

А. М. ГУРЕВИЧ, Е. М. СОРОКИН

ТРАКТОРЫ И АВТОМОБИЛИ



631.302

Г95

УДК 631.372+631.374 : 629.114(075.3)

Разделы I—V и VII, приложения 1, 2, 3 написаны *А. М. Гуревичем*, разделы VI и VIII—XIII, приложения 4, 5 — *Е. М. Сорокиным*.

Редакторы: инженеры *И. С. Сороко, О. Д. Александров*

Гуревич А. М. и Сорокин Е. М.
Г 95 Тракторы и автомобили. Изд. 4-е, перераб. и доп. М.,
«Колос», 1978.
479 с. с ил. (Учебники и учеб. пособия для с.-х. техникумов).

Книга представляет собой четвертое (3-е было в 1971 г.), переработанное и дополненное издание учебника для техникумов по специальности «Механизация сельского хозяйства».

Наряду с общетеоретическими вопросами в книге подробно и последовательно изложены сведения по устройству и работе механизмов и систем современных тракторов и автомобилей, а также даны основы их технического обслуживания.

Г $\frac{40203-232}{035(01)-78}$ 222--78

631.302

© Издательство «Колос», 1978

Раздел первый

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТРАКТОРАХ И АВТОМОБИЛЯХ



Глава 1

ОСНОВНЫЕ ЭТАПЫ ОТЕЧЕСТВЕННОГО ТРАКТОРО- И АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ

§ 1. Основные этапы развития отечественного тракторостроения

Трактор и автомобиль были созданы в результате неустанных поисков и целеустремленной, кропотливой работы нескольких поколений талантливых людей. Еще в XVIII в. русские изобретатели, ученые и инженеры положили начало созданию безрельсового транспорта и вездеходов-тягачей. В 1752 г. крепостной крестьянин Нижегородской губернии Леонтий Шамшуренков построил «самобеглую коляску». Профессор М. М. Комов в 1785 г. в работах «О земледелии» и «О земледельных орудиях» выдвинул идею создания «быстродвижной машины для облегчения труда крестьян и замены лошадей».

Талантливый изобретатель, крестьянин Ф. А. Блинов в 1879 г. получил привилегию (патент) на «особого устройства вагон с бесконечными рельсами для перевозки грузов». Почти одновременно с Ф. А. Блиновым другой изобретатель, А. П. Костиков-Алмазов, построил гусеничный ход, назвав его «цепями, долженствующими служить тропинками для перехода через болото». Ф. А. Блинов в 1889 г. на Саратовской выставке продемонстрировал работу первого в мире парового гусеничного трактора.

Паросиловые установки конца XIX в. были тяжелы, тихоходны и неэкономичны. Поэтому создание легких и более экономичных двигателей внутреннего сгорания дало возможность совершенствовать конструкцию самоходных тележек. Двигатель внутреннего сгорания, работающий на жидком топливе (бензин), с электрическим зажиганием был предложен в 1879 г. и построен в 1884 г. инженером О. С. Костовичем.

Почетное место в развитии отечественного тракторо- и двигателестроения принадлежит ученику Ф. А. Блинова Я. В. Мамину, который в 1893—1895 гг. построил самоходную тележку с нефтяным двигателем внутреннего сгорания.

В 1902 г. инженер Г. В. Тринклер создал конструкцию двигателя с воспламенением горючей смеси от сжатия, в котором для распыления топлива было использовано специальное устройство.

В 1910 г. Я. В. Мамин построил первый отечественный колесный трактор, где был применен нефтяной двигатель мощностью 25 л. с. с воспламенением горючей смеси от сжатия.

Однако в условиях дореволюционной России с ее отсталой и косной социально-экономической структурой замечательные изобретения русских людей не нашли да и не могли найти должного понимания и поддержки. Помещикам, крупным землевладельцам было выгодно эксплуатировать крестьян, батраков, потому-то в 1917 г. во всей России было только немногим более 150 тракторов.

После победы Великой Октябрьской социалистической революции открылись неограниченные возможности для широкого использования в сельском хозяйстве тракторов и других сложных машин. В период с 1918 по 1929 г. в нашей стране начинает налаживаться серийное про-

изводство тракторов. Гигантское развитие тракторостроения началось в период первой пятилетки. В июне 1930 г. вступил в строй Сталинградский (ныне Волгоградский) тракторный завод, а за ним в октябре 1931 г. Харьковский. Эти заводы выпускали колесные тракторы. Летом 1933 г. к выпуску гусеничных тракторов приступил Челябинский тракторный завод.

Даже в годы Великой Отечественной войны, когда все отрасли народного хозяйства в первую очередь и главным образом были заняты задачами оборонного характера, в строй вступили новые тракторные заводы.

Послевоенный период, начатый с восстановления разрушенных предприятий, реконструкции и расширения действующих заводов, был впоследствии отмечен грандиозным по масштабам и темпам строительством современной отечественной тракторной промышленности. Еще в годы восьмой пятилетки наша страна заняла первое место в мире по производству тракторов.

Принятые XXV съездом КПСС «Основные направления развития народного хозяйства СССР на 1976—1980 годы» предусматривают «довести в 1980 году выпуск тракторов до 580—600 тыс. штук на общую мощность 55 млн. л. с. Развивать производство энергонасыщенных тракторов, повысить их единичную мощность».

Новые типы тракторов разрабатываются с учетом всего комплекса агротехнических требований, выдвинутых сельскохозяйственным производством. Год от года совершенствуется система тракторов и сельскохозяйственных машин, обеспечивающая комплексную механизацию сельского хозяйства применительно к условиям и природным особенностям разных зон нашей страны.

§ 2. Основные этапы развития отечественного автомобилестроения

До Великой Октябрьской социалистической революции отечественной автомобильной промышленности не существовало. Наша Родина начала создавать свою автомобильную промышленность после гражданской войны.

В конце 1924 г. был выпущен первый советский автомобиль АМО-Ф15 грузоподъемностью 1,5 т, а в 1925 г. Ярославский автозавод приступил к серийному производству грузовых автомобилей.

Пуск Горьковского, реконструкция Московского и расширение Ярославского автозаводов способствовали быстрому росту отечественного автомобилестроения.

Послевоенные годы стали периодом интенсивного развития советской автомобильной промышленности. Вновь построенные и реконструированные предприятия, оснащенные современным оборудованием, пополняют автомобильный парк страны автомобилями все более совершенных моделей, созданных с учетом различных климатических и дорожных условий.

В восьмой и девятой пятилетках новые модели легковых и грузовых автомобилей с высокими технико-экономическими показателями заменили практически все ранее выпускавшиеся, уже не отвечающие возросшим требованиям. Последовательное и планомерное обновление, совершенствование, количественное и качественное развитие — характерные черты отечественного автомобилестроения. В девятой пятилетке в строй вступил Волжский автомобильный завод-гигант, а в десятом пятилетии автомобильную промышленность возглавил Камский комплекс заводов.

В 1980 г. отрасль обеспечит выпуск 2,1—2,2 миллиона автомобилей, в том числе 800—825 тысяч грузовых. При этом особое внимание будет уделяться качественным показателям. Продолжаются работы по

повышению мощности, скорости движения, экономичности, надежности, комфортабельности, проходимости автомобилей, унификации деталей, снижению металлоемкости и стоимости, трудоемкости их обслуживания.

Глава 2

КЛАССИФИКАЦИЯ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ И ИХ ОСНОВНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

§ 1. Классификация тракторов и автомобилей

Трактором называется колесная или гусеничная самоходная машина, предназначенная для передвижения прицепных или навесных сельскохозяйственных, дорожных и других машин и орудий и буксирования различных прицепов; при этом механизмы навешиваемых или буксируемых машин могут приводиться в действие от двигателя трактора через специальный вал отбора мощности. Двигатель трактора может также приводить в движение стационарные машины, для чего трактор оборудуют приводным шкивом.

Область применения тракторов чрезвычайно обширна. Само собой разумеется, что для выполнения большого количества разнообразных по своему характеру сельскохозяйственных работ необходимы тракторы различных типов.

Современные сельскохозяйственные тракторы классифицируют по следующим основным признакам.

1. По назначению:

а) *общего назначения* (рис. 1) — применяются для пахоты, посева, культивации, уборки зерновых культур и т. д.;

б) *универсально-пропашные* (рис. 2) — предназначены главным образом для междурядной обработки и уборки пропашных культур (свекла, хлопок, кукуруза и т. п.), но могут также выполнять и другие сельскохозяйственные работы;

в) *специализированные* — используются при выполнении какого-либо определенного вида работ (на виноградниках и чайных плантациях, лесоразработках, болотистых почвах, в горном земледелии).

Примером здесь может служить специализированный (так называемый болотоходный) трактор ДТ-75Б (рис. 3).

2. По конструкции ходовой части:

а) *колесные*, ходовая часть которых имеет колесные движители;

б) *гусеничные*, ходовая часть которых имеет гусеничные движители.

3. По типу остова:

а) *рамные*, остов которых представляет собой клепаную или, как у ДТ-75, сварную раму;

б) *полурамные*, остов которых образуют корпус механизмов заднего моста и две продольные балки, повернутые или приваренные к этому корпусу (например, Т-130, Т-40М, «Беларусь» МТЗ-80);

в) *безрамные*, остов которых состоит из соединенных между собой корпусов отдельных механизмов.

Колесный трактор по сравнению с гусеничным более универсален, легче, дешевле и проще в изготовлении и эксплуатации. Его можно использовать для посева, междурядной обработки и уборки пропашных культур, механизации работ в садах, ягодниках, при возделывании овощных культур, а также на транспортных работах.

Однако гусеничные тракторы имеют и существенные преимущества перед колесными. Опорная поверхность движителей у них велика, поэтому удельное давление на почву значительно меньше, чем у колесных. Кроме того, движители гусеничных тракторов снабжены многочислен-

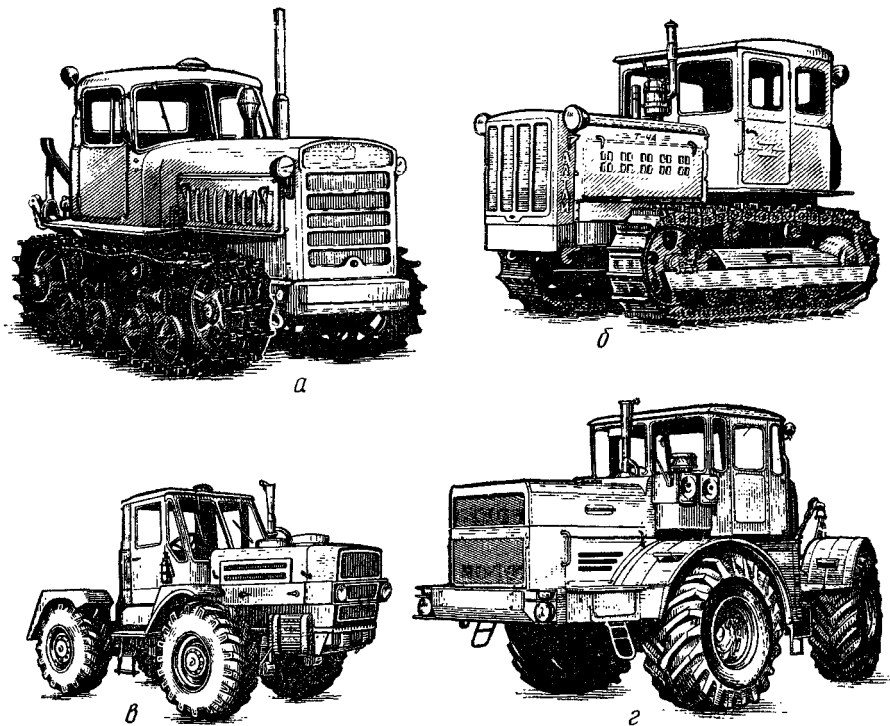


Рис. 1. Тракторы общего назначения:
a — ДТ-75М; *б* — Т-4А; *в* — Т-150К; *г* — К-701.

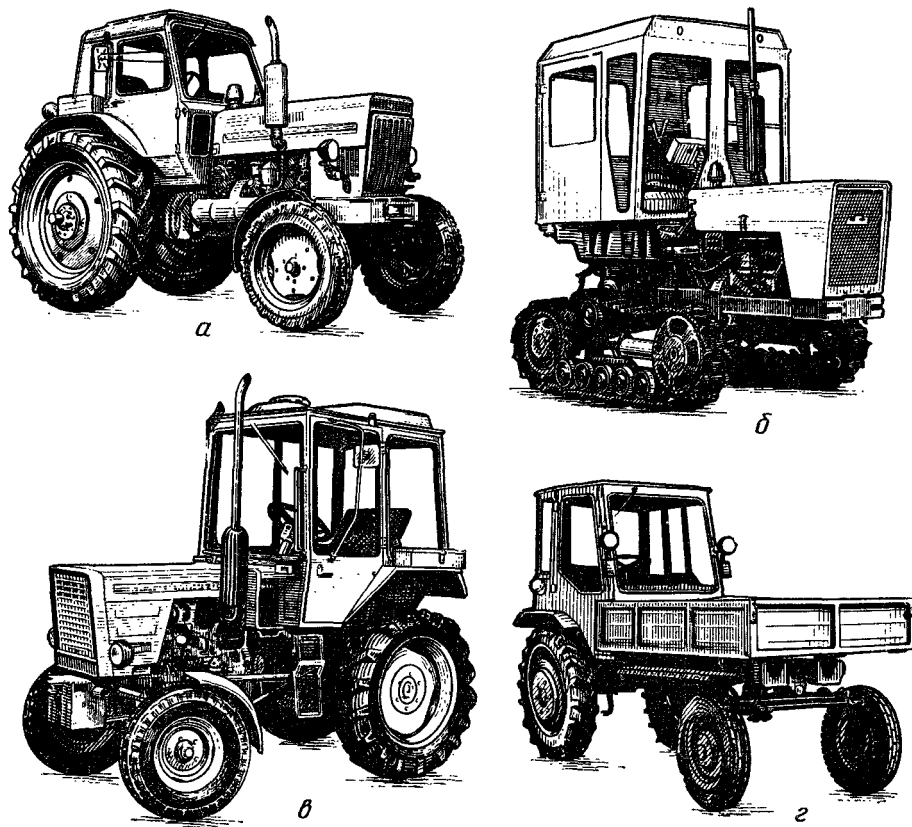


Рис. 2. Универсально-пропашные тракторы:
a — МТЗ-80; *б* — Т-70С; *в* — Т-25; *г* — самоходное шасси Т-16М.

ными почвозацепами. Меньшее удельное давление на почву и лучшее сцепление с ней повышают тяговые качества и проходимость гусеничных тракторов на увлажненных и рыхлых почвах. Важно и то, что гусеничный трактор меньше буксует и меньше уплотняет почву, чем колесный.

Специализированные тракторы обычно представляют собой видоизмененные базовые модели тракторов.

Автомобилем называется самодвижущийся экипаж, приводимый в движение установленным на нем двигателем и предназначенный для перевозки по безрельсовым дорогам пассажиров, грузов или специального оборудования и буксирования прицепов.

Современные автомобили классифицируют по следующим основным признакам.

1. По назначению различают транспортные и специальные автомобили.

Транспортные автомобили разделяют на несколько типов:

а) легковые (рис. 4) — для перевозки нескольких пассажиров;
б) автобусы — для перевозки групп (численность больше восьми) пассажиров;

в) грузовые (рис. 5) — для перевозки различных грузов. Определяющим показателем, характеризующим легковые автомобили и автобусы, является их вместимость, измеряемая количеством пассажирских мест.

Основная величина, характеризующая грузовые автомобили, — их номинальная грузоподъемность, то есть предельно допустимая масса груза (в тоннах), перевозимого при движении по дорогам с твердым покрытием. В связи с этим различают грузовые автомобили особо малой (до 1 т), малой (от 1 до 3 т), средней (от 3 до 5 т) и большой (от 5 т) грузоподъемности.

В зависимости от устройства кузовов и других конструктивных особенностей выделяют грузовые автомобили общего назначения (рис. 5 а, б, в) и специализированные (рис. 5, г), предназначенные для перевозки определенных видов грузов (например, самосвалы, автоцистерны и автофургоны).

Автомобили специального назначения служат для выполнения каких-либо определенных работ и оборудованы соответствующими приспособлениями и устройствами. К этой группе относятся пожарные поливочные автомобили, автокраны, автовышки и другие. Они обычно представляют собой видоизмененные модели транспортных автомобилей.

2. По роду топлива:

а) автомобили с двигателями, работающими на жидком топливе;

б) автомобили с двигателями, работающими на газообразном топливе.

3. По приспособляемости к дорожным условиям:

а) дорожной (нормальной) проходимости (рис. 4, а, б, в и 5, а, б, г), предназначенные для работы главным образом на дорогах с твердым покрытием и сухих грунтовых дорогах;

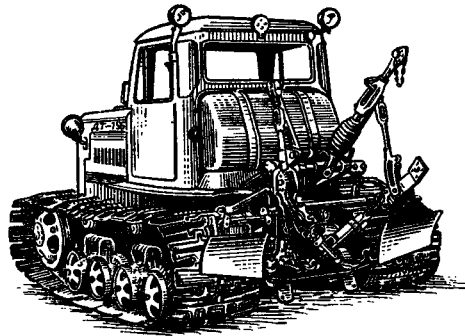


Рис. 3. Специализированный трактор ДТ-75Б (болотоходный).

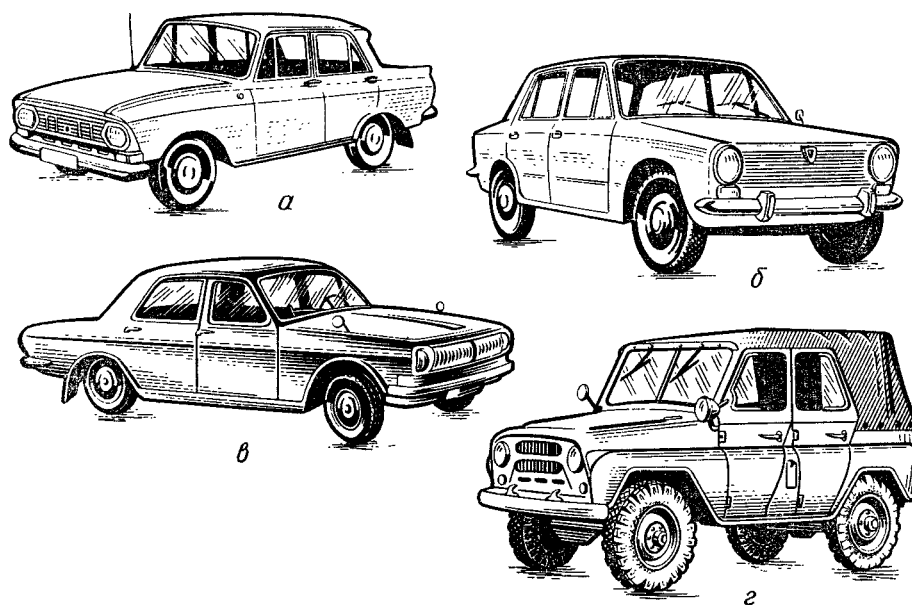


Рис. 4. Легковые автомобили:

а — «Москвич-412»; *б* — «Жигули» ВАЗ-2101; *в* — «Волга» ГАЗ-24; *г* — УАЗ-469Б.

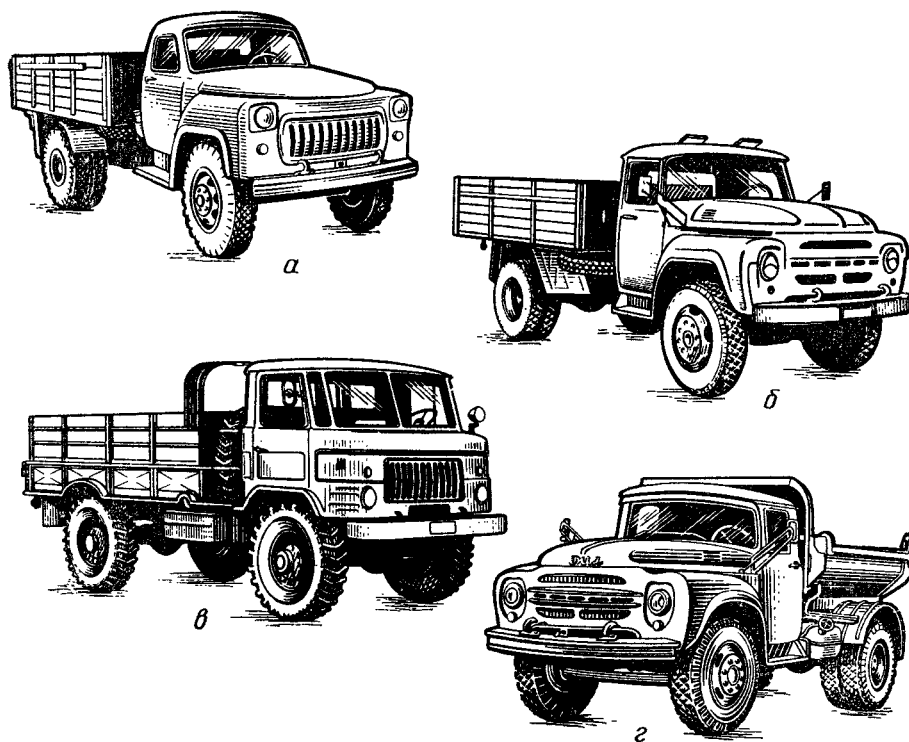


Рис. 5. Грузовые автомобили:

а — ГАЗ-53А нормальной проходимости; *б* — ЗИЛ-130 нормальной проходимости; *в* — ГАЗ-66 повышенной проходимости; *г* — ЗИЛ-ММЗ-555 самосвал нормальной проходимости.

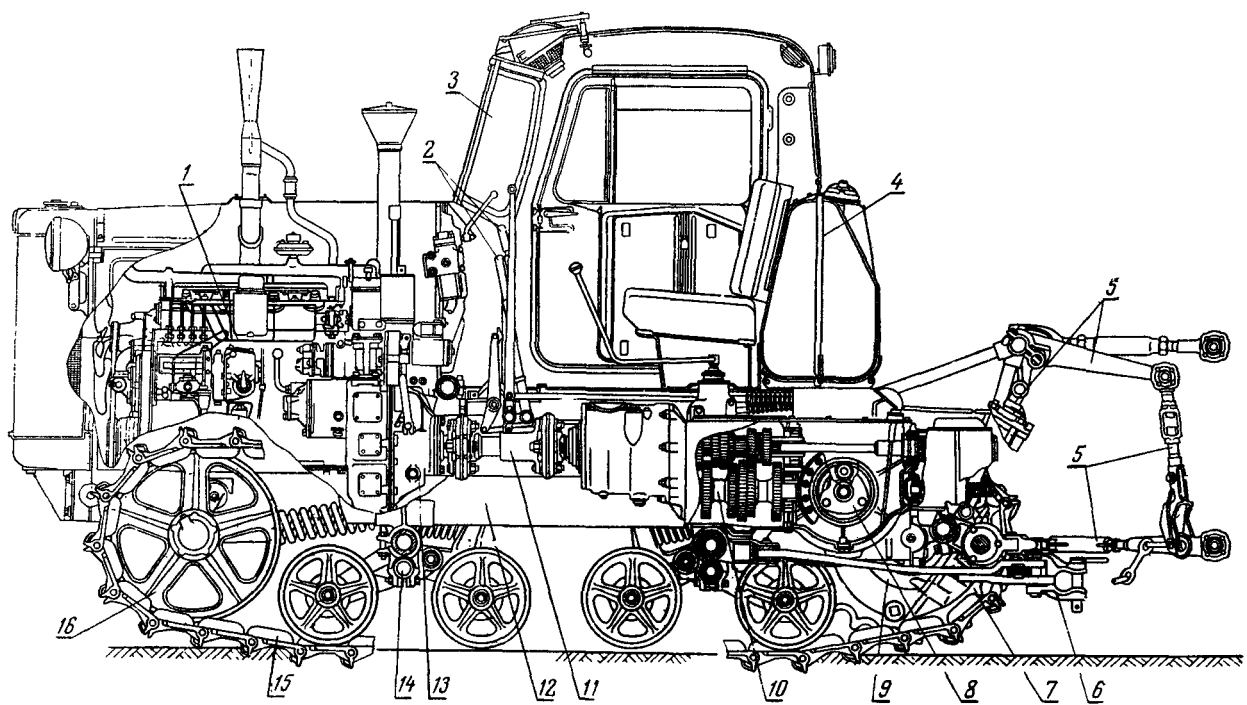


Рис. 6. Расположение механизмов некоторых сборочных единиц и деталей на гусеничном тракторе ДТ-75:

1 — двигатель; 2 — рычаги управления; 3 — кабина; 4 — топливный бак; 5 — гидравлическая навесная система; 6 — прицепное устройство; 7 — ведущее колесо (звездочка); 8 — планетарный механизм; 9 — конечная передача; 10 — коробка передач; 11 — соединительный вал; 12 — рама; 13 — сцепление; 14 — передняя каретка подвески с опорными катками; 15 — гусеничная цепь; 16 — направляющее колесо.

б) повышенной проходимости (рис. 4, *г* и 5, *в*), которые могут работать на плохих дорогах и в условиях бездорожья. Автомобили нормальной проходимости имеют привод на одну (заднюю) ось, а повышенной проходимости двухосные — на обе оси и трехосные — на две или три оси.

§ 2. Основные механизмы тракторов и автомобилей

Трактор и автомобиль — сложные машины, состоящие из различных групп механизмов, находящихся между собой в определенном взаимодействии.

Конструкция и расположение этих механизмов могут быть различными, но принципы их устройства и действия одинаковы.

Механизмы трактора можно разделить на следующие основные группы: двигатель, трансмиссия (силовая передача), ходовая часть, механизмы управления, рабочее и вспомогательное оборудование. Расположение основных механизмов *гусеничного трактора* (на примере трактора ДТ-75) показано на рисунках 6 и 7.

В двигателе 1 происходит преобразование химической энергии сгорающего в его цилиндрах топлива в механическую энергию.

Трансмиссия — это совокупность отдельных механизмов, передающих крутящий момент двигателя ведущим колесам и изменяющих его и частоту вращения ведущих колес по величине и направлению.

Трансмиссия состоит из сцепления 13, соединительного вала 11, коробки передач 10, главной передачи 17 и конечных передач 9.

Ходовая часть служит для преобразования вращательного движения ведущих колес в поступательное движение трактора. В нее входят рама 12, ведущие колеса (звездочки) 7, гусеничные цепи 15, каретки 14 подвески, направляющие колеса 16 и поддерживающие ролики.

При помощи ведущих колес и опорных катков подвесок трактор перекатывается по гусеничным цепям, состоящим из шарнирно соединенных стальных звеньев.

Механизмы управления, воздействуя на ходовую часть, изменяют направление движения трактора, останавливают и удерживают его в неподвижном положении. К ним относятся механизм поворота 8 (планетарный) и тормоза.

Двигатель, механизмы трансмиссии и ходовой части трактора крепятся на раме (остове) 12.

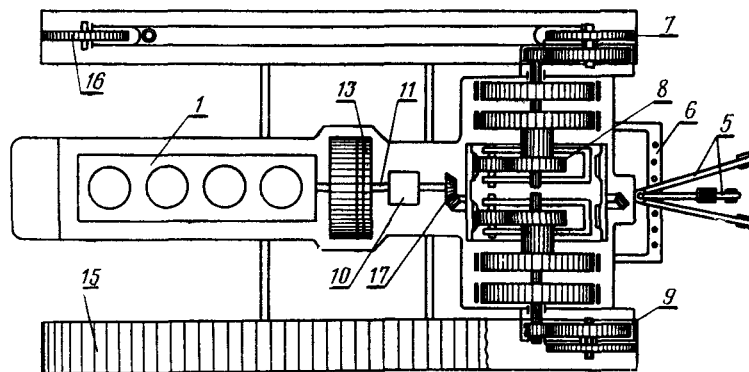


Рис. 7. Схема расположения основных механизмов и сборочных единиц гусеничного трактора ДТ-75:

17 — главная передача (остальные обозначения те же, что на рисунке 6).

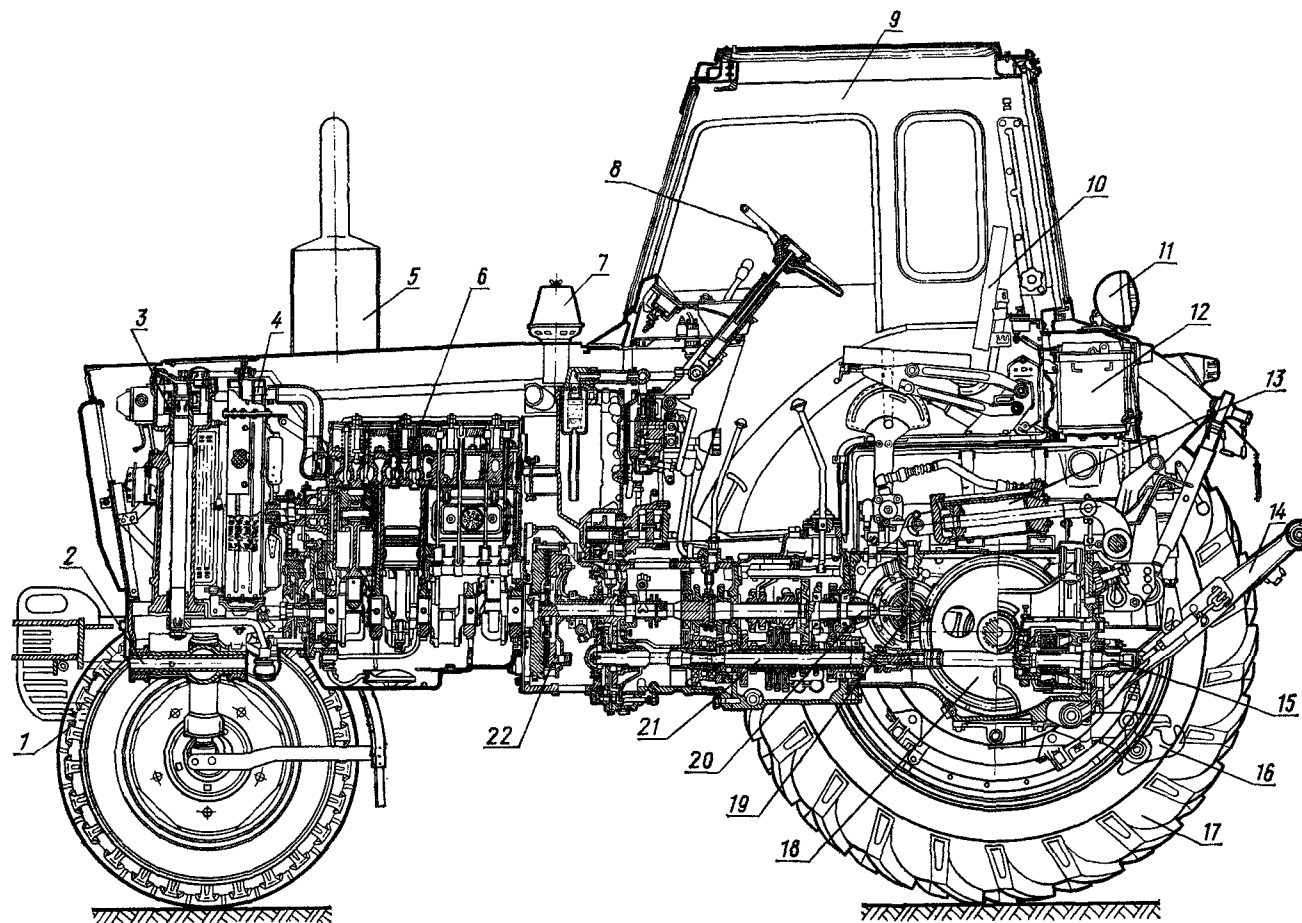


Рис. 8. Расположение механизмов, некоторых сборочных единиц и деталей на колесном тракторе МТЗ-80:

1 — управляемое колесо; 2 — передний мост; 3 — гидроусилитель рулевого управления; 4 — водяной радиатор; 5 — глушитель; 6 — двигатель; 7 — воздухоочиститель; 8 — рулевое колесо; 9 — кабина; 10 — сиденье; 11 — задняя фара; 12 — аккумуляторная батарея; 13 — основной силовой цилиндр гидравлической навесной системы; 14 — навесное устройство; 15 — задний вал отбора мощности; 16 — прицепное устройство; 17 — ведущее колесо; 18 — конечная передача; 19 — дифференциал; 20 — главная передача; 21 — коробка передач; 22 — сцепление.

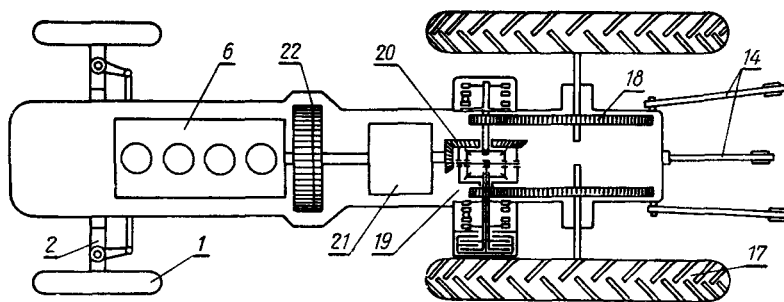


Рис. 9. Схема расположения основных механизмов колесного трактора МТЗ-80 (обозначения те же, что на рисунке 8).

Рабочее оборудование трактора состоит из гидравлической навесной системы 5, прицепного устройства 6, вала отбора мощности и приводного шкива.

Навесная система — это группа механизмов, служащая для крепления к трактору навесных машин и управления их опусканием, подъемом и фиксации в заданном положении.

Прицепное устройство позволяет осуществлять буксировку различных прицепных машин и орудий.

Вал отбора мощности используется для приведения в действие рабочих органов некоторых машин (силосоуборочного, картофелеуборочного комбайнов и др.) при одновременном перемещении их по полю.

К вспомогательному оборудованию трактора относят кабину с поддресоренным сиденьем, капот, приборы освещения и сигнализации, системы отопления и вентиляции, компрессор и т. д.

Расположение основных механизмов *колесного трактора* показано на рисунках 8 и 9. Назначение этих механизмов колесного трактора то же, что и гусеничного.

Ходовая часть и механизмы управления колесного трактора состоят из остова, переднего моста 2, ведущих 17 и управляемых 1 колес и рулевого управления. Между главной 20 и конечной 18 передачами установлен дифференциал 19.

Самоходные шасси также относятся к колесным тракторам, однако расположение механизмов у них иное. Передняя часть самоходного шасси Т-16М (рис. 2,г) представляет собой раму, на которую навешивают

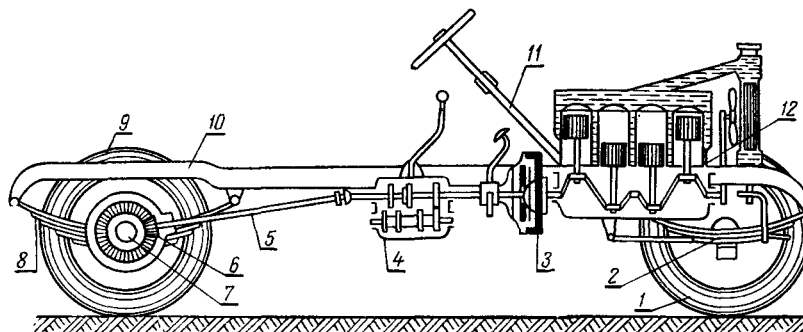


Рис. 10. Расположение основных механизмов и сборочных единиц автомобиля:

1 — управляемое колесо; 2 — передняя подвеска; 3 — муфта сцепления; 4 — коробка передач; 5 — карданная передача; 6 — главная передача; 7 — дифференциал; 8 — задняя подвеска; 9 — ведущее колесо; 10 — рама; 11 — рулевое управление; 12 — двигатель.

различные машины и орудия. Такая конструкция способствует повышению универсальности трактора и хорошей обзорности рабочих органов машин.

Механизмы автомобиля по принципиальной схеме их расположения (рис. 10) в целом аналогичны механизмам колесного трактора с пневматическими шинами.

На шасси автомобиля, которое в общем виде представляет собой совокупность трансмиссии, ходовой части и механизмов управления, устанавливается кузов, служащий для размещения водителя, пассажиров, грузов. К кузову грузового автомобиля принадлежат также кабина для водителя и оперение автомобиля: капот, крылья, подножки. К вспомогательному оборудованию автомобиля относят тягово-сцепное устройство, лебедку, системы отопления и вентиляции, компрессор и т. д.

Краткие технические характеристики основных моделей тракторов и автомобилей, используемых в сельском хозяйстве, приведены в приложениях 1, 2 и 3.

Раздел второй

ОСНОВЫ ТЕОРИИ ТРАКТОРНЫХ И АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ



Глава 3

ОБЩЕЕ УСТРОЙСТВО И РАБОТА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

§ 1. Классификация двигателей тракторов и автомобилей

На отечественных тракторах и автомобилях установлены поршневые двигатели внутреннего сгорания. Эти двигатели классифицируют по следующим основным признакам.

1. По способу воспламенения горючей смеси*: двигатели с *воспламенением от сжатия* (дизели) и двигатели с *принудительным воспламенением горючей смеси от электрической искры* (карбюраторные и газовые).

2. По способу смесеобразования: двигатели с *внешним смесеобразованием* (карбюраторные и газовые) и с *внутренним смесеобразованием* (дизели).

3. По способу осуществления рабочего процесса: *четырёхтактные* и *двухтактные* двигатели.

4. По виду применяемого топлива: двигатели *жидкого топлива*, работающие на бензине и дизельном топливе, и двигатели *газообразного топлива*, работающие на сжатом или сжиженном газе.

5. По числу цилиндров: двигатели *одноцилиндровые* и *многоцилиндровые* (двух-, четырёх- шестицилиндровые и т. д.).

6. По расположению цилиндров: *однорядные*, или *линейные*, двигатели (цилиндры расположены в один ряд) и *двухрядные*, или так называемые *V-образные* (два ряда цилиндров размещены под углом друг к другу).

На тракторах, автомобилях большой грузоподъемности в качестве двигателей применяются главным образом *четырёхтактные многоцилиндровые дизели*, а на автомобилях — легковых, малой и средней грузоподъемности — *четырёхтактные многоцилиндровые карбюраторные двигатели*.

§ 2. Основные механизмы и системы двигателей внутреннего сгорания

Поршневой двигатель внутреннего сгорания представляет собой совокупность механизмов и систем, выполняющих определенные функции.

Кривошипно-шатунный механизм служит для преобразования прямолинейного возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение коленчатого вала. Он состоит из цилиндра *13* (рис. 11), поршня *15* с кольцами, поршневого пальца *16*, шатуна *17*, коленчатого вала *19* и маховика *18*. Сверху цилиндр закрыт головкой *12*.

Механизм газораспределения предназначен для впуска в цилиндр горючей смеси или воздуха и выпуска из цилиндра отработавших газов. Он состоит из распределительного вала *2*, шестерен *1* для привода распределительного вала, толкателей *3*, клапанов *8* и *11*, пружин *4*.

* Горючей смесью называется смесь топлива с воздухом в определенных пропорциях.

Система питания служит для приготовления горючей смеси и подвода ее к цилиндрам (карбюраторные и газовые двигатели) или для подачи топлива в цилиндры и наполнения их воздухом (дизели). Система питания карбюраторных и газовых двигателей состоит из топливного бака, топливопроводов, топливного и воздушного фильтров, подкачивающего насоса, карбюратора (или смесителя) 7, впускной 6 и выпускной 5 труб. В систему питания дизеля входят те же детали и приборы с той лишь разницей, что нет карбюратора и имеются топливный насос и форсунка.

Регулятор скорости* — это устройство, автоматически поддерживающее заданный скоростной режим (частоту вращения коленчатого вала) двигателя при изменениях нагрузки.

Система зажигания предназначена для воспламенения горючей смеси от электрической искры (у дизеля система зажигания отсутствует).

Система охлаждения осуществляет отвод тепла от нагретых деталей двигателя в атмосферу. Она может быть жидкостной или воздушной.

Система смазки служит для подачи смазки к трущимся деталям с целью уменьшения трения и улучшения отвода тепла.

Система пуска осуществляет пуск двигателя.

§ 3. Основные понятия и определения

Положение поршня в цилиндре (рис. 12), при котором расстояние от поршня до оси коленчатого вала будет наибольшим, называется *верхней мертвой точкой* (в. м. т.). Положение поршня в цилиндре, при котором расстояние от поршня до оси коленчатого вала будет наименьшим, называется *нижней мертвой точкой* (н. м. т.).

Расстояние по оси цилиндра между верхней и нижней мертвыми точками называется *ходом поршня* S . При каждом ходе поршня коленчатый вал поворачивается на половину оборота, то есть на 180° . У центрального кривошипно-шатунного механизма ход поршня

$$S = 2r, \quad (1)$$

где r — радиус кривошипа коленчатого вала.

Объем V_h (м^3), освобождаемый поршнем при перемещении от в. м. т. к н. м. т., называется *рабочим объемом цилиндра*:

$$V_h = \frac{\pi d^2}{4} S, \quad (2)$$

где d — диаметр цилиндра, м; S — ход поршня, м.

* Далее для упрощения изложения термин «регулятор скорости» представляется в сокращенном виде как «регулятор».

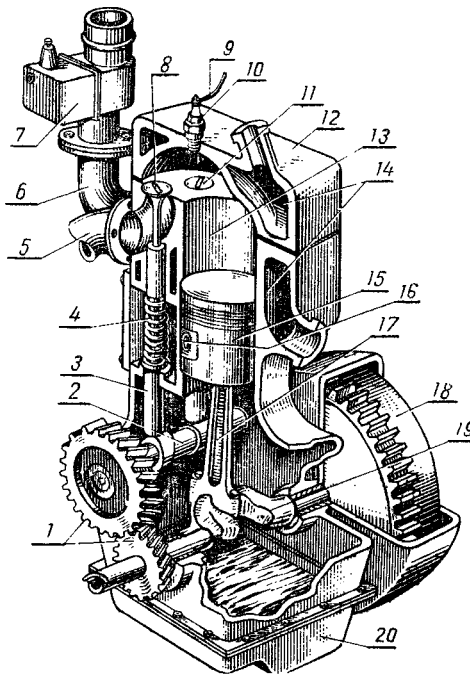


Рис. 11. Устройство карбюраторного двигателя:

1 — шестерни привода распределительного вала; 2 — распределительный вал; 3 — толкатель; 4 — пружина; 5 — выпускная труба; 6 — впускная труба; 7 — карбюратор; 8 — выпускной клапан; 9 — провод; 10 — свеча; 11 — впускной клапан; 12 — головка цилиндра; 13 — цилиндр; 14 — водяная рубашка; 15 — поршень; 16 — поршневой палец; 17 — шатуны; 18 — маховик; 19 — коленчатый вал; 20 — поддон картера.

Объем V_c над поршнем, когда поршень находится в в. м. т., называется *объемом пространства сжатия* (камера сжатия).

Сумма объема пространства сжатия и рабочего объема цилиндра т. е. объем V_a над поршнем, когда он находится в н. м. т., называется *полным объемом цилиндра*:

$$V_a = V_h + V_c. \quad (3)$$

Литражом двигателя $V_{л}$ называется сумма рабочих объемов всех его цилиндров, выраженная в литрах:

$$V_{л} = 10^{-3} V_h i, \quad (4)$$

где V_h — рабочий объем одного цилиндра, м³; i — число цилиндров двигателя.

Отношение полного объема цилиндра к объему пространства сжатия называется *степенью сжатия*:

$$\epsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_h + V_c}{V_c} = \frac{V_h}{V_c} + 1. \quad (5)$$

Таким образом, степень сжатия ϵ — это отвлеченное число, показывающее, во сколько раз полный объем цилиндра больше объема пространства сжатия.

Во время работы двигателя внутреннего сгорания в его цилиндре происходит периодически повторяющийся ряд процессов, изменяющих состояние рабочего тела (газа).

Комплекс последовательных процессов (впуск, сжатие, сгорание, расширение и выпуск), периодически повторяющийся в каждом цилиндре и обуславливающий работу двигателя, называется *рабочим циклом двигателя*.

Часть рабочего цикла, происходящая за время движения поршня от одной мертвой точки до другой, называется *тактом*.

Двигатели, в которых рабочий цикл совершается за четыре хода поршня, или за два оборота коленчатого вала, называются *четырёхтактными*, а те, в которых рабочий цикл совершается за два хода поршня, или за один оборот коленчатого вала, — *двухтактными*.

Работа двигателя за один цикл определяется по *индикаторной диаграмме*, которая представляет собой график зависимости давления газа

в цилиндре от объема, изменяющегося при перемещении поршня (координаты $p-V$). Индикаторная диаграмма может быть построена расчетным путем или снята на работающем двигателе специальным прибором — индикатором.

Циклы двигателей внутреннего сгорания различают по способу подвода теплоты:

- 1) цикл с подводом теплоты при постоянном объеме;
- 2) цикл с подводом теплоты при постоянном давлении;
- 3) цикл со смешанным подводом теплоты (часть теплоты подводится при постоянном объеме, а остальное количество — при постоянном давлении).

В двигателях внутреннего сгорания отечественных тракторов и автомобилей используются цикл с подводом теплоты при постоянном объеме (карбюраторные двигатели) или смешанный цикл (бескомпрессорные дизели).

Рассмотрим, как протекают эти циклы в одноцилиндровом двигателе.

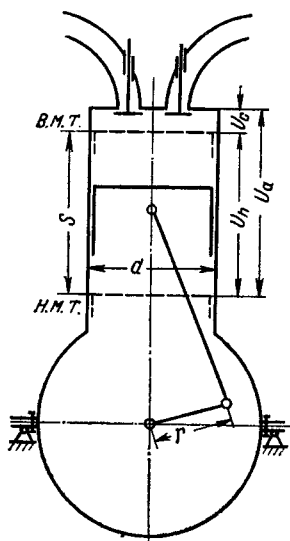


Рис. 12. Основные размеры двигателя.

§ 4. Рабочий цикл четырехтактного карбюраторного двигателя

В карбюраторном двигателе топливо сгорает при постоянном объеме. Рабочий цикл такого четырехтактного двигателя протекает следующим образом.

1. **Такт впуска.** При вращении коленчатого вала *10* поршень движется от в. м. т. к н. м. т. (рис. 13, *а*), создавая разрежение в полости цилиндра над поршнем *4*. При этом впускной клапан *б* открыт, и цилиндр *1* через впускную трубу *7* и карбюратор *8* сообщается с окружающим пространством. Под влиянием разности давлений воздух устремляется в цилиндр. Проходя через карбюратор, воздух распыливает топливо и, смешиваясь с ним, образует горючую смесь, которая поступает в цилиндр. Заполнение цилиндра *1* горючей смесью продолжается, пока поршень, миновав н. м. т., не начнет двигаться в в. м. т. К этому времени впускной клапан закрывается.

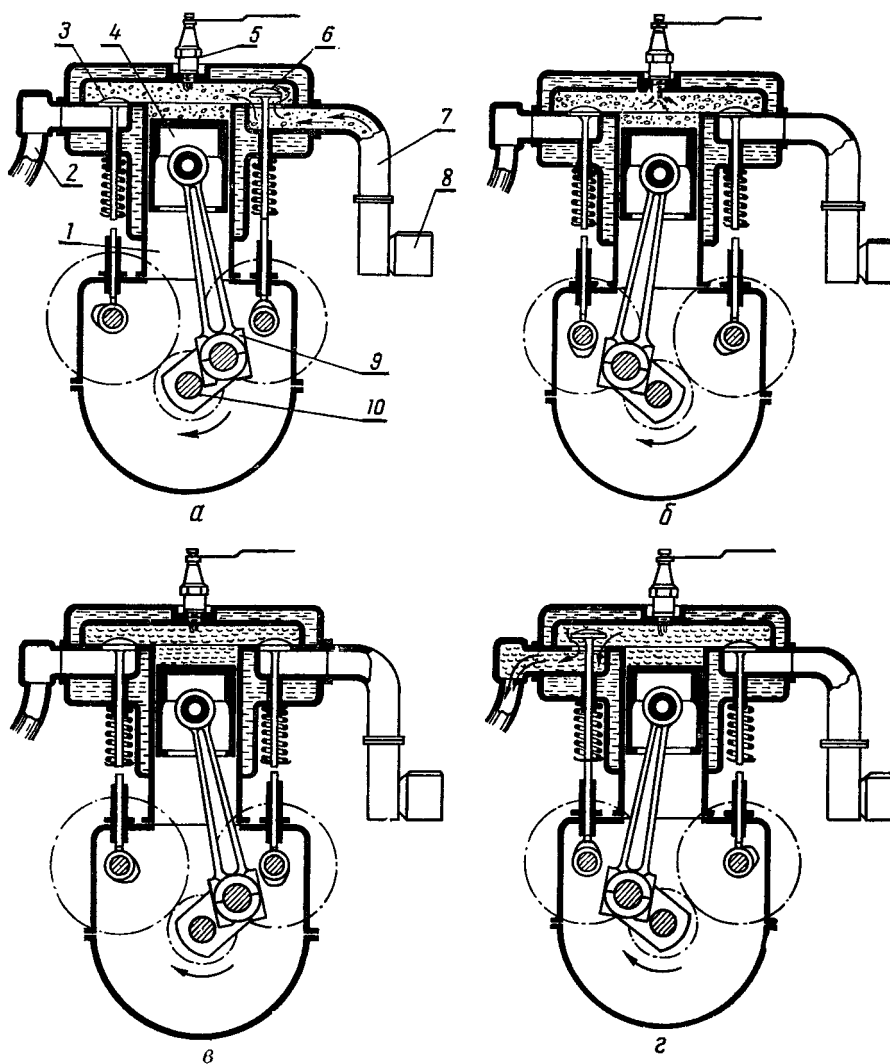


Рис. 13. Рабочий цикл одноцилиндрового четырехтактного карбюраторного двигателя: *а* — такт впуска; *б* — такт сжатия; *в* — такт расширения; *г* — такт выпуска; *1* — цилиндр; *2* — выпускная труба; *3* — выпускной клапан; *4* — поршень; *5* — свеча зажигания; *6* — впускной клапан; *7* — впускная труба; *8* — карбюратор; *9* — шатуны; *10* — коленчатый вал.

В начале такта впуска над поршнем в объеме пространства сжатия находятся отработавшие газы, оставшиеся от предыдущего цикла. Горючая смесь, заполняя цилиндр, перемешивается с остаточными газами и образует *рабочую смесь*.

В такте впуска изменение объема и соответствующего ему давления показано на индикаторной диаграмме (рис. 14), кривой впуска *ra*, расположенной ниже линии атмосферного давления.

2. **Такт сжатия.** При дальнейшем вращении коленчатого вала 10 (рис. 13, б) поршень движется от н. м. т. к в. м. т. В это время впускной 6 и выпускной 3 клапаны закрыты, поэтому поршень сжимает находящуюся в цилиндре рабочую смесь. Кривая *ac* на индикаторной диаграмме (рис. 14) иллюстрирует изменение давления в зависимости от уменьшения объема при сжатии рабочей смеси. Во время такта сжатия составные части рабочей смеси хорошо перемешиваются и нагреваются. В конце такта сжатия между электродами свечи зажигания 5 (рис. 13, б) происходит электрический разряд, и рабочая смесь воспламеняется. Выделение теплоты при сгорании топлива вызывает резкое повышение давления и температуры газов (продуктов сгорания), образующихся в цилиндре. Кривая *cz* на индикаторной диаграмме (рис. 14) показывает нарастание давления в цилиндре при сгорании смеси.

3. **Такт расширения.** Оба клапана закрыты. Под давлением газов поршень перемещается от в. м. т. к н. м. т. (рис. 13, в). Шатун 9 преобразует это движение во вращательное движение коленчатого вала. Таким образом, при расширении газов совершается полезная работа. Кривая *zb* на рисунке 14 отображает изменение давления газов в такте расширения.

4. **Такт выпуска.** Когда поршень подходит к н. м. т., открывается выпускной клапан 3 и отработавшие газы, имеющие избыточное давление, начинают выходить из цилиндра в атмосферу через выпускную трубу 2. Далее поршень движется от н. м. т. к в. м. т. (рис. 13, г) и выталкивает из цилиндра отработавшие газы. Такт выпуска на индикаторной диаграмме (рис. 14) характеризуется кривой *br*.

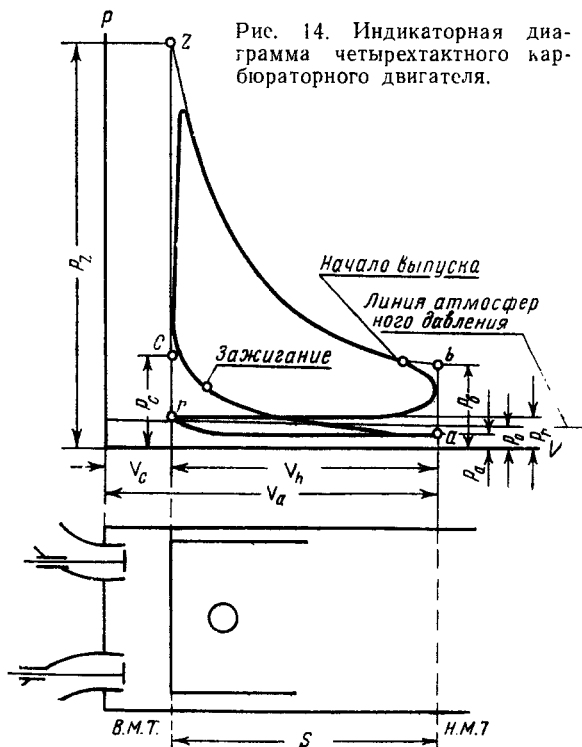


Рис. 14. Индикаторная диаграмма четырехтактного карбюраторного двигателя.

§ 5. Рабочий цикл четырехтактного дизеля

В отличие от карбюраторного двигателя в цилиндр дизеля воздух и топливо вводятся раздельно. Сначала цилиндр дизеля заполняется воздухом. Затем воздух подвергается сжатию, в результате чего его температура и давление значительно повышаются. В конце такта сжатия в цилиндр вводится мелко распыленное жидкое топливо, которое нагревается от соприкосновения с горячим воздухом и самовоспламеняется.

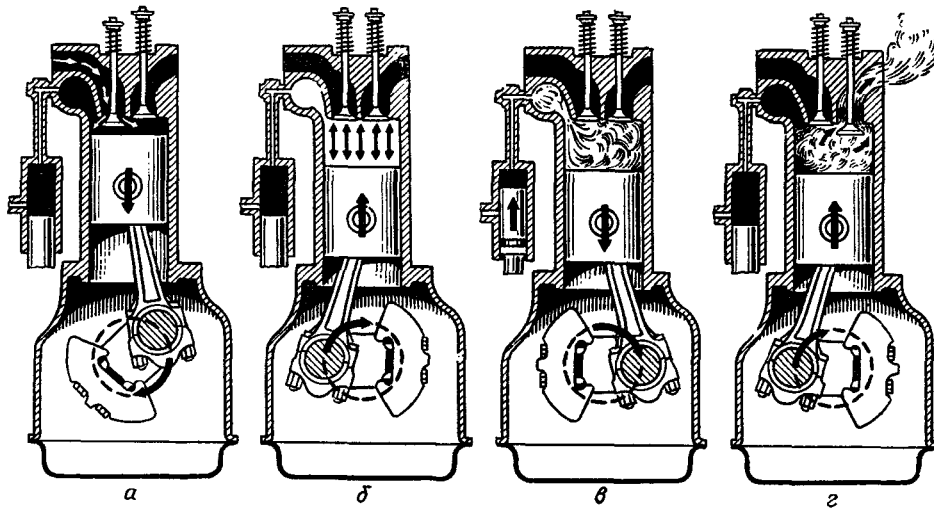


Рис. 15. Рабочий цикл одноцилиндрового четырехтактного дизеля:
 а — такт впуска; б — такт сжатия; в — такт расширения; г — такт выпуска.

Рабочий цикл бескомпрессорного четырехтактного дизеля протекает следующим образом.

1. **Такт впуска.** Поршень движется от в. м. т. к н. м. т. (рис. 15, а), впускной клапан открыт, и в цилиндр поступает воздух. Изменение объема и соответствующего ему давления характеризуется кривой впуска ra на индикаторной диаграмме (рис. 16).

2. **Такт сжатия.** Оба клапана закрыты. Поршень движется от н. м. т. к в. м. т. (рис. 15, б) и сжимает воздух. Вследствие большой степени сжатия (порядка 15—20) давление и температура воздуха в конце этого такта сильно возрастают. Температура сжатого воздуха становится выше температуры воспламенения топлива. Изменение давления в такте сжатия характеризуется кривой ac на диаграмме (рис. 16). В конце такта сжатия (при положении поршня, близком к в. м. т.) в цилиндр через форсунку впрыскивается тонко распыленное жидкое топливо. Впрыснутое в цилиндр топливо смешивается с нагретым воздухом и остаточными газами, образуя рабочую смесь, которая самовоспламеняется. Часть топлива быстро сгорает при постоянном объеме. Изменение давления при этом иллюстрируется кривой cz' на индикаторной диаграмме (рис. 16).

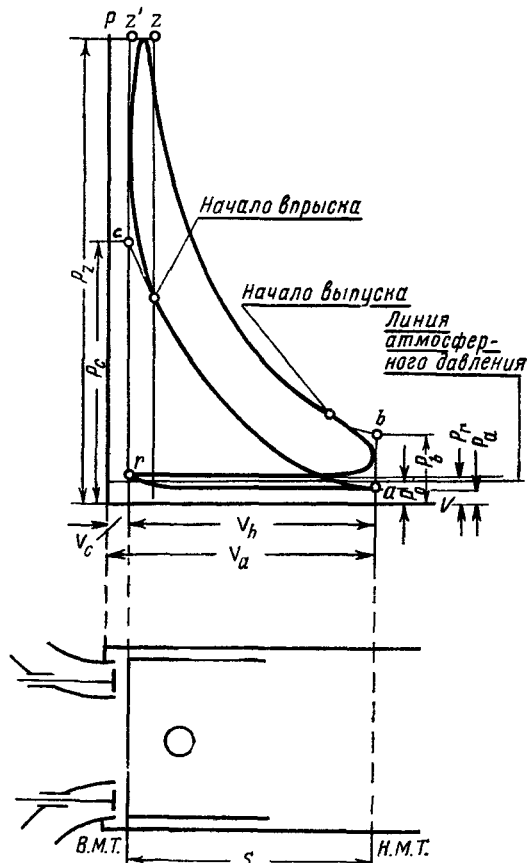


Рис. 16. Индикаторная диаграмма четырехтактного дизеля.

3. **Такт расширения.** Оба клапана закрыты. Поршень перемещается от в. м. т. к н. м. т. (рис. 15, в). В начале движения поршня сгорает оставшая часть топлива, поэтому в цилиндре в течение небольшого отрезка времени поддерживается почти постоянное давление. Кривая $z'z$ на индикаторной диаграмме (рис. 16) отображает процесс предварительного расширения газов. Далее при движении поршня к н. м. т. в связи с увеличением объема уменьшается давление газов в цилиндре. Кривая zb на индикаторной диаграмме характеризует протекание процесса последующего расширения газов. Таким образом, такту расширения на индикаторной диаграмме соответствует кривая $z'zb$.

4. **Такт выпуска.** Выпускной клапан открывается. Поршень движется от н. м. т. к в. м. т. (рис. 15, г) и через открытый клапан выталкивает отработавшие газы в атмосферу. Такт выпуска на индикаторной диаграмме (рис. 16) показан в виде кривой br .

Характерно, что у двигателей обоих рассмотренных типов в течение рабочего цикла только в такте расширения поршень перемещается под давлением газов и посредством шатуна приводит коленчатый вал во вращение. При выполнении остальных (подготовительных) тактов — выпуске, впуске и сжатии — поршень перемещается за счет механической энергии, накопленной маховиком во время такта расширения.

§ 6. Рабочие циклы двухтактных двигателей

Двухтактные двигатели могут быть карбюраторными и дизелями. Общим для всех типов двухтактных двигателей является использование потока свежей смеси или воздуха для удаления отработавших газов из цилиндра — так называемая *продувка*, которая осуществляется различными способами.

Схема устройства и работы двухтактного карбюраторного двигателя с кривошипно-камерной продувкой изображена на рис. 17, а соответствующая индикаторная диаграмма рабочего цикла — на рис. 18.

У двигателей этого типа в стенке цилиндра 4 сделаны три окна: впускное 7, продувочное 2 и выпускное 6; картер (кривошипная камера) 9 двигателя изолирован от атмосферы. К впускному окну 7 присоединен

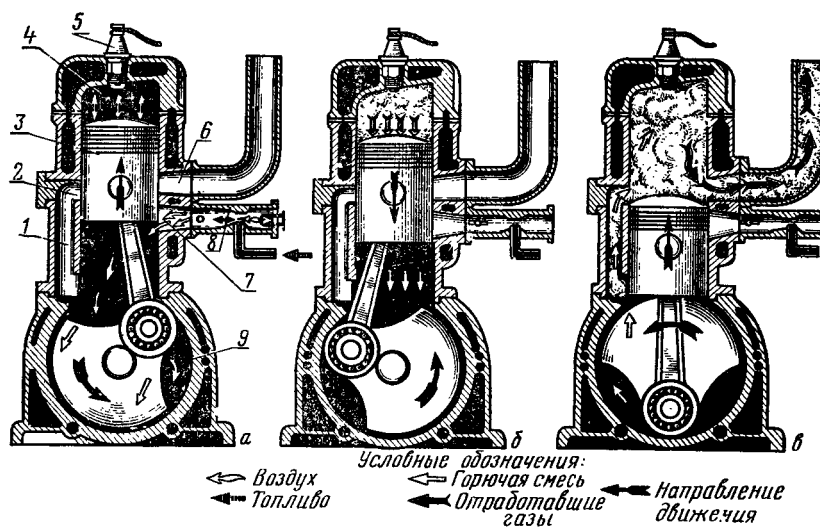


Рис. 17. Схема устройства и работы двухтактного карбюраторного двигателя:

1 — канал из кривошипной камеры; 2 — продувочное окно; 3 — поршень; 4 — цилиндр; 5 — свеча; 6 — выпускное окно; 7 — впускное окно; 8 — карбюратор; 9 — кривошипная камера.

карбюратор 8. Продувочное окно 2 сообщается каналом 1 с кривошипной камерой 9 двигателя. Рабочий цикл в двигателе происходит следующим образом.

Поршень 3 движется от н. м. т. к в. м. т. (рис. 17, а), перекрывая в начале хода продувочное окно 2, а затем выпускное 6. После этого в цилиндре начинается сжатие ранее поступившей в него горючей смеси. Изменение давления в цилиндре на данном этапе отображает кривая $fa'c$ на индикаторной диаграмме (рис. 18). В это время в кривошипной камере 9 (рис. 17, а) создается разрежение. Как только нижняя кромка направляющей части (юбки) поршня откроет впускное окно 7, через него из карбюратора 8 в кривошипную камеру 9 засасывается горючая смесь.

Когда поршень находится близко к в. м. т., сжатая рабочая смесь воспламеняется электрической искрой свечи 5. При сгорании смеси давление газов (продуктов сгорания) резко возрастает. Повышение давления в цилиндре показывает кривая cz на индикаторной диаграмме (рис. 18).

Под давлением газов поршень перемещается к н. м. т. (рис. 17, б). В цилиндре происходит расширение газов, которые на индикаторной диаграмме (рис. 18) иллюстрирует кривая zb . Как только поршень, двигаясь вниз, закроет впускное окно 7 (рис. 17, б), в кривошипной камере 9 начнется сжатие ранее поступившей в нее горючей смеси.

В конце хода поршень открывает выпускное окно 6 (рис. 17, в), а затем и продувочное 2. Через открытое выпускное окно отработавшие газы с большой скоростью выходят в атмосферу. Давление в цилиндре быстро понижается. К моменту открытия продувочного окна давление сжатой горючей смеси в кривошипной камере будет выше, чем давление отработавших газов в цилиндре. Поэтому горючая смесь из кривошипной камеры по каналу 1 входит в цилиндр и, заполняя его, выталкивает остатки отработавших газов через выпускное окно наружу. Кривая $bafa'$ на индикаторной диаграмме (рис. 18) отображает изменение давления в цилиндре во время процессов выпуска и продувки.

Рабочий цикл двухтактного дизеля протекает аналогично рабочему циклу двухтактного карбюраторного двигателя и отличается только тем, что у дизеля в цилиндр поступает не горючая смесь, а воздух, который в результате сжатия нагревается, и впрыснутое форсункой топливо самовоспламеняется.

Чтобы обеспечить хорошую очистку и наполнение цилиндра, в большинстве современных быстроходных двухтактных дизелей применяют специальные продувочные насосы (нагнетатели).

Схема работы двухтактного бескомпрессорного дизеля с нагнетателем изображена на рисунке 19, а соответствующая индикаторная диаграмма — на рисунке 20.

Когда поршень 4 (рис. 19, а) расположен вблизи н. м. т., продувочные отверстия 6 (окна) открываются, и через них в цилиндр 3 из воз-

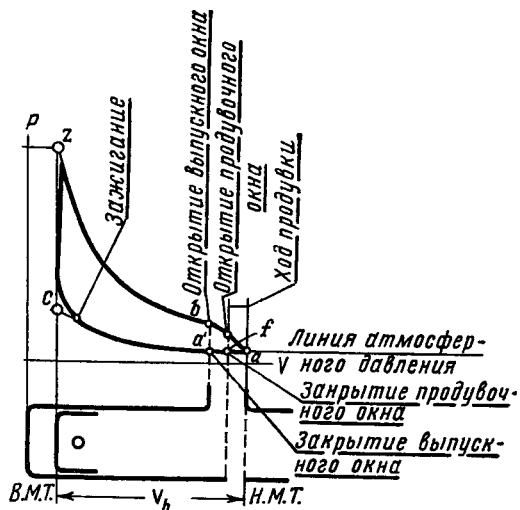


Рис. 18. Индикаторная диаграмма двухтактного карбюраторного двигателя.

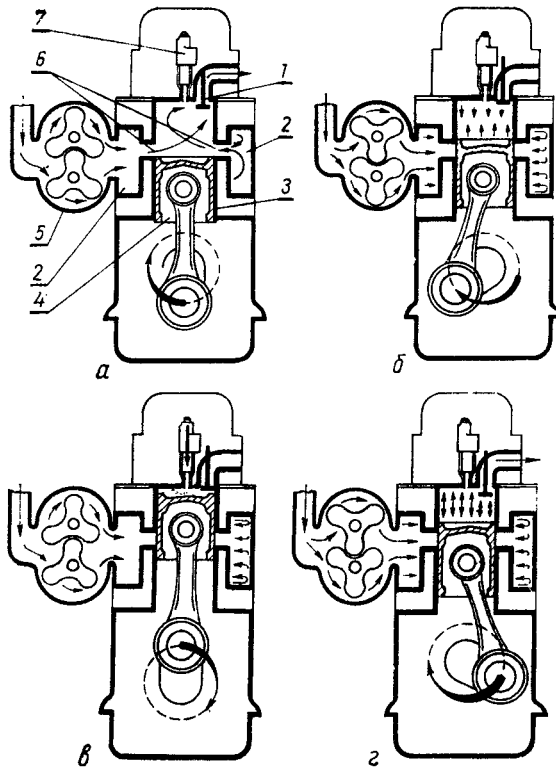


Рис. 19. Схема работы двухтактного дизеля с нагнетателем:

1 — выпускной клапан; 2 — воздушная камера; 3 — цилиндр; 4 — поршень; 5 — нагнетатель; б — продувочные отверстия; 7 — форсунка.

душной камеры 2, окружающей цилиндр, под давлением поступает воздух. В камеру 2 воздух подается нагнетателем 5. В это время открыт выпускной клапан 1, и воздух, вытесняя из цилиндра отработавшие газы, заполняет цилиндр. Продувка продолжается до тех пор, пока поршень, двигаясь к в. м. т., не перекроет продувочные отверстия. Затем закрывается выпускной клапан, и поршень сжимает воздух (рис. 19, б). На индикаторной диаграмме (рис. 20) изменение давления в цилиндре при ходе поршня от н. м. т. до в. м. т. иллюстрируется кривой $a'afc$, а при сжатии воздуха — кривой fc .

Когда поршень находится около в. м. т., в цилиндр через форсунку 7 впрыскивается распыленное топливо (рис. 19, в), которое при соприкосновении со сжатым воздухом воспламеняется. Часть топлива быстро сгорает при постоянном объеме. Повышение давления при этом показано на инди-

каторной диаграмме (рис. 20) в виде кривой cz' . Остальная часть топлива сгорает в начале движения поршня от в. м. т. к н. м. т., поэтому в цилиндре в течение небольшого отрезка времени поддерживается почти постоянное давление. Кривая $z'z$ характеризует процесс предварительного расширения газов. Далее при движении поршня к н. м. т.

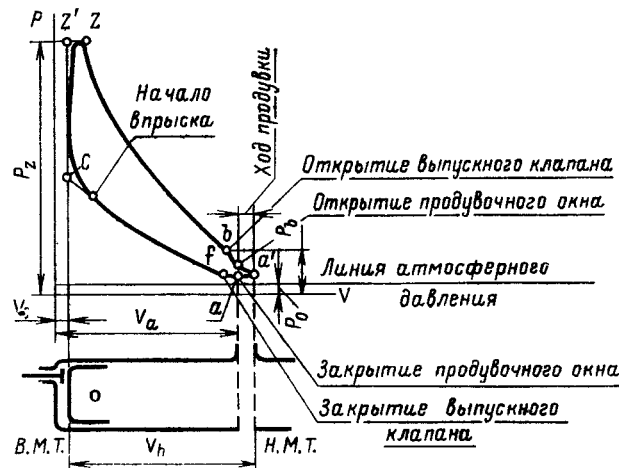


Рис. 20. Индикаторная диаграмма двухтактного дизеля с нагнетателем.

давление падает, и происходит последующее расширение газов, которое отобразится кривой zb . Таким образом, весь процесс расширения газов на индикаторной диаграмме характеризуется кривой $z'zb$.

В конце хода поршня к н. м. т. открывается выпускной клапан I и начинается выпуск отработавших газов (рис. 19, z). К тому моменту, когда поршень открывает продувочные отверстия b , часть отработавших газов уже успевают выйти наружу, давление в цилиндре падает и начинается продувка цилиндра воздухом. Продувка цилиндра продолжается и при последующем перемещении поршня вверх (рис. 19, a). Кривая $ba'af$ на индикаторной диаграмме (рис. 20) иллюстрирует изменение давления в цилиндре при процессах выпуска газов из цилиндра и продувки его.

В дальнейшем все процессы повторяются в такой же последовательности.

Различают контурные и прямоточные схемы продувки двухтактных двигателей.

В контурных схемах движение потока горючей смеси или воздуха происходит по контуру цилиндра. Эти схемы могут быть с поперечной (рис. 21, a) и с петлевой (рис. 21, b) продувкой. Управление продувочными и выпускными органами распределения связано с движением поршня.

В прямоточных схемах (см. рис. 19) горючая смесь или воздух движется параллельно оси цилиндра, не меняя своего направления. Прямоточная продувка обеспечивает лучшую очистку цилиндра, чем контурная.

§ 7. Сравнение четырехтактных и двухтактных двигателей

Сопоставление четырехтактного и двухтактного двигателей позволяет сделать следующие выводы.

1. Мощность двухтактных двигателей при прочих равных условиях значительно превышает (на 60—70%) мощность четырехтактных двигателей, так как подача топлива и сгорание его осуществляются при каждом обороте коленчатого вала.

2. Работа двухтактных двигателей протекает более равномерно, потому что такт расширения происходит при каждом обороте коленчатого вала. Это позволяет устанавливать на двухтактный двигатель более легкий маховик.

3. В конструктивном и эксплуатационном отношении двухтактные двигатели проще четырехтактных, в особенности при поперечной кривошипно-камерной продувке, так как не имеют специального механизма газораспределения.

4. По экономичности двухтактные двигатели несколько уступают четырехтактным из-за менее совершенной очистки цилиндра от продуктов сгорания и потери мощности, расходуемой на привод продувочного насоса. Особенно неэкономичны карбюраторные двигатели, в которых продувка осуществляется горючей смесью, так как в них потеря горючей смеси через выпускные окна может достигнуть 30%. Поэтому большинство карбюраторных быстроходных двигателей выполняется четырехтактными.

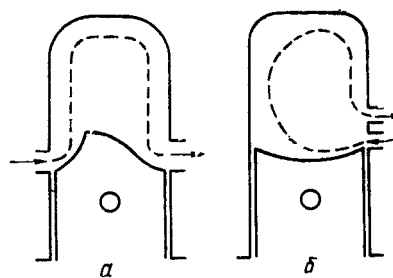


Рис. 21. Контурные схемы продувки цилиндра двухтактного двигателя:

a — поперечная продувка; b — петлевая продувка.

§ 8. Сравнение дизелей с карбюраторными двигателями

Дизель по сравнению с карбюраторным двигателем имеет следующие основные преимущества.

1. На единицу произведенной работы расходует в среднем на 20—25% (по массе) меньше топлива вследствие более высокой степени сжатия.

2. Работает на тяжелых сортах топлива, которое дешевле и менее опасно в пожарном отношении.

Вместе с тем дизелю свойственны и некоторые недостатки.

1. Более высокое давление газов в цилиндре требует увеличения прочности отдельных деталей, а это приводит к увеличению размеров и массы дизеля.

2. Процесс пуска дизеля более сложен и труден, особенно в зимнее время.

Хорошие экономические показатели дизелей обеспечили им широкое применение в качестве стационарных и транспортных двигателей. Сейчас дизели используются на всех отечественных тракторах и в большинстве автомобилей большой грузоподъемности.

§ 9. Работа многоцилиндрового двигателя

Несмотря на наличие маховика, коленчатый вал одноцилиндрового двигателя вращается неравномерно: ускоренно во время такта расширения и замедленно при остальных. Сгорание заряда горючей смеси, необходимого для получения нужной мощности, создает резкую, ударную нагрузку на детали кривошипно-шатунного механизма, что увеличивает их износ и вызывает колебания всего двигателя. Кроме того, одноцилиндровый двигатель имеет плохую *приемистость*, то есть способность быстро увеличивать частоту вращения коленчатого вала.

Чтобы устранить эти недостатки одноцилиндровых двигателей, на тракторы и автомобили, как правило, устанавливают многоцилиндровые двигатели, то есть такие, в которых несколько одинаковых по размерам цилиндров объединены в одном двигателе. В многоцилиндровом двигателе такт расширения повторяется чаще, чем в одноцилиндровом. Это обуславливает более равномерное вращение коленчатого вала такого двигателя и позволяет уменьшить размеры его маховика.

Чтобы многоцилиндровый двигатель работал наиболее равномерно, такты расширения должны следовать через равные промежутки времени, или равные *углы поворота* коленчатого вала. Для определения этого угла нужно продолжительность цикла, выраженную в градусах поворота коленчатого вала, разделить на число цилиндров двигателя.

В четырехтактном четырехцилиндровом двигателе такт расширения в цилиндре происходит через 180° ($720^\circ:4$) по отношению к предыдущему, то есть через половину оборота коленчатого вала. Таким образом, за каждые два оборота коленчатого вала (за рабочий цикл) такты расширения совершатся во всех четырех цилиндрах.

Последовательность чередования тактов расширения в цилиндрах двигателя называется *порядком работы цилиндров двигателя*.

Порядок работы зависит от расположения цилиндров, взаимного положения кривошипов коленчатого вала и последовательности открытия и закрытия клапанов механизма газораспределения.

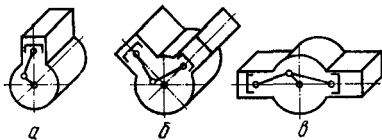


Рис. 22. Схема расположения цилиндров двигателя:
а — однорядное; б — двухрядное; в — V-образное; г — двухрядное оппозитное.

Расположение цилиндров многоцилиндровых двигателей может быть *однорядным* или *двухрядным* (рис. 22). В большинстве однорядных двигателей цилиндры располагаются вертикально (рис. 22, а), а в двухрядных — под углом друг к другу. Если в двигателях с двухрядным расположением цилиндров угол между цилиндрами меньше 180° , их называют *V-образными* (рис. 22, б), когда же угол равен 180° , двигатели называют *оппозитными* (рис. 22, в).

Многоцилиндровые двигатели имеют различное (обычно четное) число цилиндров — от двух до шестнадцати.

Двигатели с однорядным расположением цилиндров обладают большими габаритами и массой, нежели двигатели с двухрядным V-образным расположением цилиндров.

Глава 4

ТОПЛИВО ДЛЯ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 1. Классификация автотракторных топлив

Автотракторные топлива по физическому состоянию, в котором они находятся при поступлении в двигатель, делятся на *жидкие* и *газообразные*. По роду исходного сырья топлива разделяются на две группы: *нефтяные* и *ненефтяные*.

К первой группе *жидких топлив* относятся бензин, керосин и дизельное топливо. Эти топлива получают в результате прямой перегонки или деструктивной* переработки нефти, а также при смешивании топлив, получаемых обоими методами. Вторую группу образуют такие сорта бензинов и керосинов, которые получают путем переработки сланцев, торфа и углей.

Из *газообразных топлив* в настоящее время для автомобильных двигателей используют сжатые и сжиженные газы нефтяного и нефтяного происхождения. Сжатые газы характеризуются тем, что при температуре (20°C) и весьма высоком давлении остаются в газообразном состоянии, а сжиженные газы — тем, что при нормальной температуре превращаются в жидкость при сравнительно невысоком давлении (до 1,6 МПа). Газообразное топливо обладает рядом ценных качеств. Оно значительно дешевле жидкого и наиболее полно используется при сгорании. Огромные масштабы газификации в СССР создают значительные перспективы для использования газообразных топлив в автотракторных двигателях.

В процессе сгорания химическая энергия топлива превращается в тепловую энергию.

Сгорание топлива может быть полным и неполным. Полное сгорание характеризуется тем, что весь углерод топлива соединяется с кислородом, образуя углекислый газ (CO_2), а весь водород соединяется с кислородом, образуя воду. Неполное сгорание означает, что часть углерода окисляется не полностью, поэтому, кроме углекислого газа и воды, образуется еще окись углерода (СО). Она обладает способностью соединяться с кислородом и может быть использована как топливо.

Важнейшим показателем, определяющим ценность топлива, является его *удельная теплота сгорания* Q . Она характеризуется количеством теплоты (МДж), которая выделяется при полном сгорании 1 кг жидкого или 1 м³ газообразного** топлива. Различают высшую Q_v и

* Деструктивной переработкой нефти называют такие процессы получения нефтепродуктов, при которых изменяется структура молекул углеводородов, имеющих в исходном сырье.

** Количество газа (м³) принято относить к нормальным условиям, то есть к давлению 0,1 МПа и температуре 0°C .

низшую Q_n удельную теплоту сгорания топлива. Высшая удельная теплота сгорания определяется при условии, что вода, образующаяся в процессе сгорания топлива, и влага, содержащаяся в нем, находятся в жидком состоянии, а низшая — при условии, что вода, образующаяся при сгорании топлива, и влага, содержащаяся в нем, будут в парообразном состоянии. Низшая теплотворная способность бензина и дизельного топлива равна 42—44 МДж/кг.

§ 2. Топливо для карбюраторных автотракторных двигателей

Современные автотракторные карбюраторные двигатели работают на бензине.

Для обеспечения надежной и экономичной работы карбюраторного двигателя в разных эксплуатационных условиях топливо должно обладать хорошей испаряемостью, достаточной детонационной стойкостью, хорошей физической и химической стабильностью, минимальной способностью образовывать смолистые отложения и вызывать коррозию деталей. Оно не должно иметь механических примесей и воды.

Испаряемость топлива, то есть способность его переходить из жидкого состояния в парообразное, оценивается по температуре выкипания 10, 50 и 90% топлива.

Температура выкипания 10% топлива характеризует его пусковые свойства. Чем ниже эта температура, тем легче на таком топливе запустить двигатель. Однако при этом повышается опасность образования газовых пробок в топливной системе двигателя.

По температуре выкипания 50% топлива можно судить об испаряемости средних фракций. Чем ниже эта температура, тем устойчивее работа двигателя.

Температура выкипания 90% топлива характеризует полноту его испарения. Чем ниже эта температура, тем меньше тяжелых фракций содержит топливо.

Детонационная стойкость. Процесс сгорания топлива в двигателе протекает в течение малого промежутка времени. Например, при частоте вращения коленчатого вала 2000 об/мин время сгорания составляет 0,003—0,004 с. Продолжительность процесса сгорания топлива находится в прямой зависимости от скорости распространения в цилиндре фронта пламени*. При нормальном сгорании фронт пламени распространяется в цилиндре со скоростью 20—30 м/с.

Однако процесс сгорания в двигателе может принимать детонационный (взрывной) характер, при котором скорость распространения фронта пламени достигает 2000—2500 м/с.

Детонационное сгорание смеси сопровождается звонкими металлическими стуками, периодическими выхлопами черного дыма из выпускной трубы, перегревом двигателя, понижением его мощности и экономичности. При детонационном сгорании происходит повышенный износ деталей, а иногда разрушение вкладышей подшипников, выгорание днищ поршней и обгорание клапанов. Причина детонационного сгорания заключается в образовании и затем распаде в конце процесса сгорания топлива нестойких кислородсодержащих веществ, называемых *пероксидами*.

Способность топлива противостоять детонационному сгоранию называется *детонационной стойкостью*. Она зависит от того, какие углеводороды преобладают в топливе. Детонационная стойкость топлива оценивается *октановым числом*, которое может определяться моторным или исследовательским методом.

* Фронтом пламени называется зона реакции сгорания, отделяющая продукты сгорания от свежей смеси.

Моторный метод заключается в подборе такой смеси эталонных топлив, которая дает в одноцилиндровом двигателе при стандартных условиях работы такую же интенсивность детонации, как и испытуемое топливо. Исследовательский метод испытания топлива отличается от моторного только менее напряженным режимом работы одноцилиндрового двигателя, соответствующим работе двигателя при движении автомобиля в городских условиях. В качестве эталонных топлив приняты два углеводорода: *нормальный гептан*, детонационная стойкость которого условно принята равной нулю, и *изооктан*, детонационная стойкость которого условно принята равной 100 единицам.

Октановым числом топлива называется процентное (по объему) содержание изооктана в такой смеси с нормальным гептаном, которая по детонационной стойкости равноценна испытываемому топливу.

Детонационное сгорание в большинстве случаев возникает при несоответствии между степенью сжатия двигателя и детонационной стойкостью применяемого топлива. Кроме того, на возникновение детонационного сгорания оказывают влияние форма камеры сгорания, диаметр цилиндра, количество свечей, их расположение и другие факторы.

В карбюраторных двигателях в зависимости от сорта топлива, назначения двигателя и других параметров степень сжатия находится в пределах от 6,5 до 10. Чем выше октановое число топлива, тем выше максимально допустимая степень сжатия.

Если топливо склонно к детонационному сгоранию, то его октановое число можно повысить, добавив незначительное количество (0,04÷0,08%) веществ, известных под названием *антидетонаторов*. Антидетонаторы не изменяют физико-химические свойства топлива. Наиболее широкое применение из числа антидетонаторов получил тетраэтиловый свинец (ТЭС), который вводят в топливо в виде *этиловой жидкости* марки Р-9. Топливо с добавлением этиловой жидкости называют *этилированным*. Оно ядовито, поэтому при обращении с ним должны соблюдаться специальные правила предосторожности. В этилированное топливо вводят специальный краситель; таким образом, по цвету топлива можно узнать о том, что оно ядовито. В настоящее время начинают применять новые неядовитые марганцевые антидетонаторы марок 2Ц-8 и 3Ц-8. Эффективность их не меньше, чем антидетонатора ТЭС.

Стабильностью топлива называется его способность сохранять свои начальные физические и химические свойства при хранении, транспортировании и употреблении.

Склонность топлива к образованию отложений вызывается главным образом наличием в нем смолистых веществ и зависит от его химической стабильности. Отложение смолистых веществ в фильтрах и в каналах карбюратора нарушает нормальную подачу топлива. Смолистые вещества, отлагаясь на клапанах, поршнях и других деталях, обугливаются и превращаются в нагар, который ухудшает отвод тепла и увеличивает износ деталей. В связи с этим содержание смол в топливе строго ограничивается.

Коррозионное действие топлива. Чтобы предохранить детали двигателя от коррозионного изнашивания, топливо очищают от водорастворимых кислот и щелочей. Кроме того, ограничивают содержание в нем органических кислот и сернистых соединений.

Механические примеси и вода в топливе увеличивают износ деталей двигателя. Они могут вызвать засорение фильтров, топливопроводов и каналов карбюратора и этим нарушить нормальную подачу топлива. Присутствие воды в топливе затрудняет пуск двигателя, а зимой при замерзании воды может произойти закупоривание топливопроводов,

Марки бензинов. В соответствии с ГОСТом 2084—67 выпускается пять марок автомобильных бензинов: А-66, А-72, А-76, АИ-93 и АИ-98. Буквой «А» обозначено, что бензин автомобильный, а цифрой — минимальное октановое число бензина. В первых трех марках бензина октановое число определяется моторным методом, а в последних двух — исследовательским. На это указывает буква «И», стоящая в названии марки после буквы «А». Автомобильные бензины, за исключением бензина марки АИ-98, подразделяются на летние и зимние.

§ 3. Топливо для автотракторных дизелей

Автотракторные дизели работают на дизельном топливе, показатели которого должны отвечать определенным требованиям, вытекающим из особенностей рабочего цикла и конструкции этих двигателей. Качество дизельного топлива должно быть таким, чтобы обеспечить бесперебойную подачу топлива на всех эксплуатационных режимах, хорошее смесеобразование и легкий запуск, быстрое воспламенение и плавное сгорание рабочей смеси, минимальное образование нагара и отложений в дизеле и наименьшую коррозию деталей дизеля.

Вязкость (внутреннее трение) — один из основных показателей качества дизельного топлива — это свойство жидкости оказывать сопротивление при перемещении одного ее слоя относительно другого, происходящего под действием внешних сил. Она зависит от силы сцепления между молекулами и измеряется в единицах динамической, кинематической и условной вязкости. В стандартах на дизельное топливо приводится кинематическая вязкость в сантистоксах (сСт)*. Вязкость зависит от температуры жидкости, поэтому всегда указывают, при какой температуре она была измерена. Вязкость в большой степени определяет качество распыливания топлива и смесеобразования. При понижении вязкости тонкость распыливания топлива и смесеобразование улучшаются, но несколько ухудшаются условия смазки деталей топливного насоса. Однако малая вязкость вызывает чрезмерное распыливание топлива, в результате чего резко уменьшается дальность полета капель топлива и в отдаленные от форсунки части камеры сгорания топливо не попадает. Это нарушает однородность горючей смеси и ухудшает ее сгорание. При повышении вязкости тонкость распыливания топлива и процесс смесеобразования ухудшаются, поэтому топливо полностью не сгорает, при этом наблюдается дымный выпуск отработавших газов. Кинематическая вязкость дизельного топлива при 20°С должна быть в пределах 1,8—6,0 сСт.

Фракционный состав дизельного топлива. Повышенное содержание тяжелых фракций в дизельном топливе приводит к тому, что топливо не успевает испариться и образовать однородную смесь. В этом случае сгорание топлива будет неполным. Однако и чрезмерно облегченное по фракционному составу топливо тоже применять нельзя, так как оно обладает малой вязкостью.

Температурой помутнения называется температура, при которой дизельное топливо мутнеет вследствие выделения кристаллов твердых углеводородов (парафинов) или льда из растворенной воды. Эти кристаллы, засоряя топливные фильтры, затрудняют подачу топлива в дизель. Для нормальной работы дизеля нужно, чтобы температура помутнения дизельного топлива была на 3—5°С ниже минимальной температуры окружающего воздуха.

Температурой застывания называется температура, при которой топливо теряет подвижность. Эта температура должна быть

* Сантискс в системе СГС (см²/с) — сотая часть стокса (Ст).

на 10°С ниже минимальной температуры окружающего воздуха. При температуре застывания уровень топлива в пробирке, наклоненной под углом 45°, должен оставаться неподвижным в течение 1 мин.

Температурой самовоспламенения топлива называется наименьшая температура, при которой топливо воспламеняется без постороннего источника пламени.

Самовоспламенение топлива, впрыскиваемого в камеру сгорания, происходит не сразу, а по истечении определенного периода, который называют *периодом задержки самовоспламенения*. В этот период топливо, соприкасаясь с нагретым от сжатия воздухом, подогревается и, испаряясь, смешивается с ним. Одновременно окисляются углеводороды топлива и образуются их нестойкие соединения с кислородом воздуха (перекиси).

В период задержки самовоспламенения топливный насос продолжает подачу топлива в камеру сгорания. Чем продолжительнее этот период, тем больше топлива накапливается в цилиндре к моменту самовоспламенения. Это вызывает при самовоспламенении топлива резкое нарастание давления в цилиндре (жесткая работа дизеля), которое сопровождается глухими стуками и нередко приводит к преждевременному износу подшипников и шеек коленчатого вала.

Жесткая работа дизеля по внешним признакам напоминает детонационное сгорание в карбюраторном двигателе, однако причины этих явлений противоположны. Все факторы, способствующие быстрому окислению углеводородов с образованием перекисей, уменьшают период задержки самовоспламенения и, следовательно, снижают жесткость работы дизеля. У карбюраторных двигателей способность топлива к образованию перекисей приводит к детонационному сгоранию.

Длительность периода задержки самовоспламенения зависит от свойств топлива и качества подготовки смеси.

Самовоспламеняемость топлива оценивается *цетановым числом*, которое определяют на одноцилиндровом двигателе так же, как и октановое число, сопоставляя самовоспламеняемость испытуемого и эталонных топлив. В качестве эталонных топлив приняты углеводороды: *цетан* и *альфа-метилнафталин*. Первый имеет хорошую самовоспламеняемость (она условно принята за 100 единиц), второй — плохую (она условно принята за 0 единиц).

Цетановым числом дизельного топлива называется процентное (по объему) содержание цетана в такой смеси с альфа-метилнафталеном, которая по самовоспламеняемости равноценна испытуемому топливу. Применение топлива с низким цетановым числом приводит к жесткой работе дизеля. По существующим стандартам цетановое число дизельного топлива должно быть не менее 45 единиц для **дизелей**, коленчатые валы которых имеют частоту вращения 1000—2200 об/мин.

Склонность топлива к образованию отложений и нагара. При содержании в дизельном топливе значительного количества асфальто-смолистых соединений, тяжелых фракций и механических примесей в цилиндрах на клапанах, форсунках и поршневых кольцах образуются лакообразные отложения и нагар. Они вызывают перегрев дизеля, пригорание (закоксовывание) поршневых колец, засорение распыливающих отверстий форсунок и т. д. В результате этого падает мощность и снижается экономичность дизеля.

О склонности топлива к нагарообразованию можно ориентировочно судить по его *коксовому числу*, которое определяется по коксуюмости 10% остатка топлива после его разгонки. Коксовое число выражается в процентах и показывает количество углистых остатков, образовавшихся в результате испарения и разложения этой части топлива при его прокаливании без доступа воздуха. Чем меньше коксовое число, тем выше качество топлива.

Коррозионное действие дизельного топлива обусловливается теми же причинами, что и у топлива для карбюраторных двигателей. Наибольшее коррозионное действие оказывают сернистые соединения. Нефтяная промышленность выпускает топливо с содержанием серы не более 0,5%. Для уменьшения коррозионного износа деталей применяют коррозионно-устойчивые материалы (хромосилицистый чугун и др.), вводят в дизельные масла специальные антикоррозионные присадки, а также хромируют поверхности некоторых деталей (например, поверхности поршневых колец).

Механические примеси и вода в дизельном топливе абсолютно недопустимы. Детали топливных насосов и форсунок изготавливаются с большой точностью, зазоры между некоторыми из них колеблются в пределах 0,001—0,003 мм, поэтому наличие механических примесей даже в очень малых количествах приводит к быстрому износу деталей топливного насоса и форсунок. Механические примеси могут попасть в дизельное топливо, если не соблюдаются правила его перевозки, хранения и заправки. Присутствие воды в топливе влечет за собой коррозию металлов, к тому же при пониженных температурах вода превращается в мельчайшие кристаллы льда, которые нарушают, а иногда прекращают подачу топлива.

Для удаления механических примесей и воды нужно в течение длительного периода (не менее 48 ч) отстаивать топливо в резервуарах, тщательно фильтровать его при заправке и периодически сливать отстой из топливных баков.

Зольность дизельного топлива должна быть не более 0,01%, так как зола способствует усиленному нагарообразованию и вызывает повышенный износ деталей дизеля.

Марки дизельных топлив. Выпускаются следующие марки дизельных топлив: ДА, ДЗ, ДЛ (ГОСТ 4749—73); А, ЗС, З и Л (ГОСТ 305—73). Топливо ДА и А (арктическое) используют при температурах окружающего воздуха минус 50°С и выше; ДЗ и ЗС (зимнее северное) — минус 30°С и выше; З (зимнее) — минус 20°С и выше; ДЛ и Л (летнее) — 0°С и выше.

Дизельное топливо по ГОСТ 4749—73 вырабатывается из мало-сернистых нефтей и содержит серы не более 0,2%. Топливо по ГОСТ 305—73 в зависимости от содержания серы делится на две группы: с содержанием серы не более 0,2% и от 0,2 до 0,5%. При маркировке топлива добавляется цифра, указывающая процент содержания серы. Например, марка Л-0,2 означает, что топливо летнее, с содержанием серы 0,2%.

Глава 5

ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ ПРОЦЕССЫ В ДВИГАТЕЛЯХ.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ДВИГАТЕЛЯ

§ 1. Процесс впуска

Для того чтобы произвести наибольшую работу при данном объеме цилиндра и определенной частоте вращения коленчатого вала двигателя, нужно наполнить цилиндр максимально возможным количеством (массой) горючей смеси или воздуха. Увеличение продолжительности открытия впускного клапана способствует лучшему наполнению цилиндра двигателя. В автотракторных двигателях впускной клапан открывается на 5—20° раньше (по углу поворота коленчатого вала), чем поршень достигнет в. м. т., а закрывается на 40—70° позже прихода поршня в н. м. т.

Впуск горючей смеси в цилиндр четырехтактного карбюраторного двигателя совершается при давлении $p_a = 0,075 \div 0,095$ МПа. Значение

давления p_a зависит главным образом от сопротивления впускной системы. Чем оно больше, тем меньше p_a . На значение сопротивления впускной системы влияют конструкция и техническое состояние воздухоочистителя, карбюратора и впускного трубопровода (сечение и длина трубопровода, число колен и их радиус, качество поверхности внутренних стенок трубопровода).

По сравнению с карбюраторными двигателями в дизелях при той же частоте вращения давление p_a несколько выше вследствие того, что их впускная система имеет меньшее сопротивление.

В двухтактных двигателях, не имеющих нагнетателей, давление p_a равно атмосферному p_0 , а в двигателях, работающих с нагнетателем, то есть с наддувом, оно выше атмосферного и равняется давлению наддува p_k .

Газ (горючая смесь или воздух), поступающий в цилиндр двигателя, соприкасаясь с горячими стенками впускного трубопровода и клапанов, подогревается. Подогрев вновь поступившего газа продолжается в цилиндре двигателя в результате перемешивания газа с остатками отработавших газов и соприкосновения с горячими стенками цилиндра и с днищем поршня. Температура T_a газа, находящегося в цилиндре в конце впуска, для четырехтактных двигателей находится в пределах 330—390К, а для двухтактных — в пределах 330—350К. У дизелей она обычно меньше, чем у карбюраторных двигателей.

Количество горючей смеси (или воздуха), поступившей в цилиндр двигателя во время процесса наполнения и оставшейся в цилиндре к моменту закрытия впускного клапана, называют *зарядом цилиндра*. Различают действительный и теоретический заряд цилиндра.

Под *действительным зарядом* G_d понимают заряд, который фактически поступил в цилиндр двигателя и остался в нем.

Под *теоретическим зарядом* G_T понимают заряд, который может поместиться в рабочем объеме цилиндра V_h при давлении и температуре окружающей среды p_0 и T_0 (при расчетах принимают $p_0=0,1$ МПа, а $T_0=288$ К).

В двигателях, работающих без наддува, действительный заряд меньше теоретического. Такое положение обуславливается сопротивлением впускной системы, а также уменьшением фактической продолжительности впуска из-за расширения остаточных газов. Эти газы препятствуют наполнению цилиндра до тех пор, пока они не расширятся и их давление p_r не станет равным p_a . Кроме того, в процессе наполнения заряд нагревается от стенок цилиндра и днища поршня, смешиваясь с остаточными газами. В результате объем его увеличивается.

Степень заполнения цилиндра двигателя горючей смесью или воздухом оценивается *коэффициентом наполнения* η_v , который характеризует отношение действительного заряда G_d к теоретическому G_T :

$$\eta_v = \frac{G_d}{G_T}. \quad (6)$$

Коэффициент наполнения зависит главным образом от давления и температуры газов в конце впуска, частоты вращения и нагрузки двигателя.

Если при впуске давление газов увеличить, а их температуру уменьшить, то коэффициент наполнения возрастет. Однако для карбюраторных двигателей уменьшение T_a не всегда целесообразно, так как при недостаточной температуре газов в процессе впуска топливо конденсируется и его сгорание ухудшается. С увеличением частоты вращения коленчатого вала двигателя коэффициент наполнения понижается из-за сокращения продолжительности впуска.

Коэффициент наполнения можно увеличить применением наддува, правильным выбором моментов открытия и закрытия впускного кла-

пана (фаз газораспределения), увеличением высоты подъема впускного клапана и его проходного сечения. В современных автотракторных двигателях коэффициент наполнения при частоте вращения, соответствующей максимальной мощности, имеет следующие значения:

	η_v
для четырехтактных карбюраторных двигателей	0,75—0,85
для четырехтактных дизелей	0,80—0,90
для двухтактных двигателей	0,55—0,70

Двигатели, работающие с наддувом, имеют более высокие значения коэффициента наполнения, например для дизеля СМД-14 без наддува $\eta_v=0,85$, а при наддуве ($p_K=0,13$ МПа) $\eta_v=0,99$.

§ 2. Процесс сжатия

Основное назначение процесса сжатия состоит в том, чтобы создать условия, способствующие возможно лучшему сгоранию горючей смеси.

Процесс сжатия протекает в условиях непрерывного изменения температуры заряда и теплообмена между зарядом, стенками цилиндра и днищем поршня.

В начале сжатия, при установившемся тепловом режиме двигателя, температура заряда ниже температуры стенок цилиндра и днища поршня, поэтому заряд подогревается при соприкосновении с ними. Дальнейшее сжатие заряда приводит к повышению его температуры, в результате чего тепло передается от заряда к стенкам цилиндра и к днищу поршня. Поэтому процесс сжатия характеризуется политропным изменением параметров заряда.

В конце сжатия у карбюраторных двигателей давление $p_c=0,7—0,12$ МПа и температура $T_c=500—700$ К, а у дизелей соответственно 3,5—4,0 МПа и 750—950 К.

§ 3. Процесс сгорания (общие положения)

Сгорание топлива — быстро протекающий окислительный процесс, сопровождающийся выделением теплоты и излучением света. При сгорании топлива в цилиндрах автотракторных двигателей атомы углерода и водорода, образующие молекулы топлива, соединяются с кислородом воздуха.

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива подсчитывается по элементарному составу топлива:

$$L_0 = \frac{2,67C + 8H - O}{0,23} \frac{\text{кг воздуха}}{\text{кг топлива}}, \quad (7)$$

где С, Н и О — содержание по массе соответственно углерода, водорода и кислорода в 1 кг топлива.

Количество воздуха, фактически участвующее в процессе сгорания 1 кг топлива в цилиндре двигателя, называется *действительным количеством воздуха* L_d .

Отношение действительного количества воздуха к теоретически необходимому называется *коэффициентом избытка воздуха*:

$$\alpha = \frac{L_d}{L_0}. \quad (8)$$

При работе двигателя возможны различные варианты соотношений действительного и теоретически необходимого количества воздуха.

1. $L_d < L_0$, то есть $\alpha < 1$; это значит, что воздуха в горючей смеси меньше, чем нужно для полного сгорания 1 кг топлива. Такая горючая смесь, имеющая избыток топлива, называется *богатой*.

2. $L_d = L_0$, то есть $\alpha = 1$; в этом случае воздуха в горючей смеси ровно столько, сколько нужно для полного сгорания 1 кг топлива. Такая горючая смесь называется *нормальной*.

3. $L_d > L_0$, то есть $\alpha > 1$; это значит, что воздуха в горючей смеси больше, чем нужно для полного сгорания 1 кг топлива. Такая горючая смесь называется *бедной*.

Коэффициент избытка воздуха зависит от способа приготовления смеси, режима работы двигателя и рода применяемого топлива. Для карбюраторных двигателей пределы изменения коэффициента α в зависимости от режима работы 0,60–1,15, для дизеля 1,20–1,65.

Сравнительно большой коэффициент избытка воздуха у дизелей объясняется менее благоприятными условиями смесеобразования; дизели не имеют специального устройства для смешивания топлива с воздухом вне цилиндра, кроме того, время, отводимое у них на смесеобразование, в 40–50 раз меньше, чем у карбюраторных двигателей.

При сгорании 1 кг жидкого (или 1 моля газообразного) топлива газам может быть сообщено количество теплоты, равное низшей теплоте сгорания топлива Q_n , а в действительности газам сообщается только часть этой теплоты ξQ_n , где ξ — коэффициент использования теплоты, учитывающий потери тепла в охлаждающую среду при догорании топлива в процессе расширения и вследствие диссоциации газов. Для карбюраторных двигателей коэффициент использования теплоты изменяется в пределах 0,80–0,95, для дизелей 0,70–0,90.

Чем выше испаряемость топлива, чем совершеннее процесс смесеобразования и чем больше скорость распространения фронта пламени, тем выше коэффициент использования теплоты.

§ 4. Процесс сгорания в карбюраторных двигателях

На рисунке 23 изображена индикаторная диаграмма карбюраторного двигателя, построенная в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Точка m на диаграмме расположена за θ° до в. м. т. и соответствует моменту зажигания. Угол θ° называют *углом опережения зажигания*.

В течение некоторого промежутка времени (на индикаторной диаграмме между точками m и n) закон изменения давления в цилиндре остается одним и тем же. В этот период — *период скрытого сгорания* в смеси у электродов свечи возникают очаги горения и во всем объеме смеси протекают химические и тепловые процессы, подготавливающие смесь к сгоранию. Теплота, выделяющаяся при этом, расходуется на нагрев значительного объема невоспламененной смеси, поэтому нарастание давления и температура газов невелики.

Затем вследствие более интенсивного протекания реакций окисления топлива давление в цилиндре резко повышается (на индикаторной диаграмме между точками n и z) и возрастает температура газов. Это второй период процесса сгорания, его называют *периодом видимого сгорания*.

В точке z давление достигает своего максимума, и

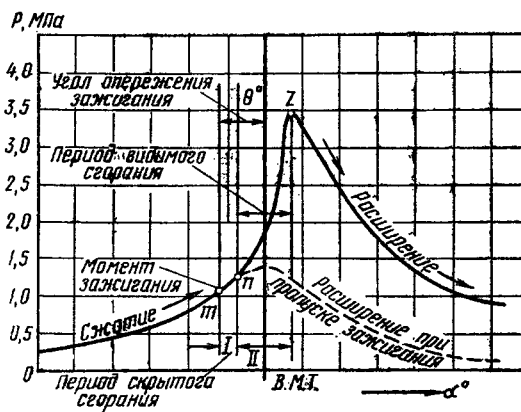


Рис. 23. Развернутая индикаторная диаграмма карбюраторного двигателя.

к этому моменту основная часть топлива сгорает. Далее (на индикаторной диаграмме за точкой z) происходит сгорание топлива, не успевшего сгореть своевременно. Вследствие того что при этом значительно увеличивается объем, давление газов в цилиндре уменьшается. Этот процесс называют *догоранием*.

Давление и температура конца сгорания смеси (точка z) имеют примерно следующие значения: $p_z = 2,5—4,5$ МПа и $T_z = 2300—2700$ К.

Скорость нарастания давления в период видимого сгорания характеризуется повышением давления на 1° поворота коленчатого вала. Эта величина определяет жесткость работы двигателя. Для карбюраторного двигателя она не должна превышать 0,25 МПа на 1° поворота коленчатого вала. Работа двигателя с жесткостью, превышающей вышеуказанную, сопровождается стуками и приводит к быстрому износу деталей двигателя.

Для наиболее полного сгорания топлива в отводимый для этого отрезок времени необходимо увеличивать скорость распространения фронта пламени до пределов, обеспечивающих нормальную (не жесткую) работу двигателя.

Большое влияние на скорость распространения фронта пламени оказывает состав горючей смеси. Наибольшая скорость распространения фронта пламени достигается при обогащенной смеси (с небольшим недостатком воздуха), когда $\alpha = 0,85 \div 0,90$. При этом коэффициенте избытка воздуха двигатель развивает максимальную мощность.

При обедненной смеси (с незначительным избытком воздуха) вследствие замедленного распространения фронта пламени мощность двигателя снижается, но экономичность улучшается, так как расходуется меньшее количество топлива.

Скорость распространения фронта пламени снижается, если коэффициент α выходит за указанные выше пределы.

При $\alpha = 0,4 \div 0,5$ и $\alpha = 1,4 \div 1,5$ смесь вообще не воспламеняется.

Увеличению скорости распространения фронта пламени способствует вихревое движение смеси, возрастание температуры смеси перед воспламенением, повышение степени сжатия и уменьшение содержания в смеси остаточных газов.

Однако, если степень сжатия превышает допустимую, нормальное сгорание топлива нарушается и переходит в детонационное.

Большое влияние на возникновение детонационного сгорания оказывает эксплуатационный режим работы двигателя. Вероятность появления детонационного сгорания снижается при уменьшении угла опережения зажигания, увеличении частоты вращения коленчатого вала двигателя, интенсивном охлаждении цилиндров, изменении состава смеси (наиболее склонна к детонации обогащенная смесь).

В карбюраторном двигателе иногда происходит преждевременное воспламенение (вспышка) смеси не от электрической искры, а в результате соприкосновения смеси с нагретыми (перегретыми) выпускными клапанами, электродами свечи или нагаром. Обычно это случается, когда двигатель перегрет, например при ненормальном режиме его работы или недостаточном охлаждении. Работа двигателя с преждевременными вспышками характеризуется значительной неравномерностью и сопровождается понижением его мощности и нарушением теплового состояния.

§ 5. Процесс сгорания в дизелях

Процесс сгорания в дизелях упрощенно можно представить состоящим из трех периодов, которые видны на развернутой индикаторной диаграмме дизеля, построенной в зависимости от угла поворота коленчатого вала (рис. 24),

Точка k на индикаторной диаграмме находится за θ° до в. м. т. Она отмечает момент начала впрыска топлива в цилиндр. Угол θ° называют *углом опережения впрыска топлива форсункой*.

Впрыск топлива продолжается в течение большей части процесса сгорания.

В первый период процесса сгорания (на индикаторной диаграмме — *I* между точками k и c) закон нарастания давления в цилиндре остается неизменным, а температура топлива повышается до температуры самовоспламенения. Это *период задержки самовоспламенения*.

Точка c характеризует момент самовоспламенения топлива и начало второго периода процесса сгорания, так называемого *периода видимого сгорания*.

Во второй период (*II* между точками c и z') сгорает все топливо, поданное в цилиндр в первый и второй периоды, поэтому резко возрастает давление, а следовательно, и температура. Скорость нарастания давления в период видимого сгорания характеризует жесткость работы дизеля. Условно принято считать работу дизеля мягкой, если скорость нарастания давления в этот период сгорания не превышает 0,4 МПа на 1° поворота коленчатого вала.

Для снижения жесткости работы дизеля нужно уменьшить период задержки самовоспламенения. Этого можно добиться правильным выбором топлива, увеличением степени сжатия, дополнительным подогревом поступающего воздуха, уменьшением размеров капель распыленного топлива.

Степень сжатия ϵ дизелей должна быть такой, при которой происходит надежное самовоспламенение топлива. В современных автотракторных дизелях $\epsilon = 15 \div 20$.

В третьем периоде (*III* между точками z' и z) давление нарастает медленнее, потому что процесс сгорания протекает при увеличивающемся объеме над поршнем. В этом периоде скорость сгорания понижается по сравнению со вторым периодом, так как уменьшается концентрация кислорода в смеси. Третий период обычно называют *периодом замедленного сгорания*. Его продолжительность зависит от количества топлива, поступившего в цилиндр за этот период, и от интенсивности перемешивания топлива с воздухом.

Обычно у дизелей, как и у карбюраторных двигателей, наблюдается процесс догорания, то есть происходит сгорание остатка топлива при увеличении объема (уменьшении давления).

Значения давлений и температур в конце сгорания (точка z) для автотракторных дизелей находятся в следующих пределах: $p_z = 5,5 \div 9,0$ МПа и $T_z = 1900 \div 2400$ К.

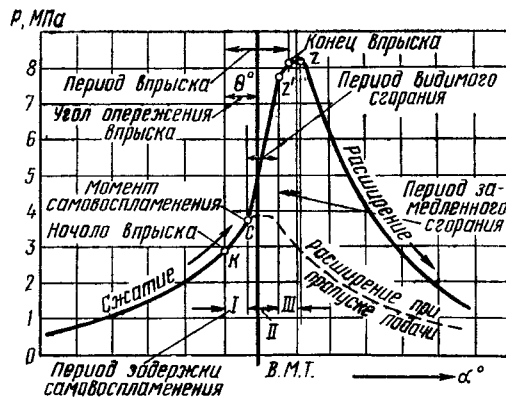


Рис. 24. Развернутая индикаторная диаграмма дизеля.

§ 6. Процесс расширения

В процессе расширения теплота сгоревшего топлива преобразуется в механическую работу.

Процесс расширения протекает при догорании топлива, сопровождается утечкой газов через неплотности между цилиндром и поршнем

и отводом теплоты в охлаждающую среду. Поэтому он характеризуется полнотропным изменением параметров газа.

В конце процесса расширения у карбюраторных двигателей давление $p_v = 0,3 \div 0,4$ МПа и температура $T_v = 1200 \div 1500$ К, а у дизелей соответственно $0,2 \div 0,3$ МПа и $900 \div 1200$ К.

§ 7. Процесс выпуска

У автотракторных двигателей для наиболее полной очистки цилиндров от отработавших газов (продуктов сгорания) выпускной клапан открывается за $40\text{--}70^\circ$ до прихода поршня в н. м. т. и закрывается на $10\text{--}25^\circ$ позже того, как поршень минует в. м. т.

При опережении открытия выпускного клапана к моменту прихода поршня в н. м. т. значительная часть отработавших газов под действием собственного избыточного давления выходит из цилиндра с большой скоростью. Это уменьшает работу на выталкивание газов из цилиндра во время движения поршня от н. м. т. к в. м. т.

Запаздывание закрытия выпускного клапана дает возможность использовать для лучшей очистки цилиндра инерцию отработавших газов, имеющих большую скорость.

Значение давления выпуска p_r изменяется в пределах $0,11 \div 0,12$ МПа, а температура T_r в конце выпуска $700 \div 1100$ К. У дизелей она меньше, чем у карбюраторных двигателей.

Удалить все отработавшие газы из цилиндра практически невозможно, часть их неизбежно остается, переходя от каждого цикла к последующему в виде остаточных газов.

Степень загрязнения вновь поступившего заряда оставшимися в цилиндре отработавшими газами характеризует коэффициент остаточных газов γ , представляющий собой отношение массы остаточных газов G_r (кг) к массе вновь поступившего заряда G_0 (кг):

$$\gamma = \frac{G_r}{G_0}. \quad (9)$$

Чем меньше коэффициент γ , тем больше наполнение цилиндра и, значит, выше мощность двигателя. У двухтактных двигателей коэффициент γ всегда больше, чем у четырехтактных. Это объясняется несовершенством продувки и весьма ограниченным временем, отводимым на процесс выпуска у двухтактных двигателей. При полной нагрузке двигателя коэффициент γ колеблется в следующих пределах:

	γ
четырёхтактные карбюраторные двигатели	0,06—0,18
четырёхтактные дизели	0,03—0,06
двухтактные двигатели с кривошипно-камерной продувкой	0,25—0,35
двухтактные дизели с продувочным насосом	0,02—0,08

§ 8. Показатели, характеризующие рабочий цикл двигателя

К параметрам, характеризующим действительный рабочий цикл двигателя, относятся среднее индикаторное давление, индикаторная мощность, индикаторный коэффициент полезного действия и индикаторный удельный расход топлива.

В результате осуществления рабочего цикла часть тепловой энергии, выделяющейся при сгорании топлива, превращается в механическую.

Работа за один цикл, определяемая по индикаторной диаграмме, называется *индикаторной работой цикла*.

Индикаторные диаграммы на рисунках 14, 16, 18 и 20 (толстая линия) отличаются от построенных по расчету (тонкая линия) в точ-

ках c , z' , z и b . Это объясняется следующим: в точке c — воспламенением рабочей смеси с опережением, то есть до того как поршень придет в в. м. т.; в точках z' и z — некоторым временем, необходимым для сгорания рабочей смеси и догоранием ее при расширении; в точке b — опережением открытия выпускного клапана или выпускного окна.

Заштрихованная площадка F_n со знаком плюс на индикаторной диаграмме (рис. 25) соответствует получаемой полезной работе с учетом несовершенства протекания отдельных процессов и потерь теплоты через стенки цилиндра, а заштрихованная площадка со знаком минус F_0 — потерям на сопротивление движению газов при впуске и выпуске. Действительная индикаторная работа за цикл с учетом всех потерь будет характеризоваться площадью $F_i = F_n - F_0$.

Площади на индикаторной диаграмме можно определить при помощи специального прибора — *планиметра*, обводя контур фигуры.

Для удобства расчетов площадь F_i изображают в виде прямоугольника, основание которого равно длине l индикаторной диаграммы. Высота h этого прямоугольника представляет в масштабе *среднее индикаторное давление* p_i (МПа), то есть такое условное постоянное давление газов в цилиндре, при котором работа, произведенная газом за один такт, равняется индикаторной работе за цикл.

Значения среднего индикаторного давления p_i у двигателей, работающих без наддува, находятся в следующих пределах: четырехтактные карбюраторные двигатели $0,65 \div 1,2$ МПа, четырехтактные и двухтактные дизели $0,6 \div 1,1$ МПа. У двигателей, работающих с наддувом, давление p_i значительно больше.

Индикаторная работа цикла $A_{ц}$ (МДж) может быть определена по формуле

$$A_{ц} = p_i \frac{\pi d^2}{4} S = p_i V_h, \quad (10)$$

где d и S — соответственно диаметр цилиндра и ход поршня, м.

Если за 1 мин коленчатый вал двигателя делает n оборотов, то за 1 с он сделает $n/60$ оборотов. В четырехтактном двигателе цикл совершается за два оборота коленчатого вала, поэтому число циклов в секунду для четырехтактного двигателя равно $\frac{n}{60 \cdot 2}$, а для двухтактного $\frac{n}{60 \cdot 1}$.

Индикаторная мощность (МВт) четырехтактного двигателя, имеющего i цилиндров,

$$N_i = \frac{p_i V_h i n}{60 \cdot 2}$$

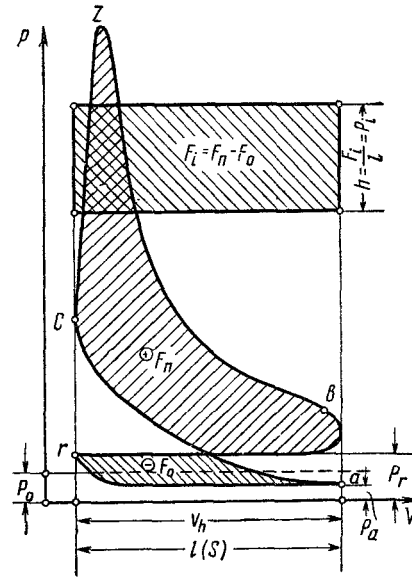


Рис. 25. Определение среднего индикаторного давления по действительной индикаторной диаграмме.

или в киловаттах (кВт)

$$N_i = \frac{p_i V_h i n 10^3}{60 \cdot 2}. \quad (11)$$

Используя формулу (4), заменяем величину $V_h i$ на объем цилиндров, выраженный в литрах, и получаем индикаторную мощность четырехтактного двигателя (кВт):

$$N_i = \frac{p_i V_L n}{120}. \quad (12)$$

Для двухтактного двигателя формула (12) имеет следующий вид:

$$N_i = \frac{p_i V_L n}{60}. \quad (13)$$

В зависимости от совершенства конструкции и технического состояния двигатель расходует то или иное количество топлива для выполнения одной и той же полезной работы. Чем больше теплоты, выделенной сгоревшим в цилиндре топливом, преобразуется в полезную работу, тем экономичнее двигатель.

Массу топлива, расходуемую двигателем в единицу времени, называют *расходом топлива*.

Зная расход топлива G_T (г/с), можно определить удельный индикаторный расход топлива g_i (г/кВт·ч), то есть массу топлива, затрачиваемого в 1 ч на единицу индикаторной мощности N_i (кВт):

$$g_i = \frac{3600 G_T}{N_i}. \quad (14)$$

Степень использования теплоты, которая может быть выделена при сгорании топлива, поданного в двигатель для получения индикаторной работы, определяется *индикаторным коэффициентом полезного действия* (к. п. д.).

Индикаторным к. п. д. (η_i) называют отношение теплоты Q_i , эквивалентной индикаторной работе цикла, к расчетной теплоте Q_T сгорания топлива, затраченной на получение этой работы:

$$\eta_i = \frac{Q_i}{Q_T}. \quad (15)$$

При работе в номинальном режиме* индикаторный к. п. д. автотракторных карбюраторных двигателей составляет $0,26 \div 0,35$, а дизелей $0,38 \div 0,45$.

Индикаторный удельный расход топлива и индикаторный к. п. д. характеризуют, насколько экономично протекает действительный рабочий цикл.

§ 9. Показатели, характеризующие эффективную работу двигателя

При работе двигателя часть индикаторной мощности затрачивается на преодоление сопротивления трения движущихся деталей и приведение в действие вспомогательных устройств двигателя — масляного и водяного насосов, вентилятора, генератора, топливного насоса и др. Мощность, равноценная этим потерям, называется *мощностью трения* N_T .

* Номинальным режимом работы двигателя называется такой, при котором эффективная мощность и частота вращения коленчатого вала соответствуют указанным в паспорте двигателя номинальным величинам, гарантируемым заводом-изготовителем при полной подаче топлива и стандартных атмосферных условиях, температуре и плотности топлива.

Мощность (кВт) двигателя, отдаваемая рабочей машине или силовой передаче, называется *эффективной мощностью* N_e :

$$N_e = N_i - N_{\tau} \quad (16)$$

Эффективную мощность определяют обычно опытным путем, испытывая двигатель на тормозном стенде.

Значения усилия p_{τ} , расходуемого на преодоление сопротивления трения и привод вспомогательных механизмов, можно представить в виде части среднего индикаторного давления. Если из среднего индикаторного давления вычесть p_{τ} , то оставшаяся часть среднего индикаторного давления, так называемое *среднее эффективное давление* p_e (МПа), будет создавать эффективную мощность двигателя:

$$p_e = p_i - p_{\tau} \quad (17)$$

Значение p_e двигателей без наддува находятся в таких пределах:

	p_e МПа
четырехтактные карбюраторные двигатели	0,6÷1,10
четырехтактные дизели	0,5÷0,85
двухтактные дизели	0,4÷0,75

У двигателей, работающих с наддувом, давление p_e выше. Например, у дизеля СМД-14 без наддува $p_e=0,63$ МПа, а при наддуве ($p_n=0,13$ МПа) $p_e=0,76$ МПа.

Отношение эффективной мощности двигателя к его индикаторной мощности называется *механическим коэффициентом полезного действия*:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} \quad (18)$$

Если в формулы (12) и (13) вместо среднего индикаторного давления p_i подставить среднее эффективное давление p_e , то можно определить эффективную мощность двигателей (кВт):

четырехтактных

$$N_e = \frac{p_e V_d n}{120} \quad (19)$$

двухтактных

$$N_e = \frac{p_e V_d n}{60} \quad (19a)$$

Из формул (19) и (19а) можно определить среднее эффективное давление (МПа):

для четырехтактных двигателей

$$p_e = \frac{120 N_e}{V_d n} \quad (20)$$

для двухтактных двигателей

$$p_e = \frac{60 N_e}{V_d n} \quad (21)$$

Подставив в выражение (18), согласно формулам (12) и (19), мощности N_i и N_e , получим следующее соотношение:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} \quad (22)$$

На значение механического к. п. д. оказывают влияние тип двигателя, система смазки, качество смазки и обработки трущихся поверхностей, частота вращения коленчатого вала и нагрузка двигателя. В дизелях из-за больших давлений потери на трение увеличиваются и, следовательно, механический к. п. д. снижается. С повышением частоты

вращения механический к. п. д. уменьшается. В условиях эксплуатации механический к. п. д. становится меньше с уменьшением нагрузки, так как механические потери при этом почти не изменяются. Значения механического к. п. д. при работе на номинальной мощности $N_{ен}$ в зависимости от типа двигателя находятся в следующих пределах:

	η_m
четырехтактные карбюраторные и газовые двигатели	0,75÷0,85
четырехтактные дизели	0,73÷0,85
двухтактные дизели	0,70÷0,75

Степень использования теплоты в двигателе с учетом всех потерь (тепловых и механических) оценивается *эффективным к. п. д.* Эффективным коэффициентом полезного действия называется отношение теплоты Q_e , эквивалентной полезной работе на валу двигателя, к расчетной теплоте Q_T сгорания топлива, затраченного на получение этой работы:

$$\eta_e = \frac{Q_e}{Q_T} \quad (23)$$

или

$$\eta_e = \eta_i \eta_m \quad (24)$$

то есть эффективный к. п. д. равен произведению индикаторного и механического к. п. д.

Эффективный к. п. д. одного и того же двигателя изменяется в зависимости от режима работы, состава смеси, технического состояния двигателя и других факторов.

При работе на номинальном режиме значение эффективного к. п. д. автотракторных карбюраторных двигателей составляет 0,24÷0,28, а дизелей — 0,32÷0,40.

Для сравнения экономичности различных двигателей пользуются показателем, называемым *эффективным удельным расходом топлива*. Эффективный удельный расход топлива g_e (г/кВт·ч) — это масса топлива, расходуемая в 1 ч на единицу эффективной мощности:

$$g_e = \frac{3600 G_T}{N_e} \quad (25)$$

Номинальное значение g_e современных карбюраторных двигателей находится в пределах 300÷330 г/кВт·ч, а у дизелей — 230÷270 г/кВт·ч. Экономичность — основное преимущество дизелей.

Эффективный к. п. д. и эффективный удельный расход топлива характеризуют экономичность двигателя.

§ 10. Тепловой баланс двигателя

Тепловой баланс двигателя дает представление о распределении теплоты, выделяющейся при сгорании топлива. Он может быть ориентировочно составлен на основании теоретических подсчетов или определен путем лабораторного исследования.

Уравнение теплового баланса (кДж/ч) двигателя имеет следующий вид:

$$Q_T = Q_e + Q_{ох} + Q_r + Q_{н.с} + Q_{ос}, \quad (26)$$

где Q_T — теплота, выделяемая топливом за 1 ч при его сгорании в двигателе; Q_e — теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя; $Q_{ох}$ — теплота, отводимая охладителем; Q_r — теплота, отводимая отработавшими газами; $Q_{н.с}$ — тепловые потери, обусловленные неполным или несовершенным сгоранием топлива в цилиндре двигателя; $Q_{ос}$ — так называемый остаточный член баланса, учитывающий все другие тепловые потери, не вошедшие в величины $Q_{ох}$, Q_r и $Q_{н.с}$.

Распределение теплоты у различных двигателей неодинаково. Оно зависит от конструктивных факторов — типа двигателя, степени сжатия,

диаметра поршня, хода поршня и др. и от эксплуатационных факторов — частоты вращения, нагрузки двигателя.

Примерное процентное распределение теплоты в автотракторных двигателях приведено ниже.

	Карбюраторные двигатели	Дизели
Теплота Q_e , эквивалентная эффективной работе, %	24÷28	32÷40
Теплота $Q_{ох}$, отводимая охладителем, %	22÷33	20÷30
Теплота Q_g , отводимая отработавшими газами, %	35÷40	25÷35
Тепловые потери $Q_{н.с.}$, обусловленные неполным или несовершенным сгоранием топлива, и остаточный член баланса $Q_{ос}$, %	10÷20	2÷5

§ 11. Основные сравнительные параметры двигателей

Для оценки конструкций различных двигателей и возможности сравнения их между собой используют следующие параметры: литровую мощность, удельную поршневую мощность, литровую массу двигателя и удельную массу двигателя.

Литровой мощностью двигателя N_l (кВт/л) называется его номинальная мощность, отнесенная к рабочему объему цилиндров:

$$N_l = \frac{N_{eH}}{V_l} \quad (27)$$

Литровая мощность характеризует двигатель с точки зрения использования рабочего объема его цилиндров. Чем больше литровая мощность, тем меньше габариты и масса двигателя.

Удельной поршневой мощностью двигателя $N_{п}$ (кВт/см²) называется его номинальная мощность, отнесенная к сумме площадей днищ всех поршней:

$$N_{п} = \frac{N_{eH}}{\frac{\pi d^2}{4} i} \quad (28)$$

где d — диаметр поршня, см.

Удельная поршневая мощность характеризует тепловую и динамическую напряженность двигателя.

Литровой массой двигателя g_l (кг/л) называется отношение массы незаправленного двигателя к рабочему объему цилиндров.

$$g_l = \frac{G_э}{V_l} \quad (29)$$

где $G_э$ — масса двигателя с полным комплектом вспомогательного оборудования при незаправленных топливной, смазочной и охладительной системах, кг.

Литровая масса характеризует совершенство конструкции, технологии изготовления двигателя и применяемых при этом материалов.

Удельной массой двигателя g_N (кг/кВт) называется отношение массы незаправленного двигателя к его номинальной мощности.

$$g_N = \frac{G_э}{N_{eH}} \quad (30)$$

Удельная масса двигателя характеризует совершенство его конструкции и зависит от многих факторов, в том числе от типа и назначения двигателя, конструктивной схемы, качества материалов и др.

Основные сравнительные показатели современных автотракторных двигателей приведены в таблице 1.

Таблица 1

Основные сравнительные показатели автотракторных двигателей

Основные параметры двигателей	Двигатели карбюраторные автомобильные	Дизели	
		автомобильные	тракторные
Литровая мощность N_l , кВт/л	18÷40	15÷20	10÷18
Удельная поршневая мощность N_p , кВт/см ²	0,11÷0,30	0,14÷0,25	0,10÷0,20
Литровая масса g_l , кг/л	50÷90	60÷90	70÷100
Удельная масса g_N , кг/кВт	2,0÷5,0	3,5÷7	5,5÷10

§ 12. Определение основных размеров двигателя

Основные размеры двигателя (диаметр d цилиндра и ход S поршня), значение давления газов в цилиндре, экономичность цикла и двигателя в целом определяют методом теплового расчета.

Тепловой расчет дает полную картину изменения состояния газа и протекания рабочего процесса. Он может проводиться как для проектируемого, так и для изготовленного (проверочный расчет) двигателя.

Для того чтобы сделать тепловой расчет проектируемого двигателя, нужно выбрать тип двигателя, его номинальную мощность $N_{ен}$ при номинальной частоте вращения n_n^* и вид топлива.

Определив все данные по параметрам действительных процессов, строят индикаторную диаграмму и вычисляют среднее индикаторное и среднее эффективное давление.

Задав тактность двигателя и числом цилиндров и используя формулы (4), (20) и (21), определяют рабочий объем (V_h) цилиндра: четырехтактного двигателя

$$V_h = \frac{N_e 120}{p_e n i}, \quad (31)$$

двухтактного двигателя

$$V_h = \frac{N_e 60}{p_e n i}. \quad (32)$$

Далее, задавшись значением отношения

$$\tau = \frac{S}{d}, \quad (33)$$

находят диаметр d цилиндра и ход S поршня по формуле (2). Для современных автотракторных двигателей отношение S/d выбирают в пределах 0,8—1,4. Обычно чем выше частота вращения n двигателя, тем меньшей принимают величину S/d , с тем, чтобы не увеличивать среднюю скорость (м/с) движения поршня:

$$c_{п.ср} = \frac{2Sn}{60} = \frac{Sn}{30}. \quad (34)$$

С увеличением средней скорости поршня возрастает работа трения и повышается износ деталей двигателя. Средняя скорость поршня современных карбюраторных автотракторных двигателей составляет 9—15 м/с, а автотракторных дизелей—6—10 м/с.

* Номинальной называется частота вращения коленчатого вала (об/мин), соответствующая номинальной мощности двигателя, гарантированной заводом-изготовителем.

Раздел третий

КРИВОШИПНО-ШАТУННЫЙ МЕХАНИЗМ И МЕХАНИЗМ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Глава 6

КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА КРИВОШИПНО- ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

§ 1. Основные сведения

При работе двигателя в кривошипно-шатунном механизме возникают усилия, значения и характер которых определяют кинематическим и динамическим исследованием этого механизма.

В автотракторных двигателях применяются *центральные (аксиальные)* и *смещенные (дезаксиальные)* кривошипно-шатунные механизмы (рис. 26). Так, например, автомобильные двигатели 24Д, ГАЗ-53 и ЗИЛ-130 имеют дезаксиальный кривошипно-шатунный механизм (ось отверстия для поршневого пальца смещена у них относительно оси цилиндров на 1,5—1,6 мм влево, если смотреть на двигатель спереди). В двигателях с дезаксиальным кривошипно-шатунным механизмом уменьшается вероятность появления стука поршня при переходе его через в. м. т.

Кинематику и динамику кривошипно-шатунного механизма рассматривают при установившемся скоростном режиме работы двигателя, то есть при постоянной частоте вращения коленчатого вала. В этом случае угловая скорость ($1/c$) коленчатого вала

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30}. \quad (35)$$

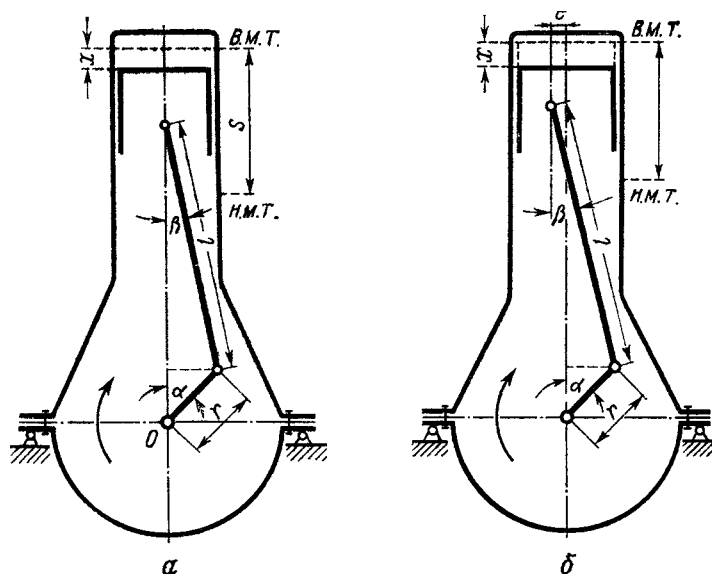


Рис. 26. Схемы кривошипно-шатунных механизмов:
а — центральный (аксиальный); б — смещенный (дезаксиальный).

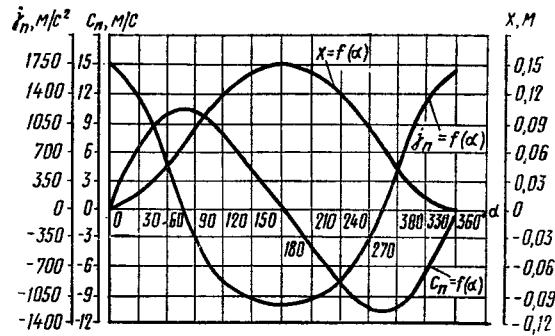


Рис. 27. Изменение перемещения, скорости и ускорения поршня в зависимости от угла поворота коленчатого вала (тракторный дизель).

Перемещение x (м), скорость c_n (м/с) и ускорение j_n (м/с²) поршня при повороте коленчатого вала на угол α определяют по формулам:

$$x = r(1 + 0,5\lambda \sin^2 \alpha - \cos \alpha), \quad (36)$$

$$c_n = \omega r(\sin \alpha + 0,5\lambda \sin 2\alpha), \quad (37)$$

$$j_n = \omega^2 r(\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha), \quad (38)$$

$$\lambda = \frac{r}{l}, \quad (39)$$

где r — радиус кривошипа, м; l — длина шатуна, м.

Зависимости значений перемещения, скорости и ускорения поршня от угла α поворота коленчатого вала тракторного дизеля показаны на рисунке 27. Знаки скорости и ускорения поршня принято считать положительными, если они направлены к оси коленчатого вала, и отрицательными, если они направлены от оси коленчатого вала.

На рисунке 28 условно изображено изменение значения и направления скорости, а также изменение направления ускорения за один оборот коленчатого вала. На участке пути AB скорость поршня c_n увеличивается от нуля до максимальной, и, следовательно, ускорение поршня j_n направлено в ту же сторону, что и скорость, то есть к оси коленчатого вала. На участке BB' скорость поршня уменьшается от максимальной до нуля; в этом случае ускорение поршня j_n направлено в сторону, противоположную движению поршня, то есть от оси коленчатого вала. На участке $B'B$ скорость поршня увеличивается от нуля до

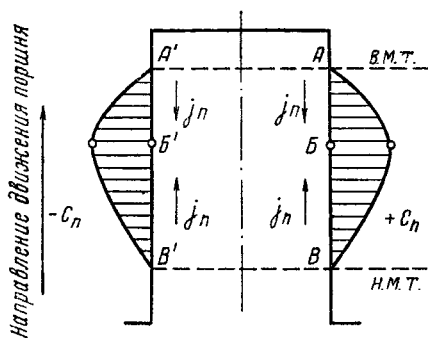


Рис. 28. Изменение скорости и ускорения поршня за один оборот коленчатого вала.

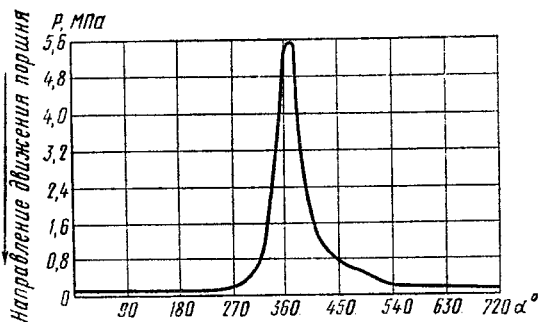


Рис. 29. Развернутая индикаторная диаграмма четырехтактного тракторного дизеля.

максимальной, поэтому ускорение поршня направлено в ту же сторону, что и скорость, то есть от оси коленчатого вала. На участке $B'A'$ скорость поршня уменьшается от максимальной до нуля и ускорение направлено к оси коленчатого вала.

Во время работы двигателя на детали кривошипно-шатунного механизма действуют давление газов, силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс, инерции неуравновешенных вращающихся масс, тяжести и трения. Все эти силы, за исключением силы тяжести, изменяют значение и направление рассматриваемых величин в зависимости от угла поворота коленчатого вала и процессов, происходящих в цилиндре двигателя.

При расчете деталей кривошипно-шатунного механизма на прочность обычно ограничиваются учетом давления газов и сил инерции, так как они значительно больше сил тяжести и трения.

Давление газов. Абсолютное значение давления газов и характер его изменения в зависимости от угла поворота коленчатого вала могут быть определены по индикаторной диаграмме, снятой на двигателе или построенной на основании теплового расчета. В том и другом случае индикаторную диаграмму обычно представляют в размерном виде в координатах $p-\alpha$ (рис. 29), потому что из координат $p-V$ ее можно без изменения самого графика перестроить в координатах $p-x$, заменив на оси абсцисс значения объема газа V соответствующими ему значениями перемещения x поршня. В свою очередь, перемещение поршня x связано с углом поворота α коленчатого вала зависимостью, выраженной уравнением (36).

Давления газов на боковые стенки цилиндра взаимно уравновешиваются. Давление газов, действующее на головку цилиндров, создает силу, равную силе от давления газов на днище поршня. Мгновенное значение силы от давления газов на днище поршня (Н)

$$P_r = F_{\pi} (p_x - p_0), \quad (40)$$

где F_{π} — площадь поршня, m^2 ; p_x — давление газов в каждый момент по индикаторной диаграмме, то есть мгновенное абсолютное давление в цилиндре, Па; p_0 — давление окружающей среды, Па.

Силу от давления газов принято считать положительной, если она направлена к оси коленчатого вала, и отрицательной, если она направлена от оси коленчатого вала.

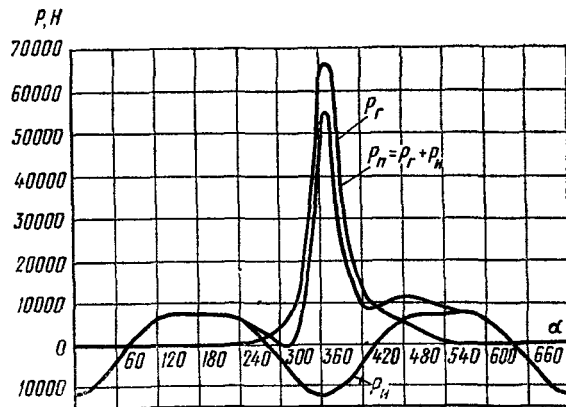


Рис. 30. Графики изменения давления P_r газов, силы инерции P_n и суммарной силы P_n в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

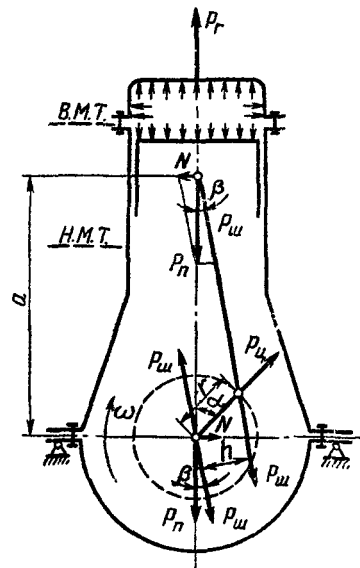


Рис. 31. Силы и моменты, действующие в центральном кривошипно-шатунном механизме двигателя.

Сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс (поршня с кольцами, поршневого пальца и верхней части шатуна*) равна произведению массы этих деталей на их ускорение и направлена в сторону, противоположную ускорению (H):

$$P_{\text{и}} = m_{\text{п}} j_{\text{п}}, \quad (41)$$

где $m_{\text{п}}$ — масса возвратно-поступательно движущихся деталей, которую условно считают сосредоточенной на оси поршневого пальца, кг; $j_{\text{п}}$ — ускорение возвратно-поступательно движущихся масс, равное ускорению поршня, м/с².

Для центрального кривошипно-шатунного механизма уравнение (41) принимает следующий вид:

$$P_{\text{и}} = m_{\text{п}} r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha). \quad (42)$$

Так как ускорение поршня изменяется по значению и направлению, то и сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс также переменна по обоим параметрам. Период этого изменения равен одному обороту коленчатого вала (рис. 30). Правило знаков для силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс такое же, как и для давления газов.

Из формулы (42) следует, что уменьшение силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс возможно при меньших значениях $\lambda = r/l$, то есть при более длинном шатуне. Однако с увеличением длины шатуна возрастают габаритные размеры и масса двигателя, что является нежелательным. Обычно для двигателей значение λ принимается в пределах 0,22—0,28.

Сила инерции неуравновешенных вращающихся масс $m_{\text{ц}}$ (кривошипа коленчатого вала и нижней части шатуна **)

$$P_{\text{ц}} = m_{\text{ц}} \omega^2 r. \quad (43)$$

Сила инерции неуравновешенных вращающихся масс постоянна для данной частоты вращения и всегда направлена по радиусу кривошипа от оси коленчатого вала.

Суммарная сила, действующая по оси цилиндра. Сила от давления газов $P_{\text{г}}$ на днище поршня и сила инерции возвратно-поступательно движущихся частей $P_{\text{и}}$ направлены по оси цилиндра. Алгебраическая сумма этих двух сил дает равнодействующую силу (H) того же направления:

$$P_{\text{ц}} = P_{\text{г}} + P_{\text{и}}. \quad (44)$$

Для построения кривой изменения суммарной силы $P_{\text{ц}}$ достаточно сложить ординаты точек кривых изменения сил $P_{\text{г}}$ и $P_{\text{и}}$ при одних и тех же углах α поворота коленчатого вала (рис. 30).

В общем случае сила $P_{\text{ц}}$, приложенная к поршневому пальцу, раскладывается на две составляющие (рис. 31): силу $P_{\text{ш}}$, направленную вдоль оси шатуна, и силу N , направленную перпендикулярно оси цилиндра:

$$P_{\text{ш}} = P_{\text{ц}} / \cos \beta, \quad (45)$$

$$N = P_{\text{ц}} \operatorname{tg} \beta. \quad (46)$$

Сила $P_{\text{ш}}$ передается по шатуну на шатунную шейку коленчатого вала. Она попеременно сжимает и растягивает шатун. Сила N периодически прижимает поршень то к одной, то к другой стенке цилиндра, вызывая трение и износ цилиндра и поршня.

Перенеся силу $P_{\text{ш}}$ в центр нижней головки шатуна и приложив к центру вращения коленчатого вала две противоположно направленные силы, параллельные и равные $P_{\text{ш}}$, получим крутящийся момент

* Масса верхней части шатуна принимается равной 0,275 массы шатуна в сборе.

** Масса нижней части шатуна принимается равной 0,725 массы шатуна в сборе.

двигателя M_k (Н·м) и свободную силу $P_{ш}$, действующую на коренные подшипники:

$$M_k = P_{ш} h, \quad (47)$$

где $h = r \sin(\alpha + \beta)$ — плечо силы $P_{ш}$, м.

Крутящий момент двигателя в любой отрезок времени уравновешивается суммой моментов всех сил сопротивления: моментом сил трения в механизмах двигателя, моментом сил сопротивления движению трактора или автомобиля и их прицепов, моментом касательных сил инерции движущихся частей двигателя.

Свободную силу $P_{ш}$ можно разложить на силу, направленную по оси цилиндра, и силу, направленную перпендикулярно к оси цилиндра:

$$P_{ш} \cos \beta = \frac{P_{п}}{\cos \beta} \cos \beta = P_{п} \quad (48)$$

$$P_{ш} \sin \beta = \frac{P_{п}}{\cos \beta} \sin \beta = P_{п} \operatorname{tg} \beta = N. \quad (49)$$

Сила $P_{п}$, приложенная в центре вращения коленчатого вала и действующая по оси цилиндра, и сила $P_{г}$, действующая на головку цилиндров, при алгебраическом суммировании дадут свободную силу $P_{и}$ — силу инерции возвратно-поступательно движущихся масс. Эта сила, непрерывно изменяясь по значению и периодически по направлению, все время воздействует через коренные подшипники на остов двигателя и вызывает его вибрацию.

Сила N на плече a дает обратный момент $M_{об}$, равный крутящему моменту двигателя M_k , и направленный в противоположную сторону. Переменный по значению обратный крутящий момент передается раме, на которую установлен двигатель, вызывая их вибрацию. Эту вибрацию можно уменьшить, повысив равномерность суммарного крутящего момента, а последнее достигается увеличением числа цилиндров, обеспечением в них одинакового протекания рабочих процессов и соблюдением равенства интервалов между тактами расширения в отдельных цилиндрах.

§ 2. Уравновешивание двигателя

Уравновешивание двигателя заключается в создании при установившемся режиме работы такой системы сил, в которой равнодействующие сил и моментов этих сил постоянны по значению и направлению или равны нулю.

У одноцилиндрового двигателя с центральным кривошипно-шатунным механизмом во время работы остаются неуравновешенными следующие силы и моменты.

1. Сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс

$$P_{и} = m_{п} \omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha),$$

которая может быть представлена в виде суммы двух сил:

силы инерции первого порядка

$$P_{и1} = m_{п} \omega^2 r \cos \alpha; \quad (50)$$

силы инерции второго порядка

$$P_{и2} = m_{п} \omega^2 r \lambda \cos 2\alpha. \quad (51)$$

2. Сила инерции неуравновешенных вращающихся масс

$$P_{и} = m_{ц} \omega^2 r. \quad (52)$$

3. Обратный момент

$$M_{об} = Na. \quad (53)$$

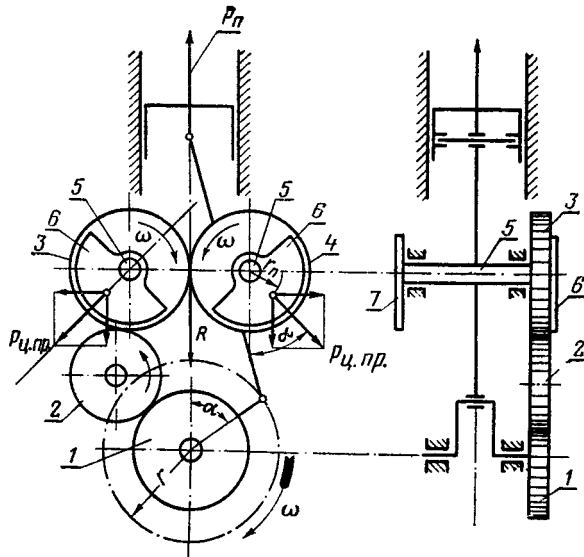


Рис. 32. Схема механизма уравнивания сил инерции первого порядка возвратно-поступательно движущихся масс:

1, 2, 3, 4 — шестерни; 5 — валики; 6 — противовесы

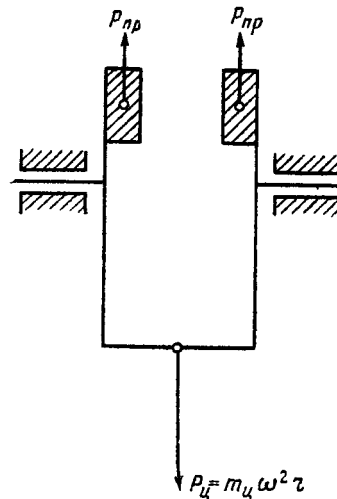


Рис. 33. Схема уравнивания сил инерции неуравновешенных вращающихся масс в одноцилиндровом двигателе.

Перечисленные силы и момент передаются остову двигателя и раме, расшатывают различные сочленения и крепления, увеличивают износ отдельных деталей и способствуют разрушению машины. Эти недостатки можно устранить, уравневав свободные силы и моменты. Обратный же крутящий момент в автотракторных двигателях не уравнивается и при работе двигателя передается раме машины.

Уравнивание сил инерции достигается следующими способами, которые обычно применяют совместно:

- а) выбором определенного числа цилиндров двигателя, а также заданным расположением цилиндров и колен вала;
- б) применением дополнительных движущихся масс — *противовесов*.

Уравнивание одноцилиндрового двигателя. В одноцилиндровом двигателе сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс может быть полностью уравновешена только при помощи специального механизма.

Схема механизма для уравнивания силы инерции первого порядка показана на рисунке 32. На концы двух вспомогательных валов 5, расположенных симметрично по обеим сторонам цилиндра и параллельно оси коленчатого вала, жестко насажены шестерни 3 и 4. Эти шестерни приводятся во вращение от шестерни 1, закрепленной на коленчатом валу, через шестерню 2. Шестерни 1, 3 и 4 имеют одинаковое количество зубьев. Таким образом, оба валика 5 вращаются в разные стороны с угловой скоростью, равной угловой скорости коленчатого вала. На каждом конце обоих валов 5 жестко закреплены противовесы 6 и 7.

Когда поршень находится в в. м. т., все четыре противовеса должны быть направлены вниз так, чтобы их оси симметрии были вертикальны. Расстояние r_n от оси вращения противовеса до его центра тяжести равно половине радиуса r кривошипа коленчатого вала. Масса $m_{пр}$ обоих противовесов на каждом валике равна массе возвратно-

поступательно движущихся деталей. При работе двигателя противовесы каждого валка создают центробежную силу (Н):

$$P_{ц.пр} = m_{пр} \omega^2 \frac{r}{2} = \frac{m_{пр} \omega^2 r}{2}. \quad (54)$$

Горизонтальные составляющие центробежных сил инерции противовесов при любом угле α всегда равны друг другу, но противоположны по направлению и, следовательно, взаимно уравновешиваются, а вертикальные составляющие этих сил дают равнодействующую

$$R = 2 \frac{m_{пр} \omega^2 r \cos \alpha}{2} = m_{пр} \omega^2 r \cos \alpha,$$

которая в любой момент времени равна силе инерции первого порядка **возвратно-поступательно** движущихся масс, но направлена в противоположную сторону. Поэтому равнодействующая вертикальных составляющих центробежных сил, возникающих при установке противовесов на дополнительных валиках, уравновешивает силу инерции первого порядка **возвратно-поступательно** движущихся масс.

Посредством аналогичного механизма можно уравновесить силу инерции второго порядка. Для этого нужно противовесы на вспомогательных валиках приводить во вращение с удвоенной угловой скоростью. Однако в этом случае механизм становится весьма сложным, поэтому сила $P_{и2}$ в большинстве автотракторных двигателей не уравновешивается.

Сила инерции неуравновешенных вращающихся масс полностью уравновешивается постановкой противовесов, которые в автотракторных двигателях могут быть укреплены на щеках коленчатого вала (рис. 33) или на маховике и шкиве привода вентилятора. Противовесы подбирают так, чтобы развиваемая ими центробежная сила инерции была равна силе инерции неуравновешенных вращающихся масс и направлена в противоположную сторону.

Уравновешивание двухцилиндрового двигателя. Если у *однорядного двухцилиндрового двигателя* коленчатый вал выполнен с расположением колен под углом 180° (Д-21А1 и П-23М), как показано на рисунке 34, то равнодействующая сила инерции первого порядка равна нулю, а значит, силы инерции первого порядка уравновешены:

$$\begin{aligned} \sum P_{и1} &= P_{и1}^I + P_{и1}^{II} = m_{ц} \omega^2 r \cos \alpha + m_{ц} \omega^2 r \cos (180 + \alpha) = \\ &= m_{ц} \omega^2 r \cos \alpha - \\ &- m_{ц} \omega^2 r \cos \alpha = 0. \end{aligned} \quad (55)$$

Силы инерции первого порядка, как равные, параллельные и противоположно направленные, создают момент $M_{и1}$, действующий в плоскости осей цилиндров:

$$M_{и1} = P_{и1} a = m_{ц} \omega^2 r \cos \alpha a, \quad (56)$$

где a — расстояние между осями цилиндров, м.

Момент $M_{и1}$ (двигатель Д-21А1) уравновешивается суммой моментов вертикальных составляющих центробежных сил: а) двух противовесов, находящихся на специальном валике, кото-

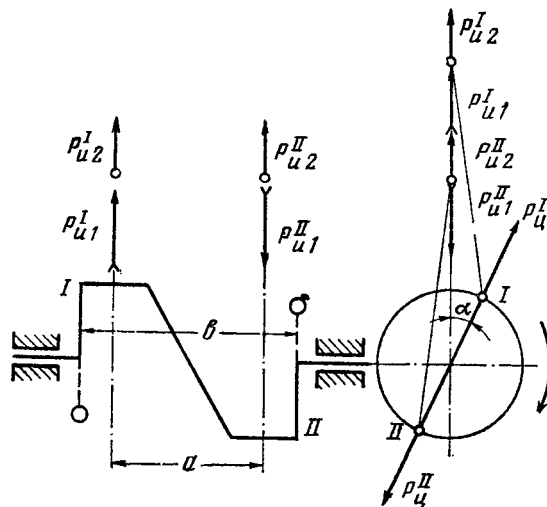


Рис. 34. Схема направления сил инерции в двухцилиндровом двигателе с расположением колен коленчатого вала под углом 180° .

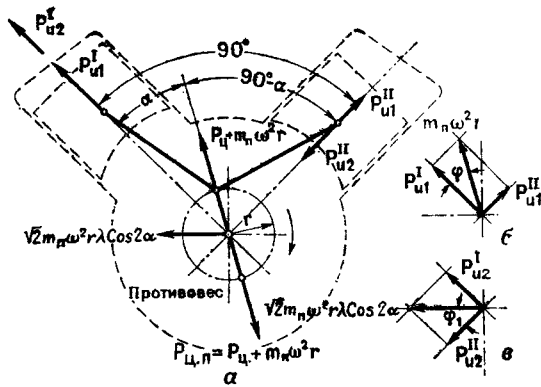


Рис. 35. Схема направления сил инерции в V-образном двухцилиндровом двигателе, цилиндры которого расположены под углом 90°

Сила инерции неуравновешенных вращающихся масс кривошипа первого цилиндра равна, но противоположно направлена силе инерции неуравновешенных вращающихся масс кривошипа второго цилиндра, поэтому их сумма

$$\Sigma P_{\Pi} = 0. \quad (58)$$

Силы инерции неуравновешенных вращающихся масс, как равные, параллельные и противоположно направленные, создают момент

$$M_{\Pi} = P_{\Pi} a = m_{\Pi} \omega^2 r a. \quad (59)$$

Момент M_{Π} уравновешен противовесами на щеках коленчатого вала или на маховике и шкиве привода вентилятора.

Если у V-образного двухцилиндрового двигателя шатуны установлены на одну шейку, а цилиндры расположены под углом 90° (рис. 35, а), то силы инерции первого порядка для первого и второго цилиндров

$$P_{\Pi 1}^I = m_{\Pi} \omega^2 r \cos \alpha \text{ и } P_{\Pi 1}^{II} = m_{\Pi} \omega^2 r \cos (90 - \alpha) = m_{\Pi} \omega^2 r \sin \alpha. \quad (60)$$

Переносим силы инерции первого порядка в центр вращения коленчатого вала. Равнодействующая сила инерции первого порядка (рис. 35, б) определяется как геометрическая сумма сил $P_{\Pi 1}^I$ и $P_{\Pi 1}^{II}$. то есть

$$\begin{aligned} \Sigma P_{\Pi 1} &= \sqrt{(P_{\Pi 1}^I)^2 + (P_{\Pi 1}^{II})^2} = \sqrt{(m_{\Pi} \omega^2 r \cos \alpha)^2 + (m_{\Pi} \omega^2 r \sin \alpha)^2} = \\ &= \sqrt{(m_{\Pi} \omega^2 r)^2 (\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha)} = m_{\Pi} \omega^2 r. \end{aligned} \quad (61)$$

Угол φ между направлениями сил $\Sigma P_{\Pi 1}$ и $P_{\Pi 1}^I$ равен углу α , так как

$$\cos \varphi = \frac{P_{\Pi 1}^I}{\Sigma P_{\Pi 1}} = \frac{m_{\Pi} \omega^2 r \cos \alpha}{m_{\Pi} \omega^2 r} = \cos \alpha.$$

Следовательно, равнодействующая сил инерции второго порядка постоянна по значению и всегда направлена по радиусу от центра вращения.

Силы инерции второго порядка для первого и второго цилиндров

$$P_{\Pi 2}^I = m_{\Pi} \omega^2 r \lambda \cos 2\alpha \text{ и } P_{\Pi 2}^{II} = m_{\Pi} \omega^2 r \lambda \cos 2(90 - \alpha) = -m_{\Pi} \omega^2 r \lambda \cos 2\alpha.$$

Равнодействующая сил инерции второго порядка (рис. 35, в) определяется таким же образом, как для сил инерции первого порядка:

$$\Sigma P_{\Pi 2} = \sqrt{(P_{\Pi 2}^I)^2 + (P_{\Pi 2}^{II})^2} = \sqrt{2} m_{\Pi} \omega^2 r \lambda \cos 2\alpha. \quad (62)$$

рый приводится во вращение от коленчатого вала с одинаковой угловой скоростью; б) противовесов, расположенных на маховике и шкиве привода вентилятора.

Равнодействующая сил инерции второго порядка равна их сумме и остается неуравновешенной:

$$\begin{aligned} \Sigma P_{\Pi 2} &= P_{\Pi 2}^I + P_{\Pi 2}^{II} = \\ &= 2m_{\Pi} \omega^2 r \lambda \cos 2\alpha. \end{aligned} \quad (57)$$

Однако она незначительна, так как у современных автотракторных двигателей λ составляет $0,22 \div 0,28$.

Угол φ_1 между направлениями сил $\Sigma P_{и2}$ и $P_{и2}^I$ составляет 45° , так как

$$\cos \varphi_1 = \frac{m_{п} \omega^2 r \lambda \cos 2\alpha}{\sqrt{2} m_{п} \omega^2 r \lambda \cos 2\alpha} = \frac{1}{\sqrt{2}} = \cos 45^\circ.$$

Следовательно, равнодействующая сил инерции второго порядка переменна по значению и направлению и расположена в горизонтальной плоскости.

Сила инерции неуравновешенных вращающихся масс полностью уравнивается противовесами, установленными на щеках коленчатого вала. Равнодействующая сил инерции первого порядка также может быть полностью уравновешена путем увеличения массы противовесов (рис. 35, а), устанавливаемых для уравновешивания сил инерции неуравновешенных вращающихся масс.

Из рассмотренных двухцилиндровых четырехтактных двигателей лучше других уравновешен V-образный.

Уравнивание четырехцилиндрового двигателя. Коленчатые валы отечественных автотракторных однорядных четырехцилиндровых четырехтактных двигателей выполнены с расположением колен под углом 180° (рис. 36). Такой коленчатый вал может быть представлен в виде симметричного соединения двух коленчатых валов двухцилиндровых двигателей, уравнивание которых рассмотрено выше.

В этом случае равнодействующая сил инерции первого порядка равна нулю. Равнодействующая сил инерции второго порядка равна их сумме и остается свободной:

$$\Sigma P_{и2} = 4m_{п} \omega^2 r \lambda \cos 2\alpha. \quad (63)$$

Равнодействующая сил инерции неуравновешенных вращающихся масс равна нулю.

Моменты, возникающие от сил инерции первого порядка $M_{и1}^I$ и $M_{и1}^{II}$ (на рисунке не показаны), и сил инерции неуравновешенных вращающихся масс $M_{ц}^I$ и $M_{ц}^{II}$ взаимно уравниваются, так как они равны и направлены в противоположные стороны.

Моменты от центробежных сил инерции неуравновешенных вращающихся масс значительно нагружают коренные подшипники, особенно средний, и увеличивают прогиб коленчатого вала. Для их разгрузки у некоторых двигателей (Д-160 и Д-24) на щеках коленчатого вала имеются противовесы, уравнивающие эти силы инерции каждого цилиндра.

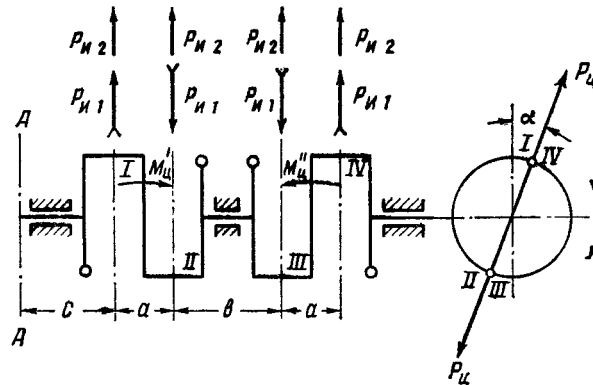


Рис. 36. Схема направления сил инерции в четырехцилиндровом двигателе с расположением колен коленчатого вала под углом 180° .

У двигателя А-41 для уравнивания (на 70%) сил инерции второго порядка применен специальный механизм (рис. 37, а, б), который крепится к блок-картеру двумя болтами 5. Механизм состоит из корпуса 1, внутри которого на роликовых подшипниках 8 вращаются две шестерни 2. Каждая шестерня имеет груз, выполненный как одно целое с ней. Шестерни 2 приводятся во вращение от зубчатого венца 3, напесованного на четвертую шкуру коленчатого вала 4. Угловая скорость шестерни 2 в два раза больше, чем угловая скорость коленчатого вала. При сборке механизма уравнивания нужно, чтобы совпали метки «К» на шестернях 2 и метки «М» на шестерне 2 и зубчатом венце 3. Механизм уравнивания значительно сокращает вибрацию двигателя.

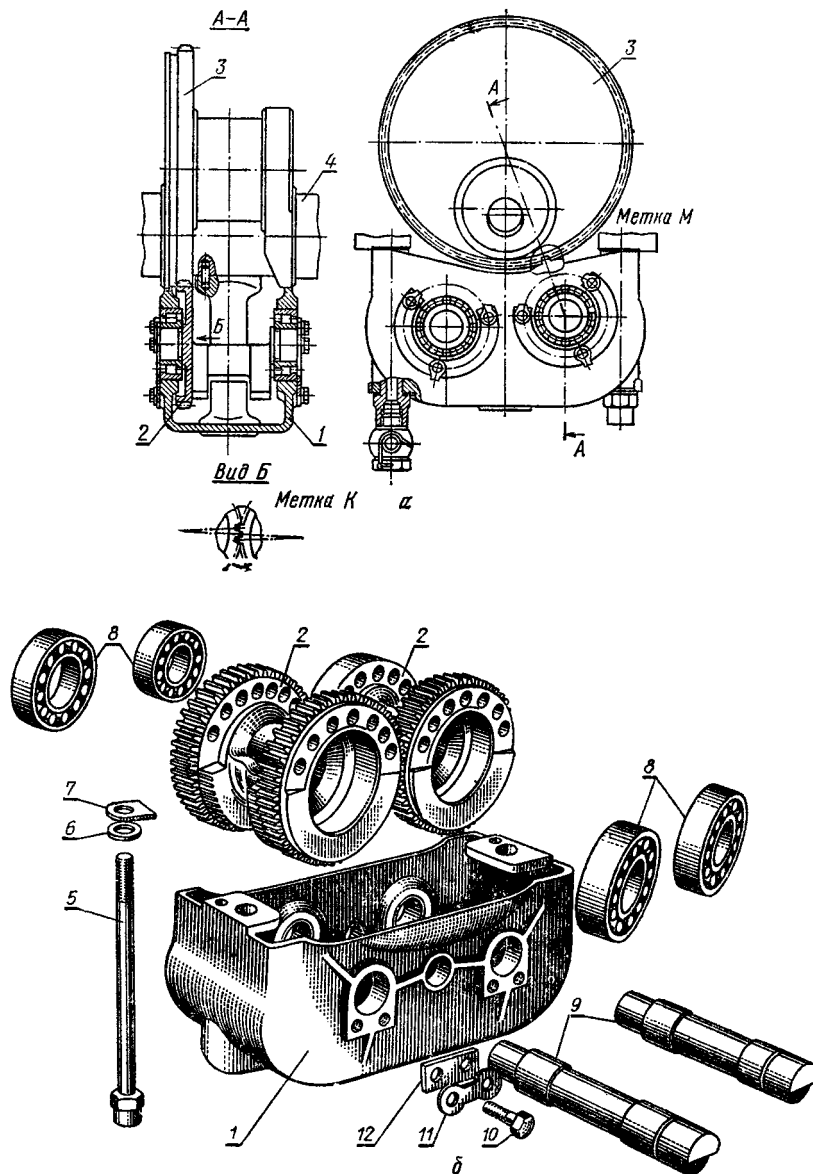


Рис. 37. Механизм уравнивания сил инерции второго порядка двигателя А-41:

а — механизм уравнивания; б — детали механизма уравнивания: 1 — корпус; 2 — шестерня с грузом; 3 — зубчатый венец; 4 — коленчатый вал; 5, 10 — болты; 6, 7, 11 — шайбы; 8 — роликовый подшипник; 9 — ось; 12 — планка.

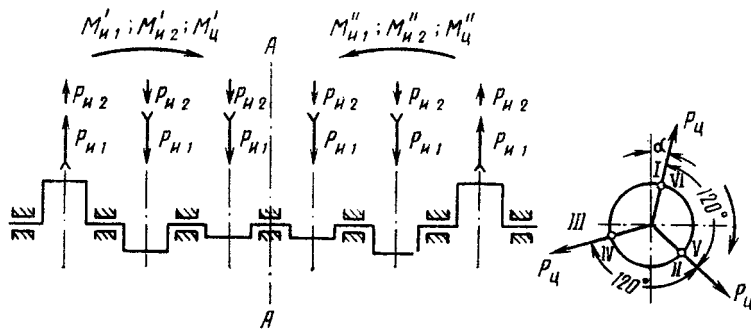


Рис. 38. Схема направления сил инерции в шестицилиндровом двигателе с расположением колен коленчатого вала под углом 120° .

Такого же типа уравнивающий механизм установлен на дизеле Д-160.

Уравнивание шестицилиндрового двигателя. Коленчатые валы автотракторных однорядных шестицилиндровых четырехтактных двигателей (ГАЗ-52 и А-01М) выполнены с расположением колен под углом 120° (рис. 38). Это наиболее распространенная форма коленчатого вала для шестицилиндровых четырехтактных двигателей. При таком расположении колен

$$\Sigma P_{и1} = 0; \Sigma P_{и2} = 0; \Sigma P_{ц} = 0;$$

$$\Sigma M_{и1} = 0; \Sigma M_{и2} = 0; \Sigma M_{ц} = 0.$$

Для разгрузки коренных подшипников коленчатого вала от действия моментов сил инерции неуравновешенных вращающихся масс у двигателей ГАЗ-52 и А-01М коленчатые валы снабжены противовесами.

Уравнивание V-образного восьмицилиндрового двигателя. Коленчатые валы отечественных автотракторных восьмицилиндровых четырехтактных двигателей (ГАЗ-53, ЗИЛ-130 и ЯМЗ-238НБ) выполнены с расположением колен в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Эти двигатели можно представить себе состоящими из четырех V-образных двухцилиндровых двигателей, поэтому у них $\Sigma P_{и1} = 0$; $\Sigma P_{и2} = 0$; $\Sigma P_{ц} = 0$ и $\Sigma M_{и2} = 0$. Суммарный момент, возникающий от действия сил инерции неуравновешенных вращающихся масс и сил инерции первого порядка, может быть уравновешен противовесами, установленными на щеках коленчатого вала, или двумя противовесами на концах коленчатого вала, расположенными в плоскости действия момента. В систему уравнивания дизеля ЯМЗ-238НБ входят противовесы, укрепленные на щеках вала, и выносные противовесы, размещенные на переднем конце коленчатого вала и на маховике.

Действительная уравновешенность двигателя. Выводы об уравновешенности двигателей, сделанные выше, справедливы, если точно совпадают между собой по массе движущиеся детали, радиусы кривошипов, длины шатунов, углы расположения кривошипов.

В действительности из-за отклонений в пределах допусков размеров деталей и различной плотности их металла силы инерции движущихся деталей для отдельных цилиндров получаются неодинаковыми и уравновешенность двигателя нарушается.

Для того чтобы действительная уравновешенность как можно меньше отличалась от теоретической, необходимо учесть следующее.

1. При изготовлении и ремонте двигателей комплекты поршней и шатунов нужно подбирать с минимальным отклонением по массе. Так, например, в двигателе А-41 разница в массе собранных комплектов поршней и шатунов не должна превышать 30 г, а в двигателе ГАЗ-53—8 г.

2. Коленчатые валы и маховики при изготовлении следует подвергать динамической балансировке. Если окажется, что неуравновешенность (дисбаланс) превышает допустимую величину, то ее уменьшают, снимая в определенных местах этих деталей часть металла. При ремонте следят, чтобы балансировка не была нарушена.

Глава 7 УСТРОЙСТВО И РАБОТА КРИВОШИПНО- ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА

Кривошипно-шатунный механизм двигателей внутреннего сгорания (рис. 39) состоит из цилиндров 10, закрытых головкой 1, поршней 23 в комплекте с кольцами, поршневых пальцев 22, шатунов 21 в комплекте со втулками в верхней головке и подшипниками в нижней головке, коленчатого вала 20 с коренными подшипниками и маховика 12. К этому механизму относят детали, образующие корпус двигателя: блок, головку цилиндров, картер и его поддон.

§ 1. Цилиндры и блок-картеры

Цилиндр вместе с поршнем и головкой цилиндра образуют замкнутый объем, в котором совершается рабочий цикл двигателя. Внутренняя поверхность стенок цилиндра служит направляющей при движении поршня. Цилиндры 4 (рис. 40) могут быть изготовлены каждый в отдельности, как, например, у двигателей Д21А1 и Д-37Е, или в общей отливке — блоке цилиндров. Блоки или отдельные цилиндры крепятся к корпусной детали двигателя — картеру 7, внутри которого установлен коленчатый вал.

Картер 7 двигателя представляет собой массивную неподвижную металлическую деталь, которая несет основные сборочные единицы и детали двигателя. В нем находятся подшипники коленчатого и распределительного валов, оси и валы шестерен приводов разных механизмов и др. Снизу картер закрыт поддоном 9, который служит резервуаром для масла.

Картер большинства двигателей выполнен в общей отливке с блоком, например А-41 (рис. 39), Д-240, А-01М, СМД-60*, ЯМЗ-238НБ, ГАЗ-53, ЗИЛ-130. Такие отливки называются *блок-картерами*, они общают конструкции большую жесткость. Блок-картер отливают из серого чугуна (СМД-60, ЗИЛ-130) и алюминиевого сплава (ГАЗ-53, 24Д). Чугунные блоки обладают достаточной прочностью и сравнительно дешевы. Блоки из алюминиевого сплава легко обрабатываются, значительно легче чугунных, однако дороже их.

При V-образной конструкции блок-картера (рис. 41) ряды цилиндров обычно расположены под углом 90° между их осями. Такое расположение цилиндров уменьшает массу и габариты двигателя по длине и высоте и делает конструкцию более жесткой. Последнее снижает возможность появления нежелательных деформаций блок-картера и др.

Конструкция цилиндров в основном определяется способом охлаждения. При воздушном охлаждении цилиндры 4 (рис. 40) снабжаются специальными ребрами 10 для увеличения поверхности охлаждения. При жидкостном охлаждении между наружной поверхностью цилиндра и внутренними стенками блока имеется кольцевое пространство — *водяная рубашка* 26 (рис. 39), заполняемая охлаждающей жидкостью.

* Конструкция и работа механизмов дизелей СМД-62 и СМД-64 такая же, как у базового дизеля СМД-60, поэтому далее будет указываться только базовая модель дизеля.

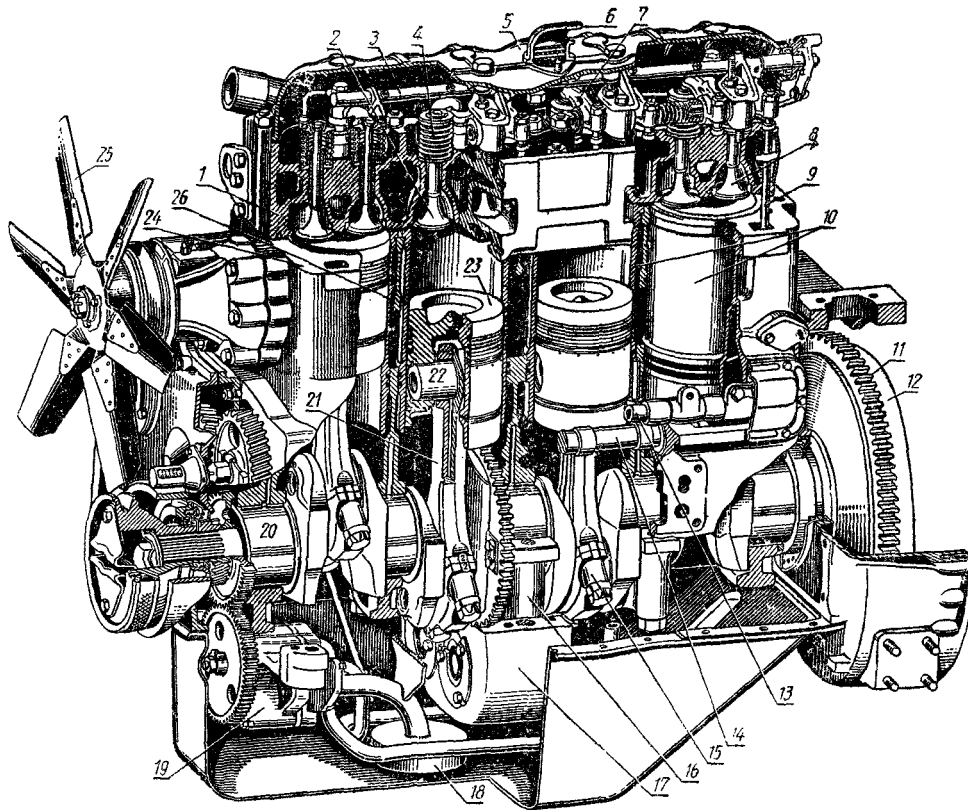


Рис. 39. Дизель А-41:

1 — головка цилиндров; 2 — впускной клапан; 3 — валик декомпрессионного механизма; 4 — пружины; 5 — колпак головки цилиндров; 6 — сапун; 7 — коромысло клапана; 8 — выпускной клапан; 9 — штанга толкателя; 10 — гильза цилиндров; 11 — зубчатый венец маховика; 12 — маховик; 13 — ось толкателей; 14 — распределительный вал; 15 — крышка шатуна; 16 — крышка среднего коренного подшипника; 17 — механизм уравновешивающий; 18 — маслоприемник; 19 — масляный насос; 20 — коленчатый вал; 21 — шатун; 22 — поршневой палец; 23 — поршень; 24 — блок-картер; 25 — вентилятор; 26 — водяная рубашка блок-картера.

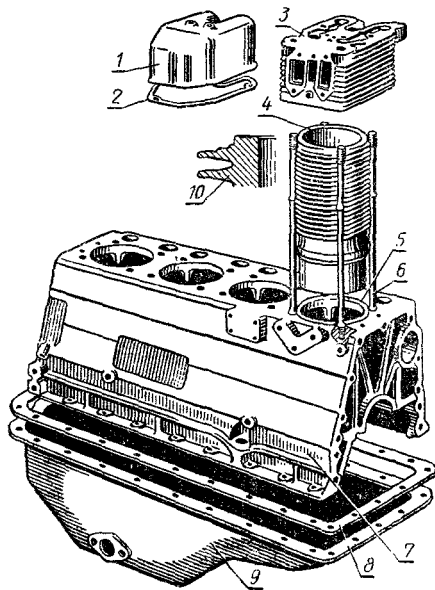


Рис. 40. Детали двигателя Д-37Е:

1 — крышка клапанов; 2, 5, 8 — прокладки; 3 — головка цилиндра; 4 — цилиндр; 6 — шпилька; 7 — картер; 9 — поддон картера; 10 — ребра цилиндра.

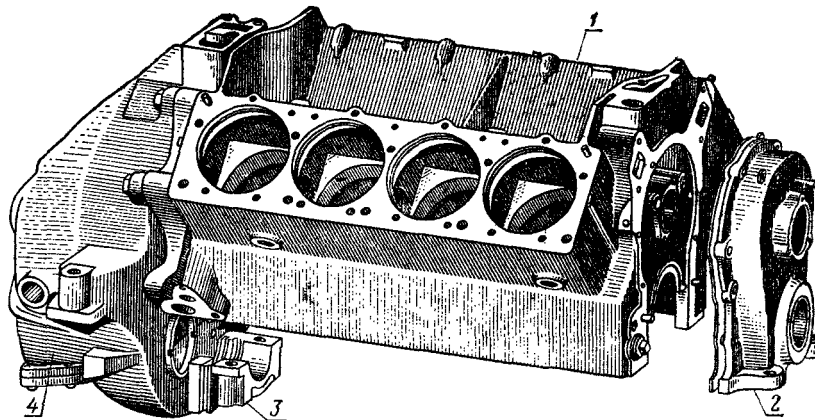


Рис. 41. Блок-картер двигателя ЗИЛ-130:

1 — блок-картер; 2 — крышка распределительных шестерен; 3 — крышка коренного подшипника; 4 — картер маховика.

К верхней обработанной плоскости блок-картера (рис. 42) на шпильках крепится головка цилиндров. В стенках блок-картера расположены каналы для подвода масла к трущимся поверхностям деталей и отверстия для установки деталей. На внутренних и наружных поверхностях стенок имеются обработанные площадки для крепления различных деталей и механизмов.

Конструкция блок-картера зависит от расположения клапанов. В двигателях с боковым расположением клапанов в блок-картере имеется боковой прилив для их размещения, называемый клапанной коробкой, а в верхней стенке блок-картера сбоку каждого цилиндра сделаны клапанные отверстия. Такая конструкция применена в двигателях ГАЗ-52 (рис. 43) и П-23М.

В двигателях с подвесным расположением клапанов последние помещаются в головке цилиндров, в результате чего конструкция блок-картера упрощается. Такая конструкция применена в двигателях А-41 (рис. 39), Д-240, А-01М, ЯМЗ-238НБ, Д-37Е, Д-160, ГАЗ-53 и некоторых других.

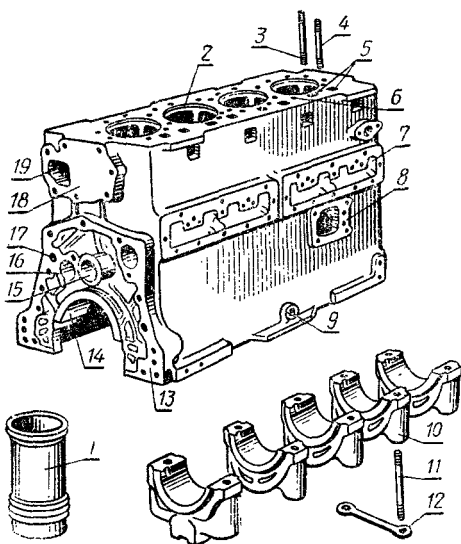


Рис. 42. Блок-картер двигателя А-41:

1 — гильза цилиндра; 2 — верхний центрирующий пояс гильзы цилиндра; 3 и 4 — большая и малая шпильки крепления головки цилиндров; 5 — отверстия для штанг толкателей; 6 — резьбовое отверстие для шпильки крепления головки цилиндров; 7 — боковой люк для установки толкателей; 8 — площадка для крепления масляных фильтров; 9 — отверстие для присоединения маслопровода; 10 — крышка коренного подшипника; 11 — шпилька крепления коренного подшипника; 12 — замковая шайба; 13 — передняя плоскость для крепления картера шестерен; 14 — опора коленчатого вала; 15 — втулка передней опоры распределительного вала; 16 — фланец для крепления пальца промежуточной шестерни; 17 — главная масляная магистраль; 18 — плоскость для крепления водяного насоса; 19 — окно в водораспределительный канал.

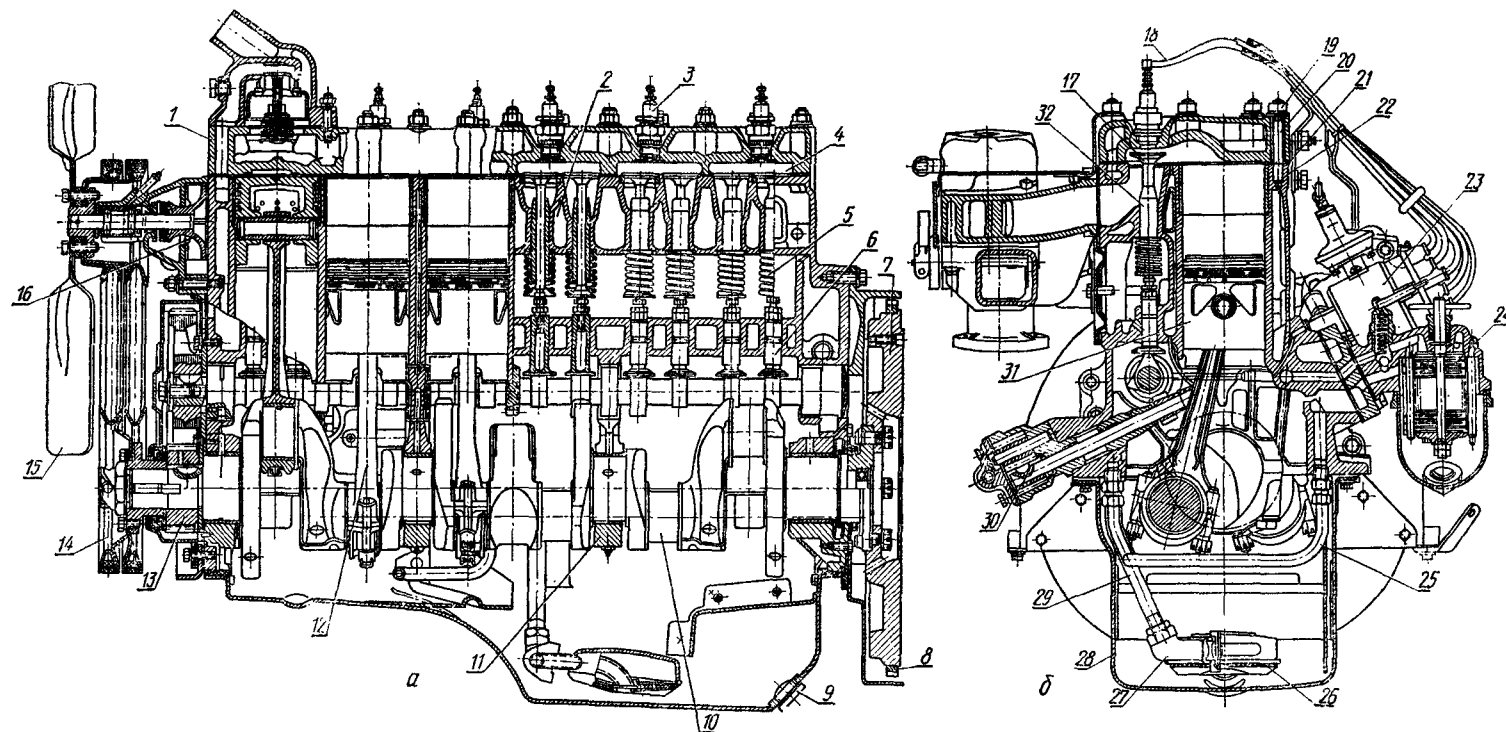


Рис. 43 Продольный (а) и поперечный (б) разрезы двигателя ГАЗ-52:

1 — головка цилиндра; 2 — водяная рубашка; 3 — свеча зажигания; 4 — камера сжатия; 5 — пружина клапана; 6 — толкатель; 7 — маховик; 8 — венец маховика; 9 — пробка; 10 — коленчатый вал; 11 — крышка коренного подшипника; 12 — шатун; 13 — шестерня коленчатого вала; 14 — шкив коленчатого вала; 15 — вентилятор; 16 — водяной насос; 17 — клапан; 18 — провод к свече; 19 — гайка; 20 — шпилька; 21 — прокладка головки цилиндра; 22 — блок-картер; 23 — прерыватель-распределитель; 24 — фильтр грубой очистки масла; 25 и 29 — маслопроводы; 26 — сетка маслоприемника; 27 — маслоприемник; 28 — поддон картера; 29 — масляный насос; 31 — поршень; 32 — втулка клапана.

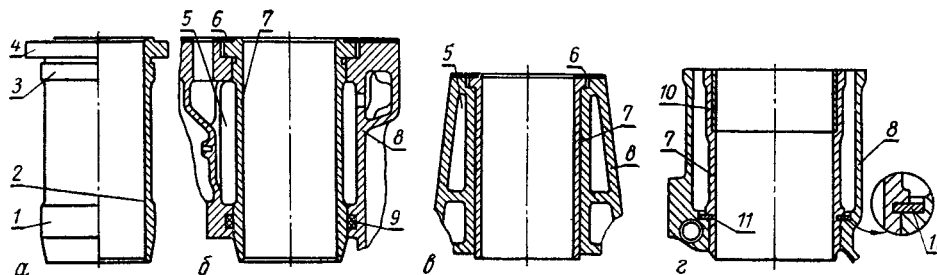


Рис. 44. Гильзы цилиндров:

а — гильза цилиндра двигателя Д-240; б — установка мокрой гильзы цилиндра двигателя Д-240 в блок-картер; в — установка сухой гильзы цилиндра в блок-картере; г — установка мокрой гильзы цилиндра двигателя 24Д в блок-картер; 1 и 3 — установочные пояса гильзы; 2 — зеркало гильзы цилиндра; 4 — буртик; 5 — водяная рубашка блок-картера; 6 — прокладка головки цилиндров; 7 — гильза цилиндра; 8 — блок-картер; 9 — уплотняющее резиновое кольцо; 10 — вставка; 11 — уплотняющая медная прокладка.

Внутреннюю тщательно отполированную поверхность 2 (рис. 44, а) цилиндра называют *зеркалом цилиндра*. Точная обработка этой поверхности (ее овальность и конусность должны быть не более 0,02 мм) обеспечивает легкость движения поршня и плотное прилегание его к цилиндру.

Блок-картеры выполняются со вставными гильзами из легированных чугунов, обладающих большой износостойкостью и высокими механическими качествами. Применение вставных гильз позволяет увеличить срок службы блок-картера (путем замены изношенных гильз новыми) и упрощает его отливку.

Гильзы называются *мокрыми* (рис. 44, б), если они омываются охлаждающей жидкостью с наружной стороны, или *сухими* (рис. 44, в), если они установлены в предварительно расточенный цилиндр блок-картера. Мокрые гильзы цилиндров применяются в большинстве автотракторных двигателей: А-41 (рис. 42), Д-240 (рис. 44, а), 24Д (рис. 44, г). Сухие гильзы применяются при ремонте цилиндров. Толщина стенок мокрых гильз составляет 6—8 мм, а сухих — 2—4 мм.

Наибольший износ наблюдается в верхней части цилиндра, находящейся под воздействием высоких температур и коррозионного влияния отработавших газов. Для уменьшения износа в верхнюю часть цилиндров двигателей ГАЗ-52 (рис. 43) и гильзы 7 (рис. 44, г) цилиндров двигателей 24Д, ГАЗ-53 и ЗИЛ-130 запрессованы короткие вставки 10, изготовленные из антикоррозионного (кислотоупорного) чугуна.

Цилиндры двигателей с воздушным охлаждением (Д-21А1 и Д-37Е) крепятся на шпильках к картеру и гильз не имеют.

У многих двигателей для повышения износостойкости внутреннюю поверхность гильз подвергают закалке на глубину 1,5—3 мм с нагревом токами высокой частоты.

Мокрые гильзы в гнездо блок-картера 8 (рис. 44, б и г) устанавливают так, чтобы предотвратить утечку жидкости из водяной рубашки в гильзу и поддон картера. Кроме того, гильзе должна быть обеспечена возможность изменения длины при нагревании и охлаждении. На рисунке 44, б показана установка мокрой гильзы цилиндра в блок-картер двигателя Д-240. Нижним пояском буртик 4 опирается на основание цилиндрической выемки в верхней плоскости блок-картера 8. На нижнем поясе блок-картера сделана кольцевая канавка, в которую закладывают уплотняющее резиновое кольцо 9. Это кольцо несколько выступает над поверхностью пояса блок-картера. При установке гильзы в блок-картер резиновое кольцо обжимается и, заполняя все пространство кольцевой канавки, создает надежное уплотнение между гильзой и блок-картером. Торец гильзы несколько выступает над верхней плоско-

стью блок-картера, что обеспечивает лучшее обжатие прокладки *б* и создает надежное уплотнение от прорыва газов из цилиндра. На верхней плоскости торца гильзы имеется узкий выступающий пояс. Усилия от затяжки шпилек головки цилиндров передаются через этот пояс на основание цилиндрической выемки блок-картера, в результате чего уменьшается деформация гильзы. После установки гильзы цилиндрические поверхности ее буртика *4* и выемки на верхней плоскости блок-картера не должны соприкасаться.

В двигателе 24Д (рис. 44, *з*) гильза цилиндра не имеет верхнего опорного буртика, а между основанием нижнего выступа блок-картера и опорной поверхностью нижнего буртика гильзы цилиндра устанавливается медная кольцевая прокладка *11*.

Конструкция мокрых гильз и их установка в блок-картеры у других отечественных двигателей мало отличаются от рассмотренных выше.

В передней и задней стенках нижней части блок-картеров и в его средних вертикальных перегородках размещаются коренные подшипники коленчатого вала (рис. 39 и 43). К нижней части блок-картера крепится на болтах поддон *28* (рис. 43), служащий резервуаром для масла.

§ 2. Головка цилиндров

Головка цилиндров представляет собой сложную по форме деталь, устанавливаемую сверху цилиндра (двигатели Д-21А1 и Д-37Е), группы цилиндров (двигатели А-01М, Д-160, ГАЗ-53 и ЗИЛ-130) или блок-картера (двигатели А-41 и Д-240).

Она отливается из чугуна или алюминиевого сплава. Головка цилиндров из алюминиевого сплава легче чугунной и лучше отводит тепло. Это позволяет у карбюраторных двигателей повысить степень сжатия, а следовательно, мощность и экономичность двигателя. У автомобильных двигателей головки цилиндров сделаны из алюминиевого сплава.

Головка цилиндров *1* (рис. 39) надевается на шпильки, ввернутые в блок-картер *24*, и крепится гайками.

Уплотнение между головкой цилиндров и блок-картером или цилиндрами достигается установкой прокладки из упругого материала: асбостальной или медно-асбестовой. Асбостальные прокладки (рис. 45) состоят из тонкого листа мягкой стали — каркаса *1*, на обе стороны которого наложены листы *2* прессованного асбеста. С наружной сто-

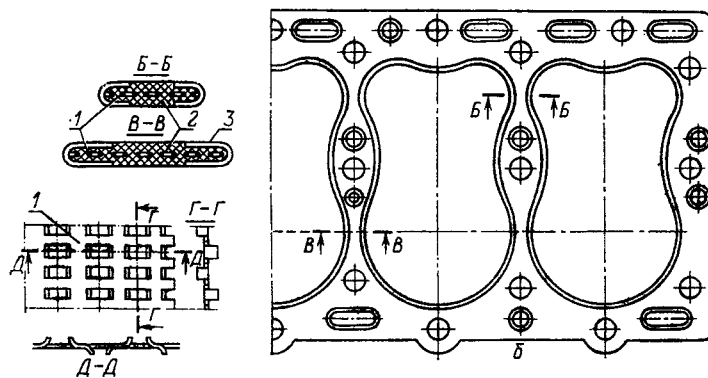


Рис. 45. Прокладка головки цилиндров двигателя ГАЗ-52:

1 — стальной каркас; *2* — асбестовые листы; *3* — окантовка.

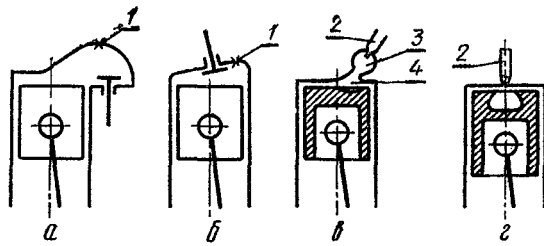


Рис. 46. Форма камер сгорания двигателей:

а — смещенная; *б* — клиновидная; *в* — разделенная; *г* — неразделенная; 1 — место расположения свечи; 2 — форсунка; 3 — дополнительная (вихревая) камера; 4 — основная камера.

роны асбестовые листы покрыты графитом. Окна для камер сгорания, а иногда отверстия для воды и масла в прокладках имеют окантовку 3 из тонкой листовой стали. Асбостальные прокладки перед установкой головки цилиндров натирают графитовым порошком.

В головке цилиндров расположены камеры сгорания, размещены свечи или форсунки, а иногда и дополнительные камеры.

Конструкция головки цилиндров зависит от типа двигателя, системы охлаждения и расположения клапанов. У двигателя с подвесным расположением клапанов конструкция головки цилиндров усложняется вследствие того, что в ней размещаются клапаны и каналы для подвода воздуха (горючей смеси) и отвода отработавших газов (рис. 39).

При жидкостном охлаждении головка цилиндров имеет полости для охлаждающей жидкости — водяную рубашку, которая соединяется с водяной рубашкой блока цилиндров. У двигателей с воздушным охлаждением наружная поверхность головки 3 (рис. 40) снабжается специальными ребрами охлаждения.

Форма объема, в котором происходит сгорание горючей смеси или топлива (камеры сгорания), оказывает большое влияние на характер протекания рабочего цикла в цилиндре и особенно на процесс сгорания. В карбюраторных двигателях от формы камеры сгорания и расположения свечи в большой степени зависит возможность применения

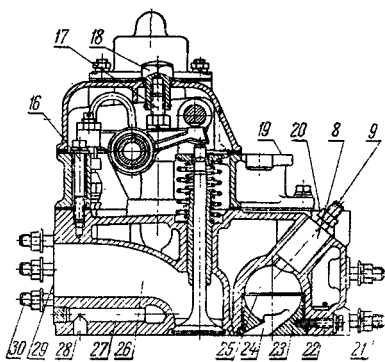
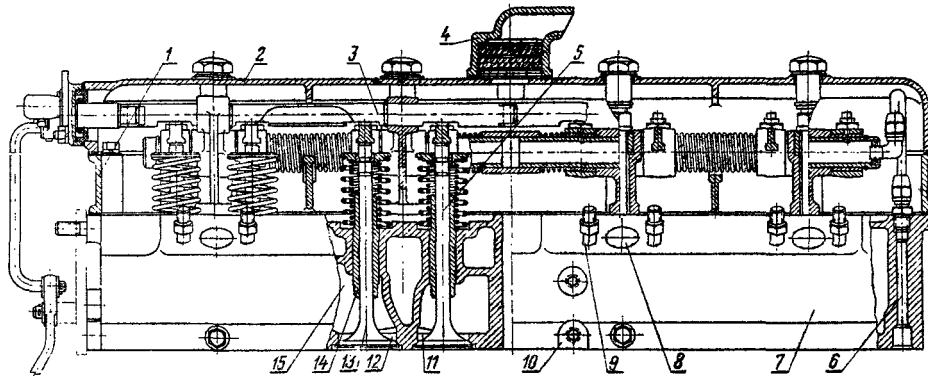


Рис. 47. Головка цилиндров дизеля СМД-14:

1 — корпус колпака; 2 — крышка колпака; 3 — валик декомпрессионного механизма; 4 — сапуны; 5 — выпускной клапан; 6 — маслоподводящий канал; 7 — головка цилиндров; 8 — отверстие для форсунки; 9, 17, 21, 30 — шпильки; 10 — прилив для крепления клапана; 11 — седло выпускного клапана; 12 — седло впускного клапана; 13 — впускной клапан; 14 — направляющая втулка; 15 — впускной канал; 16 — болт; 18 — гайка; 19 — площадка для крепления впускной трубы; 20 — площадка для крепления водоотводящей трубы; 22 — установочный винт; 23 — вставка; 24 — диффузор; 25 — вихревая камера; 26 — выпускной канал; 27, 28 — каналы для подвода воды; 29 — площадка для крепления выпускной трубы.

высокой степени сжатия без возникновения детонации. Чем компактнее камера сгорания, тем меньше вероятность детонации, тем выше экономичность двигателя.

Основные формы камер сгорания карбюраторных двигателей показаны на рисунке 46. Смещенная (рис. 46, а) камера сгорания применяется в головках цилиндров двигателей ГАЗ-52 и П-23М, а клиновья (рис. 46, б) — в двигателях ГАЗ-53 и ЗИЛ-130.

У дизелей форма камеры сгорания должна соответствовать выбранному способу смесеобразования. Камеры сгорания автотракторных дизелей делятся на *неразделенные* и *разделенные*.

В дизелях Д-37Е, А-41, А-01М и Д-160 с неразделенной камерой сгорания (рис. 46, г) нижняя поверхность головки цилиндров, обращенная к поршню, делается гладкой. В дизелях Д-50 и СМД-14 с разделенной камерой сгорания (рис. 46, в) в головке цилиндров размещены вихревые камеры и каналы, сообщающие эти камеры с основными камерами сгорания, расположенными в цилиндрах, над поршнями.

У дизеля СМД-14 головка цилиндров отлита из чугуна и устроена следующим образом (рис. 47). Против каждого цилиндра со стороны нижней плоскости головки цилиндров расточены два отверстия 11 и 12, кромки которых скошены у большинства двигателей под углом 45° и служат опорными поясками для выпускного 5 и впускного 13 клапанов. Эти отверстия с опорными поясками принято называть седлами. Ширина опорных поясков 2,0—2,5 мм. Над каждым седлом в верхней части головки в вертикальное отверстие запрессована чугунная направляющая втулка 14 клапанов.

Внутри головки цилиндров отверстия для клапанов переходят во впускные 15 и выпускные 26 каналы, которые выходят наружу. К площадке 29 у места выхода из головки выпускных каналов на шпильках 30 крепится выпускная труба, к площадке 19 корпуса 1 колпака — впускная труба.

В нижней части головки над каждым цилиндром расположена вихревая камера 25 шаровой формы. Верхняя половина вихревой камеры расточена в головке цилиндров, а нижняя представляет собой вставку 23 из жаропрочной стали. Вихревая камера каналом-диффузором 24 соединяется с пространством над поршнем. Вставка 23 фиксируется в головке цилиндров установочным винтом 22.

В наклонные отверстия 8 головки цилиндров, сообщающиеся с вихревыми камерами 25, устанавливаются форсунки, которые крепятся на шпильках 9.

Для соединения водяных рубашек головки цилиндров и блок-картера в нижней стенке головки имеются отверстия, совпадающие с соответствующими отверстиями в блок-картере. Каналы 27 и 28 в головке цилиндров служат для создания направленного потока воды к наиболее нагретым местам головки: вихревым камерам и перемычкам между камерами и выпускными клапанами. Вода отводится из головки цилиндров через отверстия в верхней части в трубу, которая крепится к площадке 20 головки болтами.

В середине нижней поверхности головки цилиндров сделаны три неглубокие поперечные канавки. Они уменьшают влияние температурных напряжений на прочность головки цилиндров.

Восемь сквозных отверстий у правой стенки головки цилиндров нужны для прохода штанг толкателя. Корпус 1 колпака и его крышка 2 закрывают клапанный механизм, смонтированный на головке цилиндров. Корпус 1 колпака привернут к головке 7 цилиндров болтами 16, а крышка 2 к корпусу колпака — шпильками 17 и гайками 18. Для уплотнения между корпусом колпака и головкой цилиндров установлена паронитовая, а между крышкой и корпусом — пробковая прокладка. К крышке колпака болтами прикреплен сапун 4.

В задней части головки цилиндров сделан канал 6 для подвода масла к клапанному механизму.

В теле головки цилиндров просверлены отверстия, через которые проходят шпильки крепления головки к блок-картеру.

§ 3. Поршни, поршневые кольца и пальцы

Поршень устанавливают в цилиндре с небольшим зазором. Он воспринимает давление расширяющихся газов и передает его через поршневой палец и шатун на коленчатый вал.

Поршень подвергается действию высоких температур и давлений (в дизелях до 9 МПа) и движется со значительной скоростью (до 15 м/с). Неравномерное движение поршня приводит к возникновению сил инерции, которые у многооборотных двигателей достигают больших значений. В соответствии с условиями работы материал поршня должен обладать высокими механическими качествами и износостойкостью, быть легким, хорошо отводить тепло. Этим требованиям удовлетворяют алюминиевые сплавы АК4, АЛ-25, АЛ-30 и др.

К недостаткам поршней из алюминиевых сплавов следует отнести большой коэффициент линейного расширения (вследствие чего приходится увеличивать зазор между стенками цилиндра и поршнем) и ухудшение механических качеств с повышением температуры. Для устранения последнего недостатка поршни из алюминиевых сплавов термически обрабатывают.

Поршень (рис. 48) состоит из днища 1, уплотняющей части (головки) 3 и направляющей части (юбки) 4.

Днище делают плоским или сложной фасонной формы. У дизелей днище поршня обычно имеет фасонную форму, которая зависит от способа смесеобразования и расположения клапанов и форсунки. Внутри поршня на его боковых стенках имеется два прилива 8, так называемые

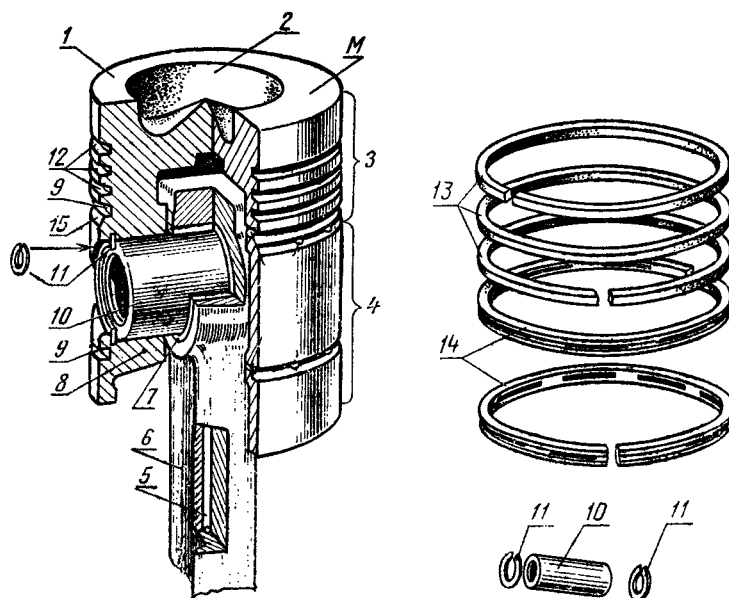


Рис. 48. Поршень, поршневые кольца и палец дизеля А-41:

1 — днище; 2 — камера сгорания; 3 — уплотняющая часть (головка); 4 — направляющая часть (юбка); 5 — канал в стержне шатуна; 6 — шатуны; 7 — втулка верхней головки шатуна; 8 — бобышка; 9 — канавка для маслосъемного кольца; 10 — поршневой палец; 11 — стопорное кольцо; 12 — канавка для компрессионного кольца; 13 — компрессионное кольцо; 14 — маслосъемное кольцо; 15 — кольцевая канавка.

мые бобышки, в отверстия которых устанавливается поршневой палец 10.

Для прочности и лучшего отвода тепла каждая бобышка связана с днищем симметрично расположенными ребрами. В некоторых конструкциях поршней ребра отливаются и на внутренней стороне днища поршня (ГАЗ-52). На внутренней поверхности каждой бобышки сделана кольцевая канавка для установки стопорных колец 11 поршневого пальца.

На боковой наружной поверхности поршня имеются канавки 12 и 9 для установки поршневых колец. В канавки 12, расположенные в верхней части (головке 3) поршня, устанавливают компрессионные кольца 13, а в канавки 9 — маслосъемные кольца 14.

У некоторых поршней канавка 9 для маслосъемных колец делается и в нижней части юбки. Иногда под канавками для маслосъемных колец расположены неглубокие кольцевые канавки 15. В канавках 9 для маслосъемных колец и в канавках 15 по окружности просверлены сквозные отверстия 6 (на рис. 49, а), по которым избыток масла, снимаемый кольцами с рабочей поверхности цилиндра, стекает внутрь поршня, а затем в картер. Поршни у двигателей Д-240 и СМД-14 на торце юбки имеют выточки с острой кромкой, снимающие излишки масла с зеркала гильзы цилиндра.

На головке поршня и на перемычках между канавками для колец у дизеля Д-37Е и на головке поршня у дизеля Д-50 сделаны мелкие кольцевые канавки глубиной 0,3 мм. В них задерживаются продукты сгорания масла (нагар) и частицы, образующиеся вследствие износа трущихся деталей.

Для уменьшения износа стенок канавки под верхнее компрессионное кольцо, испытывающих наибольшие механические и тепловые нагрузки, в головку поршня двигателя ЗИЛ-130 залито кольцо 11 (рис. 49, а, в) из коррозионно-стойкого чугуна, в котором сделана канавка для верхнего компрессионного кольца 18 (рис. 49, б, в).

Поясок 1 внутри направляющей части используют для подгонки поршней по массе в целях улучшения уравновешивания двигателя. Срезая металл с пояска, добиваются, чтобы разница в массе у поршней двигателя не превышала установленной нормы.

Для получения подвижного соединения цилиндр и поршень подбирают друг к другу в холодном состоянии с не-

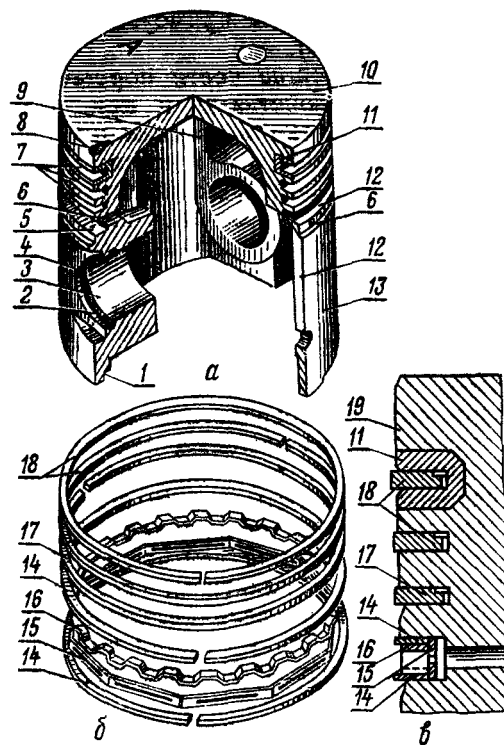


Рис. 49. Поршень и поршневые кольца двигателя ЗИЛ-130:

а — поршень; б — поршневые кольца; в — установка поршневых колец: 1 — поясок; 2 — канавка для стопорного кольца; 3 — бобышка; 4 — холодильник; 5 — канавка для маслосъемного кольца; 6 — отверстие для стока масла; 7 — канавки для компрессионных колец; 8 — установочная лыска; 9 — ребро; 10 — днище; 11 — чугунное кольцо (вставка); 12 — нескованная Т-образная прорезь; 13 — направляющая часть (юбка); 14 — кольцевой диск маслосъемного кольца; 15 — радиальный расширитель маслосъемного кольца; 16 — осевой расширитель маслосъемного кольца; 17 — нижнее компрессионное кольцо; 18 — верхние хромированные компрессионные кольца; 19 — уплотняющая часть (головка).

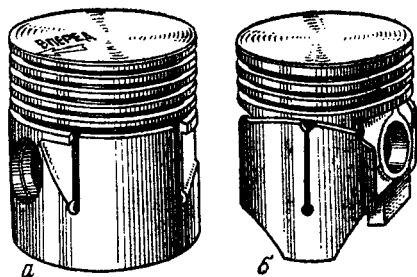


Рис. 50. Поршни автомобильных двигателей:

a — с несквозной П-образной прорезью (двигатели ГАЗ-52); *б* — с несквозной Т-образной прорезью (двигатели 24Д, ЗМЗ-451 и ГАЗ-53).

алюминиевого сплава делают в поперечном сечении овальной формы, конусные по высоте и с разрезами. С этой же целью у поршней двигателей Д-37Е, СМД-60, ЗИЛ-130 и некоторых других на наружной поверхности в зоне расположения бобышек снимают часть металла, делая неглубокие вырезы прямоугольной формы, называемые холодильниками 4 (рис. 49, *a*).

Направляющие части поршней, имеющие разрезы, обладают пружинящими свойствами и при различных температурных условиях плотно прилегают к стенкам цилиндров. Формы разрезов бывают различные (рис. 50, *a, б*): несквозной П-образный (двигатели ГАЗ-52), несквозной Т-образный (двигатели 24Д, ЗМЗ-451* и ГАЗ-53).

Поршни с разрезными юбками устанавливаются в цилиндры так, чтобы сторона, ослабленная разрезом, испытывала воздействие меньшей нормальной силы N (см. рис. 31), то есть разрезом вправо (если смотреть на двигатель спереди).

Если юбка поршня имеет овальную форму, то меньшая ось овала располагается в плоскости оси поршневого пальца. Нагреваясь, поршень сильнее расширяется в этой плоскости за счет большего количества металла, сосредоточенного в бобышках. Поэтому при работе двигателя юбка из овальной делается цилиндрической, и зазор между ней и цилиндром в различных радиальных направлениях становится одинаковым. Разность между большой и малой осями овальной юбки у поршней колеблется в пределах 0,14—0,52 мм.

В тело поршня двигателя ВАЗ-2101 залиты две стальные терморегулирующие пластины, способствующие равномерному распределению теплоты и увеличивающие механическую прочность поршня.

Высота юбки у поршня выбирается такой, чтобы при передаче им нормальной силы N давление на стенки цилиндра не превышало 0,3 МПа.

Зазор между цилиндром и направляющей частью поршня, если она имеет овальную форму или разрез, должен быть 0,05—0,10 мм, а если она цилиндрической формы и не имеет разреза, то 0,18—0,30 мм.

Для улучшения приработки поршня с цилиндром трущиеся поверхности поршней некоторых двигателей (например, 24Д, ГАЗ-53, ЗИЛ-130) покрывают тонким слоем (0,004—0,006 мм) олова. У двигателей 24Д, ГАЗ-53, ЗИЛ-130, А-41, А-01М и ЯМЗ ** для прохода противо-

большим зазором по диаметру между цилиндром и направляющей частью (юбкой) поршня. Зазор предотвращает заедание в цилиндре нагретого поршня и обеспечивает образование масляной пленки между ними. Нагревание поршня по высоте, а следовательно, и расширение его различные: большее у днища, меньшее в юбке. Поэтому диаметр поршня в головке меньше, чем в юбке.

Для получения минимального зазора между юбкой и стенкой цилиндра в холодном двигателе и устранения заедания поршня при его нагревании юбки поршней из алю-

* Конструкция и работа механизмов двигателей ЗМЗ-451М такие же, как у базового двигателя ЗМЗ-451, поэтому далее будет указываться только базовая модель двигателя.

** Здесь и далее наименование ЯМЗ принято для дизелей ЯМЗ-236, ЯМЗ-238, ЯМЗ-240 и их модификаций.

весов коленчатого вала при нижнем положении поршня и облегчения поршня часть его юбки под бобышками удалена.

Чтобы облегчить подбор поршней к цилиндру и поршневых пальцев по отверстиям в бобышках с необходимым зазором, поршни сортируют на размерные группы в пределах допуска по диаметрам юбки и отверстиям в бобышках.

Метки, обозначающие размерные группы, обычно делают на днище поршня (рис. 48 — буква *М*, рис. 49, *а* — буква *А*). Соответственно сортируются на размерные группы цилиндры и поршневые пальцы. У гильзы цилиндра метка размерной группы делается на верхнем торце. С целью облегчения подбора одинаковых по массе поршней обычно на днище ставят еще и метку группы по массе.

У большинства двигателей поршни на днище имеют метки, например лыски 8 (рис. 49, *а*), или стрелки (рис. 50, *а*), указывающие правильное положение поршня в цилиндре.

Поршневые кольца по назначению разделяют на компрессионные и маслосъемные. Их изготавливают из легированного чугуна или стали.

Поршневые компрессионные кольца (рис. 51, *а*) служат для уплотнения зазора между поршнем и стенкой цилиндра. В результате их установки предотвращается прорыв воздуха и газов из пространства над поршнем в картер, а также проникновение масла в камеру сгорания. Одновременно компрессионные кольца отводят тепло от головки поршня к стенкам цилиндров.

Поршневые маслосъемные кольца (рис. 51, *б*) предназначены для снятия излишков масла со стенки цилиндра.

Для надежной работы кольца должны плотно, без просветов, прилегать к зеркалу цилиндра по всей окружности.

Наружный диаметр кольца в свободном состоянии (не вставленного в цилиндр) несколько больше внутреннего диаметра цилиндра. В одном месте по окружности часть кольца вырезана, вследствие этого кольцо при постановке в цилиндр пружинит и хорошо прилегает к его поверхности.

Небольшое количество газов из надпоршневого пространства проникает в зазоры между внутренними цилиндрическими поверхностями компрессионных колец и поршневых канавок. При этом давление (рис. 52, *а*) и скорость газов постепенно уменьшаются. Эти газы тоже прижимают кольца к стенкам цилиндра. Таким образом, компрессионные кольца прижаты к стенке цилиндра силами своей упругости и давления газов.

Вырез 3 (рис. 51) в поршневом кольце называется замком. При постановке кольца в цилиндр в его замке должен быть оставлен зазор в несколько десятых миллиметра (0,2—0,8 мм), обеспечивающий возможность расширения кольца при нагревании. Формы замков поршневых колец показаны на рисунке 52, *б*. Наибольшее распространение получило кольцо с прямым замком, так как оно проще и дешевле в изготовлении и создает достаточную герметичность.

В канавках на поршне кольца также устанавливают по высоте с небольшим зазором (от сотых до нескольких десятых долей миллиметра), с тем чтобы трение торцов кольца о стенки канавки не мешало ему свободно пружинить.

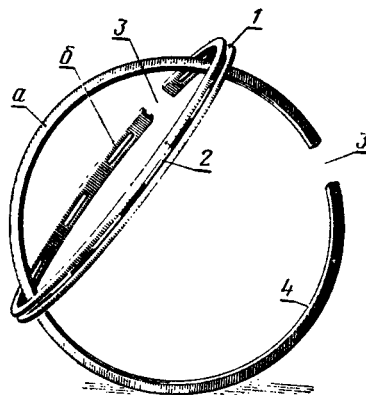


Рис. 51. Поршневые кольца:

а — компрессионное кольцо; *б* — маслосъемное кольцо; 1 — канавка маслосъемного кольца; 2 — прорезь маслосъемного кольца; 3 — замок; 4 — выточка в компрессионном кольце.

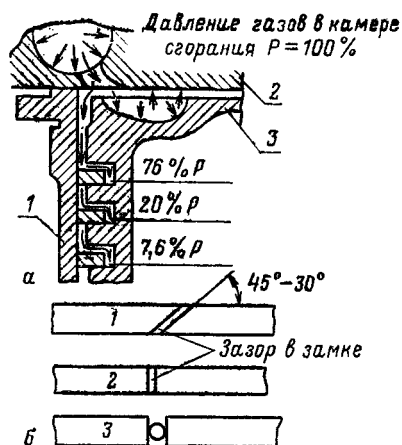


Рис. 52. Компрессионные поршневые кольца:

a — схема уплотняющего действия колец: 1 — гильза цилиндра; 2 — головка цилиндра; 3 — поршень; *b* — формы замков колец: 1 — косой; 2 — прямой; 3 — прямой со стопорным винтом.

Чем выше расположено на поршне кольцо, тем больше оно нагревается, поэтому величины зазоров в замках и по высоте у верхних поршневых колец больше, чем у нижних.

Компрессионные кольца, соприкасаясь с рабочей поверхностью цилиндра, передают ей теплоту, воспринимаемую в процессе работы от поршня. Таким образом уменьшается температура верхней, наиболее нагретой части поршня, непосредственно не прилегающей к стенкам цилиндра.

Если поршневые кольца неплотно прилегают к стенке цилиндра, то газы, прорываясь даже через незначительные просветы между стенкой цилиндра и кольцами, вызывают перегрев колец. В результате этого масло, находящееся между поршнем и стенкой цилиндра, окисляется,

Углеродистые вещества (лаковые отложения), образующиеся при этом, заполняют зазоры между стенками

канавок поршня и кольцами. Движение колец будет затруднено, и они перестанут свободно перемещаться и пружинить. Это явление носит название пригорания (закоксования) колец и сопровождается потерей двигателем мощности и повышенным расходом масла.

Для обеспечения длительного плотного прилегания поршневых колец по всей окружности к стенке цилиндра кольца изготавливают с неравномерным радиальным удельным давлением по окружности (рис. 53). Наибольшее давление у замка. Такое распределение радиальных удельных давлений достигается специальной формой отливки кольца и его механической обработкой.

В поперечном сечении компрессионные кольца могут иметь различную форму (рис. 54). По сравнению с кольцом прямоугольного сечения (*a*) кольцо с конической наружной поверхностью (*b*) имеет меньшую опорную поверхность, поэтому удельное давление, которое оно оказывает на стенку цилиндра, больше. Это обеспечивает конусному кольцу хороший контакт по всей окружности с зеркалом цилиндра и, следовательно, быструю приработку. Последнее обстоятельство увеличивает срок службы поршневых колец. По мере износа конусного кольца полоса его контакта с зеркалом цилиндра по высоте увеличивается.

Компрессионные кольца двигателей ГАЗ-52, 24Д, ГАЗ-53, ЗИЛ-130, СМД-14, Д-50 и других (рис. 54, *в, г*) имеют по внутреннему диаметру сверху кольца фаску или выточку. При установке таких колец в цилиндр они деформируются (скручиваются) и прилегают к зеркалу цилиндра нижней кромкой (рабочее состояние). Поэтому скручивающиеся кольца работают подобно конусным и в то же время уменьшают перемещение колец в вертикальном направлении. Поршневые кольца с фасками и выточками ставят на поршни так, чтобы фаски или выточки были направлены вверх.

На двигателях А-41, А-01М, СМД-60 и ЯМЗ (рис. 54, *д*) установлены кольца, имеющие в поперечном сечении форму односторонней трапеции с углом наклона 10° в сторону внутреннего диаметра. Такая форма кольца уменьшает возможность зависания в канавках поршня при больших отложениях нагара и улучшает его прилегание к стенке цилиндра,

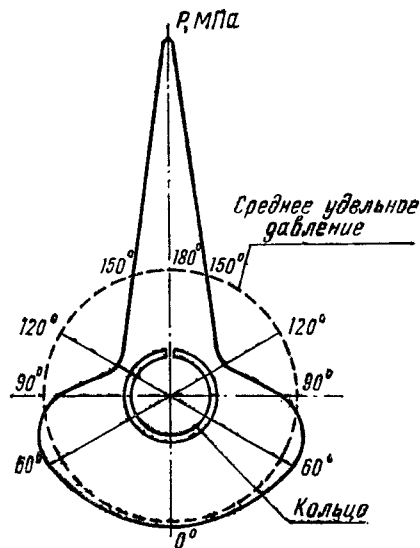


Рис. 53. Эпюра радиальных удельных давлений поршневого кольца.

Трущаяся о цилиндр поверхность верхнего компрессионного кольца хромируется. Общая толщина слоя хрома на кольце 0,10—0,15 мм. Наружный слой хрома толщиной 0,03—0,06 мм — пористый.

Хромирование верхнего компрессионного кольца улучшает условия его смазки и увеличивает срок службы всех колец и цилиндра.

У многих двигателей трущаяся поверхность поршневых колец покрывается электролитическим способом слоем олова толщиной 0,01—0,1 мм. Облуживание поршневых колец улучшает их приработку и способствует повышению срока службы колец и цилиндров.

Второе и третье компрессионные кольца двигателей ЯМЗ на наружной цилиндрической поверхности имеют три кольцевые канавки глубиной 0,3 мм. Эти канавки способствуют быстрой приработке колец, улучшают смазку трущихся поверхностей колец и цилиндра.

Для уплотнения, обеспечивающего герметичность цилиндра, у карбюраторных двигателей на поршни устанавливают 2—3, а у дизелей, где давления газов в цилиндрах более высокие, 3—4 компрессионных кольца.

Утечка газов из цилиндра снижается с увеличением частоты вращения двигателя, так как при этом сокращается продолжительность хода поршня. Поэтому на поршни быстроходных двигателей устанавливают меньшее количество компрессионных колец, чем на поршни тихоходных.

С целью уменьшения утечки газов через зазоры в замках кольца устанавливают на поршень так, чтобы замки не находились на одной образующей. У двухтактных двигателей (ПД-10У и его модификаций) для предотвращения попадания колец в продувочные окна цилиндра кольца фиксируют в канавках при помощи стопорных винтов (рис. 52, б), ввернутых в поршень.

Внутренняя поверхность цилиндров обильно смазывается. Если не снимать излишки масла, то оно, проникая в полость над поршнем и соприкасаясь с горячими газами и деталями, частично сгорает, а частично

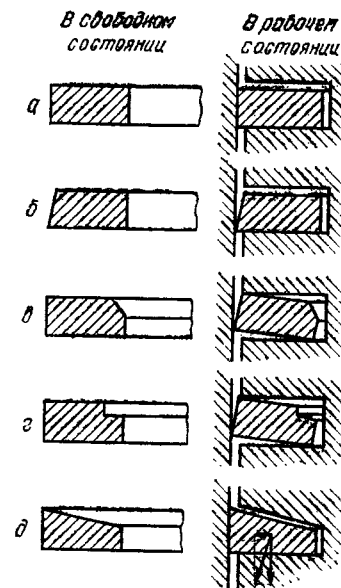


Рис. 54. Формы поперечных сечений поршневых компрессионных колец:

а — прямоугольное; б — конусное (Д-240, Д-108 и Д-130, третье кольцо ЗИЛ-130); в — с фаской на внутренней стороне (ГАЗ-52); г — с выточкой на внутренней стороне (ГАЗ-53, 24Д, СМД-14, Д-50, ЗИЛ-130); д — односторонняя трапеция (А-41, А-01М, СМД-60 и ЯМЗ).

окидается. Это вызывает повышенный расход масла и образование нагара на днище поршня, головке и стенках цилиндра.

Проникновению масла в полость над поршнем в значительной мере способствует *насосное действие компрессионных колец*, которое заключается в следующем. Когда поршень движется вниз (рис. 55, а), кольца благодаря инерции и трению о стенку цилиндра прижаты к верхним стенкам канавок, и зазоры, образующиеся под кольцами, заполняются маслом. При ходе поршня вверх (рис. 55, б) кольца прижимаются к нижним стенкам канавок и выдавливают масло через радиальный зазор в пространство над кольцом. Этот процесс периодически повторяется, и масло нагнетается в камеру сгорания.

Маслосъемные кольца (см. рис. 51, б) снимают излишки масла со стенки цилиндра и отводят его в картер двигателя. Для этой цели маслосъемным кольцам придают специальную форму. На наружной цилиндрической поверхности кольца проточена канавка 1, которая уменьшает опорную поверхность кольца, вследствие чего увеличивается удельное давление. Дно канавки по всей окружности имеет прорези 2.

При движении поршня вниз (рис. 56, а) излишки масла снимаются кромками кольца и через зазор между кольцом и стенкой канавки поршня и прорезь 4 в кольце, а затем через канал 5 в поршне отводятся в картер двигателя. Если в поршне сделаны маслосъемные каналы 1 под маслосъемным кольцом, то часть снятого масла стекает в картер по этим каналам. Аналогичный процесс сбрасывания масла в картер происходит при движении поршня вверх (рис. 56, б).

Поршни имеют одно-два маслосъемных кольца, которые располагаются либо непосредственно под компрессионными кольцами, либо одно кольцо выносится на юбку поршня (Д-240, СМД-14, А-41, А-01М, Д-160 и ЯМЗ).

Маслосъемные кольца, показанные на рисунке 56, устанавливаются примерно с такими же зазорами по высоте (в канавке поршня) и в замке, как и компрессионные кольца.

У двигателей Д-50, Д-240 и Д-37Е в каждую канавку устанавливается два маслосъемных кольца скребкового типа (рис. 56, в), хромированных по рабочему буртику. Эти кольца работают независимо друг от друга и легко приспособляются к профилю поверхности гильзы цилиндра. Маслосъемные скребковые кольца устанавливаются в канавки поршня с зазорами по высоте 0,24—0,36 мм.

Для сохранения на длительный период плотного прилегания поршневого кольца к зеркалу цилиндра при износе и снижении упругости поршневого кольца иногда между поршневым кольцом и стенкой канавки поршня ставят стальное пружинящее кольцо (рис. 57), называемое *радиальным расширителем* (дизели ЯМЗ-240Б, СМД-60 и А-41).

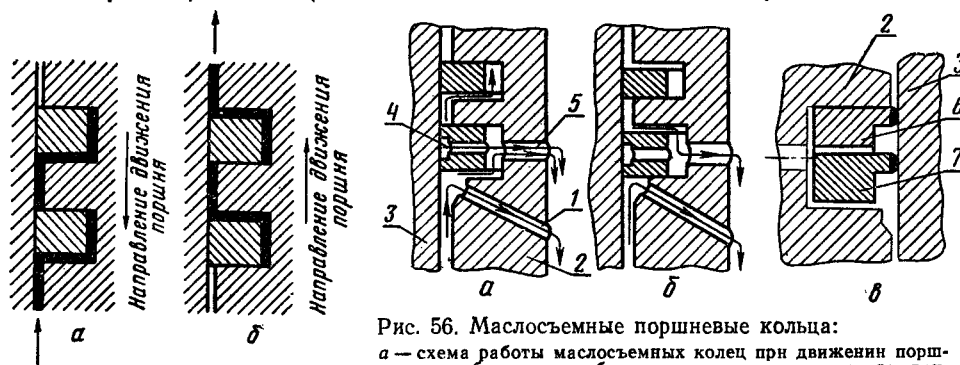


Рис. 56. Маслосъемные поршневые кольца:

а — схема работы маслосъемных колец при движении поршня вниз; б — схема работы маслосъемных колец при движении поршня вверх; в — положение маслосъемных колец скребкового типа в канавке поршня: 1 — маслосъемный канал; 2 — поршень; 3 — цилиндр; 4 — прорезь в кольце; 5 — канал в поршне; 6, 7 — маслосъемные кольца скребкового типа.

Рис. 55. Схема насосного действия компрессионных колец: а — поршень движется вниз; б — поршень движется вверх.

На поршнях двигателей ЗИЛ-130, 24Д и ГАЗ-53 установлены маслосъемные кольца, все детали которых сделаны из специальной пружинной стали.

Составное маслосъемное кольцо образовано из двух плоских кольцевых дисков 14 (см. рис. 49, б и в), осевого 16 и радиального 15 расширителя. Диски и расширители имеют замки,

а радиальный расширитель 15 — прорези (щели) по окружности. Осевой расширитель 16, расположенный между дисками 14, плотно прижимает их к верхней и нижней стенкам канавки поршня. Радиальный расширитель 15, находящийся в глубине канавки поршня за дисками 14, плотно прижимает диски к зеркалу гильзы цилиндра. Сборные стальные кольца хорошо прилегают к поверхности цилиндра, обеспечивая в процессе эксплуатации низкий расход картерного масла.

Поршневые кольца некоторых двигателей фосфатируют, предохраняя от коррозии.

Поршневой палец служит для шарнирного соединения поршня с шатуном. При работе поршневой палец подвергается воздействию больших механических нагрузок, переменных по значению и направлению, поэтому он должен быть прочным и жестким. Кроме того, поршневой палец должен быть легким и износостойчивым. Поршневой палец 10 (рис. 48) представляет собой отрезок стальной толстостенной трубы. Для уменьшения веса пальца 2 (рис. 58) его внутренний канал иногда делают переменного сечения. У двухтактных двигателей ПД-10У и ПД-8 внутри канала пальца имеется перегородка, которая предотвращает прорыв горючей смеси из кривошипной камеры в выпускной канал.

Для получения твердого износостойчивого верхнего слоя металла пальца и вязкой середины, способной работать в условиях ударных нагрузок, палец подвергают термической обработке. Если палец изготовлен из малоуглеродистой стали (например, ЗИЛ-130, СМД-60, А-41, А-01М, ЯМЗ), то его с наружной поверхности цементируют на глубину от 1,0 до 1,5 мм, а затем подвергают закалке и отпуску. В случае применения стали 40 или 45 палец подвергают поверхностной закалке с нагревом токами высокой частоты. Для уменьшения трения наружная поверхность пальцев полируется.

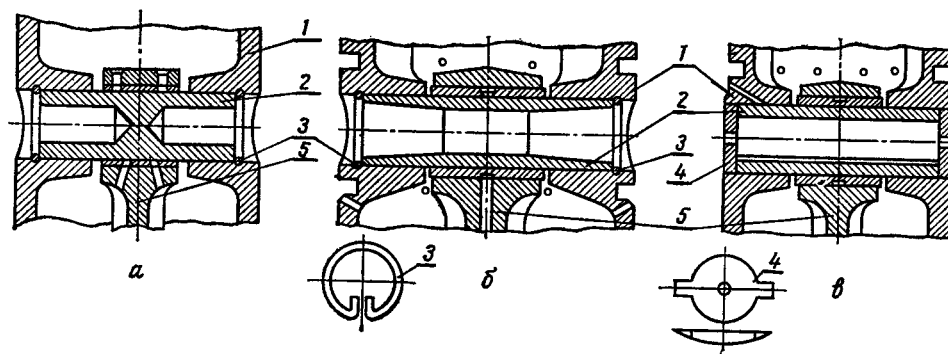


Рис. 58. Конструкция поршневых пальцев и способы крепления их от осевых перемещений:

1 — поршень; 2 — поршневой палец; 3 — стопорное кольцо; 4 — алюминиевая заглушка; 5 — шатун.

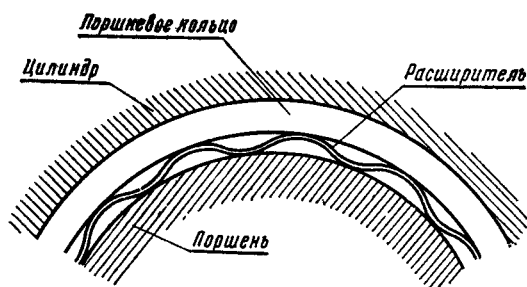


Рис. 57. Поршневое кольцо с расширителем.

Своими концами палец 2 устанавливается в отверстия бобышек поршня 1, а средней частью проходит через отверстие верхней головки шатуна 5. Чтобы палец не касался зеркала цилиндра, он имеет длину, несколько меньшую, чем диаметр поршня, и удерживается от осевых перемещений либо стопорными пружинящими кольцами 3 (рис. 58, а и б), которые вставляются в канавки обеих бобышек поршня (Д-37Е, СМД-60, А-01М, А-41, ГАЗ-53 и др.), либо (П-23М) алюминиевыми заглушками 4 (рис. 58, в).

У современных двигателей поршневой палец во время работы свободно поворачивается в бобышках поршня и в верхней головке шатуна, поэтому его называют *плавающим*.

При сборке в бобышки поршня палец устанавливают с небольшим натягом. Материал поршня (алюминиевые сплавы) имеет больший коэффициент линейного расширения, чем материал пальца (сталь). При достижении поршнем и пальцем рабочей температуры палец расширяется в меньшей степени, чем отверстие для него в бобышках поршня, и поэтому палец получает возможность поворачиваться в бобышках. Для облегчения установки пальца поршень при сборке нагревают до 85—150°С и после этого устанавливают в него палец.

В бобышках поршня палец смазывается маслом, снимаемым малосъемными кольцами и разбрызгиваемым коленчатым валом. У некоторых двигателей для лучшего поступления масла к трущимся поверхностям бобышек и пальца в бобышках сделаны сверления.

§ 4. Шатуны и шатунные подшипники

Шатун соединяет поршень с коленчатым валом и передает усилия, действующие на поршень, коленчатому валу.

Шатун должен быть прочным, жестким и легким. Его штампуют из высококачественной углеродистой или легированной стали, после чего подвергают механической и термической обработке.

Различают следующие элементы шатуна: верхнюю головку 13 (рис. 59), соединенную при помощи пальца с поршнем, стержень 5 и нижнюю головку 17.

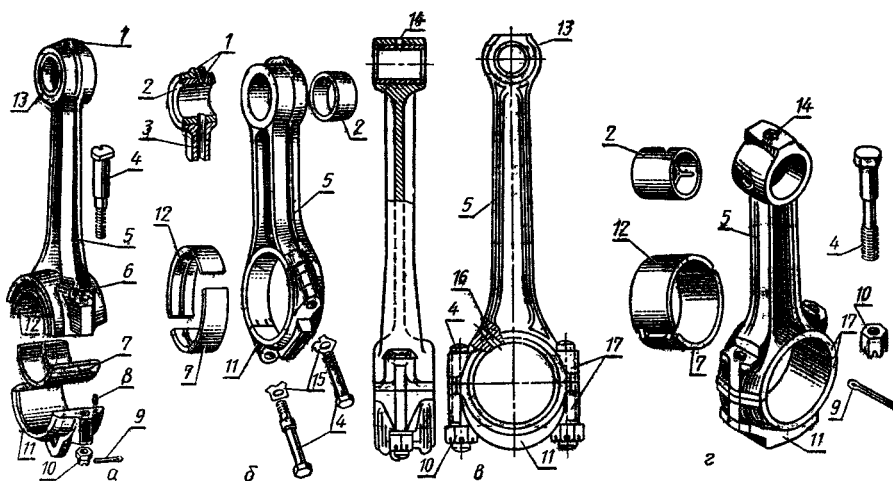


Рис. 59. Шатуны двигателей:

а — Д-160; б — А-41, А-01М и ЯМЗ; в — ГАЗ-52; г — СМД-14: 1, 14 — отверстия для впрыскивания масла; 2 — втулка верхней головки шатуна; 3 — канал для подвода масла к втулке верхней головки шатуна; 4 — шатунный болт; 5 — стержень; 6 — штифт; 7 — нижний вкладыш; 8 — установочный штифт крышки шатуна; 9 — шплинт; 10 — гайка; 11 — крышка нижней головки шатуна; 12 — верхний вкладыш; 13 — верхняя головка шатуна; 15 — замковая шайба; 16 — сверление в нижней головке шатуна; 17 — нижняя головка шатуна.

Стержень 5 шатуна обычно двутаврового сечения. В верхнюю головку 13 шатуна запрессовывают латунную или бронзовую втулку 2 с отверстиями и кольцевыми канавками для подвода масла к поверхности пальца. В шатунах двигателей А-41, А-01М, ЯМЗ, СМД-60 и Д-160 масло к втулке 2 верхней головки подается принудительно из нижней головки по каналу 3 (рис. 59, а). У двигателей ГАЗ-52, ГАЗ-53, ЗИЛ-130 и других масло во втулку верхней головки подается через отверстие 14 (рис. 59, в и г) разбрызгиванием. В двигателе Д-160 часть масла, подаваемого под давлением по каналу 3 (рис. 59, а) во втулку 2, выбрызгивается через два отверстия 1 в верхней головке шатуна на внутреннюю поверхность днища поршня и охлаждает его.

Во избежание трения о бобышки поршня верхняя головка шатуна имеет длину, на 2—4 мм меньшую, чем расстояние между торцами бобышек поршня.

Нижняя головка шатуна для соединения с коленчатым валом делается разъемной. Исключение составляют двигатели ПД-8, ПД-10У и его модификации, у которых коленчатый вал разборный, а нижняя головка неразъемная.

Съемная часть нижней головки шатуна называется *крышкой*. Плоскость разъема нижней головки обычно перпендикулярна оси шатуна. У двигателей А-41, А-01М, СМД-60 и ЯМЗ (рис. 59, б) для обеспечения возможности установки шатуна через цилиндр разъем нижней головки сделан под углом к оси стержня шатуна.

У двигателей Д-37Е, А-41 и А-01М, СМД-60 и ЯМЗ крышка 11 фиксируется треугольными шлицами и крепится к шатуну двумя болтами, которые ввертываются в резьбовые отверстия в теле шатуна и стопорятся специальными пластинами (замковыми шайбами) 15.

У двигателей Д-160 и СМД-14 крышка 11 (рис. 59, а, и г) крепится к шатуну двумя шлифованными шатунными болтами 4 с корончатыми гайками 10. Болты плотно входят в отверстия шатуна и его крышки, благодаря чему обеспечивается точная их фиксация. Гайки стопорятся шплинтами 9. У двигателя ГАЗ-53 гайки шатунных болтов стопорятся контргайками.

Шатунные болты и их гайки изготовляют из легированной стали и подвергают термической обработке (закалке и отпуску). Чтобы при затяжке гаек болты не проворачивались, их головки имеют лыску (ГАЗ-52, ЗИЛ-130, СМД-14) или удерживаются штифтами 6 (например, Д-160). Гайки шатунных болтов затягивают динамометрическим ключом.

У двигателей ГАЗ-52 и ГАЗ-53 нижняя головка шатуна расположена несимметрично относительно средней плоскости стержня (рис. 59, в).

Шатуны двигателей ГАЗ-52, ГАЗ-53 и ЗИЛ-130 в нижней головке имеют небольшое сверление 16, через которое периодически фонтанирует масло, подводимое к шатунному подшипнику. Этим маслом смазываются зеркало цилиндра, кулачки распределительного вала и толкатели.

Отверстие в нижней головке шатуна, служащее посталью для установки шатунного подшипника, обрабатывается с большой точностью. Верхняя часть нижней головки шатуна и крышка обрабатываются совместно, поэтому переставлять крышку с одного шатуна на другой нельзя. На поверхности обеих половин нижней головки шатуна ставятся одинаковые цифры (номера) или метки спаренности, в соответствии с которыми соединяют крышку с шатуном и шатун с поршнем соответствующего цилиндра.

У двигателей ЗИЛ-130 на стержне шатуна в нижней части имеется небольшая бобышка. Шатуны левой группы цилиндров устанавливают в поршень так, чтобы бобышка была направлена в одну сторону с установочной лыской 8 (см. рис. 49), то есть в сторону передней части ко-

ленчатого вала. Шатуны правой группы цилиндров устанавливают бо-
бышкой по направлению к маховику.

У двигателей А-41, А-01М и ЯМЗ на нижних головках шатунов со
стороны короткого болта 4 (рис. 59, б) и на крышках нанесены метки
спаренности. При установке шатунов двигателей ЯМЗ на коленчатый вал
короткие плечи их нижних головок должны быть обращены в противо-
положные стороны.

Для обеспечения уравновешенности двигателя отклонение массы
отдельных шатунов в пределах комплекта их для одного двигателя
должно быть минимальным. Разница массы шатунов одного двигате-
ля ГАЗ-52 не должна превышать 8 г, а у двигателя Д-240—10 г.

В нижние головки шатунов устанавливают подшипники скольже-
ния. Исключение составляют двигатели ПД-8, ПД-10У и его модифика-
ции, имеющие в нижней головке шатуна подшипник качения.

Шатунные подшипники большинства двигателей представляют со-
бой тонкостенные вкладыши (рис. 60), изготовленные из стальной ленты
толщиной 1—3 мм, внутренняя поверхность которой для уменьшения тре-
ния и износа шеек коленчатого вала покрыта тонким слоем антифрик-
ционного сплава (баббита, свинцовистой бронзы, алюминиевого). Тол-
щина слоя антифрикционного сплава колеблется в пределах 0,40—
0,90 мм.

Баббиты обладают малым коэффициентом трения, хорошо удержи-
вают масляную пленку, но их механические свойства понижаются с по-
вышением температуры. Например, твердость баббита Б83 при повы-
шении температуры от 20 до 100°С снижается примерно на 60%. По-
этому при нагрузках, превышающих 10 МПа, и температуре подшипни-
ка, большей 60—70°С, применяют свинцовистую бронзу или алюми-
ниевые сплавы: АСМ, содержащий добавки сурьмы (3,5—4,5%) и магния
(0,3—0,7%); АО-20 (ГОСТ 9170—69), содержащий добавки олова
(17,5—22,5%) и меди (0,7—1,3%).

Осевые смещения и проворачивания вкладышей предотвращаются
их выступами — усиками 2, входящими в канавки в шатуне и его нижней
крышке (СМД-60, Д-160, ЯМЗ, ГАЗ-53, ЗИЛ-130) и натягом, с которым
вкладыши устанавливают в нижнюю головку шатуна.

Сталеалюминиевые вкладыши по всей поверхности покрывают сло-
ем олова толщиной 0,003—0,009 мм. Лужение способствует быстрой
приработке внутренней поверхности вкладышей к шейке коленчатого ва-
ла и плотному прилеганию наружной поверхности вкладышей к внут-
ренней поверхности нижней головки шатуна, а следовательно, надеж-
ному отводу тепла от подшипника. Между сталеалюминиевым вклады-
шем шатунного подшипника и шейкой вала имеется зазор 0,03—0,13 мм
для создания масляного слоя.

У некоторых двигателей, чтобы создать зазор между верхней частью

вкладышей и шейкой коленчатого
вала, у места стыка вкладышей
сделаны продольные по всей длине
сплошные срезы (лыски) шириной
в несколько миллиметров и глуби-
ной 0,03—0,04 мм. С этой же целью
в дизелях СМД-14 вкладыши спро-
филированы таким образом, что
размер отверстия по плоскости разъ-
ема примерно на 0,06 мм больше,
чем в перпендикулярном направле-
нии.

Вкладыши шатунных подшип-
ников взаимозаменяемы, то есть их
можно устанавливать в шатун без

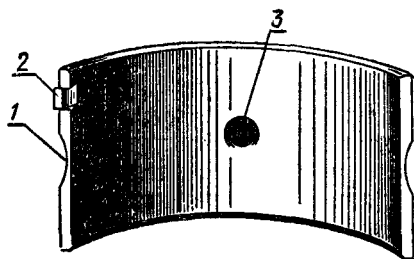


Рис. 60. Вкладыш шатунного подшип-
ника:

1 — цилиндрическая выемка; 2 — фиксиру-
ющий выступ (усик); 3 — отверстие для
прохода масла.

подгонки по месту, обеспечивая при этом необходимый зазор между подшипником и шейкой вала.

Шатунные подшипники не регулируются. Изношенные вкладыши заменяются новыми нормального или ремонтного размера.

Применение тонкостенных вкладышей дает следующие преимущества: уменьшаются габариты и масса нижней головки шатуна, упрощается ремонт, удешевляется стоимость вкладышей.

§ 5. Коленчатые валы и коренные подшипники

Коленчатый вал воспринимает через шатуны усилия, действующие на поршни, и передает их механизмам трансмиссии. От него приводятся в действие различные механизмы двигателя.

Коленчатый вал (рис. 61) состоит из следующих основных элементов:

- а) коренных шеек 1, которыми вал опирается на коренные подшипники, расположенные в картере;
- б) шатунных шеек 11;
- в) щек 2 и 12, связывающих коренные и шатунные шейки; для уменьшения концентрации напряжений места перехода шеек в щеки выполнены в виде закруглений 13, называемых галтелями;
- г) носка (переднего конца);
- д) хвостовика (заднего конца).

При работе двигателя коленчатый вал нагружен периодически действующими силами от давления газов и силами инерции возвратно-поступательно движущихся и вращающихся частей. Эти силы вызывают в элементах вала деформации изгиба, кручения и сжатия. Кроме того, шейки вала подвергаются истиранию.

Коленчатые валы штампуют из высокоуглеродистой стали (СМД-60, Д-240, ЯМЗ) или отливают из магниевого чугуна (ГАЗ-53 и 24Д). Процесс изготовления литых чугунных валов проще и дешевле, чем штампованных стальных. Все поверхности коленчатого вала, сопрягающиеся с другими деталями, подвергаются механической обработке, причем с повышенной точностью обрабатываются шейки вала. У новых валов овальность и конусность шеек не должны превышать 0,015 мм.

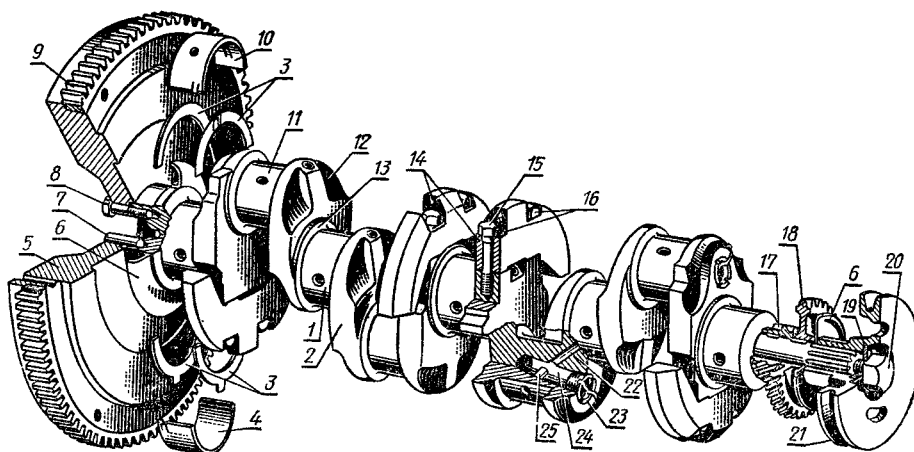


Рис. 61. Коленчатый вал дизеля Д-240:

1 — коренная шейка; 2 — щека; 3 — упорные полукольца; 4 — нижний вкладыш пятого коренного подшипника; 5 — маховик; 6 — маслоотражатель; 7 — установочный штффт; 8 — болт крепления маховника; 9 — зубчатый венец; 10 — верхний вкладыш пятого коренного подшипника; 11 — шатунная шейка; 12 — щека; 13 — галтель; 14 — противовес; 15 — болт крепления противовеса; 16 — замковая шайба; 17 — шестерня коленчатого вала; 18 — ведущая шестерня привода масляного насоса; 19 — упорная шайба; 20 — болт; 21 — шкив; 22 — канал подвода масла в полость шатунной шейки; 23 — пробка; 24 — полость в шатунной шейке; 25 — трубка для чистого масла.

Для повышения твердости и износостойкости коренные и шатунные шейки стальных валов подвергают поверхностной закалке на глубину 1,5—5 мм с нагревом токами высокой частоты. Затем их шлифуют и полируют.

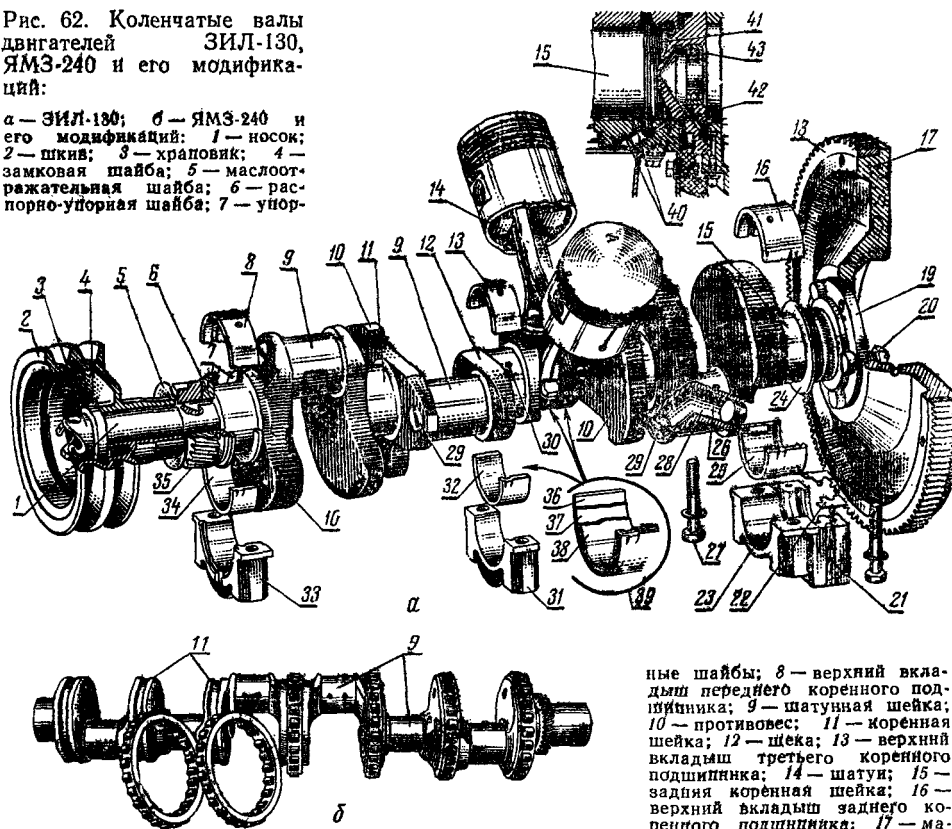
Коленчатые валы многих двигателей имеют противовесы 14, которые являются продолжением щеки 12. Противовесы двигателей Д-240, Д-160, А-01М и ЯМЗ-238НБ крепятся к щекам болтами 15 или шпильками, а у двигателей ГАЗ-52, 24Д, ЗИЛ-130 (рис. 62, а) составляют со щеками 12 одно целое.

У двигателей с однорядным расположением цилиндров число шатунных щеек равно числу цилиндров. У V-образных двигателей СМД-60, ЯМЗ, ГАЗ-53 и ЗИЛ-130 на каждой шатунной шейке крепят по два шатуна: один — правого ряда цилиндров, второй — левого ряда.

Число коренных щеек коленчатого вала при одном и том же количестве цилиндров у разных двигателей может быть различным. Например, у шестицилиндрового однорядного двигателя ГАЗ-52 четыре коренные шейки, а у двигателя А-01М — семь. Увеличение числа коренных щеек уменьшает прогиб коленчатого вала, однако это приводит к увеличению габаритов и стоимости двигателя. Коленчатые валы дизелей и V-образных двигателей обычно имеют коренных щеек на одну больше, чем шатунных.

Рис. 62. Коленчатые валы двигателей ЗИЛ-130, ЯМЗ-240 и его модификаций:

а — ЗИЛ-130; б — ЯМЗ-240 и его модификаций: 1 — носок; 2 — шкив; 3 — храповик; 4 — замковая шайба; 5 — маслоотражательная шайба; 6 — распорно-упорная шайба; 7 — упор-



ные шайбы; 8 — верхний вкладыш переднего коренного подшипника; 9 — шатунная шейка; 10 — противовес; 11 — коренная шейка; 12 — щека; 13 — верхний вкладыш третьего коренного подшипника; 14 — шатуна; 15 — задняя коренная шейка; 16 — верхний вкладыш заднего коренного подшипника; 17 — маховик; 18 — зубчатый венец; 19 — фланец для крепления маховика; 20 — болт крепления маховика; 21 — боковой уплотнитель заднего коренного подшипника; 22 — уплотнительная прокладка заднего коренного подшипника; 23 — крышка заднего коренного подшипника; 24 — маслосбрасывающий гребень; 25 — нижний вкладыш заднего коренного подшипника; 26 — канал для подачи масла к шатунному подшипнику; 27 — болт крепления крышки коренного подшипника; 28 — полость в шатунной шейке (грязулователь); 29 — пробка; 30 — канал для подачи масла в полость шатунной шейки; 31 — крышка третьего коренного подшипника; 32 — нижний вкладыш третьего коренного подшипника; 33 — крышка переднего коренного подшипника; 34 — нижний вкладыш переднего коренного подшипника; 35 — шестерня привода механизма газораспределения; 36 — стальная лента вкладыша; 37 — медноникелевый подслей; 38 — слой баббита С0С6-6; 39 — вкладыш шатунного подшипника; 40 — канавки для слива масла; 41 — маслостонная резьба; 42 — сальник; 43 — шарикоподшипник.

У большинства двигателей на переднем конце вала устанавливается ведущая шестерня 35 привода механизма газораспределения и других механизмов двигателя, а также храповик 3 для проворачивания коленчатого вала, маслоотражательная шайба 5 и сальниковое уплотнение. За задним коренным подшипником на хвостовике коленчатого вала имеется маслосгонная резьба (спиральные витки) 41, которая вместе с сальником 42 предотвращает вытекание масла из картера. У двигателя Д-160 маслосгонная резьба имеется и на переднем конце вала. Хвостовик коленчатого вала у многих двигателей оканчивается фланцем 19.

Продольные перемещения коленчатого вала ограничивают специальным устройством одного из коренных подшипников или другим приспособлением. У двигателей ЗИЛ-130, ЗМЗ-451, ГАЗ-53, ГАЗ-52 для ограничения продольных перемещений коленчатого вала с обеих сторон первого коренного подшипника установлены стальные упорные шайбы 1 и 2 (рис. 63), каждая из которых с одной стороны покрыта баббитом. Передняя упорная шайба 1 баббитовой поверхностью обращена к стальной упорной шайбе 3, укрепленной при помощи шпонки 6 на валу и прижатой ведущей шестерней 5 к торцу первой коренной шейки 4. Шайба 1 удерживается от проворачивания двумя штифтами 7, запрессованными в основание первого коренного подшипника и в его крышку. Задняя упорная шайба 2 обращена баббитовой стороной к упорному бурту первой щеки вала и удерживается от проворачивания выступом, входящим в прямоугольный паз в торце крышки первого коренного подшипника. Осевой зазор определяется как разность длины первой коренной шейки и суммарного значения длины подшипника и толщины шайб 1 и 2.

В двигателях Д-50, СМД-60, А-41, А-01М и Д-240 продольные перемещения коленчатого вала ограничиваются четырьмя полукольцами 3 (см. рис. 61), изготовленными из сталеалюминиевой ленты и установленными в проточках по торцам задней коренной опоры совместно с вкладышами подшипника. Для этой же цели сталеалюминиевые полукольца установлены на третьей коренной опоре коленчатого вала двигателя СМД-14. В двигателях ЯМЗ перемещение коленчатого вала ограничивается бронзовыми кольцами, которые установлены в выточки специального корпуса, прикрепленного к переднему торцу блок-картера.

У большинства двигателей в коленчатом валу делаются сверления для подвода смазочного масла к коренным и шатунным подшипникам.

Коленчатые валы многих автотракторных двигателей в шатунных шейках имеют устройства для центробежной очистки масла (грязеуловители). У двигателей Д-240 такое устройство выполнено следующим образом. В щеках и коренных шейках вала сделаны каналы 22, по которым масло поступает в полости 24, находящиеся внутри шатунных шеек вала. С торца каждая полость 24 закрыта пробкой 23, застопо-

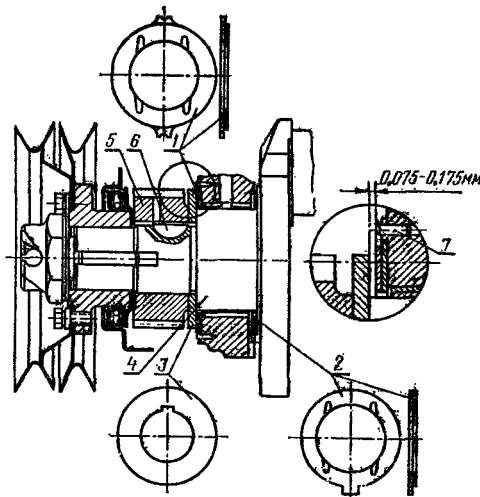


Рис. 63. Первый коренной подшипник коленчатого вала двигателей ГАЗ-52:

1 — передняя упорная шайба; 2 — задняя упорная шайба; 3 — упорная шайба коленчатого вала; 4 — первая коренная шейка коленчатого вала; 5 — ведущая шестерня; 6 — шпонка; 7 — штифт.

ренной шплинтом. При вращении коленчатого вала тяжелые примеси грязи и металлические частицы, имеющиеся в масле, под действием центробежной силы отбрасываются к стенке полости 24, а очищенное масло подается по трубке 25 в шатунный подшипник. Грязеуловители 28 (рис. 62, а) двигателей ЗИЛ-130, 24Д и ГАЗ-53 устроены и работают так же, как и у двигателя Д-240, но масло из полости грязеуловителя подается к наружной поверхности шатунной шейки не по трубке, а по каналу 26.

В заднем торце коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130 сделана выточка, в которую запрессовывается шариковый подшипник 43 ведущего вала коробки передач. Такие же выточки для подшипников ведущего вала коробки передач или вала муфты сцепления имеются у коленчатых валов двигателей ГАЗ-52 и ГАЗ-53.

Форма коленчатого вала, то есть характер размещения кривошипов, определяется числом и расположением цилиндров, а также требованиями равномерности чередования тактов расширения и уравновешенности двигателя.

Чередование тактов в наиболее распространенных моделях двухцилиндровых четырехтактных двигателей показано на рисунке 64.

Коленчатые валы (см. рис. 61) двухцилиндровых четырехтактных двигателей представляют собой два симметрично соединенных вала двухцилиндрового двигателя с коленами под углом 180°. Такой вал обеспечивает равномерное чередование тактов расширения и удовлетворительную уравновешенность двигателя.

У двигателей Д-37Е, Д-50, Д-240, СМД-14, Д-160 и А-41 последовательность тактов расширения, т. е. порядок работы цилиндров 1—3—4—2 (рис. 65), а у двигателей 24Д и ЗМЗ-451 1—2—4—3 (рис. 66).

В двигателях ГАЗ-52 и А-01М колена вала располагаются под углом 120° друг к другу и симметрично относительно середины вала, чем достигается равномерное чередование тактов расширения и хорошая уравновешенность двигателя. Эти двигатели имеют порядок работы 1—5—3—6—2—4 (рис. 67).

В V-образных двигателях СМД-60 с углом развала 90° и с нумерацией цилиндров правого ряда 1—2—3 и левого 4—5—6, считая назад к маховику, порядок работы 1—4—2—5—3—6.

У V-образных восьмицилиндровых четырехтактных двигателей ГАЗ-53, ЗИЛ-130, ЯМЗ-238 и ЯМЗ-238НБ порядок работы 1—5—4—2—6—3—7—8 (рис. 68). Перекрытие тактов расширения происходит в течение поворота коленчатого вала на 90°. Это создает равномерное вращение коленчатого вала.

Двигатель ЯМЗ-240Б V-образный двенадцатицилиндровый четырехтактный. Порядок его работы 1—12—5—8—3—10—6—7—2—11—4—9. Схема нумерации цилиндров приведена на рисунке 69.

Коренные подшипники в двигателях могут быть двух видов: скольжения и качения.

Подшипники скольжения (см. рис. 62, а) представляют собой взаимозаменяемые вкладыши 8 и 34, 13 и 32, 16 и 25. Это отрезки стальной ленты 36, покрытые тонким слоем антифрикционного сплава. Как правило, антифрикционный сплав на вкладышах коренных подшипников такой же, как и на вкладышах шатунных подшипников.

У тракторных дизелей вкладыши коренных подшипников изготовлены из облуженной сталеалюминиевой ленты. Толщина слоя АСМ 0,5—0,9 мм, толщина слоя олова 0,003—0,009 мм.

Верхние вкладыши коренных подшипников имеют сквозные отверстия 1 (рис. 70, а, б), которые при установке вкладышей в постели совпадают с каналами в блок-картере. По этим каналам масло из главной масляной магистрали подводится к подшипникам.

Обороты коленчатого вала		Углы поворота коленчатого вала		Цилиндры		
		0°		1	2	1
1-й оборот	1-й полуоборот	90°	Расширение	Сжатие	Расширение	Выпуск
	2-й полуоборот	180°	Выпуск	Расширение	Выпуск	Впуск
2-й оборот	1-й полуоборот	270°	Впуск	Выпуск	Впуск	Сжатие
	2-й полуоборот	360°	Сжатие	Впуск	Сжатие	Выпуск

Рис. 64. Чередование тактов в двухцилиндровых четырехтактных двигателях.

Обороты коленчатого вала		Цилиндры			
		1	2	3	4
1-й оборот	1-й полуоборот	Расширение	Выпуск	Сжатие	Впуск
	2-й полуоборот	Выпуск	Впуск	Расширение	Сжатие
2-й оборот	1-й полуоборот	Впуск	Сжатие	Выпуск	Расширение
	2-й полуоборот	Сжатие	Расширение	Впуск	Выпуск

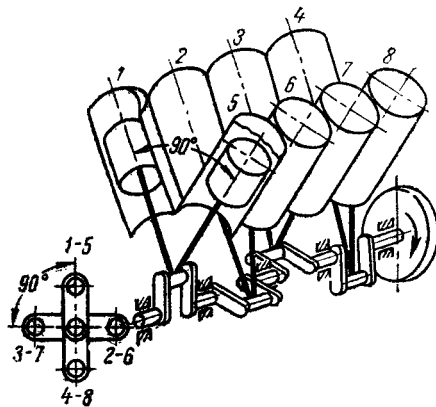
Рис. 65. Чередование тактов в четырехцилиндровом четырехтактном двигателе при порядке работы 1—3—4—2.

Обороты коленчатого вала		Цилиндры			
		1	2	3	4
1-й оборот	1-й полуоборот	Расширение	Сжатие	Выпуск	Впуск
	2-й полуоборот	Выпуск	Расширение	Впуск	Сжатие
2-й оборот	1-й полуоборот	Впуск	Выпуск	Сжатие	Расширение
	2-й полуоборот	Сжатие	Впуск	Расширение	Выпуск

Рис. 66. Чередование тактов в четырехцилиндровом четырехтактном двигателе при порядке работы 1—2—4—3.

Обороты коленчатого вала	Углы поворота коленчатого вала	Цилиндры					
		1	2	3	4	5	6
1-й оборот	0°	Расширение	Выпуск	Впуск	Расширение	Сжатие	Впуск
	60°	Расширение	Выпуск	Впуск	Расширение	Сжатие	Впуск
	120°	Расширение	Выпуск	Впуск	Расширение	Сжатие	Впуск
	180°	Расширение	Выпуск	Впуск	Расширение	Сжатие	Впуск
	240°	Выпуск	Впуск	Расширение	Впуск	Расширение	Сжатие
	300°	Выпуск	Впуск	Расширение	Впуск	Расширение	Сжатие
2-й оборот	360°	Выпуск	Впуск	Расширение	Впуск	Расширение	Сжатие
	420°	Впуск	Сжатие	Впуск	Сжатие	Впуск	Расширение
	480°	Впуск	Сжатие	Впуск	Сжатие	Впуск	Расширение
	540°	Впуск	Сжатие	Впуск	Сжатие	Впуск	Расширение
	600°	Сжатие	Расширение	Впуск	Расширение	Впуск	Выпуск
	660°	Сжатие	Расширение	Впуск	Расширение	Впуск	Выпуск
720°	Сжатие	Выпуск	Впуск	Сжатие	Сжатие	Выпуск	

Рис. 67. Чередование тактов в шестицилиндровом четырехтактном двигателе при порядке работы 1—5—3—6—2—4.



Полуобороты коленчатого вала	Углы поворота коленчатого вала	Цилиндры							
		1	2	3	4	5	6	7	8
1-й	90°	Расширение	Впуск	Выпуск	Сжатие	Сжатие	Впуск	Выпуск	Расширение
	180°	Сжатие	Сжатие	Впуск	Сжатие	Расширение	Сжатие	Впуск	Выпуск
2-й	270°	Выпуск	Расширение	Сжатие	Расширение	Сжатие	Сжатие	Впуск	Впуск
	360°	Выпуск	Расширение	Сжатие	Расширение	Сжатие	Сжатие	Впуск	Впуск
3-й	450°	Впуск	Впуск	Расширение	Впуск	Расширение	Сжатие	Сжатие	Сжатие
	540°	Впуск	Впуск	Расширение	Впуск	Расширение	Сжатие	Сжатие	Сжатие
4-й	630°	Сжатие	Впуск	Впуск	Впуск	Сжатие	Впуск	Расширение	Расширение
	720°	Сжатие	Впуск	Впуск	Впуск	Сжатие	Впуск	Расширение	Расширение

I группа (правая)

II группа (левая)

Рис. 68. Чередование тактов в V-образном восьмицилиндровом четырехтактном двигателе при порядке работы 1—5—4—2—6—3—7—8.

На внутренней поверхности отдельных вкладышей делаются канавки 2, соединяющиеся с отверстием 1. Канавки служат для подвода масла через наклонный канал в щеке коленчатого вала к соответствующему шатунному подшипнику. У дизеля СМД-14 такие канавки сделаны на верхних вкладышах первого, третьего и пятого подшипников и на нижних вкладышах третьего и пятого подшипников. Если масло под давлением подается к подшипникам распределительного вала, то в канавке 2 просверливается второе сквозное отверстие 3.

Верхний вкладыш каждого коренного подшипника вставляется в гнездо стенки или в перегородку блок-картера, а нижний — в съемную крышку. Вкладыши устанавливаются в постели с натягом. Это обеспечивает при затяжке гаек у шпилек коренных подшипников плотное прилегание вкладышей к постели по всей окружности. Проворачивание и осевое перемещение вкладышей предотвращается благодаря натягу и усикам 4, которые входят в специально сделанные канавки в постелях блок-картера и в крышках коренных подшипников.

Толщина вкладышей спрофилирована таким образом, что в собранном состоянии диаметр в горизонтальной плоскости на 0,04—0,14 мм больше, чем в вертикальной. Это устраняет опасность нарушения масляного слоя при деформации вкладышей во время их затяжки и увеличивает расход масла через подшипник с целью отвода от него большего количества тепла.

Нижняя крышка прикрепляется к блок-картеру при помощи болтов или шпилек с гайками. Гайки шпилек шплинтуются замковыми шайбами или проволокой. Нижние крышки невзаимозаменяемы.

Изношенные вкладыши заменяют новыми нормального или ремонтного размера.

В подшипниках качения потери на трение значительно меньше, чем в подшипниках скольжения, но их применение в многоцилиндровых двигателях, имеющих несколько опор, усложняет конструкцию двигателя.

На двигателе ЯМЗ-240 и его модификациях коренными подшипниками коленчатого вала служат роликовые подшипники качения (см. рис. 62, б). Отверстия для коренных подшипников выполнены в семи перегородках нижней части блок-картера. В них запрессованы наружные кольца роликовых подшипников, которые от осевых перемещений удерживаются стопорными

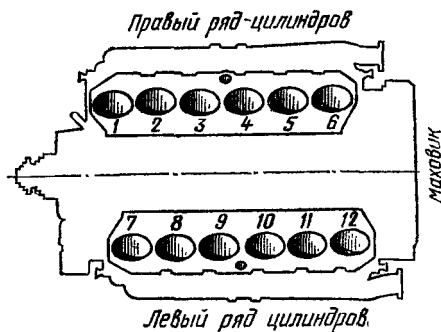


Рис. 69. Схема нумерации цилиндров двигателя ЯМЗ-240Б.

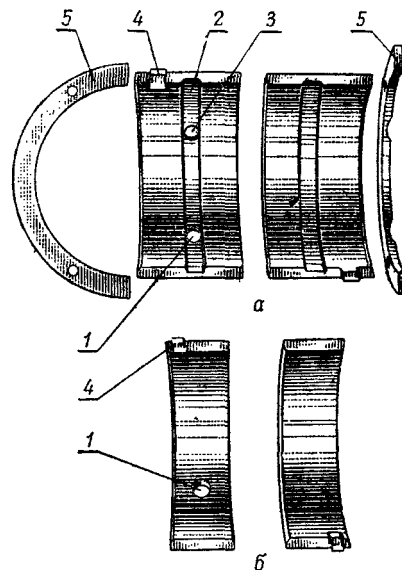


Рис. 70. Вкладыши коренных подшипников дизеля СМД-14:

а — вкладыш третьего коренного подшипника; б — вкладыш второго коренного подшипников; 1 — отверстие, совпадающее с каналом в блок-картере; 2 — кольцевая канавка; 3 — отверстие для подвода масла к подшипникам распределительного вала; 4 — усик; 5 — полукольцо третьего коренного подшипника.

кольцами. Роликовые подшипники не имеют внутренних колец, так что их ролики перекатываются непосредственно по беговым дорожкам, выполненным на опорных шейках коленчатого вала. Подшипники качения в качестве коренных подшипников коленчатого вала применяются на одно- и двухцилиндровых двигателях ПД-8, П-23М, ПД-10У и его модификациях.

§ 6. Гаситель крутильных колебаний

В установившемся режиме работы двигателя его коленчатому валу передается переменный по значению крутящий момент. Коленчатый вал является упругим телом, поэтому, передавая крутящий момент, вал деформируется, то есть закручивается на некоторый угол относительно своего нормального состояния. Схематически коленчатый вал можно представить в виде системы, состоящей из вала (рис. 71) с несколькими массами, заменяющими массы кривошипов и маховика. Если такой вал закрутить и затем отпустить, то он будет совершать угловые колебания, которые называют *свободными крутильными колебаниями*.

У выведенной из равновесия и начавшей колебаться системы амплитуда колебаний (максимальное угловое отклонение от первоначального положения) постепенно уменьшается вследствие внутреннего трения и сопротивления среды. Если к этой системе приложить внешнюю периодически действующую силу и период этой силы совпадет с периодом свободных колебаний системы, то амплитуда крутильных колебаний возрастет — возникнет явление *резонанса*. К кривошипам коленчатого вала всегда приложены периодически действующие силы, поэтому явление резонанса наступит всякий раз, когда частота вынужденных колебаний вала будет равна или кратна частоте свободных колебаний.

Частота вращения (об/мин) коленчатого вала двигателя, при которой возникает резонанс, называется *критической*.

Крутильные колебания могут вызвать усталостную поломку вала и сопряженных с ним деталей передач.

На двигателе ЯМЗ-240 и его модификациях для снижения уровня крутильных колебаний применен гаситель крутильных колебаний жидкостного трения (рис. 72). Это специальное устройство, прикрепленное болтами 6 к торцу переднего конца коленчатого вала 7, снижает амплитуду крутильных колебаний.

Гаситель крутильных колебаний представляет собой стальной корпус 4 с крышкой 3, внутри которого размещен чугунный маховик 5. В корпусе маховик центрируется по внутренней цилиндрической поверхности с диаметральным зазором 0,10—0,18 мм. Во избежание задиров в отверстие маховика запрессована бронзовая втулка 1. Радиальный зазор у цилиндрической поверхности и торцовые зазоры с каждой стороны маховика находятся в пределах 0,18—0,24 мм.

Через отверстия в крышке 3 зазоры в гасителе заполняются 60—70 г полиметилсилоксановой жидкостью (ПМС), основным свойством которой является незначительное изменение вязкости в диапазоне рабочих температур. После заполнения гасителя жидкостью, отверстия закрывают пробками 2. Крышку по наружному и внутреннему контурам и пробки заваривают сплошным швом.

При вращении коленчатого вала энергия крутильных колебаний превращается в работу трения в тонком слое жидкости, находящемся между корпусом 4 и свободно установленным в корпусе маховиком 5.

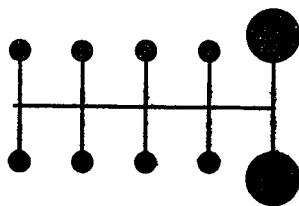


Рис 71. Схематическое изображение коленчатого вала.

§ 7. Маховик

При помощи маховика осуществляются вывод деталей кривошипно-шатунного механизма из мертвых точек, накопление во время такта расширения кинетической энергии, необходимой для вращения коленчатого вала в течение трех подготовительных тактов, уменьшение неравномерности вращения коленчатого вала. Маховик за счет запасенной им энергии облегчает работу двигателя при разгоне машинно-тракторного агрегата и преодолении кратковременных перегрузок.

Увеличение числа цилиндров снижает неравномерность вращения коленчатого вала, поэтому чем больше цилиндров имеет двигатель, тем легче его маховик. Количество кинетической энергии, которое запасает маховик, повышается с увеличением частоты его вращения, следовательно, чем быстрходнее двигатель, тем легче его маховик. У двухтактного двигателя такт расширения приходится на каждый оборот коленчатого вала, а у четырехтактного — на два оборота, поэтому маховики двухтактных двигателей (в равных условиях) легче, чем четырехтактных.

Маховик 17 (см. рис. 62, а) представляет собой массивный чугунный диск. У двигателей СМД-14, ГАЗ-53, ГАЗ-52 и ЗИЛ-130 он крепится болтами 20 к фланцу 19 коленчатого вала. У двигателей ПД-10У, ПД-8 и П-23М маховик устанавливается на хвостовик коленчатого вала, фиксируется шпонкой и крепится к валу гайкой.

На обод маховика напрессован зубчатый венец 18 для вращения коленчатого вала электростартером или пусковым двигателем. В двигателях ЯМЗ зубчатый венец надет на маховик и закреплен болтами.

У большинства двигателей на поверхности обода или на торцевой поверхности маховика нанесены метки, по которым можно определить мертвые точки, а также установить момент подачи топлива насосом или зажигания смеси. Так, для установки поршня первого цилиндра дизелей А-01М, А-41 и СМД-14 в в. м. т. вывертывают шпильку из кожуха маховика и длинным концом вставляют ее в отверстие, из которого она была вывернута. Поворачивают вал до тех пор, пока шпилька не войдет в специальное сверление на маховике. На наружной цилиндрической поверхности маховика дизеля Д-160 нанесены метки: «ВМТ 1—4 цил.» и «ВМТ 2—3 цил.», которыми пользуются при регулировке клапанов и установке топливного насоса.

У многих двигателей, для того чтобы при разборке не нарушать взаимного положения маховика и коленчатого вала, болты крепления маховика или его установочные штифты расположены несимметрично.

Как правило, на маховике монтируется также сцепление. Маховик в сборе с коленчатым валом и со сцеплением динамически балансируется, с тем чтобы при вращении не возникали моменты сил инерции неуравновешенных частей. При динамической балансировке удаляют излишний металл со щек и противовесов коленчатого вала или с обода маховика.

§ 8. Крепление двигателя на раме трактора и автомобиля

В тракторах и автомобилях крепление двигателя на раме (подвеска двигателя) выполнено так, чтобы неуравновешенные силы инерции и

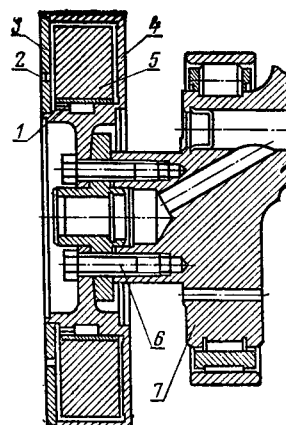


Рис. 72. Гаситель крутильных колебаний двигателя ЯМЗ и его модификаций:

1 — втулка; 2 — пробка; 3 — крышка; 4 — корпус; 5 — маховик гасителя; 6 — болт; 7 — коленчатый вал.

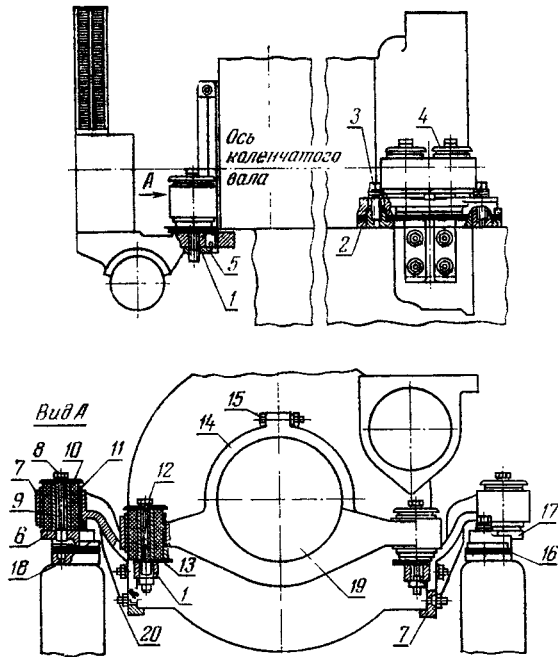


Рис. 73. Крепление двигателя А-41 к раме трактора:

1 — передний кронштейн; 2 — накладка; 3, 8, 12, 15 — болты; 4 — защитная чашка; 5 — гайка; 6, 17 — задние опоры; 7 — задний кронштейн; 9 — внутренняя втулка; 10 — кольцо резиновое; 11 — наружная втулка; 13, 16 — прокладки; 14 — передняя опора; 18 — штифт; 19 — передняя балка; 20 — шпилька.

На передней балке 15 закреплена передняя опора 14, в расточки которой запрессованы амортизаторы. Передняя опора 14 крепится к кронштейнам 1 передней оси рамы трактора болтами 12 и гайками 5 с фиксирующими выступами. Болты 12 проходят через втулки 9 амортизаторов.

Задние кронштейны 7 прикреплены к площадкам картера маховика двигателя при помощи шпилек 20 с гайками, а также двумя болтами 8, проходящими через амортизаторы, к задним опорам 6 и 17. В каждом кронштейне имеется два амортизатора. Задние опоры болтами 3 прикреплены к накладкам 2, приваренным к лонжеронам рамы. Правая (по ходу трактора) задняя опора 17 отличается от левой 6 наличием штифта 18, фиксирующего положение опоры относительно рамы после установки двигателя в горизонтальном положении. Соосность двигателя с трансмиссией в вертикальном направлении достигается изменением количества прокладок 13 под передней и 16 под задней опорами. Затягивать болты 3, 8 и 12 нужно равномерно при помощи динамометрического ключа.

У двигателя ГАЗ-53 (рис. 74, а и б) две опоры находятся спереди, с правой и левой сторон блок-картера 3, а две другие — сзади, под приливами картера сцепления. Передние опоры 2 крепятся к кронштейнам рамы 1 и 5 и к кронштейнам 3 блок-картера 4. Передняя опора (рис. 74, а и в) состоит из резиновой подушки 6 с привулканизированной к ней стальной арматурой. В арматуре закреплены бобышки 7, в которые ввертываются болты 8, связывающие опору с кронштейнами рамы и блок-картера. Передние опоры воспринимают также продольные усилия, возникающие при нажатии на педаль сцепления и от инерционных сил при торможении и разгоне автомобиля. Экраны 9 и 10 (рис. 74, б и в) уменьшают нагрев подушки 6 от выпускного трубопровода.

моменты, возникающие при работе двигателя, в значительной степени смягчались, а перекосы рамы при движении по неровной дороге не вызывали больших напряжений в блок-картере двигателя.

Двигатели СМД-14, А-41, А-01М, ЗИЛ-130 установлены на рамы на трех опорах (одна впереди и две сзади), а двигатели ГАЗ-52 и ГАЗ-53 — на четырех опорах.

Опоры двигателей СМД-14 и А-41 (рис. 73) имеют упругие элементы (амортизаторы), состоящие из резинового кольца 10, привулканизированного к наружной 11 и внутренней 9 втулкам. Чтобы на резиновые кольца не попадало масло и топливо, сверху на амортизаторы установлены защитные чашки 4.

На передней балке 19 двигателя стяжным бол-

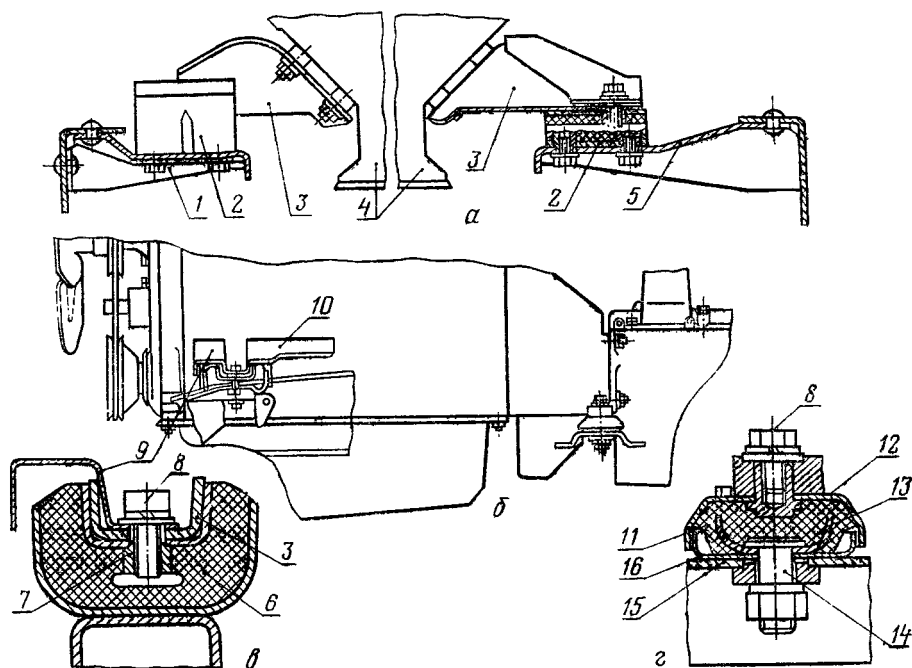


Рис. 74. Крепление двигателя ГАЗ-53 к раме:

а — крепление двигателя спереди; *б* — схема крепления; *в* — передняя опора двигателя; *г* — задняя опора двигателя; 1 и 5 — кронштейны рамы; 2 — передняя опора; 3 — кронштейн блок-картера; 4 — блок-картер; 6 — резиновая подушка передней опоры; 7 — бобышка; 8 — болт; 9 и 10 — экраны; 11 — резиновая подушка задней опоры; 12 — верхняя чашка; 13 — нижняя чашка; 14 — болт нижней чашки; 15 — поперечина рамы; 16 — обойма.

Задняя опора (рис. 74, *г*) состоит из резиновой подушки 11 с залитыми в нее верхней 12 и нижней 13 чашками. Верхняя чашка имеет втулку с резьбой, а к нижней чашке приварен болт 14. Болтом 8 опора крепится к картеру сцепления, а болтом 14 — к поперечине 15 рамы. Снизу на болт 14 устанавливается обойма 16. Верхняя часть обоймы входит в чашку 12 и ограничивает перемещение двигателя относительно рамы.

§ 9. Неисправности кривошипно-шатунного механизма и их устранение

Нормальная и надежная работа двигателя зависит от состояния его деталей.

Износ деталей. Цилиндры изнашиваются вследствие трения об их поверхность поршней и колец. В результате износа они становятся по высоте конусными, а в сечении — овальными. В большей степени изнашивается верхняя часть цилиндра. Это объясняется недостаточной смазкой и высокой температурой в верхней части цилиндра, а также тем, что газы, попадая под верхнее (первое) поршневое кольцо, прижимают его к стенкам цилиндра с большей силой, чем нижние кольца.

В поршне изнашиваются направляющая часть, отверстия в бобышках (по диаметру) и канавки под поршневые кольца (по высоте). В большинстве случаев работоспособность поршня зависит от степени износа последних двух частей.

Поршневые кольца изнашиваются по толщине вследствие трения о поверхность цилиндра (в результате чего увеличиваются зазоры в стыках колец) и по высоте из-за ударов о стенки канавки при каждом изменении направления движения поршня.

При износе цилиндров, поршней и колец зазоры между ними увеличиваются. Ухудшается компрессия, воздух (рабочая смесь) и отработавшие газы прорываются из цилиндра в картер, а масло проникает из картера в камеру сгорания. Такие ненормальные явления, в свою очередь, вызывают снижение мощности и дымление двигателя, увеличение расхода топлива и масла, интенсивное нагарообразование в камере сгорания, а иногда пригорание поршневых колец. Усиленное нагарообразование может быть результатом перегрузки двигателя, продолжительной его работы на малых оборотах без нагрузки или применения для смазки масла, не рекомендованного заводом-изготовителем. Пригорание поршневых колец вызывает резкое падение мощности двигателя и значительное повышение расхода масла, а частицы нагара способствуют ускорению износа трущихся поверхностей.

Износ мест посадки поршневого пальца в бобышках и в верхней головке шатуна сопровождается постепенным увеличением зазора в их сопряжениях. При этом отмечается характерный металлический стук поршневого пальца, легко обнаруживаемый при прослушивании верхней части блок-картера. Работа двигателя в этом случае недопустима, так как может произойти авария (поломка поршня, обрыв шатуна и т. д.).

Шатунные и коренные шейки коленчатого вала изнашиваются неравномерно по окружности, в результате чего их сечение становится овальным. Это приводит к быстрому износу вкладышей подшипников. Увеличение зазоров в сопряжениях шейки вала — вкладыши подшипников вызывает стуки подшипников, которые хорошо слышны у прогретого двигателя при резком изменении частоты вращения коленчатого вала.

Неисправности и их устранение. При перерасходе масла, потере компрессии, дымности отработавших газов и дымлении из сапуна проверяют состояние компрессионных и маслосъемных колец, поршней и цилиндров. Если износ этих деталей достиг выбраковочных размеров, цилиндры или их гильзы растачивают и шлифуют на больший (ремонтный) размер; гильзы цилиндров, не подлежащие расточке, заменяют новыми; поршни и поршневые кольца заменяют новыми с нормальными или увеличенными (ремонтными) размерами в зависимости от размера цилиндров или их гильз.

Поршни с пригоревшими кольцами погружают в керосин для размягчения нагара. Кольцо нужно снимать с поршня и надевать на него при помощи специального приспособления. Поршни и снятые кольца очищают от нагара, а затем тщательно промывают в керосине или дизельном топливе.

При установке новых поршневых колец необходимо проверить, чтобы каждое кольцо по зазору в замке и зазору по высоте не выходило за пределы, установленные техническими условиями.

Правильно подобранные кольца при вращении поршня в горизонтальном положении вокруг своей оси должны плавно перемещаться в канавках и утопать в них под действием собственного веса.

При установке колец скручивающегося типа нужно следить за тем, чтобы выточки или фаски были направлены вверх. Устанавливая конусные кольца, следует иметь в виду, что каждое кольцо торцом меньшего диаметра должно быть обращено в сторону днища поршня. Изношенные поршневые пальцы заменяют новыми с нормальным или увеличенным (ремонтным) размером.

Для получения нормального зазора в сопряжениях цилиндр — поршень — поршневой палец эти детали подбирают по размерным группам. Зазор между цилиндром и поршнем проверяют щупом.

Характерным признаком увеличения зазоров между шейками коленчатого вала и вкладышами обычно является падение давления масла в системе смазки двигателя и появление стука в подшипниках.

Если зазор превышает предельно допустимый, вкладыши заменяют. Если же овальность шеек больше предельно допустимой, шейки вала перешлифовывают на ближайший ремонтный размер и устанавливают новые вкладыши ремонтного размера, которые отличаются от нормальных большей толщиной.

В случае частичной или полной замены деталей кривошипно-шатунного механизма после сборки двигателя проводят его обкатку для приработки трущихся деталей.

Если у карбюраторного двигателя при работе на рекомендованном сорте топлива и правильной установке зажигания появляется детонация, падает мощность и повышается расход топлива, нужно очистить от нагара поверхности, образующие камеру сгорания. Для удаления нагара осторожно снимают головку цилиндров, чтобы не повредить прокладку, размягчают нагар керосином и удаляют его скребком. Затем промывают керосином поверхности камер сгорания.

Если отложения нагара невелики, его можно удалить, не разбирая двигатель. Для этого нужно залить в каждый цилиндр прогретого и остановленного двигателя 20—30 см³ керосина, через 10 ч заменить масло в поддоне картера двигателя, запустить двигатель и дать ему проработать 10—20 мин при средней частоте вращения под нагрузкой.

Течи масла и воды в двигателе возникают в результате неудовлетворительного состояния прокладок или неправильной установки их в процессе сборки двигателя. При повреждении прокладки головки цилиндров или неправильной затяжке гаек шпилек, крепящих головку, внутрь одного или нескольких цилиндров может проникнуть вода. Пуск такого двигателя весьма затруднен. Следует периодически проверять затяжку гаек крепления головки цилиндров на холодном двигателе, если головка цилиндров из алюминиевого сплава, и на горячем двигателе, если она чугунная. Затем необходимо проверить зазор в клапанах. Если подтяжка гаек шпилек, крепящих головку цилиндров, не устранила подтекание воды, прокладку следует заменить.

Гайки и болты шатунных и коренных подшипников и крепления головки цилиндров нужно затягивать в определенной последовательности (рис. 75) динамометрическим или специальным ключом. Шплинтовка болтов и гаек подшипников должна точно соответствовать указаниям завода.

Неудовлетворительное состояние уплотняющих резиновых колец между гильзой цилиндра и блок-картером может вызвать пропуск воды из водяной рубашки в поддон. В этом случае нужно вынуть гильзу и заменить негодное резиновое кольцо. Утечка масла из поддона картера объясняется повреждением или неплотным прилеганием прокладок, а иногда износом уплотнений переднего и заднего концов коленчатого вала,

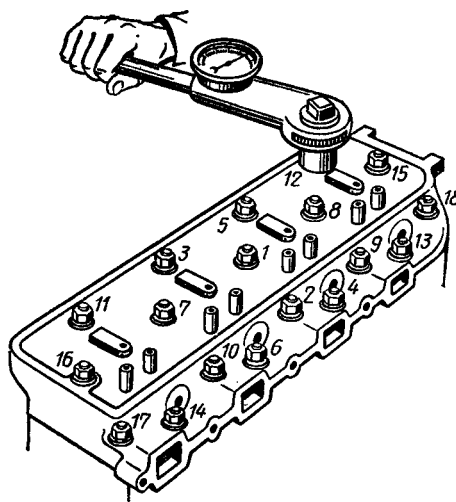


Рис. 75. Последовательность затяжки (указана цифрами) гаек крепления головки цилиндров двигателя ГАЗ-53.

При обнаружении течи необходимо подтянуть все болты крепления поддона картера и люков, а если это не поможет, сменить поврежденные прокладки или изношенные детали уплотнения.

В случае течи масла через прокладки и уплотнения, сопровождающейся значительным выделением газов из маслосливной горловины, следует прочистить систему вентиляции картера. Если после этого течь не прекратится, нужно проверить состояние цилиндров, поршней и поршневых колец и при необходимости заменить их.

Глава 8

УСТРОЙСТВО И РАБОТА МЕХАНИЗМА ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

§ 1. Работа клапанного механизма газораспределения

В четырехтактных двигателях применяются клапанные механизмы газораспределения, клапаны которых открывают и закрывают впускные и выпускные отверстия.

Различают два типа клапанных механизмов газораспределения: с подвесными клапанами (рис. 76, а), расположенными в головке цилиндров, и боковыми клапанами (рис. 76, б), расположенными в блок-картере.

В двухтактных двигателях газораспределение может осуществляться двумя способами:

- 1) кривошипно-шатунным механизмом, как показано на рисунке 17;
- 2) смешанной системой; в этом случае (рис. 19) воздух поступает через окна, открываемые и закрываемые поршнем, а отработавшие газы удаляются через клапанное отверстие.

Механизм газораспределения с подвесными клапанами действует следующим образом. Коленчатый вал 39 (рис. 76, а) приводит во вращение через шестерни 37, 33 и 32 распределительный вал 1. При повороте распределительного вала его кулачок своим выступом поднимает толкатель 2. Стержень толкателя движется в блок-картере 4. Вместе с толкателем поднимается штанга 3, которая упирается нижним концом в дно сферической выемки толкателя 2, а верхним — в регулировочный винт 8 коромысла 10. Коромысло, установленное на оси 15, поворачивается вокруг своей оси и отжимает клапан 26 вниз. При этом открывается отверстие канала в головке цилиндров, а пружины 19 и 20, предварительно сжатые (чтобы удерживать клапан в закрытом положении), сжимаются дополнительно. Стержень клапана движется в направляющей втулке 22.

Наибольшее открытие клапана происходит тогда, когда толкатель находится на вершине кулачка. При дальнейшем повороте распределительного вала толкатель постепенно опускается, а клапан под действием пружин движется вверх, в конце хода плотно закрывая отверстие канала в головке цилиндров.

При обратном движении клапана детали передачи (коромысло, штанга и толкатель) перемещаются в первоначальное положение.

Механизм газораспределения с боковыми клапанами работает аналогично описанному выше, но конструкция его проще (рис. 76, б), так как отсутствуют штанги толкателей, коромысла и детали, на которых монтируются коромысла. В механизме газораспределения этого типа движение от толкателя 2 передается непосредственно клапану 28.

Для того чтобы изменение размеров при нагревании деталей механизма газораспределения не нарушало плотной посадки клапана в гнезде, между торцом стержня клапана и бойком коромысла при подвесных клапанах или между торцом стержня клапана и толкателем

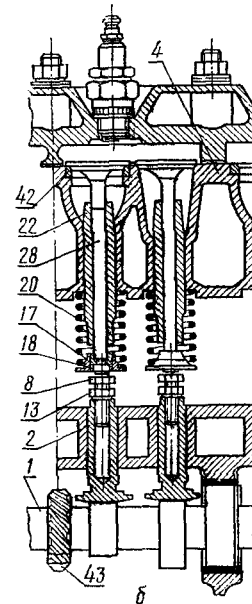
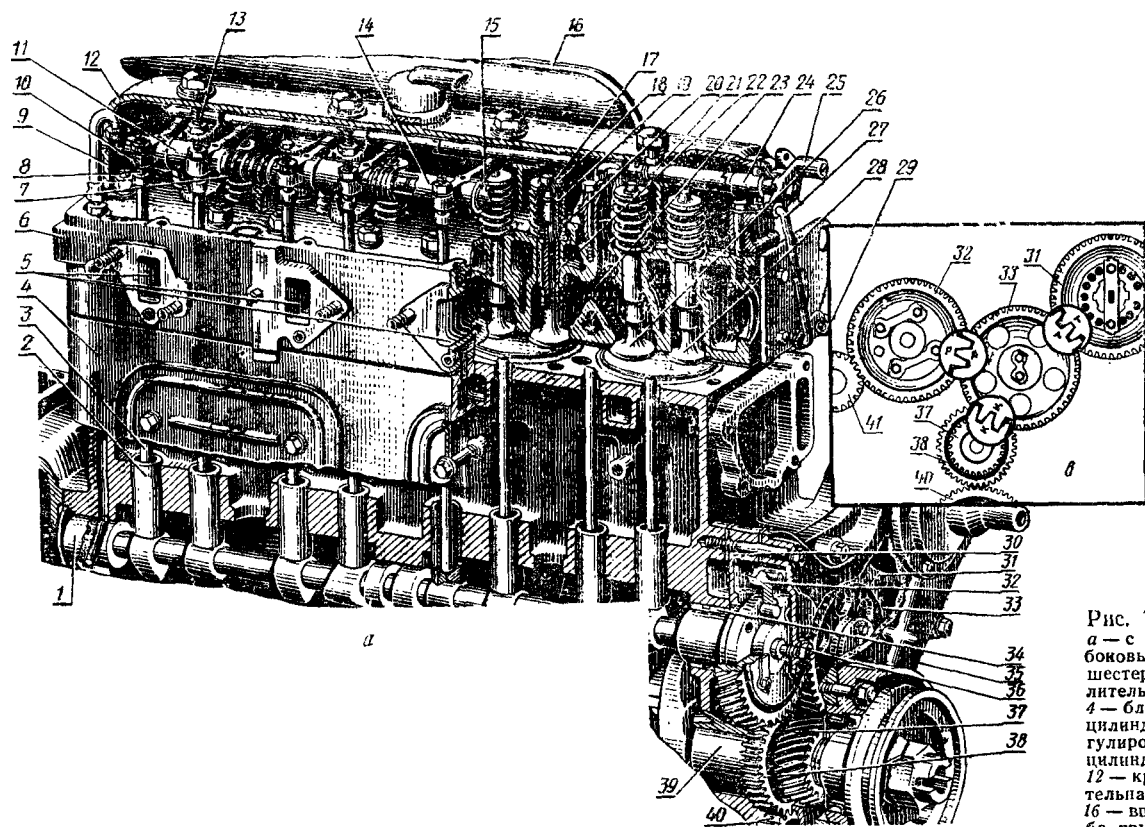


Рис. 76. Механизмы газораспределения:

а — с подвесными клапанами (дизель СМД-14); б — с боковыми клапанами (двигатель ГАЗ-52); в — установка шестерен распределения у дизеля СМД-14; 1 — распределительный вал; 2 — толкатели; 3 — штанга толкателя; 4 — блок-картер; 5 — выпускные каналы; 6 — головка цилиндров; 7 — распорная пружина коромысел; 8 — регулировочный винт (болт); 9 — корпус колпака головки цилиндров; 10 — коромысло; 11 — стойка оси коромысел; 12 — крышка колпака; 13 — контргайка; 14 — соединительная втулка оси коромысел; 15 — ось коромысел; 16 — впускная труба; 17 — сухари; 18 — опорная шайба пружины клапана; 19 и 20 — внутренняя и наружная пружины клапана; 21 — валок декомпрессионного механизма;

22 — направляющая втулка клапана; 23 — впускной канал; 24 — ось; 25 — рычаг с фиксатором; 26 — впускной клапан; 27 — тяга; 28 — выпускной клапан; 29 — рукоятка декомпрессионного механизма; 30 — картер шестерен распределения; 31 — шестерня привода топливного насоса; 32 — шестерня распределительного вала; 33 — промежуточная шестерня; 34 — крышка картера шестерен распределения; 35 — втулка передней опоры распределительного вала; 36 — упорный винт с контргайкой; 37 — шестерня коленчатого вала; 38 — ведущая шестерня привода масляного насоса; 39 — коленчатый вал; 40 — ведомая шестерня привода масляного насоса и прерывателя-распределителя; 41 — шестерня привода насоса гидросистемы; 42 — вставное кольцо выпускного клапана; 43 — шестерня привода масляного насоса и прерывателя-распределителя.

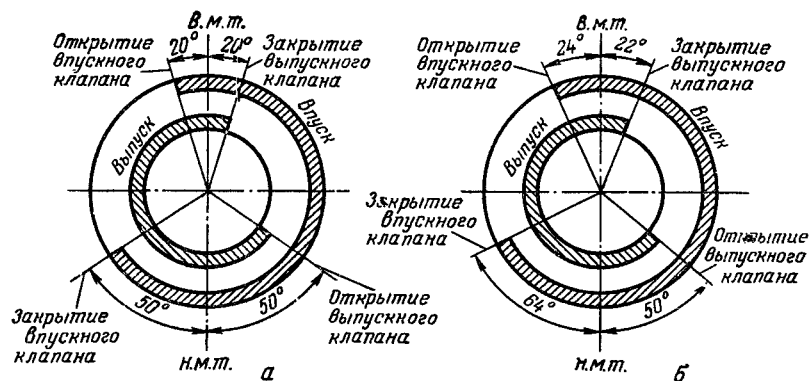


Рис. 77. Диаграммы газораспределения:
 а — дизелей А-41 и А-01М; б — двигателя ГАЗ-53.

при боковых клапанах имеется зазор. На холодном двигателе у впускных клапанов зазор составляет 0,15—0,40 мм, у выпускных — 0,20—0,45 мм.

В течение одного рабочего цикла четырехтактного двигателя происходит одно открытие впускного и выпускного клапанов. Для этого распределительный вал должен за цикл сделать один оборот, а коленчатый вал за этот период — два оборота. Поэтому привод распределительного вала имеет передаточное отношение 1 : 2. У двухтактных двигателей распределительный вал вращается с той же частотой, что и коленчатый, поэтому его привод имеет передаточное отношение 1 : 1.

При равных условиях наполнение цилиндров двигателей с подвесными клапанами больше, чем с боковыми, так как в первом случае поток воздуха или горючей смеси, поступая в цилиндр, не изменяет резко своего направления. Использование подвесных клапанов позволяет сделать камеру сгорания более компактной; это понижает тепловые потери через ее стенки и, следовательно, уменьшает удельный расход топлива.

На большинстве отечественных автотракторных двигателях применяются механизмы газораспределения с подвесными клапанами и только на некоторых (например, ГАЗ-52) — с боковыми.

При рассмотрении действительных процессов в двигателях (см. главу 5) было выяснено, что для лучшего наполнения цилиндра двигателя свежей горючей смесью или воздухом и более полной очистки его от отработавших газов клапаны открываются и закрываются не в те моменты, когда поршень находится в мертвых точках, а с некоторым опережением при открытии и запаздыванием при закрытии.

Моменты открытия и закрытия клапанов определяются профилем кулачков распределительного вала, установкой его по отношению к коленчатому валу и зазорами между клапанами и толкателями или коромыслами.

Периоды от момента открытия клапанов (или окон у двухтактных двигателей) до момента их закрытия, выраженные в градусах поворота коленчатого вала, называются *фазами газораспределения*. Их можно изобразить в виде круговой диаграммы (рис. 77, а, б), называемой *диаграммой газораспределения*.

Фазы газораспределения зависят в основном от быстроходности двигателя. Чем выше номинальная частота вращения коленчатого вала, тем больше углы фаз газораспределения.

У всех двигателей имеется период, когда впускной и выпускной клапаны открыты одновременно, — так называемое *перекрывание клапанов*. Значение угла перекрывания колеблется в пределах от 16° (П-23М)

до 78° (ЗИЛ-130). При перекрытии клапанов утечка заряда с обработавшими газами незначительна вследствие небольшого промежутка времени перекрытия и малых проходных сечений в этот период.

Наивыгоднейшие фазы газораспределения для каждой модели двигателя устанавливаются экспериментальным путем. Даже небольшие отклонения от принятых фаз газораспределения значительно снижают его мощность и экономичность двигателя. Правильная установка фаз газораспределения двигателя достигается при его сборке совмещением специальных меток на шестернях коленчатого и распределительного валов (рис. 76, в).

§ 2. Детали клапанного механизма газораспределения

Клапан состоит из тарелки 9 (рис. 78, а) и стержня 8. Переход от тарелки к стержню сделан плавным, что обеспечивает клапану необходимую прочность, улучшает отвод тепла от тарелки и уменьшает сопротивление движению газов.

Конусный поясок 1 (фаска) тарелки клапана предназначен для плотного закрытия седла в головке цилиндров. У большинства двигателей фаски впускных и выпускных клапанов и их седел выполнены под углом 45°. Плотность прилегания фасок клапана и седла достигается шлифовкой и дополнительной притиркой их друг к другу.

Стержень клапана шлифованный. В верхней его части сделана цилиндрическая выточка 4, в которую входит выступ 3 разрезанного на две половины конического кольца — так называемые сухари 6, крепящие тарелку 5 на стержне клапана. Под выточкой 4 на стержне клапана расположена вторая цилиндрическая выточка 2, в которую вставлено пружинное кольцо 7. Оно предотвращает падение клапана в цилиндр в случае его обрыва.

У клапанов некоторых двигателей на тарелке сделаны прорезы или сверления для соединения со шпинделем притирочного устройства.

В двигателях А-01М, А-41, ЯМЗ, 24Д и ГАЗ-53 пружина 10 (рис. 78, б и в) клапана размещена между нижней 12 и верхней 5 опорными шайбами. Клапан соединен с шайбой 5 при помощи втулки 14 и сухаря 6. Втулка 14 опирается на верхнюю опорную шайбу 5 только

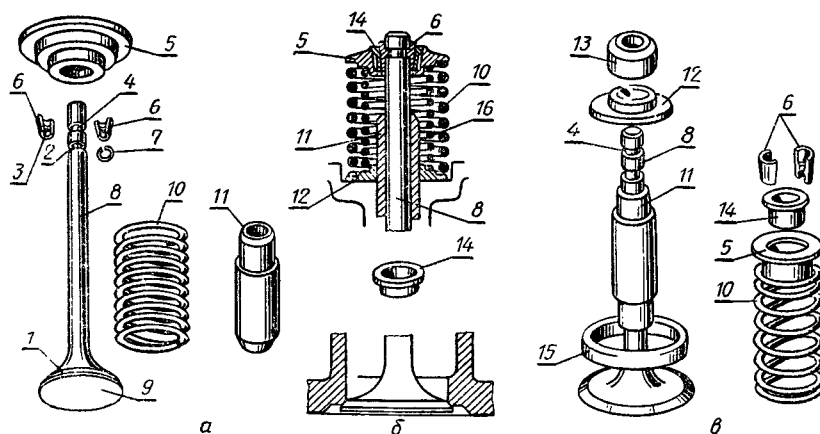


Рис. 78. Клапан, пружина и детали ее крепления механизма газораспределения:

а — двигателя СМД-14; б — двигателей А-41, А-01М; в — двигателя ГАЗ-53: 1 — фаска тарелки клапана; 2, 4 — цилиндрические выточки на стержне клапана; 3 — выступ на сухаре; 5 — верхняя опорная шайба пружины клапана; 6 — сухари; 7 — пружинное кольцо; 8 — стержень клапана; 9 — тарелка клапана; 10 и 16 — наружная и внутренняя пружины; 11 — направляющая втулка; 12 — нижняя опорная шайба пружины клапана; 13 — маслоотражательный колпачок; 14 — втулка тарелки; 15 — вставное кольцо.

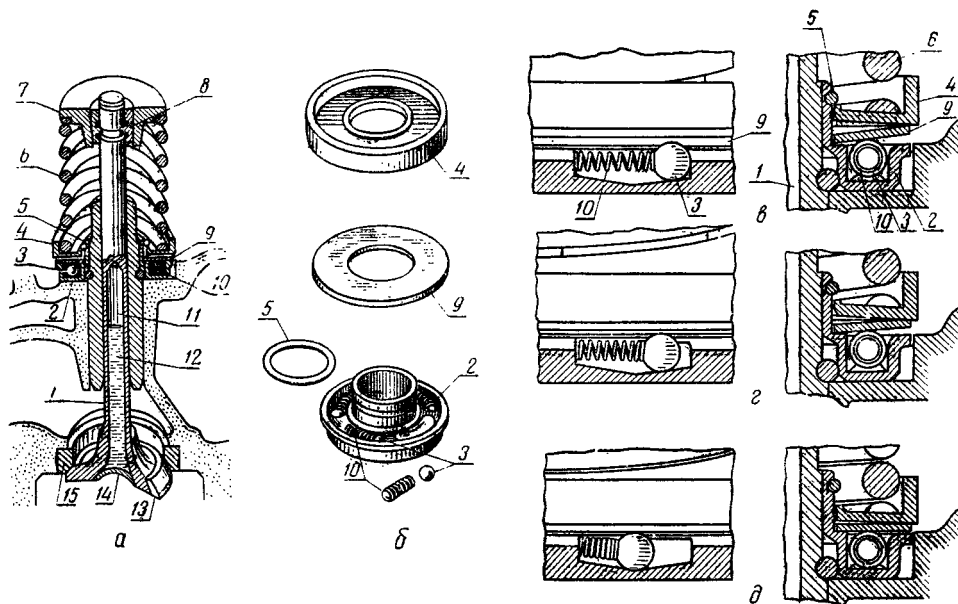


Рис. 79. Выпускной клапан в сборе механизма газораспределения двигателя ЗИЛ-130 и схема поворота клапана:

а — выпускной клапан в сборе; *б* — детали механизма поворота; *в* — начальное положение механизма поворота; *г* — положение механизма поворота при открытии клапана; *д* — положение механизма поворота в конце открытия клапана: 1 — выпускной клапан; 2 — неподвижный корпус; 3 — шарик; 4 — упорная шайба; 5 — замочное кольцо; 6 — пружина клапана; 7 — верхняя опорная шайба пружины клапана; 8 — стержень; 9 — дисковая пружина; 10 — возвратная пружина; 11 — полость в стержне клапана; 12 — натрий; 13 — слой из жаростойкого сплава; 14 — заглушка; 15 — седло клапана.

торцом, поэтому трение между ними мало, и клапан под воздействием коромысла и вибрации пружины может проворачиваться. Благодаря этому увеличивается срок службы фасок седла и клапана, стержня 8 и втулки 11.

У двигателей 24Д и ГАЗ-53 для уменьшения проникновения (просасывания) масла через зазор между стержнем впускного клапана и его втулкой в цилиндр на стержень клапана под опорную шайбу 5 надет маслоотражательный колпачок 13 из маслостойкой резины.

Во время работы двигателя температура впускных клапанов достигает 570—670 К, а выпускных 1070—1170 К. Более низкая температура впускных клапанов объясняется тем, что при такте впуска они охлаждаются горючей смесью или воздухом.

Клапаны изготовляют из легированной жаростойкой стали, которая сохраняет свои механические качества при высокой температуре, хорошо сопротивляется коррозии и износу от трения. Для впускных клапанов применяют хромоникелевые и хромокремнистые стали, а для выпускных — высокохромистые и хромоникельмарганцовистые.

С целью уменьшения износа на фаску выпускного клапана 1 (рис. 79, *а*) у двигателей ГАЗ-53 и ЗИЛ-130 наплавляют слой 13 из жаростойкого сплава, а торцы стержней впускных и выпускных клапанов всех двигателей закаливают.

У выпускных клапанов двигателей ГАЗ-53 и ЗИЛ-130 применено натриевое охлаждение. Стержни этих клапанов 1 имеют полость 11, которую при изготовлении клапана заполняют на 50—60% натрием 12, а затем к тарелке приваривают заглушку 14. Натрий во время работы двигателя плавится (температура его плавления 97° С) и в жидком состоянии при движении клапана перемещается внутри полости 11, интенсивно перенося тепло от тарелки клапана к его стержню и втулке.

Выпускной клапан 1 двигателя ЗИЛ-130 для повышения срока службы принудительно поворачивается во время работы двигателя специальным механизмом, состоящим из неподвижного корпуса 2 (рис. 79, а и б), в котором по окружности расположены пять наклонных углублений, пяти шариков 3 и их возвратных пружин 10, дисковой пружины 9, упорной шайбы 4, на которую давит пружина 6 клапана, замочного кольца 5. Шайба 4 и пружина 9 надеты с зазором на корпус 2, установленный в гнездо головки цилиндров. Пружина 6 клапана одним концом опирается на шайбу 7, а другим — на шайбу 4.

При закрытом клапане усилие пружины 6 (рис. 79, в) через шайбу 4 передается на наружную кромку дисковой пружины 9, которая с противоположной стороны внутренней кромкой опирается на выступ корпуса 2. Когда клапан открывается (рис. 79, г), пружина 6 сжимается. В результате ее возросшего усилия дисковая пружина 9, опираясь на шарики 3, выпрямляется. Между внутренней кромкой дисковой пружины 9 и выступом корпуса 2 появляется зазор. Под действием усилия пружин 6 и 9 шарики 3, преодолевая сопротивление возвратных пружин 10, катятся по наклонным плоскостям углублений корпуса 2 и поворачивают дисковую пружину 9, шайбу 4 и с ними пружину 6 и клапан 1 на некоторый угол.

Положение механизма поворота в конце открытия клапана показано на рисунке 79, д. При закрытии клапана усилие пружины 6 уменьшается, и дисковая пружина 9 возвращается в первоначальное положение. При этом освобождаются шарики 3, и пружины 10 возвращают их в исходное положение (рис. 79, в).

Для лучшего наполнения цилиндра у двигателей Д-50, Д-240, СМД-60, ЯМЗ-240Б, СМД-14, Д-160, А-41, А-01М, Д-37Е, Д-21А1, ГАЗ-53 и ЗИЛ-130 диаметр тарелки впускного клапана сделан несколько большим, чем у выпускного клапана (рис. 80, а и б).

Седла впускных и выпускных клапанов у многих двигателей (Д-21А1, ЯМЗ-240Б, Д-37Е, 24Д, ГАЗ-53, ЗИЛ-130) выполнены во вставных кольцах из жаростойкого чугуна, запрессованных в головку цилиндров. Обычно эти головки отлиты из алюминиевого сплава. У двигателя СМД-60 вставные кольца сделаны из специального сплава на никелевой основе. У двигателей ГАЗ-52, А-41, А-01М и ЯМЗ вставные кольца из жаростойкого чугуна предусмотрены только для выпускных клапанов, причем у двигателей ГАЗ-52 они запрессованы в блок-картер. Вставные кольца увеличивают срок службы и облегчают ремонт головки цилиндров или блок-картера. Седло впускного клапана двигателя СМД-60 имеет козырек (ширму) для направленного входа воздуха в цилиндр.

Направляющая втулка 14 обеспечивает строго направленное движение клапана и посадку его в седло без перекоса. Она запрессовывается в головку цилиндров или в блок-картер. Направляющие втулки изготавливают из чугуна (СМД-14, Д-160, ЗИЛ-130) или металлокерамики (24Д, ГАЗ-53, СМД-60 и ЯМЗ), подвергнутой прессованию, спеканию и пропитке маслом. Металлокерамические втулки обладают высокими антифрикционными качествами.

Пружина 12 создает усилие, необходимое для закрытия клапана и плотной посадки его в седло. Обладая достаточной упругостью, пружина не допускает отрыва клапана и толкателя от кулачка распределительного вала, сохраняя этим установленную продолжительность открытия клапана.

Пружины изготавливают из стальной проволоки, обычно они бывают витые, цилиндрические. Они могут иметь постоянный (Д-240) или переменный шаг витков (24Д, ЗИЛ-130). У пружины с переменным шагом уменьшается возможность возникновения опасного для ее прочности резонанса.

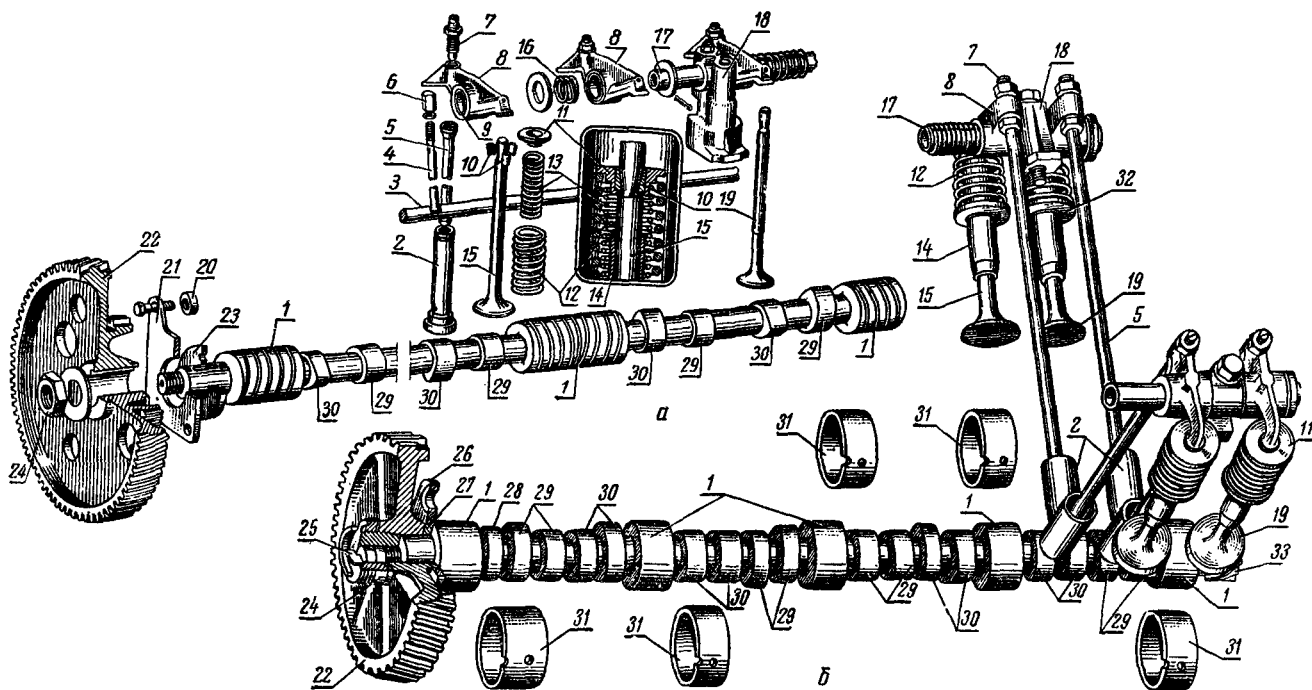


Рис. 80. Детали механизма газораспределения:

a — двигателя Д-160; *б* — двигателя ЗИЛ-130; 1 — опорная шейка распределительного вала; 2 — толкатель; 3 — валок декомпрессионного механизма; 4 — штанга декомпрессионного механизма; 5 — штанга толкателя; 6 — регулировочный наконечник штанги декомпрессионного механизма; 7 — регулировочный винт; 8 — коромысло; 9 — втулка коромысла; 10 — сухари; 11 — верхняя опорная шайба пружины клапана; 12 и 13 — наружная и внутренняя пружины клапана; 14 — направляющая втулка клапана; 15 — впускной клапан; 16 — распорная пружина; 17 — ось коромысел; 18 — стойка оси коромысел; 19 — выпускной клапан; 20 — дистанционное кольцо; 21 — упорная плита; 22 — шестерня; 23 — упорный бронзовый диск; 24 — гайка; 25 — валок привода датчика ограничителя частоты вращения; 26 — упорный фланец; 27 — распорное кольцо; 28 — эксцентрик привода штанги топливного насоса; 29 — кулачок толкателя выпускного клапана; 30 — кулачок толкателя впускного клапана; 31 — втулка (подшипник) опорной шейки распределительного вала; 32 — механизм поворота выпускного клапана; 33 — шестерня привода масляного насоса и прерывателя-распределителя системы зажигания.

При сборке конец пружины с меньшим шагом навивки должен располагаться у тарелки клапана.

В двигателях ЗМЗ-451, ГАЗ-53, Д-37Е на каждый клапан установлена одна пружина, а в двигателях Д-240, А-41, СМД-60, Д-160 и ЯМЗ — две пружины. Чтобы витки внутренней 13 (рис. 80, а) и наружной 12 пружин не заклинивались, они навиты в разные стороны. Наличие двух пружин уменьшает размеры и облегчает условия их работы; вместе с тем повышается надежность: при поломке одной пружины клапан будет удерживаться другой.

У двигателя ГАЗ-52 пружина одним концом упирается в тело блок-картера 4 (см. рис. 76, б), а другим — в опорную шайбу 18, соединенную с концом стержня клапана сухарями 17.

Детали передачи механизма газораспределения обеспечивают передачу движения от распределительного вала к клапанам. К этим деталям при подвесных клапанах относятся толкатель 2 (рис. 80), штанга 5, коромысло 8 с регулировочным винтом 7, ось коромысел 17 со стойкой 18 и пружинами 16, а при боковых — толкатель 2 (см. рис. 76, б) с регулировочным болтом 8.

Толкатель служит для передачи движения от кулачка распределительного вала к клапану или штанге. Толкатели изготавливаются из чугуна или стали. Их рабочие поверхности шлифуются и термически обрабатываются. Для уменьшения массы толкатели часто делают пустотелыми. Толкатели перемещаются в направляющих втулках из антифрикционного чугуна (Д-37Е) или непосредственно в отверстиях блок-картера (например, СМД-60, Д-240, ГАЗ-53, ЗИЛ-130). Применяются толкатели следующих видов: качающиеся роликовые (рис. 81, а), грибообразные (рис. 81, б и в) и цилиндрические (рис. 81, в).

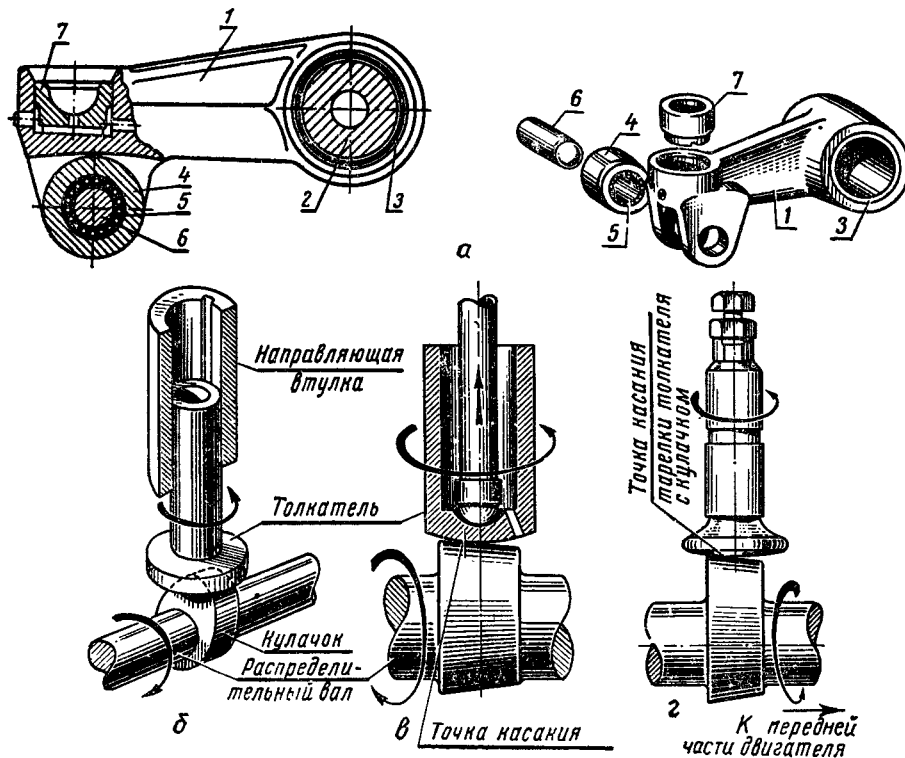


Рис. 81. Толкатели:

а — качающийся роликовый; б — грибообразный с плоской опорной поверхностью; в — цилиндрический со сферической опорной поверхностью; г — грибообразный толкатель со сферической опорной поверхностью; 1 — рычаг; 2 — ось рычага; 3 — втулка; 4 — ролик; 5 — игольчатый подшипник; 6 — ось ролика; 7 — пята.

В двигателях А-41, А-01М и ЯМЗ установлены качающиеся на специальной оси роликовые толкатели. В отверстие толкателя запрессована бронзовая втулка 3 (рис. 81, а). Ролик 4 вращается на игольчатом подшипнике 5. С целью повышения долговечности толкателя в месте соприкосновения со штангой в него запрессована термически обработанная стальная пята 7 со сферической поверхностью.

Нижняя часть грибообразного толкателя выполняется в виде тарелки, которая имеет плоскую (Д-37Е, СМД-60, Д-160) или сферическую (ГАЗ-52) опорную поверхность. У цилиндрического толкателя (ЗИЛ-130 и ГАЗ-53) опорная поверхность тоже сферическая.

Для более равномерного износа опорной и направляющей (цилиндрической) поверхностей толкатель одновременно с прямолинейным движением совершает вращательное — вокруг своей оси. Вращательное движение толкателя при его плоской опорной поверхности достигается смещением оси толкателя относительно оси кулачка распределительного вала на 1,5 мм (рис. 81, б), а при сферической опорной поверхности — применением кулачков распределительного вала, имеющих небольшую конусность (рис. 81, в и г).

На рабочую поверхность цилиндрических стальных толкателей двигателей 24Д, ГАЗ-53 и ЗИЛ-130, соприкасающуюся с кулачком распределительного вала, наплавляют отбеленный чугун. У ЗИЛ-114 цилиндрические толкатели имеют гидравлическое устройство, автоматически обеспечивающее работу без зазора в клапанном механизме.

Штанга 5 (рис. 80) представляет собой цельный стальной (СМД-60 и ЗИЛ-130), цельный из алюминиевого сплава (Д-37Е, 24Д и ГАЗ-53) или пустотелый стальной (А-41, А-01М и ЯМЗ) стержень. Штанги из алюминиевого сплава и пустотелые стальные на концах имеют стальные шлифованные, термически обработанные наконечники. Нижний наконечник штанги — шаровой. Он опирается на сферическую поверхность выемки толкателя. Верхний наконечник штанги имеет углубление со сферической поверхностью, на которую опирается головка регулировочного винта 7.

Коромысло 8 — это стальной двуплечий рычаг с плечами различной длины. На коротком плече сделано разьбовое отверстие. В это отверстие ввертывается винт 7, с помощью которого регулируется зазор между утолщением (бойком) на конце длинного плеча коромысла и стержнем клапана. Рабочая поверхность бойка шлифуется и термически обрабатывается. В средней части коромысла имеется отверстие с запрессованной втулкой 9. Это отверстие необходимо для того, чтобы установить коромысло на оси.

Стальные оси 17, на которых размещены коромысла, закреплены в стойках 18, установленных на верхней плоскости головки цилиндров. Стойки крепятся к головке цилиндров шпильками. Продольное перемещение по валику коромысел предотвращается распорными пружинами 16.

Оси коромысел обычно пустотелые, их внутренняя полость используется как канал для подвода масла, смазывающего втулки коромысел и трущиеся поверхности наконечников штанг, головок регулировочных винтов и направляющих втулок. Чтобы масло не вытекало из осей коромысел, наружные концы их закрыты заглушками, а внутренние соединены трубкой, снабженной уплотнительным устройством.

Для предохранения от повреждений и загрязнения детали механизма газораспределения, размещенные на головке цилиндров, закрыты стальными или алюминиевыми колпаками. Между нижней плоскостью колпака и головкой цилиндров, а также между верхней плоскостью колпака и его крышкой установлены специальные прокладки.

Распределительный вал при помощи кулачков 29 и 30, расположенных на нем, управляет движением клапанов. Каждый кулачок воз-

действует на один клапан — впускной или выпускной. Кулачки изготовлены заодно с валом и располагаются на нем в определенном порядке под разными углами в соответствии с порядком работы цилиндров двигателя. Профиль кулачков должен обеспечивать работу двигателя с принятыми фазами газораспределения, максимальную высоту подъема клапана и плавное перемещение клапана при достаточно быстром его открытии и закрытии. Широко распространен выпуклый симметричный профиль кулачка (рис. 82), который может применяться при любом типе толкателя.

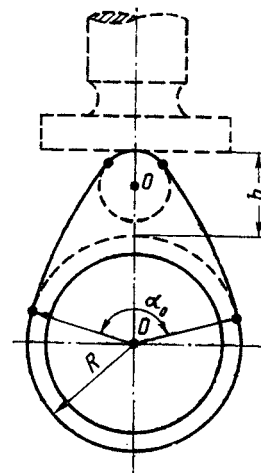


Рис. 82. Выпуклый симметричный профиль кулачка.

Распределительные валы изготовляют из стали или модифицированного чугуна. Опорные шейки, эксцентрики и кулачки распределительного вала термически обрабатываются и шлифуются.

Распределительные валы вращаются в подшипниках скольжения, установленных в стенках и перегородках блок-картера (нижнее расположение) или в поперечных перегородках головки цилиндров (верхнее расположение). В качестве подшипников скольжения используются втулки из антифрикционного чугуна (Д-37Е, Д-50, Д-240), стальные втулки 31 (рис. 80, б), залитые антифрикционным сплавом (ГАЗ-53 и ЗИЛ-130).

Для облегчения обработки отверстий под подшипники и упрощения установки вала при сборке у многих двигателей опорные шейки и их втулки имеют последовательно уменьшающиеся диаметры.

У распределительного вала двигателя Д-50 просверлен осевой канал, а в опорных шейках — радиальные отверстия, по которым к шейкам подводится смазка.

На распределительных валах некоторых автомобильных двигателей имеются изготовленные заодно с валом эксцентрик 28 (рис. 80) привода бензинового насоса и шестерня 33 привода масляного насоса.

На переднем конце распределительного вала устанавливают шестерню 22 привода распределительного вала.

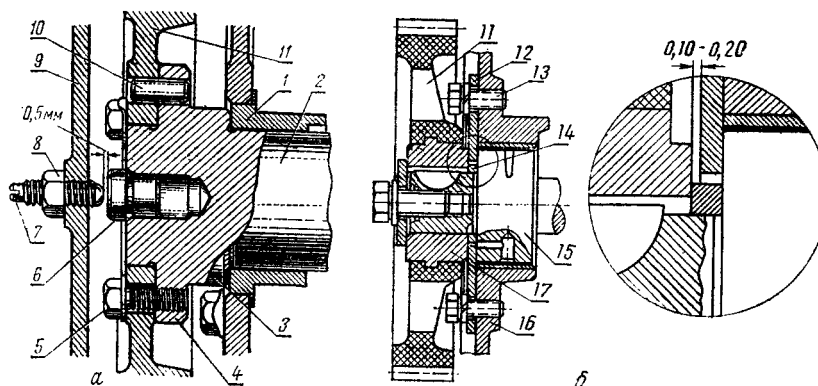


Рис. 83. Устройство, ограничивающее осевое перемещение распределительного вала:

а — двигателя СМД-14; б — двигателя ГАЗ-52 и 24Д: 1 — передняя втулка распределительного вала; 2 — распределительный вал; 3 — упорный бурт распределительного вала; 4 — фланец; 5, 13 — болты; 6 — подпятник упорного винта; 7 — упорный винт; 8 — контргайка; 9 — крышка картера шестерен; 10 — установочный штифт; 11 — шестерня распределительного вала; 12 — упорная шайба; 14 — распорное кольцо; 15 — опорная шейка распределительного вала; 16 — блок-картер; 17 — ступица распределительной шестерни.

Осевые перемещения распределительного вала во втулках ограничиваются в пределах 0,08—0,25 мм. В двигателях СМД-14 осевые перемещения распределительного вала 2 (рис. 83, а) ограничиваются с одной стороны втулкой 1, в которую упирается бурт 3 на передней шейке распределительного вала, а с другой стороны — винтом 7, в который упирается подпятник 6, запрессованный в торец вала. Винт 7 ввернут в переднюю крышку 9 картера шестерен и стопорится контргайкой 8. Сферическая поверхность упорного винта 7 и торец подпятника 6 закалены и шлифованы. Между ними устанавливается зазор 0,5 мм.

В двигателях ЗИЛ-130, ГАЗ-53 и ГАЗ-52 для ограничения перемещения распределительного вала служит упорная стальная шайба 12 (рис. 83, б), прикрепленная болтами 13 к передней стенке блок-картера 16. Эта шайба помещена между торцом опорной шейки 15 распределительного вала и торцом ступицы 17 распределительной шестерни. Толщина шайбы 12 меньше толщины распорного кольца 14. Разница в толщине этих двух деталей обеспечивает необходимый зазор.

Привод распределительного вала большинства автотракторных двигателей шестеренчатый, а у двигателей 412 и ВАЗ-2101 — цепная передача.

Распределительные шестерни передают вращение от коленчатого вала к распределительному. Они располагаются в передней части двигателя, в специальном картере, который закрывается крышкой, или в задней части двигателя (СМД-60, ЯМЗ-240 и его модификации).

У двигателей 24Д (рис. 84), ГАЗ-52 и ЗИЛ-130 шестерни коленчатого и распределительного валов входят непосредственно в зацепление. А у двигателей Д-37Е, СМД-14 (см. рис. 76, а), Д-240, А-41 и А-01М шестерня коленчатого вала соединяется с шестерней распределительного вала через промежуточную шестерню.

Для лучшей плавности хода и уменьшения шума распределительные шестерни делают с косыми зубьями.

В качестве материала распределительных шестерен применяют сталь, чугун и пластмассу. Так, в двигателях 24Д, ГАЗ-52, ГАЗ-53 ведомая шестерня на распределительном валу — текстолитовая (пластмассовая). В других двигателях распределительные шестерни сделаны из металла. Применение разных материалов для ведущей и ведомой распределительных шестерен способствует уменьшению шума при их работе.

Распределительные шестерни (кроме промежуточных) крепятся на своих валах шпонками или болтами в строго определенных положениях. Соединение зубьев шестерен при сборке двигателя осуществляется по меткам, имеющимся на шестернях (см. рис. 76, в и 84), а иногда и на картере шестерен. Такая установка шестерен обеспечивает согласованное вращение коленчатого и распределительного валов и валов привода топливного насоса (у дизеля). Обозначение меток и их взаимное расположение у различных двигателей неодинаковы.

Промежуточные шестерни двигателей СМД-14 и Д-240 вращаются на неподвижных стальных осях (пальцах), которые запрессованы в переднюю стенку блок-картера.

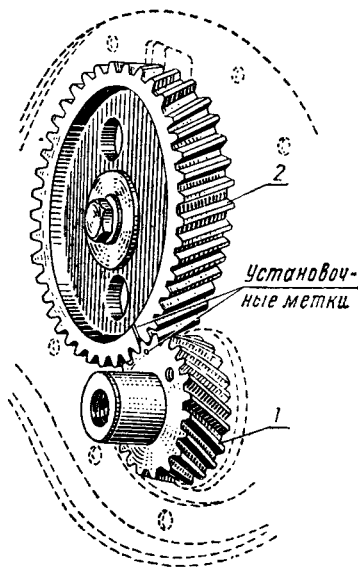


Рис. 84. Расположение шестерен распределения двигателя 24Д:

1 — шестерня коленчатого вала; 2 — шестерня распределительного вала.

В механизмах газораспределения двигателей ВАЗ-2101 и 412 распределительный вал 4 (рис. 85, а) размещен на головке цилиндров 9, и его кулачки действуют на коромысла 3 и 6, которые открывают клапаны 10. В этих механизмах нет толкателей и штанг, проще отливка блок-картера и меньше шум при работе.

У двигателя 412 от звездочки 10 (рис. 85, в и б) вращение передается звездочке 14 распределительного вала двухрядной роликовой цепью 11. Для натяжения цепи привод имеет специальное устройство, состоящее из зубчатого ролика 9, расположенного на одном плече дву-плечего рычага 7. Другое плечо этого рычага упирается в пробку 1.

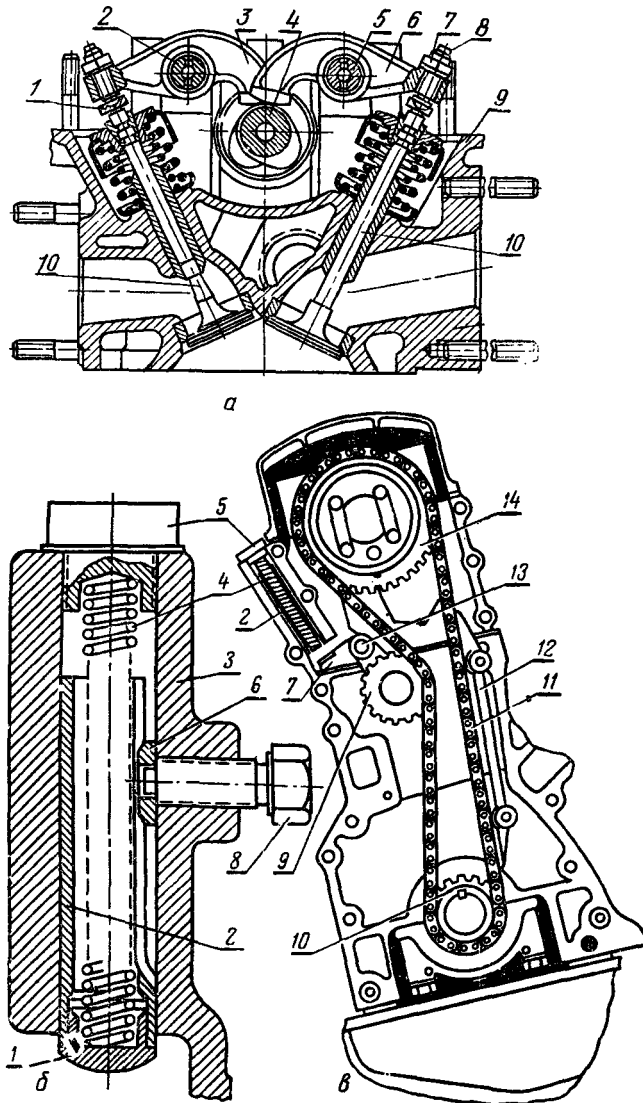


Рис. 85 Механизм газораспределения двигателя 412 и привод его распределительного вала:

а — механизм газораспределения: 1 — наконечник клапана; 2 — ось коромысел выпускных клапанов; 3, 6 — коромысла; 4 — распределительный вал; 5 — ось коромысел впускных клапанов; 7 — контргайка; 8 — регулировочный винт; 9 — головка цилиндров; 10 — клапаны; б — натяжное устройство; в — цепной привод распределительного вала: 1 — направляющая пробка; 2 — плунжер; 3 — верхняя крышка распределительных звездочек; 4 — пружина; 5 — пробка; 6 — сухарь; 7 — рычаг натяжного ролика; 8 — болт; 9 — натяжной ролик; 10 — звездочка коленчатого вала; 11 — цепь; 12 — успокоитель; 13 — ось рычага; 14 — звездочка распределительного вала.

Рычаг 7 свободно сидит на оси 13, запрессованной в головку цилиндров. Под действием пружины 4 плунжер 2 через рычаг 7 прижимает ролик 9 к ведомой ветви цепи 11. Плунжер 2 имеет продольный паз, в который входит сухарь 6, фиксирующий положение плунжера. Сухарь закрепляется болтом 8. Для уменьшения вибрации ведущей ветви цепи 11 предусмотрен пластмассовый успокоитель 12.

§ 3. Декомпрессионный механизм

Декомпрессионный механизм является одним из механизмов системы пуска (см. главу 23). Он служит для облегчения проворачивания коленчатого вала дизеля. Работа декомпрессионного механизма тесно связана с работой механизма газораспределения, поэтому его конструкция рассматривается в настоящей главе.

При пуске и регулировке механизмов дизеля прокручивание коленчатого вала требует затраты значительных усилий на преодоление сопротивления воздуха, сжимаемого в цилиндрах. Для уменьшения этого сопротивления в период проворачивания коленчатого вала камеры сгорания дизеля сообщают с атмосферой, открывая впускные, а иногда и выпускные клапаны на протяжении всего цикла. Благодаря этому давление воздуха в цилиндрах снижается, то есть дизель *декомпрессируется*.

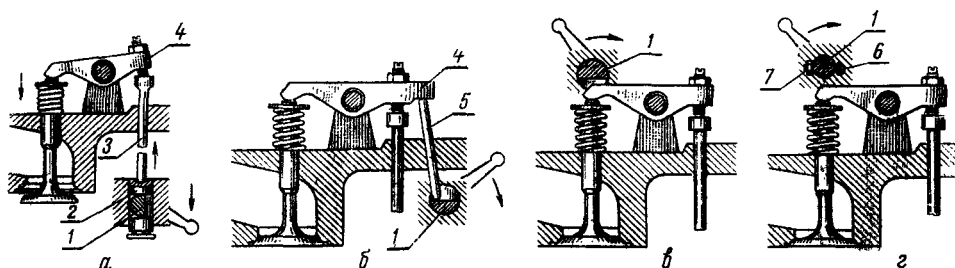


Рис. 86. Схема декомпрессионных механизмов:

а — с воздействием валика на толкатель; б — с поднятием короткого плеча коромысла специальной штангой; в — с нажатием валика на длинное плечо коромысла; г — с нажатием болта на длинное плечо коромысла: 1 — валик; 2 — толкатель; 3 — штанга; 4 — коромысло; 5 — штанга декомпрессионного механизма; 6 — болт (винт); 7 — контргайка.

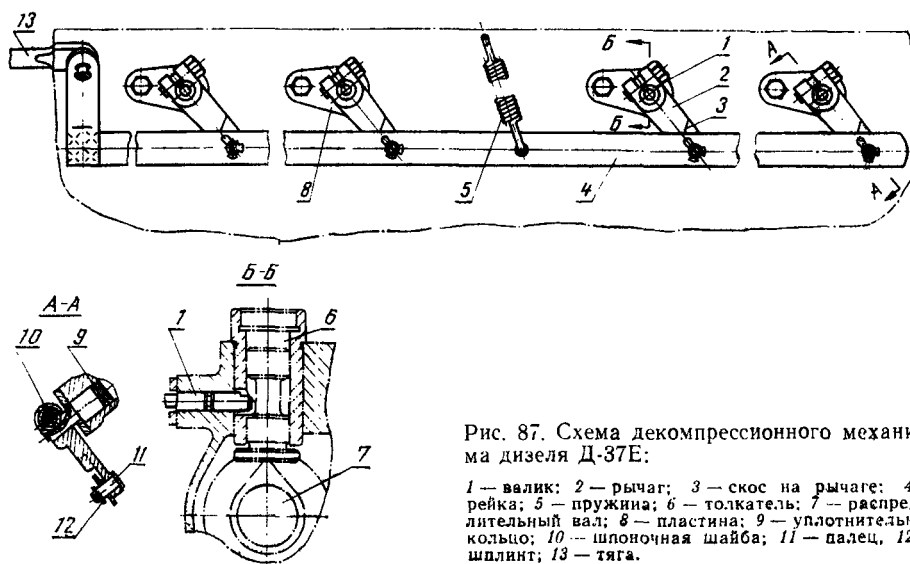


Рис. 87. Схема декомпрессионного механизма дизеля Д-37Е:

1 — валик; 2 — рычаг; 3 — скол на рычаге; 4 — рейка; 5 — пружина; 6 — толкатель; 7 — распределительный вал; 8 — пластина; 9 — уплотнительное кольцо; 10 — шпоночная шайба; 11 — палец; 12 — шплинт; 13 — тяга.

При прокручивании коленчатого вала декомпрессированный дизель постепенно нагревается, в нем понижается вязкость масла, поэтому сопротивление прокручиванию уменьшается. Когда коленчатый вал дизеля разовьет достаточную частоту вращения (около 300 об/мин), включают декомпрессионный механизм и включают подачу топлива.

В отечественных тракторных дизелях декомпрессионные механизмы открывают клапаны действием валика 1 (рис. 86, а) на толкатель 2 (Д-37Е), поднятием короткого плеча коромысла 4 (рис. 86, б) специальной штангой 5 (Д-160), нажатием на длинное плечо коромысла 4 (рис. 86, в и г) валиком 1 (СМД-14) или болтом 6 (А-41, А-01М).

Декомпрессионный механизм дизелей Д-37Е и Д-160 действует только на впускные клапаны. У дизеля Д-37Е этот механизм состоит из четырех валиков 1 (рис. 87) с лысками, установленных в стенках картера. Концы валиков лысками входят в выточки толкателей 6 впускных клапанов. Пластины 8 удерживают валики от выпадения. Одним концом рычаги 2 соединены с валиками 1 при помощи шпоночных шайб 10 и закреплены болтами. Другим концом рычаги 2 связаны пальцами 11 с рейкой 4, которую можно перемещать тягой 13 управления декомпрессионным механизмом. Перемещение рейки ограничено скосами 3 на рычагах 2. На рисунке 87 декомпрессионный механизм показан в выключенном положении. Для включения его нужно тягой 13 отвести рейку 4 назад до упора в скосы 3 на рычагах 2. При этом валики 1, поворачиваясь, своей цилиндрической частью поднимут толкатели 6 и впускные клапаны при проворачивании коленчатого вала не смогут закрыться полностью. Пружина 5 прижимает рейку 4 к рычагам 2, поэтому декомпрессионный механизм не может произвольно включиться при работе двигателя.

Декомпрессионный механизм дизеля СМД-14 открывает одновременно все клапаны. Он состоит из двух соединенных между собой валиков 21 (см. рис. 76, а), поворачивающихся в отверстиях приливов стоек 11 коромысел. На этих валиках имеются срезы, расположенные против каждого клапана. Передний валик 21 посредством оси 24, рычага 25, тяги 27 соединен с рукояткой 29.

В выключенном положении рукоятки 29 валики своими срезами обращены в сторону клапанов и не препятствуют полному их закрытию. При повороте рукоятки в положение «включено» валики поворачиваются и, упираясь в коромысла, открывают клапаны. Рукоятка удерживается в крайних положениях фиксатором на рычаге 25.

§ 4. Неисправности механизма газораспределения и их устранение

В процессе эксплуатации двигателя трущиеся поверхности деталей механизма газораспределения изнашиваются, зазоры в сопряжениях увеличиваются. Воздействие горячих газов, ударных нагрузок, отложение нагара нарушают герметичное прилегание клапанов к седлам.

Характерными дефектами деталей механизма газораспределения являются следующие: износ и выгорание фасок клапана и его седла; износ стержня клапана по диаметру и в торце; износ бойка коромысла, направляющих втулок клапана и толкателя; потеря упругости и уменьшение длины пружины клапана; износ стержня толкателя по диаметру, толкателя по поверхности сопряжения с кулачком распределительного вала и гнезда под штангу по глубине; износ кулачков и шеек распределительного вала, подшипников распределительного вала и зубьев распределительных шестерен.

Перечисленные дефекты сопровождаются уменьшением мощности и экономичности двигателя, подсосыванием воздуха и обеднением смеси, прорывом отработавших газов, стуком клапанов.

Для обеспечения нормальной работы механизма газораспределения нужно периодически в соответствии с правилами технического обслуживания (ГОСТ 20793—75) проверять и подтягивать крепления головки цилиндров, стоек валиков коромысел и других деталей механизма: проверять и регулировать зазоры у клапанов и декомпрессионного механизма (Д-160), а также осевое перемещение распределительного вала. Кроме того, необходимо контролировать герметичность прилегания клапанов к гнездам и упругость пружин.

Регулировка зазора в клапанах. Своевременность открытия и закрытия клапанов может быть нарушена из-за неправильного зазора между стержнем клапана и бойком коромысла или толкателем. Слишком большой или малый зазор в клапанах снижает мощность двигателя и увеличивает удельный расход топлива. Малый зазор и обусловленная этим неплотная посадка клапанов в их седлах приводят к быстрому выгоранию фасок клапанов и седел. Работа двигателя при больших зазорах в клапанах сопровождается металлическим стуком в зоне расположения клапанов.

Зазор в клапанах нужно регулировать на холодном двигателе. Значения нормальных зазоров в клапанах некоторых автотракторных двигателей приведены в таблице 2.

Таблица 2

Зазоры в клапанах холодного двигателя

Клапаны	Зазор (мм) в клапанах двигателей						
	412	ГАЗ-53	А-41, А-01М, ЯМЗ, Д-37Е, Д-50, Д-160, Д-240	ГАЗ-52	ЗИЛ-130	СМД-14	СМД-60
Впускной	0,15	0,25	0,30	0,23	0,40	0,40	0,50
Выпускной	0,17	0,30	0,30	0,28	0,40	0,45	0,50

У двигателей с боковым расположением клапанов (ГАЗ-52) зазор регулируют следующим образом. Вращая пусковой рукояткой коленчатый вал, устанавливают распределительный вал 1 (см. рис. 76, б) в такое положение, при котором первый выпускной клапан полностью открыт. В этом положении щупом проверяют и при необходимости регулируют зазоры у второго, третьего и шестого выпускных и у первого, третьего и пятого впускных клапанов. Для регулировки зазора отпускают контргайку 13 и, поворачивая ключом регулировочный болт 8, посредством щупа устанавливают нормальный зазор. Затем, удерживая одним ключом регулировочный болт, другим затягивают контргайку и после этого вторично проверяют зазор. Далее поворачивают коленчатый вал на один полный оборот и при полном открытии шестого выпускного клапана проверяют и регулируют зазоры у остальных клапанов.

У двигателей с подвесным расположением клапанов (например, СМД-14), зазор регулируют в такой последовательности. Проверяют затяжку гаек шпилек головки цилиндров и стоек коромысел и при необходимости подтягивают их. Включают декомпрессионный механизм и наблюдают за коромыслами клапанов первого цилиндра, медленно вращая коленчатый вал до тех пор, пока выпускной и впускной клапаны откроются и закроются.

Поршень первого цилиндра устанавливают в верхнюю мертвую точку при такте сжатия. Для этого, вывинтив шпильку из картера маховика, вставляют ее в это же отверстие ненарезанной частью и, слегка нажимая на шпильку, продолжают вращать коленчатый вал до тех пор, пока она не войдет в углубление на ободу маховика. Затем выключают декомпрессионный механизм. Действительный зазор у впускного и выпускного клапанов первого цилиндра проверяют щупом. Причем щуп

должен проходить через зазор при небольшом усилии руки. Для регулировки зазора отвертывают контргайку регулировочного винта, придерживая винт отверткой. Затем, придерживая контргайку ключом, ввертывают регулировочный винт (если нужно уменьшить зазор) или вывертывают винт (если зазор нужно увеличить). Установив заданный зазор, винт закрепляют контргайкой и вновь проверяют зазор, поворачивая штангу вокруг оси, чтобы убедиться в ее свободном вращении. Закончив регулировку клапанов первого цилиндра, вынимают шпильку и ввинчивают ее в отверстие картера маховика. Затем так же проверяют и регулируют зазор у клапанов других цилиндров двигателя. Повернув коленчатый вал на первый полуоборот, регулируют величину зазоров у клапанов третьего цилиндра и т. д.

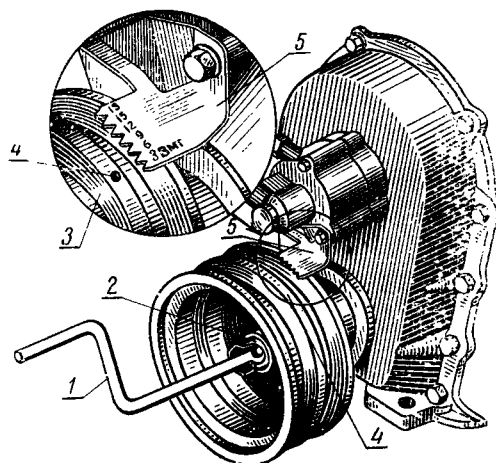


Рис. 88. Установка поршня первого цилиндра в в. м. т. в такте сжатия двигателя ЗИЛ-130:
1 — пусковая рукоятка; 2 — крпковик; 3 — шкив на коленчатом валу; 4 — отверстие (метка); 5 — указатель для установки зажигания.

У двигателя ЗИЛ-130 зазоры в клапанах регулируют следующим образом. Устанавливают поршень первого цилиндра в такте сжатия в в. м. т., поворачивая рукояткой 1 (рис. 88) коленчатый вал двигателя до совпадения отверстия 4 на шкиве 3 с меткой в. м. т. на указателе 5. Проверяют и регулируют таким же методом, как и у двигателя СМД-14, зазоры выпускных клапанов первого, четвертого и пятого цилиндров и впускных клапанов первого, седьмого и восьмого цилиндров. Затем, повернув вал на 180° , проверяют и регулируют зазоры выпускного клапана второго и впускного пятого цилиндров. Снова повернув вал на 180° , проверяют и регулируют зазоры выпускных клапанов третьего, шестого и седьмого цилиндров и впускных второго, четвертого и шестого цилиндров. Еще раз повернув вал на 180° , проверяют и регулируют остальные два клапана.

Регулировка цепного привода двигателя 412 проводится через 10—12 тыс. км пробега автомобиля. Отвернув не более чем на один оборот болт 8 (рис. 85, б, в), прокручивают коленчатый вал двигателя на 3—4 оборота. Плунжер 2 под действием пружины 4 опустится и через рычаг 7 натянет ведомую ветвь цепи 11. Затем болт 8 затягивают до отказа.

Регулировка декомпрессионного механизма у дизелей Д-160, А-41 и А-01М проводится одновременно с регулировкой зазора в клапанах. У дизелей А-41 и А-01М после регулировки клапанов первого цилиндра регулируют декомпрессионный механизм для этого цилиндра. Валик 1 (см. рис. 86, г) устанавливают так, чтобы ось винтов 6 была вертикальна. Отворачивают контргайку 7 и вворачивают винт 6 до тех пор, пока не исчезнет зазор между винтом и коромыслом, коромыслом и клапаном. Затем отворачивают винт 6 на один оборот и затягивают контргайку 7 до отказа.

Осевое перемещение распределительного вала регулируется у двигателей СМД-14 в случае износа или отвертывания упорного винта, а также после снятия крышки картера распределительных шестерен. Для этого, отпустив контргайку 8 (см. рис. 83), ввертывают винт 7 до упора в подпятник 6 распределительного вала 2. Затем отпускают винт 7 на $\frac{1}{4}$ оборота и закрепляют его контргайкой.

Раздел четвертый

СИСТЕМА ПИТАНИЯ И РЕГУЛЯТОР СКОРОСТИ ДВИГАТЕЛЯ

Глава 9

СХЕМЫ СИСТЕМ ПИТАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ. УСТРОЙСТВО ТОПЛИВНЫХ БАКОВ, ФИЛЬТРОВ И ТОПЛИВОПОДКАЧИВАЮЩИХ НАСОСОВ

§ 1. Схемы систем питания двигателей

Схема системы питания карбюраторного двигателя. Система питания карбюраторного двигателя предназначена для приготовления из топлива и воздуха горючей смеси требуемого качества и подачи ее в цилиндры двигателя в нужном количестве.

Топливо из бака 10 (рис. 89) через фильтр-отстойник 14 и топливопровод 7 засасывается топливным насосом 18 и подается в карбюратор 3. При такте впуска воздух из атмосферы, пройдя воздушный фильтр (воздухоочиститель) 2, очищается от посторонних примесей и поступает в карбюратор. Здесь топливо распыливается, смешивается с воздухом и начинает испаряться. Приготовление горючей смеси происходит и во впускной трубе, двигаясь по которой топливо продолжает испаряться и перемешиваться с воздухом. Этот процесс заканчивается в цилиндрах двигателя во время тактов впуска и сжатия.

После сгорания рабочей смеси отработавшие газы через выпускной трубопровод 17, трубы 16 и глушитель 15 выбрасываются в атмосферу. Топливо заливают в бак 10 через горловину, закрываемую пробкой 11.

Схема системы питания дизеля. Система питания дизеля предназначена для подачи жидкого топлива (под давлением) и воздуха в цилиндры. Схемы системы питания тракторных дизелей мало отличаются друг от друга. Ниже в качестве примера рассматривается схема системы питания дизеля Д-240 (рис. 90).

Топливо, заливаемое в бак 2, проходит сквозь фильтр бака и при открытом кране 3 засасывается топливоподкачивающим насосом 7 через топливопровод 4, фильтр грубой очистки 5, топливопровод 6 и подается под давлением по топливопроводу 8 к фильтру 9 тонкой очистки. В фильтре 5 топливо очищается от крупных механических частиц, а в фильтре 9 — от оставшихся примесей. По топливопроводу 10 топливо поступает в насос 12, из которого под большим давлением подается по топливопроводам 13 высокого давления к форсункам 16. Форсунки впрыскивают топливо в камеры 14 сгорания.

Топливо, просачивающееся через зазоры сопрягаемых деталей форсунок, по трубкам 15 отводится в бак 2. Излишки топлива из насоса по топливопроводу попадают обратно в топливоподкачивающий насос 7.

Воздух в цилиндры дизеля поступает через воздухоочиститель 18 и впускной трубопровод 19. Отработавшие газы из цилиндров выпускаются в атмосферу через трубопровод 17 и глушитель 1.

§ 2. Топливные баки

Топливные баки изготовляют из листовой стали. Емкость бака рассчитана на непрерывную работу двигателя с полной нагрузкой в течение не менее 10 ч.

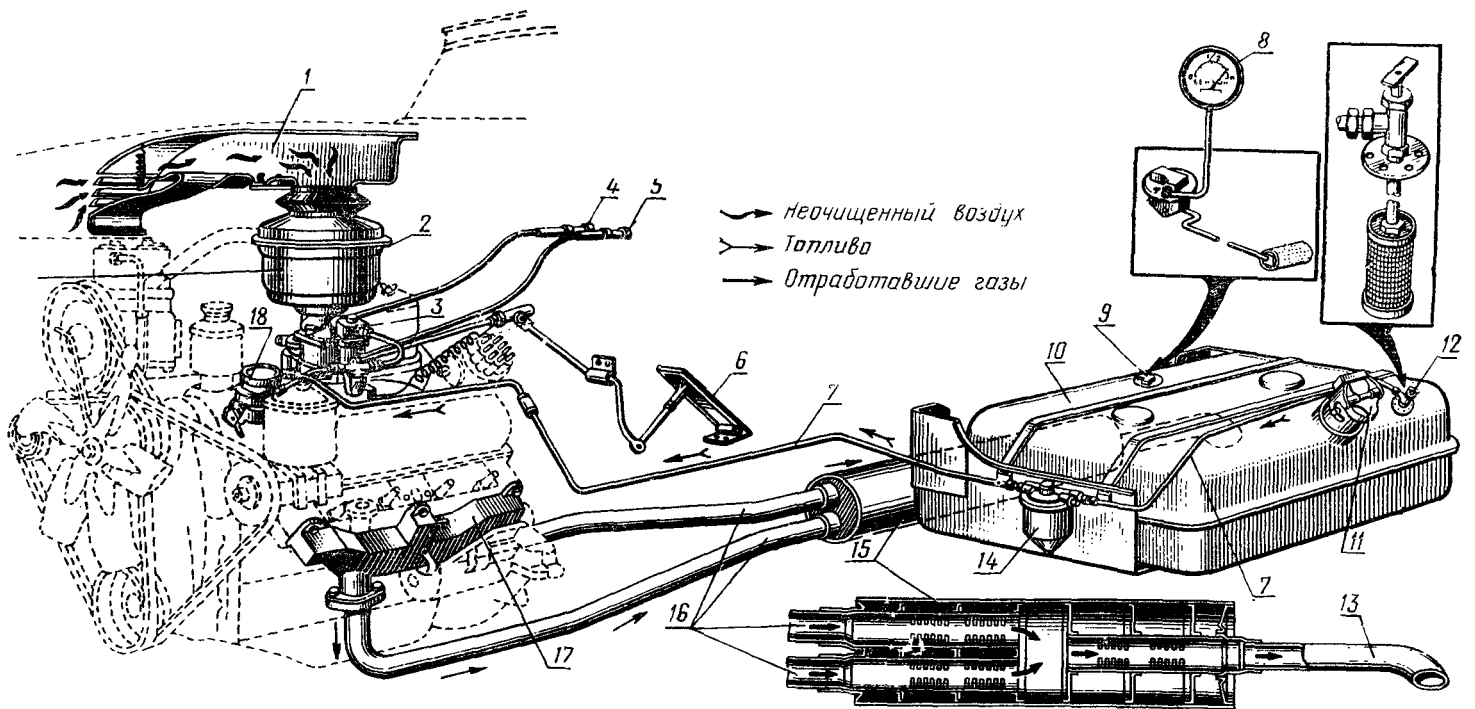


Рис. 89. Схема системы питания карбюраторного двигателя (ЗИЛ-130):

1 - канал подвода воздуха к воздухоочистителю; 2 - воздухоочиститель; 3 - карбюратор; 4 - рукоятка ручного управления воздушной заслонкой; 5 - рукоятка ручного управления дроссельными заслонками; 6 - педаль подачи топлива; 7 - топливопроводы; 8 - указатель уровня топлива; 9 - датчик указателя уровня топлива; 10 - топливный бак; 11 - пробка горловины топливного бака; 12 - кран; 13 - выпускная труба глушителя; 14 - фильтр-отстойник; 15 - глушитель; 16 - приемная труба глушителя; 17 - выпускной трубопровод; 18 - топливный насос.

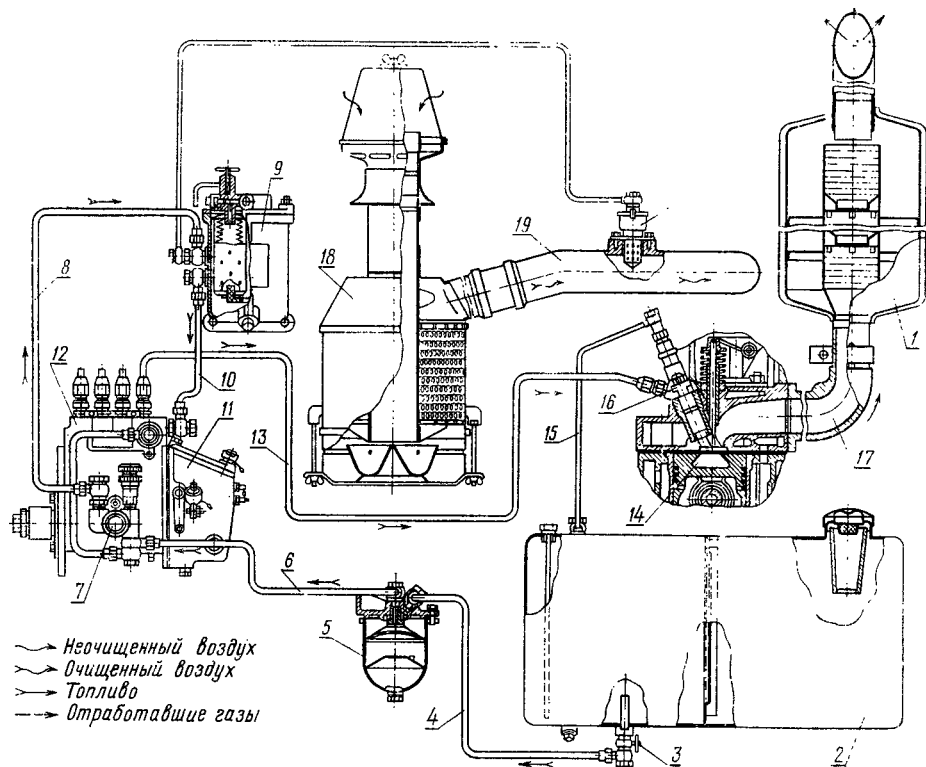


Рис. 90. Схема системы питания дизеля Д-240:

1 — глушитель; 2 — топливный бак; 3 — кран; 4, 6, 8, 10 — топливопроводы; 5 — фильтр грубой очистки; 7 — топливоподкачивающий насос; 9 — фильтр тонкой очистки; 11 — регулятор скорости; 12 — топливный насос; 13 — топливопровод высокого давления; 14 — камера сгорания; 15 — сливной топливопровод; 16 — форсунка; 17 — выпускной трубопровод; 18 — воздухоочиститель; 19 — впускной трубопровод; 20 — электрофакельный подогреватель.

Обычно топливные баки для удобства заправки и в целях противопожарной безопасности устанавливают за кабиной водителя и крепят к раме или корпусу заднего моста. Устройство топливного бака трактора ДТ-75М показано на рисунке 91.

Бак состоит из двух половин, сваренных между собой. Для повышения жесткости бака и уменьшения колебания топлива в нем внутри каждой половины бака приварены две перегородки, имеющие отверстия в нижней части. В наливную горловину 5 вставлены сетчатый фильтр 2 и линейка 1 для замера уровня топлива. Горловина закрывается пробкой 4, отверстие 3 которой сообщает полость бака с атмосферой.

Топливо из бака отбирается через трубку 6, которая с целью уменьшения возможности попадания отстоя топлива в приборы системы питания расположена выше дна бака. Расходный кран 7 служит для отделения бака от остальной части системы питания, а сливной кран 8 — для удаления отстоя топлива. Топливные баки автомобилей оборудованы пробкой (рис. 92) с паровым и воздушным клапанами. Выпускной клапан 6, нагруженный пружиной 3, открывается и выпускает пары топлива в атмосферу, когда из-за испарения топлива давление в баке увеличится и превысит на 0,01—0,18 МПа атмосферное. По мере расходования топлива давление в баке уменьшается. При разрежении 0,002—0,004 МПа открывается воздушный клапан 4, нагруженный слабой пружиной 5, и в бак поступает воздух.

Основные детали баков различных тракторов примерно те же, что и у трактора ДТ-75М. Топливный бак тракторов Т-100М и Т-130 имеет приспособление для механизированной заправки топливом.

Рис. 91. Топливный бак тракторов ДТ-75 и ДТ-75М:

1 — линейка для замера уровня топлива; 2 — сетчатый фильтр; 3 — отверстие для сообщения полости бака с атмосферой; 4 — пробка горловины; 5 — наливная горловина; 6 — трубка; 7 — сливной кран; 8 — сливной кран; 9 — корпус.

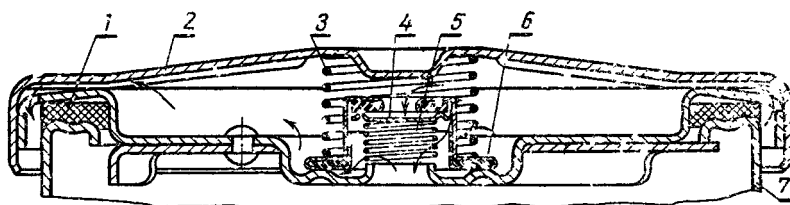
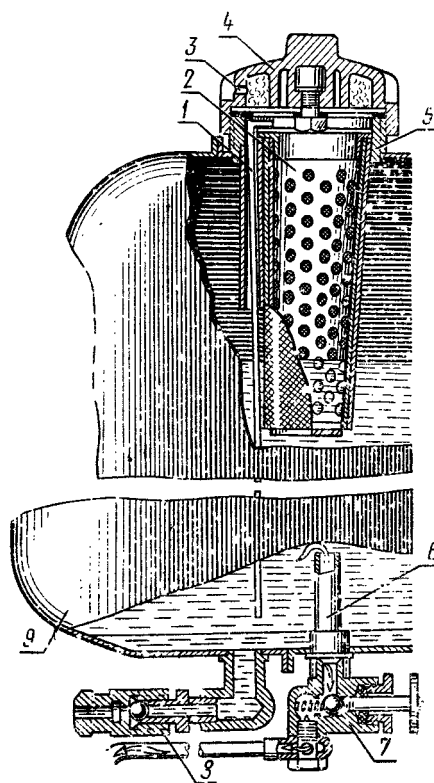


Рис. 92. Пробка горловины топливного бака автомобилей ГАЗ-53А и ЗИЛ-130:

1 — прокладка; 2 — корпус пробки; 3 — пружина выпускного клапана; 4 — воздушный клапан; 5 — пружина воздушного клапана; 6 — выпускной клапан; 7 — горловина бака.

§ 3. Топливные фильтры

Для очистки топлива от механических примесей и воды в системе питания предусмотрены фильтры.

Фильтры-отстойники карбюраторных двигателей. Наиболее простой фильтр-отстойник установлен у двигателей ПД-10У и П-350. К корпусу 1 (рис. 93, а) снизу при помощи дужки 10 и винта 9 с гайкой 8 прижимается стаканчик 7. Между стаканчиком и корпусом установлены фильтрующая сетка 11 и пробковая прокладка 12.

В переходный штуцер 3 запрессована трубка 4, к которой припаяна мелкая металлическая сетка 5. При установке в бак трубка с сеткой выступает над дном бака, поэтому топливо попадает в нее из верхних слоев, содержащих меньше механических примесей.

При открытом кране 6 топливо проходит через сетку 5, фильтруется и по трубке 4 поступает в стаканчик 7.

Из-за разности сечений трубки 4 и стаканчика 7 топливо теряет скорость, и его тяжелые примеси осаждаются на дно стаканчика. Очи-

шенное топливо поступает из стаканчика через фильтрующую сетку 11 по топливопроводу в карбюратор.

У двигателей ЗМЗ-451М, ГАЗ-53, ЗИЛ-130 и других между баком и топливным насосом установлен щелевой пластинчатый фильтр-отстойник (рис. 93, б). Его фильтрующий элемент б состоит из набора латунных колец-пластин 11 толщиной 0,14 мм и двух опорных (верхней и нижней) пластин, надетых на стойки 7.

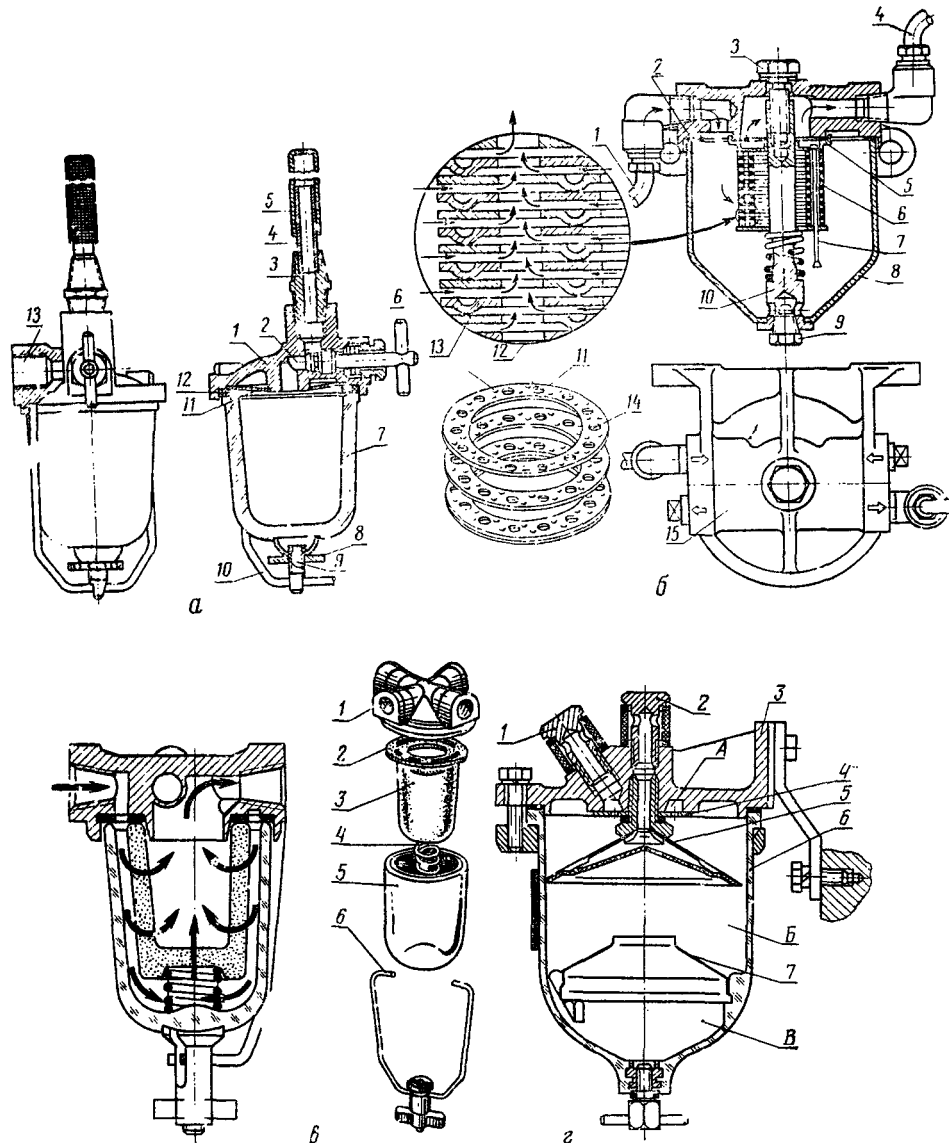


Рис. 93. Фильтры-отстойники топлива двигателей:

а — фильтр-отстойник двигателей ПД-10У и П-350: 1 — корпус; 2 — канал в корпусе; 3 — штуцер; 4 — трубка; 5 — фильтрующая сетка; 6 — краник; 7 — стаканчик; 8 — гайка; 9 — винт; 10 — дужка; 11 — фильтрующая сетка; 12 — пробковая прокладка; 13 — отверстие для штуцера; б — щелевой пластинчатый фильтр-отстойник двигателей ЗМЗ-451, ЗИЛ-130 и ГАЗ-53: 1 — трубка от бака; 2 — прокладка корпуса; 3 — болт; 4 — трубка к топливному насосу; 5 — прокладка; 6 — фильтрующий элемент; 7 — стойка; 8 — корпус; 9 — пробка сливного отверстия; 10 — стержень; 11 — пластина фильтрующего элемента; 12 — отверстие в пластине для прохода топлива; 13 — выступы на пластине; 14 — отверстие в пластине для стоек; 15 — головка фильтра-отстойника; в — фильтр-отстойник двигателей ЗМЗ-451М, ЗИЛ-130 и ГАЗ-53: 1 — корпус; 2 — прокладка; 3 — фильтрующий элемент; 4 — пружина; 5 — стакан; 6 — дужка; г — фильтр (ФГ) грубой очистки топлива дизелей: 1, 2 — полые болты; 3 — корпус; 4 — распределитель; 5 — фильтрующий элемент; 6 — стакан; 7 — успокоитель; А, Б, В — полости.

Фильтрующая пластина имеет два отверстия 14 для крепления на стойках, отверстия 12 для прохода очищенного топлива и выступы 13 высотой 0,05 мм. Благодаря выступам между пластинами образуются щели шириной 0,05 мм.

Топливо из бака по трубке 1 поступает в корпус 8, доверху заполняя его. Вода и крупные механические частицы оседают на дно корпуса, а топливо проходит через щели между пластинами, по отверстиям 12, образующим ряд вертикальных проходов, поступает в камеру головки 15 и по трубке 4 идет к топливному (бензиновому) насосу. Фильтрующий элемент задерживает частицы размером более 0,05 мм. Отстой из корпуса периодически сливают через отверстие, закрытое пробкой 9.

У двигателей ЗМЗ-451М, ГАЗ-53, ГАЗ-52 и ЗИЛ-130 между топливным насосом и карбюратором установлен фильтр тонкой очистки топлива, имеющий керамический фильтрующий элемент 3 (рис. 93, в) или элемент, состоящий из стакана, изготовленного из алюминиевого сплава с отверстиями и ребрами, на который намотана мелкая латунная сетка.

Фильтры очистки топлива дизелей. У дизелей применяется двойная очистка топлива: последовательно в фильтрах грубой и тонкой очистки (см. рис. 90).

Фильтр грубой очистки служит для удаления из топлива крупных механических примесей и мельчайших частиц воды, а фильтр тонкой очистки — для удаления мелких твердых частиц.

На дизелях А-41, А-01М, Д-50, Д-240, Д-160, СМД-60 и СМД-14 грубой очистке топливо подвергается в фильтре-отстойнике типа ФГ (рис. 93, г), действующем следующим образом. Топливо, засасываемое подкачивающим насосом через полый болт 1 из бака, заполняет кольцевую полость А в корпусе 3 и через восемь отверстий диаметром 2 мм в распределителе 4 поступает в стакан 6. Поток топлива проходит через кольцевой зазор между фильтрующим элементом 5 и стаканом 6 и поступает в полость Б. Основная часть топлива, засасываемая насосом, резко меняет направление своего движения и проходит через сетку фильтрующего элемента 5, имеющую ячейки размером 0,1×0,1 мм. Остальная часть топлива движется вниз вдоль стенок стакана 6. Механические примеси и микрочастицы воды, имеющие больший удельный вес, стремятся сохранить прямолинейное движение и вместе с потоком топлива проходят через кольцевой зазор между успокоителем 7 и стаканом 6 в полость В отстоя. Успокоитель 7 отделяет полость Б, в которой циркулирует топливо, от полости В и обеспечивает эффективную работу фильтра при вибрации, уменьшая поладание отстоя в полость Б.

На дизелях СМД-60 и А-01М установлен двухступенчатый фильтр тонкой очистки (рис. 94, а) с последовательно включенными первой и второй ступенями очистки.

В качестве первой ступени используется фильтр 2ТФ-3, состоящий из двух одинаковых секций. Каждая секция представляет собой пластмассовый корпус 14, в котором размещен неразборный фильтрующий элемент 4 (ЭТФ-3). Обе секции крепятся к одной общей крышке 8.

Фильтрующий элемент 4 представляет собой штору из специальной бумаги, помещенную в картонный цилиндр с отверстиями для прохода топлива. С целью создания максимальной поверхности очистки штора свернута в виде «гармошки». Снизу и сверху цилиндр плотно закрыт жестяными крышками. Фильтрующий элемент надет на стержень 5, один конец которого ввернут в штуцер 13, а второй закреплен в крышке 8 гайкой 9. Вверху фильтрующий элемент уплотняется войлочным кольцом 7, приклеенным к крышке, а внизу резиновым сальником 3, плотно надетым на стержень 5. Фильтрующие элементы прижимаются к крышке 8 пружиной 12.

Топливо из подкачивающего насоса поступает в корпуса 14 через трехходовой кран 10 и канал в крышке 8. Оба фильтрующих элемента

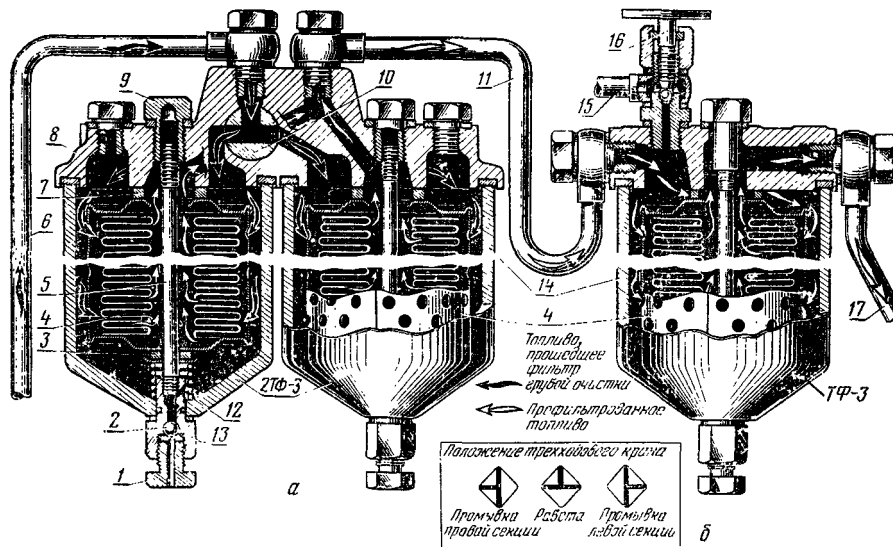


Рис 94 Фильтр тонкой очистки топлива дизеля А-01М:

а — фильтр тонкой очистки топлива; б — положение трехходового крана при промывке секций первой ступени очистки: 1 — пробка; 2 — шарик; 3 — резиновый сальник; 4 — фильтрующий элемент; 5 — стержень; 6, 11 и 17 — топливопроводы; 7 — войлочное кольцо; 8 — крышка фильтра; 9 — гайка; 10 — трехходовой кран; 12 — пружина; 13 — штуцер; 14 — корпус секции фильтра; 15 — сливная трубка; 16 — рукоятка вентиля.

4 работают параллельно. Топливо, проходя через штору во внутреннюю полость элемента, очищается, а отфильтрованные примеси осаждаются на наружной поверхности шторы.

Из внутренней полости элемента 4 топливо через канал в крышке 8 и топливопровод 11 направляется в фильтр ТФ-3 второй ступени, с одним фильтрующим элементом ЭТФ-3. Отсюда очищенное топливо поступает по топливопроводу 17 в топливный насос.

Изменяя положение трехходового крана 10 фильтра 2ТФ-3 (рис. 94, б) и соответственно отворачивая на 1—2 оборота пробку 1, можно поочередно через каждый элемент 4 (рис. 94, а) пропускать в обратном направлении топливо, которое смывает со шторы элемента отложения и восстанавливает его фильтрующую способность. Воздух из фильтра удаляют, отвернув рукоятку 16 вентиля.

В дизелях СМД-14 и А-41 применен двухступенчатый фильтр 2СТФ-3, который аналогичен фильтру 2ТФ-3, но секции его работают последовательно, то есть все топливо очищается сначала в одной (правой, если смотреть на кран), а затем в другой. Для промывки противотоком топлива правого фильтрующего элемента предусмотрен двухходовой кран.

На дизелях Д-240, Д-50, Д-21А1, Д-37Е для тонкой очистки топлива используют фильтр с бумажным фильтрующим элементом БФДТ. Конструкция такого фильтра дизеля Д-240 показана на рисунке 95, а.

В фильтре тонкой очистки топлива дизеля Д-160 (рис. 95, б) шесть фильтрующих элементов 3 надеты на стержни 5 (на два длинных стержня — по два элемента 3, а на два коротких — по одному). Фильтрующие элементы прикреплены к плите 16 стержнями с упорными шайбами 7 и 18, пружинами 17 и штифтами 19. Фильтрующий элемент представляет собой сетчатый каркас 4, обернутый фильтровальной бумагой, на которую плотно намотано перекрестной навивкой несколько рядов ворсистого хлопчатобумажного шнура.

Топливо под давлением от подкачивающего насоса 9 поступает в корпус 6 и, проходя через намотку из пряжи, фильтровальную бумагу, очищается от примесей. Отфильтрованное топливо попадает в полость под крышкой и затем направляется в топливный насос. Отстой из фильтра сливают через отверстие в корпусе 6, закрываемое пробкой. В крышке 20 имеется вентиль для выпуска воздуха из фильтра через трубку 2. Корпус фильтра обогревается водой, поступающей из блок-картера дизеля. Это облегчает фильтрацию топлива в холодное время года.

Фильтрующие элементы очищают топливо от частиц размером 2—3 мк.

Бумажные фильтрующие элементы характеризуются небольшим гидравлическим сопротивлением и отсутствием усадки, а по качеству очистки топлива не уступают элементам из хлопчатобумажной пряжи.

В фильтрах грубой очистки топлива дизелей ЯМЗ применяют сменные фильтрующие элементы из хлопчатобумажного шнура такого же

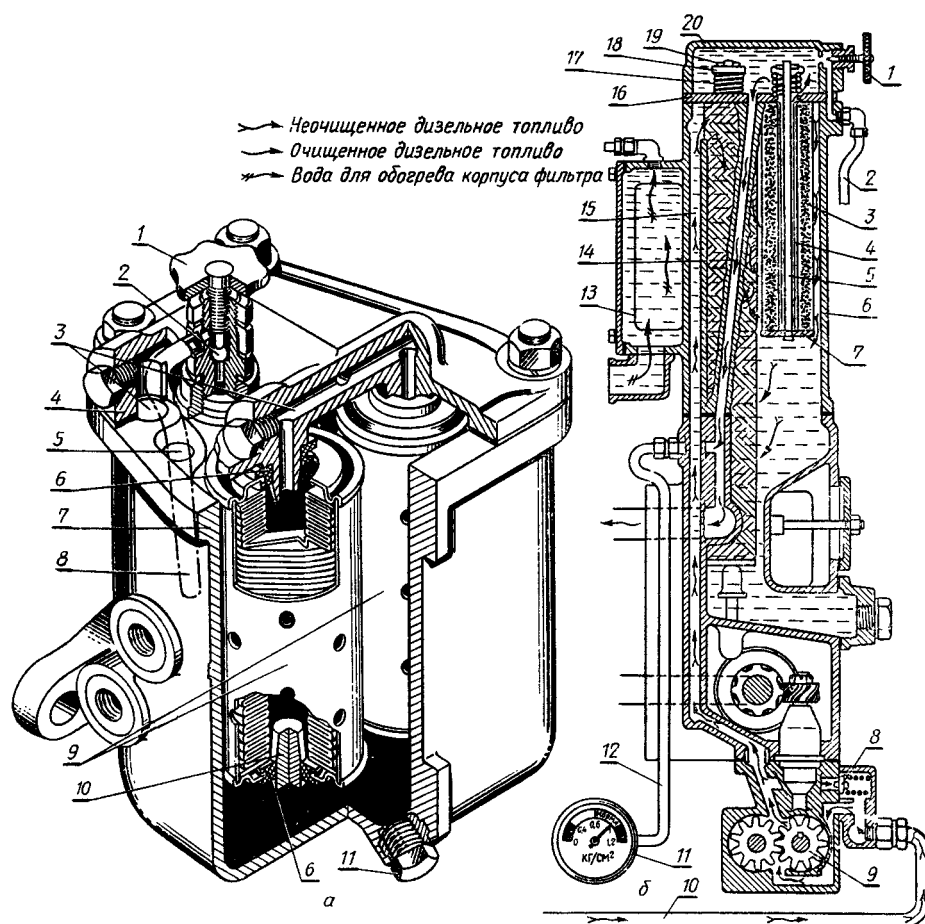


Рис. 95. Фильтры тонкой очистки топлива дизелей Д-240 и Д-160:

а — фильтр тонкой очистки дизеля Д-240: 1 — рукоятка вентиля; 2 — запорный шарик; 3 — каналы отвода очищенного топлива; 4 — крышка фильтра; 5 — канал подвода неочищенного топлива; 6 — резиновое уплотнение; 7 — корпус фильтра; 8 — трубка отвода воздуха (показано условно); 9 — фильтрующие элементы; 10 — опора фильтрующего элемента; 11 — пробка; б — фильтр тонкой очистки дизеля Д-160: 1 — рукоятка вентиля; 2 — трубка отвода воздуха; 3 — фильтрующий элемент; 4 — сетчатый каркас; 5 — стержень; 6 — корпус фильтра; 7, 18 — шайбы; 8 — перепускной клапан; 9 — подкачивающий насос; 10 — топливопровод к подкачивающему насосу; 11 — указатель давления; 12 — топливопровод к указателю давления; 13 — полость водяной рубашки корпуса фильтра; 14 — канал отвода очищенного топлива; 15 — канал подвода неочищенного топлива; 16 — плита крепления фильтрующих элементов; 17 — пружина; 19 — штифт; 20 — крышка.

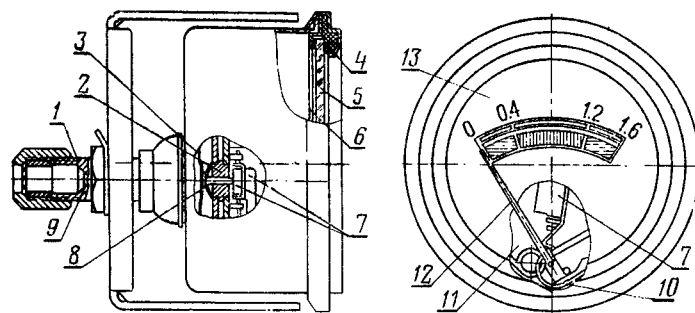


Рис. 96. Конструкция указателя давления (МД218):

1 — штуцер; 2 — основание; 3 — мембрана; 4 — резиновая прокладка; 5 — стекло; 6 — экран; 7 — рычажок; 8 — штифт; 9 — отверстие; 10 — пружинка; 11 — мостик; 12 — стрелка; 13 — циферблат.

типа, как показано на рисунке 95, б, а в фильтрах для тонкой очистки — сменные элементы из перфорированного металлического каркаса, с фильтрующей массой из древесной муки на пульвербакелитовой основе.

К фильтрам тонкой очистки топлива некоторых дизелей (Д-160) присоединен указатель давления 11, показывающий избыточное давление очищенного топлива. По показаниям этого прибора определяют степень засоренности фильтрующих элементов. Чем больше засорен фильтр, тем сильнее падает давление.

Конструкция указателя давления показана на рисунке 96. Топливо через штуцер 1 и небольшое отверстие 9 поступает в полость под мембраной 3. При этом мембрана прогибается вправо, перемещая штифт 8, проходящий через отверстие основания 2. Штифт поворачивает рычажок 7, нижний конец которого действует на стрелку 12. Таким образом, при перемещении штифта 8 стрелка 12 поворачивается и показывает на циферблате 13 избыточное давление топлива. Если действие избыточного давления прекращается, то в нулевое положение стрелку 12 возвращает пружинка 10, закрепленная на стойке мостика 11. На циферблате 13 выделены три зоны: первая и третья, окрашенные в красный цвет, — нерабочие, вторая (зеленая) — рабочая.

§ 4. Топливоподкачивающие насосы

В карбюраторных двигателях топливо может подаваться из бака к карбюратору самотеком (под действием силы тяжести) или принудительно (насосом).

В автомобильных карбюраторных двигателях применяется принудительная подача топлива к карбюратору при помощи диафрагменного насоса. В этом случае топливный бак может быть расположен на автомобиле ниже карбюратора, в наиболее удобном месте.

В дизелях для преодоления сопротивления фильтров и топливопроводов при прохождении топлива из бака к топливному насосу в систему питания включен специальный насос, называемый подкачивающим.

Диафрагменные насосы карбюраторных двигателей. На двигателях 24Д, ГАЗ-53 и ЗИЛ-130 применяются однотипные насосы типа Б-9 и его модификации. Устройство и схема работы насоса Б-9 двигателя ЗИЛ-130 показаны на рисунке 97. Насос (рис. 97, а) состоит из корпуса 3, головки 10 и крышки 14, отлитых из цинкового сплава. Между корпусом и головкой винтами зажата диафрагма 11, состоящая из четырех листов латекса. Для защиты диафрагмы сверху и снизу пос-

тавлены стальные шайбы 12. В центре диафрагмы на гайке укреплен толкатель 7, на утолщенную часть которого воздействует вильчатый конец коромысла 2. Крышка 14 крепится к головке винтами. В головке насоса в гнездах 15 установлено три клапана из топливомаслостойкой резины: два впускных 22 и один нагнетательный 19. К головке клапаны прижимаются пружинами 18. Впускные клапаны защищены сетчатым фильтром 16.

При вращении распределительного вала выступ эксцентрика 25 (рис. 97, б) поднимает штангу 24 и коромысло 2 и перемещает толкатель 7 и диафрагму 11 вниз. Над диафрагмой создается разрежение, поэтому впускные клапаны 22 открываются и топливо из бака поступает по отверстию 17 в пространство (камеру) над диафрагмой.

После того как выступ эксцентрика 25 уйдет из-под штанги 24, толкатель 7 будет возвращен пружиной 8 в исходное положение. Диафрагма 11 прогибается вверх, и топливо через открывшийся клапан 19 вытесняется в пространство над клапаном, откуда через отверстие 13 по топливопроводу поступает в карбюратор. Впускные клапаны

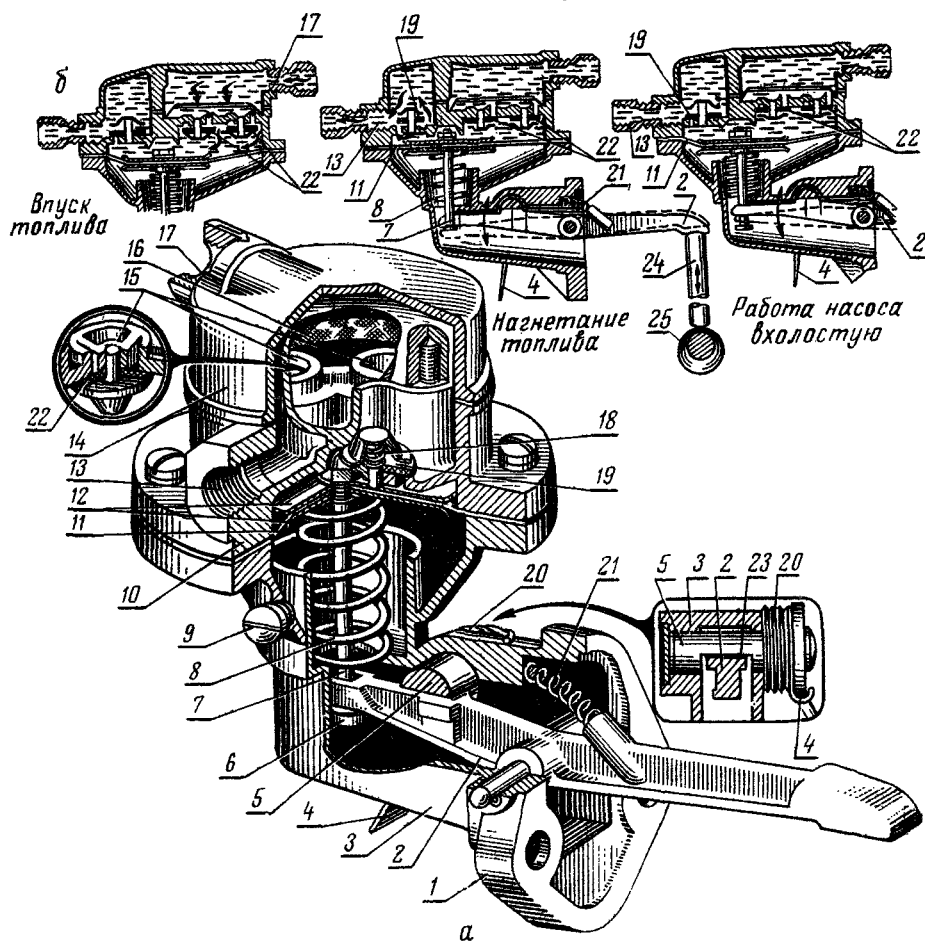


Рис. 97. Топливный насос диафрагменного типа Б-9 двигателя ЗИЛ-130:

а — конструкция; б — схема работы: 1 — фланец крепления насоса к блок-картеру; 2 — коромысло привода насоса; 3 — корпус насоса; 4 — рычаг ручной подкачки; 5 — валик; 6 — упорная шайба; 7 — толкатель; 8 — пружина; 9 — пробка; 10 — головка насоса; 11 — диафрагма; 12 — стальные шайбы; 13 — выпускное отверстие; 14 — крышка насоса; 15 — гнезда для установки впускных клапанов; 16 — фильтр; 17 — впускное отверстие; 18 — пружина клапана; 19 — нагнетательный клапан; 20 — возвратная пружина рычага ручной подкачки; 21 — возвратная пружина коромысла; 22 — впускной клапан; 23 — вырез на валике; 24 — штанга; 25 — эксцентрик распределительного вала.

ны 22 при этом закрыты вследствие повышенного давления в камере под диафрагмой.

Упругость пружины 8 подобрана с таким расчетом, чтобы при заполненной до нормального уровня поплавковой камере карбюратора напор подаваемого топлива не мог открыть запорной иглы карбюратора. В этом случае топливо в поплавковую камеру не подается и диафрагма с толкателем находится в нижнем положении, а коромысло 2 качается вхолостую до тех пор, пока не откроется запорная игла карбюратора.

Для наполнения поплавковой камеры карбюратора при неработающем двигателе насос снабжен механизмом ручной подкачки, состоящим из рычага 4 и валика 5 с вырезом 23, в который входит коромысло 2. Когда рычаг 4 поворачивается, валик 5 краями вырезанной части давит на коромысло 2, перемещая диафрагму вниз. При возвращении рычага 4 в исходное положение коромысло 2 под действием пружины 21 также занимает первоначальное положение.

Для контроля состояния диафрагмы в насосе предусмотрена контрольная пробка 9, ввернутая в корпус 3. Появление топлива при ее отвертывании указывает на разрыв диафрагмы.

В настоящее время на двигателях ЗИЛ-130 устанавливают насосы Б-10 и Б-10Б, производительность которых больше, чем насоса Б-9. Эти насосы имеют шесть клапанов (три впускных и три выпускных), диафрагма их выполнена из прорезиненной ткани.

На двигателях ГАЗ-52 и ЗМЗ-451 применяют диафрагменные насосы, принцип действия которых такой же, как и насоса Б-9.

Топливоподкачивающие насосы дизелей Д-37Е, Д-240, СМД-60, А-41 и ЯМЗ — поршневого типа, а дизеля Д-160 — шестеренчатого типа.

Топливоподкачивающие насосы поршневого типа крепят к корпусу топливного насоса. В центральном отверстии чугунного корпуса 1 (рис. 98, а и б) насоса перемещается стальной поршень 2. Пружина 3 прижимает поршень к торцу стержня 5, противоположный торец которого упирается в роликовый толкатель 7. Кроме того, на толкатель действует усилие пружины 6. В гнезда корпуса вставлены впускной 14 и перепускной 11 клапаны, которые прижаты к гнездам пружинами 12. Топливо к насосу подводится по топливопроводу 22, а отводится от него по топливопроводу 10.

При вращении кулачкового вала 24 (рис. 98, в) топливного насоса эксцентрик вала, набега на ролик 9 толкателя 7 (рис. 98, а), перемещает толкатель и поршень вперед (рис. 98, в). Над поршнем (в полости А) давление повышается, а под поршнем (в полости Б) создается разрежение. Вследствие этого впускной клапан 14 закрывается, а перепускной 11 открывается и топливо из полости А поступает по каналу 25 в полость Б.

Когда толкатель начнет сходить с эксцентрика, поршень под действием пружины 3 перемещается в обратном направлении (рис. 98, г) и над поршнем в полости А создается разрежение, а под поршнем в полости Б давление увеличивается. Впускной клапан 14 открывается, и топливо по каналу 23 засасывается в полость А. Одновременно топливо, находящееся в полости Б, нагнетается по каналу 25 в топливопровод 10, ведущий к фильтру.

Если по каким-либо причинам (например, вследствие загрязнения фильтра, топливопроводов и т. д.) давление за топливopодкачивающим насосом превысит давление, создаваемое пружиной 3 (0,15—0,17 МПа), то перемещение поршня прекратится, следовательно, прекратится и подача топлива.

Ручной подкачивающий насос, смонтированный на корпусе топливopодкачивающего насоса, служит для заполнения топливом фильтра

тонкой очистки, топливопроводов низкого давления, топливного насоса и для удаления из них воздуха, затрудняющего пуск дизеля. Он состоит из цилиндра 15 (рис. 98, б), поршня 19, штока 18 с рукояткой 17.

Топливоподающую систему следует прокачивать ручным насосом при открытом вентиле фильтра тонкой очистки для удаления из этой системы воздуха. Насос работает следующим образом. При перемещении рукояткой 17 поршня 19 вверх в цилиндре 15 под поршнем создается разрежение. В результате этого открывается впускной клапан 14, и топливо засасывается в пространство под поршнем. При обратном ходе поршня (вниз) давление в пространстве под поршнем возрастает, впускной клапан закрывается, а перепускной 11 открывается и топливо из цилиндра по каналам в корпусе насоса нагнетается в фильтр.

После прокачивания топлива рукоятка 17 насоса должна быть повернута на хвостовик крышки 16 до плотного перекрытия поршнем отверстия в днище цилиндра 15. В противном случае при работе топливоподкачивающего насоса через зазоры между деталями ручного подкачивающего насоса будет подсасываться воздух, что приведет к нарушению нормальной работы топливоподающей системы.

Топливоподкачивающий насос шестеренчатого типа (рис. 99) установлен на нижней плоскости корпуса регулятора. Валик 7 насоса приводится во вращение шестерней 6 от шестерни на валу привода регулятора. Ведущая шестерня 11 насоса закреплена на нижнем конце валика 7 и находится в зацеплении с ведомой шестерней 3, свободно посаженной на оси 4.

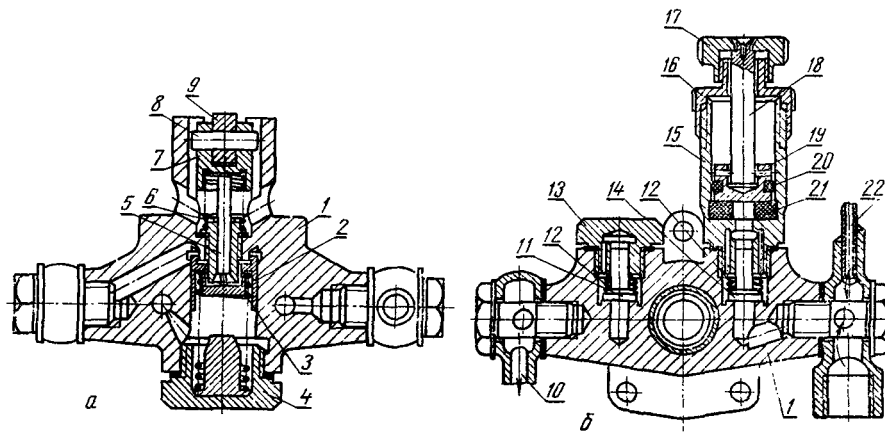
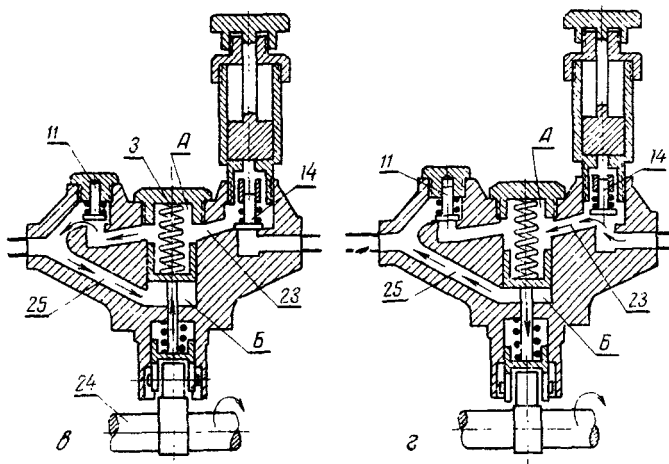


Рис. 98. Топливоподкачивающий насос поршневого типа:

а и б — конструкция; в и г — схема действия: 1 — корпус; 2 — поршень; 3 — пружина поршня; 4 — пробка; 5 — стержень; 6 — пружина толкателя; 7 — толкатель; 8 — ось; 9 — ролик; 10, 22 — топливопроводы; 11 — перепускной клапан; 12 — пружина клапана; 13 — пробка клапана; 14 — впускной клапан; 15 — цилиндр; 16 — крышка; 17 — рукоятка; 18 — шток; 19 — поршень ручного насоса; 20 — уплотнительное кольцо; 21 — прокладка; 23, 25 — каналы; 24 — кулачковый вал топливного насоса; А, Б — полости.



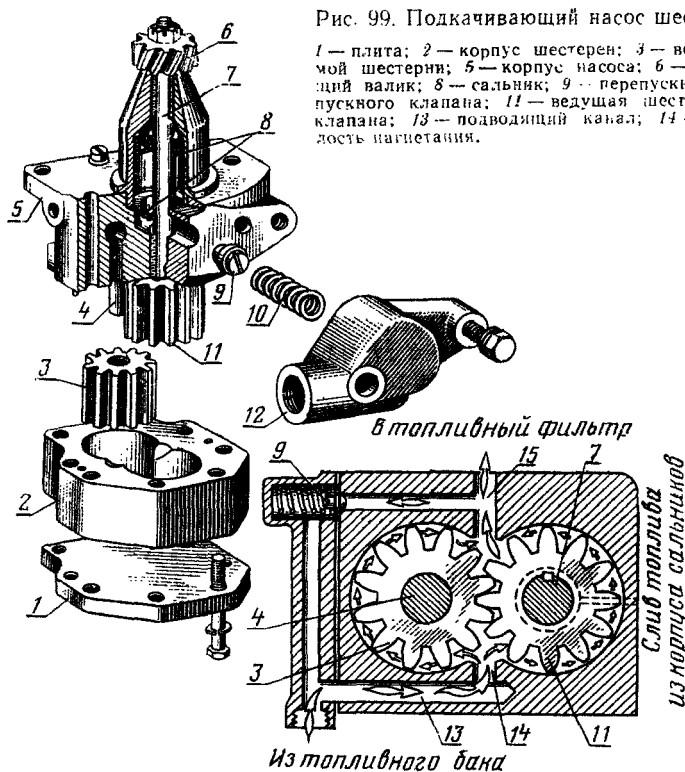


Рис. 99. Подкачивающий насос шестеренчатого типа:

1 — плита; 2 — корпус шестерен; 3 — ведомая шестерня; 4 — ось ведомой шестерни; 5 — корпус насоса; 6 — приводная шестерня; 7 — ведущий вал; 8 — сальник; 9 — перепускной клапан; 10 — пружина перепускного клапана; 11 — ведущая шестерня; 12 — корпус перепускного клапана; 13 — подводный канал; 14 — полость всасывания; 15 — полость нагнетания.

Для уменьшения утечки топлива через зазор между валом 7 и корпусом 5 насоса установлены два сальника 8. Топливо, просачивающееся через нижний сальник, отводится наружу по сливной трубке.

Как видно на принципиальной схеме, топливо из бака по топливопроводу и каналу 13 поступает в полость 14. Зубья вращающихся шестерен 11 и 3 переносят топливо из полости 14 в полость 15, и оно под давлением 0,06—0,11 МПа по каналам в корпусе поступает в фильтр. При давлении топлива, превышающем 0,11 МПа, открывается клапан 9 и топливо перепускается в канал 13.

Производительность топливоподкачивающих насосов намного больше того количества топлива, которое расходует дизель при полной нагрузке. Такая производительность нужна, чтобы обеспечить бесперебойную работу дизеля при снижении частоты вращения.

§ 5. Техническое обслуживание топливных баков, фильтров и топливоподкачивающих насосов

При заправке баков необходимо следить за тем, чтобы в них не попали вода и загрязняющие топливо частицы. Перед заправкой нужно очистить крышку и горловину бака от пыли, промыть фильтр горловины бака и прочистить отверстие в крышке для прохода воздуха. Во время работы не следует допускать полного израсходования топлива из бака, 10—12% полной емкости топлива должно оставаться в баке.

При проведении периодических технических обслуживаний тракторов и автомобилей в соответствии с заводскими указаниями нужно слить отстой из фильтров и баков, промыть сетчатые фильтры горловин баков, набивку их крышек и фильтры грубой очистки топлива.

У тракторов и автомобилей топливные баки периодически снимают и тщательно промывают.

Обслуживание фильтров ФГ (рис. 93, г) проводят следующим образом. Отвернув болты, крепящие стакан *б*, снимают его и отъединяют фильтрующий элемент *5*.

Все детали промывают в дизельном топливе и собирают фильтр в последовательности, обратной разборке.

По мере засорения элементов фильтра тонкой очистки топлива их пропускная способность уменьшается. Это вызывает уменьшение подачи топлива в дизель и падение его мощности.

Фильтр 2ТФ-3 промывают через каждые 240 ч работы при максимальной частоте вращения дизеля на холостом ходу. Если стержень трехходового крана *10* (рис. 94) поворачивают на 90° против часовой стрелки и отворачивают на несколько оборотов пробку *1* правой секции, то промывают правую секцию. При этом часть топлива проходит через штору в обратном направлении и через отверстие в пробке *1* вытекает со смывой грязью наружу. В это время левая секция продолжает очищать топливо для дизеля. Промывку ведут до появления чистого топлива. Завернув пробку *1* правой секции и отвернув ее в левой секции, поворачивают стержень крана на 180° по часовой стрелке и промывают левую секцию. Затем стержень крана переводят в рабочее положение (на 90° против часовой стрелки).

В фильтре 2СТФ-3 промывают через каждые 240 ч работы правую секцию, а из левой (контрольной) сливают отстой.

Фильтрующие элементы тонкой очистки топлива из хлопчатобумажной пряжи (дизель Д-160) следует заменять новыми через 960, а бумажные БФДТ — через 1500 мото-часов. При наличии манометра фильтрующие элементы заменяют, если давление топлива понижается до 0,06 МПа и стрелка указателя перемещается в нерабочую (первую красную) зону.

Фильтрующие элементы, имеющие два слоя фильтровальной бумаги, могут быть использованы вторично после снятия наружных засоренных слоев пряжи и первого слоя фильтровальной бумаги.

У дизелей ЯМЗ фильтрующие элементы грубой и тонкой очистки топлива заменяют через 240 мото-часов.

Иногда в крышке *20* (рис. 95, б) фильтра тонкой очистки обнаруживаются частицы грязи. Это происходит потому, что топливо попадает в крышку, минуя фильтрующие элементы. Подобный недостаток в работе фильтра может явиться следствием того, что фильтрующие элементы при установке перекошены, или стержни их упираются в крышку, или пружины недостаточно упруги. При сборке фильтра нужно следить за тем, чтобы фильтрующие элементы *3* (рис. 95, б) были параллельны между собой, чтобы они и крышка *20* плотно прилегали к плите *16*.

Уменьшение или полное прекращение подачи топлива диафрагменным насосом может быть вызвано подсосом воздуха в соединениях, разрывом диафрагмы, поломкой пружины диафрагмы и неплотным закрытием клапанов. Подсос воздуха устраняют ликвидацией неплотностей в соединениях. Разорванную диафрагму и поломанную пружину заменяют. При неплотном закрытии клапанов нужно разобрать насос; клапаны, их гнезда и пружины очистить и промыть в бензине.

Неисправная работа топливоподкачивающих насосов может произойти при попадании механических примесей под клапаны и при снижении жесткости пружин. Первая неисправность устраняется промывкой деталей в дизельном топливе, а вторая — заменой пружин.

Глава 10

ВОЗДУХООЧИСТИТЕЛИ, ВПУСКНЫЕ И ВЫПУСКНЫЕ ТРУБОПРОВОДЫ, ТУРБОКОМПРЕССОРЫ

§ 1. Воздухоочистители

Пыль, содержащаяся в воздухе, состоит главным образом из мельчайших частиц двуокиси кремния (кремнезема). Твердость пылинок кремнезема превышает твердость стали и других металлов, применяемых в двигателях.

Количество пыли, поступающей с воздухом в двигатель, и ее размерность зависят от типа почвы или дороги, по которой движется трактор или автомобиль, его конструкции, вида работы и метеорологических условий. Запыленность воздуха измеряется количеством граммов пыли в 1 м³ воздуха. Например, при пахоте стерни в безветренную погоду в условиях Кировской области запыленность воздуха на высоте 1,5 м от земли колеблется в пределах от 0,4 до 0,6 г/м³.

Пыль, попадая в двигатель, смешивается с маслом. Образуется абразивная смесь, которая способствует быстрому износу трущихся деталей двигателя. Поэтому воздух, используемый для приготовления горючей смеси, надо тщательно очищать от пыли. Для этого автотракторные двигатели оборудуются воздухоочистителями.

Помимо высокой степени очистки, воздухоочиститель должен обладать возможно меньшим сопротивлением, чтобы не снижать наполнение цилиндров.

Работа современных автотракторных воздухоочистителей основана на следующих способах очистки воздуха: инерционном, контактном и фильтрующем. Для повышения степени очистки при каждом из этих способов может быть использовано масло для смачивания очищающих элементов.

Как правило, в одном воздухоочистителе применяется несколько способов очистки. Такие воздухоочистители называются комбинированными. Они обеспечивают наилучшую очистку и поэтому получили наибольшее распространение.

На автомобильные карбюраторные двигатели, а также на пусковой двигатель П-23М устанавливаются комбинированные инерционно-масляные воздухоочистители с двухступенчатой очисткой воздуха.

Воздухоочиститель ВМ-16 (двигатель ЗИЛ-130) крепится к карбюратору фланцем 1 (рис. 100, а) опорного стакана 2. В корпусе 22 фильтра находится масляная ванна, над которой помещен отражатель 6 с окнами. Корпус 22 установлен на опорном стакане 2. В кожухе 7 расположен фильтрующий капроновый элемент 8. Корпус 22, кожух 7 и крышка 10 соединены с опорным стаканом 2 стяжным винтом 9 и гайкой-барашком 13. На корпус 22 надет переходник 12 с резиновым воздухохоборником 14. Внутри воздухохоборника установлена пружина 15, растягивающая его. Переходник 12 крепится к корпусу 22 винтом 19 и гайкой-барашком 18.

Подвод воздуха к фильтру осуществляется по специальному воздушному каналу (воздуховоду) 24 под капотом 26 (рис. 100, б и в). К центральному отверстию воздуховода прижат воздухохоборник 14. Воздуховод имеет заслонку 23. Если заслонка не прикрывает воздуховод (рис. 100, б), то воздух поступает в воздухоочиститель через жалюзи 25 в капоте 26. Когда заслонка перекрывает воздуховод, воздух направляется в воздухоочиститель из подкапотного пространства (рис. 100, в), что облегчает пуск и прогрев двигателя в холодную погоду.

Вследствие разрежения во впускном трубопроводе при работе двигателя воздух через воздухохоборник 14 поступает в кольцевую щель

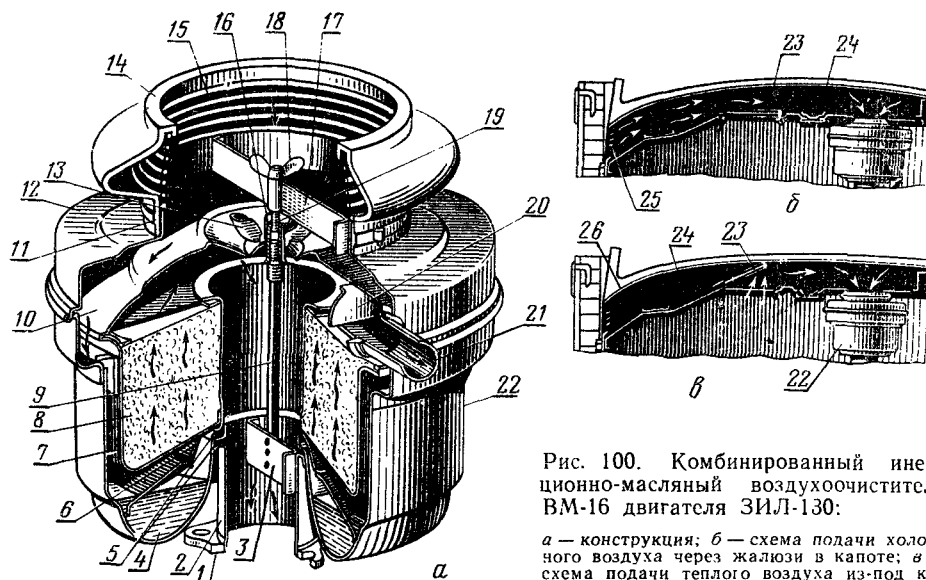


Рис. 100. Комбинированный инерционно-масляный воздухоочиститель ВМ-16 двигателя ЗИЛ-130:

а — конструкция; *б* — схема подачи холодного воздуха через жалюзи в капоте; *в* — схема подачи теплого воздуха из-под капота: 1 — фланец; 2 — опорный стакан; 3, 17 — поперечины; 4 — масляная ванна; 5 — уплотнительные прокладки; 6, 20 — отражатели; 7 — кожух фильтрующего элемента; 8 — фильтрующий элемент; 9 — стяжной винт; 10 — крышка фильтра; 11 — стяжная лента; 12 — переходник; 13, 18 — гайки-барашки; 14 — воздухосорбник; 15 — пружина; 16 — втулка; 19 — винт; 21 — патрубок; 22 — корпус фильтра; 23 — заслонка воздуховода; 24 — воздуховод в капоте; 25 — жалюзи; 26 — капот.

между корпусами 22 и 7. Ударяясь о поверхности масла и отражателя 6, воздух, захватывая частицы масла, резко меняет направление движения и проходит через фильтрующий элемент 8 и стакан 2 в карбюратор.

Первый раз очистка воздуха от пыли происходит при перемене направления движения воздуха перед входом его в фильтрующий элемент. Здесь наиболее тяжелые частицы, не успевая изменить направление движения, остаются на поверхности масла и отражателя и впоследствии оседают на дно масляной ванны.

Второй раз воздух очищается, проходя через фильтрующий элемент, который задерживает мелкие частицы пыли и воды. Частицы масла, находящиеся в воздухе, пропитывают фильтрующий элемент. Излишки масла, смешанные с пылью, стекают на отражатель, а затем в масляную ванну.

Часть очищенного воздуха по патрубку 21 поступает в компрессор пневматического привода тормозов. Для того чтобы масло не попало в компрессор, перед патрубком установлен отражатель 20.

В корпус 22 заливают 0,65 л масла того сорта, который применяют для двигателя.

Воздухоочистители некоторых автомобильных двигателей имеют специальные приспособления для глушения шума, возникающего при всасывании воздуха.

На дизели Д-21А1, Д-37Е, А-41, А-01М, Д-50 и Д-240 устанавливают комбинированные воздухоочистители, использующие сухую и мокрую инерционные и мокрую фильтрующую очистки. Такой воздухоочиститель (дизеля Д-240) показан на рисунке 101, а. Работает он следующим образом.

В результате разрежения, возникающего при такте впуска в цилиндрах дизеля, воздух из атмосферы засасывается в сухой инерционный очиститель через сетку 12 и, проходя между лопастями завихрителя 8, получает вращательное движение. Под действием центробежной силы тяжелые частицы пыли отлетают к стенкам колпака 9 и че-

рез щели 10 выбрасываются наружу. В таком очистителе задерживается до 60% массы пыли, поступившей с воздухом. Воздух, продолжая двигаться по спирали, перемещается с большой скоростью вниз. Выходя из трубы 5, воздух ударяется о масло, находящееся в чашке 20 съемного поддона 19.

Когда дизель работает, масла в чашке 20 нет, так как сразу после запуска дизеля поток воздуха вытесняет из нее масло. Однако за счет повышения уровня масла в поддоне 19 внутренняя поверхность чашки 20 покрывается маслом, переливающимся через ее края. В верхней части чашки 20 имеется шесть небольших отверстий, расположенных по окружности, а в нижней части—одно такое же отверстие.

Вращательное движение воздуха в чашке и резкое изменение его направления способствуют выделению из воздуха части пыли, которая прилипает к поверхности чашки. Масло, постепенно перемещаясь по стенке чашки через отверстия в ней, поступает в поддон, и пыль оседает на его дно. Воздух, проходя через сравнительно малые отверстия чашки, вспенивает и распыливает масло в поддоне. При этом воздух оставляет в масле частицы пыли и захватывает частицы распыленного масла. Затем воздух и частицы масла проходят через два фильтрующих элемента 14 и 15 из капроновой путаной нити. Масло смачивает поверхность нитей, а воздух, соприкасаясь с этим маслом, очищается от оставшихся частиц пыли, которые оседают на поверхностях нитей. Постепенно частицы масла укрупняются и стекают вместе с пылью в поддон. Очищенный воздух по патрубку 3 и впускному трубопроводу поступает в цилиндры дизеля. При остановке дизеля масло через отверстия заполняет чашку 20.

В нижнем фильтрующем элементе 15 диаметр капроновых нитей больше и плотность их укладки меньше, чем в верхнем фильтрующем элементе 14. Фильтрующие элементы плотно прилегают к трубе 5 и внутренней поверхности корпуса 1 и от перемещений в корпусе удерживаются обоймой 2 и замковой обоймой 17.

На дизеле СМД-14 до недавнего времени устанавливался комбинированный воздухоочиститель с двумя ступенями очистки и сеткой 12 (рис. 101, б) на воздухозаборной трубе 21. Сетка препятствует попаданию различных крупных примесей. Первая ступень использует сухой инерционный способ очистки с эжекторным удалением пыли отработавшими газами, а вторая — фильтрующий. Воздух, пройдя через сетку 12, трубу 21, по входному патрубку попадает в кожух 23. Патрубок расположен касательно по отношению к кожуху 23, поэтому движение воздуха направлено тоже по касательной навстречу входным отверстиям циклонов 24. В циклонах воздух получает вращательное движение, и частицы пыли под действием центробежной силы отбрасываются к стенкам циклонов 24, а затем, перемещаясь по спирали, опускаются в нижнюю часть корпуса бункер 26. Отработавшие газы, проходя по эжектору 29 с большой скоростью, создают разрежение в трубке 25. В результате пыль, осевшая в бункере 26, отсасывается из него и уносится отработавшими газами в атмосферу. Выходящий из циклонов воздух проходит через вторую ступень очистки — три кассеты 22 из проволочной путанки, смоченной при сборке маслом, и, дополнительно очистившись от мельчайших частиц пыли, поступает в цилиндры дизеля.

Отражатель 30, помещенный над циклонами 24, способствует равномерному распределению выходящего из циклонов воздуха по поверхности кассет и препятствует попаданию масла с кассет в циклоны. На поверхности отражателя, покрытой масляной пленкой, задерживается часть пыли.

У дизеля СМД-60 воздухоочиститель такого же типа, как и показанный на рисунке 101, б, только циклонов в нем сорок и введен допол-

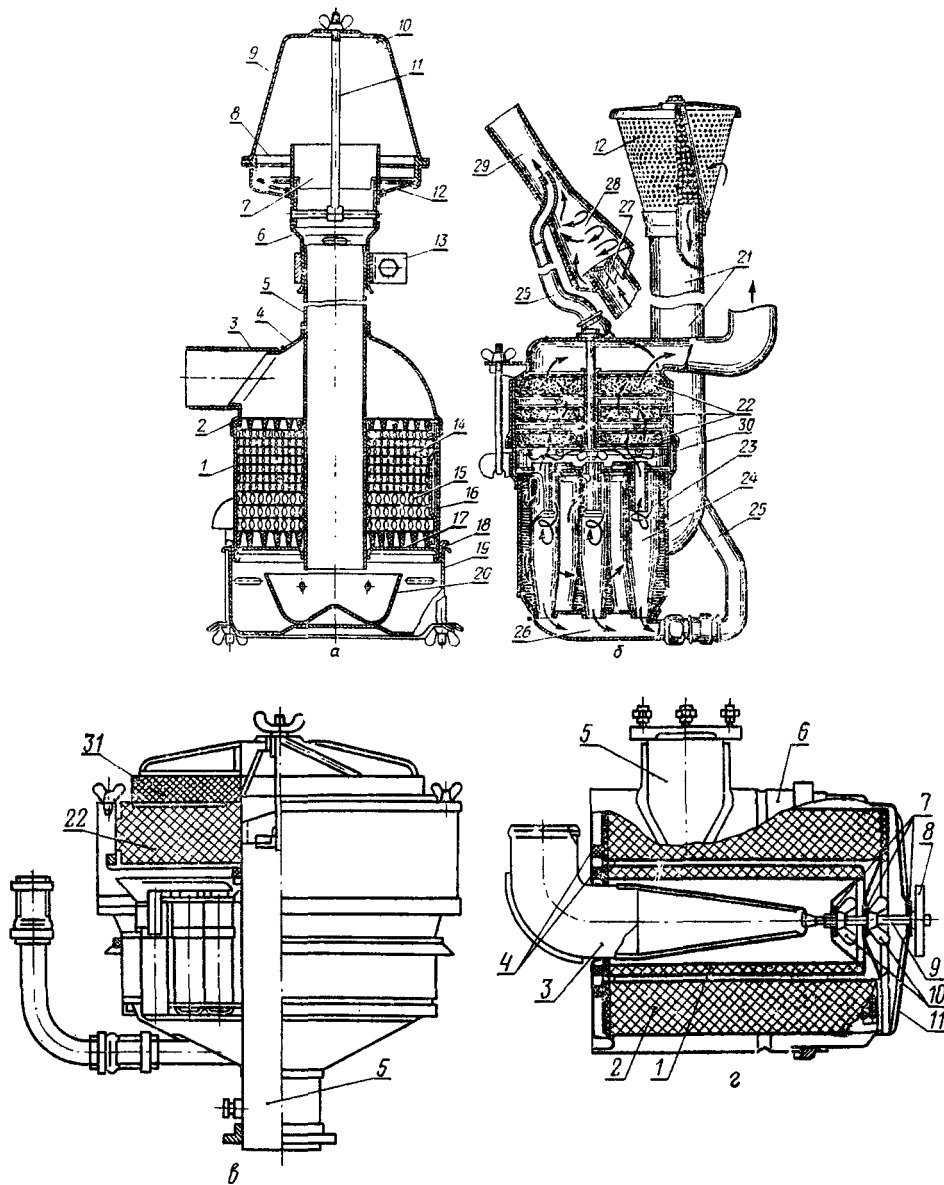


Рис. 101. Комбинированные воздухоочистители дизелей Д-240, СМД-14 и СМД-60:

а — воздухоочиститель дизеля Д-240; б — воздухоочиститель дизеля СМД-14; в — воздухоочиститель дизеля СМД-60: 1 — корпус; 2 — обойма; 3 — патрубок боковой; 4 — головка; 5 — центральная труба; 6 — патрубок; 7 — разделитель; 8 — завихритель; 9 — колпак; 10 — щели; 11 — шпилька; 12 — сетка; 13 — хомут; 14, 15 — фильтрующие элементы; 16 — фиксатор обоймы; 17 — обойма замковая; 18 — кольцо уплотнительное; 19 — поддон; 20 — чашка; 21 — воздухозаборная труба; 22 — кассеты; 23 — кожух; 24 — циклон; 25 — трубка отсоса пыли, 26 — буржер; 27 — крыльчатка искрогасителя; 28 — искрогаситель; 29 — эжектор; 30 — отражатель; 31 — кассета из полиуретанового паропласта; 2 — воздухоочиститель дизеля СМД-14 (новая конструкция): 1 — предохранительный фильтр-патрон; 2 — основной фильтр-патрон; 3 — выходной патрубок; 4 — уплотнительные кольца; 5 — входной патрубок; 6 — корпус; 7 — уплотнительные шайбы; 8 — маховик; 9 — шпилька; 10 — гайки-барашки; 11 — крышка.

нительный фильтрующий элемент — кассета 31 (рис. 101, в) из полиуретанового паропласта. Воздух, выходящий из кассеты 22, проходит через кассету 31 и дополнительно очищается от мелких частиц.

Сейчас на дизелях СМД-14 используется воздухоочиститель с бумажными фильтр-патронами. В качестве первой ступени применен инерционный очиститель такого же типа, как у дизеля Д-240 (рис. 101, а). Вторая ступень состоит из корпуса 6 (рис. 101, з), в котором шпилькой 9 и гайками-барашками 10 закреплены основной фильтр-патрон 2, а внутри его предохранительный 1. Уплотнение фильтр-патронов с корпусом обеспечивается кольцами 4 и шайбами 7. Крышка 11 прижимается к корпусу 6 маховичком 8.

Фильтр-патроны состоят из наружной и внутренней сетки и бумажной шторы, заключенной внутри сеток и донышек, которые скреплены эпоксидной смолой.

Воздух, пройдя первую ступень воздухоочистителя и патрубков 5, подается к фильтр-патронам. Последовательно проходя через фильтр-патроны 2 и 1, он очищается от пыли и через выходной патрубок 3 поступает во впускной трубопровод. Предохранительный фильтр-патрон 1 защищает двигатель от попадания в него пыли в случае повреждения основного фильтр-патрона 2.

У дизелей ЯМЗ воздухоочиститель комбинированный двухступенчатый. Первичная очистка воздуха происходит в циклонах, а вторичная — в кассетах, фильтрующие элементы которых изготовлены из пористого картона.

§ 2. Впускные и выпускные трубопроводы

По впускному трубопроводу горячая смесь от карбюратора (у карбюраторных двигателей) и воздух от воздухоочистителя (у дизелей), поступает в цилиндры. По выпускному трубопроводу отработавшие газы отводятся из цилиндров.

Впускные и выпускные трубопроводы изготовляют из чугуна в виде одной общей или двух отдельных отливок. У ряда двигателей (например, ЗИЛ-130, ГАЗ-53) впускные трубопроводы отлиты из алюминиевого сплава. Фланцами патрубков выпускные трубопроводы на металлоасбестовой прокладке, а впускные — на паронитовой присоединены к блок-картеру или к головке цилиндров при помощи шпилек и гаек.

Впускные и выпускные трубопроводы должны иметь такие формы и сечения, чтобы сопротивления движению газа было минимальным и горячая смесь (или воздух) равномерно распределялась по цилиндрам.

Для лучшего испарения топлива и предотвращения его конденсации горячая смесь перед поступлением в карбюраторный двигатель подогревается теплом отработавших газов или жидкости из системы охлаждения. Для этой цели часть впускного трубопровода выполнена с двойными стенками, между которыми циркулируют отработавшие газы или жидкость из системы охлаждения.

Подогрев может быть нерегулируемый (двигатель ЗИЛ-130) и регулируемый (например, ГАЗ-52, 24Д). Необходимая степень подогрева зависит от сорта применяемого топлива, температуры внешней среды и нагрузки двигателя. Повышение температуры горючей смеси, и, следовательно, ее расширение уменьшают наполнение цилиндров. Поэтому целесообразно изменять интенсивность подогрева смеси, увеличивая подогрев при холодном двигателе, а также на частичных нагрузках и постепенно снижая его по мере прогрева двигателя и увеличения нагрузки.

В двигателе 24Д и ГАЗ-52 (рис. 102, а) подогрев смеси регулируется вручную заслонкой 1, установленной в выпускном трубопроводе 3. Для этого на наружном конце оси заслонки укреплен сектор 2.

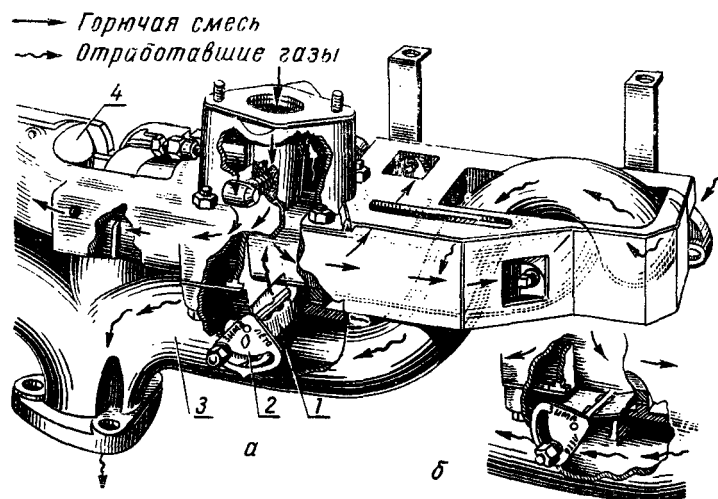


Рис. 102. Впускной и выпускной трубопроводы с ручным регулированием подогрева горючей смеси (двигатель ГАЗ-52):
 а — полный подогрев («зима»); б — подогрев выключен («лето»); 1 — заслонка; 2 — сектор; 3 — выпускной трубопровод; 4 — впускной трубопровод.

Сектор может устанавливаться в двух положениях: у метки с надписью «зима» — заслонка открыта, у метки с надписью «лето» — заслонка закрыта. При закрытой заслонке отработавшие газы в рубашку подогрева не поступают (рис. 102, б) и подогрев горючей смеси прекращается.

В двигателях ГАЗ-53 и ЗИЛ-130 впускной трубопровод подогревается горячей водой из системы охлаждения. Для этого трубопровод имеет двойные стенки, пространство между которыми заполнено водой, проходящей из головки цилиндров в радиатор. У дизеля Д-240 воздух во впускном трубопроводе подогревается электрофакельным подогревателем. Это облегчает его пуск, особенно при низких температурах окружающего воздуха.

Отработавшие газы при выходе из цилиндров обладают повышенным давлением и большой скоростью. Если такой газ выпускать непосредственно в атмосферу, то он, быстро расширяясь, вызовет сильный шум. Поэтому отработавшие газы до выхода в атмосферу пропускают через *глушитель*, действие которого основано на уменьшении скорости и давления газов.

Глушитель двигателей ГАЗ-52 и ГАЗ-53 (рис. 103) состоит из корпуса 6, трубы 4 с большим количеством отверстий (просечек) 3, двух перегородок 2, переднего 7 и заднего 1 днищ, имеющих патрубки. Все детали глушителя выполнены из листовой стали и сварены между собой. Отработавшие газы при движении по трубе 4 проходят через отверстия 3 в камеры 5 корпуса 6. При этом газы расширяются, их давление, температура и скорость движения снижаются. Вследствие этого уменьшается шум при выпуске газов. Когда давление в трубе 4 становится меньше, чем в камере 5, газы поступают обратно в трубу и затем выходят в атмосферу.

Для уменьшения пожарной опасности выпускные трубо-

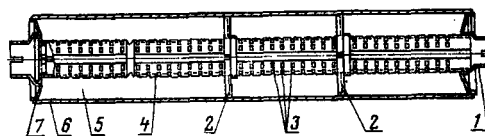


Рис. 103. Глушитель двигателя ГАЗ-53:

1 — заднее днище; 2 — перегородки; 3 — отверстия (просечки); 4 — труба; 5 — камера; 6 — корпус; 7 — переднее днище.

провода двигателей тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин направлены вверх и снабжены *искрогасителями*. У дизелей СМД-60 и СМД-14 искрогаситель 28 (рис. 101, б) размещается в выпускном трубопроводе перед эжектором 29.

Во впускном трубопроводе дизеля Д-240 установлена заслонка аварийного останова с дистанционным управлением.

§ 3. Наддув двигателей турбокомпрессором

Значительное повышение литровой и удельной поршневой мощностей можно получить при помощи наддува, то есть подачи в цилиндр воздуха, предварительно сжатого в компрессоре. Плотность такого воздуха больше, чем атмосферного. Следовательно, увеличивается масса воздуха, поступившего в цилиндр, и создается возможность эффективного сгорания увеличенной дозы топлива.

В § 6 главы 3 рассмотрена работа двухтактного дизеля с наддувом от приводного нагнетателя. В автотракторных четырехтактных дизелях широкое применение получил наддув. При наддуве для привода компрессора используется энергия отработавших газов, что улучшает экономичность дизеля.

Для осуществления наддува применяют турбокомпрессоры (рис. 104), состоящие из одноступенчатого компрессора (центробежного нагнетателя) 5 и радиальной центростремительной газовой турбины 6.

Турбокомпрессор действует следующим образом. Отработавшие газы, пройдя по выпускному трубопроводу 2, попадают через сопловой аппарат 3 на лопатки рабочего колеса турбины 6, вращая его вместе с валом 7, а затем по трубопроводу 4 отводятся в атмосферу. Рабочее колесо турбины 6 закреплено на одном валу 7 с рабочим колесом центробежного нагнетателя 5. Вращаясь, колесо нагнетателя засасывает воздух из атмосферы через воздухоочиститель и под избыточным давлением нагнетает его по трубопроводу 1 в цилиндры 8 дизеля, увеличивая их наполнение воздухом. Турбокомпрессоры модели ТКР-11, работающие по такой схеме, установлены на дизелях ЯМЗ-238НБ, СМД-60, Д-160.

Турбокомпрессор ТКР-11Н1 дизеля СМД-60 изображен на рисунке 105. К среднему корпусу 1, отлитому из алюминиевого сплава, с одной стороны крепится корпус 3 компрессора, изготовленный из того же сплава, а с другой — чугунный корпус 12 турбины, имеющий фланец для присоединения к выпускному трубопроводу. Внутри корпуса 12 турбины установлена чугунная вставка 16, соединенная штифтами с сопловым венцом 13 из легированной жаропрочной стали. В корпусе 3 компрессора на шпильках крепится вставка 4 с лопаточным диффузором. Между фланцами корпусов установлены прокладки.

Ротор (вращающаяся часть) турбокомпрессора состоит из рабочего колеса турбины и приваренного к нему вала 6, рабочего колеса 7 компрессора, установленного на шлицах на валу 6 и закрепленного гайкой 5, втулок 10 и 18. Рабочее колесо турбины отлито из легированной жаропрочной стали, а колесо компрессора — из алюминиевого сплава.

Вал ротора вращается во втулке 2, изготовленной из высокоуглеводистой

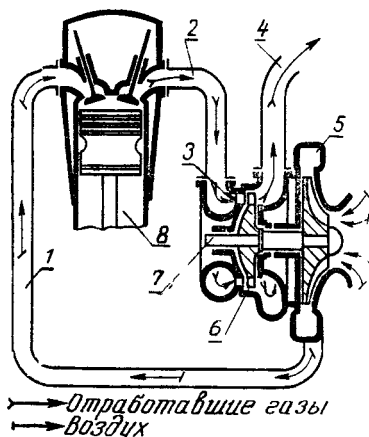


Рис. 104. Схема работы турбокомпрессора дизеля:

1 — воздушный трубопровод; 2, 4 — трубопроводы отработавших газов; 3 — сопловой аппарат; 5 — компрессор (центробежный нагнетатель); 6 — газовая турбина; 7 — вал; 8 — цилиндр.

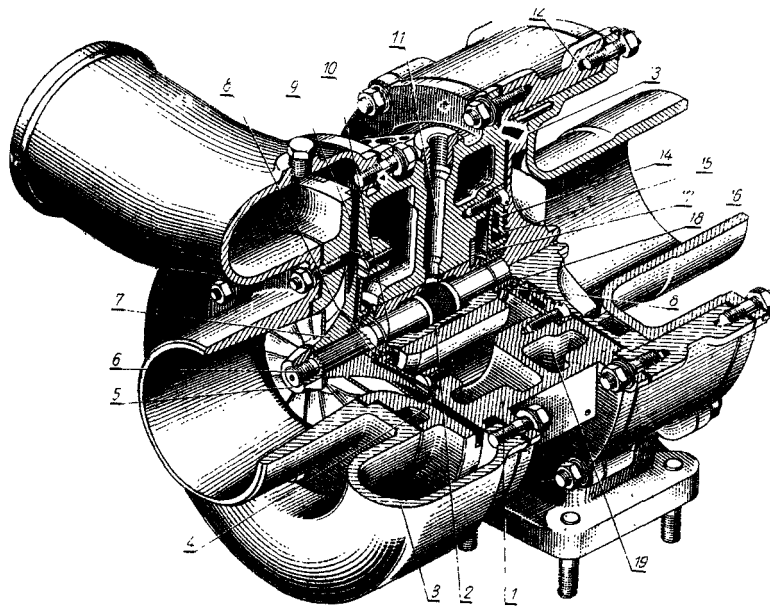


Рис. 105. Турбокомпрессор ТКР-11Н1 дизеля СМД-60:

1 — средний корпус; 2 — втулка; 3 — корпус компрессора; 4 — вставка компрессора; 5 — гайка; 6 — вал с колесом турбины; 7 — колесо компрессора; 8 — уплотнительные кольца; 9 — диск уплотнения компрессора; 10, 18 — втулки; 11 — канал для подвода масла; 12 — корпус турбины; 13 — сопловой венеч; 14 — диск уплотнения турбины; 15 — экран уплотнения; 16 — вставка турбины; 17 — стопорная планка; 19 — водяная рубашка.

бронзы. Втулка устанавливается в центральной бобышке среднего корпуса 1 с зазором 0,06—010 мм. Слой масла, попадающий в этот зазор, образует упругую подвеску подшипника, улучшающего его работу. От осевого перемещения и вращения втулка удерживается планкой 17.

В верхней части среднего корпуса 1 имеется радиальный канал 11, по которому масло подводится к подшипнику из главной масляной магистрали дизеля. Перед поступлением в канал 11 масло очищается в дополнительном фильтре с ленточно-щелевым фильтрующим элементом. Из турбокомпрессора масло сливается в поддон картера через маслоотводящую трубку.

С целью измерения давления масла на среднем корпусе 1 предусмотрен штуцер для установки трубки датчика давления. При работе дизеля под нагрузкой нормальное давление в его системе смазки после фильтра турбокомпрессора должно быть в пределах 0,2÷0,4 МПа.

Детали турбокомпрессора охлаждаются водой, поступающей из системы охлаждения двигателя в водяную рубашку 19 среднего корпуса 1. Вода направляется в водяную рубашку 19 из канала в блок-картере и отводится в верхний патрубок радиатора.

Чтобы отработавшие газы и воздух не попадали с маслом в зазоры и канал 11, а в турбину и компрессор не проникало масло, в турбокомпрессоре применены контактные уплотнения. Они состоят из уплотнительных колец 8, установленных в канавках втулок 10 и 18, и дисков 9 и 14, к которым наружной поверхностью прижаты кольца 8. Со стороны турбины дополнительно устанавливается экран 15 уплотнения.

При номинальной частоте вращения коленчатого вала дизеля ротор турбокомпрессора делает 40 тыс. об/мин. Вращаясь, колесо компрессора засасывает через воздухоочиститель воздух и нагнетает его под избы-

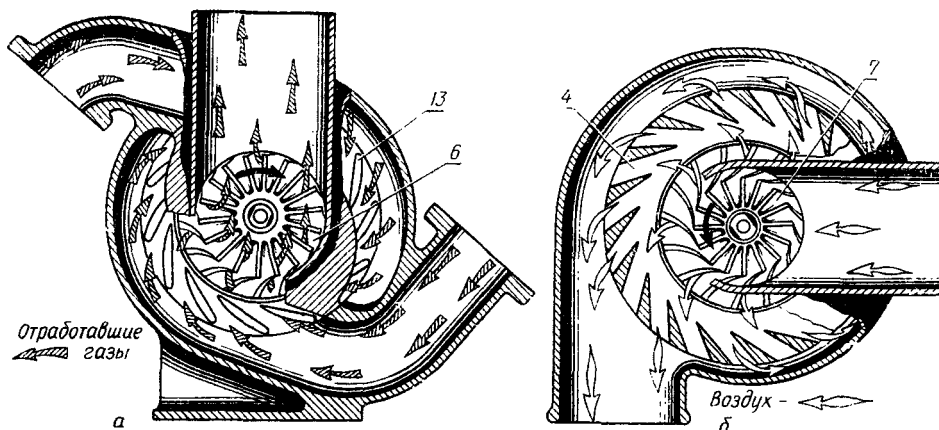


Рис. 106. Движение отработавших газов в турбине (а) и воздуха в компрессоре (б) (обозначения те же, что на рисунке 105).

точным давлением 0,05—0,06 МПа по впускному трубопроводу в цилиндры дизеля.

Движение отработавших газов в турбине и воздуха в компрессоре показано на рисунке 106.

На двигателях с турбокомпрессорами применяют воздухоочистители, обладающие большой пропускной способностью и более высокой степенью очистки воздуха. На дизеле ЯМЗ-238НБ установлены две пары воздухоочистителей, через каждую из которых последовательно проходит воздух.

§ 4. Техническое обслуживание воздухоочистителей, впускных и выпускных трубопроводов и турбокомпрессоров

Обслуживание воздухоочистителей и впускных трубопроводов заключается в сохранении герметичности всех мест соединения деталей воздухоподводящей системы, периодической промывке фильтрующих элементов, проверке уровня масла в поддоне воздухоочистителя.

При первом техническом обслуживании (ТО-1)* у автомобильных и при втором техническом обслуживании (ТО-2) у тракторных двигателей промывают фильтрующие элементы в дизельном топливе.

Кассеты циклонного воздухоочистителя дизелей промывают при ТО-1.

При ежесменном техническом обслуживании нужно проверить степень загрязненности масла в поддоне воздухоочистителя и в случае сильного загрязнения заменить его. Если окружающий воздух содержит большое количество пыли, проверка необходима и в течение смены.

Поддон воздухоочистителя заполняют до уровня, указанного на его стенке, свежим или отстоянным и профильтрованным отработавшим маслом, которое употребляется для смазки двигателя. Зимой у дизелей масло нужно разбавлять на одну треть по объему дизельным топливом.

У воздухоочистителей с фильтр-патроном через каждые 480 ч работы, а в условиях повышенной запыленности через 240 ч вынимают основной фильтр-патрон и обдувают его сжатым до 0,2—0,3 МПа воздухом сначала с внутренней стороны, а затем с внешней. В случае отсутствия сжатого воздуха запыленный фильтр-патрон заменяют новым или восстановленным.

* Периодичность технического обслуживания указывается в инструкции завода-изготовителя для автомобильных двигателей в километрах пробега, а для тракторных — в мото-часах.

Герметичность воздухоподводящей системы проверяют при ежесменном техническом обслуживании. Для этой цели в двигателе, работающем на средних частотах вращения, нужно плотно закрыть отверстие, по которому воздух поступает в воздухоочиститель. Двигатель должен быстро остановиться.

Уход за впускными и выпускными трубопроводами и турбокомпрессором включает в себя периодическую подтяжку их креплений и соединений. Выпускные трубопроводы и искрогасители следует периодически очищать от нагара.

О нормальном вращении ротора турбокомпрессора свидетельствует характерный звук высокого тона, хорошо прослушиваемый при работе дизеля.

Глава 11

КАРБЮРАТОРЫ

§ 1. Схема работы простейшего карбюратора

Процесс приготовления горючей смеси называется *карбюрацией*, а прибор, в котором этот процесс осуществляется, — *карбюратором*. Работа современных карбюраторов основана на использовании принципа пульверизации (распыление жидкости).

Простейший карбюратор (рис. 107) состоит из поплавковой камеры 2 с поплавком 1, запорной иглы 4, жиклера 12 с распылителем 9, диффузора 8, дроссельной 10 и воздушной 7 заслонок и смесительной камеры 11.

Поплавковая камера, поплавок и запорная игла необходимы для поддержания постоянного уровня топлива в распылителе. Отверстием 5 поплавковая камера сообщается с атмосферой.

Жиклер 12 представляет собой калиброванное отверстие в пробке или трубке. В карбюраторах он предназначен для дозирования топлива, воздуха или эмульсии (топлива, насыщенного пузырьками воздуха).

Диффузор 8 — это участок патрубка карбюратора, сечение которого вначале постепенно уменьшается, а затем увеличивается.

Распылитель 9 — это трубка, сообщающая диффузор 8 с поплавковой камерой 2.

Смесительной камерой 11 называют участок трубы карбюратора от самой узкой части диффузора 8 (горловины) до оси дроссельной заслонки 10.

Топливо из бака по топливопроводу 3 поступает в поплавковую камеру 2 и заполняет ее. Когда уровень топлива в поплавковой камере достигнет верхнего предела, поплавок 1 прижмет запорную иглу 4 к ее седлу, и поступление топлива прекратится. При по-

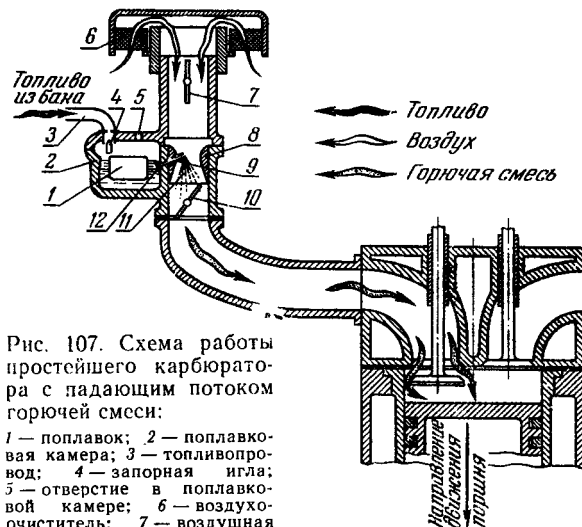


Рис. 107. Схема работы простейшего карбюратора с падающим потоком горючей смеси:

1 — поплавок; 2 — поплавковая камера; 3 — топливопровод; 4 — запорная игла; 5 — отверстие в поплавковой камере; 6 — воздухоочиститель; 7 — воздушная заслонка; 8 — диффузор; 9 — распылитель; 10 — дроссельная заслонка; 11 — смесительная камера; 12 — жиклер.

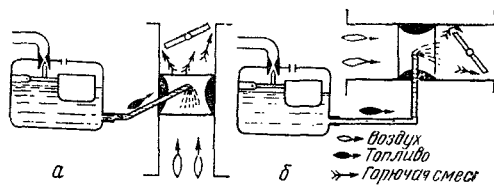


Рис. 108. Схема карбюратора с восходящим (а) и с горизонтальным (б) потоками горючей смеси.

ле, выходное отверстие распылителя расположено на 1--2 мм выше уровня топлива в поплавковой камере.

Во время такта впуска при открытой воздушной 7 и дроссельной 10 заслонках разрежение из цилиндра передается в смесительную камеру 11 и вызывает в ней движение воздуха в направлении, указанном стрелками. Степень разрежения в смесительной камере может регулироваться дроссельной 10 и воздушной 7 заслонками.

Воздух, всасываемый в цилиндр двигателя, последовательно проходит через воздухоочиститель 6, патрубков и диффузор 8. Так как проходное сечение в горловине диффузора уменьшается, скорость воздуха в ней возрастает и разрежение увеличивается. Вследствие разницы между атмосферным давлением в поплавковой камере и давлением в диффузоре топливо фонтанирует из распылителя. Струи воздуха движутся через диффузор со скоростью, примерно в 25 раз большей скорости капель топлива, поступающих из распылителя. Поэтому капли топлива распыливаются на более мелкие частицы и, смешиваясь с воздухом, образуют горючую смесь, которая подается в цилиндр двигателя. В результате распыливания поверхность соприкосновения частиц топлива с воздухом увеличивается, топливо интенсивно испаряется.

Приготовленная карбюратором горючая смесь неоднородна: она состоит из смеси паров и капелек неспарившегося топлива с воздухом. Для обеспечения более полного испарения топлива впускной трубопровод обычно подогревают отработавшими газами или жидкостью из системы охлаждения. Загрязнение воздухоочистителя вызывает повышение разности давлений в поплавковой камере и диффузоре (увеличение разрежения в диффузоре) и, следовательно, возрастание расхода топлива через жиклер 12. Для устранения этого недостатка у многих карбюраторов поплавковая камера сообщается не с атмосферой, а с входным патрубком карбюратора. Такая поплавковая камера называется *балансирующей* (уравновешенной).

По направлению потока воздуха, а затем и горючей смеси карбюраторы бывают с *падающим* (рис. 107), *восходящим* (рис. 108, а) и *горизонтальным* (рис. 108, б) потоками. На всех автомобильных двигателях применяются карбюраторы с падающим потоком. При установке их на двигатели улучшается наполнение цилиндров и облегчается доступ к деталям карбюратора.

В зависимости от количества смесительных камер (главных воздушных трактов) карбюраторы подразделяются на *однокамерные* (рис. 107 и 108) и *мно-*

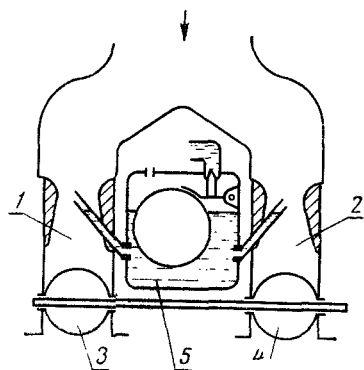


Рис. 109. Схема двухкамерного карбюратора с параллельным открытием дроссельных заслонок: 1, 2 — смесительные камеры; 3, 4 — дроссельные заслонки; 5 — поплавковая камера.

голкамерные — двухкамерные (рис. 109) и четырехкамерные. Различают многокамерные карбюраторы с параллельным и последовательным открытием дроссельных заслонок.

В первом случае обе дроссельные заслонки (рис. 109) открываются одновременно, во втором — неодновременно.

§ 2. Работа карбюратора при различных режимах работы двигателя

Автотракторный карбюраторный двигатель работает на следующих основных режимах: 1) пуск; 2) холостой ход и малые нагрузки; 3) средние нагрузки; 4) полная нагрузка. Для получения наиболее эффективной работы двигателя в каждом режиме очень важно, чтобы горючая смесь к моменту ее воспламенения электрической искрой была по составу наиболее благоприятной. Горючая смесь должна быть однородной, а топливо в ней должно находиться в парообразном состоянии.

График изменения состава горючей смеси, подаваемой в цилиндр двигателя, в зависимости от его нагрузки N_e , %, называется *характеристикой карбюратора*. Чтобы обеспечить наиболее эффективную работу двигателя, карбюратор должен иметь характеристику, представленную кривой 1 на рисунке 110.

При пуске холодного двигателя смесеобразование затруднено вследствие недостаточного разрежения в диффузоре, незначительной скорости воздуха и низкой температуры деталей двигателя. Поэтому при пуске в цилиндры должна подаваться богатая горючая смесь ($\alpha = 0,5 \div 0,6$), чтобы для воспламенения в ней было достаточное количество легких, быстро испаряющихся фракций топлива.

При работе на холостом ходу и с малыми нагрузками дроссельная заслонка прикрыта, так как в двигатель нужно подавать небольшое количество горючей смеси. Разрежение и скорость воздушного потока в диффузоре незначительны. Условия для распыливания и испарения неблагоприятны. Поэтому карбюратор должен готовить обогащенную смесь с коэффициентом $\alpha = 0,6 \div 0,8$ (кривая 1, участок $a-b$).

По мере увеличения нагрузки (участок $b-c$) дроссельная заслонка открывается, скорость воздуха и разрежение увеличиваются, температура впускного трубопровода повышается, и, следовательно, улучшается смесеобразование. Поэтому горючая смесь должна постепенно обедняться, а коэффициент избытка воздуха постепенно увеличиваться до $\alpha = 1,1$.

При средних нагрузках (участок $c-d$), примерно от 40 до 90% полной нагрузки двигателя, в его цилиндры нужно подавать разные количества горючей смеси, но состав ее все время должен оставаться постоянным и слегка обедненным ($\alpha = 1,10 \div 1,15$) для получения наиболее экономичной работы.

При полных нагрузках двигателя (дроссельная заслонка полностью открыта, участок d) для получения от двигателя максимальной мощности горючая смесь должна быть обогащенной ($\alpha = 0,85 \div 0,90$).

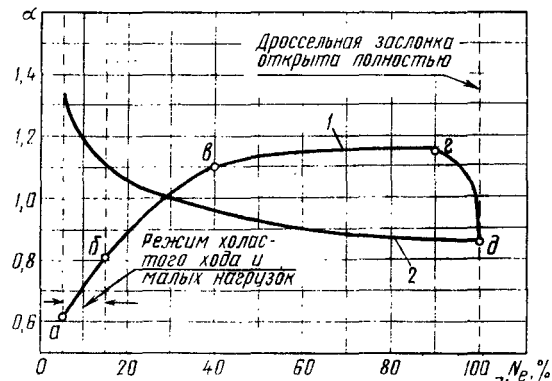


Рис. 110. Характеристики карбюраторов:

1 — характеристика карбюратора, необходимая для различных режимов работы двигателя; 2 — характеристика простейшего карбюратора.

В простейшем карбюраторе (кривая 2) при пуске двигателя, работе на холостом ходу и с малыми нагрузками из-за недостаточного разрежения в диффузоре из распылителя поступает мало топлива, и горючая смесь получается бедной или обедненной.

При средних нагрузках в связи с увеличением разрежения количество топлива, поступающего в смесительную камеру, возрастает, но не пропорционально увеличению количества поступающего воздуха, а в большей степени. Поэтому горючая смесь обогащается. При переходе к полной нагрузке простейший карбюратор не дает необходимого постепенного обогащения смеси.

Таким образом, простейший карбюратор при этих режимах дает изменение состава смеси, обратное тому, которое требуется.

При резком открытии дроссельной заслонки нужно в цилиндры подавать обогащенную смесь, чтобы двигатель быстро повысил частоту вращения, увеличивая свою мощность, то есть имел хорошую *приемистость*. В простейшем карбюраторе при резком открытии дроссельной заслонки горючая смесь обедняется.

§ 3. Устройство карбюратора для получения горючей смеси требуемого состава

Для приготовления смеси требуемого состава на разных режимах работы автомобильного двигателя в конструкцию простейшего карбюратора включены следующие дополнительные устройства:

- 1) *система холостого хода* — устройство для работы двигателя на холостом ходу и с малыми нагрузками;
- 2) *главное дозирующее устройство*, обеспечивающее в широком диапазоне средних нагрузок постоянство обедненного (экономичного) состава смеси;
- 3) *пусковое устройство*;
- 4) *экономайзер или эконоустат* — устройство для обогащения смеси при работе двигателя на больших нагрузках путем подачи дополнительного количества топлива в смесительную камеру;
- 5) *ускорительный насос* — устройство для дополнительного обогащения смеси при резком открытии дроссельной заслонки.

Система холостого хода. Во время работы двигателя на холостом ходу и с малыми нагрузками дроссельная заслонка *б* (рис. 111, *а*) почти полностью закрыта.

Поэтому разрежение и скорость воздушного потока в диффузоре настолько малы, что истечения топлива из распылителя главного жиклера *10* недостаточно для образования горючей смеси нужного состава. В то же время за дроссельной заслонкой *б* создается большое разрежение. В этих условиях приготовление горючей смеси обеспечивается системой холостого хода.

Благодаря разрежению за дроссельной заслонкой топливо засасывается через жиклер *11*

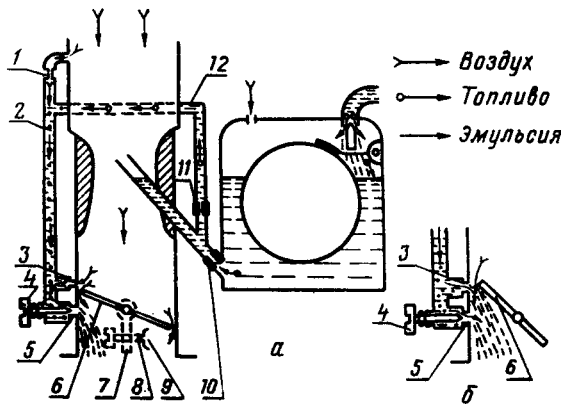


Рис. 111. Схемы работы системы холостого хода карбюратора:

1 — воздушный жиклер; 2, 12 — каналы; 3, 5 — выходные отверстия; 4 — регулировочный винт; 6 — дроссельная заслонка; 7 — рычажок; 8 — винт ограничения открытия дроссельной заслонки; 9 — прилив на корпусе карбюратора; 10 — главный жиклер; 11 — жиклер холостого хода.

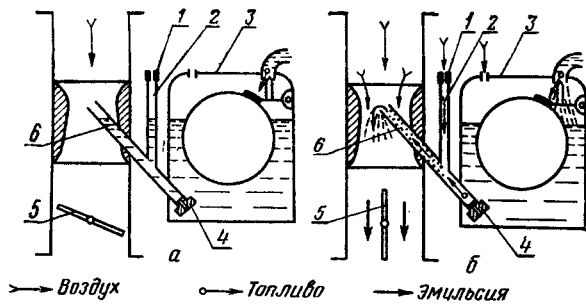


Рис. 112. Схема главного дозирующего устройства с изменением разрежения у топливного жиклера карбюратора с падающим потоком:

a — двигатель не работает; *b* — двигатель работает с нагрузкой; 1 — воздушный жиклер; 2 — колодец; 3 — поплавковая камера; 4 — топливный жиклер; 5 — дроссельная заслонка; 6 — распылитель.

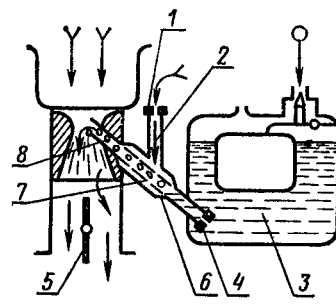


Рис. 113. Схема работы главного дозирующего устройства с эмульсионной трубкой:

7 — эмульсионная трубка; 8 — отверстие (остальные обозначения те же, что на рисунке 112).

и канал 12 в канал 2, куда через воздушный жиклер 1 проходит воздух. Образуется эмульсия, которая через выходное отверстие 5 поступает во впускной трубопровод. Для обеспечения плавного перехода от режима холостого хода к режиму работы с нагрузкой канал 2 имеет выходные отверстия 5 и 3, одно из которых — 3 находится выше, а другое — 5 ниже кромки закрытой дроссельной заслонки.

При холостом ходе, когда дроссельная заслонка почти полностью закрыта, эмульсия через отверстие 5 поступает во впускной трубопровод, а через отверстие 3 в канал 2 проходит воздух, снижая разрежение в канале, вследствие чего уменьшается содержание топлива в эмульсии и улучшается ее приготовление.

Для перехода на малые нагрузки дроссельную заслонку несколько открывают. При этом кромка дроссельной заслонки сначала перекрывает отверстие 3, и через него прекращается подача воздуха в канал 2, поэтому через отверстие 5 поступает эмульсия, более богатая топливом. Затем оба отверстия оказываются за дроссельной заслонкой (рис. 111,б), и эмульсия поступает из обоих отверстий в большем количестве. При дальнейшем открытии дроссельной заслонки подача эмульсии через систему холостого хода постепенно уменьшается.

Количество подаваемой эмульсии и ее состав регулируют во время холостого хода винтом 4, расположенным напротив отверстия 5. При ввертывании винта сечение отверстия 5 для выхода эмульсии уменьшается. Сечения воздушных отверстий остаются неизменными. Поэтому разрежение в канале 2 падает и смесь обедняется.

Чтобы двигатель на холостом ходу устойчиво работал при минимальной частоте вращения коленчатого вала, дроссельную заслонку нужно при-

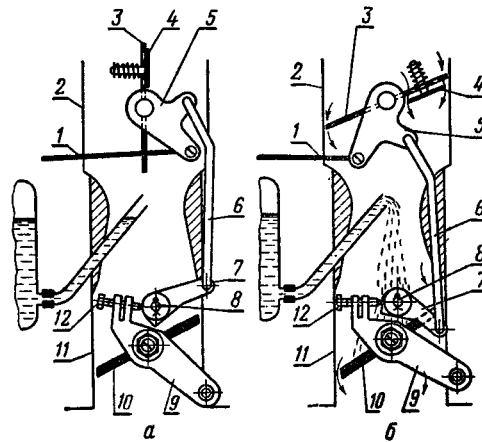


Рис. 114. Схема действия воздушной заслонки карбюратора:

a — заслонка открыта; *b* — заслонка закрыта; 1 — трос привода воздушной заслонки; 2 — входной патрубок; 3 — воздушная заслонка; 4 — автоматический клапан; 5 — рычаг привода воздушной заслонки; 6 — тяга; 7 — промежуточный рычаг; 8 — ось промежуточного рычага; 9 — рычаг привода дроссельной заслонки; 10 — дроссельная заслонка; 11 — смесительная камера; 12 — винт для регулировки открытия дроссельной заслонки при холостом ходе.

крыть на строго определенную величину. Для этой цели предназначен регулировочный винт 8, установленный на рычажке 7 привода дроссельной заслонки. При минимальной устойчивой частоте вращения коленчатого вала двигателя торец винта 8 должен упираться в специальный прилив 9 на корпусе карбюратора. Ввертывая и отвертывая винт 8, можно найти положение дроссельной заслонки, обеспечивающее такую частоту вращения коленчатого вала.

Главное дозирующее устройство. В карбюраторах К-06, К-88А, К-126Б двигателей ПД-10У, ЗИЛ-130 и ГАЗ-53 применены главные дозирующие устройства с изменением разрежения у топливного жиклера. В них имеется топливный жиклер 4 (рис. 112) и колодец 2, в верхней части которого установлен воздушный жиклер 1. Когда двигатель не работает, топливо устанавливается в поплавковой камере 3, колодце 2 и распылителе 6 на одном уровне (рис. 112, а).

По мере открытия дроссельной заслонки 5 увеличивается разрежение в диффузоре, и из распылителя 6 начинает вытекать топливо. При этом уровень топлива в колодце 2 быстро понижается. Когда топливо в колодце израсходуется, в него через воздушный жиклер 1 начнет поступать воздух, который понизит разрежение у топливного жиклера 4. В результате истечение топлива из жиклера замедлится и горючая смесь обеднится (рис. 112, б). Путем подбора сечений топливного и воздушного жиклеров можно приблизить состав смеси к желаемому (см. рис. 110, кривая 1). У такого главного дозирующего устройства в смесительную камеру через распылитель 6 подается не топливо, а эмульсия, образующаяся при смешивании топлива с воздухом, поступающим в распылитель.

Эмульсирование топлива воздухом в главном дозирующем устройстве обычно осуществляется через специальную трубку 7 (рис. 113), имеющую несколько отверстий 8. Эмульсионная трубка может быть расположена в распылителе 6 или в колодце 2.

Пусковое устройство. При пуске частота вращения коленчатого вала двигателя невелика, поэтому разрежение в смесительной камере недостаточно и система холостого хода и главное дозирующее устройство не обеспечивают получение достаточно обогащенной горючей смеси. В современных карбюраторах в качестве пускового приспособления применяется воздушная заслонка 3 (рис. 114, а), которая устанавливается во входной трубке 2. При закрытии воздушной заслонки (рис. 114, б) повышается разрежение в смесительной камере 11. В результате смесь обогащается за счет интенсивного истечения топлива из распылителей главного дозирующего устройства и системы холостого хода. Воздух для образования горючей смеси проникает через щели у кромки воздушной заслонки.

При первых вспышках разрежение в смесительной камере резко возрастает, и вследствие переобогащения смеси двигатель может заглохнуть. Поэтому на воздушной заслонке устанавливают автоматический клапан 4, который при резком повышении разрежения в смесительной камере открывается под действием атмосферного давления, и в смесительную камеру дополнительно поступает воздух, уменьшающий переобогащение смеси.

При пуске двигателя дроссельная заслонка 10 должна быть немного открыта. Чтобы при закрытии воздушной заслонки дроссельная заслонка несколько приоткрылась, их связывают системой тяг и рычажков. Управление воздушной заслонкой в большинстве карбюраторов осуществляется вручную при помощи троса 1, выведенного в кабину водителя.

Экономайзер состоит из жиклера 1 (рис. 115) и клапана 3, который прижимается к своему седлу пружиной. Клапан может иметь механический или вакуумный привод.

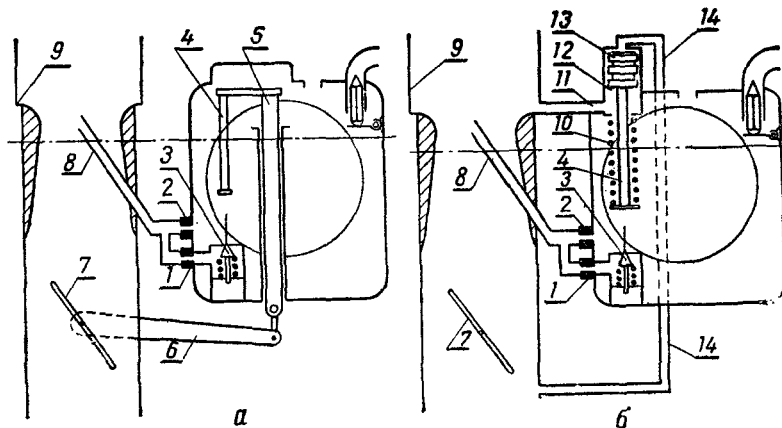


Рис. 115. Схемы экономайзеров:

a — с механическим приводом; *б* — с вакуумным приводом; 1 — жиклер экономайзера; 2 — главный жиклер; 3 — клапан; 4 — шток; 5 — тяга; 6 — рычаг; 7 — дроссельная заслонка; 8 — распылитель; 9 — воздушный патрубок; 10 — пружина; 11, 14 — каналы; 12 — цилиндр; 13 — поршень.

Экономайзер с механическим приводом (рис. 115, *a*) работает следующим образом. Когда открытие дроссельной заслонки 7 приближается к полному, рычаг 6 настолько перемещает тягу 5 вниз, что шток 4 открывает клапан 3 и топливо из поплавковой камеры подается через жиклер 1 в распылитель 8 главного дозирующего устройства. Таким образом, в этот период в смесительную камеру через распылитель 8 поступает топливо из главного жиклера 2 и из жиклера 1 экономайзера.

При вакуумном приводе экономайзера (рис. 115, *б*) шток 4 снабжен поршнем 13, находящимся в цилиндре 12. Шток 4 отжимается книзу при помощи пружины 10. Нижняя часть цилиндра 12 соединена каналом 11 с воздушным патрубком 9, а верхняя часть — каналом 14 с пространством за дроссельной заслонкой.

Во время работы двигателя с открытой не более чем на три четверти дроссельной заслонкой 7 разрежение за дроссельной заслонкой, а следовательно, и над поршнем 13 больше, чем в воздушном патрубке 9. Поэтому поршень 13, преодолевая сопротивление пружины 10, поднимается.

При открытии дроссельной заслонки, близком к полному, разрежения в воздушном патрубке и за дроссельной заслонкой становятся почти одинаковыми, и поршень 13 со штоком 4 под действием пружины 10 опускается. При этом шток 4 открывает клапан 3, и дополнительное количество топлива через жиклер 1 экономайзера поступает в распылитель 8.

Преимущество вакуумного привода перед механическим состоит в следующем. Механический привод включает экономайзер только при определенной степени открытия дроссельной заслонки независимо от частоты вращения коленчатого вала двигателя. А вакуумный прибор включает экономайзер при разных положениях дроссельной заслонки в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Чем меньше частота вращения, тем при меньшем угле открытия дроссельной заслонки включается экономайзер. Такое свойство экономайзера обеспечивает более раннее обогащение смеси при увеличении нагрузки.

Если экономайзер не имеет отдельного привода, а включается только под воздействием разрежения, то его называют *эконостат*.

Ускорительный насос с механическим приводом получил наибольшее распространение. Иногда он объединен с экономайзером. Когда дроссельная заслонка 4 (рис. 116) закрывается, рычаг 5 через тяги 6

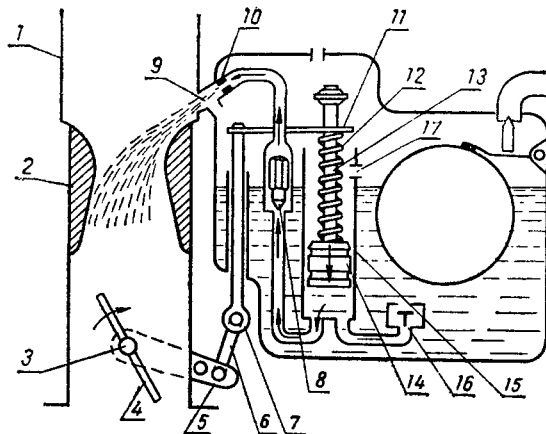


Рис. 116. Схема ускорительного насоса с механическим приводом:

1 — воздушный патрубок; 2 — диффузор; 3 — ось; 4 — дроссельная заслонка; 5 — рычаг; 6, 7 — тяги; 8 — игольчатый выпускной клапан; 9 — канал; 10 — жиклер; 11 — пластинка; 12 — пружина; 13 — шток; 14 — поршень; 15 — цилиндр; 16 — впускной клапан; 17 — отверстие для слива топлива.

и 7 и пластинку 11 поднимает шток 13 с поршнем 14. При этом топливо из поплавковой камеры через впускной клапан 16 поступает в цилиндр 15. Впускной клапан 8 во время заполнения цилиндра топливом закрыт.

При резком открытии дроссельной заслонки рычаг 5 перемещает тяги 6 и 7 и пластинку 11 вниз. Пластинка сжимает пружину 12, которая затем толкает поршень 14 вниз. Под давлением топлива в цилиндре 15 закрывается впускной 16 и открывается выпускной 8 клапаны, и в смесительную камеру через жиклер 10 впрыскивается топливо.

Пружина 12 введена в привод ускорительного насоса для улучшения приемистости двигателя. Она обеспечивает впрыск топлива в течение 1—3 с.

Канал 9 сообщает распылитель жиклера 10 с воздушным пространством поплавковой камеры. Это снижает разрежение у жиклера 10 и предотвращает подсосывание топлива в смесительную камеру из системы ускорительного насоса, когда насос не работает.

Отверстие 17 в верхней части цилиндра 15 нужно для стока в поплавковую камеру топлива, прошедшего вверх через неплотности между поршнем и цилиндром при закрытии дроссельной заслонки.

§ 4. Устройство и работа карбюратора К-06

Однодиффузорный с горизонтальной смесительной камерой беспоплавковый карбюратор К-06 (рис. 117) устанавливают на пусковые двигатели ПД-10У, ПД-8 и П-350. У него в отличие от других моделей карбюраторов поступление в достаточном количестве топлива к жиклерам обеспечивается не поплавком, а диафрагмой 10.

Главное дозирующее устройство карбюратора состоит из жиклера-распылителя 6, топливного клапана 7 и седла 8 клапана. В систему холостого хода входят воздушный канал 19, жиклер 17, винт 18, топливный 14 и эмульсионный 15 каналы и выходные отверстия 16.

Топливо в камеру над диафрагмой 10 поступает через штуцер 4, сетчатый фильтр 22 и отверстие седла 21 (клапан 20 открыт). При работе двигателя топливо из этой полости высасывается через жиклер-распылитель 6, и давление в полости понижается. Полость под диафрагмой сообщается балансировочным отверстием 11 с атмосферой. За счет разницы давлений в полостях диафрагма прогибается и нажимает на конец рычажка 13, преодолевая усилие пружины 5. Топливный клапан 20, укрепленный на противоположном конце рычажка 13, отходит от седла 21, и топливо поступает в полость над диафрагмой, заполняя ее. Давление выравнивается, и диафрагма возвращается в первоначальное положение. Под действием усилия пружины 5 рычажок 13 также занимает прежнее положение и клапан 20 перекрывает доступ топлива в полость над диафрагмой.

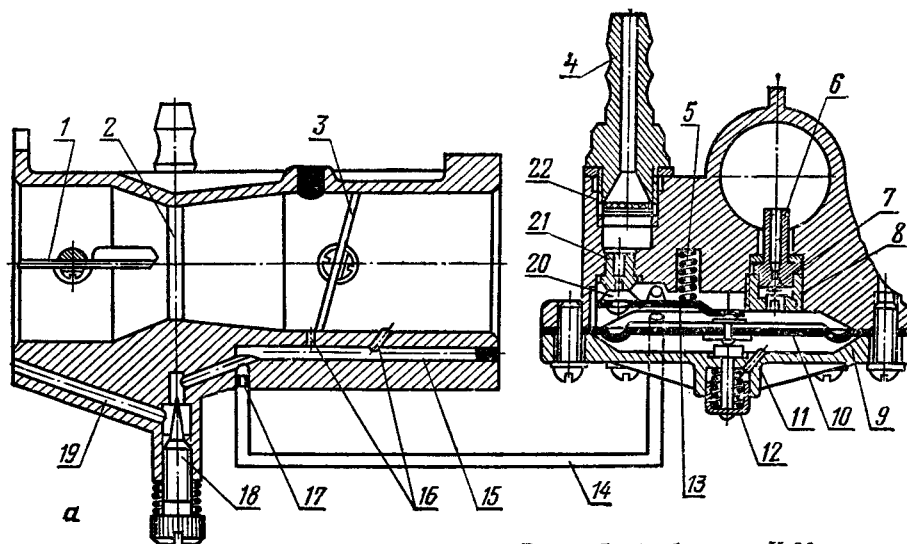


Рис. 117. Карбюратор К-06:

a — принципиальная схема; *б* — общий вид: 1 — воздушная заслонка; 2 — диффузор; 3 — дроссельная заслонка; 4 — штуцер; 5 — пружина; 6 — жиклер-распылитель; 7 — топливный клапан; 8 — седло клапана; 9 — крышка; 10 — диафрагма; 11 — балансировочное отверстие; 12 — утопитель; 13 — рычажок; 14 — топливный канал системы холостого хода; 15 — эмульсионный канал системы холостого хода; 16 — выходные отверстия системы холостого хода; 17 — жиклер системы холостого хода; 18 — регулировочный винт холостого хода; 19 — воздушный канал системы холостого хода; 20 — топливный клапан; 21 — седло топливного клапана; 22 — фильтр; 23 — рычажок ручного управления дроссельной заслонкой; 24 — рычажок управления воздушной заслонкой; 25 — гайка-барашек; 26 — крышка патрубка воздушной заслонки; 27, 28 — прокладки; 29 — регулировочный винт.

При пуске холодного двигателя дроссельную заслонку 3 открывают полностью, воздушную же заслонку 1 только приоткрывают. Благодаря тому что воздушная заслонка препятствует доступу воздуха в смесительную камеру, в ней даже при небольшой частоте вращения коленчатого вала создается значительное разрежение, под действием которого из жиклера-распылителя 6 высасывается топливо, а из отверстий 16 — эмульсия. При этом образуется богатая смесь.

Карбюратор снабжен утопителем 12, облегчающим пуск двигателя. Нажав на утопитель, принудительно прогибают диафрагму и заполняют топливом полость над ней.

Пуск прогретого двигателя аналогичен пуску холодного, с тем лишь отличием, что воздушную заслонку не закрывают.

При работе двигателя на холостом ходу качество смеси регулируют винтом 18, ввертывая который, смесь обогащают, вывертывая — обедняют. Минимальную устойчивую частоту вращения коленчатого вала двигателя на холостом ходу устанавливают винтом 29.

При работе двигателя с нагрузкой дроссельная заслонка 3 открыта поэтому разрежение в диффузоре 2 весьма велико. Оно вызывает истечение топлива из жиклера-распылителя 6. В это время у выходных отверстий 16 системы холостого хода разрежение настолько мало, что топливо через жиклер 17 не поступает.

С увеличением частоты вращения коленчатого вала двигателя разрежение в диффузоре усиливается, но количество топлива, поступающе-

го из жиклера-распылителя 6, уменьшается. Это происходит вследствие того, что через каналы 19, 14 и жиклер 17 в полость над диафрагмой подсасывается воздух, благодаря чему снижается разрежение у жиклера-распылителя 6. Таким образом, с возрастанием частоты вращения коленчатого вала двигателя смесь не обогащается.

§ 5. Устройство и работа карбюратора К-88А

Карбюраторы К-88А (рис. 118) двигателя ЗИЛ-130 и К-126Б двигателя ГАЗ-53 двухкамерные, с двумя диффузорами постоянного сечения, падающим потоком смеси, балансированной поплавковой камерой и параллельным открытием дроссельных заслонок. Они имеют регулируемую систему холостого хода, главное дозирующее устройство с изменением разрежения у топливного жиклера, экономайзер и ускорительный насос с механическим приводом и пусковое устройство.

Каждая из камер этих карбюраторов работает независимо от другой и обеспечивает подачу горючей смеси в четыре цилиндра.

Карбюратор К-88А состоит из верхней части, в которую входят воздушная горловина и крышка поплавковой камеры, средней части, являющейся корпусом поплавковой камеры, и нижней части — корпуса смесительных камер. Верхний и средний корпуса отлиты из цинкового сплава, а нижний — из чугуна.

В корпусе воздушной горловины размещена заслонка 8, которая имеет автоматический клапан 7. Здесь же расположен сетчатый фильтр 3 и игольчатый клапан 2. Как одно целое с корпусом воздушной горловины отлиты форсунки 10.

Внутри корпуса поплавковой камеры находятся поплавки 1, воздушный жиклер 5, двойные диффузоры, поршень 34 ускорительного насоса, его пружина 32 и шток 31, клапан 28 и жиклер 29 экономайзера, топливные жиклеры: главные 23, холостого хода 24, полной мощности 22.

В корпусе смесительных камер имеется два патрубка. В каждом из них установлена дроссельная заслонка 16 и винт 17 регулировки состава смеси при холостом ходе. Обе дроссельные заслонки жестко закреплены на одном валике. При помощи рычага 15 и тяги 14 валик дроссельных заслонок соединен с ускорительным насосом.

При пуске холодного двигателя (рис. 118, а) воздушная заслонка 8 закрывается, вместе с этим через систему рычагов и тяг немного открываются дроссельные заслонки 16. При проворачивании коленчатого вала топливо (бензин) будет поступать через жиклеры — главные 23 и холостого хода 24 — в канал 21 и через жиклер 22 полной мощности в малые диффузоры. Бензин эмульсируется воздухом, поступающим через жиклеры 4 и 5. Обогащенная смесь из смесительных камер через щели между кромкой дроссельных заслонок и стенками смесительных камер попадает за дроссельную заслонку. Сюда же поступает эмульсия из каналов 21 через регулируемые отверстия 18.

Дополнительное обогащение смеси перед пуском осуществляется ускорительным насосом. Для этого нужно 1—2 раза резко нажать на педаль управления дроссельной заслонкой.

После того как двигатель начал работать, обогащение смеси уменьшается вследствие прохода воздуха через автоматический клапан 7 на воздушной заслонке 8.

При работе двигателя на холостом ходу воздушная заслонка 8 полностью открыта, а дроссельные 16 немного приоткрыты. Под действием разрежения за дроссельными заслонками, которое через отверстия 18, 19 и 20 передается в каналы 21, бензин из поплавковой камеры через главные жиклеры 23 и жиклеры 24 холостого хода подается в каналы 21. В эти же каналы по жиклеру 4 засасывается воздух. Образуется

эмульсия, которая по отверстиям 18, 19 и 20 поступает в смесительные камеры, где смешивается с основным потоком воздуха, проходящим в зазоры между стенками смесительных камер и кромками дроссельных заслонок.

Наличие двух выходных отверстий 19 и 20 обеспечивает плавный переход от режимов холостого хода к работе двигателя под нагрузкой. Качество смеси регулируют винтом 17. Если винт отвертывать, смесь обогащается, а если заворачивать — обедняется.

Минимальную частоту вращения коленчатого вала на холостом ходу регулируют упорным винтом, ограничивающим закрытие дроссельной заслонки.

При работе двигателя на средних нагрузках (рис. 118, б) разрежение в малых диффузорах достигает такого значения, при котором включается в работу главное дозирующее устройство. Бензин подается через главные жиклеры 23, а воздух — через воздушные жиклеры 4 и 5. Воздух, поступающий через жиклеры 4, снижает разрежение у жиклеров 22 полной мощности. В верхней части наклонных каналов, где расположены жиклеры 22, бензин эмульсируется воздухом, идущим через жиклеры 5. Выход эмульсированного бензина осуществляется через кольцевые щели в малых диффузорах. Таким образом, главное дозирующее устройство работает по принципу двух последовательно включенных топливных жиклеров: главного 23 и полной мощности 22. Кольцевая щель в малом диффузоре дает возможность более равномерно распределить бензин в потоке воздуха и тем самым улучшить его испарение.

Работа карбюратора при включении экономайзера (рис. 118, в). По мере открытия дроссельных заслонок 16 рычаг 15 через тягу 14, планку 13 и шток 12 опускает толкатель 25. Поэтому клапан 28 отходит от седла 27, и бензин через отверстие 26 и жиклер 29 экономайзера попадает в главный топливный канал 30, увеличивая количество бензина, подаваемого к жиклерам 22 полной мощности. По пути бензин смешивается с воздухом, поступающим через жиклеры 4 и 5 и входные отверстия 18, 19 и 20.

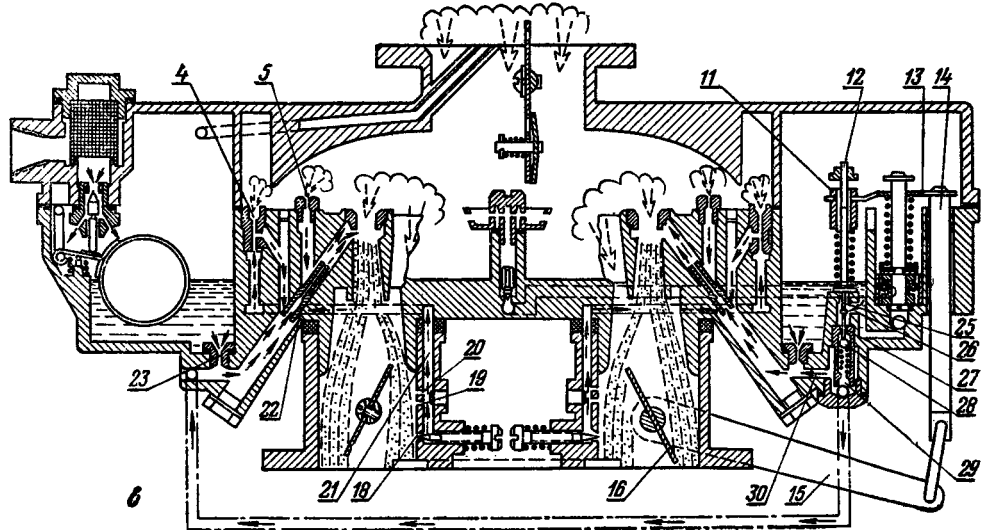
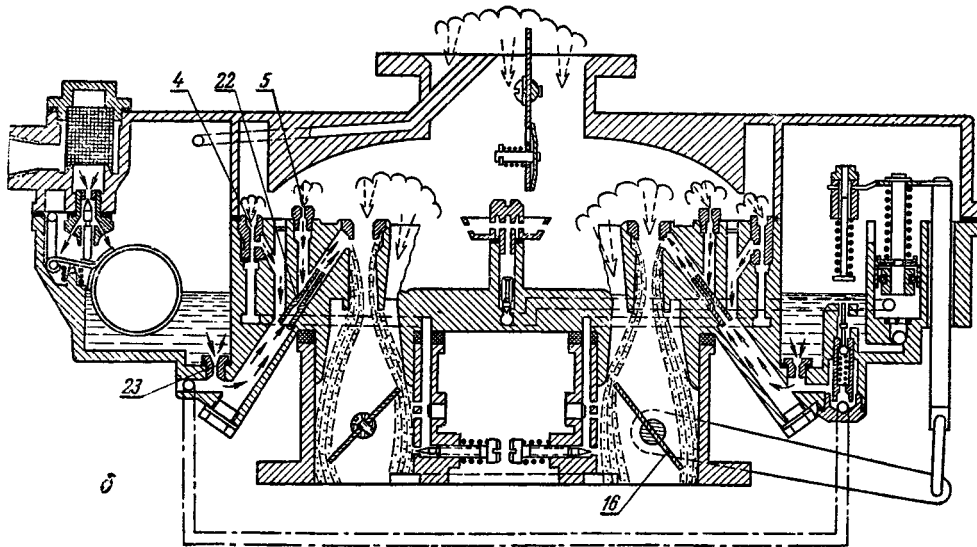
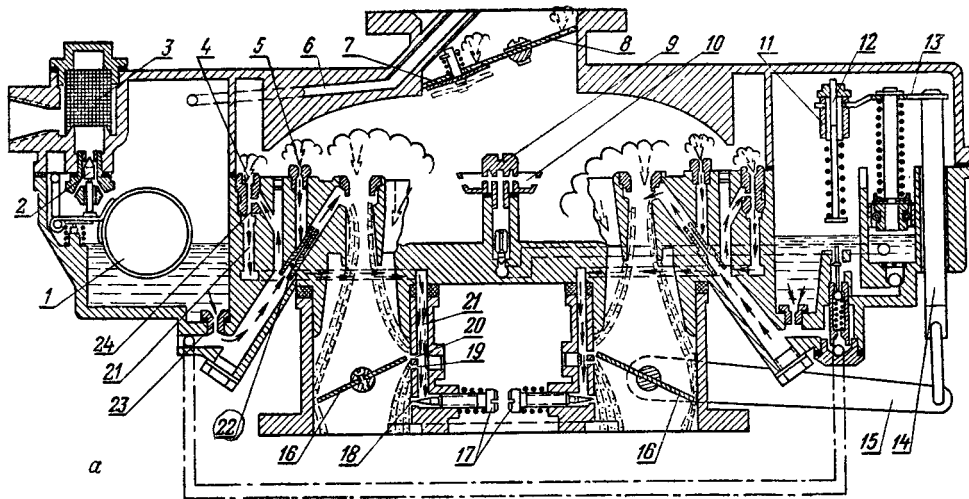
При работе двигателя на полных нагрузках, когда дроссельные заслонки 16 открыты полностью или почти полностью, за счет усиления разрежения увеличивается подача топлива через жиклеры 22 полной мощности. Проходные сечения жиклеров 23 и 29 подобраны с учетом получения от двигателя максимальной мощности.

При резком открытии дроссельных заслонок (рис. 118, г) рычаг 15 перемещает планку 13 вниз. Планка сжимает пружину 32 ускорительного насоса, и поршень 34 (шток 31 поршня свободно проходит через отверстие планки) опускается. При этом шариковый клапан 35 плотно прижимается к отверстию, по которому в полость под поршнем поступал бензин, а бензин из этой полости по каналу 33, открывая игольчатый клапан 36, через полый винт 9 идет в форсунку 10. Бензин, выходящий тонкими струйками из отверстия форсунки, распыливается потоком воздуха и, смешиваясь с ним, кратковременно обогащает горючую смесь.

Пружина 32 способствует плавному опусканию поршня в колодце. Этим достигается затажной впрыск бензина и устраняется чрезмерное и резкое давление поршня на бензин и, следовательно, торможение при открытии дроссельной заслонки.

Подсос бензина через форсунку в области больших частот вращения коленчатого вала предотвращает игольчатый клапан 36. Если он и пропустит небольшое количество бензина, то бензин накопится в полости 37, истечение из которой тормозится потоком воздуха.

При медленном открытии дроссельной заслонки бензин из-под поршня 34 просачивается в надпоршневое пространство и оттуда через щель 38 стекает в поплавковую камеру.



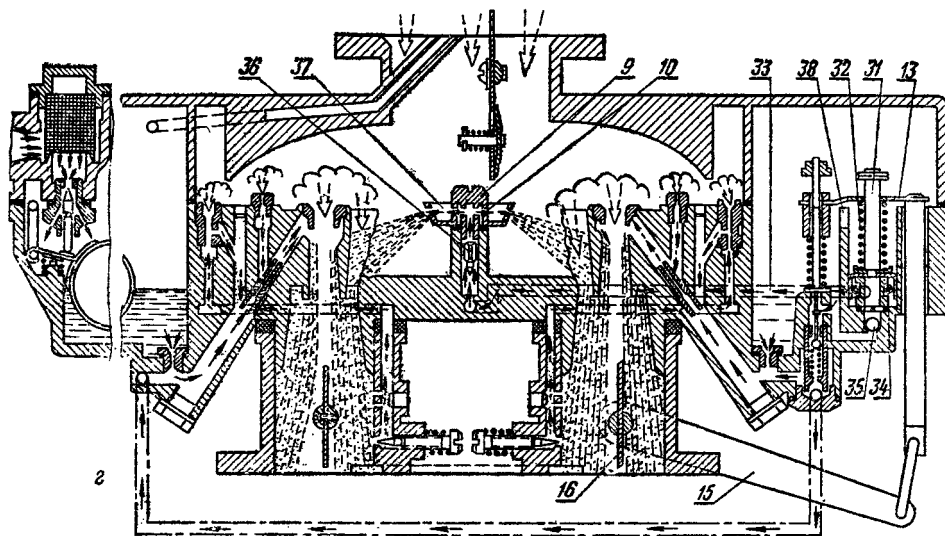


Рис. 118. Схемы работы карбюратора К-88А:

a — при пуске двигателя; *б* — при средних нагрузках двигателя; *в* — при включении экономайзера; *г* — при резком открытии дроссельных заслонок: 1 — поплавок; 2 — игольчатый клапан; 3 — фильтр; 4 — воздушный жиклер холостого хода; 5 — воздушный жиклер; 6 — канал балансирования поплавковой камеры; 7 — автоматический клапан воздушной заслонки; 8 — воздушная заслонка; 9 — полый винт; 10 — форсунка; 11 — направляющая; 12, 31 — штоки; 13 — планка; 14 — тяга; 15 — рычаг; 16 — дроссельная заслонка; 17 — винт регулировки состава смеси при холостом ходе; 18 — регулируемое выходное отверстие; 19, 20 — нерегулируемые выходные отверстия; 21 — канал холостого хода; 22 — жиклер полной мощности; 23 — главный жиклер; 24 — топливный жиклер холостого хода; 25 — толкатель; 26 — отверстие; 27 — седло; 28 — клапан; 29 — жиклер экономайзера; 30 — главный топливный канал; 32 — пружина; 33 — канал к полному винту; 34 — поршень; 35 — шариковый клапан; 36 — игольчатый клапан; 37 — полость в форсунке; 38 — щель.

Карбюратор К-126Б на различных режимах работы двигателя действует в основном аналогично карбюратору К-88А, но конструкция их различна.

§ 6. Устройство и работа ограничителя максимальной частоты вращения коленчатого вала двигателя

Ограничитель максимальной частоты вращения коленчатого вала двигателя устанавливается на двигателях грузовых и специальных автомобилей. Он предназначен для того, чтобы избежать повышенного износа деталей двигателя и перерасхода топлива, которые возникают при чрезмерной частоте вращения коленчатого вала.

Ограничитель максимальной частоты вращения коленчатого вала двигателей ЗИЛ-130 и ГАЗ-53 — пневмоцентробежный. Он состоит из центробежного датчика, укрепленного на крышке картера распределительных шестерен двигателя, и пневматического диафрагменного исполнительного механизма, встроенного в карбюратор.

Внутри корпуса 3 (рис. 119) датчика помещен ротор 4 с клапаном 7, пружиной 5 и регулировочным винтом 2. Валик 6 ротора 4 приводится в движение от распределительного вала двигателя. Внутри валика 6 имеется канал 1, который трубкой 9 соединен с полостью А над диафрагмой 15 исполнительного механизма. Этот же канал 1 через отверстие 8 ротора соединен трубкой 10 с воздушным патрубком 12 карбюратора. Диафрагма 15 исполнительного механизма через шток 19, двуплечий рычаг 18 и валик 25 связана с рычагом 27 привода дроссельных заслонок 24. Полость Б под диафрагмой каналом 23 через отверстие 13 сообщается с воздушным патрубком 12.

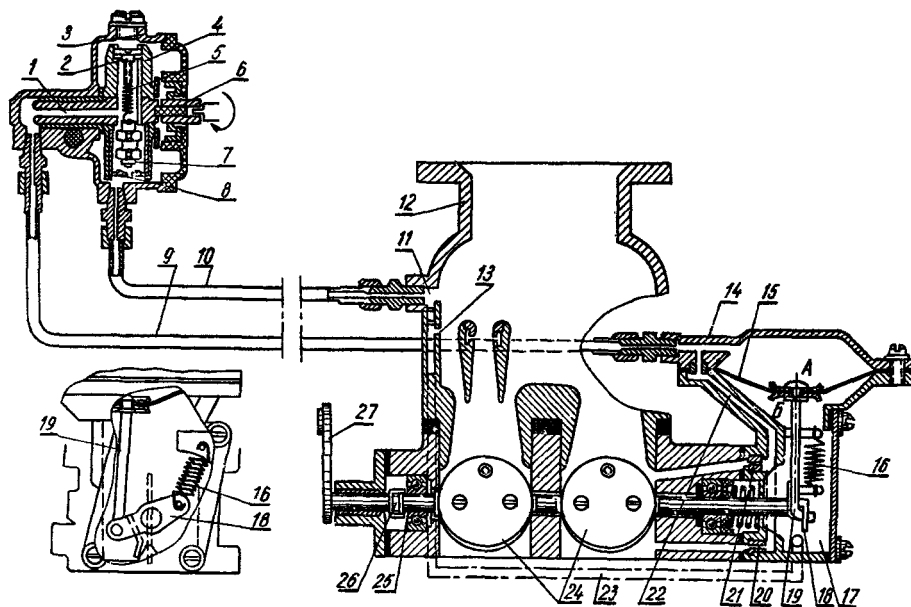


Рис. 119. Схема пневмоцентробежного ограничителя максимальной частоты вращения коленчатого вала двигателя:

1 — канал валика ротора; 2 — регулировочный винт; 3 — корпус; 4 — ротор; 5, 16 — пружины; 6 — валик ротора; 7 — клапан; 8 — отверстие; 9, 10 — трубки; 11, 13 — отверстия; 12 — воздушный патрубок карбюратора; 14 — диафрагменный исполнительный механизм; 15 — диафрагма; 17 — полость; 18 — двуплечий рычаг; 19 — шток; 20, 21 — жиклеры; 22, 23 — каналы; 24 — дроссельные заслонки; 25 — валик; 26 — вилка; 27 — рычаг; А — полость над диафрагмой; Б — полость под диафрагмой.

Если частота вращения коленчатого вала не превышает допустимого предела (3200 об/мин), то ротор 4 датчика не развивает достаточной центробежной силы и клапан 7, удерживаемый пружиной 5, не закрывает отверстия 8. Воздух из патрубка 12 по трубке 10 через отверстие 8 ротора, каналу 1, трубке 9, каналу 22 и жиклерам 20 и 21 будет поступать в смесительную камеру. Полость Б также сообщается с патрубком 12, поэтому давление в полостях А и Б одинаково, и диафрагма 15 под действием пружины 16 прогибается вниз. При этом исполнительный механизм никакого воздействия на валик 25 дроссельных заслонок 24 не оказывает; ими управляют рычагом 27, связанным с педалью в кабине водителя.

Когда частота вращения коленчатого вала достигает 3200 об/мин, клапан 7 вращающегося ротора 4 под действием центробежной силы, преодолевая натяжение пружины 5, закроет отверстие 8 и поступление воздуха из патрубка 12 в полость А над диафрагмой прекратится, а разрежение в эту полость передается из смесительной камеры через жиклеры 20 и 21 и канал 22.

Под действием давления воздуха, поступающего из патрубка 12 по каналу 23 в полость Б, диафрагма 15 выгибается вверх, преодолевая сопротивление пружины 16, и шток 19 через двуплечий рычаг 18 поворачивает валик 25. Валик повернется за счет зазора в вилке 26, и дроссельные заслонки несколько прикроются, предотвращая возможность дальнейшего увеличения частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Частоту вращения, при которой начинает действовать ограничитель, можно регулировать, изменяя натяжение пружины 5 винтом 2. Ограничитель максимальной частоты вращения регулируется на заводах при помощи специальных приборов.

§ 7. Техническое обслуживание карбюраторов

Неисправности карбюратора чаще всего приводят к образованию горючей смеси, не соответствующей по качеству режиму работы двигателя: либо слишком богатой, либо слишком бедной.

Причинами, вызывающими переобогащение смеси, могут быть повышенный уровень топлива в поплавковой камере карбюратора, неполное открытие воздушной заслонки, увеличение пропускной способности жиклеров, негерметичность клапанов экономайзера и ускорительного насоса и некоторые другие.

Переобеднение смеси может быть вызвано засорением фильтра, жиклеров и каналов карбюратора, недостаточной подачей топлива из-за неисправностей подкачивающего насоса, проникновением воздуха между фланцами карбюратора.

Техническое обслуживание карбюратора заключается в поддержании его в чистоте, проверке креплений и устранении подтекания бензина, промывке фильтра и поплавковой камеры.

Детали карбюратора промывают в чистом бензине. При разборке и сборке нужно сохранять в целости уплотнительные прокладки. В случае необходимости жиклеры и каналы можно прочищать сжатым воздухом. При этом нельзя продувать собранный карбюратор через топливоподводящее отверстие и канал балансирования поплавковой камеры, так как это приводит к повреждению поплавка. Нельзя прочищать жиклеры и отверстия проволокой или металлическими предметами.

Периодически (в соответствии с указаниями завода) нужно проводить следующие проверочно-регулирующие работы: регулировку минимальной частоты вращения коленчатого вала двигателя на холостом ходу, регулировку привода управления дроссельной и воздушной заслонками, проверку уровня топлива в поплавковой камере, проверку пропускной способности дозирующих элементов карбюратора.

Глава 12

СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕ В ДИЗЕЛЯХ. ТОПЛИВНЫЕ НАСОСЫ И ФОРСУНКИ

§ 1. Смесеобразование в дизелях

Общие сведения. Образование горючей смеси в дизеле происходит внутри его цилиндра следующим образом. Топливо в цилиндр впрыскивается через форсунку под давлением, в несколько раз превышающим давление воздуха в конце такта сжатия. При этом скорость истечения топлива достигает 150—400 м/с. Вследствие трения о воздух струя топлива дробится на мелкие капельки диаметром 0,002—0,003 мм, которые образуют топливный факел, имеющий форму конуса. Угол конуса распыливания зависит в основном от формы и размеров сопла, давления впрыска, вязкости топлива и давления воздуха в цилиндре.

Смесеобразование в дизелях протекает за очень короткий промежуток времени. Это обстоятельство, а также плохая испаряемость дизельных топлив затрудняют процесс смесеобразования.

Для получения горючей смеси, способной быстро и полностью сгорать, нужно, чтобы топливо было распылено на возможно более мелкие частицы (наиболее тонко) и чтобы каждая частица имела вокруг себя необходимое для полного сгорания количество кислорода. Добиться такого равномерного распределения распыленного топлива в воздухе, находящемся в камере сгорания, трудно. Поэтому в цилиндр дизеля вводят воздуха больше, чем это теоретически необходимо ($\alpha = 1,20 \div 1,65$).

Чтобы уменьшить коэффициент избытка воздуха, а следовательно, повысить среднее эффективное давление и литровую мощность дизеля,

улучшают качество смесеобразования. Для этого необходимо выполнение следующих условий:

- 1) согласование формы камеры сгорания с формой, размером, числом и расположением топливных факелов, выходящих из форсунки;
- 2) создание в камере сгорания интенсивных воздушных потоков (вихрей), которые способствуют перемешиванию топлива с воздухом перед самовоспламенением и затем наиболее полному сгоранию;
- 3) тонкое распыливание топлива;
- 4) однородное распыливание топлива, то есть раздробление струи на капли, размер которых примерно одинаков;
- 5) достаточная дальнбойность топливного факела.

Выполнение первых двух условий или по крайней мере одного из них обеспечивается применением камер сгорания специальных конструкций.

Тонкость и однородность распыливания топлива достигаются двумя способами: а) увеличением давления впрыска, так как при этом создается большая скорость истечения топлива; б) уменьшением диаметра сопловых отверстий форсунки.

Чем меньше вязкость топлива, тем тоньше и однороднее распыляется топливо.

Дальнбойность топливного факела увеличивается при повышении давления впрыска и уменьшается при возрастании давления в камере сгорания. Последнее является следствием повышения сопротивления газовой среды проникновению частиц топлива.

Типы камер сгорания. Камеры сгорания современных дизелей по конструкции делятся на два типа: разделенные и неразделенные.

Разделенные камеры сгорания состоят из двух частей: основной камеры 7 (рис. 120, а), ограниченной днищем поршня 1 и поверхностью головки 3 цилиндров, и дополнительной (вихревой) камеры 5, расположенной в головке цилиндров. Основная и дополнительная камеры сообщаются между собой одним 6 или несколькими каналами. Канал 6 располагается по касательной к вихревой камере 5. Вихревая камера чаще всего имеет форму шара (Д-50 и СМД-14). Объем вихревой камеры составляет 60—70% всего объема камеры сгорания.

В такте сжатия воздух вытесняется поршнем из цилиндра через канал 6 в камеру 5. Форма вихревой камеры способствует созданию в ней интенсивных вихревых потоков воздуха. Топливо, впрыскиваемое форсункой 2, подхватывается воздушным потоком, хорошо перемешивается

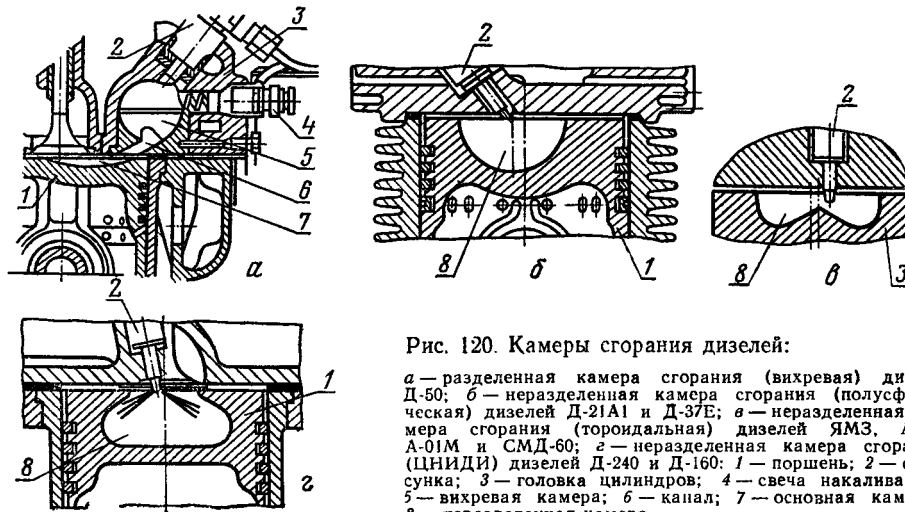


Рис. 120. Камеры сгорания дизелей:

а — разделенная камера сгорания (вихревая) дизеля Д-50; б — неразделенная камера сгорания (полусферическая) дизелей Д-21А1 и Д-37Е; в — неразделенная камера сгорания (тороидальная) дизелей ЯМЗ, А-41, А-01М и СМД-60; г — неразделенная камера сгорания (ЦНИДИ) дизелей Д-240 и Д-160; 1 — поршень; 2 — форсунка; 3 — головка цилиндров; 4 — свеча накалывания; 5 — вихревая камера; 6 — канал; 7 — основная камера; 8 — неразделенная камера.

с воздухом и самовоспламеняется. При сгорании топлива в вихревой камере давление и температура продуктов сгорания (газов) повышаются, и они вместе с несгоревшей частью топлива перетекают в основную камеру 7 сгорания, где перемешиваются с неиспользованным еще воздухом. В основной камере топливо сгорает полностью. В дизелях с вихревыми камерами интенсивное вихревое движение во время процессов сжатия и сгорания является главным фактором, обеспечивающим качественное смесеобразование.

Основные преимущества применения вихревых камер таковы: смесеобразование происходит при сравнительно невысоком давлении впрыска (11—13 МПа), обеспечивается мягкая работа дизеля — нарастание давления не превышает 0,2—0,3 МПа на 1° поворота коленчатого вала. К недостаткам вихревых камер следует отнести: повышенные удельные расходы топлива ($g_e=250—270$ г/кВт·ч) вследствие больших гидравлических и тепловых потерь при протекании газов из одной камеры в другую и более трудный пуск дизеля по причине повышенной теплопередачи от газов стенкам камеры сгорания.

Неразделенные камеры сгорания дизелей Д-21А1 и Д-37Е (рис. 120, б), ЯМЗ, А-41, А-01М и СМД-60 (рис. 120, в), Д-240 и Д-160 (рис. 120, г) и др. представляют собой единый объем, ограниченный днищем поршня и поверхностями головки и стенок цилиндра. В этот объем через форсунку впрыскивается топливо в виде одной или нескольких струй, и в нем происходят процессы смесеобразования и сгорания. Для лучшего использования воздушного заряда форму неразделенной камеры сгорания приспособляют к форме топливных факелов. Она должна помогать созданию интенсивного вихревого движения воздуха.

Основными преимуществами дизелей с неразделенными камерами сгорания (с непосредственным впрыском топлива) по сравнению с дизелями с разделенными камерами сгорания являются лучшая экономичность ($g_e=230—240$ г/кВт·ч) и сравнительно легкий пуск. Это объясняется компактностью камеры сгорания (на единицу объема приходится относительно небольшая поверхность) и отсутствием потерь энергии на преодоление гидравлических сопротивлений при перетекании газов из одной камеры в другую. К недостаткам дизелей с неразделенными камерами сгорания следует отнести жесткую работу (нарастание давления в процессе сгорания на 1° поворота коленчатого вала составляет 0,5÷0,8 МПа), повышенные требования к качеству применяемого топлива и необходимость высокого давления впрыска.

Если смесеобразование в дизелях с неразделенными камерами сгорания характеризуется равномерным распределением тонко распыленного топлива по всему объему камеры сгорания, то его называют *объемным*. В камерах рассматриваемого типа смесеобразование может быть и *пленочным*. Сущность его такова. В объем камеры сгорания, находящейся в поршне, многодырчатая форсунка распыливает 5—7% цикловой подачи топлива, а его основная часть попадает на горячие стенки камеры и распределяется на них в виде тонкой пленки, толщина которой не превышает 0,015 мм. Вначале воспламеняется топливо, распыленное в сжатом воздухе, а топливная пленка испаряется и вихревыми потоками воздушного заряда постепенно подается в зону горения. Постепенное сгорание топлива обеспечивает мягкую, относительно бесшумную и экономичную работу дизеля и дает возможность использовать различные топлива (бензин, керосин и дизельное).

В неразделенных камерах сгорания (полусферических, тороидальных и ЦНИДИ) количество топлива, распыливаемое в объеме воздуха, больше 7%, поэтому смесеобразование в них относится к *объемно-пленочному*. Оно обеспечивается кинетической энергией впрыснутого топлива и энергией воздушного заряда. В дизелях СМД-60 для создания

интенсивного вихревого движения воздуха седла впускных клапанов имеют козырьки.

Чтобы дизель обладал наилучшими мощностными и экономическими показателями, нужно начинать впрыскивать топливо в цилиндр до прихода поршня в в. м. т. Угол, на который кривошип коленчатого вала дизеля не доходит до в. м. т. в момент начала впрыска топлива, называют *углом опережения впрыска топлива*. Для основного режима работы дизеля характерен определенный угол опережения впрыска.

Если топливо впрыснуто рано, дизель работает жестко; если же топливо впрыснуто поздно, оно будет сгорать при расширении газов и потери тепла в охлаждающую среду и с отработавшими газами увеличатся, а следовательно, мощность и экономичность дизеля понизятся.

Чтобы форсунка впрыскивала топливо с требуемым опережением, топливный насос должен начинать подавать топливо еще раньше. Это вызвано необходимостью иметь некоторое время на нагнетание топлива от насоса к форсунке.

Угол, на который кривошип коленчатого вала не доходит до в. м. т. в момент начала подачи топлива из топливного насоса, называют *углом опережения подачи топлива*.

§ 2. Устройство и работа рядных топливных насосов высокого давления

Топливный насос служит для подачи под давлением к форсунке каждого цилиндра дизеля в определенный момент и за определенный промежуток времени одинаковой и точно отмеренной порции топлива, соответствующей нагрузке дизеля.

На дизели СМД-14, А-41, А-01М и Д-240 устанавливаются унифицированные рядные топливные насосы с отдельной насосной секцией золотниково-го типа для каждого цилиндра дизеля.

Секция топливного насоса базовой модели ТН-8,5×10 (рис. 121, а и б) представляет собой насос плунжерного (поршневого) типа.

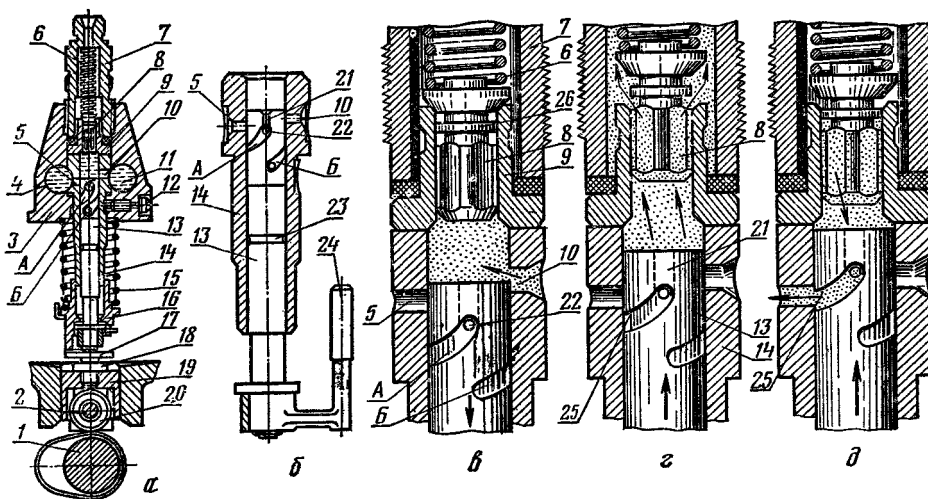


Рис. 121. Устройство и работа секции топливного насоса ТН-8,5×10:

а — секция топливного насоса; б — пара плунжер—гильза; в — впуск топлива; г — начало нагнетания топлива; д — перепуск топлива; е — кулачковый вал; ж — ось ролика; з — головка насоса; 4, 11 — продольные каналы в головке насоса; 5 — перепускное отверстие; 6 — пружина нагнетательного клапана; 7 — штуцер; 8 — нагнетательный клапан; 9 — седло нагнетательного клапана; 10 — впускное отверстие; 12 — установочный винт; 13 — плунжер; 14 — втулка (гильза); 15 — пружина; 16 — тарелка плунжера; 17 — регулировочный болт; 18 — контргайка; 19 — толкатель; 20 — ролик толкателя; 21 — центральное вертикальное отверстие в плунжере; 22 — диаметральный канал в плунжере; 23 — кольцевая канавка на плунжере; 24 — поводок; 25 — отсечная кромка винтовой канавки; 26 — цилиндрический пояс нагнетательного клапана; А и Б — винтовые канавки.

Циклы всасывания и нагнетания топлива происходят при возвратно-поступательном движении плунжера 13 во втулке (гильзе) 14. Кулачковый вал 1 насоса приводится во вращение от коленчатого вала дизеля посредством распределительных шестерен. При этом выступающая часть кулачка, пабая на ролик 20, который катится по поверхности кулачка, перемещает вверх толкатель 19. Вместе с толкателем поднимается плунжер 13, прижатый к торцу регулировочного болта 17 толкателя пружиной 15. Когда выступ кулачка выйдет из-под ролика, плунжер и толкатель под действием сжатой пружины опустятся и займут первоначальное положение.

При движении плунжера вверх происходит ход нагнетания топлива, при движении вниз — ход всасывания. Ход плунжера равен 10 мм, а его диаметр — 8,5 мм.

В гильзе 14 сделаны два сквозных отверстия: впускное 10 и перепускное 5. Впускное отверстие расположено несколько выше перепускного. Гильзы насосных секций установлены в одной общей головке 3, продольные каналы 11 и 4 которой заполнены топливом, поступающим из фильтра тонкой очистки. Впускное отверстие каждой гильзы соединено с каналом 11, а перепускное — с каналом 4. Верхнее отверстие гильзы закрывается нагнетательным клапаном 8, установленным в седле 9. Седло прижимается к гильзе штуцером 7, ввернутым в головку, а нагнетательный клапан — пружиной 6, вставленной в штуцер.

При движении плунжера вниз топливо с момента открытия впускного отверстия 10 (рис. 121, в) поступает из канала 11 (рис. 121, а) и заполняет полость над плунжером в гильзе. При движении плунжера вверх топливо в начальный период вытесняется из гильзы через впускное отверстие обратно в канал 11 головки. Когда верхняя кромка плунжера перекроет впускное отверстие, начнется активный ход плунжера, при котором в надплунжерном пространстве гильзы повышается давление. Когда это давление превысит противодействие топлива, находящегося в топливопроводе, и пружины 6, клапан 8 откроется (рис. 121, г). Топливо поступит в топливопровод и через форсунку будет впрыскиваться в цилиндр дизеля.

При дальнейшем движении плунжера отсечная кромка 25 (рис. 121, д) канавки А откроет перепускное отверстие 5. Вследствие большого давления в надплунжерной полости топливо через центральное вертикальное отверстие 21, диаметральный канал 22 и винтовую канавку А плунжера начнет перетекать по перепускному отверстию 5 в канал 4 (рис. 121, а) головки. Впрыск топлива через форсунку прекратится. В результате резкого уменьшения давления над плунжером пружина 6 (рис. 121, д) прижмет нагнетательный клапан к седлу 9, и клапан разъединит надплунжерное пространство гильзы и топливопровод в период перепуска топлива.

При опускании нагнетательного клапана вначале в седло входит цилиндрический поясok 26 клапана, называемый *разгрузочным*. Когда клапан опустится в седло, в топливопроводе высокого давления освободится объем, который занимал клапан и его поясok 26 (разгрузочный объем). В результате давление топлива в топливопроводе высокого давления резко снижается (приблизительно до 2,0÷2,5 МПа) и форсунка быстро прекращает впрыск топлива в цилиндр дизеля.

В момент открытия отсечной кромкой 25 плунжера перепускного отверстия 5 заканчивается активный ход — нагнетание. Дальнейшее движение плунжера вверх происходит вхолостую, так как топливо перетекает через вертикальное и диаметральный отверстия в плунжере и перепускное отверстие 5 (рис. 121, а) в канал 4 головки. По мере того как выступ кулачка вала 1 выходит из-под ролика, пружина 15 разжимается и отпускает плунжер, открывая впускное отверстие 10. После этого весь процесс повторяется.

Винтовая канавка *Б* симметрична и противоположна канавке *А*. Они соединены диаметральной канавкой 22. Наличие двух канавок выравнивает боковое давление на плунжер, и он изнашивается меньше.

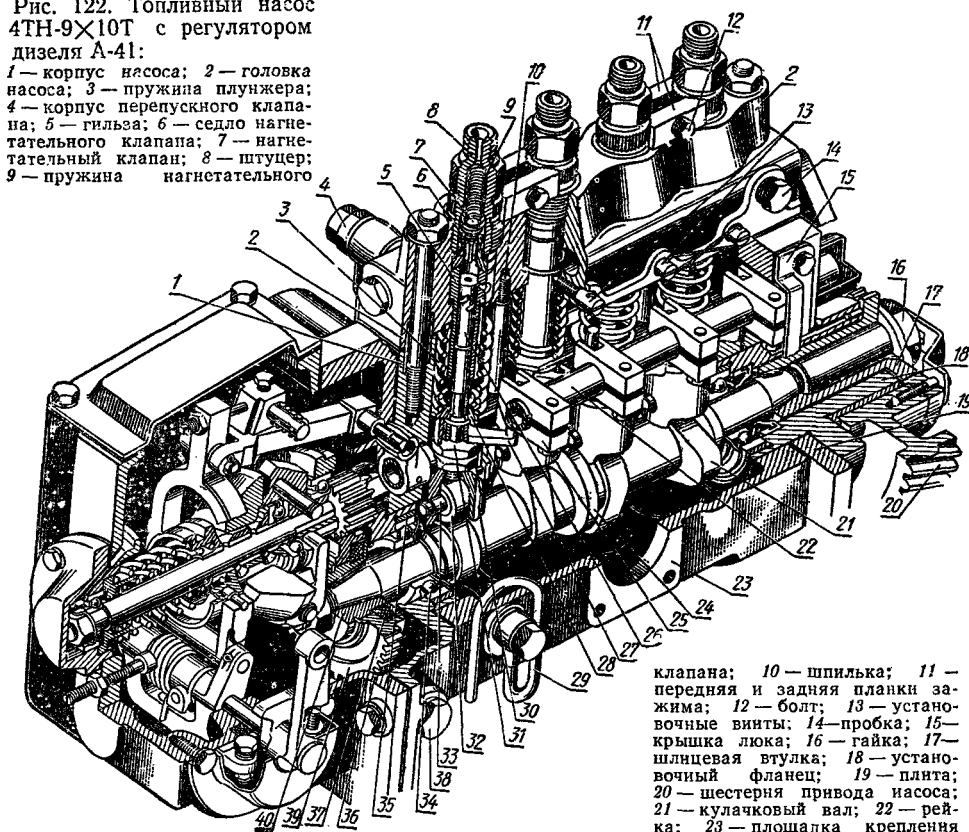
Мощность дизеля регулируют, увеличивая или уменьшая количество топлива, подаваемого в его цилиндры. Для этого изменяют геометрический активный ход плунжера 13, поворачивая его за поводок. При повороте плунжера (рис. 121, *з*) против часовой стрелки (если смотреть сверху) подача топлива увеличивается, а при повороте по часовой стрелке — уменьшается. Таким образом, поворачивая плунжер вокруг его оси, регулируют количество подаваемого в цилиндр топлива, а следовательно, и мощность дизеля. При этом общий ход плунжера и момент начала подачи топлива остаются постоянными, а момент окончания подачи меняется в зависимости от положения отсечной кромки плунжера относительно перепускного отверстия.

При нагнетании насосом топливо несколько сжимается, а топливопроводы немного расширяются. Поэтому для обеспечения наиболее выгодного угла опережения впрыска топлива форсункой топливный насос должен начать подачу (нагнетание) топлива чуть раньше. В паспорте насоса для каждой модели дизеля указывается наиболее благоприятное (оптимальное) значение угла подачи топлива по углу поворота кулачкового вала насоса относительно верхней мертвой точки толкателя.

Топливный насос 4ТН-9×10Т дизеля А-41 (четырёхсекционный, рядный, высокого давления, с диаметром плунжера 9 мм и ходом 10 мм, с регулятором скорости) изображен на рисунке 122.

Рис. 122. Топливный насос 4ТН-9×10Т с регулятором дизеля А-41:

1 — корпус насоса; 2 — головка насоса; 3 — пружина плунжера; 4 — корпус перепускного клапана; 5 — гильза; 6 — седло нагнетательного клапана; 7 — нагнетательный клапан; 8 — штуцер; 9 — пружина нагнетательного



клапана; 10 — шпилька; 11 — передняя и задняя планки зажима; 12 — болт; 13 — установочные винты; 14 — пробка; 15 — крышка люка; 16 — гайка; 17 — шлицевая втулка; 18 — установочный фланец; 19 — плита; 20 — шестерня привода насоса; 21 — кулачковый вал; 22 — рейка; 23 — площадка крепления подкачивающего насоса; 24 — эксцентрик; 25 — хомут; 26 —

плунжер; 27 — поводок плунжера; 28 — тарелка плунжера; 29 — дренажная трубка; 30 — толкатель; 31 — регулировочный болт толкателя; 32 — ролик толкателя; 33 — ось толкателя; 34 — шарикоподшипник; 35 — втулка шарикоподшипника; 36 — коробчатый фланец крепления корпуса регулятора; 37 — сухарь; 38 — пробка; 39 — шестерня; 40 — втулка.

Корпус 1 насоса представляет собой коробчатую отливку из алюминиевого сплава, в которой устанавливаются все узлы и детали насоса. Внутри корпус разделен горизонтальной перегородкой на верхнюю и нижнюю полости. В верхней полости размещаются выступающие из чугунной головки 2 части плунжерных пар и механизм изменения количества подаваемого топлива. В четырех вертикальных отверстиях горизонтальной перегородки установлены толкатели 30. Крышка 15 закрывает отверстие в стенке корпуса для доступа к механизму регулирования подачи топлива и к толкателям 30. К передней стенке корпуса привернуты плита 19 и установочный фланец 18, а к задней стенке — коробчатый фланец 36 для крепления корпуса регулятора.

Изготовленный из стали кулачковый вал 21 насоса вращается на двух шарикоподшипниках 34, которые запрессованы в стальные втулки 35, установленные в гнезда фланцев 18 и 36. Четыре кулачка вала одинакового тангенциального профиля* расположены под углом 90° друг к другу. При таком профиле кулачка увеличивается скорость движения плунжера, а следовательно, сокращается продолжительность впрыска топлива форсункой и повышается скорость возрастания давления впрыскиваемого топлива. Все это способствует улучшению качества распыливания топлива.

Специальный эксцентрик 24 при вращении вала 21 приводит в действие подкачивающий насос, который крепится к площадке 23.

Шарикоподшипники кулачкового вала и трущиеся поверхности деталей, расположенных в нижней половине корпуса 1 насоса, смазываются дизельным маслом. Чтобы масло не вытекало наружу, за передним шарикоподшипником поставлен самоподжимной сальник. Масло заливают через отверстие, имеющее пробку и расположенное на фланце 36. Выпускают масло из насоса через отверстие, закрываемое пробкой 38. Трущиеся поверхности гильзы и плунжера смазываются топливом, проникающим в зазор между ними. Для лучшего распределения топлива на поверхности плунжера сделана кольцевая канавка 23 (см. рис. 121, б).

Устройство головки топливного насоса показано на рисунке 123. Гильза 3, плунжер 2, нагнетательный клапан 7 и его седло 5 изготовлены из высококачественной легированной стали и термически обработаны до высокой твердости. Чтобы обеспечить необходимую герметичность в плунжерной паре при больших давлениях (20 МПа и более), трущиеся поверхности этих деталей тщательно полируют и притирают друг к другу. В паре плунжер — гильза диаметральный зазор должен быть выдержан в пределах 0,001—0,002 мм. Раскомплектовывать пару нельзя.

Гильзы 3 устанавливают в вертикальные отверстия корпуса 20 головки. Каждую гильзу закрепляют в определенном положении в головке при помощи установочного винта 10, входящего в канавку на наружной поверхности гильзы. Для уплотнения под опорный буртик гильзы введена медная прокладка 4.

Чтобы удерживать плунжер 2 и пружину 1 в собранном положении при установке головки на корпус и снятии ее с корпуса, тарелки пружин стопорятся снизу общей планкой 14, прикрепленной гайками 25 к шпилькам 24.

Для обеспечения герметичности нагнетательный клапан 7 и седло 5 подбирают и притирают совместно, причем раскомплектовывать их нельзя. Между фланцем седла 5 и нижним торцом штуцера 9 для уплотнения установлена капроновая прокладка 6.

На верхнюю часть штуцера 9 навертывается накидная гайка крепления топливпровода высокого давления, идущего к форсунке. От са-

* На это указывает последняя буква «Т» в марке насоса.

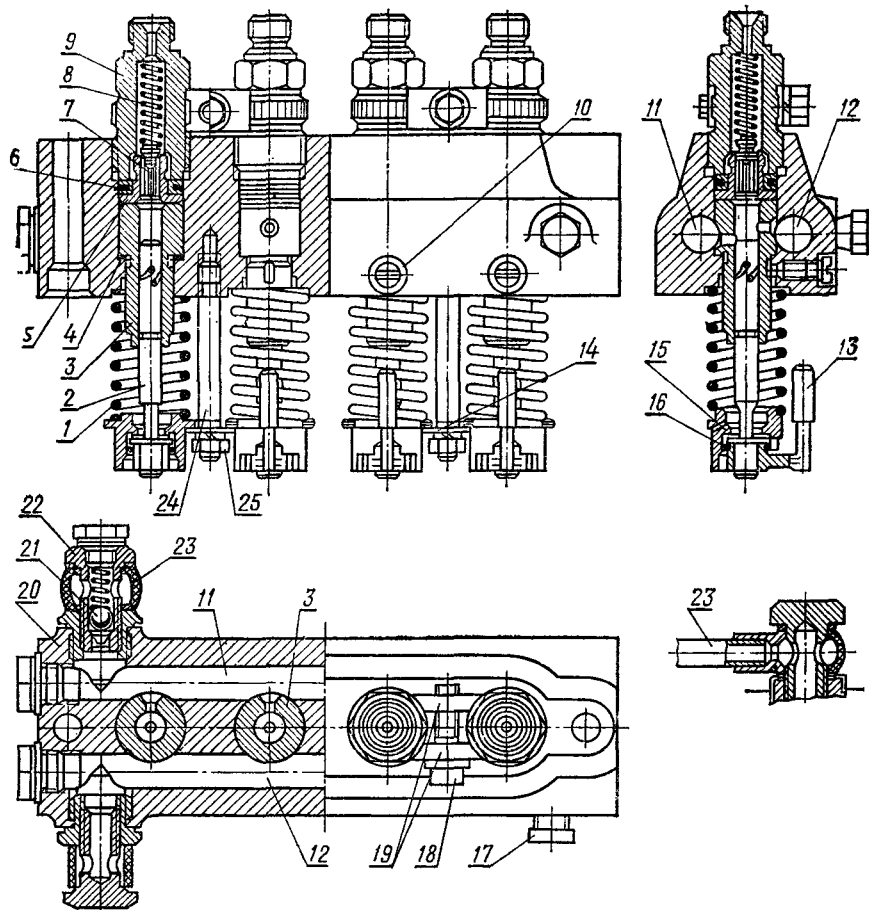


Рис. 123. Головка топливного насоса 4ТН-9×10Т:

1 — пружина плунжера; 2 — плунжер; 3 — гильза; 4, 6 — прокладки; 5 — седло нагнетательного клапана; 7 — нагнетательный клапан; 8 — пружина нагнетательного клапана; 9 — штуцер; 10 — установочный винт; 11 — топливоподводящий канал; 12 — топливоотводящий канал; 13 — поводок; 14 — планка; 15 — тарелка плунжера; 16 — пружинное кольцо; 17 — пробка; 18 — винт; 19 — планки; 20 — корпус головки; 21 — перепускной клапан; 22 — гнездо перепускного клапана; 23 — топливопровод; 24 — шпилька; 25 — гайка.

моотвертывания каждая пара штуцеров удерживается двумя планками 19 зажима, стянутыми винтом 18.

В головке сделаны два продольных канала 11 и 12, связанных между собой поперечным каналом. Топливо из фильтра тонкой очистки поступает по топливопроводу и полуму болту в канал 11. Для работы дизеля требуется только часть подаваемого подкачивающим насосом топлива. Поэтому в канале 12 головки установлен шариковый перепускной клапан 21, который при давлении топлива $0,07 \div 0,09$ МПа открывается, и избыток топлива отводится по топливопроводу 23 обратно в подкачивающий насос. Перепускной клапан 21 дает возможность постоянно поддерживать в топливоподводящем 11 и топливоотводящем 12 каналах невысокое давление. Клапан установлен в стальной втулке (гнездо) 22, ввернутой в корпус 20 головки.

Систему подачи топлива с перепуском его избытка из топливного насоса в подкачивающий насос называют *проточной*. Ее применяют для получения интенсивного охлаждения насосных секций и для предотвращения скопления воздуха в головке насоса.

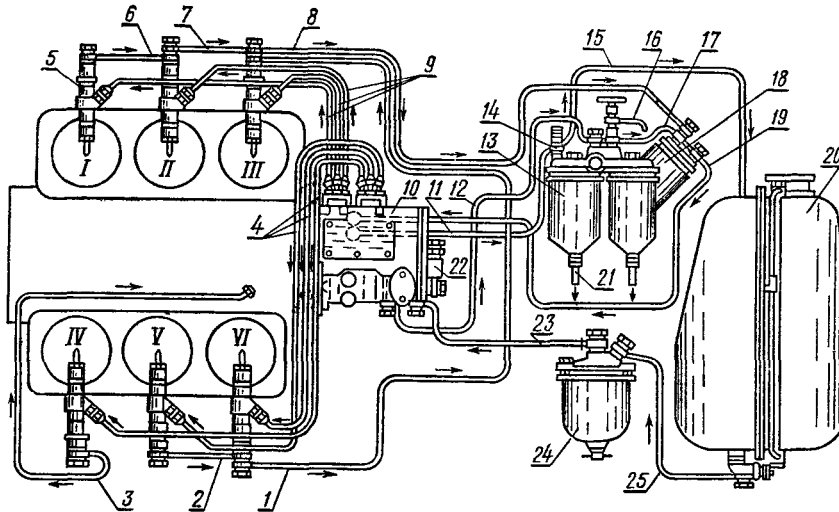


Рис. 124. Схема топливной системы дизеля СМД-60:

1, 2, 6, 7, 8 — топливопроводы слива излишнего топлива из форсунок; 3 — топливопровод слива излишнего топлива из четвертой форсунки во впускной патрубок турбокомпрессора; 4, 9 — топливопроводы высокого давления; 5 — форсунка; 10 — топливный насос; 11 — топливопровод от насоса к перепускному клапану; 12 — топливопровод от топливоподкачивающего насоса к фильтру; 13 — фильтр 2ТФ-3 (первая ступень); 14 — перепускной клапан; 15 — топливопровод слива топлива в бак; 16 — трубка слива топлива при прокачке системы; 17 — топливопровод к фильтру ТФ-3; 18 — фильтр ТФ-3 (вторая ступень); 19 — топливопровод от фильтра к топливному насосу; 20 — топливный бак; 21 — трубки слива топлива из фильтра 2ТФ-3; 22 — топливоподкачивающий насос; 23 — топливопровод от фильтра грубой очистки к топливоподкачивающему насосу; 24 — фильтр грубой очистки ФГ-2; 25 — топливопровод от бака к фильтру грубой очистки.

В дизеле СМД-60 избыток топлива из головки насоса 10 (рис. 124) через перепускной клапан 14, установленный на крышке фильтра 13 первой ступени тонкой очистки, отводится в бак 20. Из всех форсунок, кроме четвертой, по сливным топливопроводам 1, 2, 6, 7 и 8 излишки топлива поступают в фильтр 18 второй ступени тонкой очистки топлива, а от четвертой — через впускной патрубок в компрессорную часть турбокомпрессора. Небольшое количество топлива, поступающее с нагнетаемым воздухом, смазывает фаски впускных клапанов и седла.

Толкатель насоса состоит из корпуса 4 (рис. 125), оси 2, ролика 1, втулки 8, регулировочного болта 5 с контргайкой 6 и фиксатора 7. Фиксатор 7 запрессован в корпус 4 толкателя и предохраняет его от проворачивания. Втулка 8 — плавающего типа. Все детали толкателя изготовлены из стали и термически обработаны. Болт 5 служит для регулирования момента (угла) начала подачи топлива секцией топливного насоса. При вывертывании болта из толкателя топливо подается раньше, то есть угол начала подачи топлива увеличивается, а при ввертывании болта топливо подается позднее (ближе к в. м. т.), и, следовательно, угол начала подачи топлива уменьшается.

Количество подаваемого насосом топлива изменяется при помощи рейки 5 (рис. 126), на которой стяжными болтами 4 закреплены хомутики 3. В прорезь каждого хомутика входит поводок 7 плунжера. Рейка 5

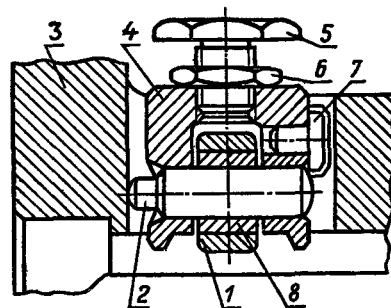


Рис. 125. Толкатель топливного насоса 4ТН-9×10Т:

1 — ролик; 2 — ось; 3 — корпус насоса; 4 — корпус толкателя; 5 — регулировочный болт; 6 — контргайка; 7 — фиксатор; 8 — втулка.

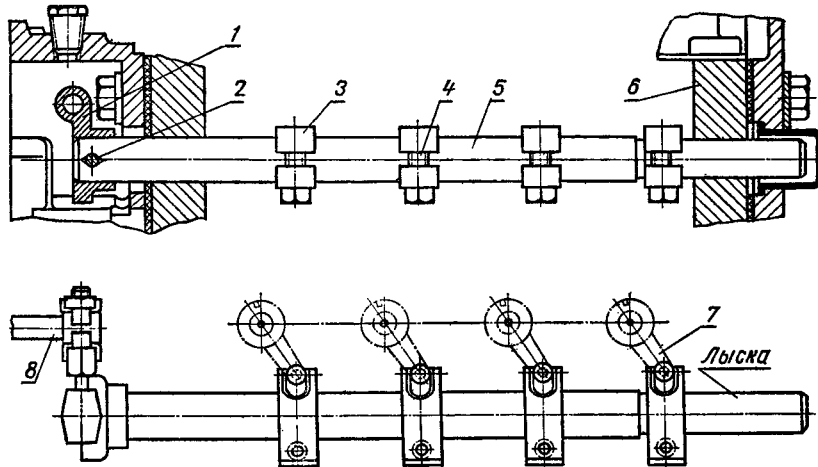


Рис. 126. Механизм регулирования подачи топлива насосом модели 4ТН-9×10Т:

1 — поводок; 2 — штифт; 3 — хомутик; 4 — болт; 5 — рейка; 6 — корпус топливного насоса; 7 — поводок плунжера; 8 — тяга регулятора.

может перемещаться вдоль оси в отверстиях передней и задней стенок корпуса 6 насоса, при этом хомутики 3 поворачивают плунжеры в гильзах. Передвижение рейки вперед (по направлению к приводу насоса) увеличивает подачу топлива, а передвижение назад уменьшает. На заднем конце рейки закреплен поводок 1, которым она связана с тягой 8 регулятора. Механизм изменения количества подаваемого насосом топлива также дает возможность регулировать топливный насос на равномерность подачи топлива отдельными секциями.

У топливного насоса УТН-5 дизелей Д-37Е, Д-50 и Д-240 (рис. 127) секции работают так же, как и секции насоса 4ТН-9×10Т. Основное преимущество насоса УТН-5 в сравнении с насосом 4ТН-9×10Т заключается в том, что он примерно в два раза легче и почти в полтора раза короче.

В отличие от 4ТН-9×10Т у насоса УТН-5 на нижней части каждой гильзы 32 установлена поворотная втулка 26, на которой винтом закреплен зубчатый венец 28. Втулка 26 удерживается пружиной 24 и имеет в нижней части паз, в который входят выступы плунжера 31. Зубчатый венец 28 находится в зацеплении с зубчатой рейкой 27.

Конструкция топливных насосов дизелей ЯМЗ такая же, как и насоса УТН-5, только число секций у них равно числу цилиндров дизеля.

Топливный насос дизеля Д-160 (рис. 128) объединяет четыре съемных насосных элемента (каждый в отдельном корпусе 22), механизмы привода плунжеров и изменения количества подаваемого топлива, корректор подачи топлива и ограничитель максимальной подачи топлива на период обкатки дизеля. Детали насоса смонтированы в блоке 17.

Гильза 8 (рис. 129, а) насосного элемента имеет впускное отверстие 9 и фиксируется в корпусе 6 в определенном положении винтом 21. В верхней части плунжера 7 сделана продольная канавка 20, которая соединяет кольцевую канавку 22 с надплунжерным пространством. Часть верхней кромки канавки 22, так называемая *отсечная кромка* 23, выполнена по спиральной линии. На плунжере стяжным винтом 4 закреплен зубчатый сектор 2.

Нагнетательный клапан 11 прижимается к седлу 10 пружиной 17. Назначение и устройство нагнетательного клапана те же, что и нагнетательного клапана насоса ТН-9×10. Седло нагнетательного клапана

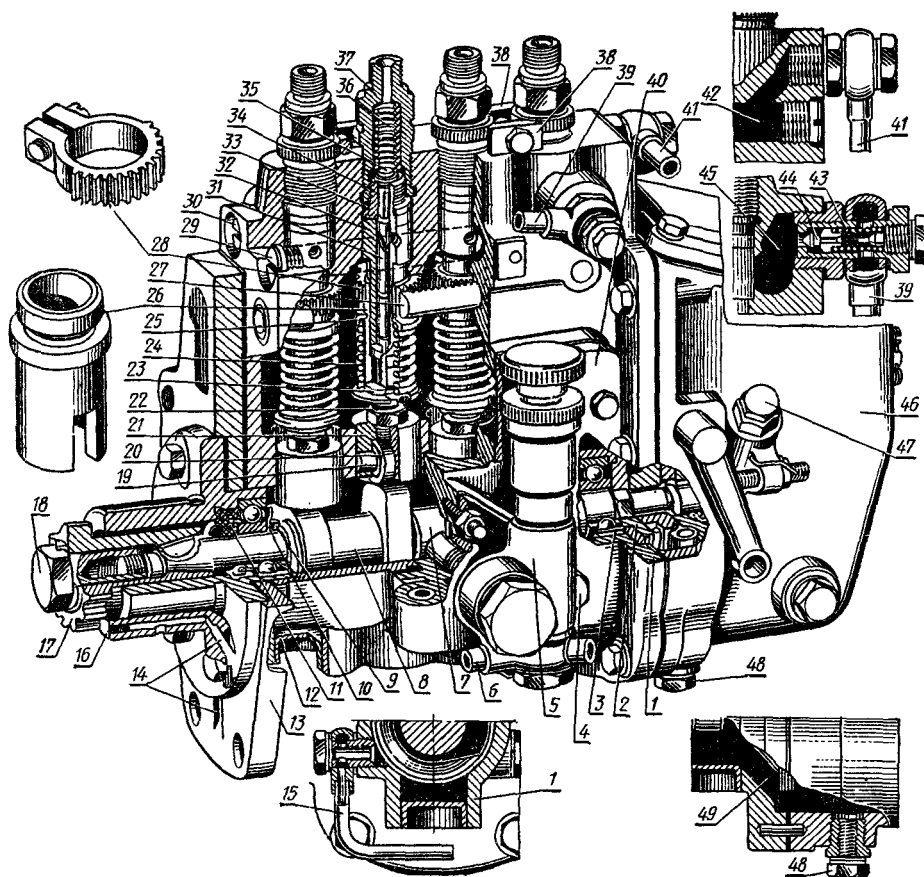


Рис. 127. Топливный насос УТН-5.

1 — корпус насоса; 2 — упорная шайба пружины амортизатора; 3 — стакан подшипника; 4 — пробка-заглушка; 5 — подкачивающий насос; 6 — поворотный угольник с трубками подвода топлива из фильтра-отстойника и из канала корпуса насоса; 7 — эксцентрик кулачкового вала; 8 — кулачковый вал; 9 — шайба с регулировочными прокладками; 10 — маслоотражатель; 11 — самоподжимной каркасный резиновый сальник; 12 — пробка корпуса насоса; 13 — плита крепления топливного насоса к двигателю; 14 — каналы для подвода масла к шестерне привода насоса; 15 — трубка для слива масла из масляной ванны; 16 — установочный фланец; 17 — шлицевая втулка кулачкового вала; 18 — гайка шлицевой втулки; 19 — ось ролика толкателя; 20 — ролик толкателя с втулкой; 21 — корпус толкателя; 22 — регулировочный винт толкателя; 23 — нижняя тарелка пружины плунжера; 24 — пружина плунжера; 25 — верхняя тарелка пружины плунжера; 26 — поворотная втулка; 27 — зубчатая рейка; 28 — зубчатый венец поворотной втулки; 29 — пробка-заглушка канала отвода топлива; 30 — пробка-заглушка топливоподводящего канала; 31 — плунжер; 32 — гильза плунжера; 33 — прокладка нажимного штуцера; 34 — седло нагнетательного клапана; 35 — нагнетательный клапан; 36 — пружина; 37 — нажимной штуцер; 38 — зажимы (передний и задний); 39 — сливная трубка; 40 — крышка смотрового люка; 41 — трубка подвода топлива из фильтра тонкой очистки; 42 — топливоподводящий канал; 43 — пружина перепускного клапана; 44 — перепускной клапан; 45 — топливоотводящий канал; 46 — регулятор; 47 — пробка маслозаливной горловины; 48 — пробка для слива масла; 49 — канал для сообщения масляных ванн топливного насоса и регулятора.

прижимается к торцу гнльзы штуцером 19, который стопорится рифленным кольцом 16 и штифтом 15.

При движении плунжера вниз топливо из фильтра поступает через канал 27 (рис. 128) и впускное отверстие 28 в надплунжерное пространство. Двигаясь вверх, плунжер перекрывает впускное отверстие. Под давлением топлива открывается нагнетательный клапан 11 (рис. 129, а), и топливо по топливопроводу высокого давления подается к форсунке. Подача топлива происходит до тех пор, пока отсечная кромка 23 канавки 22 не откроет впускное отверстие 9.

Количество подаваемого топлива изменяется поворотом плунжера при передвижении зубчатой рейки 16 (рис. 128), находящейся в зацеплении с сектором 8. Посредством поводка 24 и тяги 3 рейка 16 соедине-

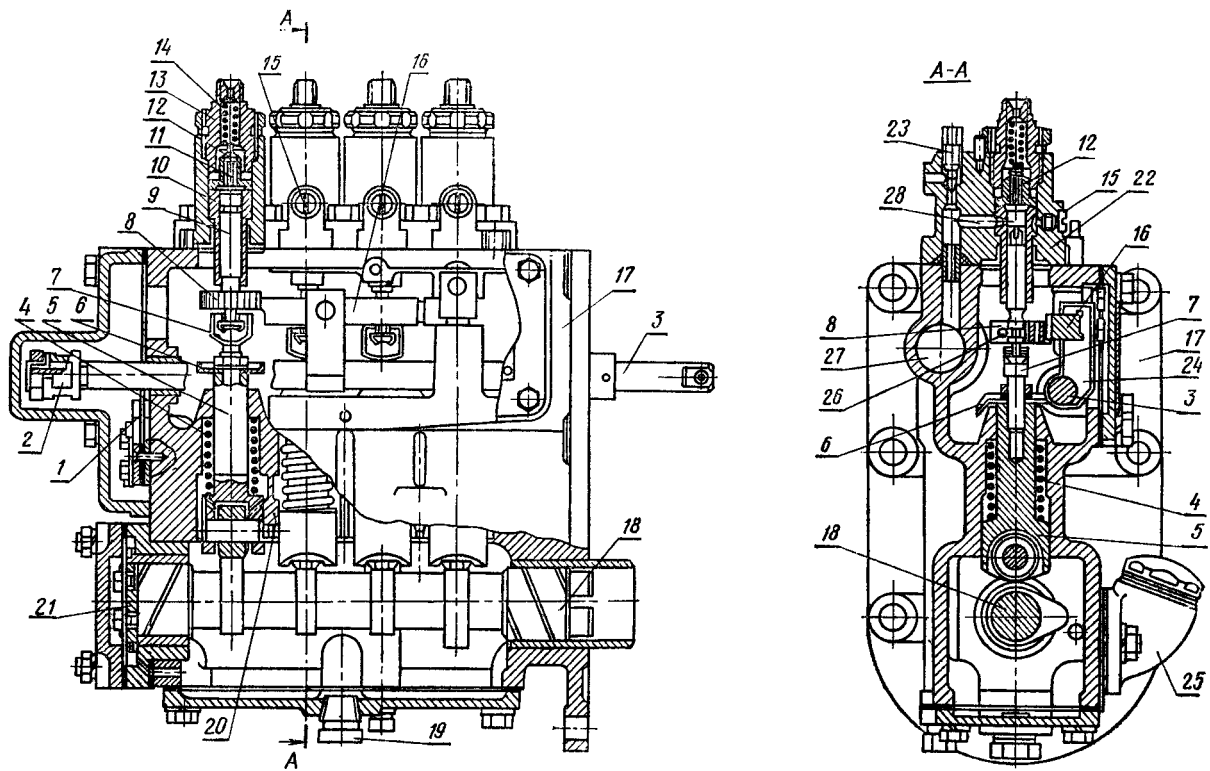


Рис. 128. Топливный насос дизеля Д-160:

1 — пластинчатая пружина корректора; 2 — гайка-ограничитель; 3 — тяга; 4 — пружина толкателя; 5 — толкатель; 6 — лоток; 7 — регулировочный болт; 8 — зубчатый сектор; 9 — плунжер; 10 — гильза; 11 — седло; 12 — клапан; 13 — штуцер; 14 — пружина; 15 — стопорный винт; 16 — зубчатая рейка; 17 — блок; 18 — кулачковый вал; 19 — пробка; 20 — упор; 21 — диск; 22 — корпус насосного элемента; 23 — игла продувочного вентиля; 24 — поводок; 25 — горловина; 26 — стяжной болт; 27 — канал; 28 — впускное отверстие.

на с регулятором. При движении тяги 3 вправо подача топлива увеличивается, а при движении влево — уменьшается. В крайнем левом положении тяги 3 продольная канавка 20 плунжера (рис. 129, а) устанавливается против впускного отверстия 9 гильзы, и топливо не подается. В крайнем правом положении тяги 3 (рис. 128), когда гайка-ограничитель 2 коснется пластинчатой пружины 1 корректирующего устройства, подача топлива будет наибольшей.

Для выпуска воздуха из топливной системы игла 23 продувочного вентиля вывертывается из корпуса 22. При установке насосного элемента в блок 17 зуб сектора, отмеченный меткой (риской) 24 (рис. 129, б), нужно ввести в зацепление с меченой впадиной рейки.

Механизм привода плунжеров состоит из четырех роликовых толкателей 5 (рис. 128), размещенных в направляющих отверстиях горизонтальной перегородки блока 17, пружин 4 и кулачкового вала 18, установленного в двух бронзовых втулках. Толкатель состоит из алюминиевого корпуса 6 (рис. 129, в), в верхний торец которого ввернут вильчатый регулировочный болт 2 с контргайкой 3, топливоотводящего лотка 4 и ролика 7, вращающегося на оси 1. Вилка болта толкателя

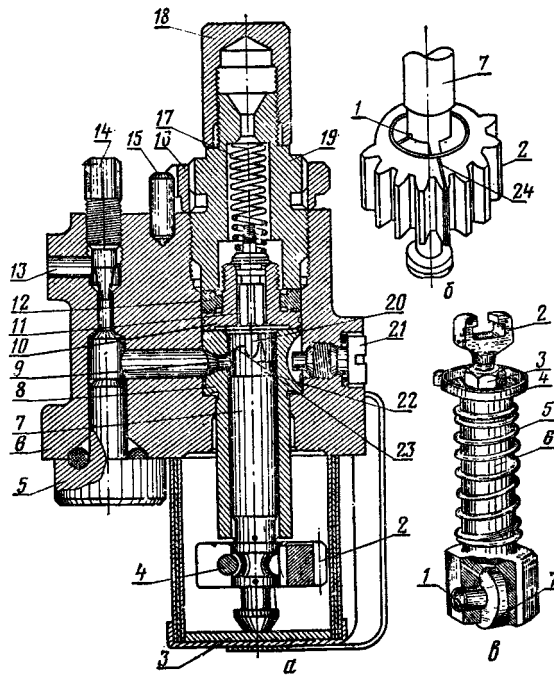


Рис. 129. Насосный элемент и толкатель топливного насоса дизеля Д-160:

а — насосный элемент; б — расположение установочных меток: 1 — метка на плунжере; 2 — зубчатый сектор; 3 — защитный колпачок с пружиной; 4 — стяжной винт; 5 — защитная заглушка; 6 — корпус; 7 — плунжер; 8 — гильза; 9 — впускное отверстие; 10 — седло нагнетательного клапана; 11 — нагнетательный клапан; 12 — медная прокладка; 13 — отверстие для выхода воздуха; 14 — игла продувочного вентиля; 15 — штифт; 16 — стопорное кольцо; 17 — пружина; 18 — защитная гайка-колпачок; 19 — штуцер; 20 — продольная канавка плунжера; 21 — стопорный винт; 22 — кольцевая канавка плунжера; 23 — отсечная кромка; 24 — метка на зубе сектора; в — толкатель топливного насоса: 1 — ось ролика; 2 — регулировочный болт; 3 — контргайка; 4 — топливоотводящий лоток; 5 — пружина; 6 — корпус; 7 — ролик.

охватывает головку плунжера, поэтому при движении толкателя плунжер движется вместе с ним. Пружиной 5 толкатель прижимается к кулачку вала. Болт 2 служит для регулирования момента начала подачи топлива секций топливного насоса.

С целью уменьшения смоло- и нагарообразования в выпускном трубопроводе при работе дизеля на холостом ходу вторая и третья секции насоса автоматически выключают подачу топлива. Это достигается тем, что плунжеры второй и третьей секций имеют более широкую продольную канавку А (рис. 130) и увеличенную высоту отсечной кромки Б.

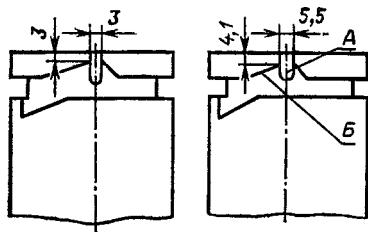


Рис. 130. Развертка плунжеров секций топливного насоса дизелей Д-108, Д-130 и Д-160:

слева — плунжер 1-й и 4-й секций; справа плунжер 2-й и 3-й секций; А — продольный паз; Б — косой срез.

Трущиеся поверхности деталей, расположенных в блоке насоса, смазываются автотракторным маслом АКп-10 (летом) или АКЗп-6 (зимой). Масло заливается через горловину 25 (см. рис. 128) до уровня верхнего обреза, а сливается через отверстие, закрываемое пробкой 19.

§ 3. Распределительный топливный насос высокого давления

Многоплунжерные насосы конструктивно сложны, трудоемки в изготовлении, велики по размерам и массе. Этим недостатком лишен распределительный насос высокого давления НД21/4, который является базовой моделью унифицированного ряда насосов для автотракторных дизелей с числом цилиндров от одного до восьми. Насос НД21/4 устанавливается на дизель Д-37Е, а насос НД21/2 — на дизель Д-21А1.

В алюминиевом корпусе 24 насоса НД21/4 (рис. 131) сделаны полости для кулачкового механизма, секций высокого давления и регулятора.

Кулачковый вал 32 получает вращение от распределительных шестерен дизеля. Кулачок вала имеет четыре выступа. При набегании выступа кулачка на ролик толкателя 3 плунжер 5 движется в гильзе 10 вверх — происходит ход нагнетания. Когда выступ кулачка выйдет из-под ролика толкателя, под действием пружины 4 плунжер движется вниз — происходит ход всасывания. За один оборот кулачкового вала 32 плунжер 5 совершает четыре двойных хода. Одновременно кулачковый вал через шестерни 30 и 27 вращает вертикальный вал 8 регулятора, а шестерня 11 на валу регулятора через промежуточную шестерню 6 и зубчатую втулку 1 (рис. 132, а) поворачивает плунжер 5 (рис. 131) тоже на один оборот. Это дает возможность плунжеру распределять топливо по цилиндрам дизеля.

К одной из боковых стенок корпуса 24 крепится подкачивающий насос 42, привод которой осуществляется от кулачкового вала 32 через эксцентриковый валик 25.

Секция насоса устанавливается в вертикальную полость корпуса 24. Она состоит из головки 14 (рис. 132, а), соединенной гайкой 6 с гильзой 5, плунжера 2, дозатора 18, зубчатой втулки 1, пружины 20 и тарелок 21 и 3. Головка 14 фиксируется на гильзе 5 двумя штифтами 17. В головке для каждого цилиндра дизеля установлен штуцер 13 с обратным 10 и нагнетательным 12 клапанами. После сборки детали секции насоса удерживаются монтажной чекой 4 в отсечном отверстии В. Чеку 4 удаляют после закрепления секции в корпусе 24 (рис. 131) насоса и устанавливают в гнездо корпуса под боковой крышкой. Чтобы топливо не могло проникнуть в нижнюю полость насоса, а масло не попадало в его верхнюю полость, в канавки гильзы 5 (рис. 132, а) помещают два уплотнительных кольца 19.

В плунжере 2 (рис. 132, б) сделаны центральный канал Б, распределительное отверстие Д и отсечное отверстие В. Гильза 5 имеет окно Г, в котором размещается дозатор 18, впускные отверстия А и распределительные каналы Е.

При ходе плунжера 2 вниз топливо по впускным отверстиям А в гильзе 5 поступает в надплунжерное пространство, а при ходе вверх топливо до момента перекрытия торцом плунжера отверстий А вытесняется обратно в топливопровод низкого давления. Как только плунжер 2 перекроет отверстия А, топливо по центральному каналу Б и распределительному отверстию Д в плунжере начинает подаваться в канал Е гильзы и далее через канал в головке 14, обратный 10 и нагнетательный 12 клапаны в штуцере 13 в топливопровод высокого давления. Подача топлива кончается в момент выхода отсечного отверстия

В в плунжере 2 из дозатора 18. Регулятор через систему рычагов перемещает в осевом направлении дозатор 18 по плунжеру 2 и тем самым изменяет количество подаваемого топлива. Движение дозатора вниз вызывает уменьшение подачи топлива, а вверх — увеличение. Выключение подачи топлива может быть осуществлено перемещением дозатора в крайнее нижнее положение. При этом впускные отверстия А перекроются плунжером 2, когда его отсечное отверстие В выйдет из

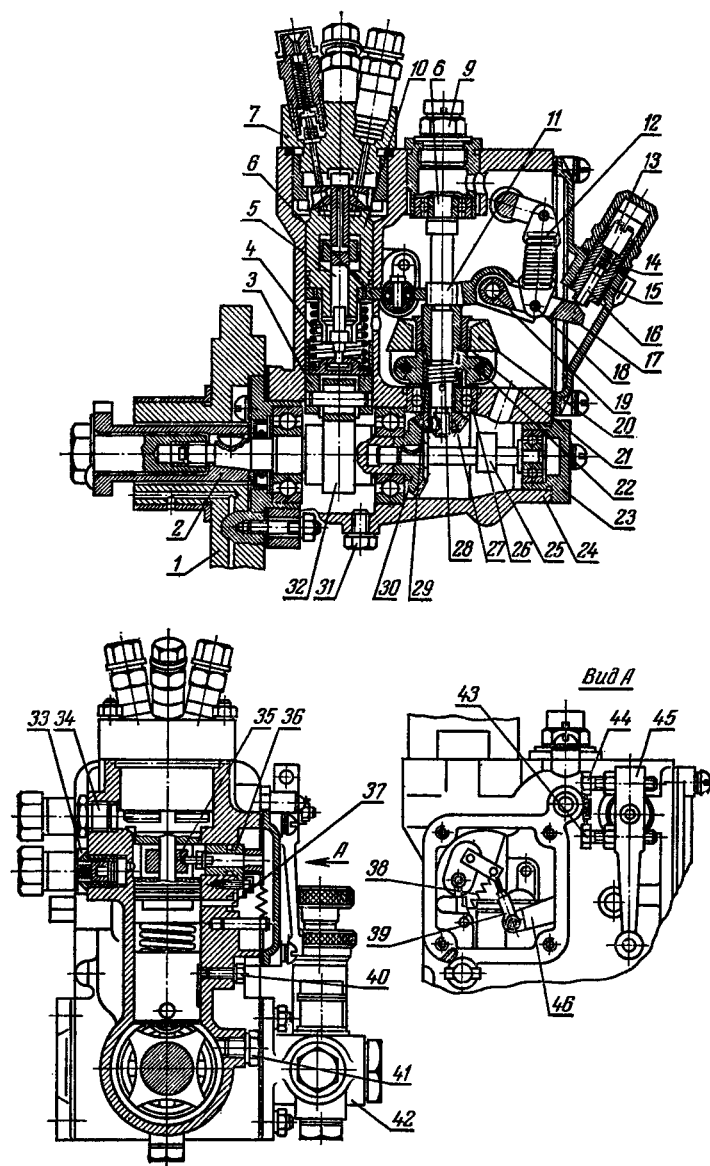


Рис. 131. Топливный насос НД21/4:

1 — установочный фланец; 2 — шлицевая втулка; 3 — толкатель; 4 — пружина; 5 — плунжер; 6 — промежуточная шестерня; 7 — секция высокого давления в сборе; 8 — вал регулятора; 9 — сапун (пробка) масляного отверстия; 10 — гильза; 11 — цилиндрическая шестерня; 12 — пружина регулятора; 13 — винт; 14 — пружина корректора; 15 — корпус корректора; 16 — шток корректора; 17 — рычаг корректора; 18 — ось; 19 — ось вильчатого рычага; 20 — груз регулятора; 21 — муфта; 22 — ступица груза; 23 — крышка с подшипником; 24 — корпус насоса; 25 — эксцентриковый вал; 26 — шариковый подшипник; 27 — коническая шестерня; 28 — демпферная пружина; 29 — ограничительная шайба; 30 — коническая шестерня; 31, 41 — пробки; 32 — кулачковый вал; 33 — штуцер отвода топлива; 34 — штуцер подвода топлива; 35 — дозатор; 36 — втулка привода дозатора; 37 — фиксатор; 38 — пружина запуска; 39 — тяга; 40 — стопор толкателя; 42 — подкачивающий насос; 43 — винт положения «стоп»; 44 — винт максимальной частоты вращения; 45 — рычаг управления; 46 — вильчатый рычаг.

дозатора 18. Наибольшая подача обеспечивается при положении дозатора в крайнем верхнем положении.

По мере вращения плунжера распределительное отверстие *Д* открывает выход топливу в канал *Е*, по которому оно подается к определенной форсунке.

С 1975 г. насосы НД21/4 комплектуются неразъемными секциями, в которых головка 14 и гильза 5 являются одной деталью.

Разгрузка топливопровода высокого давления, а следовательно, быстрое прекращение форсункой подачи топлива в цилиндр дизеля обеспечиваются обратным 1 (рис. 133) и нагнетательным 6 клапанами. Соприкасающиеся поверхности обоих клапанов плоские, полированные. Верхний конец обратного 1 клапана крестообразный. В центре

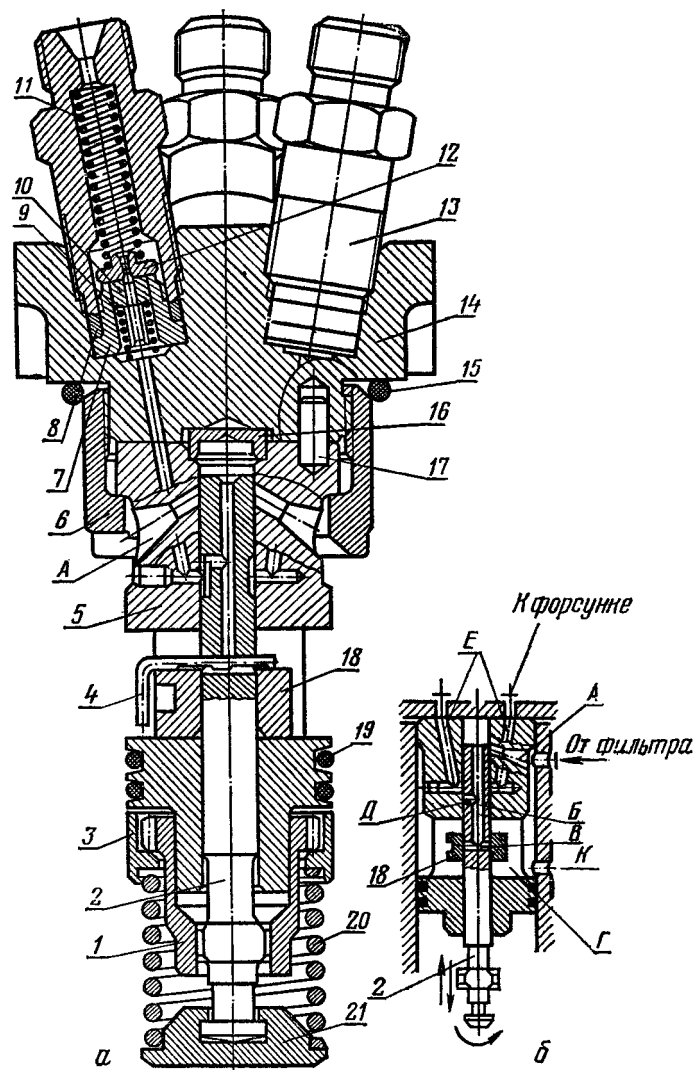


Рис. 132. Секция топливного насоса НД21/4:

а — конструкция; *б* — схема действия; 1 — зубчатая втулка; 2 — плунжер; 3 — верхняя тарелка пружины; 4 — монтажная чека; 5 — гильза; 6 — соединительная гайка; 7 — седло нагнетательного клапана; 8 — прокладка клапана; 9 — пружина обратного клапана; 10 — обратный клапан; 11 — пружина нагнетательного клапана; 12 — нагнетательный клапан; 13 — штуцер высокого давления; 14 — головка; 15 — уплотнительное кольцо; 16 — колпачок втулки плунжера; 17 — установочный штифт; 18 — дозатор; 19 — уплотнительное кольцо; 20 — пружина толкателя; 21 — нижняя тарелка пружины; *А* — впускные отверстия; *Б* — центральный канал; *Б'* — отсечное отверстие; *Г* — окно в гильзе; *Д* — распределительное отверстие; *Е* — распределительные каналы; *К* — к подкачивающему насосу.

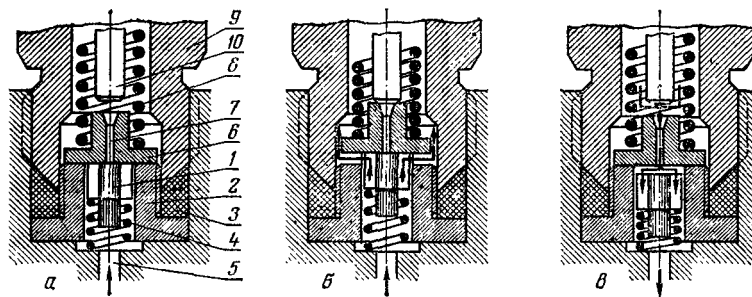


Рис. 133. Схема работы обратного и нагнетательного клапанов топливного насоса НД21/4:

а — при отсутствии подачи топлива; *б* — во время подачи топлива; *в* — в момент отсечки подачи топлива (при разгрузке топливопровода высокого давления): 1 — обратный клапан; 2 — седло; 3 — прокладка; 4, 8 — пружины; 5 — канал в головке; 6 — нагнетательный клапан; 7 — жиклер нагнетательного клапана; 9 — штуцер; 10 — ограничитель.

нагнетательного клапана 6 расположен жиклер 7. Седло 2 с верхним полированным торцом установлено в головке и закреплено в ней штуцером 9, имеющим прокладку 3. В седло 2 свободно входит обратный клапан 1.

При отсутствии подачи топлива (рис. 133, *а*) пружины 4 и 8 плотно прижимают клапаны 6 и 1 друг к другу, причем нагнетательный клапан закрывает отверстие седла 2, а обратный клапан — жиклер 7.

Во время подачи топлива плунжером (рис. 133, *б*) оба клапана поднимаются на 0,5—0,6 мм, и топливо поступает в топливопровод высокого давления. Чрезмерный подъем клапанов предотвращается ограничителем 10.

В момент отсечки подачи топлива (рис. 133, *в*) оба клапана опускаются и занимают первоначальное положение, при котором нагнетательный клапан 6, перекрывая отверстие седла 2, не дает топливу двигаться в канал 5 головки. Одновременно часть топлива по инерции проходит через жиклер 7 и отжимает обратный клапан 1, вследствие чего давление в топливопроводе резко падает.

На дизелях СМД-60 устанавливаются двухсекционные распределительные топливные насосы высокого давления НД22/6Б4. Каждая секция подает топливо в три цилиндра. Ее устройство такое же, как и секция насоса НД21/4.

§ 4. Привод топливных насосов

Кулачковый вал топливного насоса дизелей приводится во вращение от коленчатого вала при помощи шестерен распределения. У четырехтактного дизеля за два оборота коленчатого вала топливный насос должен подать топливо в каждый цилиндр. Поэтому частота вращения кулачкового вала должна быть в два раза меньше, чем коленчатого.

Топливный насос дизеля СМД-14 крепится к стенке картера распределительных шестерен. При установке насоса буртик фланца 7 (рис. 134, *а*) входит в отверстие картера 8 шестерен. На переднем конце фланца 7 свободно вращается шестерня 4, приводимая во вращение промежуточной шестерней. На передний конец кулачкового вала 5 на шпонку насажена втулка 1 со шлицами, закрепляемая глухой гайкой 10. Шлицы втулки 1 входят в зацепление со шлицами шайбы 3, привернутой двумя болтами 2 к торцу ступицы шестерни 4. Соединение шлицев втулки 1 со шлицами шайбы 3 возможно только в одном определенном положении, потому что ширина одного из выступов шайбы вдвое больше, чем ширина остальных, и он может войти только в один

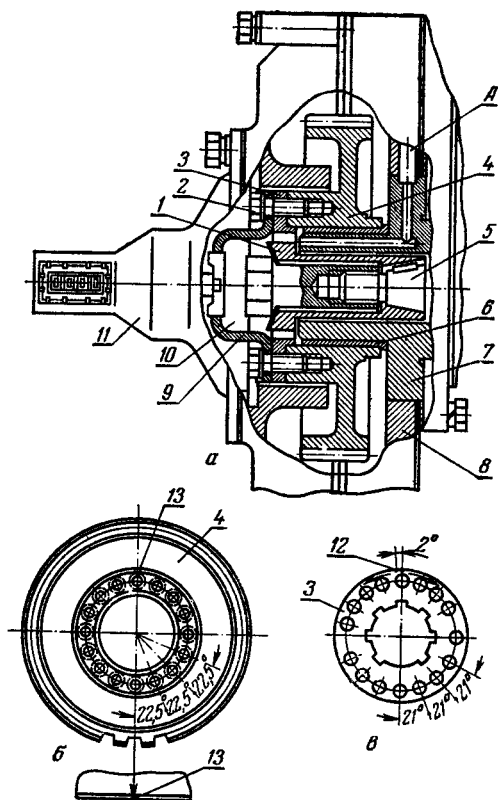


Рис. 134. Привод топливного насоса (дизель СМД-14):

a — привод топливного насоса; *б* — шестерня; *в* — шайба со шлицами; 1 — втулка со шлицами; 2 — болт; 3 — шайба со шлицами; 4 — шестерня; 5 — кулачковый вал; 6 — втулка шестерни; 7 — установочный фланец топливного насоса; 8 — картер шестерен; 9 — поводок; 10 — гайка; 11 — счетчик мото-часов; 12 — выемка (метка) на шайбе со шлицами; 13 — метка на шестерне; А — канал.

димой точностью регулировать угол опережения подачи топлива насосом. Регулировка проводится через отверстие, закрываемое счетчиком мото-часов 11.

Трущиеся поверхности втулок 1 и 6 смазываются маслом, подводимым по специальному каналу А.

Приводы топливных насосов дизелей А-41, Д-50, Д-240 и Д-37Е отличаются от рассмотренного лишь конструктивными формами некоторых деталей.

У некоторых дизелей (Д-160) топливный насос приводится в действие валом привода насоса и регулятора. Для этого в паз на переднем торце кулачкового вала насоса входит шип на заднем конце вала привода насоса и регулятора.

§ 5. Автоматическая муфта опережения впрыска топлива

Угол опережения впрыска топлива в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя изменяют посредством специальной автоматической муфты. Ее применение дает возможность улучшить экономичность дизеля на различных скоростных режимах и его пусковые качества. Автоматическая муфта опережения впрыска топлива

паз втулки, что дает возможность производить монтаж и демонтаж насоса, не нарушая установленного угла опережения подачи топлива. При этом шестерня 4 останется в зацеплении с промежуточной шестерней, а при установке насоса двойной выступ шлицевой шайбы 3 войдет только в двойной паз втулки 1.

На переднем торце ступицы шестерни 4 (рис. 134, б) имеются отверстия с резьбой. Угол между двумя соседними отверстиями шестерни равен $22,5^\circ$. На шайбе 3 (рис. 134, в) таким же образом расположены сквозные отверстия под углом 21° друг к другу.

При установке нового насоса выемка или метка 12 на шайбе должна находиться против метки 13 (рис. 134, б) на торце шестерни. Если шайбу 3 (рис. 134, а) повернуть до совпадения ее следующего отверстия со следующим отверстием в ступице шестерни, то вместе с шайбой повернется валок топливного насоса на $1,5^\circ$, что соответствует изменению момента подачи топлива насосом на 3° по углу поворота коленчатого вала.

Такое крепление шлицевой шайбы и шестерни привода насоса дает возможность с необхо-

устанавливается на дизелях ЯМЗ всех моделей, СМД-60, СМД-62.

Устроена муфта следующим образом. Ведомая полумуфта 5 (рис. 135, а, б) при помощи шпонки и кольцевой гайки закреплена на переднем конце кулачкового вала насоса. На неподвижные оси 8 ведомой полумуфты 5 свободно надеты грузы 6. Корпус 4 навернут на полумуфту 5. Ведущая полумуфта 1 имеет два шипа 10, передающих крутящий момент от вала привода насоса, и два упорных пальца 9. Она свободно посажена на ступицу ведомой полумуфты 5. Пальцы 9 ведущей полумуфты 1 входят в вырез грузов 6 и опираются на их криволинейные поверхности 11. Между осями 8 и упорными пальцами 9 установлены пружины 7.

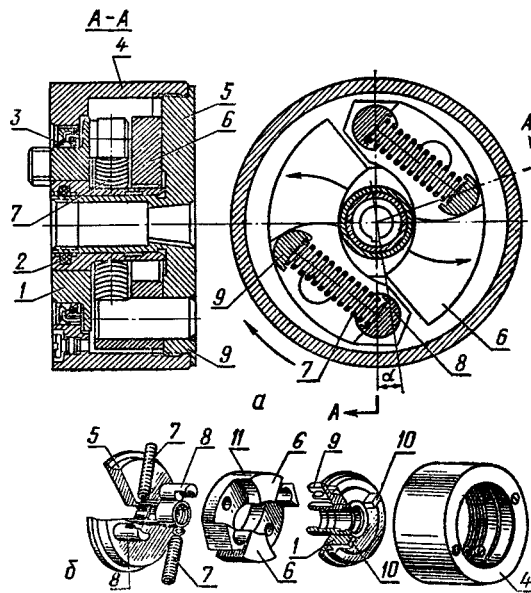


Рис. 135. Автоматическая муфта опережения впрыска топлива:

а — муфта в сборе; б — детали муфты: 1 — ведущая полумуфта; 2 — уплотнительное кольцо; 3 — самоподжимной сальник; 4 — корпус муфты; 5 — ведомая полумуфта; 6 — груз; 7 — пружина; 8 — ось; 9 — упорный палец; 10 — шип; 11 — криволинейная поверхность груза.

При вращении ведущей полумуфты 1 ее пальцы 9 оказывают давление на криволинейные поверхности 11 грузов 6, которое через оси 8 и ведомую полумуфту 5 передается кулачковому валу насоса.

Когда частота вращения коленчатого вала дизеля увеличивается, грузы 6 под действием центробежной силы расходятся в стороны, скользя криволинейной поверхностью по пальцам 9 ведущей полумуфты 1. При этом расстояние между осями 8 и пальцами 9 сокращается, пружины 7 сжимаются и ведомая полумуфта 5 вместе с кулачковым валом поворачивается по направлению вращения кулачкового вала. Вследствие этого топливо раньше поступит в цилиндры дизеля, то есть увеличится угол опережения впрыска топлива.

С понижением частоты вращения коленчатого вала грузы 6 сходятся, ведомая полумуфта 5 под действием разжимающихся пружин 7 поворачивается в направлении, противоположном направлению вращения кулачкового вала, и угол опережения впрыска топлива уменьшается.

§ 6. Форсунки и топливопроводы

Форсунка — сборочная единица системы питания дизеля, осуществляющая впрыск топлива в цилиндр.

На автотракторных дизелях применяются форсунки закрытого типа. У них в период между впрысками топлива внутренняя полость отведена от цилиндра специальной запорной иглой 17 (рис. 136, а и б), нагруженной сильной пружиной 14. Отходит игла под давлением нагнетаемого топлива.

Основной частью форсунки является распылитель, который распыливает и формирует струю впрыскиваемого топлива. Распылители могут быть штифтовыми и бесштифтовыми. У штифтового распылителя — одно распыливающее отверстие, которое закрывается иглой 17, имею-

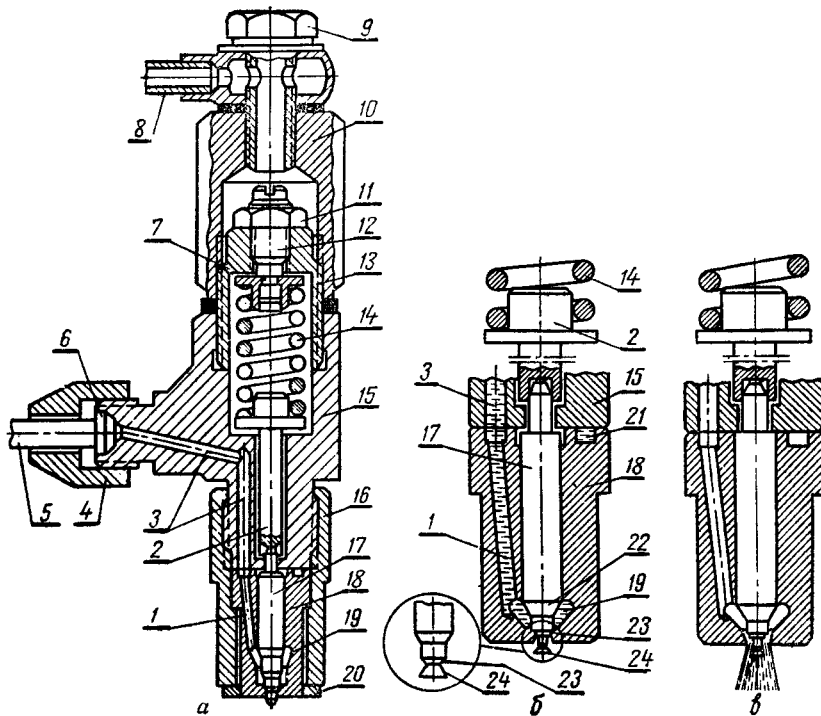


Рис. 136. Форсунка закрытого типа со штифтовым распылителем (модель ФШ-62005):

а — конструкция форсунки; *б* — положение иглы в распылителе перед впрыском топлива; *в* — положение иглы в распылителе при впрыске топлива; 1 — канал в распылителе; 2 — штанга; 3 — канал в корпусе форсунки; 4 — накидная гайка; 5 — топливопровод высокого давления; 6 — наконечник топливопровода; 7 — сливное отверстие; 8 — сливная трубка; 9 — полый болт; 10 — колпак; 11 — контргайка; 12 — регулировочный винт; 13 — гайка; 14 — пружина; 15 — корпус форсунки; 16 — гайка крепления распылителя; 17 — игла распылителя; 18 — распылитель; 19 — полость в распылителе; 20 — прокладка; 21 — кольцевая канавка; 22 — конусная поверхность утолщенной части иглы; 23 — запорный конус; 24 — штифт иглы.

щей на конце штифт 24. Форсунки с таким распылителем применяются у дизелей с разделенными камерами сгорания. У бесштифтовых распылителей топливо подается через несколько распыливающих отверстий. Доступ топлива к ним в промежутках между впрысками закрыт конусом иглы, не имеющей штифта.

Форсунка закрытого типа с штифтовым распылителем работает следующим образом.

В центральное отверстие распылителя 18 с очень малым зазором (0,002—0,003 мм) входит игла 17. Распылитель и иглу изготовляют из легированной стали и подвергают термической обработке. Так же как плунжерная пара, распылитель с иглой проходят доводочные операции и подбираются совместно. Раскомплектовывать их нельзя.

Под действием пружины 14 игла 17 запорным конусом 23 плотно садится на коническую поверхность седла распылителя. Из отверстия в торце распылителя выступает нижний конец иглы — штифт 24, имеющий конус, направленный обратно запорному конусу 23.

Топливо из насоса поступает через каналы 3 в корпусе, кольцевую канавку 21 и каналы 1 в полость 19. Так как отверстие в распылителе закрыто иглой, прижатой к седлу пружиной 14, то давление в полости 19 будет возрастать и передаваться на конусную поверхность 22 иглы.

Когда давление топлива на иглу превысит давление пружины, игла перемещается вверх (рис. 136, *в*) и открывает доступ топливу в камеру сгорания через узкую кольцевую щель между выходным отвер-

ствием распылителя и штифтом 24 иглы. Проходя под большим давлением через щель, топливо приобретает большую скорость и распыливается на мелкие частицы. Благодаря обратному конусу на штифте струя распыленного топлива приобретает форму конуса, что обеспечивает хорошее перемешивание топлива с воздухом в камере сгорания.

С началом впрыска топлива давление его в топливопроводе и под иглой форсунки падает, игла стремится опуститься и перекрыть струю подаваемого топлива, но новые порции топлива приподнимают иглу, и впрыск продолжается. Таким образом игла форсунки совершает колебательное движение. Чтобы игла находилась в поднятом состоянии и впрыск топлива не затягивался, давление топлива должно резко и быстро увеличиваться. Это достигается применением специального профиля кулачка вала топливного насоса.

Как только насос прекратит подачу топлива в форсунку, давление в полости 19 упадет, и под действием пружины игла прижмется конусом 23 к седлу и закроет выходное отверстие распылителя. Прекращение (отсечка) подачи топлива должно быть резким. В противном случае в конце впрыска топливо перестает распыливаться и образует у выходного отверстия распылителя висющую каплю, которая ухудшает образование и сгорание горючей смеси и вызывает закоксовывание отверстия распылителя.

На дизелях СМД-14 установлены форсунки ФШ-62005 (форсунка с штифтовым распылителем, диаметр иглы 6 мм, диаметр выходного отверстия 2 мм, угол конуса распыла 5°). Все детали этой форсунки закреплены в стальном корпусе 15 (рис. 136). На его нижний конец навертывается гайка 16, в которую вставляется распылитель 18 с иглой 17.

Верхний конец иглы 17 своим торцом упирается в дно гнезда штанги 2, а пружина 14 нижним торцом — в тарелку штанги 2, верхним — в тарелку регулировочного винта 12, который ввернут в гайку 13, закрепленную на резьбе в корпусе 15 форсунки. Контргайка 11 предотвращает вывертывание регулировочного винта. Затяжку пружины 14 (регулировку форсунки) винтом 12 выполняют с таким расчетом, чтобы давление начала впрыска топлива (в момент отрыва иглы от седла) составляло 12,5÷13,0 МПа. Ход иглы равен 0,35—0,40 мм и ограничивается упором торца ее утолщенной части в торец корпуса форсунки. Сверху регулировочный винт закрывается колпаком 10, направленным на гайку 13.

Топливо, просачивающееся в зазор между распылителем и иглой, через отверстие 7 в гайке 13, полый болт 9 и сливную трубку 8 отводится в фильтр тонкой очистки (СМД-14) или в топливный бак (Д-240, А-41, ЯМЗ и др.).

Форсунка крепится к головке цилиндров двумя шпильками, которые проходят через отверстия во фланце форсунки. Для создания необходимого уплотнения под гайку 16 крепления распылителя устанавливается медная прокладка 20. Гайки крепления форсунки нужно затягивать равномерно.

На дизеле Д-50 применены форсунки ФШ-62025 такой же конструкции, как форсунки ФШ-62005, только угол конуса распыла у них 25°.

Форсунки дизелей А-41 и А-01М (рис. 137, а) — закрытые, с бесштифтовым распылителем, с четырьмя распыливающими отверстиями диаметром 0,32 мм.

Топливо подводится к форсунке через сетчатый фильтр 10 и по каналам 12 и 14 поступает в кольцевую полость 18. Так как нижний конец иглы 16 вставлен с зазором в распылитель 17, топливо проходит в полость 23. Усилие пружины 5 передается через штангу 8 игле 16 распылителя, которая запорным конусом 21 закрывает отверстия 22. При

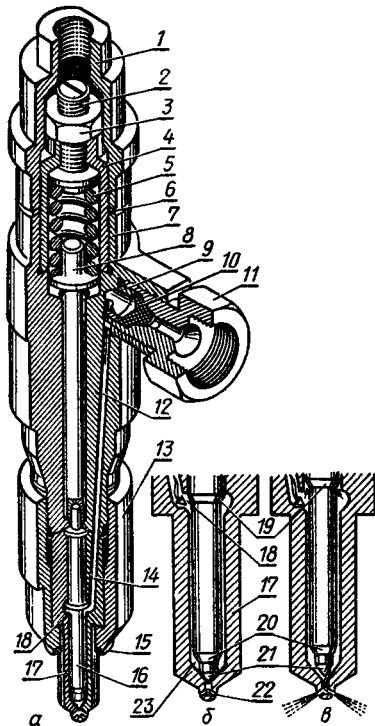


Рис. 137. Форсунка закрытого типа с бесштифтовым распылителем, многодырчатая (дизели А-41 и А-01М):

а — конструкция форсунки; б — положение иглы в распылителе перед впрыском топлива; в — положение иглы в распылителе при впрыске топлива: 1 — колпак; 2 — винт; 3 — контргайка; 4 — стакан пружины; 5 — пружина; 6 — прокладка; 7 — корпус форсунки; 8 — штанга; 9 — втулка; 10 — сетчатый фильтр; 11 — штуцер; 12 — канал в корпусе форсунки; 13 — гайка крепления распылителя; 14 — канал в распылителе; 15 — прокладка; 16 — игла распылителя; 17 — распылитель; 18, 23 — полости в распылителе; 19 — конусная поверхность в верхней части иглы; 20 — конусная поверхность в нижней части иглы; 21 — запорный конус; 22 — сопловые отверстия в распылителе.

конический или сферический наконечник 2, который накидной гайкой 3 плотно прижимается к штуцеру 4; в соединении III вместо наконечника развальцован топливопровод 1; соединение IV осуществляется кольцевым наконечником 2, медными прокладками 6 и полым болтом 5. Концы поливинилхлоридового топливопровода вставляют в стальную короткую втулочку и, размягчив поливинилхлорид в горячей воде, натягивают на кольцевой наконечник. Затем топливопровод зажимают стальной втулочкой, а наконечник присоединяют к штуцерам так, как это показано в соединении IV. Все эти соединения при хорошем качестве резьбы надежны и герметичны. При минусовой температуре поливинилхлоридовые трубки обладают повышенной хрупкостью.

Топливопроводы высокого давления (рис. 139) служат для подачи топлива от насоса к форсункам. Они изготовлены из стальной цельнотянутой трубки.

* Здесь рассматриваются топливопроводы низкого давления всех типов двигателей.

таким положении иглы 16, показанном на рисунке 137, б, топливо в цилиндр дизеля не подается. Как только давление топлива на конусные поверхности 19 и 20 (рис. 137, в) станет больше усилия пружины 5, игла 16 поднимается, и запорный конус 21 откроет отверстия 22, через которые топливо будет впрыскиваться в цилиндр дизеля. После впрыска давление в кольцевой полости 18 падает, и под действием пружины 5 игла 16 плотно закрывает отверстия 22.

Пружину 5 (рис. 137, а) затягивают винтом 2 так, чтобы давление начала впрыска топлива было равно $15,0 \div 15,5$ МПа.

Форсунка установлена в латунный стакан, расположенный в отверстии головки цилиндров. Стакан закреплен стальной гайкой, а форсунка — специальной скобой. К головке цилиндров скоба прикреплена шпилькой с гайкой.

На дизелях Д-21А1, Д-37Е, Д-160 и ЯМЗ установлены закрытые, бесштифтовые, многодырчатые форсунки, конструкция которых мало отличается от форсунок дизелей А-41.

Все приборы подачи топлива сообщаются между собой топливопроводами низкого и высокого давления.

Топливопроводы низкого давления* выполняются из латунных или тонких стальных трубок, имеющих противокоррозионное покрытие. На некоторых двигателях применяют поливинилхлоридовые топливопроводы и гибкие шланги, изготовленные из бензостойкой резины.

Металлические топливопроводы низкого давления присоединяются к приборам системы питания одним из способов, показанных на рисунке 138:

в соединениях I и II топливопровод 1 имеет

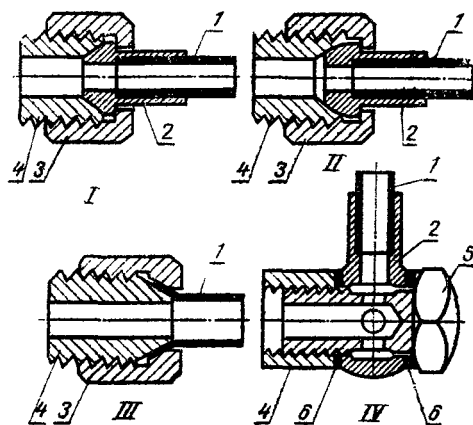


Рис. 138. Типы соединения металлических топливопроводов низкого давления с приборами системы питания:

1 — топливопроводы; 2 — наконечники; 3 — накидные гайки; 4 — штуцеры; 5 — полый болт; 6 — медные прокладки.

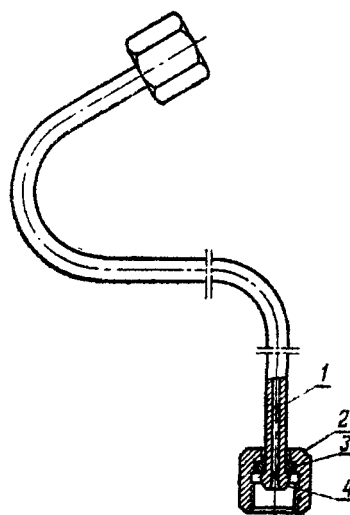


Рис. 139. Топливопровод высокого давления:

1 — цельнотянутая трубка; 2 — накидная гайка; 3 — нажимное кольцо; 4 — конус.

Чтобы топливопроводы были прочными и объем их внутренней полости изменялся при высоком давлении топлива незначительно, толщина стенок топливопроводов принята $2,5 \div 3$ мм.

Для плотного присоединения к форсункам и штуцерам топливного насоса концам трубки 1 придают форму конуса 4 путем высадки ее стенок. Перед высадкой конусов на трубку надевают стальные нажимные кольца 3 и накидные гайки 2. Нажимное кольцо 3 уменьшает износ поверхности основания конуса трубки, когда завертывают накидную гайку. При отъединении топливопроводов для предохранения их от загрязнения в гайки ввертывают специальные пробки, а на штуцера насосных элементов и форсунок навертывают колпачки, имеющиеся в комплекте инструмента, прилагаемого к трактору.

Глава 13 РЕГУЛЯТОРЫ СКОРОСТИ

§ 1. Назначение и классификация регуляторов скорости

При работе тракторов и автомобилей нагрузка на их двигатели часто изменяется в зависимости от рельефа местности, свойств и состояния почвы (дороги) и ряда других условий. Изменение нагрузки на двигатель вызывает изменение частоты вращения коленчатого вала (скоростного режима двигателя). А для качественного выполнения многих сельскохозяйственных работ нужна постоянная поступательная скорость движения машины или агрегата и неизменная частота вращения вала отбора мощности или шкива, то есть сохранение заданного наиболее выгодного для данных условий скоростного режима двигателя. При колебаниях нагрузки это осуществимо лишь в том случае, если одновременно с изменением нагрузки соответствующим образом изменяется количество подаваемой в цилиндры горючей смеси или топлива.

Для поддержания заданного скоростного режима двигателя служит специальный механизм — регулятор скорости, который при раз-

личных нагрузках автоматически изменяет степень открытия дроссельной заслонки или положение рейки топливного насоса, благодаря чему изменяется количество горючей смеси или топлива, подаваемого в цилиндр двигателя.

По принципу действия различают гидравлические, пневматические, центробежные и комбинированные регуляторы скорости. Наибольшее распространение получили центробежные и комбинированные (пневмоцентробежные) регуляторы. По числу регулируемых режимов регуляторы скорости разделяют на одnoreжимные и все режимные. Например, на карбюраторных двигателях ГАЗ-52 применяются одnoreжимные пневматические, а на двигателях ЗИЛ-130 и ГАЗ-53 — одnoreжимные пневмоцентробежные регуляторы (см. главу 11, § 6). Регуляторы обоих типов представляют собой ограничители максимальной частоты вращения коленчатого вала двигателя. На карбюраторных пусковых двигателях ПД-10У, ПД-8 и П-23М установлены одnoreжимные центробежные регуляторы. Автотракторные дизели оснащены все режимными центробежными регуляторами.

§ 2. Одnoreжимные регуляторы

Одnoreжимный регулятор поддерживает только один скоростной режим работы двигателя, который задается при установке регулятора. Все остальные скоростные режимы получают, перемещая дроссельную заслонку карбюратора рычажком.

Одnoreжимный регулятор двигателя ПД-10У устроен и работает следующим образом.

На валике 16 (рис. 140) укреплен приводная шестерня 21 и на резьбе накручен ведущий диск 20, в прорезях которого могут свободно перемещаться шарики 18. Коническая поверхность диска 17, свободно сидящего на переднем конце валика, прижимает шарики 18 к плоскости опорного неподвижного диска 19. В передний торец ступицы диска 17 запрессован шариковый упор 13, на который через двуплечий рычаг 11 передается усилие пружины 6. Рычаг 11 закреплен на оси 12 и в верхней части имеет отверстие, через которое проходит регулировочный болт 8. Одним концом пружина 6 упирается во втулку 5, а другим — в выточку на рычаге 11. Положение болта 8 фиксируется контргайкой 10. На выступающем наружу конце оси 12 закреплен наружный рычаг 9, соединенный тягой 3 с рычажком 2 дроссельной заслонки 1 карбюратора.

Во время работы двигателя вращение коленчатого вала через шестерни распределения передается валику 16 регулятора. Вместе с валиком вращается ведущий диск 20 с шариками 18. Под действием центробежной силы шарики начинают расходиться и, перемещаясь по наклонной плоскости подвижного диска 17, стремятся передвинуть его вправо. Этому противодействует через двуплечий рычаг 11 пружина 6. Диск 17 перемещается до тех пор, пока не установится равновесие между центробежной силой и усилием пружины 6.

Если нагрузка двигателя уменьшится, частота вращения коленчатого вала, а следовательно, и валика 16 возрастет. Вследствие увеличения центробежной силы шарики раздвинутся, и подвижный диск 17, передвигаясь вправо, шариковым упором 13 повернет рычаг 11 вместе с осью 12. При этом плечо рычага 11 сожмет пружину 6. Вместе с осью 12 повернется рычаг 9, который при помощи шарнирной тяги 3 и рычажка 2 прикроет дроссельную заслонку 1, уменьшив количество горючей смеси, поступающей в цилиндр двигателя. Поэтому заметного повышения первоначальной частоты вращения коленчатого вала двигателя не произойдет.

Если нагрузка двигателя увеличится, частота вращения коленчатого

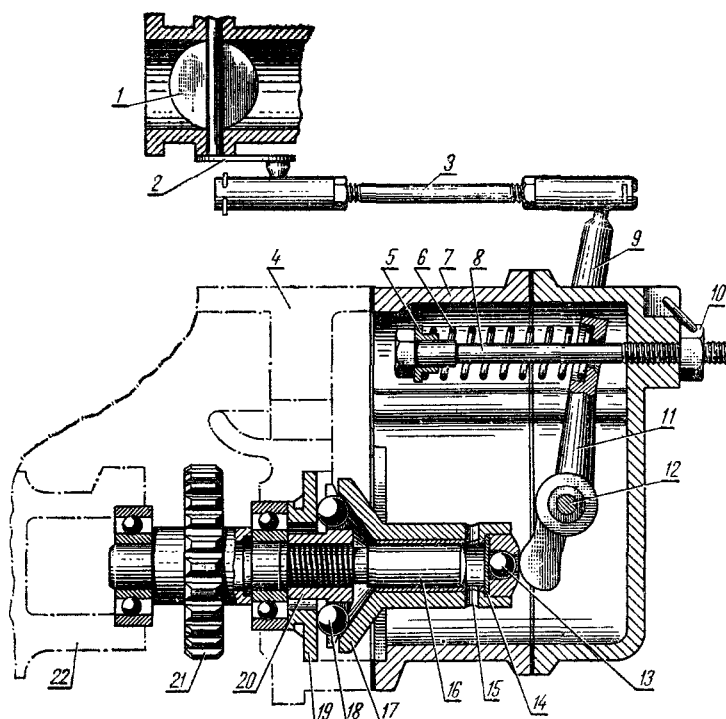


Рис. 140. Однорежимный шариковый центробежный регулятор пускового двигателя ПД-10У:

1 — дроссельная заслонка; 2 — рычажок с поводком; 3 — тяга; 4 — промежуточная плита; 5 — втулка пружины; 6 — пружина; 7 — корпус регулятора; 8 — регулировочный болт; 9 — наружный рычаг регулятора; 10 — контргайка регулировочного болта; 11 — двуплечий рычаг; 12 — ось рычагов регулятора; 13 — шариковый упор; 14 — шайба; 15 — отверстие в ступице; 16 — валик регулятора; 17 — подвижной диск; 18 — шарик; 19 — опорный диск; 20 — ведущий диск; 21 — шестерня привода регулятора; 22 — передняя половина картера.

го вала несколько понизится. При этом уменьшится центробежная сила и, следовательно, расхождение шариков. Тогда под действием пружины диск 17 переместится влево, и рычаг 9 повернется, увеличивая открытие дроссельной заслонки. Поэтому количество горючей смеси, поступающей в цилиндр, увеличится, и заметного снижения первоначальной частоты вращения коленчатого вала двигателя не произойдет.

При работе двигателя на регуляторе без нагрузки (холостой ход) частота вращения несколько повышается (на 8—11%). Эту частоту вращения называют максимальной частотой вращения на холостом ходу.

Частота вращения коленчатого вала двигателя, которую регулятор стремится сохранить, зависит от упругости пружины 6. Поэтому при изменении регулировочным винтом 8 степени сжатия, а следовательно, и упругости пружины изменится частота вращения, поддерживаемая регулятором.

§ 3. Всережимные регуляторы

Если водитель может изменять упругость пружины 5 (рис. 141) регулятора при помощи рычага 7 в пределах, которые определяются положением болтов-ограничителей 6 и 8, то начало действия регулятора на дроссельную заслонку или рейку топливного насоса будет происходить при любой частоте вращения коленчатого вала — от мини-

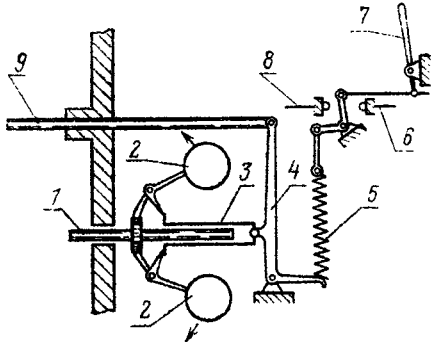


Рис. 141. Схема работы всережимного центробежного регулятора:

1 — вал регулятора; 2 — грузы; 3 — скользящая муфта; 4 — двуплечий рычаг; 5 — пружина; 6 — болт-ограничитель номинальной частоты вращения коленчатого вала; 7 — рычаг управления; 8 — болт-ограничитель минимальной частоты вращения коленчатого вала; 9 — тяга к дроссельной заслонке или к рейке топливного насоса.

сокращения простоев, связанных с переключением передач при маневрировании; 3) улучшить сохранность тракторного агрегата, осуществляя с небольшой скоростью повороты, переезды через препятствия и подъезд трактора к сельскохозяйственным машинам и прицепах; 4) понизить расход топлива при работе трактора с неполной нагрузкой. Последнее достигается благодаря переводу трактора на работу на высшей передаче и снижению частоты вращения коленчатого вала двигателя до получения прежней скорости движения. Так как при этом мощность двигателя не изменится, а работать двигатель будет при меньшей частоте вращения коленчатого вала, то часовой расход топлива будет меньше.

Всережимный регулятор дизеля Д-160. У этого дизеля все детали регулятора размещены в корпусе 1 (рис. 142, а). Приводной вал 16 (рис. 142, а и б) регулятора через пару конических шестерен 10 и 18 приводит во вращение вертикальный валик 39. В проушинах валика 39 шарнирно закреплены два груза 7, а в пазах грузов — сухарики 42, которые упираются в подвижную муфту с насаженным на нее упорным шарикоподшипником 3. На верхнее кольцо подшипника 3 опираются через ролики 43 двуплечий Г-образный рычаг 5 и одноплечий рычаг 40. Эти рычаги расположены на верхнем валу 4, который вращается в двух игольчатых подшипниках 2.

Вертикальное плечо рычага 5 соединено тягой 27 с тягой рейки топливного насоса, а горизонтальное плечо рычага 5 и одноплечий рычаг 40 при помощи пальца 44 и наконечника 45 связаны с пружиной 33. Второй конец пружины наконечником с регулировочным болтом 46 соединен со средним плечом трехплечего рычага 47, установленного на шлицах вала 19.

Посредством рычага 48 и системы тяг рычаг 47 соединен с рычагом 49 управления подачей топлива. Плечи I и II рычага 47 (рис. 142, б и в) служат для ограничения максимальной и минимальной частоты вращения коленчатого вала дизеля. Под плечом I расположен упор 22 максимальной, а под плечом II — упор 26 минимальной частоты вращения.

Упор 22 надет на направляющий штифт 21 и представляет собой гайку регулировочного болта 36. Чтобы упор 22 не проворачивался, он стопорится штифтом 20. Болт 36 оттягивается вниз пружиной 37. На

мальной до максимальной. Таким образом, регулятор при каждой новой установке рычага 7 будет автоматически поддерживать заданную водителем частоту вращения коленчатого вала почти постоянной, допуская изменение его в небольших пределах. Такой регулятор называется *всережимным*. Положение болтов 6 и 8, ограничивающих минимальную и максимальную частоту вращения коленчатого вала, устанавливается при настройке регулятора.

Наличие всережимного регулятора на двигателе позволяет: 1) улучшить условия вождения тракторного агрегата, так как можно легко и быстро изменять скоростной режим и мощность двигателя; 2) повысить производительность тракторного агрегата за счет

головке болта 36 установлена втулка 35, при помощи которой поворачивают и стопорят болт. Упор 26 сделан так же, как и упор 22, и представляет собой гайку регулировочного болта, на котором размещена пружина 30.

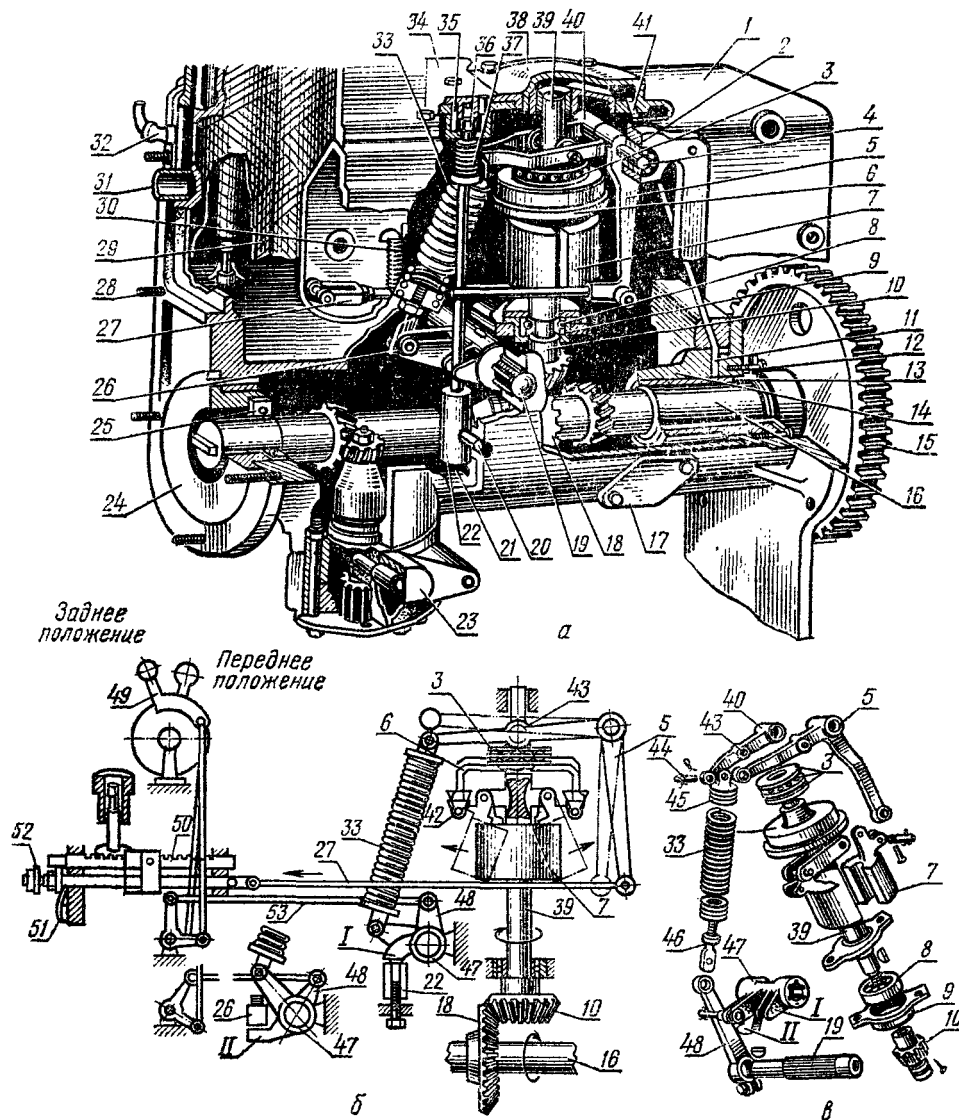


Рис. 142. Всережимный регулятор дизеля Д-160:

а — регулятор в сборе; б — схема регулятора; в — детали регулятора: 1 — корпус; 2 — игольчатый подшипник; 3 — упорный подшипник; 4 — верхний вал; 5 — двухплечий рычаг; 6 — подвижная муфта; 7 — груз; 8 — шарикоподшипник; 9 — корпус шарикоподшипника вертикального вала; 10 — ведомая шестерня; 11 — канал для масла; 12 — упорный диск; 13 — втулка; 14, 24 — корпуса подшипников вала привода; 15 — шестерня привода насоса и регулятора; 16 — вал привода насоса и регулятора; 17 — крышка; 18 — ведущая шестерня; 19 — нижний горизонтальный вал; 20 — штифт; 21 — направляющий штифт; 22 — упор максимальной частоты вращения коленчатого вала; 23 — подкачивающий насос; 25 — самоподжимной сальник; 26 — упор минимальной частоты вращения коленчатого вала; 27, 53 — тяги; 28 — шпилька; 29 — фильтрующий элемент; 30 — пружина регулировочного болта минимальной частоты вращения коленчатого вала; 31 — втулка; 32 — трубка к манометру; 33 — пружина регулятора; 34 — крышка люка регулировочных болтов; 35 — втулка регулировочного болта; 36 — регулировочный болт максимальной частоты вращения коленчатого вала; 37 — пружина регулировочного болта; 38 — верхняя крышка; 39 — вертикальный валик; 40 — одноплечий рычаг; 41 — трубка подвода смазки к втулке вертикального вала; 42 — сухарик; 43 — ролик; 44 — палец наконечника пружины; 45 — наконечник пружины; 46 — регулировочный болт пружины регулятора; 47 — трехплечий рычаг; 48 — наружный рычаг регулятора; 49 — рычаг управления подачей топлива; 50 — рейка топливного насоса; 51 — плоская пружина; 52 — гайка-ограничитель; I, II — плечи рычага; а.

Регулятор работает следующим образом. При увеличении частоты вращения коленчатого вала дизеля, вызванном уменьшением нагрузки, грузы 7 расходятся под действием увеличивающихся центробежных сил (на рис. 142, б показано пунктиром) и своими сухариками 42, преодолевая сопротивление пружины 33, поднимают муфту 6. При этом муфта через ролик 43 поворачивает рычаг 5, который через тягу 27 перемещает рейку 50 топливного насоса в сторону уменьшения подачи топлива. В результате частота вращения коленчатого вала снизится до установленной и мощность дизеля уменьшится.

В случае снижения частоты вращения коленчатого вала вследствие увеличения нагрузки пружина 33 преодолеет центробежную силу грузов 7 и повернет рычаг 5 в обратную сторону, что приведет к увеличению подачи топлива, частоты вращения коленчатого вала до установленной и, следовательно, к возрастанию мощности дизеля. Если рычаг 49 управления подачей топлива установлен в одном определенном положении, то регулятор работает как однорежимный, обеспечивая заданную частоту вращения коленчатого вала дизеля.

При изменении положения рычага 49 изменяется натяжение пружины 33, и поэтому значение центробежных сил грузов 7 должно быть другим, чтобы передвинуть муфту 6. Следовательно, в каждом новом положении рычага 49 регулятор будет поддерживать определенную заданную частоту вращения коленчатого вала дизеля, то есть регулятор будет всережимным. Если рычаг 49 перемещать вперед — натяжение пружины уменьшится, а если назад — увеличится. Пределы натяжения пружины ограничены упорами 22 и 26, в которые упираются плечи I и II рычага 47. Между указанными пределами возможна любая установка натяжения пружины, а каждому натяжению пружины будет соответствовать своя частота вращения коленчатого вала дизеля. Упор 22 ограничивает максимальную частоту вращения коленчатого вала дизеля Д-160 при полной нагрузке двигателя (1250 об/мин) и при холостом ходе (1320 об/мин), а упор 26 — минимальную устойчивую частоту вращения на холостом ходу (500—600 об/мин).

Когда мощность дизеля недостаточна для преодоления внешней нагрузки, частота вращения коленчатого вала начнет снижаться и уменьшится подача топлива за цикл. Последнее происходит потому, что при медленном подъеме плунжера увеличится перепуск топлива через отверстие гильзы в подводный канал и возрастет утечка топлива через зазор между плунжером и гильзой. Для преодоления перегрузки дизеля нужно подачу топлива за цикл увеличить. Это обеспечивает корректор цикловой подачи топлива регулятора путем дополнительного перемещения рейки топливного насоса. Работа дизеля с полной нагрузкой при номинальной частоте вращения соответствует тому положению гайки-ограничителя 52 топливного насоса, когда она упирается в пластинчатую пружину 51 корректирующего устройства, не изгибая ее. Если дизель перегружен, то частота вращения коленчатого вала понизится и центробежная сила грузов 7 уменьшится. Вследствие этого пружина регулятора переместит тягу 27 и рейку 50 вперед, изгибая пластинчатую пружину 51, и подача топлива увеличится.

Детали регулятора смазываются маслом, подаваемым под давлением от переднего подшипника распределительного вала дизеля к переднему подшипнику вала 16 и далее по каналу 11 и трубке 41 к верхней втулке вала 39. Вытекая из этой втулки, масло разбрызгивается в вращающимися деталями регулятора и смазывает их.

Всережимный регулятор дизеля СМД-14 действует следующим образом.

Вращение вала топливного насоса передается валику 14 (рис. 143, а) регулятора через шестерню топливного насоса, входящую в за-

цепление с шестерней 13 регулятора. Вместе с валиком 14 вращается ступица 15 с установленными на ней двумя грузами 17. Под действием центробежных сил грузы, поворачиваясь на осях 16, расходятся и, нажимая на упорный шарикоподшипник 11, передвигают его вместе с муфтой 34 вправо, преодолевая при этом сопротивление пружин 24 и 25. Чем больше частота вращения валика 14, тем больше центробежные силы, стремящиеся развести грузы, тем дальше вправо переместится муфта и тем сильнее сожмет пружины. При уменьшении частоты вращения валика 14 центробежные силы грузов уменьшаются. Когда они будут меньше, чем действующая на муфту сила упругости пружин, муфта начнет передвигаться влево и сближать грузы. Каждой частоте вращения валика 14 соответствует строго определенное положение муфты, при котором сила упругости пружин и центробежные силы грузов будут взаимно уравновешиваться.

Вместе с муфтой 34 передвигается связанная с ней вилка 22. Верхний конец вилки 22 тягой 18 соединен с рейкой топливного насоса, а нижний конец осью 33 — с кронштейном 10, который может сво-

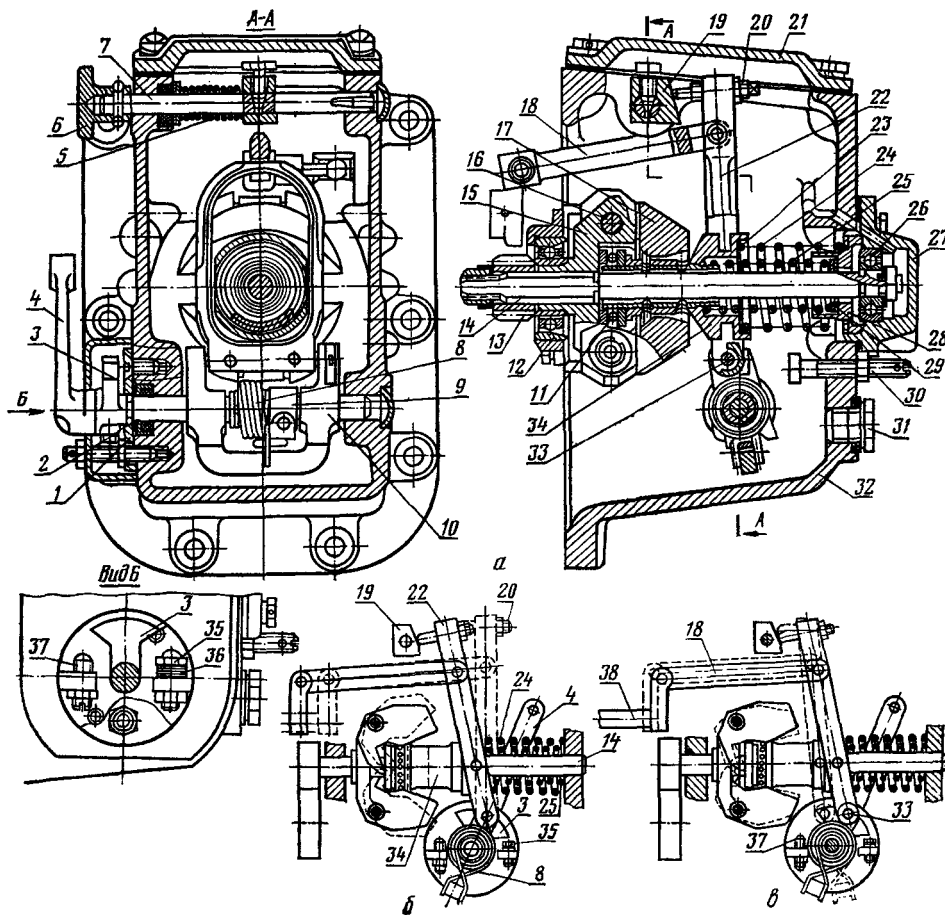


Рис. 143. Всережимный регулятор дизеля СМД-14:

a — общий вид регулятора; *б* и *в* — действия регулятора; 1 — шайба упора; 2 — валик; 3 — упор; 4 — рычаг; 5, 8 — пружины; 6 — рукоятка; 7 — валик обогатителя; 9 — втулка; 10 — кронштейн вилки; 11 — упорный подшипник; 12, 26 — подшипники; 13 — ведомая шестерня; 14 — валик регулятора; 15 — ступица; 16 — ось; 17 — груз; 18 — тяга; 19 — призма; 20 — регулировочный винт; 21 — крышка корпуса; 22 — вилка; 23, 29 — регулировочные прокладки; 24 — наружная пружина; 25 — внутренняя пружина; 27 — крышка; 28 — седло пружин; 30 — болт-упор; 31 — пробка; 32 — корпус регулятора; 33 — ось; 34 — муфта; 35 — болт; 36 — регулировочные прокладки; 37 — шпилька; 38 — рейка топливного насоса.

бодно поворачиваться на валике 2. На наружном конце валика имеется рычаг 4, связанный с кронштейном поводком и пружиной 8. При повороте рычага 4 одновременно поворачивается кронштейн 10 и вместе с ним вилка 22. Поворот рычага 4 вправо ограничивает болт 35 а влево — шпилька 37.

При повороте рычага 4 в крайнее правое положение его упор 3 (рис. 143, б) соприкоснется с головкой болта 35. Если дизель не нагружен, то он будет работать с максимальной частотой вращения холостого хода. Под действием больших центробежных сил грузы раздвинутся на наибольшее расстояние и, сжимая пружины 24 и 25, переместят муфту 34 в крайнее правое положение. При этом вилка 22 установит рейку 38 на минимальную подачу топлива насосом. Такое положение механизма регулятора показано на рисунке 143, б пунктиром.

С увеличением нагрузки дизеля частота вращения валика регулятора снижается. Центробежные силы грузов уменьшаются, усилие сжатых пружин 24 и 25 перемещает муфту 34, а вместе с ней рейку 38 насоса влево, увеличивая подачу топлива.

При полной нагрузке и номинальной частоте вращения коленчатого вала дизеля вилка 22 займет положение, при котором торец ее регулировочного винта 20 упрется в наклонную часть призмы 19. Это положение вилки и рейки показано на рисунке 143, б сплошными линиями и соответствует полной подаче топлива насосом.

Таким образом, когда упор 3 рычага 4 соприкасается с головкой болта 35 и дизель работает в диапазоне режимов от холостого хода до полной нагрузки, вилка 22 поворачивается на оси 33 от крайнего правого положения до соприкосновения винта 20 с призмой 19, и рейка 38 совершает ход, показанный на рисунке 143, б. При этом кронштейн 10 остается неподвижным.

При снижении частоты вращения коленчатого вала дизеля вследствие перегрузки уменьшатся центробежные силы грузов, и сжатые пружины 24 и 25 будут стремиться переместить муфту 34 еще дальше влево. Перемещению муфты препятствует вилка 22, так как ее верхний конец упирается регулировочным винтом 20 в призму 19, а нижний, связанный с кронштейном 10, удерживается спиральной пружиной 8. Это положение вилки на рисунке 143, в изображено сплошными линиями.

Когда усилие пружин 24 и 25, передаваемое через вилку 22 кронштейну 10, окажется в состоянии преодолеть сопротивление пружины 8, кронштейн начнет постепенно поворачиваться, а винт 20 будет на вилке скользить по наклонной поверхности призмы 19 вверх. При этом вилка переместит рейку 38 влево, увеличивая подачу топлива. Это положение кронштейна, вилки и рейки на рисунке 143, в показано пунктиром.

Чтобы предотвратить возникновение чрезмерной (разносной) частоты вращения коленчатого вала дизеля, в заднюю стенку корпуса регулятора ввернут болт-упор 30 (рис. 143, а), застопоренный контргайкой. Правильно установленный упор 30 должен быть отвернут на один оборот от положения, при котором он касается нижней части вилки 22 при номинальной частоте вращения коленчатого вала.

Снижают частоту вращения коленчатого вала дизеля, поворачивая рычаг 4 влево. При этом повернется кронштейн 10, и нижний конец вилки 22 переместит влево муфту 34. Давление пружин на муфту уменьшится. В новом положении муфты для уравнивания упругости пружин потребуются меньшие центробежные силы грузов, вследствие этого снизится частота вращения, поддерживаемая регулятором. Поэтому, когда водитель при помощи механизма управления установит рычаг 4 в любое промежуточное положение, регулятор будет поддерживать промежуточный скоростной режим.

Поворот рычага 4 влево ограничивается шпилькой 37. Когда ее касается упор 3, рейка насоса занимает положение, при котором подача топлива насосом прекращается, а следовательно, дизель останавливается.

Максимальную частоту вращения коленчатого вала регулируют посредством шайб 36. При увеличении числа шайб частота вращения (максимальная) на холостом ходу и в режиме полной нагрузки дизеля будет снижаться, а при уменьшении числа шайб — увеличиваться.

Валик 7 установлен в отверстиях приливов корпуса 32 и может в них перемещаться в продольном направлении. Если за рукоятку 6 валик 7 вытянуть на себя, то винт 20 сойдет с призмы 19, рейка 38 насоса переместится влево, и подача топлива увеличится. Этим устройством (обогабителем) пользуются для облегчения пуска дизеля в холодную погоду. После пуска дизеля вилка 22 переместится вправо, и винт 20 выйдет из-за призмы, а пружина 5 возвратит валик 7 в исходное положение.

Всережимные регуляторы дизелей А-41 и А-01М устроены так же, как и рассмотренный ранее дизель СМД-14.

У всех регуляторов этого типа ведущая шестерня 39 (см. рис. 122) свободно насажена на втулку 40, соединенную шпонкой с хвостовиком кулачкового вала 21. Втулка и шестерня снабжены кольцевыми выемками, между которыми помещены резиновые проставки (сухари) 37. Они обеспечивают упругое соединение шестерни 39 со втулкой 40, которое предотвращает возможность поломки зубьев шестерен и других деталей регулятора при резком изменении частоты вращения коленчатого вала дизеля, а следовательно, и кулачкового вала 21.

Детали регулятора смазываются разбрызгиваемым дизельным маслом, которое заливают в корпус регулятора до уровня контрольной пробки 31 (рис. 143, а). Наливают и сливают масло через отверстия во фланце 36 (см. рис. 122), закрываемые пробками.

Всережимный регулятор дизелей Д-50 и Д-240 не имеет ускоряющей передачи. Его корпус 24 (рис. 144) крепится к фланцу топливного насоса УТН-5. Внутри корпуса 24 входит хвостовик кулачкового вала 3. На лыски хвостовика напрессована упорная шайба 4, связанная сухарем 1 (упругим звеном) со ступицей 2 грузов 6, которая свободно сидит на хвостовике. Один конец пружины входит в отверстие упорной шайбы 4, а другой — в отверстие ступицы 2 грузов.

На хвостовик кулачкового вала 3 свободно насажена муфта 5 с упорным шарикоподшипником 26. Муфта может передвигаться в осевом направлении и передавать усилие на ролик 27 промежуточного рычага 22, который тягой 14 соединен с рейкой 11 топливного насоса. Основной 23 и промежуточный 22 рычаги установлены на оси 25 и связаны между собой болтом 21, обеспечивающим необходимый угловой зазор между рычагами. Основной рычаг 23 пружинной 15 соединен с рычагом 9, который жестко укреплен на одной оси с наружным рычагом 29 управления скоростным режимом.

На промежуточном рычаге 22 расположены шпилька 16 для крепления пружин 10 обогапителя и корректор цикловой подачи топлива, состоящий из корпуса 20, штока 17, пружины 7 и винта 8.

В заднюю стенку корпуса 24 ввернут болт 19 номинальной частоты вращения коленчатого вала, а в специальный прилив у горловины 31 — болт 32, ограничивающий максимальную частоту вращения коленчатого вала.

При пуске дизеля рычаг 29 (рис. 145, вид 1) поворачивают до упора в болт 32. При этом рычаг 9 растягивает пружины 15 регулятора и 10 обогапителя. Пружина 15 прижимает основной рычаг 23 к головке болта 19, а пружина 10 перемещает промежуточный рычаг 22 с тягой 14 и рейку 11 насоса влево, увеличивая цикловую подачу топлива.

После запуска дизеля и повышения частоты вращения его коленчатого вала центробежная сила грузов 6, преодолевая усилие пружины 10, переместит вправо муфту 5 и рычаг 22, и поэтому цикловая подача топлива уменьшится.

При работе дизеля с максимальной частотой вращения на холостом ходу дизель не загружен и рычаг 29 (рис. 145, вид II) упирается в болт 32. Центробежная сила грузов 6 уравнивается усилием пружины 15, а промежуточный рычаг 22 прижат к основному 23, так что работают они как один рычаг, устанавливая рейку 11 насоса в положение, обеспечивающее необходимую подачу топлива.

По мере увеличения нагрузки дизеля частота вращения коленчатого вала снижается, следовательно уменьшается центробежная сила грузов, и рычаги 23 и 22 под действием пружины 15 перемещают рейку 11 влево, увеличивая подачу топлива.

При номинальной частоте вращения коленчатого вала дизеля рычаг 23 (рис. 145, вид III) вплотную подходит к головке болта 19.

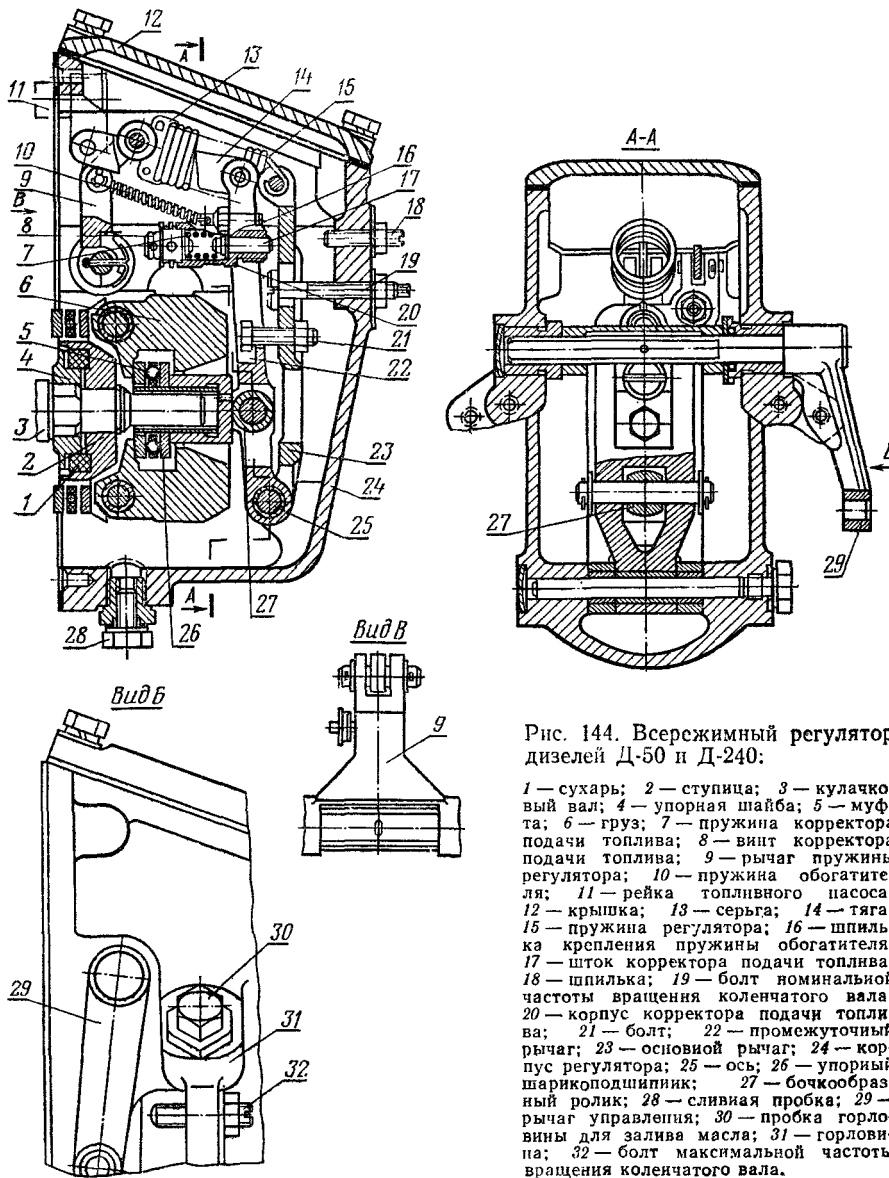


Рис. 144. Всережимный регулятор дизелей Д-50 и Д-240:

1 — сухарь; 2 — ступица; 3 — кулачковый вал; 4 — упорная шайба; 5 — муфта; 6 — груз; 7 — пружина корректора подачи топлива; 8 — винт корректора подачи топлива; 9 — рычаг пружины регулятора; 10 — пружина обогатителя; 11 — рейка топливного насоса; 12 — крышка; 13 — серьга; 14 — тяга; 15 — пружина регулятора; 16 — шпилька крепления пружины обогатителя; 17 — шток корректора подачи топлива; 18 — шпилька; 19 — болт номинальной частоты вращения коленчатого вала; 20 — корпус корректора подачи топлива; 21 — болт; 22 — промежуточный рычаг; 23 — основной рычаг; 24 — корпус регулятора; 25 — ось; 26 — упорный шарикоподшипник; 27 — бочкообразный ролик; 28 — сливная пробка; 29 — рычаг управления; 30 — пробка горловины для залива масла; 31 — горловина; 32 — болт максимальной частоты вращения коленчатого вала.

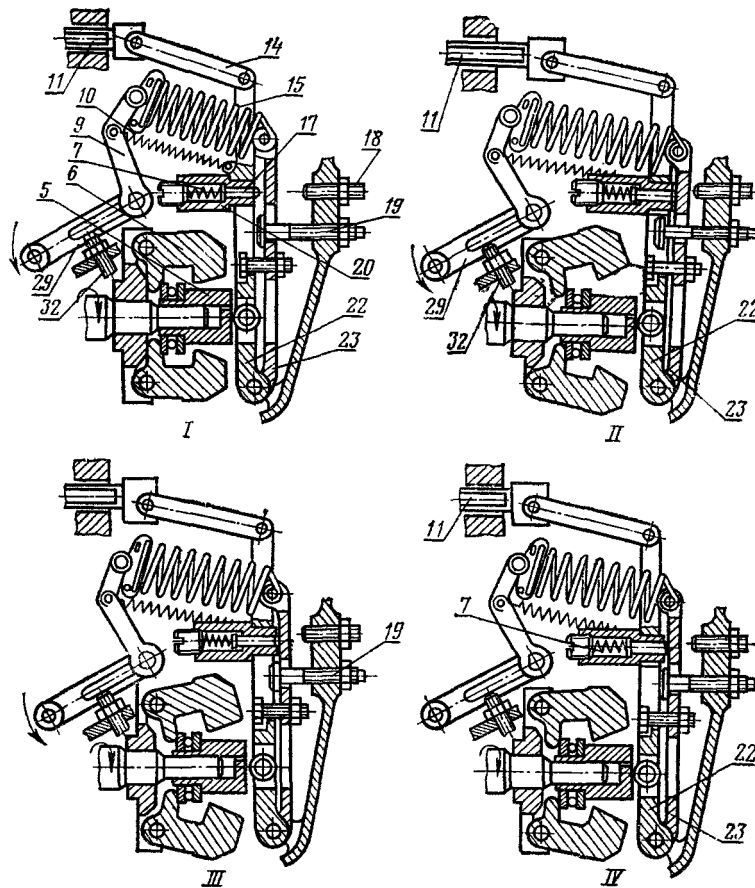


Рис. 145. Схема работы регулятора дизелей Д-50 и Д-240:

I — положение рычагов и грузов при пуске дизеля; *II* — положение рычагов и грузов при максимальной частоте вращения холостого хода дизеля; *III* — положение рычагов и грузов при номинальной частоте вращения; *IV* — положение рычагов и грузов при перегрузке дизеля (обозначения те же, что и на рисунке 144).

Когда дизель работает на максимальной, номинальной и промежуточных между ними частотах вращения коленчатого вала, шток 17 корректора, сжимая пружину 7, утоплен в корпусе 20.

Если частота вращения коленчатого вала дизеля становится меньше номинальной (вследствие перегрузки), рычаг 23 не меняет своего положения, а муфта 5, промежуточный рычаг 22 (рис. 145, вид *IV*) и рейка 11 перемещаются влево под действием пружины 7 корректора, увеличивая подачу топлива, что обеспечивает возрастание крутящего момента и преодоление временной перегрузки дизеля. Корректор может увеличить подачу топлива на 15—22% по отношению к подаче при работе дизеля на номинальной частоте вращения коленчатого вала.

Для остановки дизеля рычаг 29 (см. рис. 144) поворачивают вперед по ходу трактора. При этом рычаг 9 через пружину 15 подает основной рычаг 23 до упора в шпильку 18. Так как рычаг 23 болтом 21 связан с рычагом 22, то рейка 11 насоса перемещается вправо настолько, что подача топлива прекращается. При резком выключении подачи топлива у дизеля, работающего на максимальной или номинальной частотах вращения коленчатого вала, перемещение рычага 22 и рейки 11 осуществляется энергией грузов 6.

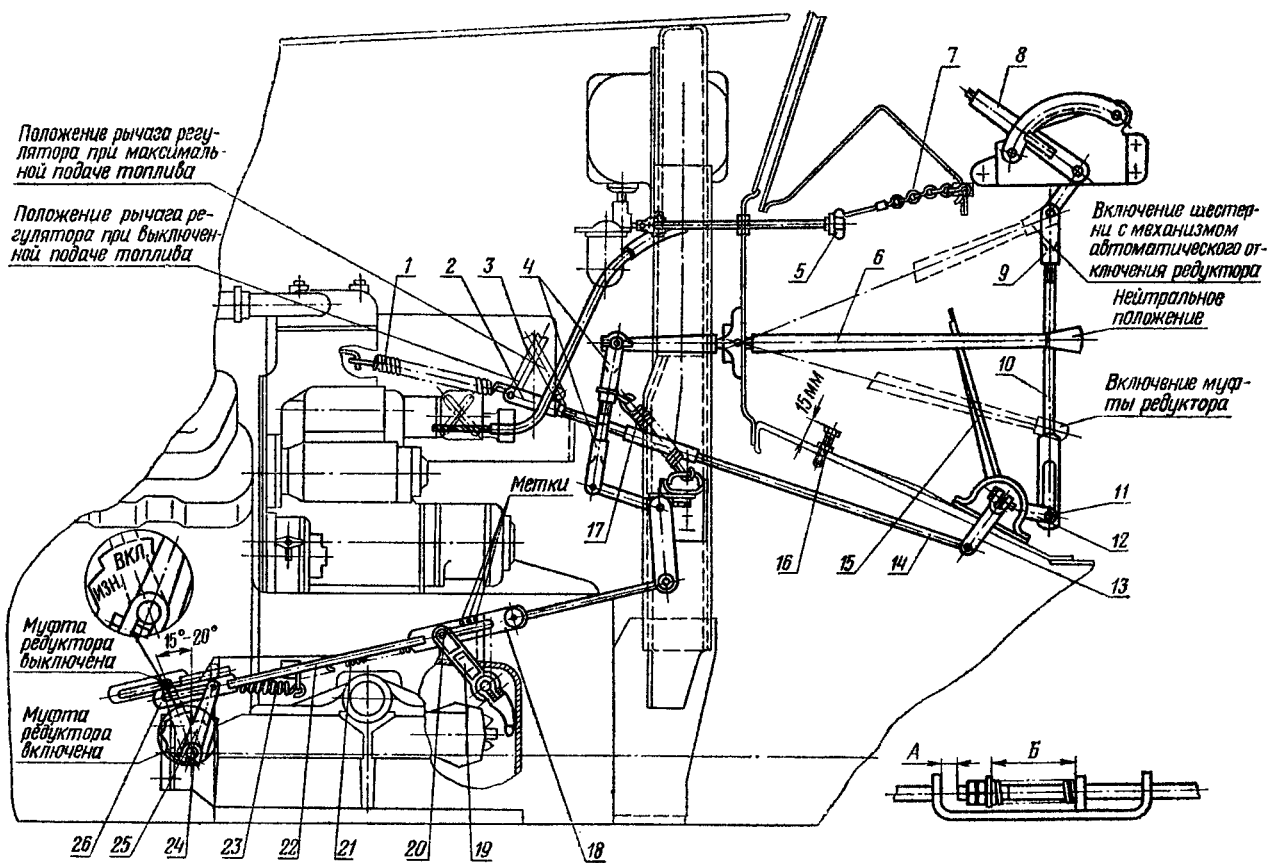


Рис. 146. Механизм управления дизелем (СМД-60 и СМД-62):

1, 17, 21, 23 — оттяжные пружины; 2, 4, 9 — вилки; 3, 6, 12, 13, 19, 25 — рычаги; 5 — рукоятка; 7 — цепочка; 8 — ручной рычаг управления топливным насосом; 10, 22 — тяги; 11, 20 — пальцы; 14 — подпружиненная тяга; 15 — ножная педаль управления топливным насосом; 16 — болт; 18 — серьга тяги; 24 — валик рычага; 26 — серьга тяги.

Для смазки деталей топливного насоса УТН-5 и его регулятора, полости корпусов которых сообщаются между собой, применяется дизельное масло. Масло заливают через горловину 31, закрываемую пробкой 30, а сливают через отверстие, закрываемое пробкой 28. На крышке регулятора установлен сапун.

Скоростным режимом дизелей Д-21А1, Д-37Е, Д-50, Д-240 и СМД-60 управляют при помощи рычага и педали. Ручным рычагом устанавливают необходимый постоянный скоростной режим работы дизеля, а нажимая ногой на педаль, увеличивают скоростной режим от установленного до номинального. На транспортных работах, а также при движении на пересеченной местности, когда требуется частое изменение скоростного режима дизеля, пользуются педалью. Ручной рычаг 8 (рис. 146) и педаль 15 заблокированы между собой так, что перемещение рычага вызывает перемещение педали, а при нажатии на педаль рычаг остается на месте.

§ 4. Основные показатели работы регулятора

Работу регулятора характеризуют такие основные показатели, как степень неравномерности и степень нечувствительности.

Ранее указывалось, что частоты вращения коленчатого вала двигателя, поддерживаемые регулятором при номинальной нагрузке и на холостом ходу, неодинаковы. Отношение разности максимальной частоты вращения $n_{х.х}$ коленчатого вала двигателя на холостом ходу и частоты n_n его вращения при полной нагрузке к среднему значению частоты $n_{ср}$ называется **степенью неравномерности регулятора**:

$$\delta = \frac{n_{х.х} - n_n}{n_{ср}}. \quad (64)$$

Средняя частота вращения коленчатого вала двигателя

$$n_{ср} = \frac{n_{х.х} + n_n}{2}. \quad (65)$$

Степень неравномерности регулятора обычно не превышает $0,06 \div \div 0,1$. Более высокие значения δ нежелательны, так как при этом усиливается износ деталей двигателя и возрастает расход топлива при холостом ходе.

Предположим, что при некоторой частоте n вращения коленчатого вала двигателя сила упругости пружины уравновесит действие центробежной силы на муфту, то есть регулятор будет находиться в равновесном положении. При изменении частоты вращения коленчатого вала двигателя муфта регулятора не начнет двигаться до тех пор, пока центробежная сила, развиваемая его грузами, не изменится на величину сопротивлений трения в сочленениях регулятора и регулирующего механизма.

Очевидно, что с увеличением или уменьшением частоты вращения коленчатого вала по отношению к принятой частоте n можно выделить такие предельные значения частоты n_2 и n_1 , при которых муфта регулятора начнет двигаться, тем самым найти **степень нечувствительности регулятора**

$$\varepsilon = \frac{n_2 - n_1}{n}. \quad (66)$$

Значит, чем меньше ε , тем скорее начнется движение муфты регулятора и, следовательно, тем быстрее регулятор придет в равновесное положение. Степень нечувствительности регулятора не должна превышать 0,03.

Глава 14

ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ ТОПЛИВНЫХ НАСОСОВ, РЕГУЛЯТОРОВ И ФОРСУНОК, ИХ ПРОВЕРКА И РЕГУЛИРОВКА

§ 1. Техническое обслуживание приборов топливной системы и регуляторов

В процессе работы дизеля и при ежесменном техническом обслуживании обнаруженные подтекания топлива устраняют, подтягивая накидные гайки, полые болты, штуцера и заменяя уплотняющие прокладки. При монтаже и демонтаже поливинилхлоридовых трубок нельзя допускать их резких перегибов и, затягивая полые болты, придерживать кольцевые наконечники за стальную втулочку.

При ежесменном техническом обслуживании следует проверить уровень масла в корпусах топливного насоса и регулятора и при необходимости долить свежее масло до нормального уровня. Во время работы насоса в его корпус через зазоры в плунжерных парах может попасть топливо и смешаться с маслом. Излишки масла нужно слить, а при значительном разжижении масла его следует заменить свежим.

Прорыв газов из-под форсунки вызывает ее перегрев и выход из строя распылителя и иглы. Во избежание перекоса форсунки крепящие ее гайки нужно затягивать равномерно, поворачивая каждую за один прием не более чем на одну грань.

Падение мощности дизеля при нормальной компрессии, появление дымного выпуска отработавших газов (коричневый или черный дым), пропуск вспышек (работа с перебоями), трудный пуск дизеля — все эти признаки указывают на необходимость проверки приборов системы питания двигателя.

Коричневый или черный дым при выпуске отработавших газов возможен при слишком большой подаче топлива, неправильной установке момента подачи топлива и плохом распыле топлива форсунками.

При падении мощности, сопровождающемся неравномерной (с перебоями) работой, дымным выпуском, следует прежде всего определить цилиндр, где эти проявления оказываются наибольшими. Выполнению данной задачи помогает поочередное отключение подачи топлива в каждый из цилиндров. При работе с перебоями отключение любого цилиндра, кроме неисправного, изменяет работу дизеля. При дымном выпуске выключение цилиндра, в котором эта неисправность проявляется, устраняет дымление.

Для выключения любого цилиндра ослабляют на 1,5—2 оборота накидную гайку топливопровода высокого давления на штуцере насосного элемента. Поочередное выключение подачи топлива в цилиндры помогает найти неисправность лишь в том случае, если она связана с работой одного какого-либо цилиндра.

Наиболее вероятной причиной падения мощности дизеля при отсутствии дымного выпуска отработавших газов является засорение топливных фильтров. В этом случае следует в первую очередь проверить состояние топливных фильтров, промыть фильтр грубой очистки и фильтрующие элементы фильтра тонкой очистки топлива.

Пропуск вспышек в отдельных цилиндрах дизеля и трудный его запуск наблюдаются при попадании воздуха в топливоподающую систему и при неисправных форсунках.

В полевых условиях после диагностирования системы питания дизеля при необходимости можно проводить только такие операции с форсунками и топливным насосом, которые улучшают работу дизеля и не требуют их разборки. К таким операциям относятся проверка и регулировка форсунок (на нормальное давление впрыска топлива), насоса

(на угол опережения подачи топлива), а также проверка состояния насосных элементов.

Регулировка и разборка топливного насоса, регулятора и разборка форсунок должны проводиться в мастерской квалифицированным специалистом, так как эти операции требуют чистоты, специального оборудования и особой точности.

§ 2. Удаление воздуха из топливоподающей системы

Попадание воздуха в топливоподающую систему вызывает нарушение подачи топлива в цилиндры дизеля, потому что при движении плунжеров насоса вместо подачи топлива происходит сжатие пузырьков воздуха. Удаляют воздух постепенным заполнением системы топливом. Для этого у дизелей проверяют, открыт ли расходный кран топливного бака. Воздух вытесняют топливом сначала из фильтра грубой, а затем и тонкой очистки, отвернув в корпусе и крышке фильтров пробки или вентили для выпуска воздуха и заполняя систему топливом при помощи ручного подкачивающего насоса. Пробку или вентиль на фильтре заворачивают только после того, как топливо из отверстия пойдет сплошной струей без пузырьков воздуха. Ручным подкачивающим насосом вытесняют также воздух из головки топливного насоса, отвернув в ней пробку.

Удалив из топливоподающей системы воздух и заполнив ее топливом, заворачивают рукоятку подкачивающего насоса до отказа.

На работающем дизеле для удаления воздуха обычно достаточно открыть продувочный вентиль на крышке фильтра тонкой очистки топлива.

Для удаления воздуха из топливоподающей системы дизелей Д-108, Д-130 и Д-160 дизель необходимо прокручивать пусковым двигателем при открытом расходном кране бака, наименьшей включенной подаче топлива и открытых продувочных вентилях на фильтре и насосных элементах топливного насоса. Как только топливо начнет выходить через продувочные вентили сплошной струей без воздушных пузырьков, следует закрыть вентиль фильтра, а затем и вентили насосных элементов.

§ 3. Проверка работы форсунки и регулировка ее на нормальное давление впрыска топлива

Хороший распыл топлива характеризуется следующими признаками: туманообразным состоянием топлива в струе; отсутствием различных глазом отдельных вылетающих капель, сплошных струек и местных сгущений топлива; четким, резким звуком (отсечкой) при впрыске; отсутствием подтекания топлива при выходе струи из отверстия распылителя перед началом и после окончания впрыска.

На дизель устанавливаются форсунки, у которых давление впрыска топлива и угол распыла соответствуют техническим условиям завода. При изношенных деталях насосных элементов допускается устанавливать форсунки с давлением на 1,0—1,5 МПа меньше нормального.

Неисправную форсунку можно обнаружить на работающем дизеле, если при выключении подачи топлива в какой-либо цилиндр дымный выпуск отработавших газов заметно уменьшится, а звук при выпуске не изменится. Затем, остановив дизель, вытирают насухо форсунки, топливопроводы и топливный насос и снимают форсунку. Внешний осмотр торца распылителя форсунки позволяет сделать предварительное заключение о ее работе. Если торец распылителя сухой и покрыт черным

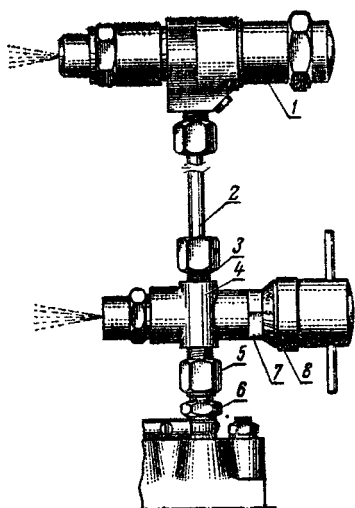


Рис. 147. Проверка работы форсунки при помощи максиметра КИ-1336:

1 — форсунка; 2 — топливопровод высокого давления; 3 — штуцер максиметра; 4 — максиметр; 5 — накидная гайка; 6 — штуцер насосного элемента; 7 — корпус максиметра; 8 — регулировочный колпак максиметра.

ровочный колпак 8 максиметра снабжены делениями для отсчета давления, на которое устанавливается пружина при повороте колпака.

При проверке испытуемая форсунка 1 подключается к максиметру, присоединенному к штуцеру 6 насосного элемента. Прокачивая топливо пусковым двигателем или вручную насосным элементом, постепенно вращают колпак максиметра и изменяют затяжку его пружины до тех пор, пока топливо не будет впрыскиваться одновременно через испытуемую форсунку и максиметр. По шкалам на корпусе и колпаке отмечают давление, при котором форсунка распыливает топливо.

Если давление впрыска форсунки не будет соответствовать техническим условиям, определяемым состоянием пары плунжер — гильза топливного насоса, то форсунку регулируют. Для этого вначале устанавливают максиметр на необходимое давление впрыска. У форсунок моделей ФШ-62025 и ФШ-62005 отвертывают колпак 10 (см. рис. 136, а) и, удерживая регулировочный винт 12 отверткой, отпускают контргайку 11. При малом давлении впрыска регулировочный винт 12 ввертывают, усиливая затяжку пружины форсунки и, следовательно, давление впрыска. Если давление впрыска велико, винт вывертывают. Полуоборот регулировочного винта изменяет давление впрыска приблизительно на 3,0—3,5 МПа. Регулировку винтом ведут до тех пор, пока впрыск не будет одновременным из распылителей максиметра и форсунки. Затем завертывают контргайку, удерживая регулировочный винт отверткой, и ставят на место колпак форсунки.

У дизелей А-41, А-01М, ЯМЗ, СМД-60 и других форсунки регулируются таким же образом.

При отсутствии максиметра форсунки можно проверять и регулировать при помощи контрольной форсунки, точно отрегулированной на нормальное давление впрыска и качество распыла топлива.

Для установки на дизель необходимо подбирать комплект форсунок с максимальной разницей в пропускной способности не выше 3%.

налетом сажи, то можно ожидать, что проверка покажет хорошее качество распыла и давление впрыска в пределах допускаемого или близкое к нему. Если торец распылителя влажный, с большим количеством смолистых отложений, то, очевидно, имеют место плохой распыл и подтекание топлива. Иногда на торце распылителя обнаруживаются следы ржавчины, что указывает на присутствие воды в цилиндре дизеля.

Для проверки форсунки к ней присоединяют топливопровод высокого давления. Выключают компрессию и, установив полную подачу топлива, отключают форсунки, не подлежащие проверке. Затем пусковым двигателем прокручивают дизель и следят за распылом струи топлива. Если качество распыла форсункой не соответствует техническим условиям, проверяют ее на давление впрыска.

В полевых условиях форсунку проверяют на давление впрыска топлива специальным прибором — максиметром КИ-1336, который представляет собой форсунку, снабженную тарированной пружиной. Корпус 7 (рис. 147) и регули-

§ 4. Проверка состояния насосных элементов

Одной из причин ненормальной работы насосных элементов является пропуск топлива через нагнетательный клапан.

Для того чтобы проверить плотность прилегания нагнетательного клапана к гнезду седла, насос очищают от пыли и грязи и отъединяют топливопровод высокого давления от проверяемого насосного элемента. Затем удаляют из топливоподающей системы воздух и заполняют ее топливом. После этого медленно прокручивают коленчатый вал дизеля за рукоятку (выключив компрессию) или пусковым двигателем при выключенной подаче топлива. В случае неплотного прилегания нагнетательного клапана к гнезду седла топливо будет вытекать из штуцера непрерывной струей.

Если при проверке будет установлено, что нагнетательный клапан не пропускает топливо, то причиной ненормальной работы насосного элемента может быть износ пары плунжер — гильза, вызывающий падение давления подачи топлива.

Состояние пары плунжер — гильза проверяют максиметром КИ-1336. Для этого к штуцеру проверяемого насосного элемента присоединяют максиметр. Штуцер максиметра плотно закрывают заглушкой-колпачком. Регулировочный колпак максиметра устанавливают на минимальное рабочее давление насоса в условиях эксплуатации. Это давление должно быть приблизительно на 6—7 ПМа выше нормального давления впрыска топлива форсункой. Накладные гайки, соединяющие топливопроводы высокого давления со штуцерами других насосных элементов, отпускают на 1,5—2 оборота. Рычаг подачи топлива устанавливают на полную подачу и пусковым двигателем на прямой передаче редуктора прокручивают дизель при пусковой частоте вращения. При этом должен происходить впрыск топлива через максиметр. Точно так же проверяют и остальные насосные элементы.

Если при проверке насосный элемент не дает впрыска через максиметр, следовательно пара плунжер — гильза к дальнейшей работе непригодна.

В случае, когда при проверке максиметром насосные элементы развивают давление выше минимального, а дизель достаточной мощности не дает, топливный насос нужно отправить в ремонтную мастерскую для регулировки.

Давление подачи топлива секциями можно проверить контрольной форсункой таким же образом, как и максиметром. Для этого контрольную форсунку через короткий трубопровод высокого давления присоединяют к штуцеру проверяемой секции топливного насоса.

§ 5. Проверка и регулировка угла опережения подачи топлива насосом

Часто встречающейся неисправностью топливного насоса является неправильный момент начала подачи топлива. Он может измениться в результате износа пары плунжер — гильза и деталей привода насоса или вследствие нарушения регулировки.

Если пары гильза — плунжер новые или мало изношенные, то угол опережения подачи топлива проверяют специальным приспособлением КИ-4941 (моментоскоп).

Моментоскоп (рис. 148) и его пружина 7 хранятся в футляре 6. В накладную гайку 1 вставлен отрезок топливопровода 3. Этот отрезок соединен резиновой трубкой 4 со стеклянной трубкой 5, имеющей внутренний диаметр 1—2 мм.

Моментоскоп присоединяют накладной гайкой 4 (рис. 149) к штуцеру 5 первого насосного элемента. Остальные топливопроводы высокого

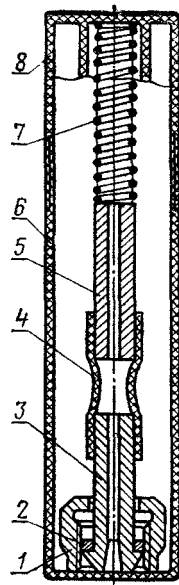


Рис. 148. Приспособление КИ-4941 для определения угла опережения подачи топлива секциями насоса:

1 — накидная гайка; 2 — шайба; 3 — отрезок топливопровода; 4 — резиновая трубка; 5 — стеклянная трубка; 6 — футляр; 7 — пружина; 8 — крышка.

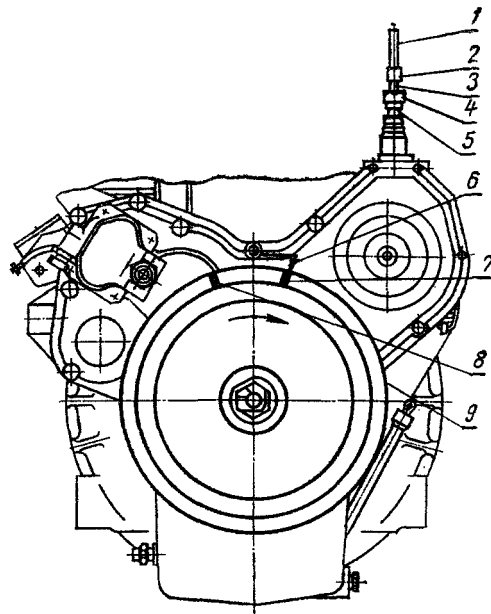


Рис. 149. Проверка угла опережения подачи топлива моментоскопом (дизель СМД-14):

1 — стеклянная трубка; 2 — резиновая трубка; 3 — отрезок топливопровода; 4 — накидная гайка; 5 — штуцер; 6 — указатель; 7 — метка на бурте шкива, нанесенная против острия стрелки в момент начала подъема мениска; 8 — метка на бурте шкива, нанесенная против острия стрелки в момент нахождения поршня первого цилиндра в в.м.т.; 9 — шкив.

давления отъединяют от насосных элементов. После этого включают декомпрессионный механизм (если он имеется). Затем устанавливают рычаг управления подачей топлива в положение наибольшей подачи и заполняют топливоподающую систему дизеля, прокачивая топливо до тех пор, пока оно не будет вытекать из стеклянной трубки 1 без пузырьков воздуха. Стряхнув часть топлива из стеклянной трубки, следят за движением мениска топлива в ней, медленно проворачивая коленчатый вал дизеля. Момент, когда мениск начнет подниматься (дрогнет), соответствует началу подачи топлива насосом.

Если у топливного насоса пара плунжер — гильза изношена, вывертывают из головки насоса штуцер 5 и устанавливают вместо рабочей пружины нагнетательного клапана пружину 7 (рис. 148) приспособления КИ-4941 (моментоскоп). Ввертывают на место штуцер и присоединяют моментоскоп. Затем, выполнив все описанные выше операции, определяют момент начала подачи топлива насосом.

Определение угла поворота коленчатого вала дизеля, соответствующего началу подачи топлива, и при необходимости регулировку его проводят следующим образом.

Дизель СМД-14 (тракторный). Ослабив гайку на картере распределительных шестерен закрепляют под ней проволочный указатель 6 (рис. 149) острием к наружной цилиндрической поверхности бурта шкива 9. Наносят на бурт шкива метку 7 напротив острия указателя 6 в момент подъема мениска. Из кожуха маховика дизеля вывертывают установочный винт и вставляют его ненарезанной частью в то же отверстие

до упора в маховик. Медленно поворачивают коленчатый вал дизеля, слегка нажимая пальцем на установочный винт, пока винт не войдет в отверстие маховика. Если при этом оба клапана первого цилиндра будут закрыты, то поршень первого цилиндра установлен в в. м. т. в такте сжатия. На бурте шкива наносят вторую метку 8 напротив острия указателя. При нормальном угле опережения подачи топлива насосом, равным $18-20^\circ$ до в. м. т. по углу поворота коленчатого вала, расстояние между метками должно быть равно $27-30$ мм. При условии выбора зазоров в передаче от шестерни коленчатого вала к шестерне привода насоса каждые $1,5$ мм длины дуги соответствуют 1° поворота коленчатого вала.

Угол опережения подачи топлива насосом регулируют смещением шлицевой шайбы 3 (см. рис. 134) относительно шестерни 4 привода. Для этого снимают счетчик 11 мото-часов, вывертывают два болта 2 и, сняв поводок 9, поворачивают шлицевую шайбу 3 вместе с валом 5 насоса в требуемом направлении. Если угол опережения подачи топлива насосом нужно увеличить, шлицевую шайбу поворачивают по часовой стрелке, а для его уменьшения — против часовой стрелки. Смещение шлицевой шайбы 3 до совпадения ее следующего отверстия со следующим отверстием в ступице шестерни 4 изменяет момент начала подачи топлива на 3° по углу поворота коленчатого вала.

Зная длину дуги между метками на ободе шкива, определяют, насколько нужно изменить угол опережения подачи топлива насосом, в какую сторону и на сколько отверстий нужно повернуть шлицевую шайбу 3. Установив в требуемое положение шлицевую шайбу, закрепляют ее болтами 2 и вновь проверяют по мениску в трубке 1 угол опережения подачи топлива насосом.

При изношенных парах гильза — плунжер угол опережения подачи топлива насосом регулируют, используя новый (контрольный) насос, который устанавливают на дизель и фиксируют шлицевой шайбой 3. Затем снимают контрольный насос и вместо него устанавливают насос, предназначенный к эксплуатации.

Дизель А-41. Метод проверки и регулировки угла опережения подачи топлива насосом тот же, что и для дизеля СМД-14. При нормальном угле опережения подачи топлива насосом, равном $27-30^\circ$, и диаметре шкива 174 мм длина дуги должна быть в пределах $41-45,5$ мм.

Дизель Д-160. Каждую насосную секцию проверяют и при необходимости регулируют отдельно. Устанавливают наибольшую подачу топлива и снимают крышку лючка на кожухе маховика. Медленно поворачивают коленчатый вал дизеля до момента подъема мениска в моментоскопе. При этом одна из меток на маховике («ВМТ 1—4 цил.» или «ВМТ 2—3 цил.») в зависимости от того, какой цилиндр проверяют, не должна доходить до острия указателя по дуге на наружной цилиндрической поверхности маховика примерно на $110-123$ мм, что соответствует $22-24^\circ$ до в. м. т. по углу поворота коленчатого вала. Угол опережения подачи топлива регулируют для каждой насосной секции болтом 7 (см. рис. 128) толкателя 5 при отвернутой контргайке. Для увеличения угла опережения болт 7 вывертывают, а для уменьшения — ввертывают. Поворот болта на $1/6$ оборота (на одну грань) изменяет угол опережения подачи топлива на $1-1,2^\circ$ по углу поворота коленчатого вала.

У дизелей с распределительными топливными насосами момент начала подачи топлива насосом проверяют по мениску в той же последовательности, что и в четырехплунжерных насосах.

Раздел пятый

СИСТЕМЫ СМАЗКИ И ОХЛАЖДЕНИЯ



Глава 15

СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ И ОХЛАЖДАЮЩИЕ ЖИДКОСТИ

§ 1. Общие сведения о трении и смазочных материалах

Сопротивление, которое возникает при относительном перемещении одного тела по другому, называется **трением движения**. Причинами трения являются срезание (скалывание) выступов соприкасающихся поверхностей и молекулярное взаимодействие этих поверхностей в точках их контакта. Трение движения в большинстве случаев сопровождается износом трущихся поверхностей, что приводит к увеличению зазора в сопряжении. Последнее обстоятельство, в свою очередь, вызывает стуки при работе машины и дальнейший прогрессирующий износ деталей.

На преодоление трения затрачивается механическая энергия, которая превращается в теплоту, в результате чего детали нагреваются.

Износ трущихся деталей и выделение теплоты — вот основные явления, вызываемые трением движения. В зависимости от условий и видов трения каждое из этих явлений имеет большее или меньшее значение.

Трение движения в сопряжениях может быть двух видов: трение скольжения и трение качения. В зависимости от условий смазки различают *трение без смазки*, возникающее между двумя твердыми телами при отсутствии на поверхностях трения введенного смазочного материала; *жидкостное трение*, представляющее собой сопротивление относительному перемещению между двумя телами, разделенными слоем жидкости, в котором проявляются ее объемные свойства; *граничное трение*, которое появляется между двумя твердыми телами при наличии на поверхностях трения слоя жидкости, обладающего свойствами, отличающимися от объемных.

Смазочные жидкости (масла) служат для того, чтобы снизить затраты мощности на трение, уменьшить износы деталей, отвести теплоту, выделяющуюся при трении. Кроме того, масло смывает с трущихся поверхностей продукты изнашивания и всевозможные загрязнения, предохраняет эти поверхности от коррозии, а в отдельных случаях уплотняет подвижные сопряжения деталей. Одним из важных свойств масла является *маслянистость*, то есть его способность растекаться по поверхности металла и образовывать на этой поверхности плотно пристающую к ней непрерывную и неразрывную (даже при значительном давлении) пленку.

Сущность и законы жидкостного трения были открыты профессором Н. П. Петровым. Он установил, что движение масла в подшипнике полностью подчиняется законам гидродинамики. Поэтому разработанную им теорию жидкостной смазки называют *гидродинамической теорией смазки*.

Основные положения гидродинамической теории смазки заключаются в следующем. Когда вал (рис. 150, а) не вращается (находится в состоянии покоя), он опирается на подшипник, следовательно зазора

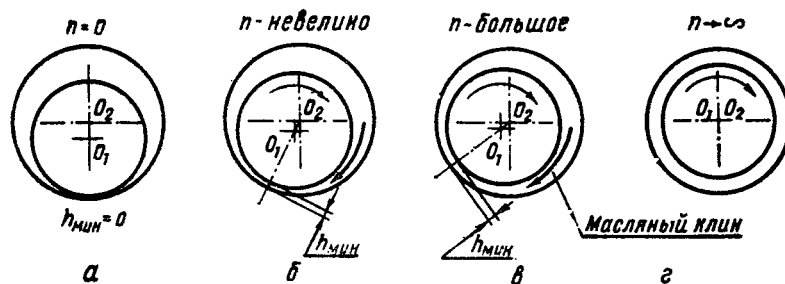


Рис. 150. Образование масляного клина при вращении вала в подшипнике скольжения.

между соприкасающимися поверхностями вала и подшипника нет ($h_{\text{мин}}=0$). При вращении вала в подшипнике первые слои масла, прочно прилипшие к поверхности вала, увлекают за собой следующие. Пришедшие в движение частицы масла под действием сил трения между слоями перемещаются из широкой части зазора в узкую (рис. 150, б). В результате этого в области, где зазор наименьший ($h_{\text{мин}}$), в масляном слое возникает повышенное давление, под действием которого вал как бы всплывает и лежит на масляной подушке.

С увеличением относительной скорости перемещения поверхностей (частоты вращения вала) все большее количество масла втягивается в клиновое пространство, увеличивая тем самым давление в масляном слое. В соответствии с этим все в большей степени вал стремится занять центральное положение в подшипнике (рис. 150, в, г), и значение зазора $h_{\text{мин}}$ возрастает.

Когда наименьшая толщина масляного слоя станет больше, чем суммарная высота шероховатостей поверхностей вала и подшипника, вместе взятых, касание поверхностей прекратится и возникнет жидкостное трение.

Масляный клин может образовываться и при движении одной смазанной плоской поверхности по другой, если имеется клиновидный зазор между поверхностями и относительная скорость их перемещения достаточно велика.

Несущая способность масляного слоя, его толщина и, следовательно, надежность обеспечения жидкостного трения возрастают с повышением вязкости масла, с увеличением скорости движения трущихся поверхностей и с уменьшением нагрузки на эти поверхности. Однако с увеличением вязкости масла и скорости движения поверхностей возрастают и потери на трение.

При выдавливании масла из зазора между деталями на их поверхности остается тончайший слой масла толщиной в одну или несколько молекул, который силами молекулярного притяжения прочно связан с поверхностью деталей. В этом случае возникает граничное трение.

При жидкостном трении потери энергии на трение и износ деталей наименьшие. Но условия, которые требуются для жидкостного трения, могут быть созданы только в некоторых подвижных сочленениях, и то не во все периоды их работы. Многие сочленения двигателя, например поршневой палец — втулка верхней головки шатуна, поршневой палец — бобышки поршня, поршень — цилиндр, работают в условиях граничного трения. Естественно, что долговечность деталей подвижного сочленения, работающих при граничном трении, уменьшается.

Для достижения возможно более надежной и длительной работы механизмов трактора и автомобиля смазочные масла должны удовлетворять ряду эксплуатационно-технических требований:

- 1) иметь оптимальную вязкость на всех эксплуатационных режимах;
- 2) обладать высокой маслянистостью и необходимой противоокислительной устойчивостью (химической стабильностью);
- 3) не вызывать и не способствовать коррозии деталей;
- 4) не содержать свободных минеральных кислот и щелочей, воды и механических примесей.

Масла в двигателе подвергаются воздействию высоких температур, поэтому нужно, чтобы они обладали высокой температурой вспышки и малой испаряемостью.

Кроме того, масла должны вымывать нагар и другие примеси из зазоров между трущимися поверхностями деталей, то есть иметь хорошую «моющую» способность.

§ 2. Смазочные масла и их свойства

По роду исходного сырья смазочные масла разделяются на: а) нефтяные; б) растительные и животные; в) синтетические. Для смазки механизмов тракторов и автомобилей применяются масла, получаемые главным образом путем переработки нефти (нефтяные масла).

Автотракторные нефтяные масла разделяют на *дистиллятные*, изготовляемые фракционной перегонкой из мазута, *остаточные*, получаемые в результате переработки остатков от перегонки мазута, и *смешанные*, представляющие собой смесь дистиллятных и остаточных масел.

По способу очистки от нежелательных примесей (асфальтосмолистых веществ, сернистых соединений и некоторых других) нефтяные масла относят к трем группам: 1) кислотнo-щелочной очистки; 2) кислотнo-контактной очистки; 3) селективной очистки.

В процессе приготовления масла того или иного сорта часто смешивают отдельные масляные фракции, чтобы обеспечить маслу свойства, установленные стандартом.

На основе требований, предъявляемых к маслам, приняты следующие важнейшие показатели оценки качества масел.

Вязкость измеряется в единицах условной, динамической и кинематической вязкости (как и дизельного топлива).

Условная вязкость выражается в *условных градусах* ($^{\circ}\text{ВУ}$). Она определяется как отношение времени истечения из стандартного вискозиметра 200 см³ испытуемого масла при заданной температуре (обычно 50 $^{\circ}$ или 100 $^{\circ}$ С) ко времени истечения такого же объема дистиллированной воды при температуре 20 $^{\circ}$ С. Ввиду того что условная вязкость не выражает истинной вязкости, в стандартах на масла указывается, как правило, вязкость кинематическая. Для перевода одних единиц вязкости в другие существуют формулы, таблицы и графики.

Вязкость всех масел при понижении температуры возрастает, а при повышении уменьшается. Чем меньше вязкость масла зависит от температуры, тем выше его качество.

Вязкостно-температурные свойства масел нормируются по стандарту значением *кинематической вязкости* при 100 $^{\circ}$ С и *индексом вязкости* (ИВ), который характеризует степень изменения вязкости масла в зависимости от температуры, а для зимних масел — дополнительно *предельным значением кинематической вязкости* при 0 $^{\circ}$ С. Индекс вязкости относительная величина. Масла, обладающие более высоким ИВ, предпочтительнее, чем масла с низким ИВ.

Химическая стабильность характеризует стойкость масла против окисления кислородом воздуха.

Термоокислительной стабильностью называется способность масла, покрывающего тонким слоем металлическую поверхность и подверга-

ющегося действию высокой температуры и кислорода воздуха, сопротивляться превращению в лаковую пленку (тонкий, прочный лакоподобный слой углеродистых веществ). Чем выше термоокислительная стабильность, тем меньше вероятность образования лаковой пленки на деталях двигателя.

Моющие свойства характеризуют способность масла удерживать во взвешенном состоянии продукты окисления.

Коксуемость определяет способность масла образовывать во время испарения и разложения при высокой температуре без доступа воздуха углистый осадок — кокс. Коксуемость характеризует степень очистки масла от асфальтосмолистых веществ. Чем хуже очищено от них масло, тем выше его коксовое число.

Зольность характеризует содержание в масле солей органических и минеральных кислот и других несгораемых веществ. Повышенная зольность масла недопустима, потому что она усиливает износ деталей и повышает твердость нагара.

Коррозионное действие масла обусловлено теми же причинами, что и у топлива. Оно вызывает разрушение и повышенный износ деталей. Особенно быстро разрушаются вкладыши подшипников коленчатого вала, изготовленные из сплавов цветных металлов. Коррозионность масел оценивается кислотным числом по методу Пинкевича (испытанием на коррозию металлических пластинок) или по способу НАМИ.

Температурой вспышки называется температура, при которой пары нагретого масла образуют с воздухом горючую смесь, воспламеняющуюся при поднесении к ней пламени. Температура вспышки характеризует интенсивность испарения масла и частично его фракционный состав. Чем ниже температура вспышки, тем больше в масле легко испаряющихся и легко кипящих фракций, которые во время работы двигателя будут испаряться и выгорать. Поэтому при прочих равных условиях лучшим будет масло, у которого температура вспышки выше.

Температурой застывания называется температура, при которой масло теряет подвижность. Для облегчения пуска холодного двигателя и прокачки масла через маслопроводы, каналы и зазоры температура застывания должна быть на 10—20° С ниже минимальной температуры окружающей среды.

Механические примеси и вода в масле недопустимы. Механические примеси в масле увеличивают износ деталей, нагароотложение и засоряют фильтры. Вода в масле способствует коррозионному изнашиванию деталей и, образуя пену, затрудняет подачу масла к деталям.

Присадки. Для улучшения эксплуатационных свойств масла в него добавляют в небольших количествах присадки, например вязкостные — увеличивающие вязкость масла и улучшающие его вязкостно-температурные свойства; депрессорные — понижающие температуру застывания масла; антикоррозионные — уменьшающие коррозию металлов; противоизносные — повышающие смазочные свойства масла; многофункциональные — обладающие способностью улучшать несколько показателей. В большинстве случаев в масло добавляют комплекс присадок (до 10%), улучшающих различные эксплуатационные свойства масел.

По классификации, введенной с 1 января 1974 г. (ГОСТ 17479—72), масла маркируются следующим образом: М — моторное; цифра — уровень вязкости (сСт) при 100° С; Б, В и Г — группа по эксплуатационным свойствам (применяются соответственно для мало-, средне- и высокофорсированных двигателей). Если эти буквы без цифрового сопровождения, то, значит, масло универсальное и может использоваться в карбюраторных двигателях и дизелях. Масла с индексом «1» применяются только в карбюраторных двигателях, а с индексом «2» — только в дизелях. Если масло содержит загущающие вязкостные присадки и мо-

жет применяться как зимнее и всесезонное, в его марку входит дробь, в числителе которой обозначается величина вязкости масла при минус 18° С (условной цифрой 4 или 6) с буквой з, а в знаменателе вязкость (сСт) при 100° С. Цифра 4 указывает, что вязкость находится в пределах 1300—2600 сСт, а цифра 6—2600—10400 сСт.

Применять можно только те сорта масел, которые рекомендованы заводом, выпустившим трактор или автомобиль. Иногда заводы рекомендуют масла, изготовленные в соответствии с межреспубликанскими (МРТУ) или временными (ТУ) техническими условиями.

Для смазки карбюраторных двигателей применяются масла М-6Б₁, М-8Б₁, М-10Б₁ по ГОСТ 10541—63, М-8В₁ по ТУ 38—101—528—75, М-8Г₁, М-12Г₁ по ТУ 38—101—415—73.

Для смазки дизелей применяют масла М-8Б₂, М-8В₂, М-10Б₂ по ГОСТ 8581—63, М-8В₂ по ТУ 38—101—47—70, М-10В₂ по МРТУ 38—101—278—72, М-8Г₂ по ТУ 38—101—46—70, М-10Г₂ по ТУ 38—1—211—68.

Для смазки механизмов трансмиссии и управления тракторов и автомобилей предназначены трансмиссионные масла, условия работы которых значительно отличаются от условий работы масел в двигателях. В зубчатых передачах трансмиссионное масло подвергается давлению в 2—4·10³ МПа. Чтобы при таком давлении обеспечить надежный слой смазки между зубьями, масло должно обладать высокой маслянистостью и вязкостью. Однако чрезмерно высокая вязкость (особенно при низких температурах) приводит к значительному увеличению мощности, затрачиваемой на преодоление сопротивлений в механизмах трансмиссии.

Для цилиндрических и конических передач, работающих при умеренных нагрузках, применяют масла без присадок, а для спирально-конических и гипоидных передач, испытывающих большие нагрузки, — масла с противозадирными присадками.

Трансмиссионное масло должно иметь низкую температуру застывания, соответствующую условиям работы трактора или автомобиля в зимнее время.

В зависимости от сезонных и климатических условий раньше различали летние и зимние сорта масел. Сейчас трансмиссионные масла обычно выпускаются всесезонными.

Масло трансмиссионное автотракторное (нигрол) ГОСТ 542—50 представляет собой неочищенный остаточный продукт прямой перегонки нефти. Все остальные трансмиссионные масла изготовляют из хорошо очищенных остаточных и дистиллятных масел. Как правило, в них добавляют различные присадки.

Для механизмов трансмиссий тракторов рекомендуется применять следующие марки масел: трансмиссионное тракторное летнее и зимнее по МРТУ 38—1—264—68; всесезонное ТЭ-15-ЭФО по ТУ 38—1—189—68, которое содержит не менее 5% противозадирной присадки ЭФО и до 1% депрессорной.

Для механизмов трансмиссий автомобилей рекомендуется применять следующие марки масел: ТС_п-14 по ТУ 38—1488—74; ТА_п-15В по ТУ 38—101176—71; для гипоидных передач по ГОСТ 4003—53, ТС-14-ГИП по ТУ 38—101270—72.

Для гидравлических систем автомобилей нужно применять масло Р по ТУ 38—101179—71.

§ 3. Пластичные смазки

Пластичные (консистентные) смазки представляют собой густые мазеобразные продукты, их получают, вводя в минеральные и синтетические масла или в их смеси различного рода загустители (от 5 до 30%). В качестве загустителей используют соли жирных кислот (мы-

ла), твердые углеводороды и неорганические соединения. Чтобы придать этим смазкам определенные свойства, в них добавляют небольшие количества различных присадок.

Пластичные смазки применяют в механизмах тракторов и автомобилей, куда затруднена непрерывная подача жидкого масла или где жидкая смазка не удерживается. Их используют также в качестве защитных покрытий и для герметизации различных уплотнений.

По назначению пластичные смазки подразделяются на три основные группы: *антифрикционные*, *консервационные* (защитные) и *уплотнительные*. Если для производства загустителей — мыл используют растительные и животные жиры, смазку называют жировой, а если синтетические жирные кислоты — *синтетической*.

Основные показатели качества пластичных смазок таковы.

Температура каплепадения — это такая температура, при которой падает первая капля расплавленной смазки из отверстия капсюля специального прибора. Чтобы смазка не вытекала из узла трения, температура ее каплепадения должна превышать температуру трущихся деталей не менее чем на 15—20°С.

Пенетрация, характеризующая густоту (степень мягкости) смазки, оценивается числом, указывающим, на какую глубину (в десятых долях миллиметра) погружается в испытываемую смазку конус стандартного прибора за 5 с при температуре 25°С. Чем больше число пенетрации, тем мягче (подвижнее) смазка. Для всесезонной смазки число пенетрации должно быть в пределах 200—300.

Вязкость, характеризующая прокачиваемость смазки по каналам и через пресс-масленки.

Предел прочности, показывающий минимальное напряжение сдвига смазки, когда она приобретает текучесть. Чем выше предел прочности, тем лучше смазка удерживается на движущихся поверхностях деталей.

Химическая стабильность — это свойство смазки сохранять неизменный химический состав при хранении и применении.

Коллоидная стабильность определяет способность смазки сопротивляться выделению из нее жидкого масла.

Содержание (количественное) свободных кислот и щелочей позволяет оценивать способность вызывать коррозию деталей и изменять другие свойства смазок.

Содержание механических примесей строго ограничивается, а примеси абразивного характера не допускаются.

Антифрикционные пластичные смазки делятся на два класса: *универсальные*, широко применяемые в сборочных единицах различных машин, и *специальные*, используемые только в определенных машинах или сборочных единицах.

Для маркировки универсальных смазок приняты следующие обозначения: У — универсальная; Н — низкоплавкая, с температурой каплепадения до 65°С (вазелин); С — среднеплавкая, с температурой каплепадения в пределах 65—100°С, загуститель — кальциевые мыла (солидол); Т — тугоплавкая, с температурой каплепадения выше 100°С, загуститель — натриевые мыла (консталин); В — водостойкая; М — морозостойкая; З — защитная (от коррозии); с — синтетическая; А — активизированная (содержащая присадку).

Для смазки сборочных единиц тракторов и автомобилей применяются солидолы жировые: УС-1 (пресс-солидол) и УС-2 (ГОСТ 1033—73); синтетические: пресс-солидол С и солидол С (ГОСТ 4366—64); консталины жировые: УТ-1, УТ-2 (ГОСТ 1957—73); водостойкие низкотемпературные смазки: ЛИТОЛ-24 (ТУ 38—101139—71), УНИОЛ-3 и УНИОЛ-3М (ТУ 38—4017—72), ЦИАТИМ-201 (ГОСТ 6267—74), ЦИАТИМ-221 (ГОСТ 9433—60).

§ 4. Охлаждающие жидкости

В двигателях внутреннего сгорания в качестве охлаждающих жидкостей используют воду, антифризы, жидкость ТАСОЛ А-40.

Вода должна быть чистой, с небольшим содержанием солей кальция и магния. Жесткость воды измеряется в миллиграмм-эквивалентах на килограмм (мг-экв/кг). Вода считается *мягкой*, если в ней содержится солей до 2 мг-экв/кг, *средней жесткости* — от 2 до 5 мг-экв/кг, *жесткой* — от 5 до 10 мг-экв/кг.

Жесткую воду, в которой растворено много минеральных солей, без предварительного умягчения применять нельзя, так как при работе двигателя соли осаждаются на стенках деталей, омываемых водой, и образуют слой твердой накипи. Накипь снижает теплопроводность стенок и ухудшает циркуляцию воды, поскольку уменьшаются сечения каналов водяной рубашки и трубок радиатора. Все это ведет к перегреву двигателя, снижению мощности и усиленному износу деталей.

Простейший способ умягчения воды — кипячение в течение 30—40 мин с последующим отстаиванием и фильтрацией через матерчатый фильтр. Воду, которую сливают после работы из системы охлаждения, нужно накапливать, отстаивать и фильтровать для последующего использования.

Широко распространены химические способы умягчения воды тринатрийфосфатом, известью, кальцинированной содой.

Антифризы этиленгликолевые выпускаются двух марок: 40 и 65 (ГОСТ 159—52). Антифриз 40 может применяться при температурах наружного воздуха, достигающих минус 40°С, а антифриз 65 — до температуры минус 65°С. Антифризы нужно заливать в систему охлаждения на 5—7% (по объему) меньше, чем воды, так как они расширяются при нагревании. В процессе эксплуатации следует периодически проверять ареометром плотность антифриза, потому что при работе двигателя из антифриза испаряется вода. Доливать в антифриз нужно чистую мягкую воду.

Следует помнить, что этиленгликолевые антифризы — *сильный яд*. Персонал, работающий на машинах, у которых система охлаждения заправляется антифризом, должен неукоснительно соблюдать правила пользования им.

Жидкость ТАСОЛ А-40 обладает антикоррозионными свойствами, не склонна к отложению накипи и мало испаряется. Она замерзает при температуре минус 40°С.

Глава 16

СИСТЕМА СМАЗКИ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 1. Классификация систем смазки двигателей

Системой смазки двигателя называют совокупность устройств, которые служат для подачи масла в необходимом количестве при определенной температуре и под определенным давлением к трущимся поверхностям деталей.

Количество масла, подводимое к трущимся поверхностям деталей двигателя, и способ его подвода зависят от условий работы: нагрузки, температуры и скорости относительного перемещения этих поверхностей. Различают три способа подвода масла: 1) разбрызгиванием; 2) под давлением с непрерывной подачей; 3) под давлением с периодической (пульсирующей) подачей.

В зависимости от способа подвода масла к трущимся поверхностям деталей системы смазки разделяют на три типа: 1) система смаз-

ки разбрызгиванием; 2) система смазки под давлением (принудительная) и 3) система смазки комбинированная.

При *смазке разбрызгиванием* масло, заливаемое в картер, разбрызгивается движущимися деталями работающего двигателя и в виде мелких капелек попадает на трущиеся поверхности. Эта система смазки проста по устройству, но имеет следующие существенные недостатки: интенсивность смазки ослабляется с понижением уровня масла и уменьшением частоты вращения коленчатого вала; при движении трактора и автомобиля на подъеме, спуске или на поперечном уклоне масло в картере сливается в одну сторону, и смазка отдельных деталей двигателя нарушается; циркуляция масла не имеет определенного, направленного движения, поэтому нельзя поставить фильтр для очистки масла. Такая система смазки распространения не получила (применена только в пусковых двигателях П-23М).

Большинство автотракторных двигателей имеет *комбинированную систему смазки*. К наиболее нагруженным деталям (например, коренные и шатунные подшипники коленчатого вала, подшипники распределительного вала) масло подается под давлением. Остальные детали смазываются маслом, разбрызгиваемым во внутренней полости двигателя при его работе.

Комбинированная система смазки включает в себя устройства для очистки и охлаждения масла. Это способствует уменьшению расхода масла и износа деталей двигателя. Топливный насос, регулятор, вентилятор, водяной насос и механизмы системы пуска снабжены самостоятельными устройствами для смазки трущихся поверхностей деталей.

Смазка всех трущихся деталей двигателя *только под давлением* конструктивно сложна и поэтому не применяется.

§ 2. Схемы систем смазки

Для ознакомления с устройством и действием комбинированной системы смазки рассмотрим схемы систем смазки некоторых двигателей.

У *дизеля СМД-14* масло заливается в поддон 15 (рис. 151) через заливную горловину с фильтрующей сеткой. Уровень его в поддоне контролируется по меткам на масломерной линейке. Сливаются масло через отверстие в поддоне, закрываемое пробкой.

Из поддона 15 картера масло через сетку маслоприемника 1 засасывается шестеренчатым насосом 3 и подается по каналам в блок-картере в фильтр 9 — полнопоточную центрифугу. В ней небольшая часть масла проходит через форсунки ротора и создает реактивный момент, вращающий его с высокой скоростью. Затем это масло по каналу 14 сливается в поддон 15 картера. Другая часть масла подвергается центробежной очистке и через переключатель 11 поступает в радиатор 8, в котором охлаждается.

Очищенное и охлажденное масло направляется в канал 4 (главную магистраль), идущий вдоль блок-картера. Из главной магистрали 4 по каналам в поперечных перегородках блок-картера масло попадает к коренным подшипникам. От них часть масла по наклонным каналам в валу поступает в полость шатунных шеек. В этих полостях происходит дополнительная (центробежная) очистка масла, которое затем смазывает трущиеся поверхности вкладышей и шатунных шеек.

Масло, снимаемое маслоъемными кольцами и стекающее в поддон картера, а также выдавливаемое из зазоров коренных и шатунных подшипников, разбрызгивается вращающимся коленчатым валом. Образующийся при этом масляный туман смазывает трущиеся поверхности гильз цилиндров, поршней, поршневых пальцев и втулок верхних головок шатунов.

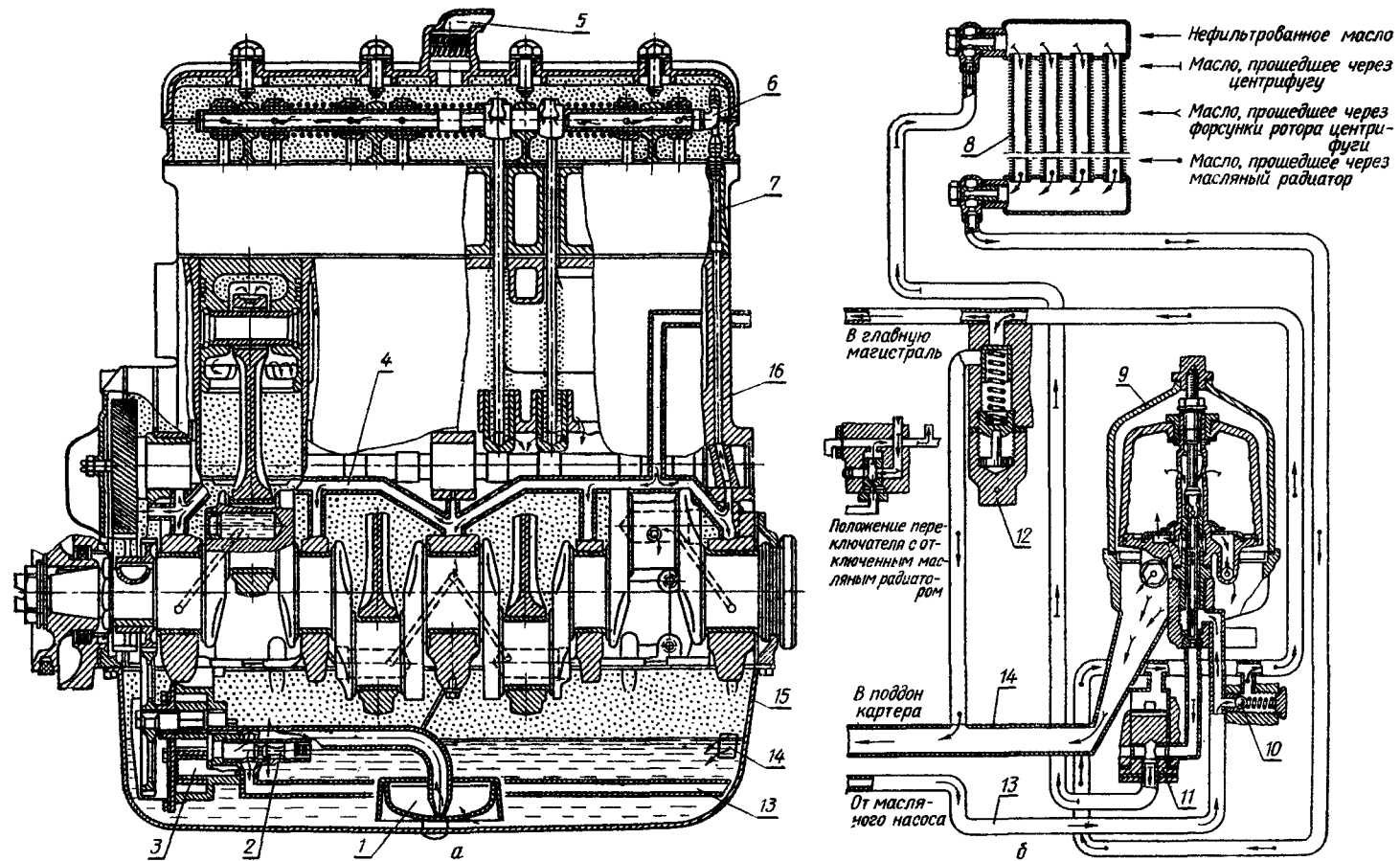


Рис. 151. Схема системы смазки дизеля СМД-14:

1 — маслоприемник; 2 — редукционный клапан; 3 — масляный насос; 4 — главная масляная магистраль; 5 — сапун; 6 — маслоподводящая трубка; 7 — канал в головке цилиндров; 8 — масляный радиатор; 9 — фильтр (центрифуга); 10 — предохранительный клапан; 11 — переключатель; 12 — сливной клапан; 13 — канал для подвода масла от насоса к центрифуге; 14 — канал для подвода масла от центрифуги в поддон картера; 15 — поддон картера; 16 — канал в блок-картере.

Опорные шейки распределительного вала смазываются маслом, поступающим по каналам в поперечных перегородках блок-картера от первого, третьего и пятого коренных подшипников.

В третьей шейке распределительного вала сделан наклонный канал, который один раз за каждый оборот соединяет отверстие, подводящее масло к этой шейке, с вертикальным каналом 16 в блок-картере и с его продолжением — каналом 7 в головке цилиндров. Это дает возможность подавать масло пульсирующим потоком по трубке 6 во внутреннюю полость валиков коромысел и из нее через отверстия в валиках ко втулкам коромысел. Маслом, вытекающим из втулок коромысел и разбрызгиваемым движущимися витками пружин, смазываются трущиеся поверхности штанг, регулировочных болтов и клапанов. Стекающее по штангам в поддон картера масло попадает на трущиеся поверхности толкателей и кулачков распределительного вала и смазывает их.

К подшипнику промежуточной шестерни масло подводится от канала в первой поперечной перегородке блок-картера по сверлению в оси шестерен. Из главной масляной магистрали по трубке, а затем по каналам в стенке картера распределительных шестерен и установочном фланце масло поступает к трущимся поверхностям втулки шестерни привода топливного насоса и цилиндрической части установочного фланца.

Подшипники водяного насоса и генератора периодически получают смазку через масленки.

Зубья распределительных шестерен смазываются маслом, поступающим из радиальных отверстий в оси и теле промежуточной шестерни, а также маслом, вытекающим из переднего подшипника распределительного вала и втулки шестерни привода топливного насоса.

Для контроля давления и температуры масла в главной магистрали на щитке контрольных приборов установлены указатель давления и дистанционный указатель температуры.

Нормальная температура масла в дизеле, загруженном на полную мощность, должна находиться в пределах $80-95^{\circ}\text{C}$. При такой температуре и номинальной частоте вращения коленчатого вала дизеля давление масла должно составлять $0,25-0,45$ МПа. Минимальное давление масла в системе допускается не ниже $0,08$ МПа.

В системе смазки предусмотрено три автоматически работающих клапана: редукционный масляного насоса, предохранительный и сливной.

Редукционный клапан 2 перепускает масло из нагнетательной полости масляного насоса в поддон картера при повышенной вязкости масла (например, при пуске холодного дизеля). Клапан отрегулирован на давление $0,7-0,8$ МПа.

Предохранительный клапан 10 перепускает масло непосредственно в главную масляную магистраль 4, мимо фильтра 9, при сильном загрязнении фильтра и при повышенной вязкости масла. Клапан отрегулирован на перепад давления $0,30-0,45$ МПа.

Сливной клапан 12 перепускает масло в поддон картера, когда давление масла в главной магистрали 4 выше $0,25-0,45$ МПа.

В зимний период, если при закрытой шторке радиатора и работе дизеля с полной нагрузкой температура масла становится ниже 75°C , радиатор 8 нужно отключить, изменив положение переключателя 11. В этом случае штифт переключателя выходит наружу.

Описанная выше комбинированная система смазки с полнопоточной центрифугой характерна для двигателей СМД-60, Д-50, Д-240, Д-37Е, Д-21, ЗИЛ-130, А-41, А-01М.

У дизелей А-41 и А-01М шестеренчатый насос разделен на две секции: основную (нагнетательную) и радиаторную. Нагнетательная сек-

ция подает масло в главную магистраль через полнопоточную центрифугу, а радиаторная — непосредственно в радиатор для охлаждения.

В дизелях СМД-60 для обеспечения подачи масла в систему смазки перед запуском предусмотрен шестеренчатый насос предпусковой прокачки масла. Шестерня привода этого насоса находится в постоянном зацеплении с шестерней пускового двигателя. После запуска последнего насос подает масло из поддона картера через специальный клапан в главную магистраль дизеля. Когда дизель вступит в работу, клапан перекрывает доступ масла из блок-картера в насос.

На дизелях ЯМЗ-240 также установлен предпусковой шестеренчатый масляный насос, но привод его от электродвигателя (автономный). Управление насосом — дистанционное, из кабины водителя.

В двигателе ГАЗ-53 масло через маслоприемник 13 (рис. 152,а) и трубку 12 засасывается в основную 9 (верхнюю) секцию масляного на-

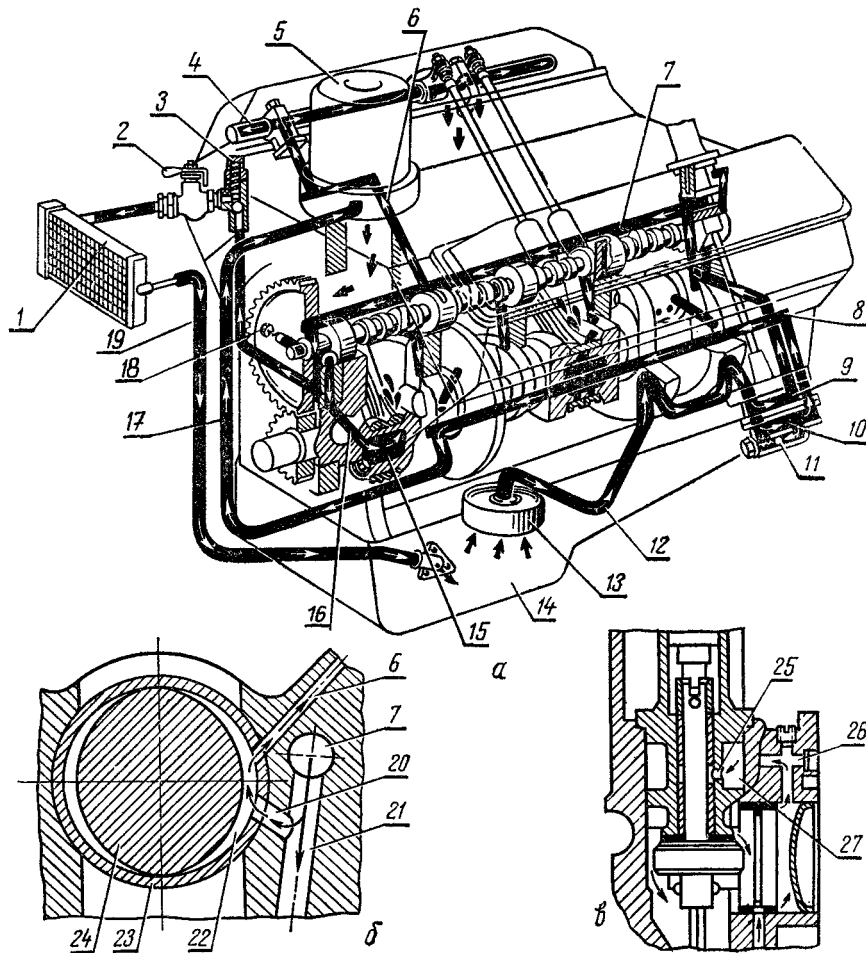


Рис. 152. Схема системы смазки двигателя ГАЗ-53:

а — схема смазки; б — схема подачи масла к правой головке цилиндров для смазки газораспределительного механизма (разрез по второй шейке распределительного вала); в — схема подачи масла к приводу прерывателя-распределителя зажигания: 1 — радиатор; 2 — кран включения масляного радиатора; 3 — предохранительный клапан; 4 — полость в оси коромысел; 5 — центрифуга; 6 — канал в блок-картере для подачи масла к головкам цилиндров; 7 — главная масляная магистраль; 8 — масляная магистраль к центрифуге; 9 — основная секция масляного насоса; 10 — дополнительная секция масляного насоса; 11 — редукционный клапан дополнительной секции масляного насоса; 12 — трубка; 13 — маслоприемник; 14 — поддон картера; 15 — полость в шатунной шейке; 16 — канал в коленчатом валу; 17 — трубка; 18 — редукционный клапан главной масляной магистрали; 19 — шланг слива масла из масляного радиатора; 20 — отверстие; 21, 26 — каналы в блок-картере; 22 — канавка на шейке распределительного вала; 23 — втулка; 24 — шейка распределительного вала; 25 — отверстие в корпусе привода прерывателя-распределителя; 27 — полость.

соса. Из этой секции масло по каналу в блок-картере подается в главную масляную магистраль 7, проходящую несколько выше распределительного вала. Из главной масляной магистрали 7 масло поступает к коренным подшипникам коленчатого вала и к втулкам распределительного вала. От коренных шеек через каналы 16 в коленчатом валу масло подается в полость 15 шатунных шеек, а из них — к шатунным подшипникам.

От второй и четвертой втулок распределительного вала масло поступает по каналам в головках цилиндров пульсирующим потоком в полые оси коромысел и далее через отверстия в осях в каналы коромысел, а оттуда по сверлениям в регулировочных винтах к верхним конечникам штанг. На второй и четвертой шейках распределительного вала имеется по две канавки. Когда канавка 22 (рис. 152, б) соединит отверстие 20 в блок-картере с каналом 6, масло из главной масляной магистрали 7 по каналу 21, канавке 22 и каналу 6 попадет в каналы головки цилиндров.

Привод прерывателя-распределителя смазывается маслом, поступающим из зазора между пятой шейкой распределительного вала и ее втулкой, по каналу 26 (рис. 152, в) в блок-картере, полости 27 и отверстие 25 в корпусе привода.

Все остальные детали двигателя смазываются разбрызгиванием.

Дополнительная 10 (нижняя) секция насоса (рис. 152, а) нагнетает масло по масляной магистрали 8 в блок-картере и трубе 17 к центрифуге 5. Очищенное в центрифуге масло сливается в поддон 14 картера и по пути смазывает шестерни распределения.

Для охлаждения масла при работе двигателя с большой нагрузкой или при температуре воздуха выше 20°С краником 2 включают радиатор 1. Масло в радиатор поступает из главной масляной магистрали через предохранительный клапан 3, который открывается при давлении 0,1 МПа. Из радиатора масло по шлангу 19 сливается в поддон 14 картера. Если давление в системе смазки станет ниже 0,1 МПа, клапан 3 даже при открытом кранике 2 автоматически закрывается и не пропускает масло в радиатор 1.

В систему смазки введены два автоматически работающих редукционных клапана. Клапан 11 дополнительной секции предназначен для ограничения давления масла, подаваемого к центрифуге (не выше 0,45 МПа). Лишнее масло в случае избыточного давления пропускается из напорной полости дополнительной секции во всасывающую полость насоса. Клапан 18 главной масляной магистрали отрегулирован на давление 0,4 МПа. При более высоком давлении клапан открывается, и часть масла сливается в поддон 14 картера.

Для контроля минимального давления масла в системе смазки предусмотрена сигнальная лампа на панели приборов, включающаяся, когда давление снижается (0,04—0,07 МПа).

§ 3. Вентиляция картера двигателя

Во время работы двигателя через неплотности между зеркалом цилиндра и поршневыми кольцами из надпоршневого пространства в картер проникают воздух, отработавшие газы и пары топлива. Отработавшие газы, содержащие в себе пары воды и сернистые соединения, ухудшают качество масла, а топливо, конденсируясь, разжижает масло. В результате увеличиваются износ деталей двигателя и расход масла.

Для того чтобы давление в картере не повышалось и газы не выдавливали через уплотнения масло, картер сообщается с атмосферой при помощи сапуна.

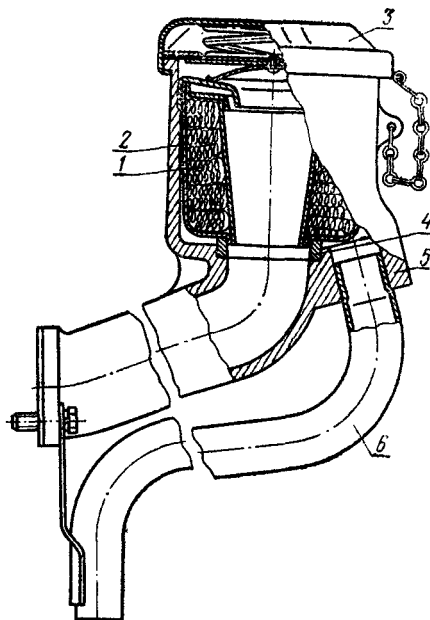


Рис. 153. Сапун и маслозаливная горловина дизеля Д-160:

1 — набивка; 2 — кассета; 3 — крышка; 4 — кольцо; 5 — корпус; 6 — трубка отвода газов.

Устройство сапуна дизеля Д-160 показано на рисунке 153. Для предотвращения попадания пыли в картер и выбрасывания масла из него в корпус 5 маслозаливной горловины установлена съемная кассета 2 сапуна, который трубкой 6 соединяет картер дизеля с атмосферой. Набивка 1 кассеты — тонкая стальная проволока.

Сапуны других двигателей по своему устройству и действию мало отличаются от сапуна дизеля Д-160.

Большинство карбюраторных двигателей имеет принудительную вентиляцию картера, благодаря которой из него удаляются отработавшие газы и пары топлива.

Вентиляция картера двигателя ГАЗ-53 (рис. 154) вытяжная, открытая. При движении автомобиля создается разрежение у конца вытяжной трубы 5, выведенного на уровень днища поддона 6 картера. Оно передается в блок-картер и вызывает отсос газов через вытяжную трубу.

Свежий воздух поступает через патрубок 1, который одновременно служит наливной горловиной систе-

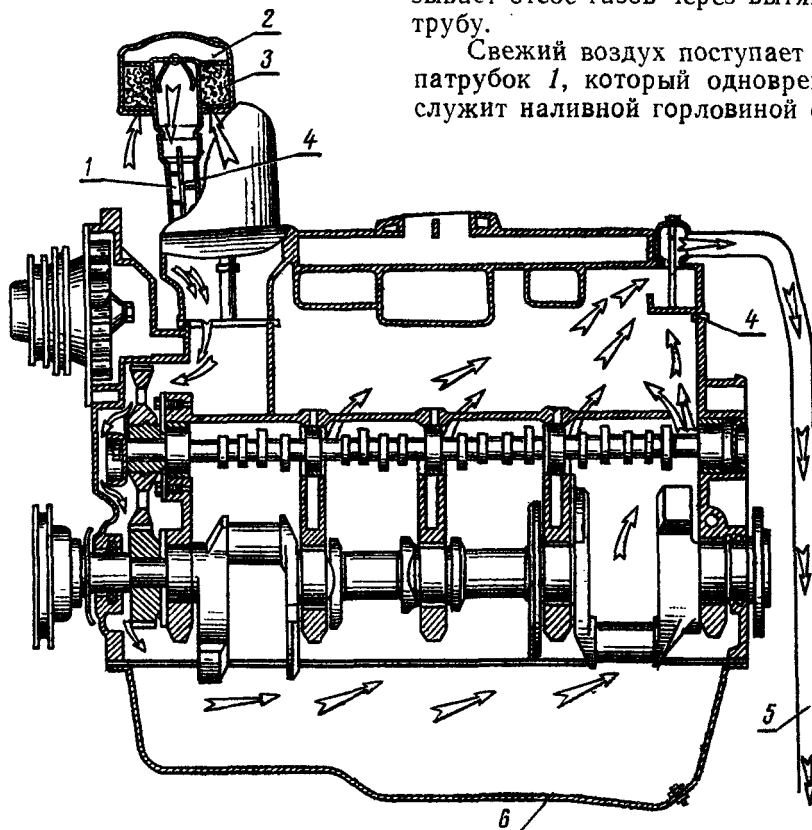


Рис. 154. Схема вентиляции картера двигателя ГАЗ-53:

1 — патрубок; 2 — воздушный фильтр; 3 — набивка фильтра; 4 — отражатели; 5 — вытяжная труба; 6 — поддон картера.

мы смазки. Во избежание засасывания пыли на патрубок 1 надет воздушный неразборный фильтр 2 с капроновой набивкой 3.

Направление движения воздуха и газов показано стрелками. В патрубке 1 и у входа газов в вытяжную трубу 5 установлены отражатели 4, препятствующие выбрасыванию брызг масла из двигателя.

Вентиляция картера двигателя ЗИЛ-130 закрытая. Газы из картера отсасываются во впускной трубопровод 7 (рис. 155) через коробчатый уловитель 8, корпус 6 клапана и трубку 5. В уловителе 8 задерживаются капли масла, которые стекают обратно в картер. Наружный воздух попадает в картер через воздушный фильтр 1, объединенный с наливной горловиной системы смазки.

Когда двигатель работает с закрытой дроссельной заслонкой карбюратора 4, разрежение во впускном трубопроводе 7 и штуцере 9 возрастает, клапан 10 поднимается, уменьшая проходное сечение штуцера 9. В результате этого уменьшается унос масла газами, отсасываемыми из картера. При работе двигателя с полностью открытой дрос-

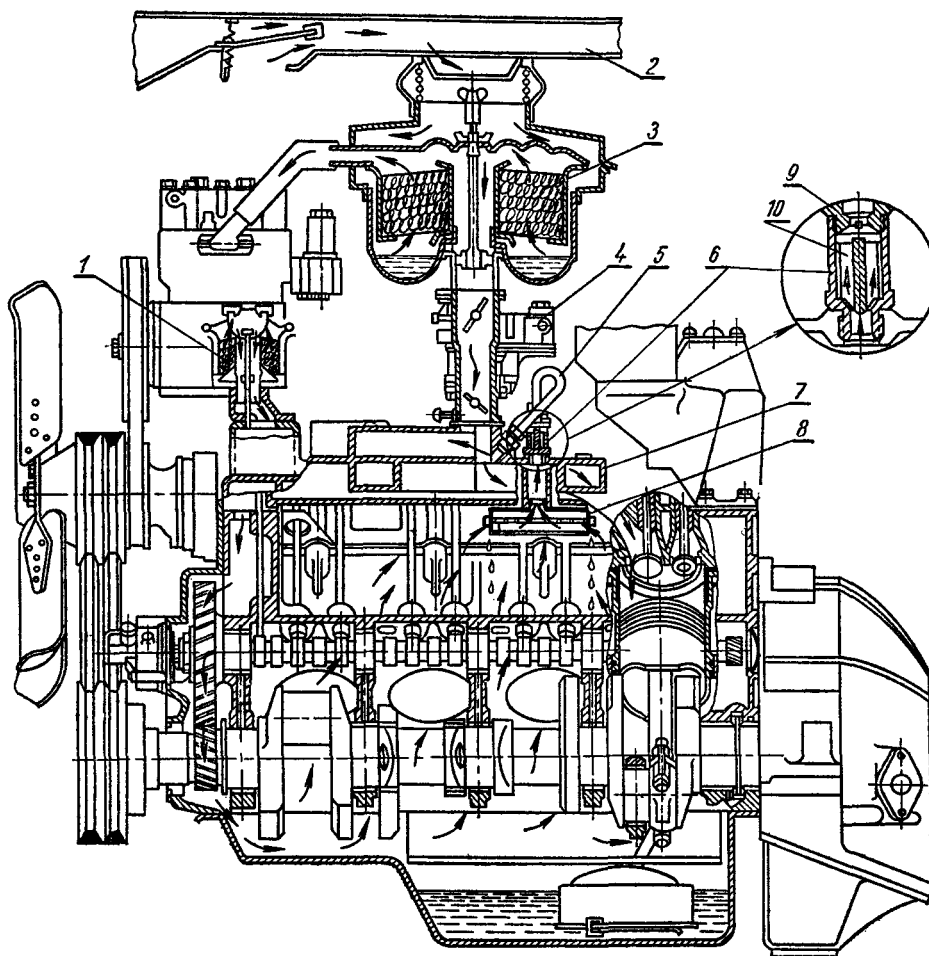


Рис. 155. Схема вентиляции картера двигателя ЗИЛ-130:

1 — воздушный фильтр; 2 — воздуховод капота; 3 — воздухоочиститель; 4 — карбюратор; 5 — трубка; 6 — корпус клапана; 7 — впускной трубопровод; 8 — уловитель; 9 — штуцер; 10 — клапан.

сельной заслонкой разрежение во впускном трубопроводе 7 уменьшается, и клапан 10 под действием собственного веса опускается, открывая проходное сечение штуцера 9.

§ 4. Устройство масляных насосов

Масляные насосы служат для нагнетания масла в систему смазки двигателя. На автотракторных двигателях применяются шестеренчатые масляные насосы. По принципу действия они не отличаются от шестеренчатых подкачивающих помп, рассмотренных в § 4 главы 9.

Масляный насос дизеля СМД-14 крепится к фланцу на нижней плоскости блок-картера. На валик 7 (рис. 156) напрессована ведущая шестерня 5, а шестерня 2 привода соединена с ним шпонкой. Ведомая шестерня 6 свободно вращается на оси 8. Ведущая и ведомая шестерни расположены в корпусе 1. В отверстие 9 корпуса ввертывается штуцер 11 нагнетательного маслопровода с редукционным клапаном. При давлении в нагнетательном маслопроводе выше 0,7—0,8 МПа плунжер 12 клапана, преодолев сопротивление пружины 13, откроет отверстие 15, и часть масла будет сливаться в поддон картера. К отверстию 10 присоединяется заборная трубка с маслоприемником 1 (см. рис. 151), снабженным фильтрующей сеткой.

Масляный насос, имеющий одну пару шестерен, называется односекционным. Такие насосы применяются у многих двигателей и по своему устройству и действию мало отличаются от рассмотренного выше.

Применяются также насосы двухсекционные (например, двигатели ЯМЗ, А-01М, ГАЗ-53, ЗИЛ-130) и трехсекционные (дизель Д-160).

Масляные насосы тракторных дизелей приводятся во вращение от шестерни коленчатого вала, а в автомобильных карбюраторных двигателях — от шестерни, выполненной заодно с распределительным валом.

Масляный насос двигателя ГАЗ-53 (рис. 157, а, б) установлен снаружи блок-картера и прикреплен к нему на двух шпильках. Привод насоса осуществляется от распределительного вала парой шестерен со спиральными зубьями через специальный четырехгранный валик, который своим нижним концом входит в квадратное отверстие ведущего валика 2 насоса. Корпуса 3 и 9 изготовлены из алюминиевого сплава и разделены чугунной пластиной 7. Шестерни секций — цилиндрические, с прямым зубом. Ведущая шестерня 1 основной секции закреплена на валике 2 штифтом, а ведущая шестерня 8 дополнительной секции на шпонке. Ведомая шестерня 5 основной секции свободно вращается на оси 4, а ведомая шестерня 15 дополнительной секции — оси 14. Обе оси запрессованы в корпуса 3 и 9. В корпусе 9 размещен редукционный клапан, состоящий из плунжера 13, пружины 12 и пробки 10 с прокладкой 11.

Конструкция и принцип работы двухсекционных масляных насосов других двигателей незначительно отличаются от конструкции и принципа работы насоса двигателя ГАЗ-53.

§ 5. Устройство фильтров очистки масла

В масле по мере работы двигателя постепенно накапливаются частицы несгоревшего топлива, продукты окисления масла (нагар, смолистые вещества), а также частицы пыли и продуктов износа деталей двигателя. Если масло загрязнено, то работа двигателя сопровождается повышенным износом его деталей.

Наиболее эффективным средством борьбы с ухудшением качества масел в двигателях служит фильтрация масел. При помощи фильтров можно удалить из масла не только сравнительно крупные частицы ме-

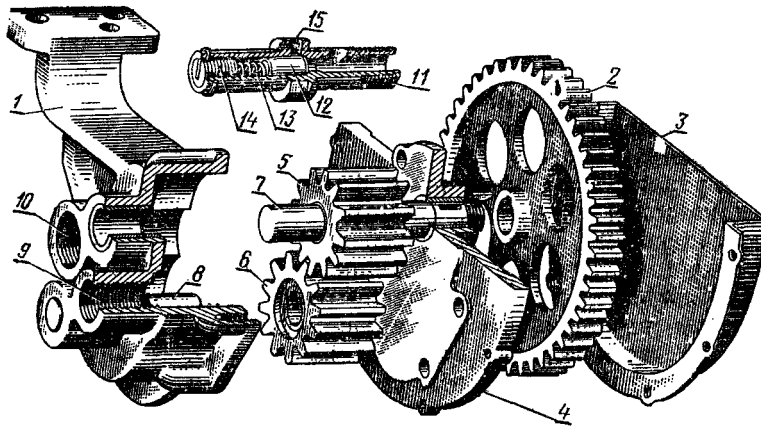
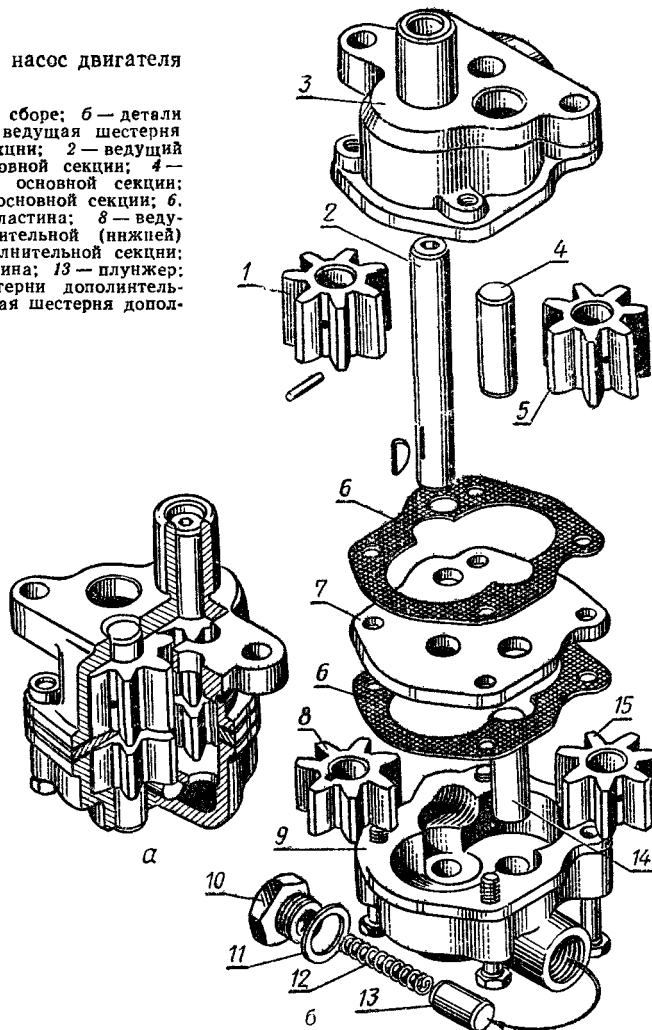


Рис. 156. Масляный насос дизеля СМД-14:

1 — корпус; 2 — шестерня привода; 3 — кожух; 4 — крышка корпуса; 5 — ведущая шестерня; 6 — ведомая шестерня; 7 — валик; 8 — ось; 9 и 10 — отверстия; 11 — штуцер; 12 — плунжер; 13 — пружина; 14 — регулировочный винт; 15 — сливное отверстие.

Рис. 157. Масляный насос двигателя ГАЗ-53:

а — масляный насос в сборе; б — детали масляного насоса: 1 — ведущая шестерня основной (верхней) секции; 2 — ведущий вал; 3 — корпус основной секции; 4 — ось ведомой шестерни основной секции; 5 — ведомая шестерня основной секции; 6, 11 — прокладки; 7 — пластина; 8 — ведущая шестерня дополнительной (нижней) секции; 9 — корпус дополнительной секции; 10 — пробка; 12 — пружина; 13 — плунжер; 14 — ось ведомой шестерни дополнительной секции; 15 — ведомая шестерня дополнительной секции.



таллов и различных механических примесей, но и значительную часть мельчайших частичек пыли и осадков, находящихся в масле во взвешенном состоянии.

Быстрое удаление из масла всех нежелательных примесей позволяет не только снизить абразивный износ, но и значительно задержать процесс старения самого масла.

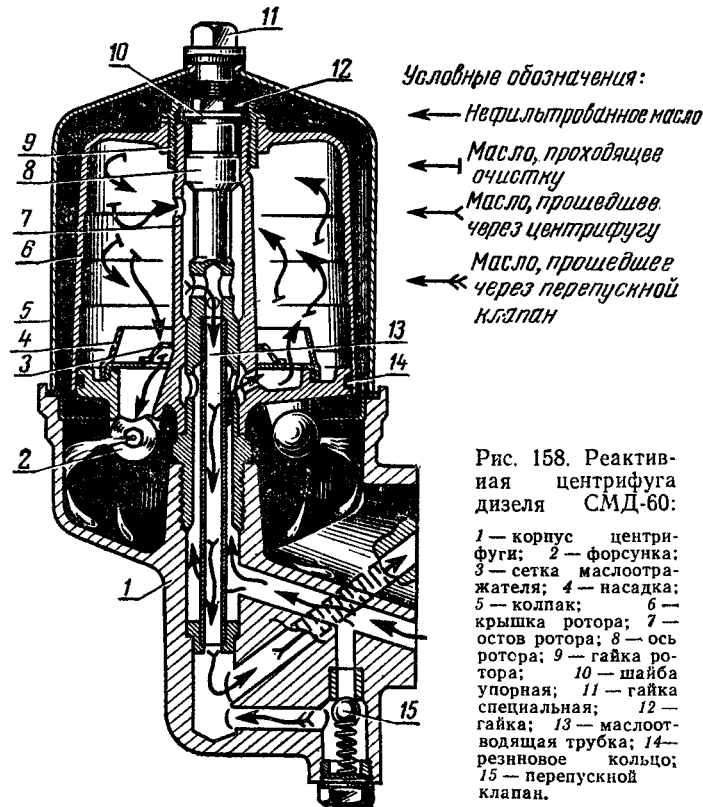
Поэтому двигатель снабжается фильтром. У большинства современных двигателей в качестве фильтра применяют полнопоточную реактивную центрифугу (центробежный очиститель), а у дизеля Д-240 — полнопоточную центрифугу с бесшпоным гидравлическим приводом.

В реактивных центрифугах масло очищается под действием центробежных сил, возникающих при вращении ротора центрифуги.

Основная часть центрифуги — ротор, установленный в корпусе 1 (рис. 158). Ротор состоит из остова 7 и крышки 6, отлитых из алюминиевого сплава. Обе детали соединены гайкой 9, а их герметичность в нижней части обеспечивается резиновым кольцом 14. Ротор в сборе надет на ось 8, которая на резьбе ввернута в корпус 1. Внутри оси 8 сделан ступенчатый канал для подвода масла внутрь ротора и установки маслоотводящей трубки 13.

В бобышках остова ротора 7 ввернуты две форсунки 2 с калиброванными отверстиями. Сверху ротор закрыт колпаком 5, прижатым гайкой 11 к корпусу 1.

Под давлением 0,6—0,7 МПа масло поступает по каналу внутри оси 8 в ротор центрифуги. Заполнив ротор, часть масла проходит через форсунки 2 и вытекает из их отверстий с большой скоростью. Возникающие при этом реактивные силы струй масла направлены по касательной к окружности ротора в сторону, противоположную направлению выхода масла. Они создают реактивный момент, который вращает



ротор с частотой около 6000 об/мин. Под действием центробежных сил взвешенные в масле твердые частицы с плотностью, превышающей плотность масла, осаждаются на внутренних стенках вращающегося ротора. Насадка 4 препятствует смыву отложений со стенок крышки ротора струей входящего масла. Очищенное масло, вытекающее из форсунок, идет в поддон картера.

Другая, основная часть очищенного масла по трубке 13 направляется в главную масляную магистраль.

Диаметр нижней шейки оси 8 несколько больше, чем диаметр верхней, поэтому площадь днища корпуса меньше площади крышки. Вследствие разности этих площадей масло будет давить на крышку сильнее, чем на днище, то есть создается избыточная сила, уравнивающая вес ротора и содержащегося в нем масла. Под действием избыточной силы ротор как бы всплывает, не оказывая давления на опору. Благодаря этому уменьшаются потери на трение. Осевое перемещение ротора ограничивает упорная шайба 10, закрепленная на оси 8 гайкой 12.

В корпусе центрифуги размещен перепускной клапан 15, который при пуске холодного дизеля направляет поток масла в главную магистраль, мимо центрифуги.

На дизелях ЯМЗ-240 установлен полноточный масляный фильтр с двумя параллельно работающими сменными фильтрующими элементами, перепускным и сливным клапанами. Внутри металлического каркаса фильтрующего элемента находится масса из древесной муки на пульвербакелитовой связке. Перепускной клапан имеет контактный датчик для контроля степени загрязнения фильтрующих элементов. Когда разность давлений до и после фильтра достигает 0,25—0,30 МПа, клапан открывается, и часть неочищенного масла поступает в главную масляную магистраль, а в кабине водителя загорается сигнальная лампа.

Центрифуга с бесплодным гидравлическим приводом дизеля Д-240 устроена и работает иначе. В корпус 1 (рис. 159) центрифуги ввернута ось 3. На ней вращается ротор, состоящий из остова 8, внутреннего стакана 7, нижней крышки 19 и верхней крышки 9, которая крепится на остове 8 гайкой 10 и уплотняется резиновым кольцом 4. Шайбой 11 и гайкой 12, установленными на верхнем резьбовом конце оси 3, ограничивается осевое перемещение ротора, которое не должно превышать 1,5 мм. Ротор сверху закрыт колпаком 13, который закреплен гайкой 15 с шайбой 14. Внутри оси 3 установлена маслоотводящая трубка 18.

От масляного насоса масло по каналу 2, а затем по кольцевому каналу и отверстиям 6 в оси 3 проходит в насадок 5, который закреплен на оси винтом. Через щели в насадке масло выбрасывается в тангенциальном направлении, приобретает вращательное движение и через отверстия в остове 8 ротора попадает во внутренний стакан 7. Отражательный буртик остова 8 ротора направляет масло вверх. Под действием центробежных сил продукты сгорания и разложения масла и износа деталей отлагаются на внутренних стенках ротора. Очищенное масло с большой скоростью через тангенциальные отверстия 16 в верхней части остова 8 выбрасывается во внутреннюю проточку остова в зоне входных радиальных отверстий 17 оси 3. При этом возникает реактивная сила, которая вращает ротор. Затем масло через отверстия 17 и трубку 18 поступает в главную масляную магистраль.

Предохранительный клапан 20 поддерживает перед ротором давление 0,65—0,70 МПа. Если на входе в ротор давление масла выше, оно сливается через клапан в поддон картера.

Сливной клапан отрегулирован на давление 0,25—0,30 МПа и поддерживает необходимое давление в главной масляной магистрали.

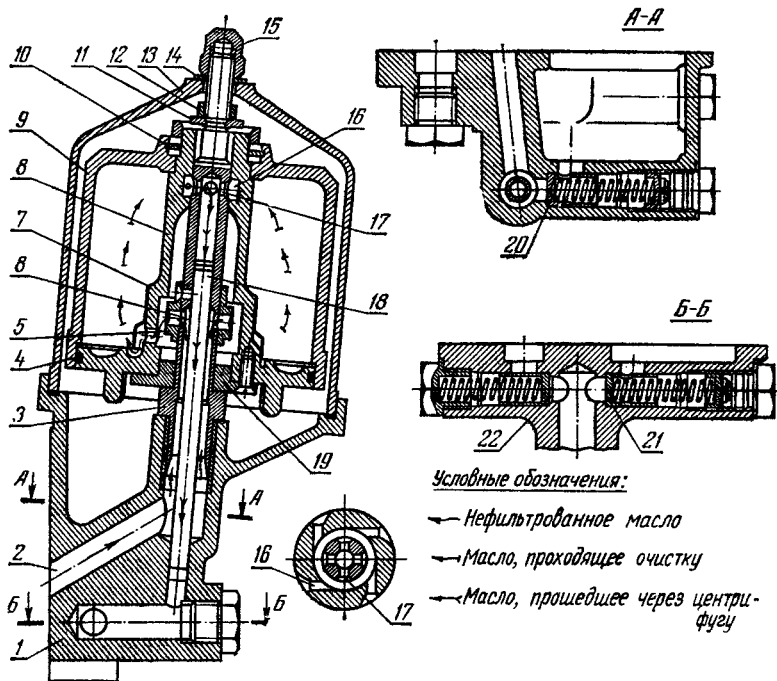


Рис. 159. Реактивная центрифуга дизеля Д-240:

1 — корпус центрифуги; 2 — подводный канал; 3 — ось ротора; 4 — резиновое кольцо; 5 — насадок; 6 — выходные отверстия; 7 — внутренний стакан; 8 — остов ротора; 9 — верхняя крышка ротора; 10 — гайка специальная; 11, 14 — шайбы; 12 — гайка; 13 — колпак; 15 — колпачковая гайка; 16 — тангенциальные отверстия; 17 — радиальные отверстия; 18 — маслоотводящая трубка; 19 — нижняя крышка ротора; 20 — предохранительный клапан; 21 — сливной клапан; 22 — редукционный клапан.

Редукционный (нерегулируемый) клапан 22 служит для перепуска холодного масла в магистраль мимо масляного радиатора. Усилие пружины клапана меньше сопротивления радиатора потоку холодного масла, поэтому, если оно холодное, клапан открывается, и масло поступает в магистраль.

§ 6. Устройство масляных радиаторов, поддонов картеров и контрольных приборов

Для нормальной работы двигателя температура масла в системе должна находиться в пределах 70—80° С. При увеличении температуры более 90° С качество масла ухудшается, и как следствие этого повышается износ деталей двигателя и расход масла. Для поддержания температуры масла в необходимых пределах при работе двигателя с большой нагрузкой и при высокой температуре окружающего воздуха в системе смазки применяют специальные охладители (радиаторы).

Масляный радиатор обычно располагают впереди радиатора системы охлаждения, и масло, циркулирующее в нем, охлаждается встречным потоком воздуха. Водитель включает и выключает масляный радиатор краном 2 (см. рис. 152) или переключателем.

Масляный радиатор дизеля СМД-14 (рис. 160, а) представляет собой неразборный узел, состоящий из стальных трубок 3 овального сечения и двух бачков: нижнего 7 и верхнего 5. Нижний бачок разделен двумя перегородками 8, а верхний — одной. Для увеличения поверхности охлаждения на каждой трубке навита спираль из тонкой стальной ленты. Торцы бачков оканчиваются ушками, посредством которых масляный радиатор болтами 4 крепят к стойкам водяного радиатора.

По маслопроводу 6 масло из фильтра поступает в нижний бачок 7 и, пройдя по трубкам радиатора, отводится по маслопроводу 1 в главную магистраль. Двигаясь по трубкам радиатора, обдуваемого снаружи воздухом, масло охлаждается (при полностью открытой шторке) на 10—12° С. Масляные радиаторы такой конструкции применяются также на дизелях Д-50, Д-240, А-41, А-01М, Д-160.

Масляный радиатор двигателя ГАЗ-53 показан на рисунке 160, б. Он состоит из двух бачков 2 и планок 4. В бачки впаяно шесть латунных трубок, а к трубкам припаяны охлаждающие пластины 3. Масло поступает в радиатор по шлангу 5 из главной магистрали через предохранительный клапан 3 (см. рис. 152, а) и охлажденное отводится по шлангу 1 (рис. 160, б). Конструкция масляных радиаторов двигателей ЗИЛ-130 и ГАЗ-52 такая же, как и радиатора двигателя ГАЗ-53.

Поддоны картеров могут быть чугунные, из алюминиевого сплава или стальные, штампованные. Поддоны картера двигателей ГАЗ-53 и СМД-14 — стальные, штампованные. Они крепятся к блок-картеру болтами. Для уплотнения между блок-картером и поддоном ставится картонная прокладка. В сливное отверстие днища поддона ввернута пробка.

Уровень масла в поддоне картера двигателя проверяют масломерной линейкой, на которой нанесены риски. Масломерную линейку вставляют в трубку поддона.

Для контроля давления масла в системе смазки применяют указатели давления мембранного типа (см. главу 9, § 3) или электрический импульсный (см. главу 22 § 1).

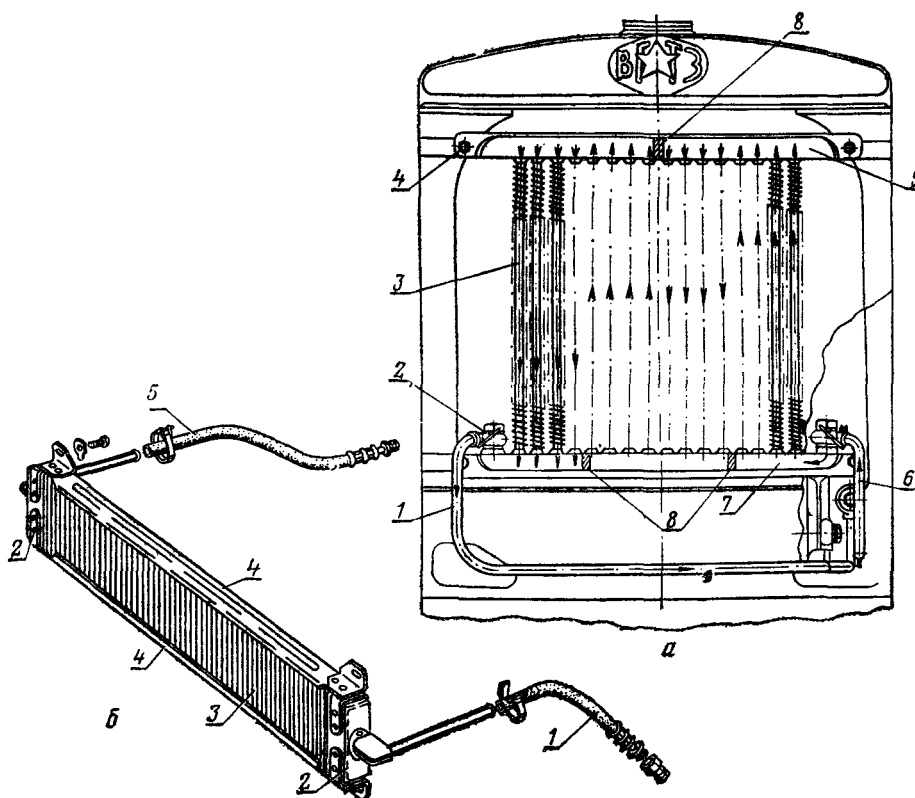


Рис. 160. Масляные радиаторы:

а — масляный радиатор автотракторных дизелей: 1 — отводящий маслопровод; 2 — поворотный угольник; 3 — стальные трубки; 4 — болт; 5 — верхний бачок; 6 — подводный маслопровод; 7 — нижний бачок; 8 — перегородки; б — масляный радиатор двигателя ГАЗ-53; 1 — отводящий шланг; 2 — бачок; 3 — пластина; 4 — планка; 5 — подводный шланг.

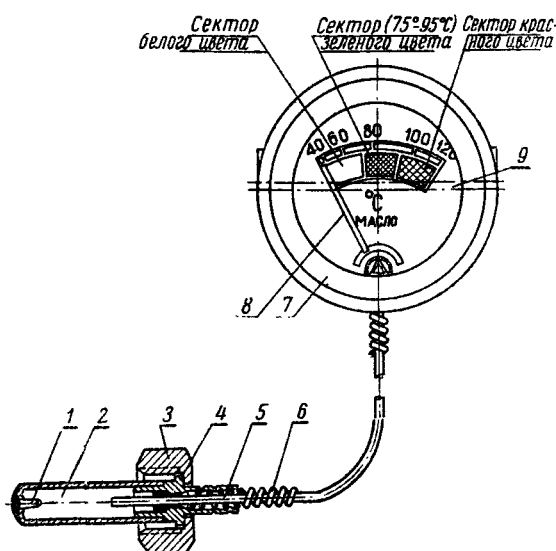


Рис. 161. Дистанционный указатель температуры:
1 — датчик; 2 — баллон датчика; 3 — гайка; 4 — головка датчика; 5 — капиллярная трубка; 6 — металлическая спираль; 7 — измеритель; 8 — стрелка; 9 — циферблат.

Действие дистанционного указателя температуры основано на зависимости давления насыщенных паров жидкости, находящихся в замкнутом пространстве, от окружающей температуры. Увеличение температуры масла, в которое погружен датчик, вызывает усиленное испарение в нем жидкости, и давление в датчике, капиллярной трубке и трубчатой пружине повышается. Вследствие этого трубчатая пружина изменяет свою форму, и ее подвижный конец при помощи передаточного механизма поворачивает стрелку 8 измерителя, устанавливая ее против соответствующего деления циферблата 9.

В настоящее время широко применяют измерители температуры с лагометрическим указателем и терморезисторным датчиком.

В некоторых двигателях (например, в СМД-14) для контроля за температурой масла в системе смазки применен электрический сигнализатор с контрольной лампой. Измерители приборов и контрольные лампы устанавливают на щитке перед водителем.

§ 7. Техническое обслуживание системы смазки

Техническое обслуживание системы смазки двигателя заключается в осмотре механизмов и приборов системы, поддержании необходимого уровня масла в поддоне картера, периодической очистке фильтров, смене фильтрующих элементов и замене масла.

При работе двигателя необходимо систематически следить по контрольным приборам за давлением и температурой масла, которые должны находиться в пределах, указанных заводом-изготовителем, и периодически в течение смены проверять, нет ли течи масла в местах соединений маслопроводов, через неплотности в отдельных сборочных единицах системы смазки и из поддона картера.

Для контроля работы реактивной центрифуги нужно в конце каждой смены проверять на слух, как вращается ее ротор. После остановки двигателя в течение не менее 40—60 с должен быть слышен легкий шум (гудение) ротора, продолжающегося вращаться по инерции. Отсутствие или малая продолжительность шума указывают на неисправность центрифуги.

Указатель температуры (рис. 161) применяется для контроля температуры масла в системе смазки. Он состоит из датчика 1 и измерителя 7, которые соединены между собой длинной капиллярной трубкой 5, защищенной металлической спиралью 6.

Датчик 1 представляет собой узкий баллон 2, отверстие которого закрыто головкой 4. Гайка 3 служит для крепления датчика. В измерителе размещена трубчатая пружина, соединенная через передаточный механизм со стрелкой 8. Датчик, капиллярная трубка и трубчатая пружина измерителя заполнены легко испаряющейся жидкостью (этиловым эфиром).

При неработающем двигателе проверяют уровень масла в картере, крепление сборочных единиц и деталей системы смазки и отсутствие течи масла.

Уровень масла в картере измеряют масломерной линейкой спустя 15—30 мин после остановки двигателя. Уровень должен находиться вблизи верхней риски (метки) на масломерной линейке. Наливать масло выше верхней метки не следует, чтобы не вызвать пригорания поршневых колец, образования обильного нагара в камерах сгорания и на днищах поршней и увеличения расхода масла. Работа двигателя при уровне масла в картере ниже нижней метки запрещается, потому что в этом случае возможно нарушение подачи масла в систему, сопровождающееся интенсивным износом трущихся деталей и выплавлением подшипников.

В процессе работы двигателя масло загрязняется продуктами окисления и разложения масла и топлива, а также посторонними примесями (минеральной и металлической пылью и водой). Вследствие этого ухудшаются его смазывающие свойства, или, как говорят, масло стареет. Поэтому нужно систематически, в сроки, указанные правилами, у большинства двигателей при втором техническом обслуживании заменять масло полностью. Для этого сразу же после остановки двигателя, пока масло горячее, его сливают в чистую посуду из поддона, корпуса фильтров и масляного радиатора. Затем у тракторных двигателей промывают систему смазки при помощи специальной установки промывочной жидкостью, состоящей из 80% дизельного топлива и 20% дизельного масла. У автомобильных двигателей для промыва системы смазки в картер заливают масло, употребляемое для смазки данного двигателя, и дают ему поработать с малой частотой вращения 8—10 мин. После этого промывочное масло сливают и систему смазки заполняют свежим маслом до нормального уровня. При работающем двигателе проверяют показания приборов и плотность всех соединений в системе. Затем останавливают двигатель и проверяют уровень масла в поддоне.

При смене масла сапун разбирают и промывают его набивку в керосине или дизельном топливе. После этого набивку смачивают дизельным маслом и, дав маслу стечь, собирают сапун.

В системе вентиляции картера автомобильных двигателей периодически проверяют герметичность соединений трубок и крепление деталей, удаляют отложения из трубок. У двигателей ГАЗ-53 и ЗИЛ-130 в сроки, указанные заводом-изготовителем, промывают набивку фильтра вентиляции в керосине и смачивают ее маслом.

Глава 17

СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 1. Классификация и схемы действия систем охлаждения

Средняя температура газов в течение рабочего цикла двигателя составляет 800—900°С. Часть тепла газов передается его деталям (цилиндрам, головке цилиндров, поршням, клапанам и др.), вследствие чего температура их возрастает. Если эти детали не охлаждать или охлаждать недостаточно, то нормальная работа двигателя может быть нарушена по следующим причинам: 1) ухудшаются смазочные свойства масла и в результате этого повышаются потери на трение, увеличиваются износ деталей и расход масла; 2) появляется возможность преждевременного воспламенения рабочей смеси и детонации при ее сгорании (карбюраторные двигатели); 3) уменьшаются зазоры в подвижных сочленениях и создается возможность заклинивания движущихся деталей.

Теплота от деталей двигателя отводится в атмосферу. Это вынужденные потери тепловой энергии, значение которых зависит от типа двигателя, его конструкции и способа охлаждения.

Охлаждение двигателя не должно быть чрезмерным, так как при этом теряется полезное тепло, топливо плохо испаряется, трудно воспламеняется, медленно горит, и поэтому мощность двигателя снижается. Кроме того, частицы топлива, конденсируясь на стенках цилиндра, смывают с них масло и, стекая в картер, разжижают его. Это ухудшает смазку двигателя.

У дизелей чрезмерное охлаждение может привести к отложению на деталях поршневой группы и клапанах смолистых веществ, к закоксовыванию поршневых колец, а у карбюраторных двигателей — к коррозионному износу вследствие конденсации паров кислот, образующихся при сгорании топлива.

Для обеспечения необходимого температурного состояния двигатель имеет ряд устройств, деталей и приборов, объединенных в *систему охлаждения*.

В двигателях применяется два способа охлаждения: жидкостное и воздушное. В первом случае тепло от стенок цилиндров передается жидкости, а через нее — воздуху, во втором случае тепло от стенок цилиндров передается непосредственно воздуху. У большинства двигателей в качестве охлаждающей жидкости применяется вода, которая в зимнее время заменяется антифризами. В двигателях 24Д и автомобилях «Жигули» используют всесезонную жидкость ТАСОЛ А-40.

В системе жидкостного (водяного) охлаждения вода, заполняющая водяные рубашки 9 блок-картера (рис. 162) и 8 головки цилиндров, омывает стенки цилиндров и камер сгорания и отводит от них тепло. Нагретая вода поступает в специальный охладитель (радиатор), где отдает тепло воздуху. Охлажденная в радиаторе вода вновь поступает в водяную рубашку. Таким образом, в системе охлаждения происходит непрерывная циркуляция воды. Температура охлаждающей воды работающего двигателя должна находиться в пределах 80—95° С.

В зависимости от способа циркуляции охлаждающей воды различают две системы охлаждения: термосифонную и принудительную.

В термосифонной системе охлаждения (рис. 162, а) циркуляция воды в системе происходит вследствие разности плотностей холодной и горячей воды. При нагревании в водяной рубашке плотность воды уменьшается, и она по патрубку 7 поднимается в верхний бак 4 радиатора. В сердцевине 1 радиатора вода охлаждается, плотность ее повышается, и по патрубку 10 она поступает в водяную рубашку, вытесняя воду с меньшей плотностью.

Для увеличения интенсивности охлаждения воды позади радиатора установлен вентилятор 2, увеличивающий скорость воздуха, охлаждающего воду.

Преимущества термосифонной системы охлаждения таковы: простота устройства, незначительная интенсивность циркуляции воды при пуске и прогреве двигателя, саморегулирование интенсивности охлаждения в зависимости от нагрузки двигателя (при повышении нагрузки увеличивается нагрев воды и, следовательно, ускоряется ее циркуляция).

Недостаток термосифонной системы охлаждения — сравнительно медленная циркуляция воды в ней, что создает необходимость увеличения емкости системы. Кроме того, недостаточная интенсивность циркуляции воды приводит к усиленному испарению ее из системы, а следовательно, к необходимости частой проверки уровня воды и пополнения ею системы. Эти недостатки ограничивают сферу ее применения: в настоящее время термосифонную систему охлаждения имеют только пусковые двигатели ПД-10У, П-350 и П-23М.

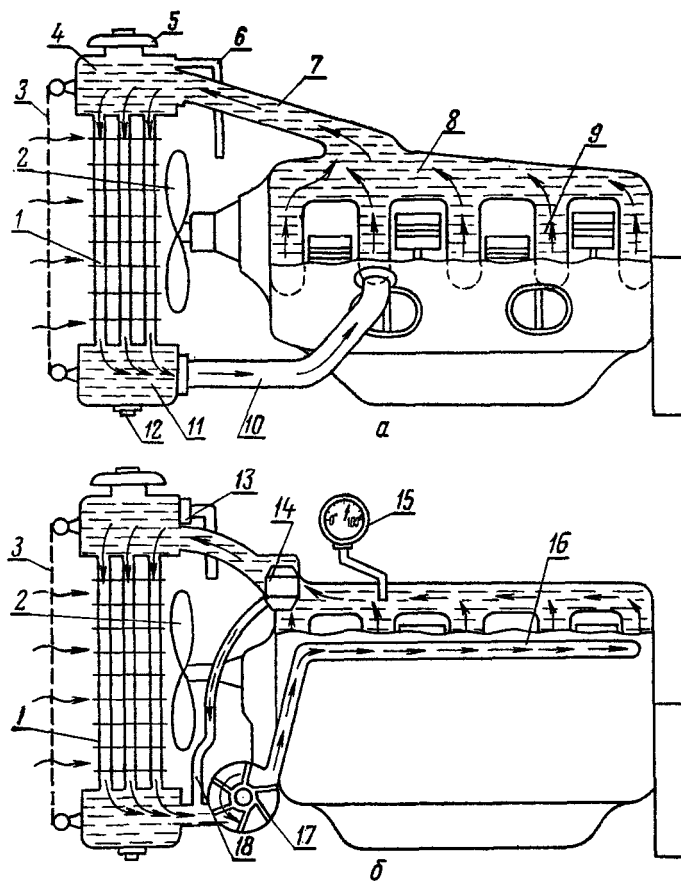


Рис. 162. Схемы водяных систем охлаждения:

a — термосифонная; *б* — принудительная: 1 — сердцевина радиатора; 2 — вентилятор; 3 — шторка; 4 — верхний бак радиатора; 5 — крышка наливной горловины; 6 — пароводная трубка; 7 — верхний патрубок; 8 — рубашка головки цилиндров; 9 — рубашка блок-картера; 10 — нижний патрубок; 11 — нижний бак радиатора; 12 — пробка сливного отверстия; 13 — устройство с паровым и воздушным клапанами; 14 — термостат; 15 — дистанционный указатель температуры; 16 — водораспределительный канал; 17 — центробежный насос; 18 — водоотводная трубка.

В принудительной системе охлаждения (рис. 162, б) циркуляция воды создается центробежным насосом 17. Насос нагнетает воду в рубашку блок-картера, из которой нагретая вода вытесняется в радиатор. Охлажденная в радиаторе вода поступает по патрубку снова к насосу. По такой схеме работают водяные системы охлаждения большинства двигателей.

В системе охлаждения двигателей ЯМЗ-240Б и 24Д предусмотрен расширительный бак, соединенный патрубками с верхним бачком радиатора и головкой цилиндров. Расширительный бак — резервная емкость для охлаждающей жидкости, увеличивающейся в объеме при нагревании.

Разность температур нагретой и охлажденной воды в случае применения системы охлаждения с принудительной циркуляцией воды не превышает 10° С.

Интенсивность циркуляции воды и потока воздуха, создаваемого вентилятором, в принудительной системе охлаждения зависит главным образом от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Поэтому, чтобы при понижении температуры окружающего воздуха и уменьшении нагрузки двигатель не переохлаждался, применяют различные

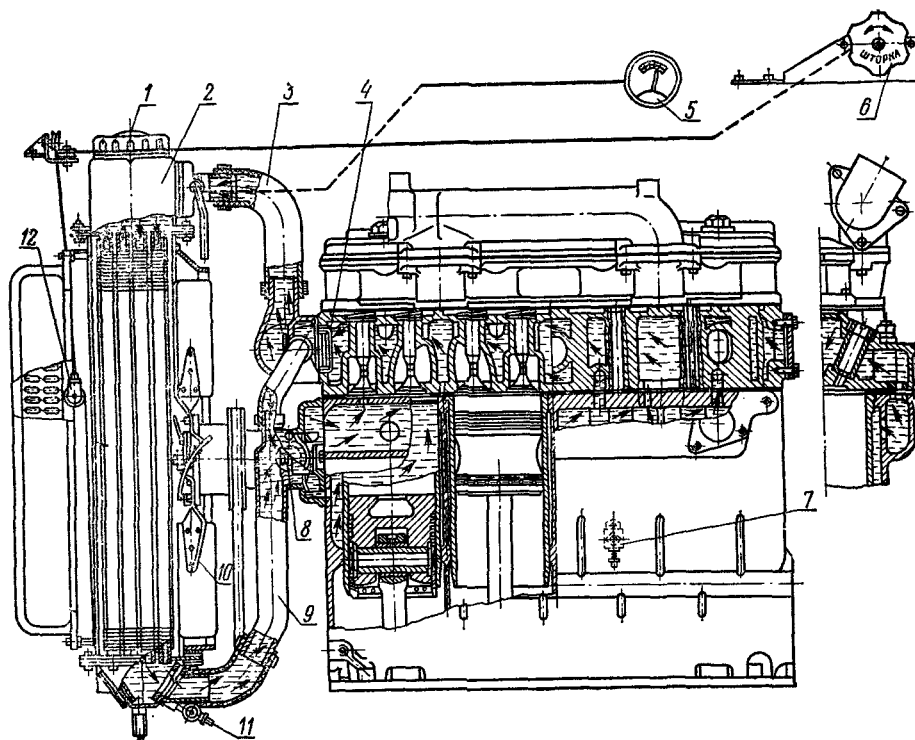


Рис. 163. Схема системы закрытого жидкостного охлаждения (двигатель Д-240):

1 — крышка горловины для заливки воды; 2 — радиатор; 3 — водоподводящий патрубок; 4 — термостат; 5 — дистанционный указатель температуры; 6 — рукоятка управления шторкой; 7 — краник слива воды из блок-картера; 8 — водяной насос; 9 — водоотводящий патрубок; 10 — вентилятор; 11 — краник слива воды из радиатора; 12 — шторка.

устройства, регулирующие тепловой режим двигателя: термостат 14, шторки и жалюзи радиатора.

Усиленный отвод теплоты от наиболее нагретых частей камер сгорания и цилиндров осуществляется сосредоточенным охлаждением этих деталей. В данном случае вода попадает в распределительный канал 16, идущий вдоль верхней части блок-картера. В канале сделаны отверстия для подачи воды в первую очередь к наиболее горячим частям блок-картера и цилиндров. Для этой же цели в головках цилиндров двигателей Д-160 имеются водораспределительные насадки-отражатели.

Если система охлаждения с принудительной циркуляцией воды постоянно сообщена с атмосферой через пароводную трубку 6 (рис. 162, а), то ее называют *открытой*.

Если система охлаждения с принудительной циркуляцией воды отъединена от атмосферы специальным устройством 13, в котором объединены паровой и воздушный клапаны (рис. 162, б), то ее называют *закрытой*. Она применяется на большинстве автотракторных двигателей (рис. 163). Закрытая система охлаждения работает при давлении несколько выше атмосферного, и температура кипения воды в ней соответственно повышается. Поэтому в закрытой системе охлаждения испарение воды, а значит, и расход ее, и отложение накипи уменьшаются.

В системе воздушного охлаждения отвод тепла от деталей двигателя происходит в результате обдува цилиндров и их головок воздухом.

У двигателей небольшой мощности, устанавливаемых на мотоциклах и мотороллерах, детали охлаждаются встречным потоком воздуха при движении. Для двигателей тракторов и автомобилей такого охлаждения недостаточно. Поэтому в этих двигателях применяется принуди-

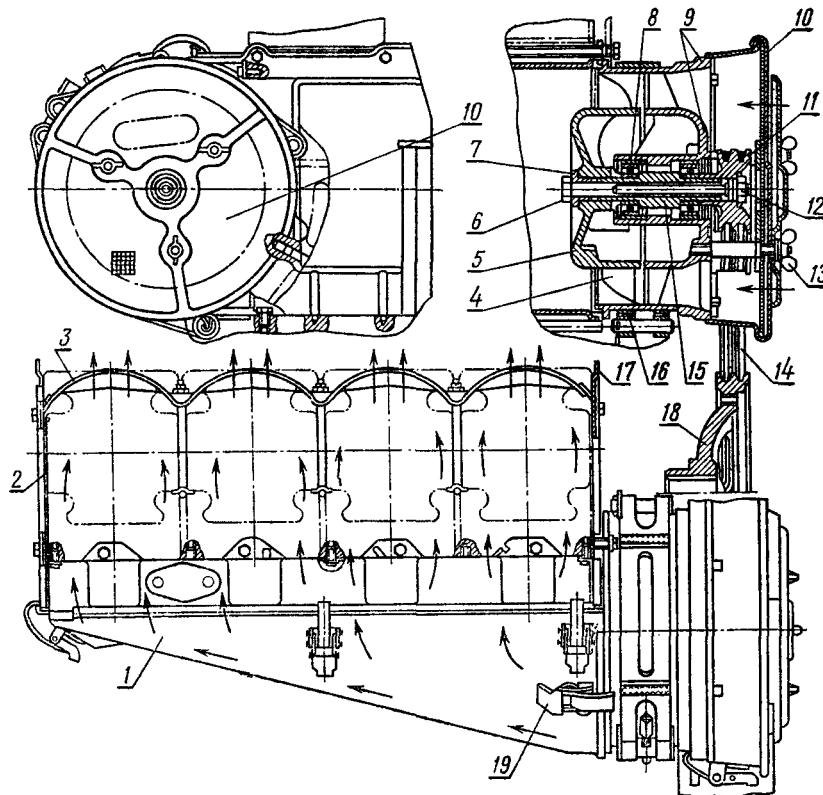


Рис. 164. Схема системы воздушного охлаждения (двигатель Д-37Е):

1 — воздухораспределительный кожух; 2 — задний дефлектор (направляющий щиток); 3 — средний дефлектор; 4 — лопасть ротора; 5 — рабочее колесо (ротор) вентилятора; 6 — стяжной болт; 7 — втулка; 8 — шарикоподшипник; 9 — направляющий аппарат; 10 — защитная сетка; 11 — ведомый шкив; 12 — гайка; 13 — барашковая гайка; 14 — приводной ремень; 15 — вал; 16 — хомут; 17 — передний дефлектор; 18 — ведущий шкив; 19 — пружинный замок кожуха.

тельный обдув деталей воздухом при помощи вентилятора. У дизеля Д-37Е осевой вентилятор нагнетает воздух к охлаждаемым поверхностям по воздухораспределительному кожуху 1 (рис. 164). Равномерный обдув цилиндров и их головок со всех сторон обеспечивается кожухом 1 и системой дефлекторов (направляющих щитков) 2, 3 и 17. С целью увеличения поверхности охлаждения цилиндры и головки цилиндров двигателя делают с ребрами.

Воздушная система охлаждения двигателя по сравнению с принудительной системой водяного охлаждения проще и удобнее в эксплуатации. Кроме того, масса и габариты двигателя с воздушным охлаждением меньше, чем двигателя с водяным охлаждением.

Недостатки воздушной системы охлаждения таковы: неравномерное охлаждение деталей двигателя, потеря значительной части индикаторной мощности (до 8%) на привод вентилятора, сравнительно высокая температура воздуха, идущего от двигателя, затрудненный пуск при температуре воздуха ниже 0°С.

§ 2. Устройство радиаторов и термостатов

Радиатор состоит из верхнего 2 (рис. 165, а) и нижнего 11 баков, сердцевины 1 и деталей крепления. Обычно применяют трубчатые сердцевинны, представляющие собой несколько рядов вертикальных круглых или овальных (рис. 165, б) латунных трубок 13. Для увеличения поверх-

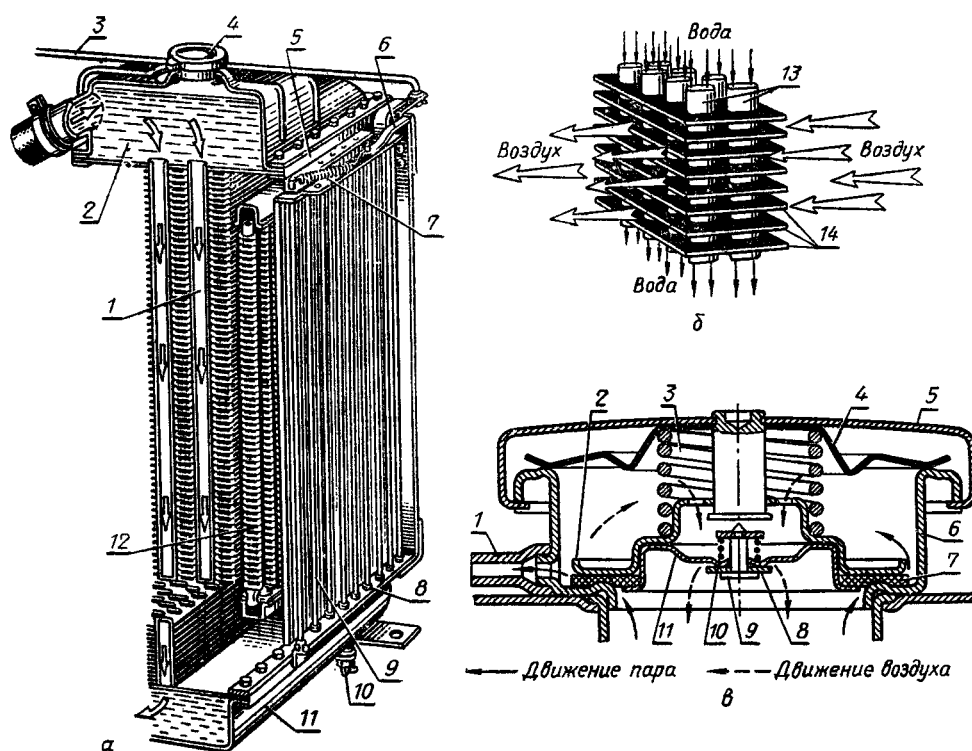


Рис. 165. Радиатор и его детали:

a — радиатор: 1 — сердцевина водяного радиатора; 2 — верхний бак; 3 — тяга управления жалюзи; 4 — крышка заливной горловины; 5, 8 — неподвижные планки; 6 — система рычагов; 7 — подвижная планка; 9 — шторка; 10 — краник; 11 — нижний бак; 12 — масляный радиатор; 13 — трубчатая сердцевина; 14 — пластины; *б* — крышка горловины радиатора с паровоздушным клапаном: 1 — паропроводная трубка; 2 — паровой клапан; 3 — пружина парового клапана; 4 — запорная пружина; 5 — корпус крышки; 6 — горловина радиатора; 7, 8 — резиновые прокладки; 9 — воздушный клапан; 10 — пружина воздушного клапана; 11 — седло воздушного клапана.

ности охлаждения трубок и повышения их жесткости на трубки надеты и припаяны к ним тонкие латунные пластины 14. Верхние и нижние баки радиаторов и боковины, которые скрепляют их, отлиты из чугуна или сделаны из латуни. Верхний бак 2 (рис. 165, *a*) радиатора имеет горловину, плотно закрывающуюся крышкой 4, а нижний 11 — краник 10 или пробку для слива воды из системы. У сердцевины некоторых радиаторов концы трубок немного выступают над крайними пластинами — так называемыми трубными досками, которые сделаны из более толстого, чем пластины 14, листового металла.

На большинстве тракторных двигателей верхний и нижний баки крепятся болтами к трубным доскам. Между сердцевиной и баками устанавливаются прокладки. Для придания радиатору необходимой прочности его верхний и нижний баки скрепляются стальными (Д-50 и А-41) или латунными (Д-240, ГАЗ-52) боковинами (стойками). Радиаторы двигателей ГАЗ-53 изготовлены из алюминиевого сплава.

У двигателей ЗИЛ-130, Д-240 и некоторых других для смягчения колебаний, передаваемых от рамы к радиатору, в местах соединения радиатора с рамой устанавливают резиновые прокладки.

Для регулирования интенсивности обдува водяного радиатора перед ним устанавливается шторка 12 (рис. 163) или жалюзи (рис. 165 *a*).

Жалюзи радиатора двигателя ГАЗ-53 состоят из горизонтальных створок 9 (рис. 166, *a* и *б*), шарнирно закрепленных в каркасе 10 и на подвижной планке 11. Системой рычагов и тяг 13 подвижная планка 11 связана с рукояткой 14 управления жалюзи, размещенной в кабине. При

помощи рукоятки 14 створки могут быть полностью открыты, закрыты или поставлены в промежуточное положение. В зависимости от степени открытия створок через радиатор проходит большее или меньшее количество воздуха. Устройство жалюзи других двигателей мало отличается от рассмотренного выше.

Радиаторы тракторных и комбайновых двигателей спереди закрыты облицовкой с предохранительной сеткой.

При повышении давления внутри системы охлаждения или при образовании разрежения в ней систему охлаждения необходимо соединять с атмосферой. Эту функцию выполняют паровой и воздушный клапаны.

Принцип работы и устройство этих клапанов у всех двигателей одинаковы. Обычно они расположены в крышке 4 (рис. 165, а) горловины радиатора.

Паровой клапан 2 (рис. 165, в) открывается в случае избыточного давления в системе, равного 0,03—0,04 МПа, и пар из системы охлаждения выходит по трубке 1 в атмосферу. При таком давлении температура незакипевшей воды в радиаторе может достигнуть 109—111°С, вследствие чего представляется возможность несколько повысить тепловой режим двигателя.

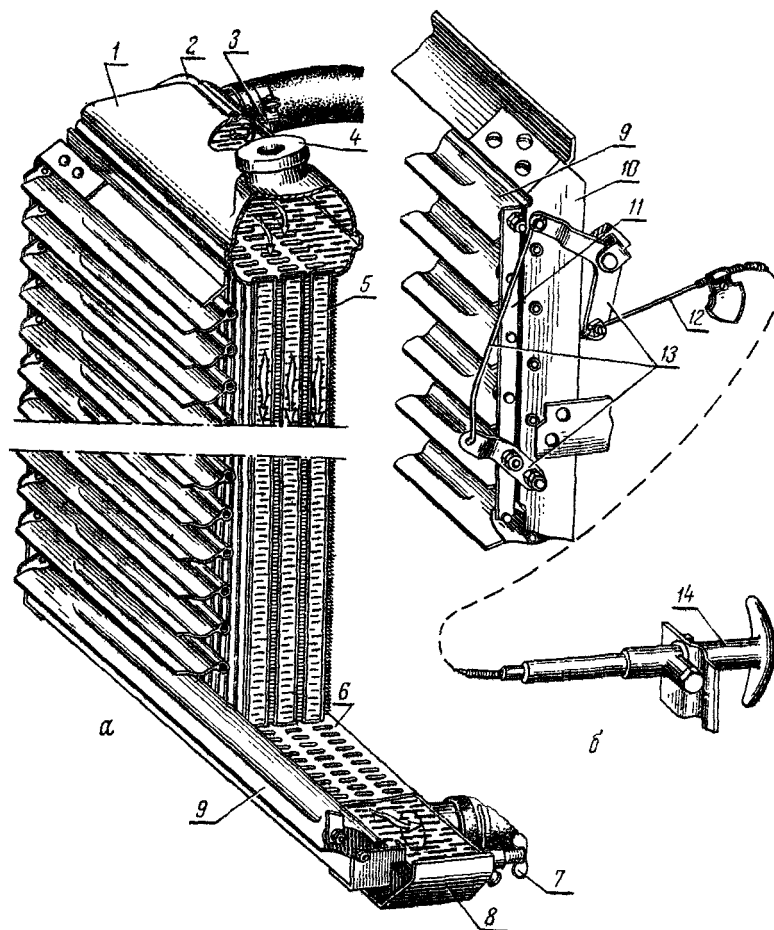


Рис. 166. Устройство и управление жалюзи радиатора двигателя ГАЗ-53:

а — радиатор с жалюзи; б — жалюзи и их привод; 1 — верхний бак; 2 — пароотводная трубка; 3 — датчик контрольной лампы; 4 — крышка наливной горловины; 5 — трубка; 6 — охлаждающая пластина; 7 — краник для слива воды; 8 — нижний бак; 9 — створка; 10 — каркас; 11 — подвижная планка; 12 — трос; 13 — система рычагов и тяг управления жалюзи; 14 — рукоятка.

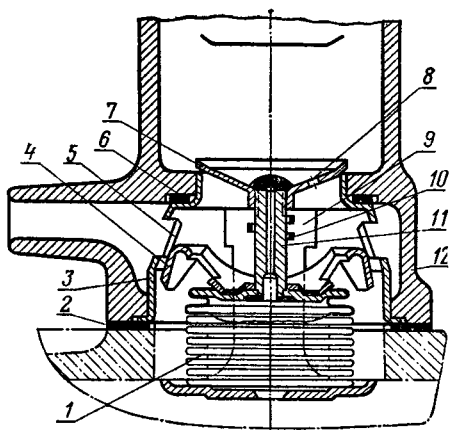


Рис. 167. Термостат с двумя клапанами:

1 — гофрированный баллон (сильфон); 2, 6 — прокладки; 3 — корпус термостата; 4 — вспомогательный клапан; 5 — окна; 7 — основной клапан; 8 — отверстие для выпуска воздуха; 9 — кронштейн; 10 — направляющая штока; 11 — шток; 12 — патрубок.

Термостат служит для ускорения прогрева воды при запуске двигателя и автоматического поддержания ее температуры в определенных пределах.

На дизелях Д-50, Д-240, ГАЗ-52, ЯМЗ-238НБ используются *жидкостные термостаты* с двумя клапанами (рис. 167), а у двигателей ГАЗ-53 применен термостат с одним клапаном.

Рассмотрим устройство и работу двухклапанного жидкостного термостата. Главная часть термостата — гофрированный баллон (сильфон) 1 — изготовлен из тонкой листовой латуни и частично заполнен легко испаряющейся жидкостью. Нижней тарелкой сильфон припаян к кронштейну 9, укрепленному в корпусе 3 термостата. К верхней тарелке сильфона припаян вспомогательный клапан 4 и шток 11 с основным клапаном 7. Термостат устанавливают в патрубке, отводящем воду из головки цилиндров в радиатор, или в специальном корпусе (двигатель Д-50) так, чтобы сильфон был обращен в сторону водяной рубашки. На конической боковой поверхности корпуса 3 термостата имеется два окна 5. В тарелке основного клапана 7 сделано небольшое отверстие 8 для выпуска воздуха при заполнении системы охлаждения водой.

При температуре воды ниже 68°C основной клапан 7 (рис. 168, а) плотно прижат к седлу, и вода из головки цилиндров через окна 5 поступает по патрубку 2 в насос 8, а затем в водяную рубашку блок-картера. Это *малый круг циркуляции воды*. Количество воды, циркулирующей в этот период работы двигателя, невелико, и, так как вода не проходит через радиатор 6, она быстро нагревается.

С повышением температуры воды жидкость в сильфоне начинает переходить в насыщенный пар, и давление в сильфоне увеличивается. Вследствие этого при температуре воды от 68 до 72°C основной клапан 7 постепенно открывается, а вспомогательный клапан 4 прикрывает окна 5. При этом одна часть воды будет проходить по малому кругу, а другая — через радиатор по *большому кругу циркуляции* (водяная рубашка головки цилиндров — термостат — радиатор — насос — водяная рубашка блок-картера). Чем больше открывается основной клапан, тем больше воды циркулирует через радиатор.

Когда температура воды достигнет 86°C , основной клапан полностью откроется (рис. 168, б), а вспомогательный клапан полностью закроется, и вся вода будет циркулировать через радиатор.

Воздушный клапан 9 служит для предотвращения деформации трубок радиатора, когда при остывании воды в системе охлаждения образуется разрежение. Он открывается, если разрежение достигает $0,001$ — $0,01$ МПа, и тогда в систему охлаждения двигателя по трубке 1 поступает воздух.

Патрубки радиатора, головки цилиндров и блок-картера обычно соединяются гибкими шлангами, которые зажимают на патрубках специальными хомутами.

Радиатор дизелей ЯМЗ соединен с расширительным баком. Расширительный бак дизелей ЯМЗ различных модификаций и некоторых других оборудован паровоздушным клапаном.

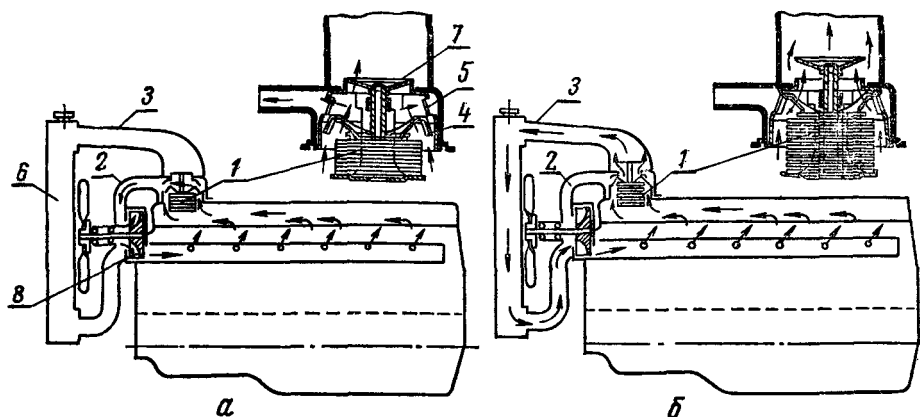


Рис. 168. Схемы циркуляции воды в системе охлаждения с двухклапанным жидкостным термостатом:

a — малый круг циркуляции воды; *b* — большой круг циркуляции воды; 1 — сильфон; 2 — патрубок, отводящий воду в насос; 3 — патрубок, отводящий воду в радиатор; 4 — вспомогательный клапан; 5 — окна; 6 — радиатор; 7 — основной клапан; 8 — водяной насос.

Действие термостата с одним клапаном отличается от описанного тем, что его клапан регулирует количество воды, которое поступает в радиатор, и не препятствует проходу воды по патрубку 2 в насос.

Термостат с твердым наполнителем применен в двигателях 412, СМД-60, ЯМЗ-240Б и ЗИЛ-130. В термостате двигателя ЗИЛ-130 положение клапана *b* (рис. 169, *a*) в трубке 7 определяется термочувствительным элементом, состоящим из медного баллончика 1, закрытого резиновой диафрагмой 3. Баллончик 1 заполнен твердым наполнителем 2 — церезином (нефтяной воск). При нагревании баллончика церезин плавится и, увеличивая свой объем, перемещает диафрагму 3, резиновый буфер 11 и шток 5 вверх (рис. 169, *b*). Шток, преодолевая сопротивление пружины 9, открывает клапан 6. Начало открытия клапана происходит при температуре 67—71°С, а полное открытие — при 83°С. С охлаждением баллончика церезин уменьшает свой объем, и под давлением пружины 9 клапан 6 закрывается.

Главный недостаток жидкостных термостатов — чувствительность их к изменению давления в системе, что делает их работу нечеткой. Термостаты с твердым наполнителем лишены этого недостатка.

Температура воды в системе охлаждения контролируется дистанционными указателями температуры: парожидкостными (см. § 6 главы 16) или электрическими (см. § 1 главы 22), а у некоторых двигателей (например, ГАЗ-53) — электрическим сигнализатором с контрольной лампой. Измерители и контрольные лампы располагаются на щитке приборов.

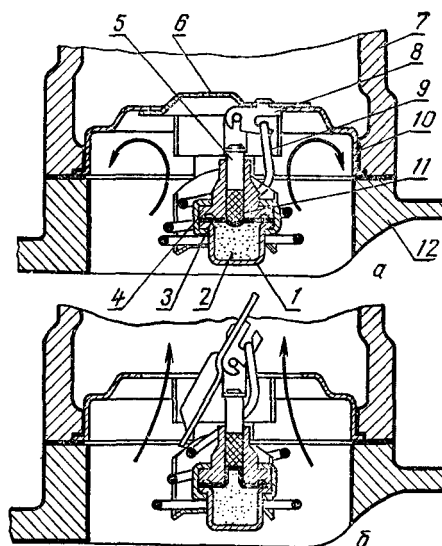


Рис. 169. Схема работы термостата с твердым наполнителем:

a — клапан закрыт; *b* — клапан открыт; 1 — баллончик; 2 — твердый наполнитель (церезин); 3 — диафрагма; 4 — корпус; 5 — шток; 6 — клапан; 7 — патрубок; 8 — рычаг; 9 — пружина; 10 — седло клапана; 11 — буфер; 12 — трубопровод.

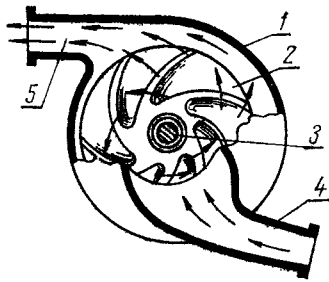


Рис. 170. Схема устройства и работы центробежного насоса:

1 — корпус; 2 — крыльчатка; 3 — вал; 4 — подводящий патрубок; 5 — отводящий патрубок.

§ 3. Устройство насосов и вентиляторов

На автотракторных двигателях с принудительным водяным охлаждением устанавливаются насосы центробежного типа, имеющие относительно большую производительность при сравнительно малых габаритах.

Центробежный насос состоит из корпуса 1 (рис. 170), крыльчатки 2, установленной на валике 3, и уплотнительного устройства. Валик 3 приводится во вращение от двигателя. Вода по патрубку 4 поступает внутрь корпуса 1, к центру крыльчатки 2. При вращении крыльчатки вода отбрасывается центробежной силой к стенкам корпуса, откуда вытесняется в водяную рубашку двигателя через отводящий патрубок 5, расположенный по касательной к корпусу.

У насоса дизеля Д-240 в чугунном корпусе 14 (рис. 171) в двух шариковых подшипниках 15 вращается валик 4 насоса. На переднем конце валика 4 на шпонке 3 насажена ступица 2, а на заднем конце на лыске — крыльчатка 9. Крыльчатка крепится болтом 10. Задний конец валика уплотнен сальником 11. Насос установлен на передней стенке блок-картера. К ступице 2 болтами привернут шкив 5. Шкив и, следовательно, валик 4 приводятся во вращение ремнем 16 от шкива коленчатого вала дизеля. Подшипники 15 смазываются через масленку 7 солидолом. Сальники 13 и 17 не дают смазке просочиться наружу.

Вентилятор 1 — осевого* типа, с четырьмя лопастями из листовой стали — прикреплен болтами к шкиву 5.

Объединение водяного насоса и вентилятора в один агрегат, имеющий общий привод, упрощает конструкцию привода и снижает массу двигателя.

У дизелей СМД-14, СМД-60, А-41, А-01М, Д-50 устройство водяного насоса и вентилятора незначительно отличается от устройства водяного насоса и вентилятора дизеля Д-240.

Приводы водяных насосов ряда дизелей (Д-160 и ЯМЗ-240Б) и вентилятора дизеля ЯМЗ-238НБ шестеренчатые.

Особенностью вентилятора дизеля ЯМЗ-238НБ является наличие упругой муфты, предохраняющей детали привода вентилятора от поломок при резком изменении частоты вращения. Устроена муфта следующим образом. Стальная ступица 5 (рис. 172) насажена на шлицы вала 13 и закреплена гайкой 4. На ступицу с небольшим зазором установлен стальной диск 3. Резиновый элемент 6 привулканизирован к ступице 5 и диску 3. Четыре упорных втулки 19 с внутренней резьбой приварены к диску 3 и проходят через резиновый элемент 6. Шестилопастная крыльчатка 1 вентилятора закреплена болтами 2 во втулках 19.

Привод вентилятора дизеля ЯМЗ-240 осуществляется клиновидными ремнями от шкива коленчатого вала через гидравлическую муфту отключения. Она имеет автоматическое устройство, установленное в водяной трубе правой головки цилиндров и обеспечивающее наиболее благоприятный тепловой режим работы дизеля.

У дизеля Д-37Е с воздушной системой охлаждения вентилятор состоит из рабочего колеса (ротора) 5 (рис. 164) и неподвижного направляющего аппарата 9, которые отлиты из алюминиевого сплава.

* Осевым он называется потому, что поток воздуха движется в направлении оси вентилятора.

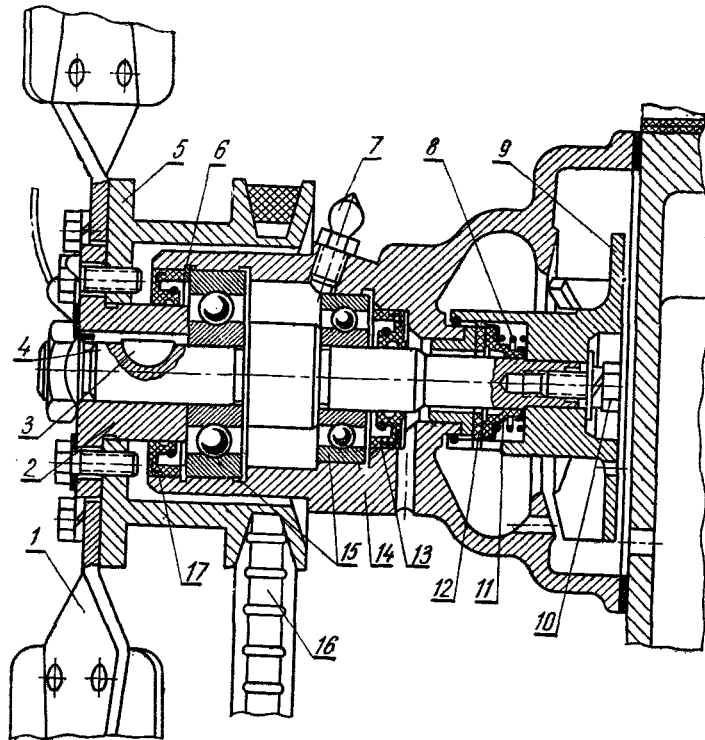


Рис. 171. Водяной насос и вентилятор дизеля Д-240:

1 — вентилятор; 2 — ступица шкива; 3 — сегментная шпонка; 4 — валик водяного насоса; 5 — шкив водяного насоса; 6 — стопорное кольцо; 7 — масленка; 8 — упорная пружина сальника; 9 — крыльчатка насоса; 10 — болт; 11 — сальник; 12 — шайба сальника; 13 — каркасный самоподжимной сальник; 14 — корпус насоса; 15 — шарикоподшипник; 16 — клиновидный ремень; 17 — самоподжимной сальник.

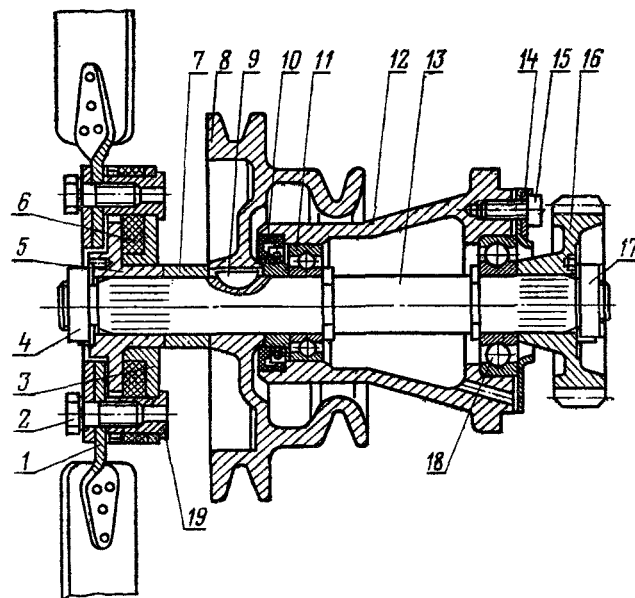


Рис. 172. Вентилятор дизеля ЯМЗ-238НБ и его привод:

1 — крыльчатка; 2, 15 — болты; 3 — диск; 4, 17 — гайки; 5 — ступица; 6 — резиновый элемент; 7 — упорная втулка упругой муфты; 8 — шкив привода компрессора и генератора; 9 — шпонка; 10 — самоподжимной сальник; 11 — передний шарикоподшипник; 12 — корпус; 13 — вал; 14 — шайба; 16 — шестерня привода вентилятора; 18 — задний шарикоподшипник; 19 — упорные втулки упругой муфты.

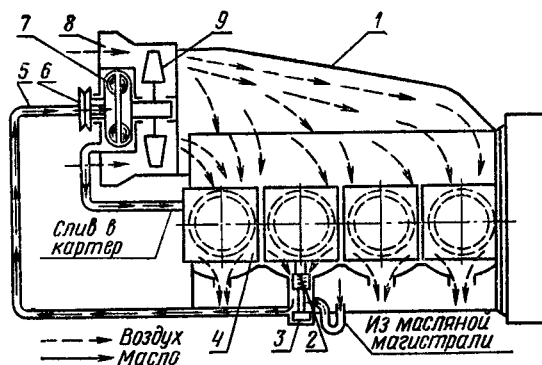


Рис. 173. Схема системы воздушного охлаждения с автоматическим регулированием теплового режима дизеля Д-37Е:

1 — воздухо-распределительный кожух; 2 — регулятор подачи масла; 3 — золотник; 4 — головка цилиндров; 5 — маслопровод; 6 — шкив привода вентилятора; 7 — гидродинамическая муфта; 8 — направляющий аппарат вентилятора; 9 — ротор вентилятора.

направляющий аппарат 9 прикреплен к кронштейну крышки распределительных шестерен. Снаружи направляющий аппарат закрыт защитной сеткой 10.

При вращении ротора 5 в пространстве перед ним создается разрежение, под действием которого наружный воздух засасывается в вентилятор через защитную сетку 10 и промежутки между неподвижными лопастями направляющего аппарата 9, расположенными под углом к ротору. Лопастями 4 вращающегося ротора нагнетают воздух в воздухо-распределительный кожух 1.

Тепловое состояние работающего дизеля регулируется дросселированием воздушного потока на входе в вентилятор. Для этого при температуре окружающего воздуха 5°C и ниже на защитную сетку 10 устанавливается диск, который крепят на шпильках тремя гайками-барашками, и отключают масляный радиатор переключателем, расположенным на корпусе центрифуги.

На дизеле Д-37Е введено автоматическое регулирование теплового режима изменением частоты вращения вентилятора. Для этой цели между шкивом 6 (рис. 173) привода вентилятора и его ротором 9 установлены гидродинамическая муфта (гидромуфта) 7 переменного наполнения и в головке второго цилиндра — регулятор 2 подачи масла.

Гидромуфта (рис. 174) состоит из ведущего (насосного) колеса 9, закрепленного на валу 20 стяжным болтом 21, и ведомого (турбинного) колеса 7, таким же способом закрепленного на валу 2. На насосном колесе 9 гидромуфты неподвижно закреплен стальной кожух 6, охватывающий турбинное колесо 7. Оба колеса гидромуфты представляют собой чаши из алюминиевого сплава с радиальными лопатками А, которые между чашами образуют криволинейные каналы. Валы 20 и 2 не имеют жесткой кинематической связи.

В направляющем аппарате 11 сделан канал, в насосном колесе гидромуфты — отверстие Д, по которым масло из системы смазки дизеля подается в гидромуфту, а в кожухе 6 имеется калиброванное отверстие Б, через которое масло из гидромуфты по патрубку 23 сливается в поддон картера дизеля.

Шкив 18 привода вентилятора закреплен на валу 20, поэтому насосное колесо гидромуфты и масло, находящееся между его лопатками,

Ротор 5 имеет восемь радиально расположенных лопастей 4, а направляющий аппарат 9 — двадцать три лопасти переменного сечения, равномерно расположенных по окружности. Ротор установлен на трубчатый вал 15 и закреплен на нем совместно со шкивом 11 стяжным болтом 6 и гайкой 12. Шкив приводится во вращение двумя клиновидными ремнями 14. Вал 15 вращается на двух шарковых подшипниках 8, установленных в ступице направляющего аппарата 9. Подшипники одноразовой смазки, поэтому в период эксплуатации ее добавлять не нужно. Хомутом 16 на-

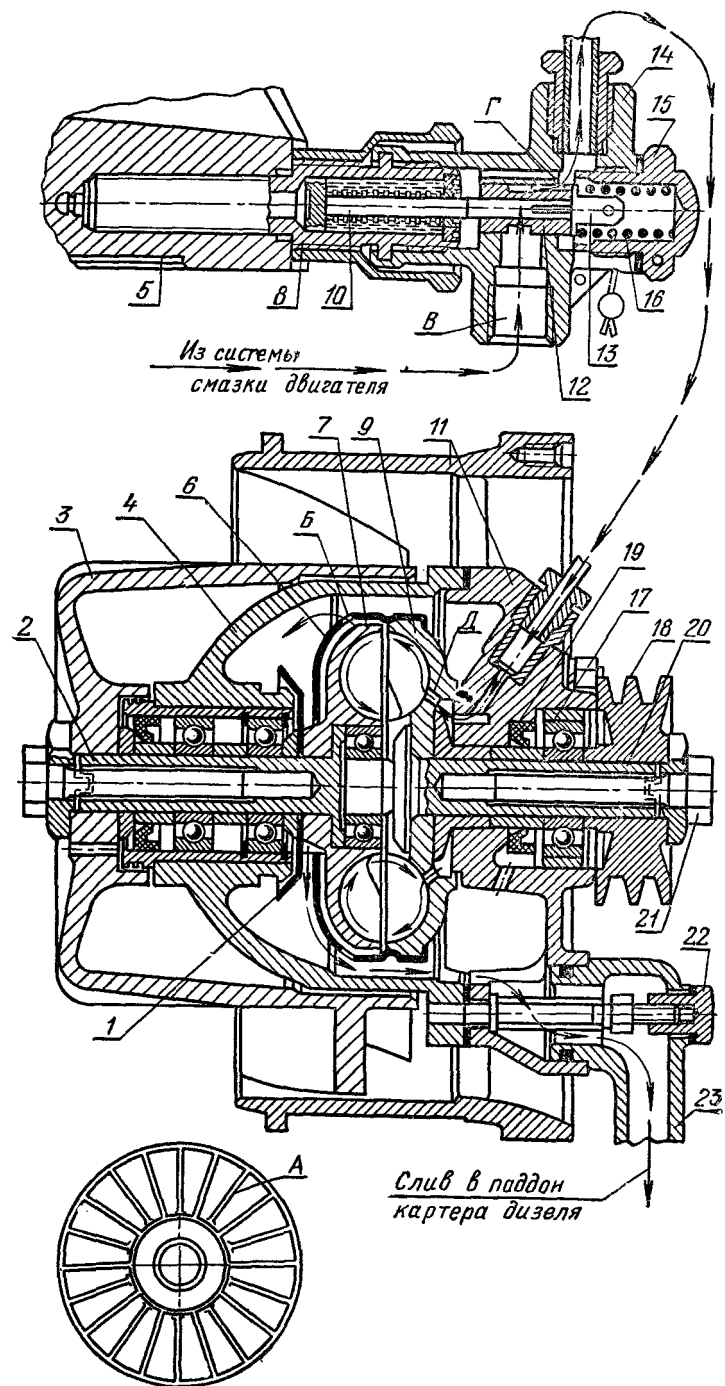


Рис. 174. Вентилятор с гидродинамической муфтой дизеля Д-37Е:

1 — маслоотражатель; 2 — ведомый вал гидромуфты; 3 — ротор вентилятора; 4 — крышка; 5 — головка цилиндра; 6 — кожух; 7 — ведомое (турбинное) колесо гидромуфты; 8 — чувствительный элемент (датчик) термостата; 9 — ведущее (насосное) колесо гидромуфты; 10 — шток; 11 — направляющий аппарат вентилятора; 12 — золотник; 13 — стопорная пластина; 14 — корпус регулятора подачи масла; 15 — глухая гайка; 16 — пружина; 17 — подшипник; 18 — шкив привода; 19 — сальник; 20 — ведущий вал гидромуфты; 21 — стяжной болт; 22 — гайка; 23 — верхний сливной патрубок; А — радиальная лопатка; Б — калиброванное отверстие для слива масла из гидромуфты.

вращаются, когда дизель работает. Под действием центробежной силы масло, движущееся по лопаткам, увеличивает свою скорость, то есть приобретает необходимый запас кинетической энергии. Из насосного колеса с большой скоростью подводится к лопаткам турбинного колеса. При ударе о них его скорость уменьшается. Давление потока масла создает крутящий момент, который вращает турбинное колесо 7, вал 2 и ротор 3 вентилятора, закрепленный на этом валу. Вал 2 вращается в том же направлении, что и вал 20.

В гидромуфте образуется замкнутая циркуляция масла по кругу, показанному на рисунке 174 стрелками. Количество масла в гидромуфте определяется разностью между количествами подводимого и отводимого через отверстие *Б* масла.

При целиком заполненной маслом гидромуфте ротор 3 вентилятора вращается с максимальной частотой. Уменьшение заполнения гидромуфты маслом сопровождается снижением частоты вращения ротора вентилятора, а при его отсутствии ротор не вращается. Изменение количества масла, поступающего в гидромуфту, а следовательно, и частоты вращения вентилятора, производится регулятором. Он состоит из корпуса 14, жидкостного чувствительного элемента (термобаллона) 8, штока 10 и золотника 12. Нагреваясь от головки цилиндров, жидкость в термобаллоне расширяется и перемещает шток 10 и золотник 12. При этом золотник частично или полностью (в зависимости от температуры головки цилиндров) открывает окно *Г*, в результате чего увеличивается поток масла, поступающего в гидромуфту по отверстию *Д*. При снижении температуры головки цилиндров до определенного значения золотник 12 занимает такое положение, когда масло в муфту не поступает, а находившееся в ней масло сливается через отверстие *Б*; вследствие этого ротор вентилятора перестает вращаться.

У дизеля ЯМЗ-240Б вентилятор, так же как у дизеля Д-37Е, приводится в движение через гидродинамическую муфту.

§ 4. Закрытая система охлаждения с принудительной циркуляцией

Наиболее распространена закрытая система охлаждения с принудительной циркуляцией жидкости. Рассмотрим ее устройство и действие на примере двигателя ЗИЛ-130.

В систему охлаждения жидкость заливают через горловину радиатора 2 (рис. 175, *а*, *б*). Во время работы двигателя центробежный насос 7 засасывает жидкость из нижнего бачка радиатора и нагнетает ее в правую и левую водяные рубашки 16 блок-картера и далее через отверстия в блок-картере в водяные рубашки 15 обеих головок цилиндров, охлаждая стенки камер сгорания и приливы для седел клапанов. После этого нагретая жидкость поступает в рубашку 9 впускного трубопровода, подогревая горючую смесь. Если клапан термостата 8 открыт, то жидкость проходит по верхнему патрубку и шлангу в верхний бачок радиатора 2. В радиаторе жидкость охлаждается, и процесс ее циркуляции вновь повторяется по замкнутому большому кругу.

Если температура жидкости в системе ниже 67° С, то клапан термостата 8 закрыт, и жидкость следует по малому кругу циркуляции. Из рубашки 9 впускного трубопровода, минуя радиатор, жидкость по шлангу 6 поступает в блок цилиндров компрессора, а затем в головку цилиндров компрессора. Из последней по шлангу 5 жидкость идет в водяной насос 7, который нагнетает ее в водяные рубашки блок-картера и головок цилиндров двигателя.

Крышка 3 наливной горловины герметичная, с паровым и воздушным клапанами.

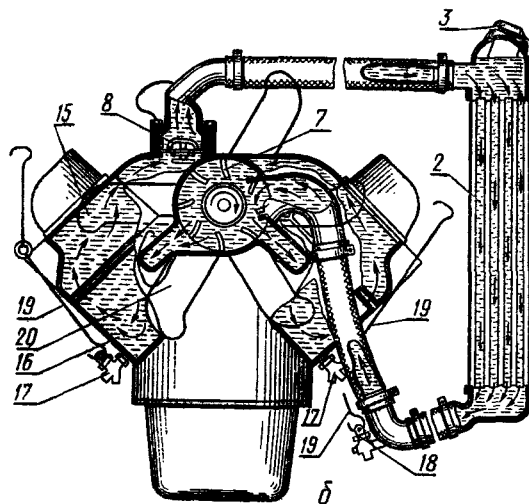
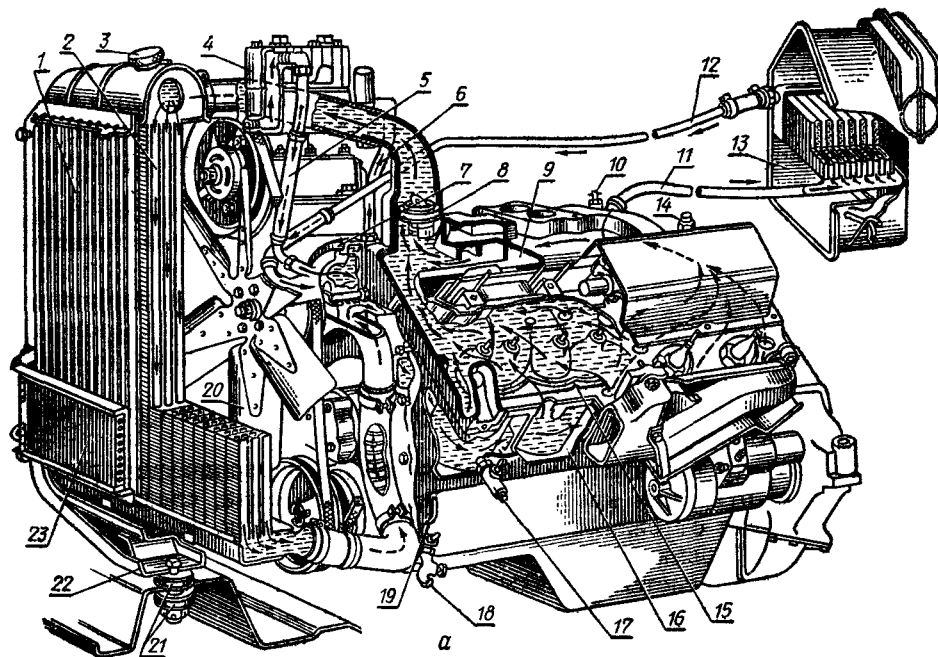


Рис. 175. Схема закрытой системы охлаждения (двигатель ЗИЛ-130):

а — схема закрытой системы охлаждения; *б* — схема циркуляции жидкости в системе охлаждения: 1 — жалюзи; 2 — радиатор; 3 — крышка наливной горловины; 4 — компрессор; 5 — шланг слива жидкости из головки компрессора; 6 — шланг подвода жидкости в блок цилиндров компрессора; 7 — водяной насос; 8 — термостат; 9 — рубашка подогрева впускного трубопровода; 10 — запорный кран системы отопления; 11 — трубка подачи жидкости в отопитель; 12 — трубка слива жидкости из отопителя; 13 — отопитель кабины; 14 — датчик указателя температуры жидкости; 15 — водяная рубашка головки цилиндров; 16 — водяная рубашка блок-картера; 17 — кран для слива жидкости из водяной рубашки блок-картера; 18 — кран для слива жидкости из радиатора; 19 — тяга; 20 — вентилятор; 21 — резиновые подушки; 22 — рамка подвески радиатора; 23 — масляный радиатор.

Паровой клапан открывается при избыточном давлении 0,1 МПа, что обеспечивает повышение температуры кипения охлаждающей жидкости до 119°С. При температуре жидкости 115°С на щитке приборов загорается сигнальная лампа, соединенная с электрическим импульсным датчиком, который помещен в верхнем бачке радиатора. Датчик 14 указателя температуры охлаждающей жидкости находится в головке цилиндров.

Температуру жидкости в системе охлаждения регулируют пластинчато-створчатые жалюзи, управляют которыми из кабины автомобиля.

Жидкость из системы сливают через два краника 17 блок-картера и краник 18 радиатора, которые открываются тягами 19.

Из системы охлаждения двигателя при необходимости можно снабжать горячей жидкостью по трубке 11 отопитель 13 кабины. Сливается жидкость по трубке 12 в корпус водяного насоса 7.

§ 5. Техническое обслуживание системы охлаждения

К основным операциям технического обслуживания системы охлаждения относятся следующие: 1) заполнение системы водой или охлаждающей жидкостью; 2) промывка системы охлаждения; 3) смазка подшипников водяного насоса и вентилятора; 4) подтяжка креплений; 5) регулировка натяжения ремней вентилятора.

Воду в систему охлаждения нужно заливать через воронку с частой сеткой или, еще лучше, на сетку укладывать чистый полотняный материал.

Нельзя заливать холодную воду в систему охлаждения неостывшего двигателя, так как это может вызвать трещины в стенках блок-картера и головки цилиндров. По той же причине нельзя заливать зимой в холодный двигатель слишком горячую воду.

После заправки двигателя водой горловину радиатора нужно плотно закрыть крышкой.

Уровень воды в радиаторе во время работы периодически проверяют. При этом, открывая крышку горловины радиатора, следует оберегать лицо и руки от ожогов горячей водой и парами, которые могут вырваться из горловины.

Периодически систему охлаждения двигателя промывают, чтобы удалить из нее илообразный осадок (шлам) и накипь.

Для удаления шлама двигатель останавливают, воду сливают и заправляют систему охлаждения шламоудаляющим раствором. Затем пускают двигатель и прогревают его без нагрузки до тех пор, пока температура раствора не достигнет 60°C . После этого останавливают двигатель и сливают раствор из системы охлаждения.

Накипь из системы охлаждения удаляют специальными растворами. Наиболее широкое распространение получил раствор, приготовляемый из 0,6 кг кальцинированной соды, 0,5 кг керосина и 10 л воды. Полностью заправив таким раствором систему охлаждения, дают двигателю проработать 10 ч, после чего его останавливают, сливают раствор и промывают систему охлаждения чистой водой.

Необходимо следить за тем, чтобы в системе охлаждения не было течи. Просачивание воды через сальник водяного насоса обнаруживается по течи воды из контрольного отверстия. В этом случае заменяют уплотняющие элементы сальника.

Периодически у двигателей с водяным охлаждением нужно очищать защитную сетку радиатора, а у двигателей с воздушным охлаждением — защитную сетку вентилятора и межреберное пространство цилиндров и их головок.

Ежедневно необходимо проверять состояние и натяжение ремней вентилятора. Ремень должен быть целым, без расслоений и разрывов. При слабом натяжении ремня происходит его пробуксовка, что вызывает перегрев двигателя,

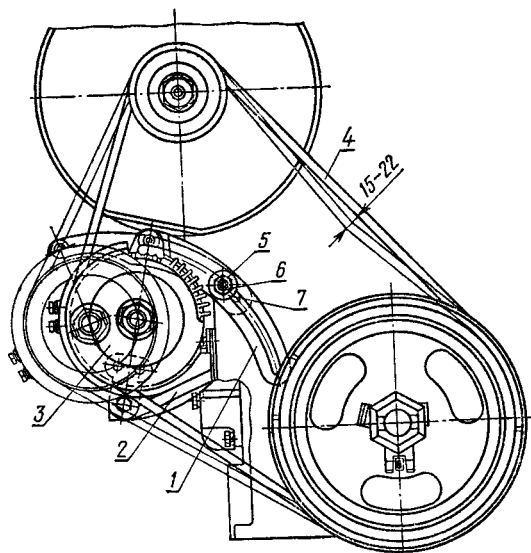


Рис. 176. Устройство для натяжения ремней вентилятора дизеля Д-37Е:

1 — натяжная планка; 2 — кронштейн генератора; 3 — генератор; 4 — приводной ремень; 5 — гайка; 6 — шпилька; 7 — шайба.

уменьшение силы зарядного тока аккумулятора и износ ремня. Если ремень сильно натянут, повышается износ подшипников вентилятора и генератора и быстро изнашивается сам ремень.

Нормальным натяжением ремня вентилятора считают такое, при котором от нажатия на ремень в средней его части с силой 30—40 Н (для автомобильных двигателей) и 40—70 Н (для тракторных двигателей) образуется прогиб 15—25 мм. Силу нажатия и прогиб приводных ремней измеряют специальным приспособлением. Регулировку натяжения ведут на неработающем двигателе.

У двигателей ГАЗ-53, СМД-60, А-41, А-01М, Д-160 натяжение ремня вентилятора регулируют натяжным роликом, а у двигателей Д-37Е (рис. 176), Д-240, СМД-14, ГАЗ-52, ЗИЛ-130 — изменением положения (перемещением) генератора.

Замасленные приводные ремни нужно протереть тряпкой, слегка смоченной в бензине.

Подшипники водяных насосов и вентиляторов смазывают в соответствии с указаниями, данными в карте смазки заводами-изготовителями.

Раздел шестой

ЭЛЕКТРИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ



Электрическое оборудование тракторов и автомобилей представляет собой совокупность систем, предназначенных для предпускового обогрева и пуска двигателя, зажигания рабочей смеси, освещения, звуковой и световой сигнализации, контроля за работой систем и механизмов, облегчения труда водителя и обеспечения максимальных удобств для пассажиров.

Электрическое оборудование состоит из параллельно действующих систем, составляющих две основные группы: источники электрической энергии (генераторы и аккумуляторные батареи) и ее потребители. Для коммутации тока предусмотрена распределительная аппаратура.

Системы электрооборудования тракторов и автомобилей выполняются однопроводными: от источников ко всем потребителям подводится один провод положительной полярности, второй же полюс прибора отрицательной полярности соединен с массой машины. Направление тока внутри источника электрической энергии принимается совпадающим с э. д. с. — от отрицательного зажима (—) к положительному (+), во внешней же цепи направление тока обратное.

Основными характеристиками систем электрооборудования являются род тока, напряжение и мощность.

Глава 18

ИСТОЧНИКИ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ

§ 1. Общие сведения

Источником электрической энергии трактора (автомобиля, является *энергетическая установка*, состоящая из генератора с его вспомогательными устройствами и аккумуляторной батареи.

Генератор — электрическая машина, преобразующая механическую энергию первичного двигателя в электрическую энергию. Генератор служит для питания потребителей электрической энергией и зарядки аккумуляторной батареи при определенной частоте вращения коленчатого вала двигателя.

Привод генератора осуществляется от коленчатого вала клиноременной передачей, имеющей постоянное передаточное число, поэтому частота вращения генератора находится в прямой зависимости от скоростного режима двигателя. А так как частота вращения коленчатого вала у тракторных двигателей может изменяться от минимальной до максимальной в отношении 1 : 3,5, а у автомобильных еще больше (без регуляторов до 1 : 8), то для поддержания на клеммах генератора напряжения в заданных пределах устанавливают *регуляторы напряжения*.

Поскольку тракторные генераторы работают в более тяжелых условиях, чем автомобильные (значительная запыленность окружающей среды, сильные вибрации и т. п.), их делают закрытыми: внутренняя их полость защищена глухими крышками; тепло отводится в основном че-

рез поверхности корпуса и крышек. Для лучшего охлаждения применяют вентиляторы внешнего обдува.

Автомобильные генераторы изготавливают в защищенном исполнении — поток воздуха, создаваемый вентилятором, проходит через внутреннее пространство корпуса и специальные окна в крышках, интенсивно охлаждая нагревающиеся части.

Генераторы характеризуются родом тока, напряжением, мощностью, начальной (без нагрузки), при которой достигается номинальное напряжение, и максимальной (под нагрузкой) частотами вращения.

На тракторах и автомобилях устанавливаются *трехфазные синхронные генераторы переменного тока с электромагнитным возбуждением*. Их магнитное поле и ротор вращаются с одной и той же частотой — синхронно. Основной магнитный поток создается обмоткой возбуждения, соединенной с аккумуляторной батареей, или обмотками статора (питаемой через выпрямитель). Возможен также режим работы генератора с предварительно намагниченной магнитной системой. Катушки статора образуют трехфазную обмотку, соединенную в звезду, реже в треугольник.

Различают генераторы контактного и бесконтактного типов. В контактном генераторе ток возбуждения подводится к обмотке ротора через контактные кольца и щетки. В отличие от генераторов постоянного тока здесь не происходит искрения, так как кольца и щетки не выполняют функций коммутации тока. В бесконтактных генераторах нет контактных колец, щеток и вращающихся обмоток; они отличаются высокой надежностью и выдерживают тяжелые условия эксплуатации, но по габаритам и массе несколько больше генераторов контактного типа.

Для зарядки аккумуляторной батареи и питания некоторых потребителей необходим постоянный ток; часть же потребителей может работать как на постоянном, так и на переменном токе. В автотракторном электрооборудовании принято выпрямление генераторного тока, для чего предусмотрены выпрямители, обычно встроенные в генератор.

Генераторы переменного тока отличаются способностью заряжать аккумуляторную батарею на малой частоте вращения холостого хода двигателя. Относительно высокая частота вращения генератора в этом режиме позволяет ему развивать достаточную мощность, тем самым освобождая от работы аккумуляторную батарею. У генераторов же постоянного тока номинальная частота вращения якоря ограничена искрением под щетками; когда же двигатель работает на малой частоте вращения, напряжение генератора меньше напряжения аккумуляторной батареи, и вырабатываемый им ток поступает только в цепь возбуждения и обмотки реле-регулятора.

Установочная мощность генератора определяется в зависимости от тягового класса трактора или грузоподъемности автомобиля и составляет 200—1000 Вт.

Регуляторы напряжения генераторов переменного тока делятся на контактно-транзисторные и бесконтактно-транзисторные. Генераторы переменного тока обладают свойством саморегулирования тока нагрузки, поэтому большинство полупроводниковых регуляторов напряжения не требует ограничителей тока в цепи генератор — аккумуляторная батарея.

У контактно-транзисторных регуляторов напряжения возможно нарушение упругости пружин контактного устройства может вызвать разрегулировку. Полупроводниковые бесконтактные регуляторы напряжения более совершенны. Они не имеют подверженных механическому износу подвижных деталей, виброустойчивы, не требуют периодических регулировок, быстро действуют и обеспечивают высокую точность регулирования.

Аккумуляторная батарея предназначена для снабжения электроэнергией как электрического стартера при запуске двигателя, так и всех потребителей, когда двигатель остановлен или работает на малой частоте вращения. Если нагрузка во внешней цепи превышает мощность генератора, аккумуляторная батарея действует совместно с генератором.

На тракторах и автомобилях преимущественное распространение получили *кислотные* (свинцовые) аккумуляторные батареи, у которых электролитом служит водный раствор серной кислоты. Э. д. с. аккумуляторной батареи равна сумме э. д. с. входящих в нее аккумуляторов. Промышленность выпускает батареи с номинальным напряжением 6 и 12 В.

Из всех потребителей, которые питает аккумуляторная батарея, наибольшую, хотя и кратковременную, мощность требует стартер. Номинальное напряжение источников тока принято 12 и 24 В. Для улучшения технических показателей в отдельных конструкциях (К-701 и др.) для стартера используется напряжение 24 В, а для всех остальных потребителей 12 В. С этой целью применяют две батареи напряжением по 12 В, которые при пуске двигателя автоматически соединяются последовательно (24 В) специальным электромагнитным прибором — *пусковым переключателем*, а после отключения стартера возвращаются к параллельному соединению (12 В).

Сейчас наблюдается тенденция перевода всей системы электрооборудования на напряжение 24 В. Повышение номинального напряжения источников тока с 12 до 24 В позволяет получать одну и ту же мощность при меньшем в два раза токе. Значит, снижается нагрузка на аккумуляторную батарею, уменьшаются сечение проводов, размеры сердечников и магнитопроводов, отпадает необходимость в пусковом переключателе. Однако в этом случае требуется установка двух последовательно соединенных батарей напряжением 12 В каждая.

§ 2. Генераторы переменного тока с электромагнитным возбуждением и контактным устройством

На автомобилях (ГАЗ-53А, ЗИЛ-130, КамАЗ, МАЗ, КрАЗ и т. д.) и некоторых тракторах (например, К-701) применяют трехфазные синхронные генераторы переменного тока (Г250, Г271, Г272 и др.) с электромагнитным возбуждением и контактным устройством. Генераторы выполнены по единой схеме и отличаются в основном конструктивными особенностями и электрическими характеристиками.

Генератор Г272 автомобилей КамАЗ состоит из статора 13 (рис. 177), ротора, крышек 1 и 12, контактного устройства, выпрямительного блока 18, приводного шкива 8 и других элементов.

Сердечник статора собран из листов электротехнической стали в пакет с равномерно распределенными по окружности 18 зубцами и закреплен винтами между крышками 1 и 12 из алюминиевого сплава. На зубцах размещены восемнадцать обмоточных катушек 15, закрепленных в пазах статора текстолитовыми клиньями. Катушки намотаны проводом диаметром 1,16 мм (восемнадцать витков) и образуют три фазы, включенные звездой. В каждую фазу входят шесть последовательно соединенных катушек, концы которых присоединены к трем зажимам 16 выпрямительного блока 18.

Ротор состоит из вала 9, контактных колец 2, двух полюсных наконечников 6, втулки 11 и обмотки возбуждения 14. Полюсные наконечники стальные, шестиполюсные, северной (N) и южной (S) полярности. Расположение таково, что наконечники одной полярности перемежаются между наконечниками противоположной полярности. Между полюсными наконечниками находится втулка 11 обмотки возбужде-

ния 14, содержащей 1490 витков провода диаметром 0,51 мм. Ротор вращается в шариковых подшипниках 19 и 10 (закрытого типа, не требующие смазки), установленных внешними обоймами в крышках генератора. Благодаря крыльчатке 7 на шкиве 8 и прорезям в крышках для охлаждения генератора создается прочная вентиляция.

Контактное устройство образовано двумя медными контактными кольцами 2, щеткодержателем 3, двумя графитовыми щетками 5, прижимаемыми пружинами 4 к контактному кольцам. К изолированному от вала кольцам припаяны концы 17 обмотки возбуждения 14. Одна (изолированная от массы) щетка соединена с зажимом III генератора, а вторая через корпус генератора — с массой.

В крышку 1 встроены полупроводниковый выпрямительный блок 18 из шести кремниевых диодов, соединенных в мостовую схему. На крышку со стороны выпрямителя выведены отрицательный и изолированный от массы положительный зажимы. К положительному зажиму присоединены контактной пластиной размещенные на изолированной от массы панели положительные зажимы диодов прямой полярности; отрицательный зажим замыкает на массу контактную пластину диодов обратной полярности.

Техническое обслуживание генератора Г272 (на примере автомобилей КамАЗ) заключается прежде всего в очистке его генератора от грязи, проверке натяжения приводного ремня, затяжке болтов крепления генератора и гайки крепления шкива (ТО-1). Во время ТО-2 проверяют затяжку стяжных болтов генератора и состояние контактных соединений проводов. Через 50 тыс. км пробега (25 тыс. км для нового автомобиля) снимают щеткодержатель 3, проверяют свободное перемещение щеток в направляющих отверстиях, осматривают и при необходимости зачищают контактные кольца 2, испытывают упругость пружин 4. Щетки заменяют, если их высота от опорной плоскости пружины меньше 8 мм.

§ 3. Бесконтактные индукторные генераторы переменного тока с электромагнитным возбуждением

На ряде тракторов установлены закрытые бесконтактные трехфазные индукторные генераторы переменного тока типов Г304, Г305, Г306 со встроенными выпрямителями. Генераторы Г304 и Г305 унифицированы по основным деталям и отличаются в основном обмоточными данными. Характерная особенность этих генераторов — отсутствие щеточных контактов и вращающихся обмоток.

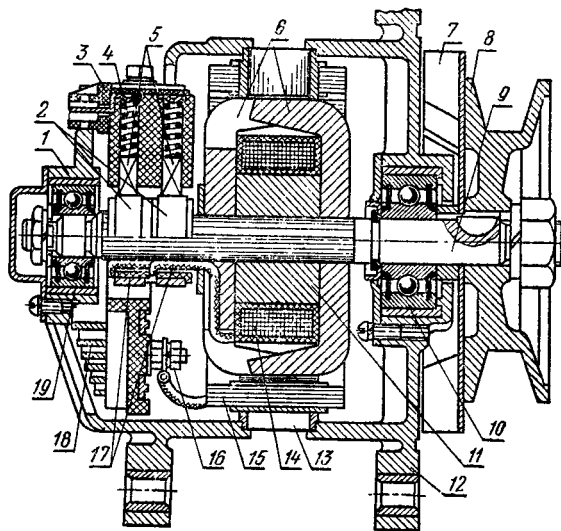


Рис. 177. Генератор Г272:

1, 12 — крышки; 2 — контактные кольца; 3 — щеткодержатель; 4 — пружина; 5 — щетки; 6 — полюсные наконечники; 7 — крыльчатка; 8 — шкив; 9 — вал; 10, 19 — шариковые подшипники; 11 — втулка; 13 — статор; 14 — обмотка возбуждения; 15 — катушка статора; 16 — зажим; 17 — концы обмотки возбуждения; 18 — выпрямительный блок.

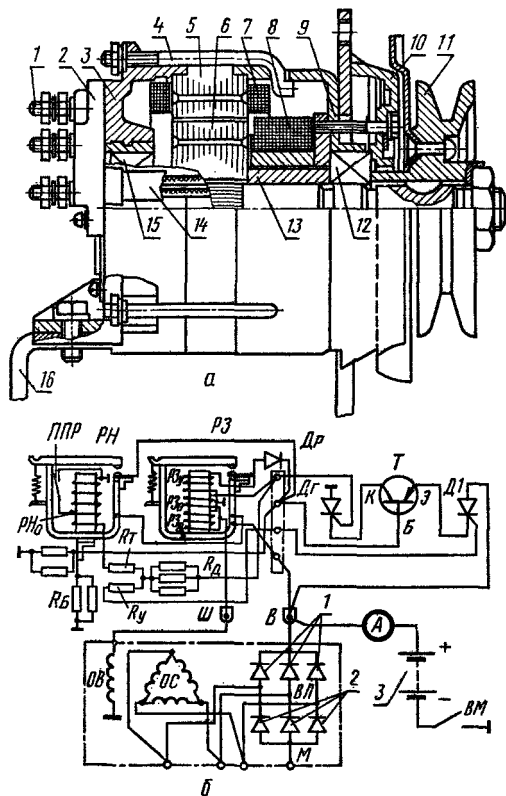


Рис. 178. Генератор Г306:

а — устройство: 1 — болт выводной клеммы; 2 — изоляционная колодка; 3 — задняя крышка; 4 — стяжной болт; 5 — статор; 6 — ротор; 7 — обмотка статора; 8 — обмотка возбуждения; 9 — передняя крышка; 10 — выпрямительный блок БПВ-30; 11 — шкив с крыльчаткой; 12, 15 — шариковые подшипники; 13 — втулка ротора; 14 — планка; 16 — задняя лапа; б — электрическая схема: ОВ — обмотка возбуждения генератора; ОС — обмотка статора генератора; ВП — выпрямитель: 1 — диоды прямой полярности; 2 — диоды обратной полярности; А — амперметр; ВМ — выключатель массы; В, Ш, М — выводные клеммы; Т — транзистор; Э — эмиттер; К — коллектор; Б — база; Д1 — запирающий диод; Д_г — диод гасящего контура; Д_р — разделительный диод; РЗ — реле защиты; РЗ_у — удерживающая обмотка реле защиты; РЗ_о — последовательная обмотка реле защиты; РЗ_в — встречная обмотка реле защиты; РН — регулятор напряжения; ППР — переключатель (винт) сезонной регулировки напряжения; РН_о — обмотка регулятора напряжения; R_б — резистор базы транзистора; R_т — резистор температурной компенсации; R_у — ускоряющий резистор; R_д — добавочные резисторы.

9 стальная, к ее торцу с внутренней стороны прикреплены болтами катушка обмотки возбуждения 8, навитая на стальной каркас. Обмотка выполнена из 500 витков провода ПЭВ-2 диаметром 0,74 мм. Начало обмотки соединено с массой генератора, а конец подведен к клемме Ш, помещенной на колодке 2 задней крышки 3. Крышка 3 и прикрепленная к ней лапа отлиты из алюминиевого сплава. На торцевой части крышки размещены клеммы с их обозначениями. К передней крышке приварены две лапы для крепления генератора и регулировки натяжения приводного ремня.

Выпрямитель ВП (рис. 178, б) состоит из корпуса и теплоотвода, выполненных из алюминиевого сплава, и шести полупроводниковых

Генератор Г306, который относится к усовершенствованным бесконтактным генераторам переменного тока с электромагнитным возбуждением, состоит из статора 5 (рис. 178, а) с обмоткой 7, ротора 6, задней 3 и передней 9 крышек, обмотки возбуждения 8, выпрямительного блока 10, шкива 11 с крыльчаткой и лап крепления.

Статор 5 набран из листов электротехнической стали, собранных в пакет. На девяти зубцах статора, равномерно распределенных по внутренней окружности, надеты девять катушек трехфазной обмотки. Катушки, выполненные из провода ПЭВ-2 диаметром 1,35 мм с эмалевой изоляцией и двойным покрытием имеют по двадцать восемь витков и закреплены на зубьях клиньями из стеклотекстолита. Каждая фаза обмотки состоит из трех последовательно включенных катушек. Фазы соединены в треугольник (рис. 178, б). Концы фаз обмотки статора ОС выведены к болтам 1 (рис. 178, а) клемм переменного тока, помещенным на изоляционной колодке 2 задней крышки 3 и обозначенных знаком «~». К этим же клеммам присоединены выводы выпрямителя ВП.

На вал ротора насажена шестиконечная звездочка, набранная из листов электротехнической стали, которые соединены заклепками. Опорами ротора служат шариковые подшипники 12 и 15 закрытого типа. Передняя крышка

диодов прямой 1 и обратной 2 полярности. Диоды 1 запрессованы в теплоотвод и отмечены по доньшку черной краской, а диоды 2 запрессованы в корпус и маркированы красной краской. Для улучшения охлаждения корпус выпрямителя оребрен. Выпрямитель собран по трехфазной мостовой схеме. Положительный полюс выпрямителя присоединен к клемме В на колодке 2 (рис. 178, а) генератора гибким проводом. Монтажные провода выпрямителя и катушки возбуждения подведены с внешней стороны генератора и защищены планками 14.

Магнитная цепь генератора замыкается вокруг обмотки возбуждения 8 по стальной крышке 9, каркасу обмотки возбуждения, воздушному зазору, статору 5 и крышке 9. При вращении ротора под каждым зубцом сердечника статора поочередно оказывается один из полюсов ротора, в результате чего магнитный поток, проходящий через зубцы статора, изменяется по величине и направлению. Когда зубец ротора 6 находится против зубца статора, магнитный поток в зубце статора наибольший, а при положении зубца статора против паза ротора магнитный поток в зубце статора наименьший. Пересечение обмоток статора пульсирующим потоком индуктирует в них переменную э. д. с.

Генераторы Г304 и Г305 по принципу работы не отличаются от генератора Г306, однако их схемы, конструкции и материалы не одинаковы. Генератор Г306 одностороннего возбуждения, а генераторы Г304 и Г305 — двухстороннего, так как имеют две катушки обмотки возбуждения, помещенные каждая в одну из стальных крышек и соединенные между собой параллельно. Масса и габариты генераторов Г304 и Г305 несколько больше, чем генератора Г306.

Описанные генераторы работают с реле-регуляторами типа РР362, РР362-Б.

При техническом обслуживании генераторов Г304, Г305 и Г306 необходимо следить за их чистотой, надежностью креплений, состоянием контактов, натяжением и исправностью приводного ремня.

§ 4. Транзисторные регуляторы напряжения

Контактно-транзисторный реле-регулятор (например, РР362-Б) предназначен для работы с синхронными генераторами переменного тока электромагнитного возбуждения контактного и бесконтактного типа. Реле-регулятор собран в общем корпусе, в одном отсеке которого помещены регулятор напряжения РН (рис. 178, б) и реле защиты РЗ, а в другом — транзистор и два диода. На обратной стороне панели расположены резисторы R_6 , R_T , R_y , R_d . Для лучшего охлаждения транзистор Т закреплен на латунной теплоотводящей пластине, а в крышке корпуса реле-регулятора над отсеком полупроводников предусмотрено вентиляционное отверстие. На панели реле-регулятора три клеммы: В — для присоединения выпрямителя, нагрузки и аккумуляторной батареи; Ш — для обмотки возбуждения ОВ генератора; М — для соединения с массой. Регулятор напряжения РН и реле защиты РЗ, предназначенное для защиты транзистора Т от пробоя при случайном замыкании электрической цепи обмотки возбуждения генератора на массу, размещены на изолированной от массы панели. Контакты реле РН и РЗ — серебряные, нормально открытые. Подвеска якорька РН представляет собой термобиметаллическую пластину, разгруженную от тока медным проводником.

Обмотка регулятора напряжения РН включена по схеме ускоряющего сопротивления. В цепь обмотки РН введено сопротивление температурной компенсации R_T . Обмотка РЗ, реле защиты РЗ включена последовательно в цепь обмотки возбуждения генератора. Нормальная работа реле-регулятора обеспечивается вспомогательными обмотками: встречной РЗ_в и удерживающей РЗ_у.

Реле-регулятор РР362-Б изменяет ток в цепи возбуждения генератора, регулируя тем самым его напряжение. Работает реле-регулятор РР362-Б следующим образом.

В момент нажатия на кнопку выключателя массы *ВМ*, когда двигатель еще не работает, а контакты реле *РН* и *РЗ* разомкнуты, образуется цепь базы транзистора: положительный зажим батареи — амперметр *А* — зажим *В* реле-регулятора — запирающий диод *Д1* — электроды базы *Б* и эмиттера *Э* — резистор *R_б* в цепи базы транзистора — масса — выключатель массы *ВМ* — отрицательный зажим батареи. Ток в цепи базы транзистора ограничивается в основном резистором *R_б*. В результате прохождения тока базы через переход (запирающий слой) между базой *Б* и эмиттером *Э* транзистора происходит резкое снижение сопротивления перехода эмиттер — коллектор (*Э—К*) транзистора (транзистор открывается).

В результате образуется цепь тока возбуждения генератора: положительный зажим батареи — амперметр *А* — зажим *В* регулятора — диод *Д1* — эмиттер *Э* — коллектор *К* транзистора — последовательная обмотка *РЗ_о* реле защиты — зажим *Ш* регулятора — обмотка возбуждения *ОВ* генератора — масса — выключатель массы *ВМ* — отрицательный зажим батареи *З*.

Сопротивления запирающего диода *Д1* перехода коллектор — эмиттер транзистора и последовательной обмотки *РЗ_о* реле защиты незначительны и практически не оказывают влияния на ток возбуждения генератора, который ограничивается омическим сопротивлением всей цепи и не превышает 3,2—3,6 А. Когда в цепи есть ток возбуждения, цепь тока базы остается включенной, благодаря чему транзистор открыт. Ток возбуждения вызывает сильное намагничивание ротора генератора, в результате чего его напряжение повышается до рабочего даже в том случае, если частота вращения двигателя мала. Генератор при этом развивает до 30—50% номинальной мощности, поэтому аккумуляторная батарея не разряжается. Это качество является весьма существенным преимуществом генераторов переменного тока, особенно для автомобильных двигателей, работающих значительное время с неполными нагрузками и в режиме холостого хода при малых частотах вращения.

В период работы генератора обмотка возбуждения питается током от кремниевых диодов *КД* выпрямителя *ВП*. Ток при этом также проходит по обмотке *РН_о* регулятора напряжения и по встречной обмотке *РЗ_в* реле защиты.

Путь тока в цепи обмотки *РН_о*: положительный зажим выпрямителя *ВП* — запирающий диод *Д1* — резистор *R_у* — резистор *R_т* — обмотка *РН_о* — масса — отрицательный зажим *М* выпрямителя *ВП*. Когда напряжение генератора ниже номинального, контакты *РН* остаются разомкнутыми.

Как только напряжение генератора станет равным 13,5—15 В, якорь притянется к сердечнику, и контакты *РН* замкнутся, соединив эмиттер и базу транзистора с положительными зажимами выпрямителя *ВП* и аккумуляторной батареи, что вызывает быстрое запирающее действие транзистора. Далее в цепь обмотки возбуждения генератора включаются резисторы *R_д* и *R_у*, в результате чего напряжение генератора понижается до номинального.

Цепь тока возбуждения генератора при закрытом транзисторе: положительный зажим выпрямителя *ВП* — зажим *В* реле-регулятора — запирающий диод *Д1* — резисторы *R_у* и *R_д* — последовательная обмотка *РЗ_о* реле защиты — зажим *Ш* реле-регулятора — обмотка возбуждения *ОВ* генератора — масса — отрицательный зажим *М* выпрямителя *ВП*. В дальнейшем снижение напряжения генератора вызовет размыкание контактов *РН* и отпирание транзистора; следовательно, процесс будет повторен.

Повышение частоты вибрации контактов реле PH , включенного по схеме ускоряющего сопротивления, происходит так. При замкнутых контактах PH увеличивается ток в резисторе R_y , поскольку через него проходят ток возбуждения генератора и ток обмотки PH . Это вызывает падение напряжения на зажимах резистора R_y , резкое уменьшение тока в обмотке PH и магнитного потока его сердечника, в результате чего пружина якорька быстро размыкает контакты. После размыкания контактов PH транзистор открывается, что увеличивает ток в цепи возбуждения генератора, из которой в этом случае выведены резисторы R_d .

С повышением частоты вращения ротора напряжение генератора после замыкания контактов регулятора напряжения и ток в его обмотке уменьшаются медленно, поэтому сердечник PH размагничивается плавно, а значит, большее время удерживает якорек притянутым, а контакты замкнутыми. Следовательно, при возрастании частоты вращения ротора генератора увеличивается время замкнутого состояния контактов PH за один период их работы, и в цепь обмотки возбуждения на более длительное время включаются резисторы R_d и R_y . Поскольку ток возбуждения и магнитный поток генератора при этом уменьшаются, то в результате напряжение на зажимах генератора сохраняется в требуемых пределах.

Отметим, что на всех режимах работы генератора ток возбуждения не проходит через контакты PH , как это имеет место при работе реле-регуляторов постоянного тока. Эта особенность генераторной установки переменного тока позволяет резко уменьшить окисление и разрушение контактов PH и значительно повысить надежность работы всей установки в сравнении с установкой постоянного тока.

При размыкании контактов PH в обмотке возбуждения индуцируется э. д. с. самоиндукции, вызывающая возникновение тока самоиндукции, совпадающего по направлению с основным током. Для защиты транзистора от пробоев в схему реле-регулятора включен диод D_r , образующий с обмоткой PZ_0 реле защиты контур гашения тока самоиндукции. Цепь тока самоиндукции: обмотка OB возбуждения генератора — обмотка PZ_0 реле защиты — диод D_r — масса — обмотка возбуждения OB .

Защита транзистора от большого тока при случайном замыкании цепи обмотки возбуждения на массу выполняется реле защиты PZ следующим образом. При замыкании зажима III генератора или реле-регулятора на массу увеличиваются ток в обмотке PZ_0 реле защиты и магнитный поток его сердечника. Одновременно будет замкнута накоротко встречная обмотка $PZ_в$ реле защиты. Вследствие этого магнитный поток сердечника резко возрастает, контакты реле защиты замкнутся, соединив эмиттер \mathcal{E} и базу B транзистора с положительными зажимами выпрямителя $ВП$ и батареи через разделительный диод D_p , ярмо, якорек и контакты реле защиты, соединительные проводники и зажим B реле-регулятора. Это вызовет резкое повышение сопротивления между эмиттером \mathcal{E} и коллектором K транзистора, в результате чего произойдет его запирающее. Транзистор остается закрытым, пока не устранено замыкание и не включена батарея.

Переключатель (винт) сезонной регулировки напряжения ППР реле-регулятора РР362-Б позволяет изменять регулируемое напряжение в пределах 0,8—1,2 В, в зависимости от сезона работы, а также в случае перезарядки аккумуляторной батареи или ее систематического недозаряда. Переключатель ППР состоит из дополнительной обмотки, размещенной поверх обмотки PH_0 регулятора напряжения, и контактного устройства. Корректировка напряжения достигается подключением дополнительной обмотки ППР к обмотке PH_0 регулятора напряжения или ее отъединением от обмотки PH_0 . Регулировку ведут винтом, не снимая крышку реле-регулятора. Ввертывая винт («зима»), соединяют обмотку PH_0 с корпусом, минуя дополнительную обмотку. При вывертывании

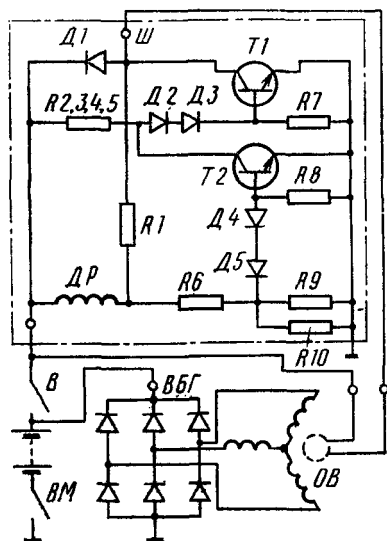


Рис. 179. Схема генератора Г272 переменного тока с бесконтактным транзисторным регулятором напряжения РР-356:

ОВ — обмотка возбуждения генератора; ВМ — выключатель массы; В — выключатель; R1—R10 — резисторы; Ш — клемма регулятора напряжения; T1 и T2 — кремниевые транзисторы; D4, D5 — стабилитроны; ДР — дроссель; D1, D2, D3 — диоды; ВБГ — выпрямительный блок генератора.

регулятора напряжения РР-356 (рис. 179). Генератор Г272 отличается от подобных генераторов переменного тока изоляцией обмотки возбуждения ОВ, что определяется подключением ее выводов и особенностями схемы регулятора напряжения. Один вывод обмотки ОВ через выключатель В присоединен к положительному выводу генератора, другой — к клемме Ш регулятора напряжения. Регулятор напряжения имеет кремниевые транзисторы T1 и T2, из которых основной T1 включен между обмоткой возбуждения ОВ генератора и массой (к ней присоединен эмиттер). Работает регулятор напряжения следующим образом. Когда выключатели В и ВМ замкнуты, дроссель ДР, резистор R6 и два параллельно соединенных резистора R9 и R10, образующие цепь делителя напряжения, находятся под напряжением батареи или генератора в зависимости от того, какое из напряжений этих источников тока больше. Дроссель ДР служит для сглаживания пульсации выпрямленного тока генератора. Последовательно соединенные стабилитроны D4 и D5 и резистор R8 образуют цепь, включенную параллельно резисторам R9 и R10.

Когда напряжение генератора ниже номинального, напряжение на стабилитронах D4 и D5 меньше напряжения стабилизации, и тока через них и резистор R8 практически нет; эмиттер и база транзистора T2, между которыми включен резистор R8, имеют равные потенциалы. Поскольку ток в цепи база — эмиттер транзистора T2 отсутствует, транзистор закрыт. При этом по цепи резисторов R2, R3, R4 и R5, диодов D2 и D3 и резистора R7 проходит ток.

Падение напряжения на резисторе R7 создает разность потенциалов между базой и эмиттером транзистора T1, в результате чего он открыт. По мере повышения частоты вращения генератора его напряже-

ния («лето») обмотка РН, соединяется с корпусом регулятора через дополнительную обмотку. В положение «лето» винт ППР устанавливают при температуре окружающего воздуха +5°С и выше. При температуре окружающего воздуха ниже 0°С винт ППР должен занимать положение «зима».

Бесконтактные транзисторные регуляторы напряжения отличаются от контактных наличием кремниевых транзисторов вместо германиевых, более простой схемой и лучшей надежностью. Кремниевые транзисторы обладают высокой температурной стойкостью, обеспечивающей работу в широком диапазоне положительных температур. Допустимое перенапряжение кремниевых транзисторов в аварийных режимах больше, чем германиевых. Они не требуют эксплуатационной подрегулировки в зависимости от времени года. Такие регуляторы применяются на генераторных установках переменного тока автомобилей ЗИЛ-130, ГАЗ-24, КамАЗ.

Генераторная установка автомобилей КамАЗ состоит из генератора переменного тока Г272 (см. § 2) и бесконтактного транзисторного регулятора

ние возрастает, пока не достигает регулируемого значения ($28,4 \pm \pm 0,8$ В). После этого стабилитроны *Д4* и *Д5* пробиваются, через резистор *R8* идет ток, и возникающее на нем падение напряжения открывает транзистор *T2*. Транзистор *T2* включен параллельно резистору *R7*, поэтому ток проходит через открытый транзистор *T2*, минуя резистор *R7*. Отсутствие тока в резисторе *R7* ведет к закрытию транзистора *T1* и размыканию цепи обмотки возбуждения *ОВ* генератора, вследствие чего его напряжение, а также напряжение на стабилитронах *Д4* и *Д5* падает. Когда напряжение на стабилитронах *Д4* и *Д5* станет ниже их напряжения стабилизации, ток в резисторе *R8* прекращается, транзистор *T2* закрывается, а транзистор *T1* открывается, и напряжение генератора возрастает. Процесс повторяется с определенной частотой, обеспечивающей поддержание напряжения в заданных пределах.

Диоды *Д2* и *Д3*, включенные последовательно резистору *R7*, предназначены для того, чтобы ток в резисторе *R7* не противодействовал полному закрытию транзистора *T1*. Включение диодов *Д2* и *Д3* ведет к росту сопротивления цепи, поэтому ток через резистор *R7*, когда открыт транзистор *T2*, мал и не оказывает влияния на транзистор *T1*. При переключении транзистора *T1* в закрытое состояние может возникнуть повышенное напряжение, вызванное э. д. с. самоиндукции в обмотке *ОВ*. Поэтому возникающий ток замыкается через диод *Д1*, подключенный параллельно обмотке *ОВ*, благодаря чему транзистор *T1* предохраняется от перенапряжения.

Стабилитроны *Д4* и *Д5* имеют отрицательный температурный коэффициент напряжения: при нагревании их напряжение стабилизации несколько снижается. Это обеспечивает температурную компенсацию регулируемого напряжения заряда аккумуляторной батареи в условиях изменяющихся температур, в связи с чем отпадает необходимость в специальных регулирующих устройствах.

Техническое обслуживание регулятора напряжения заключается в периодической его очистке и проверке контактных соединений проводов. Проверка регулируемого напряжения делается только в случае обнаружения неисправности, например при систематическом перезаряде или недозаряде аккумуляторной батареи.

§ 5. Аккумуляторные батареи

В аккумуляторной батарее электрическая энергия, поступающая в процессе ее зарядки от внешнего источника постоянного тока, превращается в химическую и в таком виде может быть запасена, а в процессе разрядки вновь преобразуется в электрическую энергию. Автотракторные аккумуляторные батареи называют *стартерными*, так как при малом внутреннем падении напряжения обладают свойствами кратковременно отдавать большой ток, необходимый для работы стартера.

Устройство кислотно-свинцовой аккумуляторной батареи. Такая батарея (рис. 180, а) состоит из трех или шести последовательно соединенных аккумуляторов напряжением около 2 В каждый. Бак *б* батареи изготавливается из эбонита или асфальто-пековой пластмассы, которым присущи хорошие кислотостойкие и изоляционные качества, высокая механическая и термическая прочность. Опорные призмы на дне бака предотвращают замыкание пластин через образующийся во время работы батареи осадок — шлам. Положительные *З* и отрицательные *1* пластины аккумулятора отливают в форме решеток из свинца с добавлением для прочности и лучших литейных качеств 6—8% сурьмы. Решетки пластин заполняют активной массой, состоящей из окисленного свинцового порошка, замешанного на водном растворе серной кислоты.

Активная масса положительных пластин менее прочная, чем отрицательных, поэтому они несколько толще. При сборе аккумуляторов

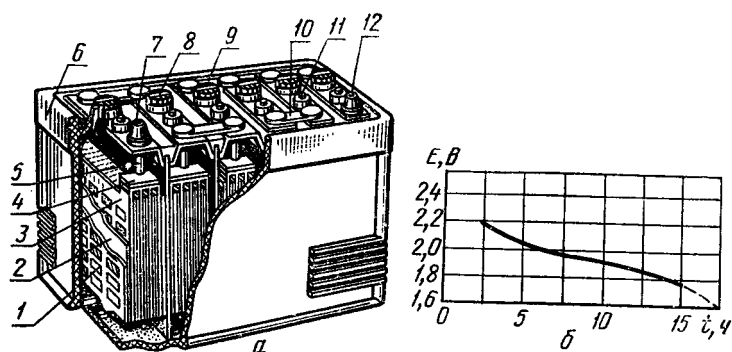


Рис. 180. Кислотно-свинцовая аккумуляторная батарея:

a — устройство; *б* — кривая разряда аккумулятора: 1 — отрицательная пластина; 2 — сепаратор; 3 — положительная пластина; 4 — мостик; 5 — штырь; 6 — бак; 7 — положительная клемма; 8 — пробка наливного отверстия; 9 — крышка; 10 — перемычка; 11 — вентиляционный штуцер; 12 — отрицательная клемма.

отрицательных пластин берут на одну больше, чем положительных, благодаря этому положительные пластины работают равномерно всей поверхностью и коробление крайних положительных пластин уменьшается. Спаянные между собой пластины образуют полублоки. Положительные и отрицательные пластины разделены сепараторами 2 из микропористого эбонита (мипора), микропористой пластмассы (мипласта) или других материалов. Аккумуляторы закрыты крышками 9, заливные отверстия закрываются пробками 8. В пробках сделаны отверстия для выхода газов во время зарядки батареи. Пространство между крышками и стенками моноблока заливается кислотостойкой мастикой, изготовленной из нефтяного битума и авиационного масла. Внутренний объем аккумулятора заполняют электролитом — раствором химически чистой серной кислоты в дистиллированной воде.

Активную массу положительных пластин полностью заряженной батареи составляет двуокись свинца PbO_2 темно-коричневого цвета, а отрицательных — губчатый (пористый) свинец Pb светло-серого цвета. При разрядке батареи активные массы положительных и отрицательных пластин, взаимодействуя с серной кислотой H_2SO_4 электролита, превращаются в сернокислый свинец $PbSO_4$ (сульфат свинца). В ходе разрядки батареи происходит разложение серной кислоты. Кислотный остаток SO_4^{2-} поглощается активными массами пластин, а в электролите остается вода H_2O .

Условное обозначение аккумуляторных батарей состоит из цифро-буквенного набора. Первая цифра указывает на число последовательно соединенных аккумуляторов, а две следующие буквы — на тип батареи (СТ — стартерная). Цифры за буквами равны номинальной емкости батареи в ампер-часах (А·ч) при непрерывном 10-часовом разряде и средней температуре электролита $30^\circ C$. Следующие далее буквы обозначают материал, из которого изготовлен бак (Э — эбонит, П — асфальтопечковая масса с кислотостойкими вставками, В — асфальтопечковый бак без вставок) и материал сепаратора (М — мипласт, МС — мипласт со стекловолоком, Р — мипор). Например, на тракторах МТЗ-80 и МТЗ-82 установлено две последовательно соединенные аккумуляторные батареи ЗСТ-215ЭМ; значит, в батарее три последовательно соединенных аккумулятора, по типу батарея стартерная, емкость батареи 215 А·ч, бак эбонитовый, сепараторы мипластовые.

Основные электротехнические показатели аккумуляторной батареи — э. д. с., напряжение на ее зажимах, внутреннее сопротивление, мощность и емкость.

Э. д. с. кислотного-свинцового аккумулятора (э. д. с. покоя), определяемая приближенно по формуле $E_0 = 0,84 + \gamma$, зависит от плотности электролита γ . Размер и количество пластин не оказывают влияния на значение э. д. с. аккумулятора. Степень заряженности аккумулятора также мало влияет на его э. д. с. При изменении плотности электролита в пределах 1,10—1,34 г/см³ э. д. с. аккумулятора изменяется пропорционально увеличению плотности.

Напряжение на зажимах аккумуляторной батареи меньше э. д. с. батареи на величину внутреннего падения напряжения. При возрастании внутреннего сопротивления напряжение аккумуляторной батареи уменьшается.

Внутреннее сопротивление аккумулятора зависит от количества и размера пластин, расстояния между ними, пористости сепаратора, плотности электролита и его температуры. Внутреннее сопротивление заряженного аккумулятора составляет 0,001—0,0015 Ом. По мере разряда аккумулятора его внутреннее сопротивление вследствие уменьшения плотности электролита повышается до 0,02 Ом.

Мощность батареи во внешней цепи равна произведению силы разрядного тока на напряжение батареи.

Емкость аккумулятора есть количество электричества, выражаемое в ампер-часах, которое отдает полностью заряженный аккумулятор при непрерывном его разряде до установленного предела. Различают номинальную (разрядную) и стартерную емкость. Номинальная емкость Q_n аккумуляторной батареи принято определять при непрерывном 10-часовом разряде до напряжения 1,7 В при средней температуре электролита $30 \pm 2^\circ \text{C}$. Стартерная емкость $Q_{ст}$ определяется при температуре $+30$ и -18°C . Разрядный ток должен быть в три раза больше номинальной емкости Q_n . Предельное снижение напряжения принято 1,5 В при 30° и 1 В при -18°C , а продолжительность разрядки соответственно 5,5 и 3 мин. На машинах устанавливаются батареи, емкость которых берется с некоторым запасом, чтобы компенсировать возможные перегрузки и обеспечить надежную работу в условиях пониженных температур, когда емкость батарей уменьшается.

Емкость аккумулятора зависит от размеров пластин, плотности и температуры электролита и силы разрядного тока. Чем больше пористость активной массы пластин, выше плотность и температура электролита, тем больше емкость аккумулятора. С ростом разрядного тока емкость аккумулятора уменьшается. Это объясняется тем, что по мере работы аккумулятора сернокислый свинец закрывает поры на поверхности активной массы пластин, в результате чего снижается отдача электричества. С усилением разрядного тока зарядная емкость аккумулятора также понижается, так как химические процессы, происходящие в активной массе пластин, до конца не завершаются. Изменение температуры электролита оказывает влияние на его вязкость. Увеличение вязкости электролита при понижении температуры приводит к уменьшению емкости аккумулятора. Повышение же температуры на 1°C (в пределах $15\text{—}20^\circ \text{C}$) увеличивает емкость батарей на 1%.

Для сохранения емкости батарей в нормальных пределах при низких температурах на некоторых конструкциях применяются внутренние электроподогревательные элементы, поддерживающие температуру электролита в пределах $+10 \div +5^\circ \text{C}$ и обеспечивающие нормальную отдачу тока при температуре окружающего воздуха от -25 до -40°C (автомобили КамАЗ).

Если батарея продолжительное время не работала, то емкость ее уменьшается. Поэтому при длительном хранении батарею периодически подзаряжают.

В процессе эксплуатации батареи происходит естественный износ пластин, сепараторов, сосудов. Зарядка и разрядка положительных

пластины связаны с постоянными объемными изменениями активной массы, так как объем сульфата свинца значительно больше, чем объем двуокиси свинца. Это ведет к разрыхлению активной массы и выпадению частичек двуокиси свинца в виде шлама, особенно под действием обильного газовыделения при зарядке. Со временем количество активной массы на пластинах уменьшается, емкость батареи падает. Отрицательные пластины в процессе работы также теряют свою работоспособность, так как губчатый свинец обладает свойством уплотняться и уменьшать активную поверхность.

Преждевременный износ батареи возможен по ряду причин. Основной из них является *сульфатация пластин*, то есть процесс образования на поверхности и в порах активной массы пластин крупнокристаллического сульфата свинца. Сульфатация вызывается систематическими недозарядками, глубокими разрядами, длительным содержанием батареи в разряженном состоянии, высокой температурой электролита, примесями или заливкой электролита плотностью выше нормы, а также саморазрядом, возникающим в результате неисправностей или несоблюдения правил технического обслуживания. Чтобы избежать сульфатации, батарея должна разряжаться до конечного напряжения 1,5—1,7 В (см. рис. 179, б), в зависимости от силы разрядного тока.

Признаки сульфатации пластин — повышение напряжения на элементах в начале зарядки, обильное преждевременное выделение газов, повышенная температура электролита, незначительное увеличение плотности и низкое напряжение в конце зарядки, меньшая емкость при разрядке.

В начальной стадии сульфатацию пластин можно преодолеть, заряжая аккумуляторную батарею пониженным током до появления заметного газовыделения. После этого батарею выключают на 20—33 мин, чтобы пузырьки газа вышли из пор активной массы пластин. Последующая зарядка ведется длительное время током, в три-четыре раза меньшим тока первой зарядки, до тех пор, пока плотность электролита станет постоянной.

Разрушение пластин может происходить также вследствие уплотнения губчатого свинца, что вызывается систематическим перезарядом батареи в результате неправильной регулировки реле-регулятора или высокой температурой электролита (более 45° С).

Выкрашивание активной массы (особенно на положительных пластинах) может быть следствием замерзания электролита. В этом случае батарею переносят в теплое помещение и после оттаивания электролита заряжают током первого заряда.

Перемена полярности батареи ведет к саморазряду, сульфатации, искривлению пластин и их разрушению. Коррозия и разрушение решетки положительных пластин вызываются глубокими разрядами и загрязнением электролита органическими веществами. Загрязненный электролит следует заменить. Для этого батарею заряжают током 10-часового разряда, сливают электролит и промывают батарею дистиллированной водой, которой наполняют бак доверху, и оставляют в батарее на 3—4 ч. После этого бак освобождают от воды и заливают электролит плотностью 1,29—1,30 г/см³. Спустя еще 3—4 ч батарею заряжают током номинального заряда.

Разрушение сепаратора становится причиной короткого замыкания и порчи пластин. Механические повреждения и нагревание клемм вызывают нарушение их контакта с наконечником. Контакт восстанавливают зачисткой контактных поверхностей, затяжкой зажимов, смазкой их техническим вазелином.

В процессе технического обслуживания аккумуляторные батареи проверяют и испытывают. Измеряя плотность электролита, судят о степени заряда батареи. Можно считать, что снижение плотности электро-

лита на $0,01 \text{ г/см}^3$ соответствует разряду батареи на 6%. Плотность электролита проверяют *денсиметром* с ценой деления 0,01 ед., помещенным в стеклянную пипетку. В зависимости от климатических условий, времени года и материала сепараторов аккумуляторы заполняют электролитом различной плотности, отнесенной к температуре 15°C . При составлении электролита температура раствора повышается, поэтому измеренную плотность пересчитывают на температуру 15°C по специальным таблицам или с учетом поправки $+0,0007$ на каждый градус изменения температуры электролита при температуре выше 15°C и $-0,0007$ на каждый градус изменения температуры электролита при температуре ниже 15°C .

Уровень электролита в баке должен быть на 10—15 мм выше предохранительного щитка, установленного над сепараторами. Э. д. с. аккумуляторной батареи измеряют вольтметром при отключенной внешней цепи и сравнивают с э. д. с. покоя E_0 . Если измеренная э. д. с. меньше э. д. с. покоя E_0 , значит внутри аккумулятора произошло короткое замыкание.

Напряжение на зажимах каждого аккумулятора измеряют нагрузочной вилкой, сопротивление которой около $0,012 \text{ Ом}$, а потребляемый ток — около 100 А . Напряжение на зажимах батареи определяют по вольтметру, включенному параллельно сопротивлению нагрузочной вилки. Во избежание разряда батареи нагрузочная вилка не должна быть включена более чем на 5 с. Значение напряжения на зажимах под нагрузкой характеризует степень зарядки аккумулятора. У исправной батареи разница между напряжениями на зажимах аккумуляторов под нагрузкой не должна превышать $0,1 \text{ В}$ (при нормальной плотности электролита).

Глава 19

ЗАЖИГАНИЕ РАБОЧЕЙ СМЕСИ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ИСКРОЙ

§ 1. Общие сведения

Рабочая смесь в цилиндрах карбюраторного двигателя воспламеняется искрой, возникающей при электрическом разряде между электродами свечи зажигания. В карбюраторных двигателях ток высокого напряжения, необходимый для создания искрового разряда, получают от приборов батарейного зажигания или магнето. Батарейное зажигание нашло применение на автомобильных двигателях, а зажигание от магнето в основном на пусковых двигателях тракторных дизелей.

Для получения искрового разряда требуется напряжение не менее $(7 \div 8) 10^3 \text{ В}$. На интенсивность разряда оказывают влияние искровой промежуток между электродами свечи, форма электродов, давление и температура в цилиндре двигателя, состав рабочей смеси и другие факторы. Увеличение искрового промежутка требует более высокого пробивного напряжения. Повышение температуры в цилиндре благоприятствует ионизации газов, поэтому напряжение искрового разряда может быть снижено. С увеличением давления газов необходимо большее пробивное напряжение.

С целью обеспечения высокой надежности воспламенения рабочей смеси приборы зажигания двигателей могут создавать напряжение $(20 \div 24) 10^3 \text{ В}$. Искровой промежуток свечи устанавливают с учетом степени сжатия двигателя, применяемого топлива в пределах $0,6—0,9 \text{ мм}$ в обычных системах зажигания и $1—1,2 \text{ мм}$ в транзисторных.

Рабочая смесь в цилиндре двигателя сгорает в течение нескольких тысячных долей секунды. Поэтому она должна быть воспламенена до

прихода поршня в в. м. т., то есть с некоторым опережением (см. § 4 главы 5). При оптимальном угле опережения зажигания сгорание рабочей смеси и повышение давления в цилиндре происходят в процессе приближения поршня к в. м. т. и заканчиваются при повороте коленчатого вала двигателя примерно на $10\text{--}12^\circ$ после в. м. т.

Если зажигание смеси преждевременное, то нарастание давления противодействует движению поршня к в. м. т., и энергия газов расходуется на отрицательную работу. Это ведет к падению мощности и экономичности двигателя. Внешними признаками раннего зажигания служат стуки, перегрев и неустойчивая работа двигателя на малых частотах вращения холостого хода. Если же рабочая смесь воспламенена в в. м. т. или несколько позже, то сгорание происходит при увеличивающемся объеме. Вследствие этого двигатель перегревается, его мощность и экономичность падают.

Оптимальный угол опережения зажигания для различных двигателей на основной частоте вращения и полной нагрузке колеблется в пределах $20\text{--}45^\circ$ по углу поворота коленчатого вала. Значение оптимального угла опережения зажигания зависит от степени сжатия, формы камеры сгорания, расположения свечи зажигания, частоты вращения состава рабочей смеси, сорта топлива, нагрузки и других факторов.

Повышение частоты вращения двигателя сопровождается сокращением времени его рабочего цикла, следовательно угол опережения зажигания должен быть также увеличен. Изменение угла опережения зажигания в зависимости от частоты вращения коленчатого вала осуществляется *центробежным регулятором опережения зажигания*.

Изменение нагрузки двигателя сказывается на скорости сгорания рабочей смеси, что также требует изменения угла опережения зажигания. При снижении нагрузки (или прикрытии дроссельной заслонки) карбюраторного двигателя относительное наполнение его цилиндра уменьшается, и свежий заряд рабочей смеси разбавляется большим количеством остаточных газов, в результате чего снижается скорость сгорания (и наоборот). Значит, угол опережения зажигания нужно увеличить при снижении нагрузки и уменьшать при ее возрастании. Изменение угла опережения зажигания в соответствии с нагрузкой осуществляется автоматически действующими устройствами — *вакуумными регуляторами опережения зажигания*.

На угол опережения зажигания влияют и свойства топлива (прежде всего октановое число). Для изменения угла опережения зажигания в зависимости от октанового числа топлива служат *октан-корректоры*.

§ 2. Свечи зажигания

Свечи зажигания служат для получения в камере сгорания двигателя искрового разряда, необходимого для воспламенения рабочей смеси.

Условия работы свечи весьма тяжелые, так как она испытывает переменные механические, тепловые и электрические нагрузки и подвергается вредному воздействию продуктов сгорания. Условия же охлаждения электродов неодинаковы — боковой электрод охлаждается лучше, чем центральный, заключенный в изолятор. Продукты сгорания топлива вызывают коррозию электродов свечи. От действия электрических разрядов концы электродов подвержены электрической эрозии. Все это предъявляет особые требования к качеству металла электродов и материалу изолятора центрального электрода.

Расположение свечи в камере должно обеспечивать высокую скорость бездетонационного сгорания топлива. Свечу устанавливают так, чтобы расстояние от нее до наиболее отдаленной части пространства камеры сгорания было по возможности меньшим. Размещение свечи над

впускным клапаном способствует лучшему ее охлаждению.

Устройство свечи зажигания. В стальном корпусе 9 (рис. 181) с резьбой и боковым электродом 7 внизу завальцован изолятор 5 с центральным электродом 6. Между корпусом и изолятором установлена уплотнительная муфта 10, предупреждающая прорыв газов наружу. Провод высокого напряжения 2 защищен наконечником 14 и присоединен к стержню центрального электрода через контактную втулку 11 и подавительное сопротивление 12. Электроды 6 и 7 выполнены из никельмарганцевой проволоки. Центральный электрод 6 укреплен во внутреннем канале изолятора при помощи термоцемента или другого герметика. Изолятор 5 наиболее ответственная деталь, от которой во многом зависит надежность работы свечи. Его изготавливают из керамических материалов, а для наиболее напряженных в тепловом отношении двигателей — из слюды, обладающей высокой теплопроводностью.

Нормальная работа свечи в существенной мере определяется ее тепловым режимом. Температура нижней части изолятора свечи во время работы двигателя должна обеспечивать сгорание масла, неизбежно попадающего на его поверхность. В противном случае в результате отложения нагара центральный электрод замыкается на массу. Однако температура нижней части изолятора не должна быть чрезмерной во избежание так называемого калильного зажигания. Оптимальная рабочая температура нижней части изолятора 500—800° С.

Тепловая характеристика свечи зависит от ее размеров: диаметра и длины резьбовой части корпуса и выступающего теплового конуса изолятора 5 за торец корпуса. Свеча с меньшей теплопередачей от изолятора к корпусу условно называется *горячей*, а свеча с большей теплопередачей — *холодной*.

Каждому типу двигателя должны соответствовать свечи зажигания с определенной тепловой характеристикой. Правильно подобранная свеча при исправно работающем в течение некоторого периода двигателе не покрывается слоем нагара. Изолятор свечи должен быть светло-коричневого цвета. Если двигатель после выключения зажигания не сразу перестает работать, это свидетельствует о калильном зажигании. Значит, необходимо применять более холодные свечи. Загрязнение же свечей нагаром, наоборот, указывает на пониженную температуру свечи, и, значит, надо применять более горячие свечи.

Тепловая характеристика свечи обозначается *калильным числом* — отвлеченной величиной, пропорциональной среднему индикаторному давлению, при котором во время испытания свечи на моторной установке в цилиндре двигателя начинает появляться калильное зажигание.

Свечи зажигания имеют следующие **условные обозначения:**

— резьбы на корпусе: А или М соответственно резьба М14×1,25 или М18×1,5;

— калильного числа (из ряда 8; 11; 14; 17; 20; 23; 26 условных единиц);

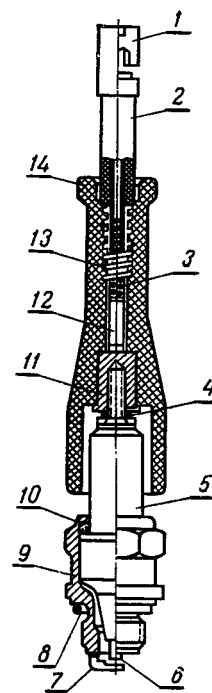


Рис. 181. Свеча зажигания искровая:

1 — наконечник провода; 2 — провод; 3 — пружина; 4 — стопорное кольцо; 5 — изолятор; 6 — центральный электрод; 7 — боковой электрод; 8 — уплотнительное кольцо; 9 — корпус; 10 — уплотнительная муфта; 11 — контактная втулка; 12 — подавительное (гасящее) сопротивление; 13 — контактный винт; 14 — защитный наконечник.

— длины резьбовой части корпуса: Н—11 мм, Д—19 мм;
— выступания теплового конуса изолятора за торец корпуса — В;
— герметизации по соединению изолятор — центральный электрод термоцементом — Т.

Длину резьбовой части корпуса 12 мм, отсутствие выступания теплового конуса за торец корпуса и герметизацию по соединению изолятор — центральный электрод каким-либо герметиком, кроме термоцемента, не обозначают.

Свеча зажигания (в качестве примера) с резьбой на корпусе М14×1,25, калильным числом 17, длиной резьбовой части корпуса 19 мм, имеющей выступание теплового конуса изолятора за торец корпуса и загерметизированной по соединению изолятор — центральный электрод иным герметиком, кроме термоцемента, будет иметь маркировку: А17ДВ ГОСТ 2043—74.

Свеча зажигания с резьбой на корпусе М18×1,5, калильным числом 11, длиной резьбовой части корпуса 12 мм, не имеющей выступания теплового конуса изолятора за торец корпуса и загерметизированной по соединению изолятор — центральный электрод термоцементом, маркируется, как М11Т ГОСТ 2043—74.

Техническое обслуживание свечей зажигания заключается в периодическом их осмотре, удалении нагара, регулировке зазора между электродами. Нагар удаляют, погружая свечи в бензин и очищая мягкой щеткой из медной проволоки. Искровой промежуток регулируют, подгибая боковой электрод. Зазор проверяют круговым щупом из калиброванной проволоки. Ставя на двигатель свечу, ее затягивают специальным ключом.

Глава 20

СИСТЕМЫ БАТАРЕЙНОГО ЗАЖИГАНИЯ И ЗАЖИГАНИЯ ОТ МАГНЕТО

§ 1. Общие сведения о батарейном зажигании

В систему батарейного зажигания (рис. 182) входят источники постоянного тока (аккумуляторная батарея 7, генератор), катушка зажигания 1, прерыватель, распределитель 5, конденсатор 8, свечи зажигания 6, резистор 4, включатель зажигания 13, провода низкого и высокого напряжения.

Катушка зажигания 1 преобразует ток низкого напряжения в ток высокого напряжения, необходимого для создания искрового разряда между электродами свечи. Катушку образуют первичная 3 и вторичная 2 обмотки; к ней подключен резистор 4.

Прерыватель, позволяющий в нужный момент разорвать цепь низкого напряжения, состоит из рычажка 12 с контактом 11, изолированных от массы, неподвижного контакта 10, соединенного с массой, конденсатора 8, включенного параллельно контактам 10 и 11. Контакты размыкаются кулачком 9.

Распределитель 5 направляет ток высокого напряжения к свечам в соответствии с порядком работы цилиндров двигателя. Электрод его вращающегося ротора последовательно замыкает электроды крышки, соединенные проводами высокого напряжения со свечами зажигания 6.

Включатель зажигания 13 — это контактное устройство, позволяющее включать стартер, контрольно-измерительные приборы, а также некоторые другие устройства (электродвигатели отопителя, стеклоочистителя, радиоприемник и т. д.) и размыкать первичную цепь при неработающем двигателе.

Когда зажигание включено и контакты 10 и 11 прерывателя замкнуты, в первичной цепи под действием э. д. с. аккумуляторной батареи (или генератора) проходит ток низкого напряжения.

Цепь тока низкого напряжения: положительный зажим батареи 7 — включатель зажигания 13 — резистор 4 — первичная обмотка 3 катушки зажигания 1 — рычажок 12 — контакты 11 и 10 прерывателя — масса — отрицательный зажим батареи.

При замкнутых контактах ток первичной цепи создает вокруг витков первичной обмотки нарастающий магнитный поток, который, пересекая ее витки, наводит в этой обмотке э. д. с. самоиндукции противоположного направления. Одновременно в витках вторичной обмотки индуцируется э. д. с. взаимной индукции (около 2000 В), недостаточная для пробоя искрового промежутка; тока во вторичной цепи нет.

Когда кулачок 9 разомкнет контакты 11 и 10 прерывателя, цепь тока низкого напряжения разрывается. Исчезающий магнитный поток пересекает витки первичной и вторичной обмоток, сердечник и наружный магнитопровод, в результате чего в первичной обмотке индуцируется э. д. с. самоиндукции, а во вторичной — э. д. с. взаимной индукции $(12 \div 24) 10^3$ В. Под действием этого напряжения между электродами свечи возникает надежный искровой разряд и по цепи зажигания проходит электрический ток высокого напряжения.

При размыкании контактов в первичной обмотке возникает э. д. с. самоиндукции (200—300 В), которая стремится задержать исчезновение тока в первичной цепи, снизить э. д. с. вторичной обмотки, а кроме того, вызывает искрение между контактами и их обгорание. Конденсатор 8, подключенный параллельно контактам прерывателя, устраняет эти явления, отводя э. д. с. самоиндукции на свободную емкость в начальный период размыкания контактов, а при полном их размыкании конденсатор разряжается на первичную обмотку 3 катушки зажигания. Благодаря этому ускоряется исчезновение магнитного потока, увеличивается э. д. с. вторичной обмотки и контакты предохраняются от обгорания.

Путь тока высокого напряжения в цепи зажигания: вторичная обмотка 2 — первичная обмотка 3 — резистор 4 — включатель зажигания 13 — положительный зажим — отрицательный зажим батареи — масса — боковой электрод — искровой промежуток — центральный электрод свечи зажигания 6 — электрод крышки распределителя 5 — искровой промежуток — электрод ротора распределителя — вторичная обмотка 2 катушки зажигания.

На значения э. д. с., индуцируемой во вторичной обмотке катушки зажигания, оказывает влияние ток первичной цепи, коэффициент трансформации, индуктивность первичной обмотки, емкость конденсатора и емкость первичной цепи. Напряжение во вторичной обмотке увеличивается прямо пропорционально току первичной цепи, сила которого составляет 1,5—2,5 А. С ростом тока первичной цепи повышается магнитный поток, создаваемый первичной обмоткой, а следовательно, и ток

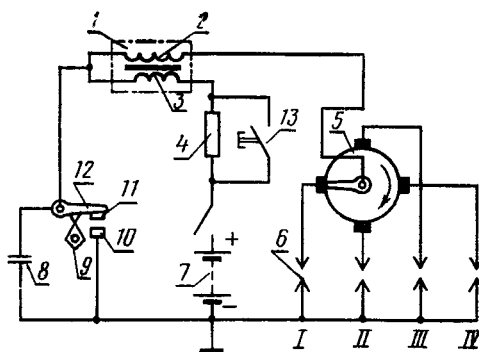


Рис. 182. Схема системы батарейного зажигания:

1 — катушка зажигания; 2 — вторичная обмотка; 3 — первичная обмотка; 4 — резистор; 5 — распределитель; 6 — свеча зажигания; 7 — аккумуляторная батарея; 8 — конденсатор; 9 — кулачок; 10 — неподвижный контакт; 11 — подвижный контакт; 12 — рычажок прерывателя; 13 — включатель зажигания; I, II, III, IV — порядковые номера цилиндров двигателя.

самоиндукции вторичной обмотки. Увеличение коэффициента трансформации и индуктивности первичной обмотки также способствует повышению э. д. с., индуктируемой во вторичной обмотке. Емкость конденсатора должна быть оптимальной (0,17—0,28 мкФ). С повышением емкости по отношению к указанной максимальное напряжение во вторичной обмотке снижается, потому что в этом случае время заряда и разряда конденсатора увеличивается, а скорость изменения магнитного потока уменьшается. С применением конденсатора меньшей емкости усиливается искрение между контактами при их размыкании, исчезновение тока в первичной цепи замедляется, а вместе с этим понижается э. д. с. вторичной обмотки.

Значение э. д. с., индуктируемой во вторичной обмотке, зависит от скорости размыкания и зазора между контактами, поскольку этими параметрами определяется скорость исчезновения магнитного потока, создаваемого током первичной обмотки. При замыкании контактов происходит восстановление магнитного потока первичной обмотки и возникает э. д. с. самоиндукции замыкания, направленная против тока батареи и затормаживающая нарастание тока в первичной цепи. Чем больше частота вращения коленчатого вала двигателя и число его цилиндров, тем больше частота замыканий и размыканий контактов и тем меньше время замкнутого их состояния. Так как для нарастания тока в первичной цепи до максимального значения необходимо некоторое время, то при определенной частоте вращения коленчатого вала ток в первичной обмотке не сможет достигнуть требуемого значения, и напряжение во вторичной обмотке понизится.

Чтобы уменьшить падение напряжения во вторичной цепи в области больших частот вращения, применяют специальные резисторы, изготовленные из материалов с положительным температурным коэффициентом, то есть с повышением температуры их сопротивление увеличивается. Усиление тока в резисторах, изготовленных из никелевой и константановой проволоки, от 1 до 3,5 А и соответственное повышение их температуры сопровождаются ростом сопротивления от 1,4 до 4,6 Ом.

Когда двигатель работает на малых частотах вращения, время замыкания контактов прерывателя достаточно велико. Поэтому ток в первичной цепи достигает максимального значения и вызывает нагрев резистора, в результате чего увеличивается общее сопротивление первичной цепи. Благодаря этому ограничивается ток первичной обмотки, а нагревание катушки зажигания и искрение контактов снижаются; резистор, таким образом, предохраняет катушку и контакты от аварийных режимов. С увеличением же частоты вращения ток не успевает достичь максимального значения, поэтому сопротивление резистора и всей первичной цепи уменьшается. Это позволяет избежать ослабления тока первичной цепи, а следовательно, поддержать напряжение во вторичной цепи в пределах, достаточных для надежного воспламенения рабочей смеси.

Во время пуска двигателя стартером резистор замыкается накоротко, что способствует получению более интенсивных разрядов между электродами свечей зажигания и облегчает запуск двигателя.

§ 2. Катушки зажигания и прерыватели-распределители

Катушки зажигания. На автомобилях (с электрооборудованием напряжением 12 В) устанавливаются катушки зажигания Б5-А (ГАЗ-66), Б102-Б (ЗИЛ-131, «Урал 375»), Б13 (ГАЗ-53А, ГАЗ-66, ЗИЛ-130), Б114 (ГАЗ-53А, ЗИЛ-130), Б-115 (ГАЗ-24) и др. С целью снижения уровня радиопомех, создаваемых системой зажигания, катушки Б5-А, Б102-Б снабжены специальными экранирующими устройствами. Чтобы улучшить условия охлаждения, первичную обмотку располагают

поверх вторичной. У катушек Б5-А, Б13, Б102-Б, Б114 для лучшей изоляции обмоток все пустоты заполнены маслом. Катушка Б114 контактно-транзисторных систем зажигания отличается от катушек обычных систем тем, что один конец ее вторичной обмотки присоединен к массе через корпус катушки. Это исключает прохождение тока высокого напряжения через транзистор и способствует его сохранности. Обмоточные данные катушки следующие: первичная обмотка из 180 витков провода диаметром 1,25 мм и общим сопротивлением 0,4 Ом. Малое сопротивление первичной обмотки повышает ток первичной цепи и магнитный поток вокруг ее витков. Вторичная обмотка из 41 500 витков провода диаметром 0,06 мм и общим сопротивлением 21 000 Ом.

Прерыватель-распределитель Р4-Д (рис. 183, а) устанавливается на автомобилях с транзисторной системой зажигания. Основными его частями служат прерыватель тока низкого напряжения, распределитель тока высокого напряжения, вакуумный и центробежный регуляторы опережения зажигания и октан-корректор, собранные в общем узле. Их назначение охарактеризовано ранее.

Прерыватель-распределитель устроен следующим образом. В бронзовой втулке 3 корпуса 2 установлен валик 1, приводимый во вращение от валика масляного насоса двигателя. Валик вращает кулачок 7, ротор 10 и центробежный регулятор 4 опережения зажигания с частотой, в два раза меньшей частоты вращения коленчатого вала двигателя. Кулачок 7 напрессован на втулку 5 валика и зафиксирован замочным

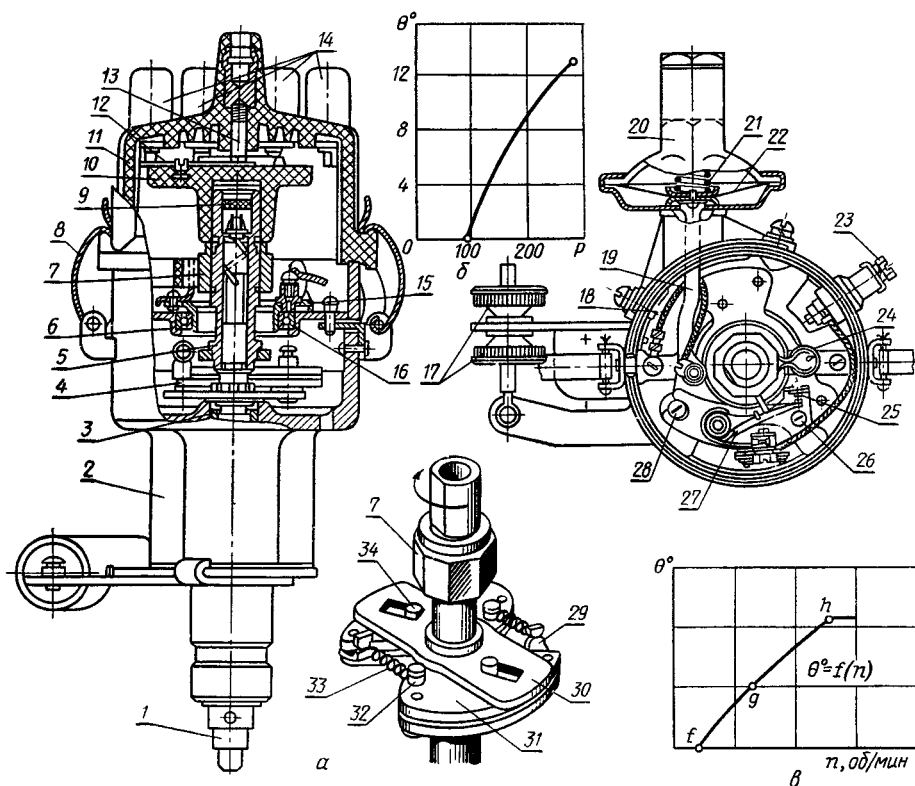


Рис. 183. Прерыватель-распределитель Р4-Д:

а — устройство: 1 — валик; 2 — корпус; 3, 5 — втулки; 4 — центробежный регулятор опережения зажигания; 6, 15 — пластины; 7 — кулачок; 8 — пружинная пластина; 9, 24 — фильцы; 10 — ротор; 11 — крышка; 12 — электрод; 13 — уголок; 14 — боковые выводы электродов крышки; 16 — шариковый подшипник; 17 — гайки октан-корректора; 18 — провод; 19 — тяга; 20 — камера; 21 — пружина; 22 — диафрагма; 23 — зажим прерывателя; 25 — неподвижный контакт; 26 — винт; 27 — рычажок; 28 — эксцентрик; 29 — стойка; 30 — поводковая пластина; 31 — грузик; 32 — ось; 33 — пружина; 34 — шпилька; б — характеристика вакуумного регулятора опережения зажигания; в — характеристика центробежного регулятора опережения зажигания.

кольцом. Число выступов кулачка равно числу цилиндров двигателя. Смазка подается фильцем 24, пропитанным маслом.

Прерыватель тока низкого напряжения состоит из подвижной пластины 15, на которой помещен неподвижный контакт 25, и подвижного контакта, закрепленного на качающемся рычажке 27. Контакты прерывателя вольфрамовые. К рычажку прикреплены текстолитовая подушечка и пружина, свободный конец которой прикреплен винтом к изолированному от корпуса кронштейну, соединенному с зажимом 23 прерывателя. Текстолитовая подушечка изолирует рычажок от массы, а медная пластина разгружает пружину от тока первичной цепи.

Пластина неподвижного контакта 25 установлена на оси рычажка 27 прерывателя. Смещая пластину неподвижного контакта вокруг оси рычажка, эксцентриком 28 регулируют зазор между контактами до 0,35—0,45 мм. Подвижная пластина 15 помещена в шариковом подшипнике 16 пластины 6, прикрепленной к корпусу 2, и может поворачиваться тягой 19 вакуумного регулятора. Пластины прерывателя соединены медным проводом 18 для уменьшения сопротивления первичной цепи и защиты шарикового подшипника.

Распределитель тока высокого напряжения состоит из ротора 10 с электродом 12, крышки 11 с боковыми электродами и уголка 13 с пружиной. Ротор и крышка выполнены из изолирующего материала. Ротор установлен на лыске втулки 5 и зафиксирован от осевых смещений. В крышке 11, прикрепленной к корпусу 2 пружинными пластинами 8, помещен центральный ввод для провода высокого напряжения. В нем с внутренней стороны расположен уголок 13 с пружиной, прижимающей провод к электроду 12 ротора. К боковым выводам 14 электродов крышки присоединяются наконечники проводов высокого напряжения, идущие к свечам зажигания.

Вакуумный регулятор опережения зажигания собран в камере 20 и прикреплен к корпусу прерывателя-распределителя. В камере размещены диафрагма 22, нагруженная пружиной 21. Тяга 19 одним концом соединена с диафрагмой, а другим — с подвижной пластиной 15 прерывателя. Камера со стороны прерывателя сообщается с атмосферой, а со стороны пружины — через штуцер и трубку — со смесительной камерой карбюратора за дроссельной заслонкой.

При большой нагрузке двигателя дроссельная заслонка карбюратора открыта почти полностью, поэтому разрежение в смесительной камере карбюратора и полости регулятора незначительно, и тяга 19 удерживает прерыватель в положении позднего зажигания. При снижении нагрузки двигателя дроссельная заслонка прикрывается, разрежение в смесительной камере карбюратора и полости регулятора возрастает, диафрагма 22 прогибается в сторону пружины 21, тяга 19 поворачивает подвижную пластину 15 навстречу вращению кулачка и угол θ° опережения зажигания увеличивается (рис. 183, б). Изменение регулировки опережения зажигания вакуумным регулятором по кулачку прерывателя составляет от 0 до 10° при разрежении p в пределах 80—250 мм рт ст. (10,7—33,3 кПа).

Центробежный регулятор опережения зажигания 4 образуют расположенная внизу пластина (на рисунке не показана) с осями 32, грузики 31 со шпильками 34, пружины 33, поводковая пластина 30. Грузики свободно сидят на осях 32 и стягиваются пружинами 33. Концы пружин прикреплены к осям и стойкам 29. Шпильки 34 грузиков входят в прорези поводковой пластины 30, жестко соединенной с кулачком 7.

Для получения требуемой характеристики изменения угла опережения зажигания в зависимости от изменения частоты вращения вала двигателя применены пружины разной упругости. Пружина с большей

упругостью в нерабочем состоянии имеет некоторую свободу движения в осевом направлении, тогда как для перемещения более слабой пружины необходимо приложить определенное усилие.

При небольшой частоте вращения вала двигателя грузики *31* неподвижны и угол опережения зажигания не меняется (точка *f* на рис. 183, *в*). При возрастании частоты вращения грузики под действием центробежной силы расходятся и поворачивают кулачок *7* (рис. 183, *а*) в направлении вращения валика (показано стрелкой), в результате чего увеличивается угол опережения зажигания. Участок кривой $\theta^\circ = f(n)$ (рис. 183, *в*) между точками *f* и *g* соответствует действию только слабой пружины. В точке *g* зазоры между ушками и креплением пружины большей упругости будут выбраны, и она начнет оказывать действие на изменение угла опережения зажигания, стремясь поддерживать его в оптимальных пределах. При достижении определенной частоты вращения (точка *h*) расхождение грузиков ограничивается упором шпильки *34* (рис. 183, *а*) в прорези поводковой пластины *30*, и увеличение угла опережения зажигания будет приостановлено. Пределы изменения угла опережения зажигания θ° центробежным регулятором по кулачку прерывателя составляют от 0 до 19° при частоте вращения кулачка от 200 до 1600 об/мин.

Октан-корректор (рис. 184) состоит из верхней *3* и нижней *5* пластин, из которых первая прикреплена болтом *4* к корпусу *7* прерывателя-распределителя, а вторая — болтом, входящим в прорезь *а*, к блоку цилиндров двигателя. На нижней пластине нанесена шкала октан-корректора. К нижней пластине гайками привернута тяга *1*, соединенная с верхней пластиной *3*. При вращении гаек *2* верхняя пластина *3* и корпус *7* прерывателя-распределителя перемещаются в пределах прорези *а* нижней пластины *5*. Перемещение корпуса прерывателя на одно деление шкалы нижней пластины соответствует изменению угла опережения зажигания на 2° по углу поворота коленчатого вала двигателя.

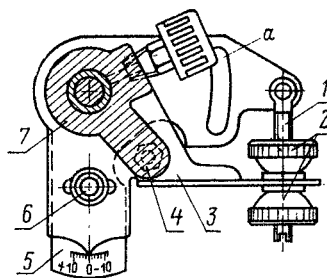


Рис. 184. Октан-корректор:

1 — тяга; 2 — гайки; 3 — верхняя пластина; 4 — болт; 5 — нижняя пластина; 6 — заклепка; 7 — корпус прерывателя-распределителя.

§ 3. Транзисторные системы зажигания

Развитие карбюраторных двигателей характеризуется увеличением числа цилиндров, повышением частоты вращения коленчатого вала и степени сжатия. Системы зажигания обычного типа работают надежно при ограниченных значениях указанных параметров. Для форсированных двигателей требуется более высокое вторичное напряжение. Электронные системы зажигания предоставляют для этого большие возможности, они отличаются высокой надежностью и просты в обслуживании. Различают полупроводниковые контактно-транзисторные и бесконтактно-транзисторные системы зажигания. Серийно выпускаются контактно-транзисторные системы зажигания.

Контактно-транзисторная система зажигания (на примере автомобилей ГАЗ-53А и ЗИЛ-130) отличается от обычной, главным образом, наличием транзисторного коммутатора *1* (рис. 185) и дополнительного резистора *16*. Кроме того, другие обмоточные данные у катушки зажигания *13* и на прерывателе-распределителе, который условно показан в виде отдельных устройств *6* и *8*, не устанавливается конденсатор *8* (см. рис. 182).

В транзисторный коммутатор 1 (рис. 185) входят германиевый транзистор 2, германиевый диод $D1$, кремниевый диод $D_{ст}$, два керамических резистора $R1$ и $R2$, конденсатор $C1$, электролитический конденсатор $C2$ и импульсный трансформатор $ИТ$. Транзисторный коммутатор включен между катушкой зажигания 13 и источниками тока (генератором 21 и батареей 20) и выполняет функции усилителя.

Германиевый транзистор 2 типа $p-n-p$ введен последовательно в первичную обмотку 12 катушки зажигания 13. Первичная обмотка 12 включена в цепь эмиттера Э, а контакты 7 прерывателя 6 — в цепь базы Б. При замкнутых контактах прерывателя транзистор открывается, переходя в состояние насыщения, и пропускает рабочий ток в первичную цепь зажигания, а когда контакты разомкнуты, транзистор закрывается, переходя в состояние отсечки, и прерывает путь рабочего тока в первичной цепи.

Импульсный трансформатор $ИТ$ создает отрицательный импульс напряжения, чтобы резко закрыть транзистор и ускорить процесс его переключения.

К рассматриваемой системе зажигания также относятся: источники тока низкого напряжения (аккумуляторная батарея 20 и генератор

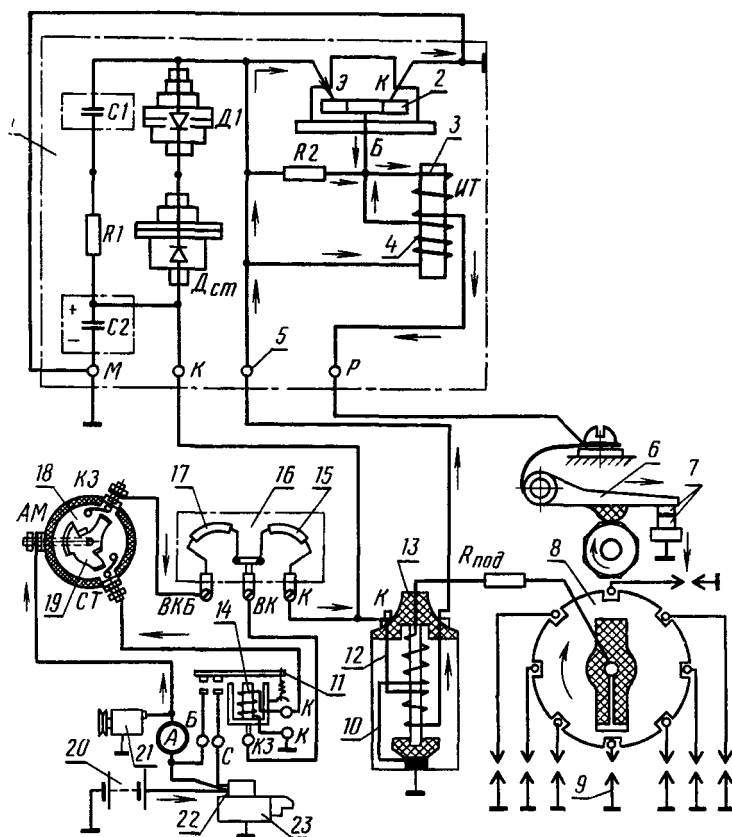


Рис. 185. Схема контактно-транзисторной системы зажигания:

1 — транзисторный коммутатор ТК-102; 2 — транзистор ГТ 701-А; Э — эмиттер; Б — база; К — коллектор; ИТ — импульсный трансформатор; 3 — первичная обмотка ИТ; 4 — вторичная обмотка ИТ; $D1$ — диод; $D_{ст}$ — диод (стабилитрон); $R1$, $R2$ — резисторы; $C1$, $C2$ — конденсаторы; М, К, Р — контакты транзисторного коммутатора; 5 — контакт транзисторного коммутатора (без обозначения); 6 — прерыватель; 7 — контакты; 8 — распределитель; 9 — свеча зажигания; 10 — вторичная обмотка; 11 — реле включения; Б, С, КЗ, К — контакты реле включения; 12 — первичная обмотка; 13 — катушка зажигания Б114; К — контакт катушки зажигания; $R_{под}$ — резистор; 14 — обмотка реле включения; 15, 17 — резисторы сопротивлением по 0,5 Ом; 16 — дополнительный резистор СЭ 107; ВКБ, ВК, К — контакты резистора; 18 — выключатель зажигания ВК21; 19 — подвижной контакт включения зажигания; АМ и КЗ — контакты выключателя зажигания; 20 — аккумуляторная батарея; 21 — генератор; 22 — зажим тягового реле стартера; 23 — стартер; А — амперметр.

21), выключатель зажигания 18, провода низкого и высокого напряжения, подавительный резистор $R_{\text{под}}$, свечи зажигания 9.

При включении зажигания и контрольных приборов подвижный контакт 19 выключателя зажигания 18 замыкает контакты АМ и КЗ. Если контакты 7 прерывателя 6 разомкнуты, транзистор 2 закрыт и тока в цепи зажигания нет.

При замыкании контактов прерывателя в цепи управления транзистора идет ток (показаны стрелки на рисунке): положительный зажим батареи 20 — зажим 22 тягового реле стартера — амперметр А — контакт АМ выключателя зажигания 18 — резисторы 17 и 15 — первичная обмотка 12 катушки зажигания — контакт 5 (без обозначения на нем) транзисторного коммутатора. Далее ток разветвляется по трем параллельным направлениям: вторичная обмотка 4 ИТ, резистор R2, эмиттер Э и база Б транзистора. Затем ток из трех ветвей проходит по первичной обмотке 3 ИТ, через замкнутые контакты 7 прерывателя 6, по массе автомобиля на отрицательный зажим аккумуляторной батареи 20. Сопротивление перехода между эмиттером Э и коллектором К транзистора снижается, в результате чего транзистор открывается и включает цепь тока низкого напряжения первичной цепи зажигания.

Цепь тока низкого напряжения следующая: положительный зажим батареи 20 — зажим 22 тягового реле стартера — амперметр А — выключатель зажигания 18 — дополнительный резистор 16 — первичная обмотка 12 катушки зажигания — эмиттер Э, база Б и коллектор К транзистора — масса — отрицательный зажим батареи 20.

Когда двигатель не работает и транзистор открыт, ток в первичной цепи достигает 8 А, а при увеличении частоты вращения коленчатого вала ток снижается до 3 А. При включении стартера выключатель зажигания 18 через контакт СТ соединяет обмотку 14 реле включения 11 с аккумуляторной батареей (подвижный контакт 19 выключателя замыкает контакт СТ). Ток, поступивший в обмотку 14 реле включения 11, намагничивает сердечник, и контакты реле замыкаются. Первичный ток следует через контакты, якорек, сердечник и контакт КЗ реле включения 11, контакт ВК резистора, резистор 15 (резистор 17 замкнут накоротко) и далее по цепи рабочего тока низкого напряжения, как уже описывалось. Поскольку сопротивление резистора 16 уменьшается, рабочий ток низкого напряжения и магнитный поток сердечника катушки 13 зажигания увеличиваются.

Когда контакты 7 прерывателя разомкнуты, ток управления прерывается, транзистор 2 закрывается и включает цепь первичного тока. В результате исчезновения тока управления во вторичной обмотке 4 импульсного трансформатора ИТ возникает э.д.с. взаимной индукции, действующая навстречу току первичной цепи. Прерывание тока первичной цепи и пересечение обмоток катушки зажигания магнитным потоком ускоряются, и во вторичной обмотке 10 катушки зажигания индуцируется э.д.с. $(17 \div 30) 10^3$ В, а в первичной обмотке 12 образуется э.д.с. самоиндукции около 100 В. Из вторичной обмотки 10 катушки зажигания ток высокого напряжения поступает в распределитель 8, далее подается на свечу зажигания 9 и по массе возвращается во вторичную обмотку катушки 13.

Э.д.с. взаимной индукции вторичной обмотки 4 ИТ гасится на резисторе R2.

Э.д.с. самоиндукции первичной обмотки 12 катушки зажигания заряжает конденсатор С1, поэтому ток в цепи диода $D_{\text{ст}}$ уменьшается, а при разомкнутых контактах конденсатор разряжается через первичную обмотку 12 катушки зажигания и резистор R1.

В блок защиты транзистора включены диоды Д1 и $D_{\text{ст}}$. Диод Д1 препятствует движению тока от батареи к транзистору через диод $D_{\text{ст}}$,

минуя первичную обмотку катушки зажигания, а диод $D_{ст}$ предохраняет транзистор 2 от действия э. д. с. самоиндукции.

Электролитический конденсатор $C2$ защищает транзистор от возможных импульсных перенапряжений в цепи генератор — аккумуляторная батарея.

Для лучшего охлаждения германевого транзистора (температура окружающего воздуха не должна быть выше $65^{\circ}C$) транзисторные коммутаторы размещают в кабине.

Контактно-транзисторные системы зажигания автомобилей ГАЗ-53А и ЗИЛ-130 однотипны и отличаются в основном распределителями (Р13-Д на первом и Р4-Д на втором).

Техническое обслуживание приборов батарейного зажигания предусматривает очистку от пыли, тщательный внешний осмотр, выявление возможных неисправностей, проверку проводов и смазку прерывателя-распределителя. Основные неисправности приборов батарейного зажигания таковы: обгорание контактов прерывателя, уменьшение или увеличение зазора между контактами, потеря пружины прерывателя упругости, износ граней кулачка, ослабление натяжения пружин грузиков центробежного регулятора, ослабление пружины или повреждение диафрагмы вакуумного регулятора. Окисленные контакты зачищают абразивной пластинкой или надфилем. Зазор между контактами прерывателя (0,35—0,45 мм) восстанавливают регулировкой. Приборы батарейного зажигания проверяют и регулируют на стендах СПЗ-8М, СПЗ-6, КИС-968 и др.

§ 4. Принцип действия и устройство магнето

Магнето (рис. 186, а) представляет собой магнитоэлектрическую машину, состоящую из генератора переменного тока низкого напряжения, прерывателя и автотрансформатора тока высокого напряжения с распределителем.

Магнитную систему генератора, в которой создается переменный магнитный поток, образуют вращающийся двухполосный постоянный магнит-ротор 8 и боковые стойки с сердечником 5. Обмотка 3 на сердечнике 5 и прерыватель с конденсатором 1, входящие в состав генератора, предназначены для получения тока низкого напряжения и резкого изменения созданного им магнитного потока. Концы обмотки 3 (150—230 витков) соединены с массой: один непосредственно, а другой через контакты прерывателя, которые периодически замыкает кулачок 10, закрепленный на валике ротора 8. Параллельно контактам прерывателя включен конденсатор 1.

Трансформатор состоит из первичной, в качестве которой используется обмотка 3 генератора переменного тока, и вторичной 4 обмоток. Вторичная обмотка из 11—13 тыс. витков намотана на первичную и одним концом соединена с ней и через нее с массой, а другим по проводу — с центральным электродом свечи зажигания 7.

При вращении магнита-ротора 8 создается переменный магнитный поток, который проходит по стойкам и сердечнику 5 и наводит в витках первичной обмотки 3 э. д. с., в результате чего при замкнутых контактах в ней появляется переменный ток. Так как магнитный поток пересекает также и витки вторичной обмотки 4 трансформатора, то здесь индуцируется э. д. с. около 1500 В, которой недостаточно для искрового разряда между электродами свечи. Ток низкого напряжения первичной цепи создает вокруг сердечника трансформатора значительный магнитный поток. Когда ток в первичной обмотке достигает максимума, кулачок 10 набегаёт на выступ рычажка прерывателя 2 и замыкает первичную цепь. Магнитный поток, пересекая с большой ско-

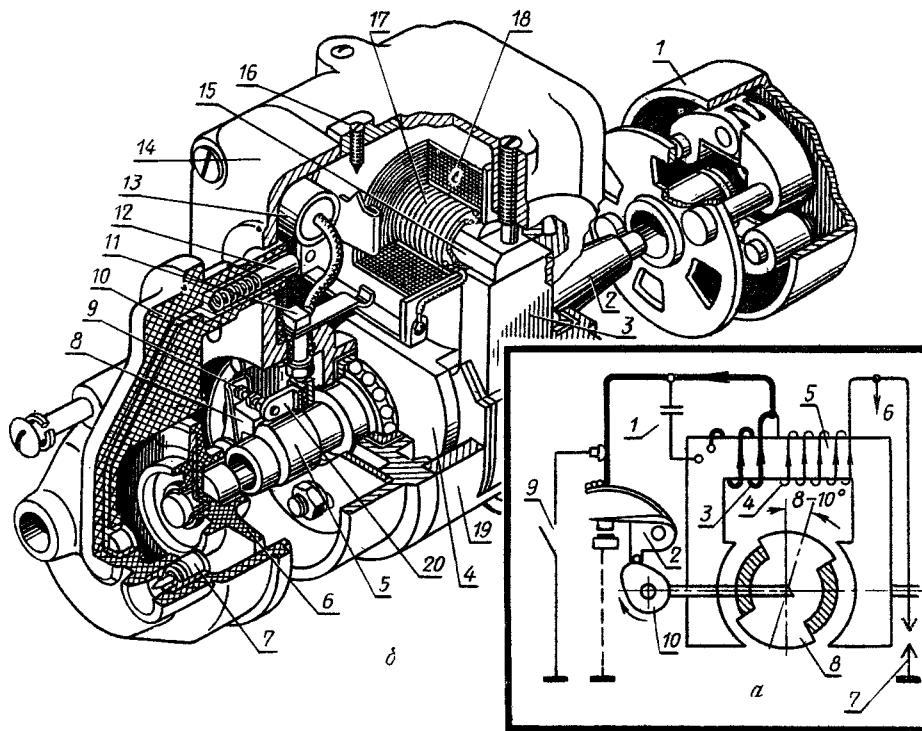


Рис. 186. Магнето:

a — схема: 1 — конденсатор; 2 — прерыватель; 3 — первичная обмотка; 4 — вторичная обмотка; 5 — сердечник; 6 — искровой предохранительный промежуток; 7 — свеча зажигания; 8 — магнит-ротор; 9 — выключатель зажигания; 10 — кулачок; *b* — устройство: 1 — муфта опережения; 2 — вал; 3 — стойка с полюсными башмаками; 4 — ротор с магнитом; 5 — кулачок; 6 — бегунок; 7 — клемма вывода высокого напряжения; 8 — рычажок прерывателя; 9 — контакт рычажка; 10 — крышка распределителя; 11 — клемма; 12 — токосъемник; 13 — конденсатор; 14 — крышка; 15 — сердечник; 16 — предохранитель; 17 — первичная обмотка; 18 — вторичная обмотка; 19 — корпус; 20 — стойка с контактом.

ростью витки вторичной обмотки, индуцирует в ней э. д. с. высокого напряжения, и между электродами свечи зажигания 7 происходит разряд, воспламеняющий рабочую смесь. Одновременно с возникновением э. д. с. вторичной обмотки в первичной образуется э. д. с. самоиндукции, достигающая 300 В. Эта э. д. с. заряжает конденсатор, благодаря чему уменьшается искрение между контактами, более быстро исчезают ток в первичной цепи и созданный им магнитный поток и повышается э. д. с. во вторичной обмотке. Чтобы предохранить изоляцию вторичной обмотки от пробоя при возрастании напряжения вследствие нарушения контактов во вторичной цепи, предусмотрен искровой промежуток 6.

Для выключения зажигания служит выключатель 9, замыкающий первичную обмотку на массу.

В зависимости от числа цилиндров двигателя, на которой устанавливается магнето, различают одно-, двухцилиндровые и т. д. магнето. Начиная с двухцилиндровых, магнето оснащены распределителем, который в определенной последовательности распределяет ток высокого напряжения по свечам цилиндров.

Угол опережения зажигания магнето устанавливается постоянным или регулируется (вручную или автоматически). При разомкнутых контактах прерывателя угол поворота ротора влияет на магнитный поток в сердечнике трансформатора и индуцируемую им э. д. с. в первичной обмотке. Каждую половину оборота магнитный поток трансформатора один раз уменьшается до нуля и изменяет свое направление. Скорость

убывания магнитного потока достигает максимума при нейтральном положении ротора, когда магнитный поток замыкается через башмаки полюсных наконечников.

В первичной и вторичной обмотках индуцируются э. д. с., значения которых зависят от числа витков и скорости изменения магнитного потока. Наибольшего значения э. д. с. достигает при максимальной скорости изменения магнитного потока, когда магнит устанавливается в нейтральное (вертикальное) положение, соответствующее углам поворота 90 и 270°. Следовательно, за один оборот магнита в первичной и вторичной обмотках трансформатора два раза индуцируется э. д. с. разного направления.

Предположим, что контакты прерывателя все время находятся в замкнутом состоянии, тогда в первичной цепи протекает ток, создающий вокруг витков первичной обмотки магнитный поток; складываясь с магнитным потоком ротора, он образует результирующий магнитный поток, индуцирующий в замкнутой первичной цепи э. д. с., максимальное значение которой соответствует нейтральному положению ротора. Магнитный поток первичной обмотки, изменяясь при вращении ротора, наводит э. д. с. самоиндукции, которая вызывает уменьшение тока, поэтому максимальное значение тока будет отставать от максимального значения индуцированной э. д. с. на некоторый угол α поворота ротора от его нейтрального положения.

Для получения максимального напряжения во вторичной цепи контакты прерывателя должны начать размыкаться, когда ток и созданный им магнитный поток первичной цепи будут наибольшими, то есть при повороте ротора магнето на угол α от нейтрального (вертикального) положения, который называется *абрисом*. Значение абриса указывается заводом-изготовителем и составляет 8—10°.

Для правильной сборки на магнето делают специальные метки, позволяющие так установить прерыватель тока, чтобы момент начала размыкания его контактов соответствовал абрису.

На пусковых двигателях тракторов применяются **магнето роторного типа** с вращающимся магнитом и неподвижными обмотками. Двухцилиндровое магнето правого вращения (на примере магнето М48-В1 пускового двигателя П-23М трактора Т-130) состоит из корпуса 19 (рис. 186, б), ротора 4 с магнитом и кулачком 5, крышки 14, катушки (трансформатора) с первичной 17 и вторичной 18 обмотками, прерывателя с рычажком 8, стойкой 20 с контактом, распределителя, конденсатора 13 и автомата (муфты) опережения зажигания. В корпусе 19 залиты полюсные башмаки со стойками 3 и прикреплен клемма 11 выключателя зажигания. Ротор 4 состоит из вала 2 и пакета ламелей, напрессованного на магнит. В конусной части вала закреплена муфта опережения зажигания. На крышке 14 магнето размещены пластина прерывателя, конденсатор 13 и предохранитель 16. Вал ротора установлен в двух шариковых подшипниках, помещенных наружными обоймами в корпусе 19 и крышке 14. На сердечнике 15 трансформатора, набранном из стальных пластин, помещены первичная 17 и вторичная 18 обмотки. По торцам катушка защищена щеками, на которых укреплен соединительная пластина, а к ней припаяны конец первичной и начало вторичной обмоток. Вывод вторичной обмотки (через контактный штифт) соединен с центральной клеммой распределителя. Карболитовым бегунком 6 и боковыми электродами распределителя ток высокого напряжения распределяется по свечам. Рычажок прерывателя 8 с контактом 9, стойкой 20 с неподвижным контактом и фильц для смазки кулачка 5 собраны на общей пластине. Муфта опережения зажигания действует автоматически в зависимости от частоты вращения ротора.

На пусковых двигателях ПД-10М тракторов ДТ-75, ДТ-75М, Т-74, Т-4А устанавливается одноцилиндровое магнето М24-А1. На тракторах

Т-40М с пусковым двигателем ПД-8 применяется магнето М-130, которое отличается от магнето М24-А1 конструкцией отдельных деталей.

Техническое обслуживание магнето предполагает ежедневную его чистку от пыли и грязи, проверку надежности крепления на двигателе, осмотр состояния соединительной муфты. Периодически проверяют и при необходимости зачищают и регулируют контакты прерывателя. Зазор между полностью разомкнутыми контактами должен составлять 0,25—0,35 мм.

Глава 21

ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАРТЕРЫ

§ 1. Общие сведения

Электрический стартер (с механизмами привода и управления) приводит во вращение коленчатый вал двигателя при пуске. Он должен развивать достаточную для пуска двигателя мощность при заданных температурных условиях; автоматически выключаться после пуска двигателя и не включаться во время его работы; создавать большой крутящий момент при возможно меньшем токе. Электрическую энергию стартер получает от аккумуляторной батареи.

В стартерах применяются электродвигатели постоянного тока с последовательным или смешанным возбуждением (рис. 187, а), причем первые получили преимущественное распространение, поскольку развивают наибольший крутящий момент при трогании. Их недостаток заключается в том, что по мере уменьшения момента сопротивления (нагрузки) частота вращения якоря возрастает, а после того, как двигатель поступит в работу и стартер будет разгружен, частота вращения якоря достигает больших значений. Для исключения этого явления на стартерах СТ-113 и некоторых других обмотка возбуждения соединена по смешанной схеме. В этом случае во время работы стартера э.д.с. якоря не противодействует току в цепи параллельной обмотки 2. Поэтому магнитный поток параллельной обмотки будет значителен при любой частоте вращения якоря, что и ограничивает частоту его вращения в режиме холостого хода.

Характеристика стартера (рис. 187, б) отражает зависимость частоты вращения, мощности и крутящего момента стартера от тока в его цепи. Как видно из характеристики, крутящий момент достигает максимума при неподвижном якоре. По мере нарастания частоты вращения в секциях обмотки якоря индуктируется обратная э.д.с., и крутящий момент стартера начинает уменьшаться. Наибольшая мощность, развиваемая стартером, соответствует току, примерно равному половине его максимального значения. При холостом ходе частота вращения якоря достигает 7000 об/мин (последовательное возбуждение), а потребляемый ток будет наименьшим.

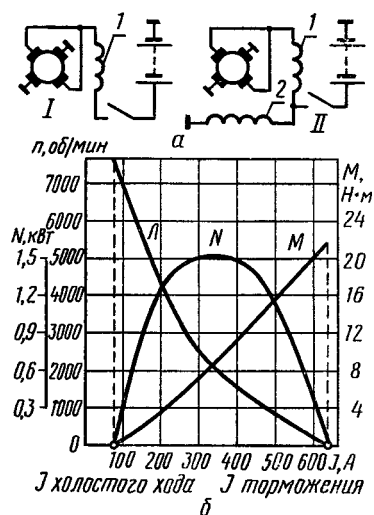


Рис. 187. Включение обмоток возбуждения стартера и его характеристика:

а — схемы включения обмоток возбуждения: I — последовательное; II — смешанное; 1 — последовательная обмотка; 2 — параллельная обмотка; б — характеристика стартера.

§ 2. Механизмы привода и управления стартеров

Стартеры различают по типу механизма привода и управления.

Механизм привода служит для сцепления шестерни стартера с венцом маховика перед включением стартера в электрическую цепь и ее автоматического отключения от шестерни маховика, как только двигатель начнет работать.

Механизм управления предназначен для включения тока в цепь стартера после сцепления шестерни стартера с венцом маховика и выключения тока в этой цепи после того, как двигатель начнет работать.

Механизм привода может быть механическим и электромагнитным, а управление непосредственным или дистанционным.

У стартера с механическим приводом и непосредственным управлением (рис. 188, а) на шлицах вала может перемещаться втулка 4 и вводить шестерню 5 стартера 8 с венцом маховика двигателя. Нижнее плечо рычага 3 оканчивается вилкой, охватывающей втулку 4, а верхний соединен с рукояткой 2 включения стартера. Шестерня 5 соединена с втулкой 4 и роликовой муфтой свободного хода 6 так, что ведомая часть муфты образует одно целое с шестерней, а ведущая — с валом стартера. При наклоне рукоятки 2 в направлении стрелки вилка рычага 3 перемещает муфту 6 вместе с шестерней и вводит шестерню в зацепление с венцом маховика. В конце хода рукоятки 2 упор на рычаге 3 замыкает контакты включателя 9, и якорь стартера начинает вращаться.

После пуска двигателя рычаг 2 занимает исходное положение под действием возвратной пружины 7. Если же по окончании пуска двигателя рычаг не будет отпущен, то роликовая муфта свободного хода предохранит стартер от разноса, так как вращение венца маховика передается на шестерню 5, от которой якорь отключен. Стартеры этого типа применяются на пусковых двигателях тракторов Т-130 (СТ-204), ДТ-75М, ДТ-75 и Т-74 (СТ-350Б).

В стартере с электромагнитным приводом и дистанционным управлением рычаг 3 посредством электромагнита — тягового реле 2 (рис. 188, б) вводит в зацепление шестерню 4 стартера 5 с венцом маховика. При замыкании контактов включателя 1 ток поступает в обмотку тягового реле 2, и его якорь, перемещаясь в левую сторону, поворачивает рычаг 3 и вводит шестерню 4 в зацепление с венцом маховика. Контакт

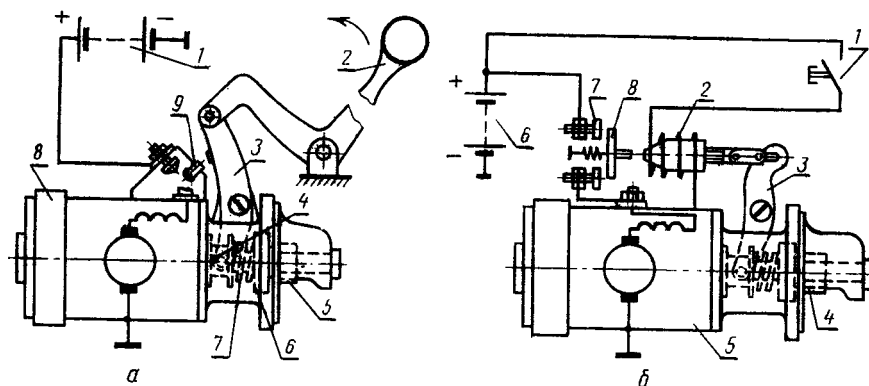


Рис. 188. Схемы стартеров:

а — с механическим приводом и непосредственным управлением: 1 — аккумуляторная батарея; 2 — рукоятка; 3 — рычаг; 4 — втулка; 5 — шестерня; 6 — роликовая муфта свободного хода; 7 — возвратная пружина; 8 — стартер; 9 — включатель стартера; б — с электромагнитным приводом и дистанционным управлением: 1 — включатель; 2 — тяговое реле; 3 — рычаг; 4 — шестерня; 5 — стартер; 6 — аккумуляторная батарея; 7 — контакты; 8 — пластина.

ты 7 тягового реле 2 замыкаются пластиной 8, и ток поступает в обмотку стартера 5. Как только двигатель вступит в работу, водитель отпускает кнопку включателя 1, контакты 7 и цепь стартера размыкаются, и шестерня 4 выходит из зацепления с венцом маховика подобно тому, как было описано выше. Стартеры с электромагнитным приводом и дистанционным управлением нашли преимущественное распространение на автомобилях и всех тракторах с электростартерным пуском, а также на пусковых двигателях тракторов Т-4А, Т-150, Т-150К, Т-70С.

У большинства стартеров тракторов, грузовых и легковых автомобилей для самовыключения шестерни и предохранения стартера от разгона используются роликовые муфты свободного хода, действие которых описывалось выше. Этой же цели служат специальные фрикционные муфты свободного хода у стартеров СТ-721 (БелАЗ-540), СТ-212Р1 (ЮМЗ-6), СТ-212Р (Т-40М) и др., которые действуют подобно роликовым муфтам с той лишь разницей, что при включении стартера крутящий момент от вала якоря стартера к приводной шестерне 5 (рис. 188, а) передается через сжатые фрикционные диски муфты. Если двигатель запущен, но стартер не выключен, шестерня 5 привода с обоймой и фрикционными дисками, имеющими большую частоту вращения, чем вал якоря, повернут муфту по резьбе втулки, диски фрикционной муфты разъединятся, и шестерня привода отключится от вала якоря.

На автомобилях семейства КамАЗ в приводе стартера СТ-142 применена храповая муфта свободного хода. Привод размещен на направляющей втулке 11 (рис. 189) с внутренними шлицами и наружной ленточной резьбой. Втулка установлена на шлицах вала стартера и может перемещаться в осевом направлении. Храповая муфта состоит из ведущей 5 и ведомой 10 полумуфт, из которых первая накручена на ленточной резьбе направляющей втулки 11, а вторая, выполненная заодно с приводной шестерней, может вращаться на шейке втулки. Храповые зубья полумуфт 5 и 10 прилегают друг к другу и допускают проворачивание ведомой полумуфты 10 относительно ведущей 5 только в направлении вращения якоря стартера. Для сцепления полумуфт служит пружина 4.

Ведомая полумуфта 10 зафиксирована в корпусе 3 замковым кольцом 7. Кольцо 1 препятствует смещению корпуса 3 вдоль втулки 11. Буферная резиновая шайба 2 смягчает удары при включении стартера. Устройство, обеспечивающее автоматическую блокировку храповой муфты в расцепленном состоянии в период между пуском двигателя и выключением стартера, состоит из трех сегментных сухарей 9, равномерно размещенных внутри полумуфты 10. Цилиндрическая поверхность сухарей входит направляющие штифты 8, запрессованные в полумуфту 10. Конические поверхности втулки 6 прилегают к фаскам сухарей и прижимают их к направляющей втулке 11.

Включение тяговым реле шестерни привода и тока в цепи стартера происходит аналогично описанному выше. Крутящий момент стартера передается приводной шестерне направляющей втулкой 11 и храповым зацеплением полумуфт 5 и 10. Когда двигатель заведен, но стартер еще не отключился, ведущая полумуфта отодвигается от ведомой на высоту зуба храпового зацепления, сжимая пружину 4, и муфта пробуксовыва-

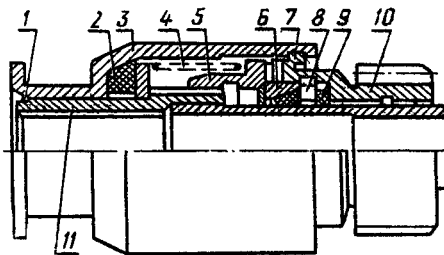


Рис. 189. Привод стартера с храповой муфтой:

1, 7 — замковые кольца; 2 — буферная резиновая шайба; 3 — корпус; 4 — пружина; 5 — ведущая полумуфта; 6, 11 — втулки; 8 — штифт; 9 — сухарь; 10 — ведомая полумуфта.

ет. Одновременно полумуфта 5 смещает втулку 6 и освобождает сухари, которые под действием центробежной силы перемещаются вдоль направляющих штифтов 8 и блокируют муфту в разъединенном положении, предупреждая износ ее зубьев. Когда стартер будет выключен, полумуфты сцепляются под действием пружины 4 и втулка 6 возвращает сухари в первоначальное положение. В сравнении с другими механизмами привода рассматриваемый не требует повторных включений, если шестерня стартера упрется в торцы зубьев венца маховика, потому что в этом случае корпус 3 привода и направляющая втулка 11 продолжают движение по шлицам вала, сжимая пружину 4. Втулка 11 поворачивает полумуфту 5 на ее ленточной резьбе, и зубцы приводной шестерни входят в зацепление с зубцами маховика.

§ 3. Стартер СТ-103 с электромагнитным приводом и дистанционным управлением

Стартер СТ-103 (рис. 190, а) применяется для пуска автомобильных дизелей ЯМЗ-236, ЯМЗ-238, а также ЯМЗ-240Б трактора К-701.

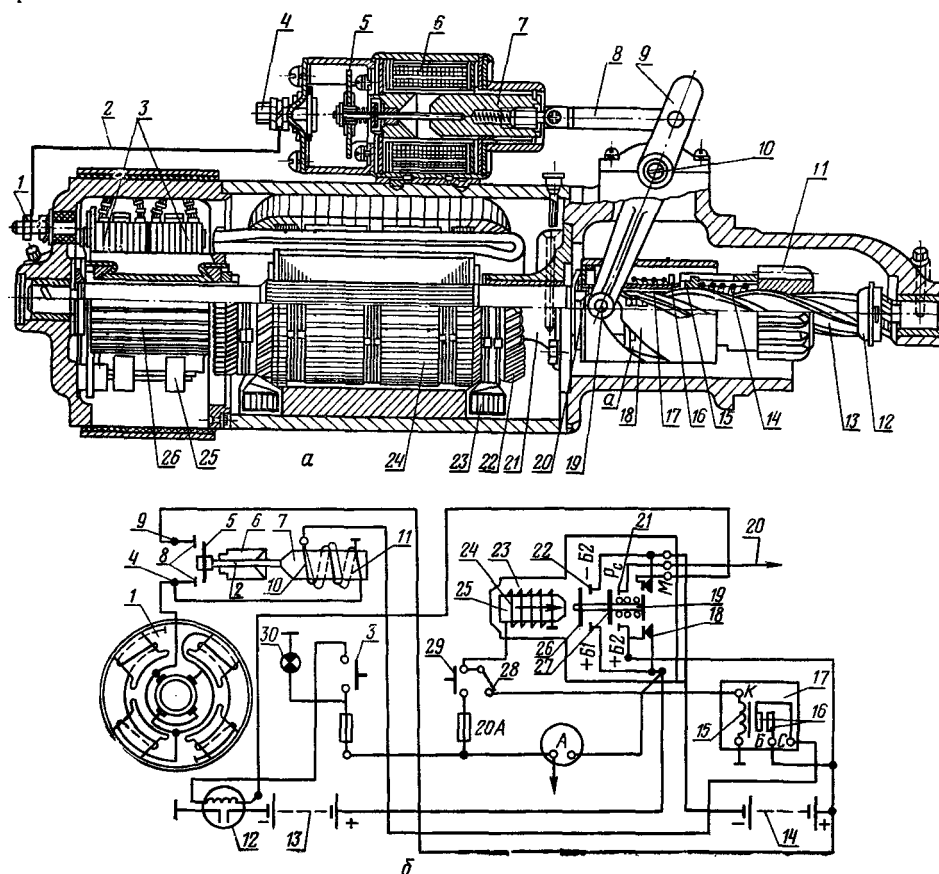


Рис. 190. Стартер СТ-103:

а — устройство: 1. 4 — клеммы; 2 — шина; 3 — щетки; 5 — контактный диск; 6 — тяговое реле РС103; 7 — якорек; 8 — серьга; 9 — рычаг; 10, 14, 17, 25 — пружины; 11 — шестерня; 12 — упорное кольцо; 13 — вал; 15 — гайка; 16 — шайба; 18 — стакан; 19 — палец; 20 — ступица; 21 — опорный диск; 22 — обмотка якоря; 23 — обмотка возбуждения; 24 — якорь; 26 — коллектор; 6 — электрическая схема включения стартера: 1 — стартер; 2 — шток; 3 — клемма включения массы; 4, 5, 6, 7 — те же позиции, что на рисунке 190, а; 8 — неподвижные главные контакты; 9 — клемма; 10 — втягивающая обмотка; 11 — удерживающая обмотка; 12 — выключатель массы; 13, 14 — левая и правая аккумуляторные батареи; 15 — обмотка реле включения; 16 — контакты реле включения; 17 — реле включения РС502; 18 — серебряный контакт; 19 — шток; 20 — провод к клемме электродвигателя привода маслозакачивающего насоса; 21 — дополнительный контакт; 22 — главный контакт; 23 — переключатель ВК30-Б; 24 — обмотка; 25 — сердечник; 26 и 27 — главный и дополнительный контактные диски; 28 — выключатель тягового реле; 29 — пусковая кнопка; 30 — контрольная лампа включения массы.

В электрическую схему системы пуска (на примере К-701) входят стартер 1 (рис. 190, б), аккумуляторные батареи 14 и 13 (правая и левая), тяговое реле 6, переключатель 23, реле включения 17, выключатель массы 12, распределительная аппаратура (кнопка выключателя массы, пусковая кнопка, выключатель привода стартера).

Электродвигатель стартера (рис. 190, а) — четырехполюсный постоянного тока, с последовательным возбуждением, напряжением 24 В, мощностью 7 кВт. На внутренней поверхности корпуса, закрытого крышками, размещены четыре полюса с обмотками возбуждения 23, каждая из которых содержит 7,5—8 витков неизолированного медного проводника прямоугольного сечения $2,1 \times 12,5$ мм. Витки обмотки изолированы плотной бумагой, а катушки оплетены хлопчатобумажной лентой и пропитаны лаком. Якорь 24, установленный в трех скользящих бронзовых подшипниках, состоит из вала 13 с резьбой, сердечника, обмоток 22 и коллектора 26. Подшипники якоря размещены в крышках и среднем опорном диске 21. В 27 пазах сердечника уложено по одному витку обмотки из медной ленты $3,53 \times 6,4$ мм. Концы секций обмотки 22 якоря присоединены к пластинам коллектора 26. Пружины 25 прижимают к коллектору четыре угольные щетки 3, установленные в щеткодержателях на крышке. Две отрицательные щетки соединены с массой, а две положительные закреплены в изолированных от массы щеткодержателях. К ним присоединен один конец обмотки возбуждения, а второй выведен к изолированной клемме 1 на корпусе стартера.

Привод стартера электромагнитный, включение шестерни принудительное, а выключение автоматическое. На валу 13 якоря помещен стакан 18 с косым пазом, в который входит палец 19 рычага 9. Стакан через свою ступицу 20 может перемещаться по ленточной резьбе вала. На ступицу насажена шайба 16, отжимаемая пружиной 17. По резьбе вала может двигаться гайка 15; специальное углубление на резьбе вала 13 фиксирует гайку, когда шестерня 11 привода выключена. Выступы гайки 15 входят в прорези шестерни 11. Между гайкой и торцом шестерни помещена пружина 14. На конце вала закреплено упорное кольцо 12.

При включении стартера тяговое реле 6 поворачивает рычаг 9, палец 19 перемещает стакан 18 по валу вправо, а ступица 20 передвигает ведущую гайку 15 по резьбе вала. Усилие от гайки передается через пружину 14 шестерне, которая, вращаясь, движется до упора в кольцо 12 и входит в зацепление с венцом маховика. После этого тяговое реле 6 подает ток в цепь стартера, и его якорь начинает вращаться, в результате чего стакан перемещается своим винтовым пазом *a* по пальцу 19 и занимает первоначальное положение. Когда запуск двигателя окончен, шестерня благодаря разности частот ее вращения и якоря движется по резьбе вала и выходит из зацепления с венцом маховика, а пружина 17 смягчает возникающий при этом удар. После выключения стартера возвратная пружина 10 пальца рычага 9 устанавливает контактный диск 5 тягового реле и стакан 18 в исходное положение.

Тяговое реле 6, прикрепленное к корпусу стартера, служит для перемещения механизма привода и подключения стартера к аккумуляторным батареям. В его состав входят якорек 7, шарнирно соединенный с серьгой 8 рычага 9 привода, контактный диск 5 на подвижном сердечнике, два неподвижных контакта 8 (рис. 190, б), размещенные на втулке, и две обмотки: втягивающую 10 (последовательную) и удерживающую 11 (параллельную). Обмотки намотаны в одну сторону, и их магнитные потоки действуют согласно. Один конец удерживающей 11 обмотки соединен с массой, а втягивающей 10 через клемму 4 — с клеммой 1 (рис. 190, а) стартера. Другие концы обмоток 10 (рис. 190, б) и 11 присоединены к проводу, подключаемому к клемме С реле включения 17.

Переключатель 23 аккумуляторных батарей позволяет переключить их с параллельного соединения (12 В) на последовательное (24 В) для одновременного питания стартера и электродвигателя привода маслозакачивающего насоса.

Переключатель состоит из корпуса, контактного устройства с выводными клеммами, электромагнита с подвижным сердечником 25, обмотки 24, серебряных контактов 18, главных контактов 22, дополнительного контакта 21, подвижных контактных дисков (главного 26 и дополнительного 27). На торец переключателя выведены клеммы: +Б1, +Б2, —Б2, Рс и М. К клемме +Б1 присоединены провода от положительной клеммы аккумуляторной батареи 13 и отрицательной клеммы амперметра А. Клемма +Б2 соединена с клеммой 9 тягового реле, которая, в свою очередь, подключена к положительному зажиму аккумуляторной батареи 14 и реле включения 17. С клеммой —Б2 соединен отрицательный зажим аккумуляторной батареи 14. К клемме Рс подходит провод 20, соединяющий переключатель с последовательной обмоткой электродвигателя маслозакачивающего насоса, который заполняет маслом систему смазки дизеля. К клемме М присоединен провод от клеммы выключателя массы 12. На боковой поверхности переключателя размещены две клеммы для присоединения концов обмотки 24 электромагнита к пусковой кнопке 29 и массе.

Реле включения 17 введено в электрическую цепь стартера между обмотками 10 и 11 тягового реле и аккумуляторной батареей 14. Оно подает ток в обмотку тягового реле при пуске дизеля и обеспечивает автоматическое выключение стартера при работающем дизеле.

Выключатель массы 12, состоящий из контактного и фиксирующего устройств и приводного электромагнита, отключает аккумуляторные батареи при неработающем дизеле во время стоянки трактора, предупреждая тем самым разряд батарей.

Работает система пуска следующим образом. При нажатии на кнопку 3 срабатывает выключатель массы 12, соединяя отрицательные зажимы аккумуляторных батарей 13 и 14 с массой. На щитке приборов загорается контрольная лампа 30. Для пуска дизеля нажимают пусковую кнопку 29. Ток от батарей 13 и 14 поступает в обмотку 24 сердечника 25 переключателя 23, и сердечник, намагничиваясь, перемещается в направлении, указанном стрелкой. При этом вначале замыкаются контакты 18 и отключают генератор от аккумуляторных батарей, а потом замыкаются главные контакты 22, переключая аккумуляторные батареи 13 и 14 с параллельного соединения на последовательное, и дополнительные контакты 21, включая в цепь электродвигатель привода маслозакачивающего насоса дизеля.

Как только давление масла в системе смазки дизеля будет не менее 0,15 МПа, выключатель 28 переводят в положение «стартер» (кнопку 29 при этом не отпускают). Ток поступает в обмотку 15 реле включения 17, его контакты 16 замыкаются и тяговое реле вводится в электрическую цепь. Проходящий по обмоткам 10 и 11 ток намагничивает магнитопровод, якорек 7 втягивается внутрь реле и, действуя, как описывалось выше, на детали привода, вводит шестерню 11 (рис. 190, а) в зацепление с зубчатым венцом маховика.

После того как шестерни войдут в зацепление полностью, контактный диск 5 тягового реле замкнет контакты 8 (рис. 190, б) и соединит стартер с аккумуляторной батареей. Когда дизель начнет работать и пусковая кнопка 29 будет отпущена (одновременно выключатель 28 примет исходное положение), шток 19 переключателя под действием пружины займет первоначальное положение, контакты 18 замкнутся, а главные 22 и дополнительные 21 контакты разомкнутся. Поступление тока в цепь питания стартера и электродвигателя привода маслозака-

чивающего насоса прекратится, и батареи переключатся с последовательного соединения на параллельное.

Конструкции стартеров с дистанционным управлением большинства тракторов и автомобилей с номинальным напряжением 12 В более просты. Устройство тягового реле этих стартеров подобно описанному выше. На некоторых из таких стартеров в электрическую цепь между обмотками тягового реле и батареи, как на стартере СТ-103, вводится реле включения, которое служит для подачи тока в обмотки тягового реле при пуске, автоматического выключения стартера при работающем двигателе и уменьшения тока нагрузки.

У стартера СТ-212А (двигатель Д-240 тракторов МТЗ-80/82) эти функции выполняют реле РС502 и блокировочное реле РБ1 с выпрямительным мостом из четырех диодов.

Техническое обслуживание стартера предусматривает очистку его от пыли и грязи, проверку надежности соединений проводов и шин с клеммами, состояния коллектора и щеток, давления щеток на коллектор (12,5—17,5 Н), посадки контактного диска на штоке якоря реле, крепления реле к корпусу стартера, смазку подшипников стартера и регулировку реле в сроки, указанные заводом-изготовителем.

Глава 22

ПРИБОРЫ ОСВЕЩЕНИЯ, КОНТРОЛЯ И ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЕ

§ 1. Осветительные, контрольно-измерительные и сигнальные приборы

К системе освещения и световой сигнализации грузового автомобиля относятся фары 9 (рис. 191), подфарники 8, задние фонари 1, фонарь 2 освещения номерного знака, контрольные лампы дальнего света 5 и указателей поворота 6, плафон освещения кабины, лампы освещения приборов, а также выключатели и выключатели указанных потребителей. Фары 9 включаются центральным переключателем 10; для переключения с дальнего света на ближний (и наоборот) служит

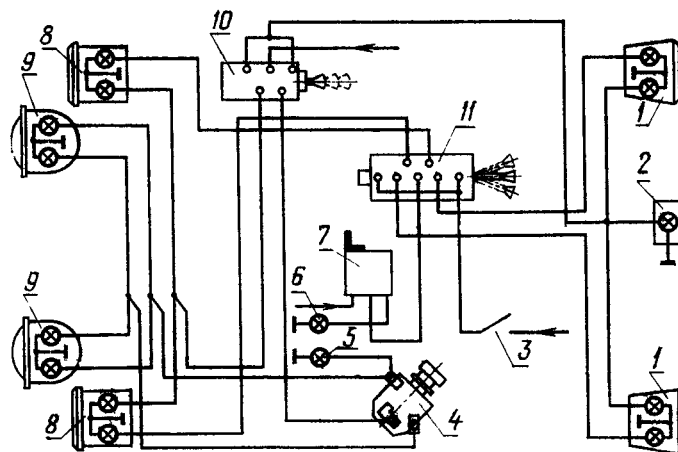


Рис. 191. Схема системы освещения и световой сигнализации грузового автомобиля:

1 — задний фонарь; 2 — фонарь освещения номерного знака; 3 — выключатель сигнала «стоп»; 4 — ножной переключатель света; 5 — контрольная лампа дальнего света; 6 — контрольная лампа указателя поворота; 7 — прерыватель указателей поворота; 8 — подфарник; 9 — фара; 10 — центральный переключатель света; 11 — переключатель указателя поворота.

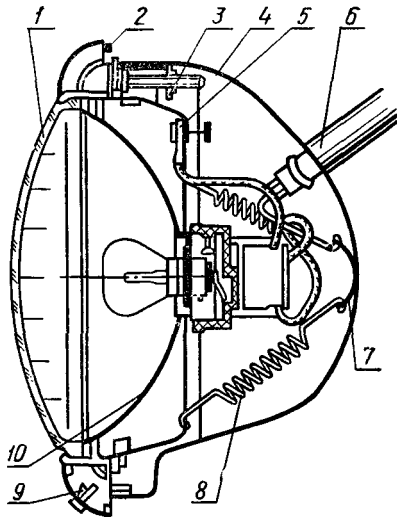


Рис. 192. Автомобильная фара:

1 — светорассеивающее стекло; 2 — ободок; 3 — регулировочный винт; 4 — корпус; 5 — держатель; 6 — провод к источникам тока; 7 — кронштейн; 8 — пружина; 9 — винт; 10 — отражатель.

ножной переключатель 4. В подфарниках 8 установлена двухнитевая лампа, из которых одна включается для обозначения габаритов автомобиля центральным переключателем 10 при определенном положении ножного переключателя 4, а другая — переключателем 11 для указания поворота автомобиля.

Основной элемент световых приборов — лампы накаливания. Их конструкции, размеры, электрические и светотехнические характеристики разнообразны. В стеклянную колбу накачивают инертный газ (газонаполненные лампы) или удаляют из нее воздух (вакуумные лампы). Лампы с одной спиралью (нитью) называют односветными, а с двумя — двухсветными. В зависимости от назначения лампы подразделяются на фарные, габаритного света, заднего фонаря и указателя поворота, внутреннего освещения, контрольные и т. д.

Лампы фар преимущественно двухсветные: спираль дальнего света располагается в фокусе отражателя фары, а спираль ближнего света смещается относительно оптической оси отражателя.

Для внутреннего освещения применяют односветные лампы, а для габаритного света, указателей поворотов и задних фонарей — как односветные, так и двухсветные.

По типу цоколя лампы маркируются так: буквы указывают на конструкцию фокусирующих устройств (Ш — штифтовой, Ф — фокусирующий, Д — дисковый), цифра перед буквой означает число контактов цоколя (один или два), цифры в конце — диаметр фланца (диска), припаянного к патрону.

Фары, применяемые на тракторах и автомобилях, одинаковы по принципу действия, а по конструкции и основным параметрам имеют некоторые различия. Автомобильные фары должны хорошо и равномерно освещать дорогу по всей ширине вместе с обочинами на расстояние не менее 100 м при дальнем свете и не менее 30 м при ближнем. Большинство автомобилей комплектуется фарами ФР-112, встраиваемыми в гнездо переднего крыла автомобиля. Тракторные фары с учетом меньшей скорости движения тракторов рассчитаны на более ограниченную в сравнении с автомобильными дальность освещения.

Фара (рис. 192) состоит из стального корпуса 4, покрытого с двух сторон лаком, держателя 5 и оптического элемента. В оптический элемент входят отражатель 10, светорассеивающее стекло 1 и патрон с лампой. В центре корпуса 4 установлен кронштейн 7, на котором закреплены задние концы пружин 8, притягивающих к корпусу держатель 5 оптического элемента. Оптический элемент смонтирован на держателе посредством ободка 2, привинченного к фаре винтом 9. Положение держателя 5 изменяют регулировочными винтами 3. К держателю зажимом прикреплен провод массы патрона лампы, а проводники 6 включаются в цепь источников тока.

Противотуманные фары ФГ-119 (желтые или белые) отличаются от основных фар характером светораспределения и предназ-

начены для движения в тумане, во время дождя или пурги. Они обеспечивают достаточную видимость дороги и препятствий в темное время, позволяют увеличить скорость и повысить безопасность движения. Оптический элемент фары имеет лампу с нитью, расположенной в фокусе параболического отражателя, экран перед лампой и рассеиватель с вертикальными цилиндрическими линзами. Экран препятствует выходу прямых лучей, а рассеиватель расширяет световой пучок в горизонтальной плоскости.

Фары должны быть правильно отрегулированы. В противном случае их слепящее действие достигает максимума, одновременно резко падает освещенность дороги. Фары регулируют при помощи измерительного экрана или специальных оптических приборов.

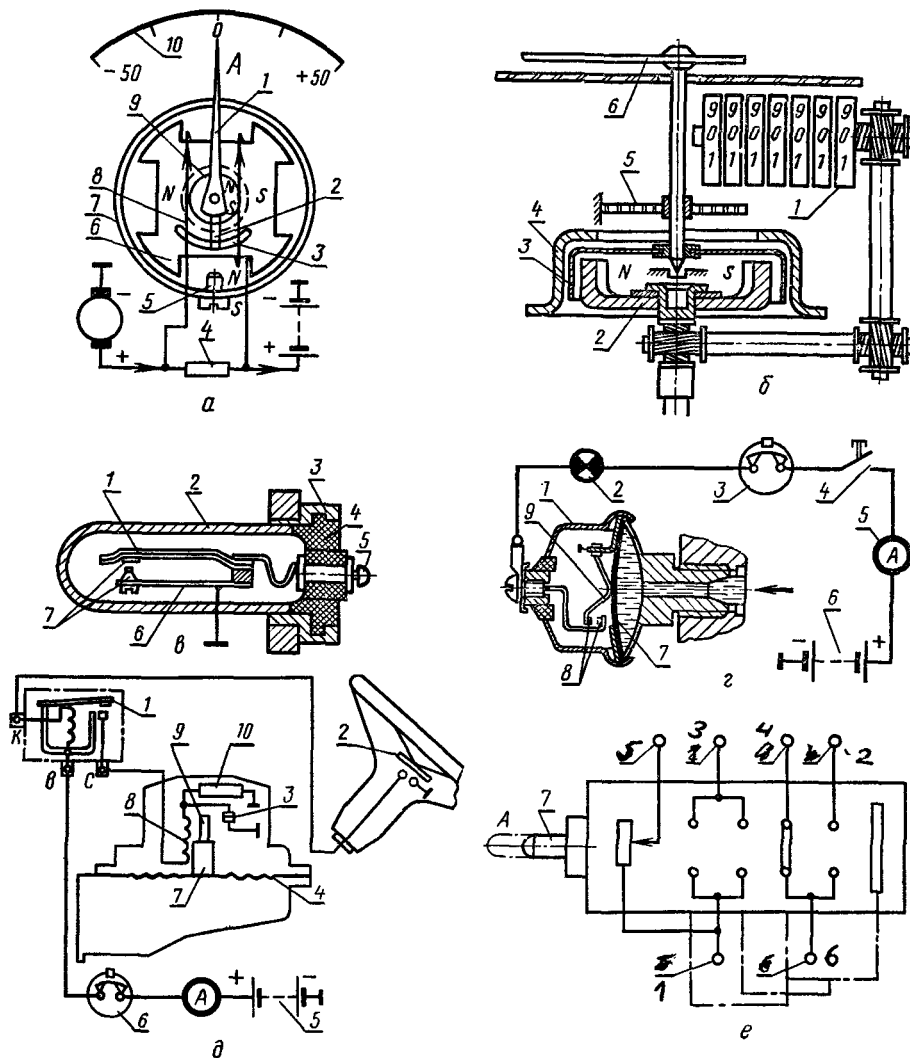


Рис. 193. Измерительные приборы, сигнальная и распределительная аппаратура:

a — амперметр: 1 — стрелка; 2 — ограничитель; 3 — прорезь; 4 — шунт; 5 — неподвижный магнит; 6 — колодка; 7 — экран; 8 — обмотка; 9 — подвижный магнит; 10 — шкала; 6 — спидометр: 1 — счетчик пройденного пути; 2 — постоянный магнит; 3 — катушка; 4 — неподвижный экран; 5 — пружина; 6 — стрелка; *в* — сигнализатор температуры воды: 1 — биметаллическая пластина; 2 — патрон; 3 — корпус; 4 — изолятор; 5 — клемма; 6 — опорная пластина; 7 — контакты; *г* — сигнализатор давления масла: 1 — датчик; 2 — контрольная лампа; 3 — предохранитель; 4 — выключатель зажигания; 5 — амперметр; 6 — аккумуляторная батарея; 7 — мембрана; 8 — контакты; 9 — опорная пластина; *д* — звуковой сигнал: 1 — реле; 2 — кнопка; 3 — контакты; 4 — мембрана; 5 — аккумуляторная батарея; 6 — предохранитель; 7 — сердечник; 8 — обмотка; 9 — шток; 10 — конденсатор; *е* — центральный переключатель: 1, 2, 3, 4, 5, 6 — выходы переключателя; 7 — шток.

Амперметр (рис. 193, а) магнитоэлектрического типа относится к контрольно-измерительным приборам и предназначен для регистрации зарядного и разрядного тока. Внутри стального экрана 7 прикреплены две пластмассовые колодки 6, между которыми помещен подвижный магнит 9. С магнитом жестко связаны ось и ограничитель 2 хода стрелки 1. Ось вращается в подшипнике и направляющей верхней колодки 6. Магнит и ограничитель могут поворачиваться на угол в пределах прорези 3. На колодках 6 расположена обмотка 8 из тонкого провода, параллельно которой подключен шунт 4. Когда тока в обмотке 8 нет, разноименные полюсы магнитов 5 и 9 притягиваются и стрелка 1 устанавливается на нулевое деление шкалы 10. Проходя по обмотке 8, ток создает вокруг нее магнитное поле, направленное под углом 90° к полю подвижного магнита 9. В результате взаимодействия этих полей возникает вращающий момент, под действием которого стрелка 1 поворачивается на некоторый угол, тем больший, чем больше ток в обмотке 8. При изменении направления тока стрелка 1 отклоняется в противоположную сторону шкалы.

Спидометр (рис. 193, б) фиксирует скорость движения и служит счетчиком пройденного пути. Спидометр с магнитным указателем скорости состоит из постоянного магнита 2, прикрепленного к приводному валу, и катушки 3, представляющей собой колпачок (диск) из алюминиевого сплава. Магнит закреплен на валике привода спидометра, а катушка насажена на общую со стрелкой 6 и пружиной 5 ось. При вращении магнита 2 его магнитное поле индуцирует в катушке вихревые токи, создающие вращающий момент, под действием которого катушка и стрелка 6 поворачиваются на угол, пропорциональный частоте вращения магнита. У счетчика пройденного пути 1 шесть барабанов с цифрами от 0 до 9 на каждом из них. Начальный (на рисунке — первый) барабан приводится во вращение от приводного вала червячной передачей. Один оборот начального барабана соответствует 1 км пути, а каждый последующий барабан соединен с предыдущим с передаточным отношением 1 : 10; при повороте начального барабана на один оборот следующий поворачивается на $1/10$ оборота, то есть на одну цифру, и т. д. Спидометр приводится во вращение гибким валом от вторичного вала коробки передач через специальный редуктор.

Сигнализатор температуры воды (рис. 193, в) состоит из опорной пластины 6, контактов 7, биметаллической пластины 1, патрона 2, корпуса 3, изолятора 4 и клеммы 5. Сигнализатор устанавливается в верхнем бачке радиатора, контрольная лампа и выключатель помещаются на щитке приборов машины. Когда температура воды превысит $93\text{—}99^\circ\text{C}$, биметаллическая пластина 1, деформируясь от нагрева, замыкает контакты 7, и в цепь прибора включается контрольная лампа.

Сигнализатор давления масла (рис. 193, г) содержит датчик 1, мембрану 7, контакты 8, опорную пластину 9. В цепь сигнализатора включены контрольная лампа 2, предохранитель 3, выключатель зажигания 4, амперметр 5 и аккумуляторная батарея 6. Контрольная лампа установлена на щитке приборов. При нормальном давлении масла в системе смазки, как это показано на рисунке, мембрана 7 прогнута давлением масла, опорная пластина приподнята и контакты 8 разомкнуты. Цепь прибора прервана и контрольная лампа 2 не горит. При падении давления масла в системе до $0,04\text{—}0,07$ МПа мембрана 7 прогибается в противоположную сторону, контакты 8 замыкаются, и контрольная лампа 2 загорается.

Звуковой сигнал (рис. 193, д) электромагнитный, вибрационный, с основной частотой звучания $220\text{—}400$ Гц. Он состоит из корпуса, сердечника 7 с обмоткой 8, мембраны 4, штока 9, оберточного диска, якоря, контактов 3 и конденсатора 10. В цепь сигнала включено реле 1 с

тремя клеммами *K, B, C*, к которым присоединены соответственно провода от положительных зажимов кнопки 2, аккумуляторной батареи и обмотки возбуждения звукового сигнала. Реле 1 разгружает контакты кнопки 2 от большого тока. Для получения гармоничного звука на некоторых автомобилях (ГАЗ-24 и др.) установлено два звуковых сигнала, что еще больше увеличивает потребление тока. Поэтому кнопка 2 замыкает только цепь обмотки реле 1, ток в которой не превышает 0,5 А. Под действием этого тока реле замыкает свои контакты и включает цепь звукового сигнала, где ток (при одном сигнале) достигает 5—10 А. Когда ток проходит по обмотке 8 сигнала, сердечник притягивает якорь, а тот через шток 9 прогибает мембрану 4. При этом шток размыкает контакты 3, сердечник размагничивается, упругая мембрана возвращается в начальное положение, контакты 3 замыкаются вновь, и весь процесс повторяется. Таким образом, пока нажата кнопка 2, мембрана 4 вместе с обертонным диском непрерывно вибрируют, создавая звуковые колебания.

§ 2. Распределительная аппаратура, электродвигатели, провода

Плавкие и термометаллические предохранители защищают электрооборудование соответственно от коротких замыканий и перегрузок. Вставки плавких предохранителей, изготовленные из металлических сплавов, перегорают под действием тока короткого замыкания и требуют замены. Термометаллические предохранители, представляющие собой контактные устройства, восстанавливают электрическую цепь по устранении причины перегрузки после нажатия кнопки или автоматически.

Центральный переключатель (рис. 193, *e*) ползункового типа предназначен для включения фар, подфарников, ламп задних габаритных фонарей, освещения номерного знака и шкалы контрольных приборов. Внутри корпуса переключателя помещена каретка с изоляционной колодкой, на которой укреплена контактная пластина. Каретка соединена и перемещается вместе со штоком 7. При движении штока контактная пластина колодки замыкает в определенной последовательности контакты изоляционной панели. Переключатель может занимать три положения, в которых удерживается шариковым фиксатором. К шести выводам переключателя присоединены провода: к выводу 1 — от патрона ламп освещения шкалы приборов; к выводу 2 — от источников электрической энергии; к выводу 3 — от нити дальнего света фар; к выводу 4 — от подфарников; к выводу 5 — от ручного переключателя света; к выводу 6 — от лампы габаритного света задних фонарей и фонаря освещения номерного знака.

Электродвигатели постоянного тока (малогабаритные) с электромагнитным последовательным или параллельным возбуждением, одно- и двухскоростные, реверсивные и нереверсивные используются для привода ряда механизмов и приборов. В зависимости от назначения и условий работы они отличаются мощностью, электрическими схемами и характеристиками. Например, мощность электродвигателей трактора К-701 колеблется от 4 Вт (вентилятор индивидуального обдува) до 220 Вт (нагнетатель предпускового обогрева).

Электродвигатели последовательного возбуждения, получившие наибольшее распространение, используются для привода вентиляторов обдува кабины, обдува ветрового стекла, устройств подъема и опускания стекол, в отопительных приборах и др.

Электродвигатели параллельного возбуждения служат для привода потребителей, работающих непрерывно длительное время (стеклоочистители и др.).

У двухскоростных электродвигателей (обдув ветрового стекла и отопительные устройства) с двумя катушками обмотки возбуждения можно, пользуясь специальным переключателем, включить в цепь возбуждения одну катушку или обе — для получения низкой или высшей скорости. Скорости вращения регулируют также включением дополнительных сопротивлений.

В реверсивном электродвигателе последовательного возбуждения для получения правого или левого вращения вала изменяют направление тока в обмотке возбуждения. Две включенные параллельно друг другу и расположенные на разных полюсах обмотки возбуждения создают встречные магнитные потоки. В зависимости от положения выключателя ток может поступать только в одну из обмоток, чем определяется направление вращения вала электродвигателя.

Провода соединяют источники и потребители электрической энергии. Чтобы провода были эластичными, их изготавливают из нескольких медных луженых проволок, свитых в пучок. Изоляция проводов должна быть стойкой против истирания и действия на нее нефтепродуктов. Изоляция выполняется однослойной полихлорвиниловой или трехслойной (хлопчатобумажная пряжа, прилегающая непосредственно к проводу, вулканизированная резина и хлопчатобумажная оплетка, пропитанная нитролаком).

Для облегчения монтажа и удобства обслуживания провода объединяют в пучки оплеткой и применяют различную их окраску.

Сечение проводов выбирают с определенным запасом по току нагрузки. Самое большое сечение у стартерных проводов (36, 43, 50 или 70 мм²).

Наиболее употребительны провода следующих марок: ПГВА — провод гибкий, с полихлорвиниловой изоляцией, автомобильный (широко используется и на тракторах); ПГВАЭ — экранированный провод ПГВА; ПВЛ-1, ПВЛ-2, ПВЛ-3 — провода высоковольтные, в оплетке с лаковым покрытием, повышенной теплостойкости (добавление буквы «Э» означает, что провод имеет экранированную оплетку).

Раздел седьмой

ПУСК ДВИГАТЕЛЕЙ



Глава 23

СИСТЕМА ПУСКА ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 1. Система пуска

Для пуска двигателя внутреннего сгорания его коленчатому валу необходимо сообщить некоторую частоту вращения, обеспечивающую смесеобразование, заполнение цилиндров свежим зарядом, сжатие и воспламенение смеси.

Минимальную частоту вращения коленчатого вала, при которой происходит пуск двигателя, называют *пусковой*.

При вращении коленчатого вала в период пуска требуются большие усилия, чтобы преодолеть сопротивление сжимаемого заряда, а также сопротивления, вызываемые трением между движущимися деталями и работой всех механизмов и систем двигателя.

Кроме того, значительные усилия необходимы для разгона движущихся масс двигателя (от состояния покоя до пусковой частоты).

Усилие, достаточное для пуска двигателя, не является постоянным, и одним из факторов, влияющих на его значение, является тепловое состояние двигателя. При низкой температуре двигателя это усилие возрастает вследствие увеличения вязкости масла. Из-за более высокой степени сжатия дизелей пусковое усилие для них значительно выше, чем для карбюраторных двигателей равной мощности.

Пусковая частота вращения коленчатого вала у карбюраторных двигателей при температуре воздуха от 0 до -20°C должна быть не менее 40—50 об/мин, а у дизелей — при температуре воздуха от 0 до -5°C 150—250 об/мин. При меньших частотах пуск двигателей затрудняется, так как медленное протекание процесса сжатия сопровождается повышением теплоотдачи поршню, стенкам и головке цилиндров, увеличением утечки заряда через неплотности; по этим причинам уменьшаются давление и температура заряда в конце сжатия.

Для осуществления быстрого и надежного пуска двигателя применяются специальные механизмы и устройства, составляющие систему пуска.

Различают следующие способы пуска двигателей:

- 1) пуск от руки;
- 2) пуск электрическим стартером;
- 3) пуск вспомогательным бензиновым двигателем.

Пуск от руки. При этом способе пуска коленчатый вал двигателя приводится в движение мускульной силой человека. Водитель проворачивает коленчатый вал, прикладывая усилие к пусковой рукоятке, палец которой сцепляется с храповиком на носке коленчатого вала, или при помощи шнура, наматываемого на маховик (двигатель ПД-10У). Пуск от руки применяется у карбюраторных двигателей.

Пуск электрическим стартером — наиболее распространенный способ. Он применяется у всех автомобильных двигателей, у многих тракторных дизелей и у пусковых двигателей дизелей.

Простейшая схема системы пуска электрическим стартером показана на рисунке 194. Электрический стартер 3 питается от аккумуля-

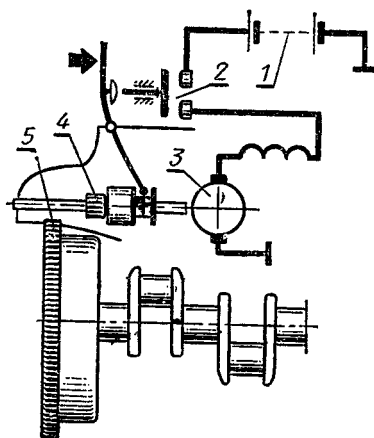


Рис. 194. Схема пуска электрическим стартером:

1 — аккумуляторная батарея; 2 — включатель; 3 — электрический стартер; 4 — шестерня стартера; 5 — зубчатый венец маховика двигателя.

пературных условиях, но обслуживание ее и операции при пуске сложнее, чем в случае пуска электрическим стартером. В большинстве дизелей при пуске вспомогательным бензиновым двигателем в систему пуска включается *декомпрессионный механизм* (см. главу 8, § 4).

У большинства автотракторных двигателей управление механизма и устройствами системы пуска дистанционное, из кабины водителя.

§ 2. Подогреватели

На некоторых двигателях для облегчения пуска при низкой температуре окружающего воздуха установлены подогреватели. Они подогревают воздух, поступающий в цилиндры двигателя, или охлаждающую жидкость и масло в системах охлаждения и смазки.

Подогревателями воздуха, поступающего в цилиндр, снабжено большинство дизелей.

Подогреватель воздуха дизеля Д-50 прост по устройству и представляет собой двухпроводную неразборную свечу накаливания, устанавливаемую в каждую вихревую камеру дизеля.

Сердечник 4 (рис. 195, а) этой свечи изолирован от корпуса 8. Со стержнем 7 он соединяется спиралью 3 накала. Ток подводящий провод 11 присоединяется к контакту 10, изолированному керамической втулкой 12 от контакта 13 и шайбами 9 от корпуса 8. Отводится ток по проводу 1.

Последовательно со свечами накаливания включен контрольный элемент (рис. 196, б), по накалу спирали которого определяют степень накала спиралей свечей. Контрольный элемент и ключ, включающий свечи накаливания, расположены на щитке приборов.

Подогреватель воздуха дизеля СМД-14 электрофакельный. Его устанавливают во впускном трубопроводе. При прокачке топливной системы насосом ручной подкачки топливо из фильтра по сверленому болту 2 (рис. 196, в) поступает в полость 3. Избыток топлива по сверленному болту 12 вытекает наружу. При нажатии на колпачок 1 клапан 4 открывается, и топливо стекает в чашечку 10. Боковые стенки чашечки имеют равномерно расположенные прорези для подвода воздуха и вывода пламени.

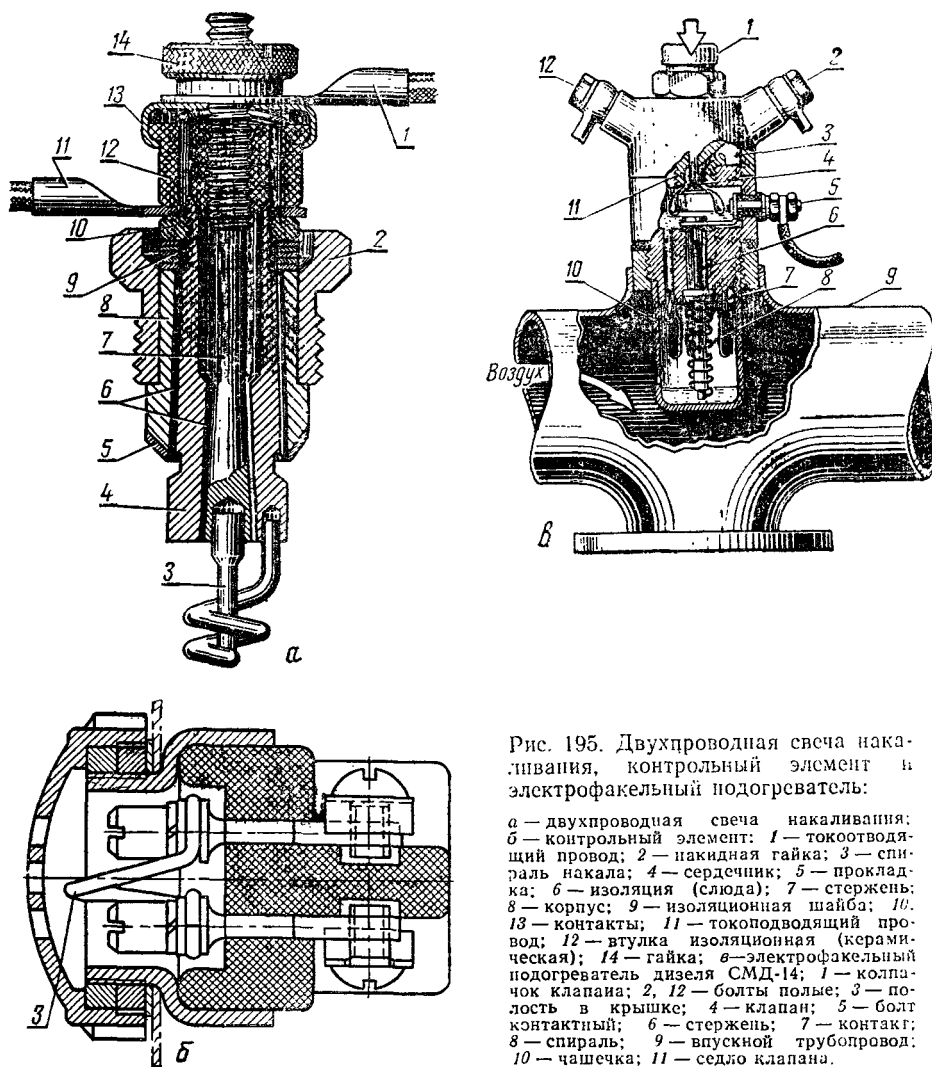


Рис. 195. Двухпроводная свеча накаливания, контрольный элемент и электрофакельный подогреватель:

а — двухпроводная свеча накаливания; *б* — контрольный элемент: 1 — токопроводящий провод; 2 — накидная гайка; 3 — спираль накала; 4 — сердечник; 5 — прокладка; 6 — изоляция (слода); 7 — стержень; 8 — корпус; 9 — изоляционная шайба; 10, 13 — контакты; 11 — токоподводящий провод; 12 — втулка изоляционная (керамическая); 14 — гайка; *в* — электрофакельный подогреватель дизеля СМД-14; 1 — колпачок клапана; 2, 12 — болты полые; 3 — полость в крышке; 4 — клапан; 5 — болт контактный; 6 — стержень; 7 — контакт; 8 — спираль; 9 — впускной трубопровод; 10 — чашечка; 11 — седло клапана.

Электрический ток для накала спирали 8 подводится через контактный болт 5 и стержень 6. Нижний конец спирали 8 соединен со стержнем 6, а верхний — с контактом 7, ввернутым в корпус подогревателя.

Кнопкой включают спираль 8. Топливо, находящееся в чашечке 10, испаряется и, смешиваясь с потоком всасываемого воздуха, воспламеняется. В результате образуется устойчивый факел пламени, который обеспечивает нагрев воздуха.

Для определения степени накала спирали подогревателя на щитке приборов устанавливается контрольная спираль, включаемая в электрическую цепь последовательно со спиралью подогревателя.

Подогреватель воздуха дизеля Д-240 отличается от описанного выше только тем, что в нем применен электромагнит, который открывает подачу топлива к спирали, когда спираль включают в электрическую цепь.

Подогреватели охлаждающей жидкости и масла устанавливают на дизелях СМД-60, ЯМЗ, Д-160 и по требованию потребителя на двигателях А-01М, ГАЗ-53 и ЗИЛ-130. Широко распространен подогреватель типа ПЖБ (рис. 196), устройство и работа которого описаны ниже.

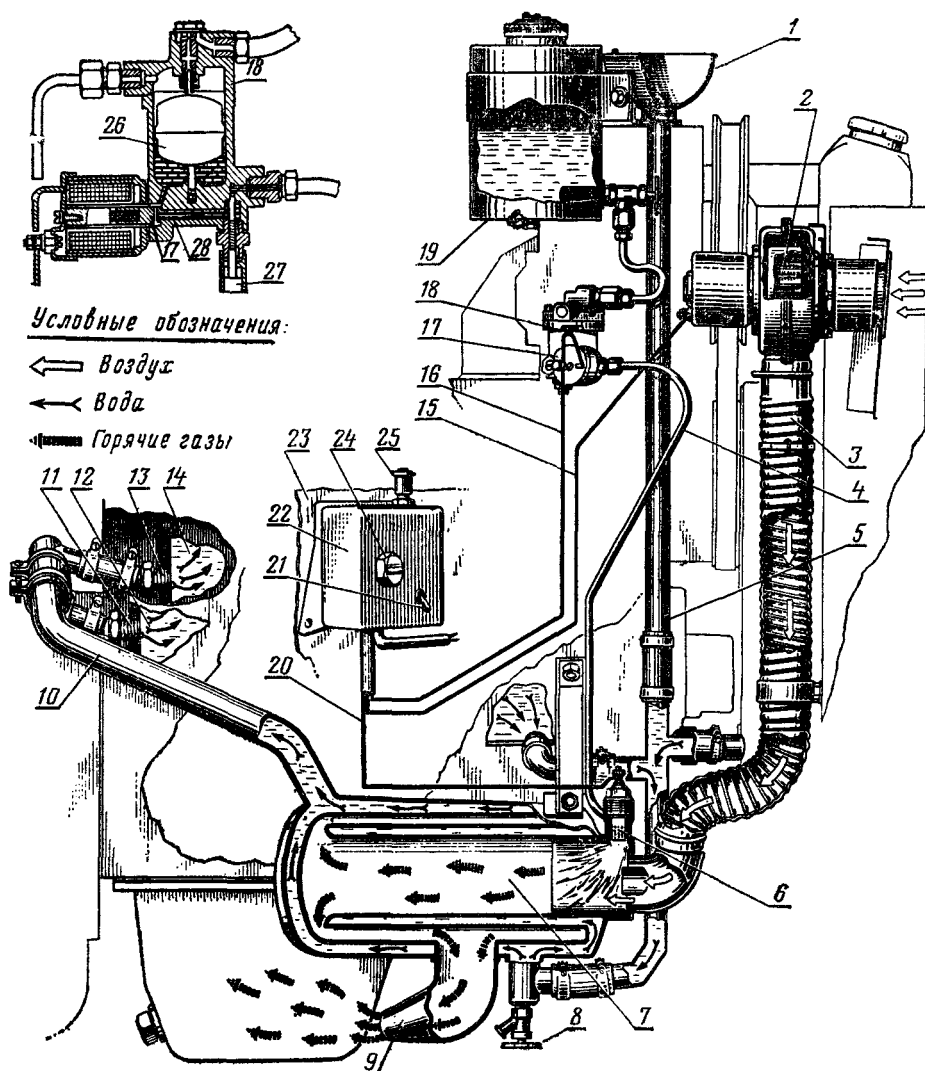


Рис. 196. Подогреватель охлаждающей жидкости двигателя ЗИЛ-130 (типа ПЖБ):

1 — наливная воронка; 2 — вентилятор; 3 — шланг подвода воздуха; 4 — трубка для подвода бензина к котлу; 5 — трубка для подвода воды к котлу; 6 — свеча накаливания; 7 — котел; 8 — сливной кран; 9 — направляющий патрубков; 10 — трубопровод; 11, 13 — патрубки; 12 — водяная рубашка правого ряда цилиндров; 14 — водяная рубашка левого ряда цилиндров; 15 — провод, соединяющий переключатель с электродвигателем вентилятора; 16 — провод, соединяющий переключатель с электромагнитным клапаном; 17 — электромагнитный клапан; 18 — регулятор подачи топлива; 19 — топливный бачок; 20 — провод, соединяющий контрольную спираль и свечу накаливания; 21 — выключатель свечи накаливания; 22 — пульт управления; 23 — щит двигателя; 24 — контрольная спираль; 25 — переключатель; 26 — поплавок регулятора; 27 — регулировочная игла; 28 — жиклер.

В камеру сгорания неразборного котла 7, постоянно включенного в систему охлаждения двигателя, из бачка 19 подается бензин. Регулятор 18 и электромагнитный клапан 17 обеспечивают равномерную и в определенном количестве подачу бензина, чтобы процесс сгорания проходил без дыма и копоти. Воздух в камеру сгорания котла 7 подается вентилятором 2 по шлангу 3. Первоначальное воспламенение смеси производится свечой 6, которая выключается, как только в камере возникает устойчивое горение. Последующее воспламенение смеси происходит от образовавшегося пламени.

По накалу контрольной спирали 24, установленной на пульте 22, можно судить о накале свечи 6.

Горячие газы, образовавшиеся в результате сгорания бензина, подогревают жидкость, которую заливают в котел через воронку 1 в количестве 2 л. По прошествии 1—2 мин после пуска подогревателя нужно через воронку 1 залить дополнительно в двигатель 8 л охлаждающей жидкости и закрыть пробку воронки. Нагретая жидкость по трубопроводу 10 и патрубкам 11 и 13 поступает в водяную рубашку блок-картера и прогревает двигатель. Газы, выходящие из котла по патрубку 9, направляются под поддон картера для подогрева масла.

На щите 23 находится пульт 22 управления подогревателем, на котором размещены выключатель 21 свечи 6 накаливания, переключатель 25 и контрольная спираль 24. Когда ручка переключателя 25 нажата до отказа, система подогрева отключена, если ее вытянуть на половину хода — включается электродвигатель вентилятора 2, а если ручку вытянуть до отказа, то дополнительно включается электромагнитный клапан.

При температуре -20°C подогреватель обеспечивает прогрев двигателя и его пуск за 15 мин.

Для выключения подогревателя нужно сначала переключателем 25 выключить электромагнитный клапан, закрыть кран бачка 19, а затем через 1—2 мин выключить вентилятор.

Глава 24

СИСТЕМА ПУСКА ВСПОМОГАТЕЛЬНЫМ БЕНЗИНОВЫМ ДВИГАТЕЛЕМ

§ 1. Пусковые двигатели ПД-10У, ПД-8 и П-23М

Пусковые двигатели ПД-10У (рис. 197) и их модификации применяются для пуска дизелей Д-50Л, Д-240Л, А-41, А-01М, СМД-14 и СМД-60.

Двигатель ПД-10У одноцилиндровый, двухтактный, карбюраторный, бензиновый, с кривошипно-камерной продувкой. Рабочий цикл такого двигателя описан в § 6 главы 3.

Основанием пускового двигателя служит чугунный картер 21, состоящий из двух половин. Чугунный цилиндр 4 двигателя крепится к картеру четырьмя шпильками. К передней стенке цилиндра прикреплен карбюратор 14, к фланцу на задней стенке — глушитель 1. Сверху цилиндр закрыт чугунной головкой 7, в центральное отверстие которой ввернута искровая зажигательная свеча 9, а в наклонное отверстие — краник 8 для заливки топлива и продувки цилиндра. К головке цилиндра прикреплен водоотводящий патрубок 10. На передней стенке картера 21 установлены регулятор 18 и магнето.

Во внутренней полости картера на роликовых подшипниках и шарикоподшипниках размещен коленчатый вал. На переднем конце коленчатого вала закреплена шестерня 17, а на заднем — маховик 28. Места выхода коленчатого вала из картера уплотнены самоподжимаемыми сальниками. Коленчатый вал двигателя составной. Его щеки 24, изготовленные заодно с противовесами, напрессованы на цапфы 27 и 22. Обе щеки соединяются пустотелым пальцем 23 кривошипа. Поршень 5 пальцем 12 плавающего типа и шатуном 26 соединен с коленчатым валом. Нижняя головка шатуна неразъемная, имеет двухрядный роликовый подшипник 25.

В систему питания двигателя входят воздухоочиститель 15, топливный бачок с фильтром-отстойником, карбюратор К-06 и топливопровод, соединяющий отстойник бачка с карбюратором. Устройство и работа карбюратора К-06 описаны в § 4 главы 11.

Топливом для двигателя служит смесь из пятнадцати частей (по объему) бензина и одной части дизельного масла. Эта смесь является

одновременно и смазочным материалом для трущихся поверхностей деталей двигателя.

Регулирование частоты вращения коленчатого вала двигателя осуществляется однорежимным центробежным регулятором 18, описание которого дано в § 2 главы 13.

Охлаждение двигателя водяное термосифонное, общее с дизелем.

Система зажигания двигателя состоит из магнето правого вращения, свечи 9 и провода, соединяющего магнето со свечой. Привод магнето осуществляется от шестерни 17 коленчатого вала.

Пуск двигателя ПД-10У осуществляется электрическим стартером 31. Маховик 28 двигателя имеет венец для соединения с шестерней стартера и канавку 29 для пуска двигателя при необходимости от руки.

Пусковой двигатель ПД-8 (рис. 198) применяется на дизелях Д-37Е. Это, как и ПД-10У, одноцилиндровый, карбюраторный, бензиновый, двухтактный двигатель с кривошипно-камерной продувкой. Топливом для него служит такая же смесь, как и для двигателя ПД-10У. Конструкция механизмов систем питания, регулирования и зажигания двигателя ПД-8 мало отличается от конструкции тех же механизмов двигателя ПД-10У. Система охлаждения двигателя ПД-8 принудитель-

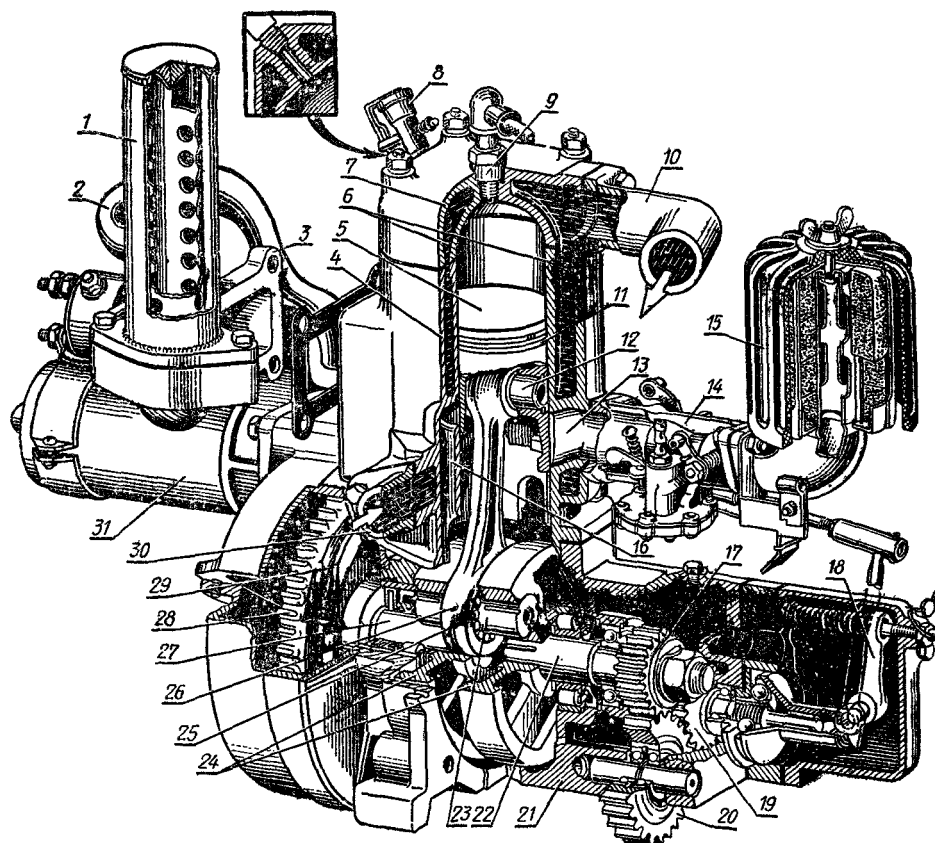


Рис. 197. Пусковой двигатель ПД-10У (дизель Д-240Л):

1 — глушитель; 2 — выпускная труба; 3 — выпускной патрубок; 4 — цилиндр; 5 — поршень; 6 — полости рубашек водяного охлаждения; 7 — головка цилиндров; 8 — краник; 9 — свеча зажигания; 10 — водоотводящий патрубок; 11 — компрессионное кольцо; 12 — поршневой палец; 13 — впускной канал; 14 — карбюратор; 15 — воздухоочиститель; 16 — продувочный канал; 17 — шестерня коленчатого вала; 18 — регулятор; 19 — шестерня привода регулятора; 20 — промежуточная шестерня; 21 — картер; 22 — передняя цапфа коленчатого вала; 23 — палец кривошипа; 24 — щеки кривошипа; 25 — роликовый подшипник; 26 — шатун; 27 — задняя цапфа коленчатого вала; 28 — маховик с зубчатым венцом; 29 — канавка для наматывания пускового шнура; 30 — водоподводящий патрубок; 31 — стартер.

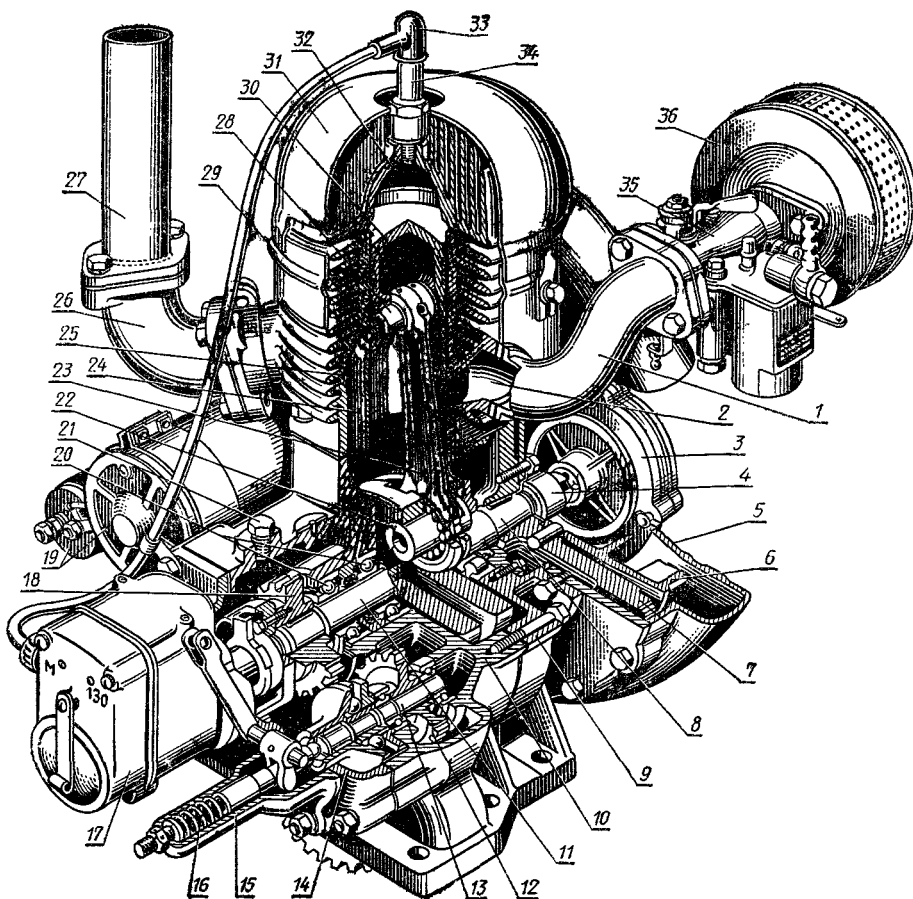


Рис. 198. Пусковой двигатель ПД-8:

1 — впускной патрубок; 2 — впускной канал; 3 — ручное пусковое устройство двигателя; 4 — храповик; 5 — корпус вентилятора; 6 — ротор (крыльчатка) вентилятора; 7 — маховик; 8 — задняя цапфа коленчатого вала; 9 — задняя часть картера; 10 — передняя часть картера; 11 — передняя цапфа коленчатого вала; 12 — шестерня привода регулятора; 13 — вал регулятора; 14 — крышка картера; 15 — корпус регулятора; 16 — пружина регулятора; 17 — магнето; 18 — шестерня коленчатого вала; 19 — стартер; 20 — шариковые подшипники передней цапфы коленчатого вала; 21 — пробка отверстия для заливки масла; 22 — палец кривошипа; 23 — шатун; 24 — продувочный канал; 25 — цилиндр; 26 — выпускной патрубок; 27 — выпускная труба; 28 — поршневой палец; 29 — кожух цилиндра; 30 — поршень; 31 — кожух головки цилиндров; 32 — головка цилиндров; 33 — провод высокого напряжения; 34 — свеча зажигания; 35 — карбюратор; 36 — воздухоочиститель.

ная воздушная от центробежного вентилятора, ротор (крыльчатка) 6 которого помещен в корпусе 5.

Пусковой двигатель П-23М, устанавливаемый на дизелях Д-160,— карбюраторный, бензиновый, четырехтактный, двухцилиндровый с левым вращением коленчатого вала.

§ 2. Силовая передача системы пуска вспомогательным двигателем

Силовая передача системы пуска вспомогательным двигателем у дизелей А-01М и Д-160 состоит из сцепления, двухступенчатого редуктора и механизма привода и выключения. У дизелей А-41, СМД-60, Д-240Л, Д50-Л и СМД-14 она одной и той же конструкции и состоит из сцепления и механизма привода и выключения.

Сцепление предназначено для плавного соединения коленчатых валов работающего пускового двигателя и дизеля и разъединения их.

Редуктор дает возможность вращать коленчатый вал дизеля замедленно (прогрев дизеля) и с повышенной скоростью (пуск дизеля).

Механизм привода и выключения силовой передачи выполняет такие же функции, как и механизм привода стартера.

Рассмотрим силовую передачу системы пуска дизеля СМД-14.

Сцепление смонтировано в корпусе 34 (рис. 199, а и б), прикрепленном к фланцу кожуха маховика болтами.

В отверстии крышки 37 установлен стальной упор 39, закрепленный шпильками 40. Двумя скошенными винтовыми зубьями упор соединяется с такими же зубьями подвижной втулки 38, зубчатый венец 43 которой входит в зацепление с зубьями на стержне рукоятки 1. Винтом 2 рукоятка зафиксирована в крышке 37, но имеет возможность поворачиваться.

Вал 14 вращается на шарикоподшипниках 41 и 15. В его средней части на бронзовой втулке 13 свободно сидит шестерня 12, находящаяся в зацеплении с промежуточной шестерней пускового двигателя.

Ведущий барабан 11 сцепления приклепан к шестерне 12. Четыре поводка барабана входят в пазы трех стальных ведущих дисков 8, а

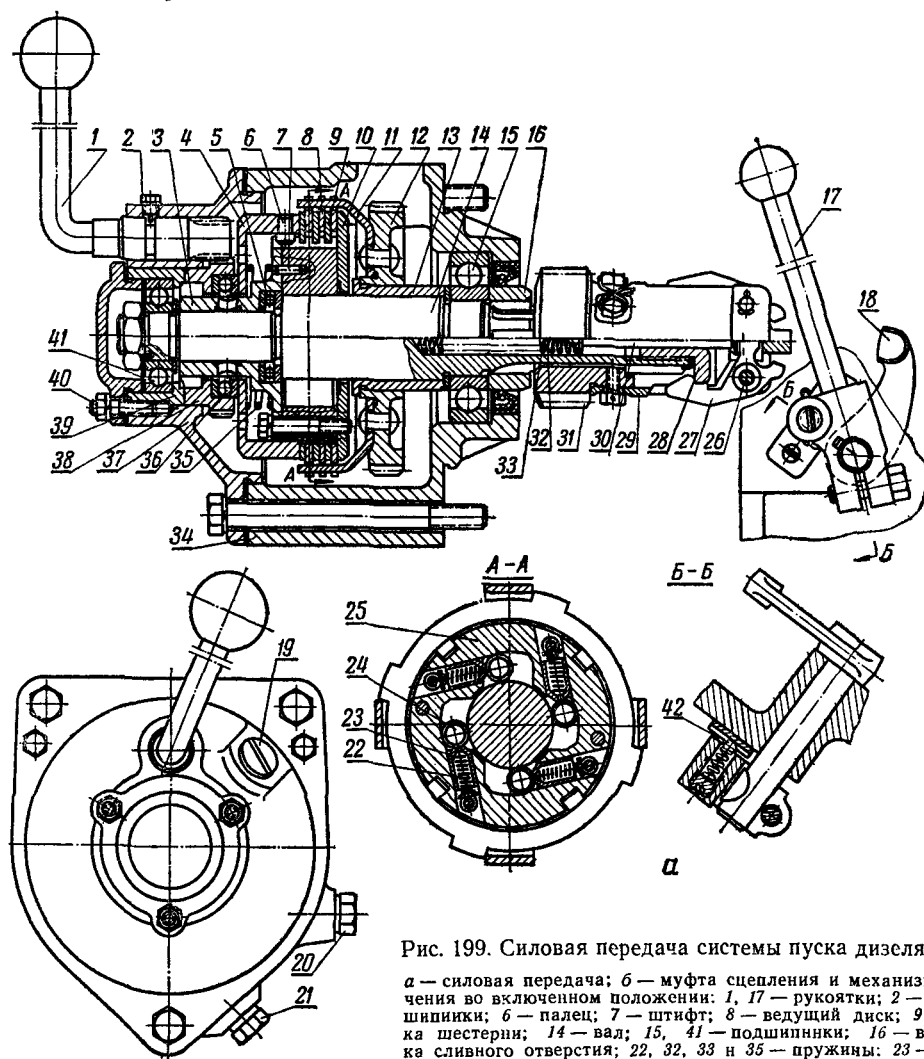


Рис. 199. Силовая передача системы пуска дизеля

а — силовая передача; б — муфта сцепления и механизм выключения во включенном положении; 1, 17 — рукоятки; 2 — винт; шпильки; 6 — палец; 7 — штифт; 8 — ведущий диск; 9 — венец шестерни; 14 — вал; 15, 41 — подшипники; 16 — втулка сливного отверстия; 22, 32, 33 и 35 — пружины; 23 — толкатель; 28 — втулка толкателя; 29 — держатель; 30 — толкатель; 39 — неподвижный упор; 40 — шпильки; 42 — фиксатор рукоятки дизеля.

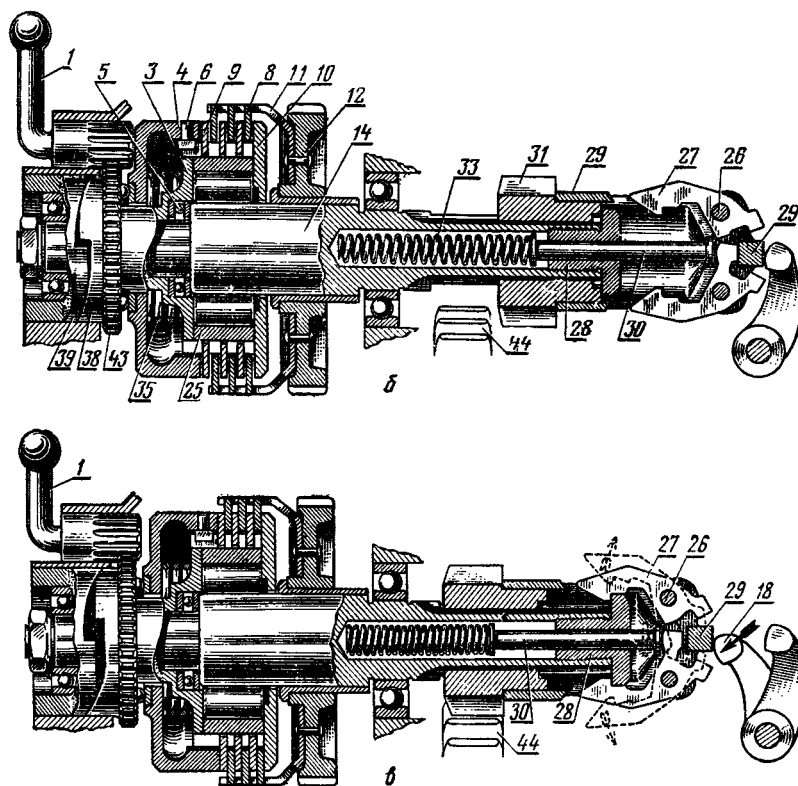
три ведомых стальных диска 9 своими шлицевыми выступами — в продольные пазы обоймы 25 муфты свободного хода.

Ведущие 8 и ведомые 9 диски установлены между опорными 10 и нажимными 4 дисками. Ступица 3 свободно сидит на валу 14. Опорный диск 10 и ступица 3 соединены с обоймой 25 болтами. Пальцы 6 нажимного диска 4 входят в две прорези на поверхности обоймы 25. Это дает возможность нажимному диску перемещаться относительно обоймы 25 только в осевом направлении.

Пружина 35, установленная между нажимным диском 4 и ступицей 3, отводит нажимной диск влево при выключении муфты сцепления. В торец втулки 38 установлен упорный подшипник 36.

Сцепление включают поворотом рукоятки 1 на себя. Втулка 38 поворачивается и, скользя по винтовым зубьям неподвижного упора 39, перемещается вдоль оси вала вместе с нажимным диском 4, который сжимает ведущие и ведомые диски сцепления, в результате чего вращение от шестерни 12 передается на вал 14. Если рукоятку 1 повернуть от себя (выключить сцепление), то под действием пружины 35 нажимной диск возвращается в исходное положение, а ведомые и ведущие диски разъединяются.

На заднем конце вала 14 смонтирован механизм привода и выключения.



СМД-14:

ключеня в выключенном положении; а — муфта сцепления и механизм выключения; 3 — ступица муфты свободного хода; 4 — нажимной диск; 5, 36 — упорные поддомый диск; 10 — опорный диск; 11 — ведущий барабан; 12 — шестерня; 13 — втулсальника; 18 — рычаг; 19 — пробка; 20 — пробка контрольного отверстия; 21 — пробкатель; 24 — ролик; 25 — обойма муфты свободного хода; 26 — ось грузиков; 27 — тель; 31 — шестерня привода; 34 — корпус; 37 — крышка; 38 — подвижная втулка; ятки; 43 — зубчатый венец подвижной втулки; 44 — зубчатый венец маховника

Сцепление системы пуска дизеля СМД-14 снабжено муфтой свободного хода, которая автоматически отъединяет вал 14 от вала пускового двигателя, как только после запуска дизеля частота вращения вала 14 станет больше частоты вращения коленчатого вала пускового двигателя. Муфта свободного хода устроена и работает так же, как и у стартера.

Детали силовой передачи смазываются дизельным маслом, которое заливают через отверстие, закрываемое пробкой 19, до уровня контрольного отверстия (пробка 20). Отработавшее масло сливают через отверстие в нижней части корпуса (пробка 21).

Механизм привода и выключения нужен для ввода шестерни 31 привода в зацепление с венцом 44 маховика дизеля перед его пуском и для автоматического выключения этой шестерни, когда дизель разовьет устойчивую частоту вращения.

Механизм привода и выключения устроен и работает следующим образом.

Держатель 29 соединен болтами с шестерней 31. В ушках держателя на осях 26 могут поворачиваться два фасонных грузика 27. Каждый грузик имеет три плеча: внешнее длинное, входящее в продольный паз держателя, внешнее короткое и внутреннее. В грузики под действием усилия пружин 32 и 33 упирается толкатель 30. Он удерживает шестерню 31 привода в крайнем правом положении. Шестерню привода включают поворотом рукоятки 17 против часовой стрелки. При этом рычаг 18 (рис. 199, в) нажимает на торец держателя 29 и передвигает держатель вместе с шестерней 31 до полного зацепления с венцом 44 маховика. Одновременно концы внешних длинных плеч грузиков 27 своими выступами захватят бурт втулки 28. Двигаясь вперед, держатель 29 толкателем 30 сжимает пружины.

После включения шестерни привода рычаг 17 необходимо вернуть в первоначальное положение до замыкания его фиксатором 42 (рис. 199, а).

Если теперь рычагом 1 (рис. 199, в) включить сцепление, то при работающем пусковом двигателе шестерня 31 привода будет через маховик вращать коленчатый вал дизеля, осуществляя его пуск.

Как только дизель заработает, венец маховика начнет вести шестерню привода. Венец маховика имеет большое число зубьев, поэтому частота вращения шестерни привода значительно возрастет, и грузики 27 под действием центробежной силы разойдутся в стороны (это положение грузиков показано пунктиром). Когда выступы грузиков выйдут из зацепления с буртом втулки 28, сжатые пружины, действуя на толкатель 30, переместят держатель с грузиками в первоначальное положение (рис. 199, б), и шестерня 31 выйдет из зацепления с венцом 44 маховика.

§ 3. Техническое обслуживание системы пуска

Техническое обслуживание системы пуска заключается в проверке крепления ее сборочных единиц и деталей, периодической смазке и регулировке механизмов. При ежесменном обслуживании проверяют крепление карбюратора, магнето и пробок сливных отверстий, а также наличие топлива в бачке. Кроме того, проверяют, нет ли течи топлива в местах соединения отстойника, топливопровода и карбюратора и при необходимости устраняют эту неисправность. Перед заполнением топливного бачка его горловину очищают от пыли и грязи, а затем заливают топливо.

Следует помнить, что уменьшение содержания масла в топливе (двигатели ПД-10У и ПД-8) и недостаточное его перемешивание с

бензином ухудшают смазку деталей шатунно-кривошипного механизма, а следовательно, повышают их износ.

К основной неисправности механизмов силовой передачи следует отнести пробуксовку сцепления. Ее ликвидируют, промыв замаслившиеся диски (сухое сцепление) бензином или отрегулировав установку рычагов и тяг управления сцеплением.

Глава 25

ПУСК ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 1. Пуск и остановка карбюраторного автомобильного двигателя

Перед пуском двигатель должен быть заправлен охлаждающей жидкостью и маслом, а бак его — топливом*.

Пуск холодного двигателя (на примере двигателя ЗИЛ-130) при температуре окружающего воздуха 0°С и выше следует проводить в такой последовательности.

Подкачать бензин ручным рычагом топливного насоса. Закрывать воздушную заслонку, вытянув до отказа кнопку управления заслонкой.

Установить рычаг переключения передач** в нейтральное положение и выключить сцепление, нажав до отказа на его педаль. Это облегчит работу стартера, так как при его включении не будут вращаться шестерни коробки передач, находящиеся в загустевшем масле.

Включить зажигание и затем стартер, который следует держать включенным не более 5 с.

Как только двигатель начнет работать, отключить стартер, приоткрыть воздушную заслонку, утопив ее кнопку на 1/2 хода, и при помощи педали управления дроссельной заслонки несколько увеличить частоту вращения коленчатого вала двигателя. Включить сцепление.

Не превышая средней частоты вращения коленчатого вала, прогреть двигатель до температуры жидкости в системе охлаждения около 60°С. По мере прогрева двигателя постепенно открывать воздушную заслонку и уменьшать частоту вращения коленчатого вала двигателя. Прогретый двигатель должен устойчиво работать на малой частоте вращения коленчатого вала при полностью открытой воздушной заслонке. Проверить работу двигателя по контрольным приборам.

Исправный двигатель начинает работать после первого-второго включения стартера. Интервалы между включениями стартера должны быть не менее 10 с.

Если после трех включений стартера двигатель не начал работать, нужно проверить исправность систем зажигания и питания двигателя.

Обычно причинами, затрудняющими пуск двигателя, являются следующие: 1) недостаточная подача бензина в карбюратор; 2) засорение жиклеров карбюратора; 3) загрязнение контактов прерывателя или неправильный зазор между ними; 4) неисправные или загрязненные свечи; 5) обрыв или плохой контакт проводов высокого и низкого напряжения.

Для пуска теплого двигателя нужно, установив рычаг переключения передач в нейтральное положение, включить зажигание и стартер.

При пуске двигателя в условиях низких температур следует отключить масляный радиатор и применить пусковой подогреватель или предварительно прогреть двигатель, заливая в систему охлаждения горячую воду, а в поддон картера — горячее масло. Перед включением

* Это указание относится и к дизелям.

** Это указание относится и к тракторам.

зажигания повернуть пусковой рукояткой коленчатый вал двигателя на 3—5 оборотов. Остальные операции по пуску выполняют в последовательности, указанной для пуска двигателя при температуре 0° С и выше.

Для остановки двигателя необходимо выключить зажигание. Перед остановкой двигатель должен проработать 1—2 мин на малой частоте вращения коленчатого вала на холостом ходу, чтобы за это время постоянно и равномерно остыли детали двигателя.

Содержание и последовательность операций пуска и остановки двигателей ГАЗ-52 и ГАЗ-53 примерно такие же, как и при пуске двигателя ЗИЛ-130.

§ 2. Пуск и остановка тракторного дизеля

В качестве примера рассмотрим пуск тракторного дизеля Д-240Л, имеющего пусковой двигатель ПД-10УД. В обозначении модели вспомогательного двигателя буква Д после У означает, что управление пусковым двигателем, редуктором и электростартером дистанционное, осуществляемое водителем из кабины трактора.

Пуск холодного дизеля Д-240Л следует проводить таким образом. Проверить, открыт ли кран топливного бака дизеля, закрыть шторку радиатора. Отвернуть продувочный вентиль на крышке фильтра тонкой очистки топлива и прокачать топливо ручным насосом. Если из отверстия сливной трубки фильтра топливо потечет непрерывной ровной струей, значит, система питания дизеля заполнена топливом. Завернуть вентиль и рукоятку насоса. Если же топливо не потечет или струя его будет прерывистой, с пузырьками воздуха, то нужно последовательно, по частям, проверить заполнение всей топливной системы топливом и при необходимости удалить из нее воздух.

Открыть рукоятками, находящимися в кабине, краник топливного бака и воздушную заслонку карбюратора пускового двигателя и зафиксировать на упорах. Смазать кривошипно-шатунный механизм этого двигателя, удалив конденсат из его картера. Для выполнения последних двух операций нужно вывернуть пробку из картера, включить включатель «массы», выключить, нажав на кнопку, зажигание, включить, повернув включатель по часовой стрелке, стартер, и, прокрутив коленчатый вал пускового двигателя в течение 3—5 с, ввернуть пробку в картер.

Рычаг управления сцепления и механизмом выключения, который размещен у левой двери кабины, повернуть на себя до тех пор, пока рука не почувствует сопротивления пружины толкателя. Этой операцией вводят шестерню привода в зацепление с зубчатым венцом маховика.

Включить стартер и держать его включенным не более 5 с. Если двигатель не начал работать, то через 10—15 с повторить запуск. После двух-трех неудавшихся попыток пустить двигатель нужно проверить системы питания и зажигания и устранить обнаруженные неисправности. По окончании запуска пускового двигателя, если температура окружающего воздуха выше 5° С, сначала проработать 20—30 с при малой частоте вращения коленчатого вала, а затем 1—1,5 мин при номинальной частоте его вращения. Когда температура ниже 5° С, нужно прогреть пусковой двигатель, постепенно переходя от малой до номинальной частоты вращения коленчатого вала.

Установить педаль управления подачей топлива в положение максимальной подачи и включить сцепление системы пуска, плавно передвинув рычаг управления сцепления и механизмом включения до отказа на себя. Если при этом частота вращения коленчатого вала пускового двигателя быстро уменьшается, нужно выключить сцепление и,

когда частота вращения коленчатого вала пускового двигателя достигнет номинальной, вновь включить сцепление.

Как только дизель начнет работать, выключить сцепление, установив его рычаг в вертикальное (нейтральное) положение, и остановить пусковой двигатель. Для этого закрыть краник топливного бака, а затем воздушную заслонку, установив их рукоятки в первоначальное положение, и выключить кнопкой зажигания.

В зависимости от окружающих температурных условий дизелю дают проработать на малой и средней частоте вращения коленчатого вала от 2 до 4 мин, в течение которых водитель должен следить за показаниями манометра и термометров и проверить работу дизеля: прослушать его, убедиться в отсутствии течи топлива, масла и воды (внешний осмотр). Исправный дизель должен работать без каких-либо стуков, с бездымным выхлопом, имеющим четкий звук.

При номинальной частоте вращения коленчатого вала давление масла должно быть 2—3 МПа, а температура охлаждающей жидкости 75—95°С. Показание амперметра зависит от частоты вращения коленчатого вала и состояния аккумуляторных батарей.

Работать более 10 мин на холостом ходу не следует, так как при этом возможно образование иа поршнях и их кольцах коксовых отложений.

В случае неисправности стартера или аккумуляторной батареи пусковой двигатель можно пустить *ручным способом*. Для этого нужно снять обе половины кожуха маховика вместе со стартером, изолировать наконечник провода стартера, завести узел пускового шнура в один из пазов на маховике. Намотать шнур на маховик по часовой стрелке (если смотреть на пусковой двигатель со стороны маховика). Пропустить второй конец шнура между пальцами, охватывающими рукоятку шнура, и рывком потянуть рукоятку на себя, тем самым повернув маховик.

На дизелях СМД-14 и А-41 последних конструкций предусмотрена блокировка рычага включения коробки передач трактора с цепью зажигания пускового двигателя. Благодаря этому запуск двигателя ПД-10У можно осуществить только при нейтральном положении рычага.

При пуске тракторного дизеля Д-240 *непосредственно от стартера* нужно установить педаль управления подачей топлива в положение максимальной подачи, включить включатель «массы». Повернуть включатель * на щитке приборов в положение II, при котором включена спираль накаливания электрофакельного подогревателя.

Примерно через 20—25 с, когда контрольный элемент на щитке приборов, показывающий степень нагрева спирали, станет ярко-красного цвета, выключить сцепление трансмиссии трактора и повернуть включатель в положение III. При этом включается и стартер. Как только дизель начнет работать, отключить стартер и включить сцепление. Продолжительность работы стартера не должна превышать 5 с.

Останавливают дизели Д-240Л (Д-240), выключая подачу топлива. Перед остановкой дизель с целью равномерного снижения температуры масла и воды должен проработать 3—5 мин на холостом ходу при средней и малой частоте вращения коленчатого вала. Нельзя останавливать дизель, закрывая кран топливного бака. Это может привести к засасыванию воздуха в систему питания. После остановки дизеля нужно выключить аккумуляторную батарею. Ее контрольная лампа на щитке приборов при этом должна погаснуть.

Если у дизеля частота вращения коленчатого вала чрезмерно увеличится немедленно прекращают подачу топлива и включают устрой-

* У дизеля Д-240 выключатель в отличие от дизеля Д-240Л имеет три положения. В положении I электрофакельный подогреватель и стартер выключены.

ство для аварийной остановки. У дизелей Д-240Л и Д-240 таким устройством является заслонка во впускном трубопроводе, соединенная тросиком с рукояткой в кабине трактора. При вытягивании рукоятки заслонка закрывается, и подача воздуха в цилиндры прекращается.

§ 3. Пуск двигателей в условиях низких температур

Если двигатель пускают в условиях низких температур окружающей среды, то нужно предварительно создать нормальные условия для работы систем питания, смазки и охлаждения и облегчить работу пускового двигателя. С этой целью, закрыв радиатор теплым капотом, постепенно прогревают двигатель, пропуская через его систему охлаждения горячую воду, которую сливают в чистую посуду через сливной краник. При сливе воды отверстие краника нужно периодически прочищать проволокой во избежание обледенения. Сначала через систему охлаждения пропускают воду, нагретую до 60—70° С, а затем, закрыв сливной краник, заливают в нее воду, имеющую температуру 90—95° С. Если после заливки воды дизель прогреется недостаточно, надо слить остывшую воду и вторично заполнить систему охлаждения горячей водой.

Одновременно с заполнением системы охлаждения горячей водой в картер двигателя заливают масло, нагретое до температуры 80—90° С.

При наличии подогревателя (см. § 2, главы 23) его нужно использовать для прогрева двигателя, охлаждающей воды и масла или подогрева воздуха (дизели СМД-14, Д-50, Д-240 и Д-160).

Перед прокручиванием коленчатого вала основного двигателя для облегчения работы пускового двигателя или стартера выключить сцепление трансмиссии трактора или автомашины на весь период пуска и повернуть коленчатый вал двигателя рукояткой на несколько оборотов.

Чтобы облегчить запуск пускового двигателя, нужно залить в цилиндр через краник в головке 2—3 см³ смеси бензина с маслом.

Если топливный насос дизеля имеет обогатитель, то последний включают, оттянув его кнопку на себя до отказа. После пуска дизеля проверяют, выключился ли обогатитель.

При температурах окружающего воздуха ниже 0° С бак двигателя нужно заправлять зимними сортами топлива, картер — зимними или всесезонными сортами масел.

Раздел восьмой

ХАРАКТЕРИСТИКИ И ИСПЫТАНИЯ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ



Глава 26

ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 1. Общие сведения

Работа двигателей характеризуется эффективной мощностью N_e , средним эффективным давлением p_e , крутящим моментом на коленчатом валу M_k , расходом топлива G_T и удельным расходом топлива g_e .

Для оценки этих и некоторых других показателей, а также выявления влияния на них различных факторов, определяемых условиями работы двигателя и его конструктивными особенностями, пользуются графиками — *характеристиками двигателя*.

Характеристики строятся по опытным данным, полученным при лабораторных испытаниях двигателя на стенде по методам, установленным ГОСТ 18509—73 (тракторные и комбайновые дизели) и ГОСТ 14846—69 (автомобильные карбюраторные двигатели и дизели).

Эти стандарты предусматривают также стендовые испытания двигателя для выявления других важных показателей, определение которых построения характеристик не требует, так как они могут быть представлены числовыми значениями и сопоставлены с действующими нормами. К таким показателям относятся, например, расход картерного масла на угар, шум и вибрация двигателя и некоторые другие.

Основными характеристиками автомобильных и тракторных двигателей являются *скоростные, нагрузочные и регулировочные характеристики*.

При работе двигателя выделяются в основном с отработавшими газами, а также с картерными газами и при испарении бензина из приборов системы питания токсичные вещества. К ним относятся окись углерода CO , углеводороды C_mH_n , окислы азота NO_x , альдегиды $R-COH$, соединения свинца, бенз-а-пирен, сажа.

С целью ограничения выделения вредных веществ установлены для улиц городов с интенсивным автомобильным движением санитарные нормы предельно допустимого содержания CO , C_mH_n , NO_x в отработавших и картерных газах карбюраторных двигателей и сажи в отработавших газах дизелей. Если снимаемые скоростные, нагрузочные, регулировочные характеристики определяют и содержание вредных веществ в отработавших газах и наряду с кривыми изменения мощности, крутящего момента, расхода топлива, угла опережения зажигания и др. несут графики, показывающие изменение содержания вредных веществ в отработавших газах, то соответственно такие характеристики называют *скоростная токсическая, нагрузочная токсическая, регулировочная токсическая*.

Эффективная мощность и экономичность двигателя зависит от его оборудования вспомогательными агрегатами.

Различают номинальную и эксплуатационную мощность.

Номинальная мощность — это эффективная приведенная мощность прошедшего обкатку двигателя, полученная при номинальной частоте вращения с установленными заводом регулировками, укомплектованного необходимыми агрегатами за исключением вентилятора, воз-

духоочистителя, глушителя шума впуска и выпуска, выпускной трубы с отключенными генератором, гидронасосом и компрессором.

Эксплуатационная мощность отличается от номинальной мощности тем, что при ее определении двигатель оборудуется теми агрегатами, которые при определении номинальной мощности исключались. Условия использования генератора, гидронасоса и компрессора одни и те же.

Виды и программы испытаний двигателей в зависимости от целей и назначения регламентированы ГОСТ. Так, автомобильные двигатели подвергаются приемным, контрольным, эксплуатационным, научно-исследовательским и технологическим испытаниям.

Приемным испытаниям подвергается двигатель для решения вопроса о постановке его на производство.

Контрольные испытания проходят двигатели серийного производства для проверки соответствия их показателей утвержденной технической документации, стандартам и санитарно-гигиеническим нормам.

Эксплуатационные испытания имеют целью проверку соответствия данного двигателя условиям и требованиям эксплуатации.

Научно-исследовательские испытания проводятся в процессе доводочных работ при создании нового или модернизации выпускаемого двигателя.

Технологические испытания проводят в процессе изготовления двигателя и его отдельных деталей.

§ 2. Скоростные характеристики

Скоростная характеристика представляет графическую зависимость мощностных и экономических показателей двигателя от частоты вращения коленчатого вала. Различают скоростные характеристики: внешние, с регуляторной ветвью, частичные и холостого хода.

Внешняя скоростная характеристика снимается при полностью открытой дроссельной заслонке или максимальной подаче топлива (положение рейки топливного насоса соответствует моменту включения корректора подачи топлива), при работе двигателя без регулятора. Характеристика позволяет определить наибольшую мощность, которую может развить двигатель при различных частотах вращения коленчатого вала, установленных расходах топлива, углах опережения зажигания или опережения впрыска топлива. опыты проводят для карбюраторных двигателей, начиная с минимальной частоты вращения коленчатого вала до 1,1 номинальной частоты вращения, и для дизелей в пределах от минимальной до максимальной частоты вращения вала.

Внешняя скоростная характеристика имеет следующие характерные точки (рис. 200, а, б):

$N_{\text{ном}}$ — номинальная мощность, то есть эффективная мощность, гарантированная заводом-изготовителем при условиях, приведенных выше (точки А), кВт;

$N_{e \text{ макс}}$ — максимальная эффективная мощность (точки А'), кВт.

Максимальная мощность может быть или равна номинальной (рис. 200, а), либо превышать ее (рис. 200, б);

$M_{кв}$ — крутящий момент на режиме максимальной мощности (точки С'), Н·м;

$M_{кн}$ — крутящий момент, соответствующий номинальной мощности (точки С), Н·м;

$M_{к \text{ макс}}$ — максимальный крутящий момент (точки Б), Н·м;

$n_{\text{ном}}$ — номинальная частота вращения коленчатого вала, установленная заводом-изготовителем для номинальной мощности, об/мин. При $N_{\text{ном}} = N_{e \text{ макс}}$ $n_{\text{ном}} = n_{\text{макс}}$;

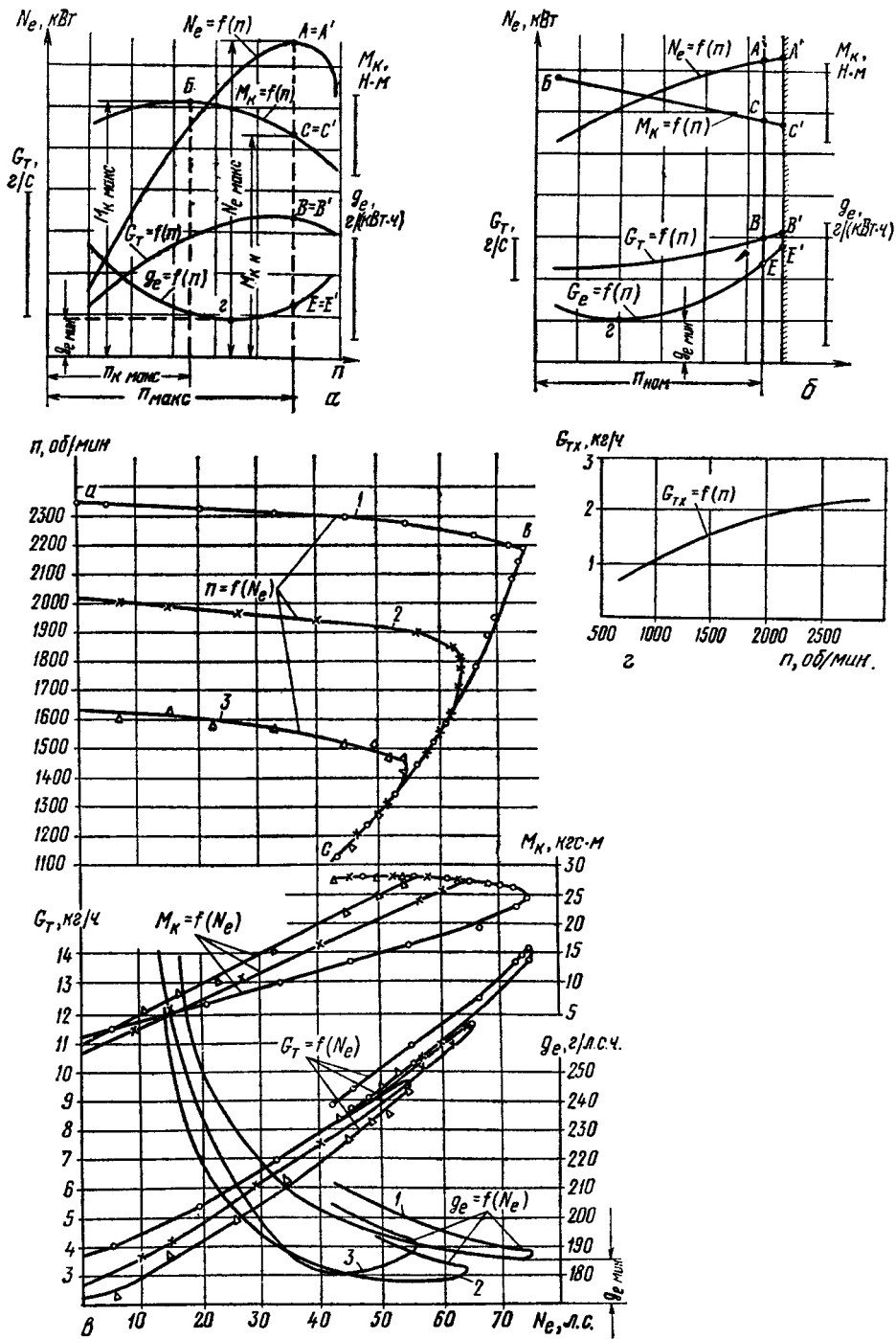


Рис. 200. Скоростные характеристики:

a — внешняя скоростная характеристика карбюраторного двигателя; b — внешняя скоростная характеристика дизеля; z — регуляторная характеристика; z — характеристика холостого хода.

точки B, B' — расход топлива $G_T, \text{г/с}$, и E, E' — удельный расход топлива $g_e, \text{г/(кВт}\cdot\text{ч)}$ соответственно на номинальной и максимальной мощности;

$g_{e \text{ мин}}$ — минимальный удельный расход топлива (точки e), $\text{г/(кВт}\cdot\text{ч)}$.

На внешней скоростной характеристике дизеля на мощности $N_{e \text{ макс}}$ штриховой линией обозначено начало работы дизеля с дымлением. При дальнейшем повышении частоты вращения возможно получение мощности более $N_{e \text{ макс}}$, но работа дизеля будет сопровождаться сильным дымлением, вибрацией и повышенной температурой отработавших газов, что недопустимо из-за большого нагарообразования и теплового напряжения деталей цилиндрико-поршневой группы. По этим соображениям для дизеля принимаются $N_{\text{ном}} \leq N_{e \text{ макс}}$. У дизеля более пологое протекание кривой $M_K = f(n)$ объясняется конструктивными особенностями топливных насосов. Этот недостаток снижает приспособленность дизеля к преодолению перегрузок, и для его устранения регуляторы топливных насосов снабжаются корректорами, увеличивающими подачу топлива за цикл на режимах перегрузок.

Скоростная характеристика с регуляторной ветвью называется *регуляторной характеристикой*. Характеристика определяется при положении органов управления регулятором скорости, соответствующем полной подаче топлива при включенном регуляторе (дизели). Характеристика снимается при последовательном увеличении нагрузки двигателя, начиная от холостого хода до максимальной мощности, а далее до частоты вращения, соответствующей режиму максимального крутящего момента. Характеристики позволяют судить о мощностных и экономических показателях двигателя при работе с регулятором.

Регуляторная характеристика строится в функции мощности $M_K, n, G_T, g_e = f(N_e)$, частоты вращения $N_e, M_K, G_T, g_e = f(n)$ или крутящего момента $N_e, n, G_T, g_e = f(M_K)$.

Предпочтительно построение регуляторной характеристики в функции эффективной мощности, так как она более наглядна для суждения о работе двигателя на основном (регуляторном) режиме.

Кривая регуляторной характеристики (рис. 200, в) имеет две части: участок $ав$, на котором работа двигателя управляется регулятором, и участок $вс$, на котором регулятор не оказывает воздействия на работу двигателя: на этом участке при увеличении нагрузки происходит резкое падение частоты вращения, и подача топлива увеличивается за счет действия корректора. Участок $ав$ характеристики называется *регуляторной ветвью*, а участок $вс$ — *безрегуляторной ветвью*. Иногда отчетливой границы между этими участками может не быть, что определяется особенностями устройства корректора.

По скоростным характеристикам определяют коэффициент запаса крутящего момента, который характеризует способность двигателя преодолевать кратковременные увеличения внешних сопротивлений трактора (автомобиля) без перехода на низшую передачу.

Различают корректорный и номинальный запас крутящего момента.

Корректорный коэффициент запаса крутящего момента определяется по формуле (рис. 200, а).

$$\mu_k = \frac{M_{K \text{ макс}} - M_{K_N}}{M_{K_N}} 100\% \quad (67)$$

При определении *номинального коэффициента запаса крутящего момента* μ в формуле (67) M_{K_N} заменяется крутящим моментом на режиме номинальной мощности $M_{K.н}$.

Скоростная характеристика, снятая при работе с прикрытой дроссельной заслонкой или неполной подачей топлива, служит для оценки

экономичности двигателя на различных нагрузках и скоростных режимах и называется *частичной*. Обычно скоростные характеристики, снятые на номинальном скоростном режиме, совмещаются с частичными характеристиками, что дает возможность их сравнивать.

На рисунке 200, в приведена регуляторная характеристика двигателя Д-240 на номинальной частоте вращения $n=2200$ об/мин (кривая 1) и двух частичных режимах: 85% (кривая 2) и 70% (кривая 3) от частоты вращения при номинальном скоростном режиме холостого хода.

Сравнение характеристик этого двигателя для различных скоростных режимов показывает, что у характеристик с меньшей частотой вращения экономичность несколько выше.

Характеристика холостого хода (рис. 204, г)—это скоростная характеристика, определенная при работе двигателя без нагрузки. При снятии такой характеристики коленчатый вал отъединяется от вала тормоза, и вся развиваемая мощность расходуется на преодоление сил трения в двигателе и привод в действие вспомогательных механизмов. Характеристика холостого хода тракторного дизеля снимается на скоростных режимах в диапазоне от максимальной до минимальной устойчивой частоты вращения холостого хода.

Минимальная устойчивая частота вращения холостого хода дизеля определяется последовательным снижением расхода топлива до появления колебаний частоты вращения в пределах $\pm 5\%$ от замеренной на данном скоростном режиме.

Характеристика холостого хода карбюраторного двигателя снимается в диапазоне изменения частоты вращения коленчатого вала, начиная от минимальной устойчивой холостого хода до частоты, равной 50% номинальной.

Частота вращения изменяется с помощью упорного винта дроссельной заслонки карбюратора. Во время проведения опытов замеряется частота вращения, расход топлива и разряжение во впускном трубопроводе. По характеристике холостого хода $G_T=f(n)$ дается оценка расхода топлива при работе двигателя без нагрузки.

§ 3. Нагрузочные характеристики

В эксплуатации двигатели работают в режимах частичных нагрузок. Для оценки экономичности данного двигателя снимают нагрузочные характеристики, показывающие изменение расходов топлива в зависимости от нагрузки. За величины, характеризующие нагрузку двигателя, принимают эффективную мощность, крутящий момент или среднее эффективное давление.

Характеристику снимают при постоянной частоте вращения коленчатого вала с последовательным увеличением подачи топлива, начиная с режима холостого хода и до нагрузок, соответствующих полной подаче. Для полноты суждения об экономичности двигателя необходимы несколько нагрузочных характеристик, из которых каждая соответствует выбранной постоянной частоте вращения.

Большинство зависимостей $G_T=f(P_e)$ на нагрузочных характеристиках протекает прямолинейно почти на всем диапазоне нагрузок, за исключением близких к полным.

У карбюраторных двигателей наблюдается более крутой подъем кривых $g_e=f(P_e)$ и $G_T=f(P_e)$, что объясняется значительным обогащением горючей смеси экономайзером карбюратора.

При малых нагрузках удельный расход топлива возрастает из-за ухудшения наполнения, увеличения коэффициента остаточных газов и снижения механического к. п. д. двигателя. На рисунке 201 в качестве примера приведена нагрузочная характеристика двигателя ЯМЗ-240Б, снятая при номинальной частоте вращения $n=1900$ об/мин.

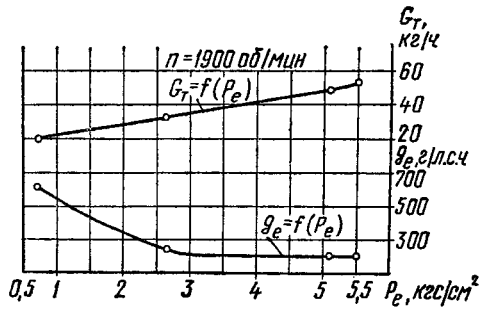


Рис. 201. Нагрузочная характеристика двигателя ЯМЗ-240Б.

§ 4. Регулировочные характеристики

Регулировочные характеристики определяют зависимость мощностных и экономических показателей двигателя от расхода топлива, угла опережения зажигания или угла опережения впрыска и других регулируемых параметров. Значение регулируемого параметра называется оптимальным, если оно соответствует наиболее выгодным

условиям работы двигателя по мощности и экономичности. Регулировочные характеристики снимаются при полных и частичных нагрузках.

Регулировочные характеристики по расходу топлива показывают изменение мощности и удельного расхода топлива в зависимости от расхода топлива.

Регулировочная характеристика по расходу топлива карбюраторного двигателя (рис. 202, а) снимается при постоянной частоте вращения коленчатого вала, полностью открытой дроссельной заслонке и оптимальном угле опережения зажигания. Количество подаваемого топлива регулируют, изменяя сечение калиброванного отверстия топливного жиклера. Характеристика имеет две характерные точки: на кривой $N_e = f(G_T)$ точка А максимальной мощности $N_{e \max}$ и точка а минимального удельного расхода топлива $g_{e \min}$ на кривой $g_e = f(G_T)$.

Оптимальная регулировка карбюратора по расходу топлива $G_{T \text{ опт}}$ — между абсциссами точек $N_{e \max}$ и $g_{e \min}$.

Регулировочную характеристику по расходу топлива дизеля (рис. 202, б) снимают при постоянной частоте вращения вала и оптимальном угле опережения впрыска топлива. Количество подаваемого топлива изменяют передвижением рейки топливного насоса в сторону

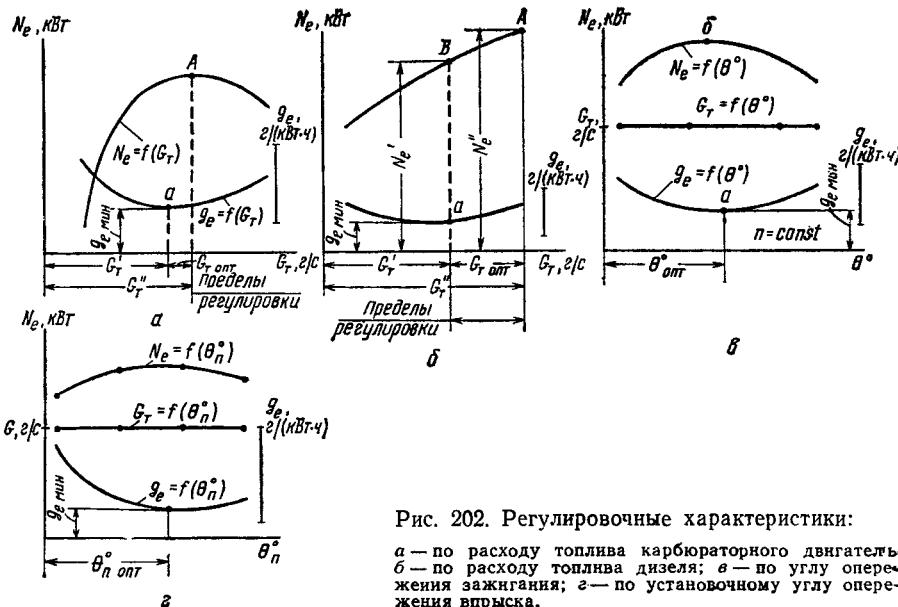


Рис. 202. Регулировочные характеристики:

а — по расходу топлива карбюраторного двигателя; б — по расходу топлива дизеля; в — по углу опережения зажигания; г — по установочному углу опережения впрыска.

увеличения подачи. Так как частота вращения вала двигателя остается постоянной, то для каждого опыта уменьшается коэффициент избытка воздуха и возрастает мощность.

Отметим на кривой $N_e = f(G_T)$ точки *A* и *B*. В точке *B* мощность двигателя N_e' соответствует минимальному удельному расходу топлива $g_{e \text{ мин}}$. По мере увеличения подачи топлива значение коэффициента избытка воздуха уменьшается и наступает момент, когда двигатель из-за неполного сгорания начинает работать с дымным выпуском (точка *A*). Начало дымления двигателя соответствует мощности N_e'' .

Вследствие того, что дизель работает с большим коэффициентом избытка воздуха, увеличение подачи топлива за пределами точки *A* даст некоторое повышение мощности. Однако при этом двигатель работает с увеличенным удельным расходом топлива и высокой температурой отработавших газов. Эта работа сопровождается нагарообразованием и может вызвать закоксовывание поршневых колец. Поэтому оптимальная регулировка $G_{T, \text{ опт}}$ должна лежать в пределах $G_T' - G_T''$.

Характеристика по углу опережения зажигания (карбюраторный двигатель) отражает зависимость мощности и удельного расхода топлива от угла опережения зажигания при $G_T = \text{const}$.

На рисунке 202, в по оси абсцисс отложены значения угла опережения зажигания θ° , а по оси ординат — значение эффективной мощности N_e и удельного расхода топлива g_e . Характеристику снимают при постоянной частоте вращения, полностью открытой дроссельной заслонке и принятой регулировке карбюратора. Опыты заключаются в определении показателей N_e и g_e для различных значений угла опережения зажигания θ° , получаемых последовательным поворотом прерывателя от одного крайнего положения — позднего или раннего зажигания — к другому. Пределом увеличения угла опережения зажигания может явиться детонация двигателя, вызывающая падение мощности и увеличение удельного расхода топлива. Интервалы изменения угла θ° для каждого опыта составляют 3—5°. Наивыгоднейший угол опережения зажигания определяется оптимальными значениями максимальной мощности $N_{e \text{ макс}}$ и минимального удельного расхода топлива $g_{e \text{ мин}}$ (точки *a*, *b*).

У двигателей, снабженных регулятором для автоматического изменения угла опережения зажигания, последовательно снимают несколько характеристик. Это позволяет определить пределы изменения угла опережения зажигания для заданного диапазона частот вращения и нагрузок и проверить установку и действие регулятора опережения зажигания.

Регулировочная характеристика по установочному углу опережения впрыска топлива (дизель) отражает зависимость эффективной мощности N_e и удельного расхода топлива g_e от угла начала подачи топлива θ_n° при расходе топлива $G_T = \text{const}$ (рис. 202, г).

Характеристику снимают при работе на постоянной частоте вращения, принятом расходе топлива и других оптимальных регулировках. Рейку топливного насоса закрепляют в положении начала включения корректора подачи топлива, для изменения угла опережения начала подачи топлива устанавливают муфту опережения. Последовательность снятия характеристики такая же, как и по углу опережения зажигания.

§ 5. Пусковые характеристики и характеристики продолжительности пуска. Расход масла на угар

Пусковые качества дизеля (рис. 203) характеризуются пусковыми характеристиками (для дизеля с пуском электрическим стартером) и характеристиками продолжительности пуска (для дизеля с системой пуска от пускового двигателя).

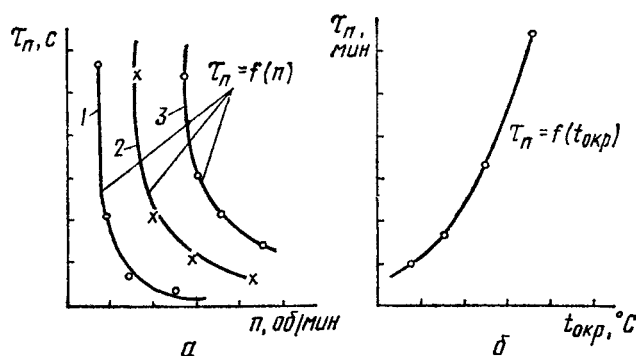


Рис. 203. Пусковые характеристики и характеристика продолжительности пуска дизеля:

a — пусковые характеристики: кривые 1, 2, 3 — зависимости $\tau_{п} = f(n)$ при различных постоянных температурах окружающего воздуха; *б* — характеристика продолжительности пуска.

Пусковые характеристики (рис. 203, *a*) представляют собой зависимости вида $\tau_{п} = f(n)$, где $\tau_{п}$ — продолжительность прокручивания коленчатого вала при пуске, с; n — частота вращения коленчатого вала дизеля, об/мин.

Характеристики снимают не менее чем для трех постоянных значений температуры окружающей среды с разницей не менее 5°. Для каждой характеристики проводятся пуски не менее чем на четырех частотах вращения коленчатого вала двигателя. Допускается использовать средства ускорения пуска, предусмотренные конструкцией дизеля.

Температурное состояние дизеля (воды в головке и блоке цилиндров, головок и цилиндров дизелей воздушного охлаждения, вкладышей коренных подшипников и масла в поддоне) до начала испытаний не должно отличаться от температуры окружающего воздуха более чем на 2° С. Продолжительностью пуска считается время прокручивания коленчатого вала до момента отключения пускового устройства.

Пуск считается нормальным, если он осуществляется не более чем с трех попыток за время не более 20 с каждая с промежутками между ними 1—1,5 мин.

Характеристики продолжительности пуска (рис. 203, *б*) представляют зависимость $\tau_{п} = f(t_{окр})$. Как и пусковые характеристики, они определяются не менее чем для трех значений температур окружающей среды $t_{окр}$ с разницей между ними не менее 5° С. Допускается использование средств облегчения пуска, предусмотренных конструкцией дизеля. Требования к тепловому состоянию двигателя перед испытаниями те же, что для пусковых характеристик. На каждом температурном режиме пуск дизеля должен достигаться попытками общей продолжительностью не более 5 мин.

Расход масла на угар определяется массой масла, расходуемого в единицу времени и удаляемого из цилиндров вместе с отработавшими газами и продувочным воздухом. Этот показатель характеризует меру конструктивного совершенства цилиндро-поршневой группы и теплового процесса дизеля, а в эксплуатации позволяет оценивать ее состояние.

Расход масла на угар определяется по убыли масла из картера дизеля (или масляного бака) за время работы 10 ч на номинальном скоростном режиме и мощности, равной 90% номинальной. В картер (масляный бак) дизеля перед испытаниями заливают масло в максимально допустимом количестве, установленном заводом-изготовителем.

Глава 27

СТЕНДЫ И СТЕНДОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ

§ 1. Устройство стендов

Стенд для испытаний двигателя состоит из тормозного и измерительного устройств, аппаратуры для питания двигателя топливом, его охлаждения, отвода отработавших газов, приспособления для крепления двигателя и органов управления.

Тормозное устройство и детали крепления размещаются на фундаменте, выполненном в виде чугунной плиты, помещенной на бетонном основании. Плита имеет пазы для анкерных болтов крепления стоек. Испытываемый двигатель укрепляется на суппортах стоек или специальной балке. Если двигатель укомплектован агрегатами, предусмотренными для определения эксплуатационной мощности, то его не снимают с трактора, а соединяют с валом тормоза через вал отбора мощности гибкой муфтой. Тормозное устройство и трактор размещаются на платформе, снабженной гидравлическими домкратами. Пользуясь домкратами, центрируют вал отбора мощности и вал тормоза, соответственно перемещая платформу. В этом случае питание и охлаждение двигателя осуществляются его собственными системами.

Стенд должен обеспечивать достижение устойчивых нагрузок и плавное их регулирование в широком диапазоне частот вращения.

Применяются гидравлические и электрические стенды. Преимущественное распространение получили электрические стенды, которые обеспечивают высокую точность измерения и дают возможность устойчиво нагрузить испытуемый двигатель в широком диапазоне частот вращения, плавно и тонко регулировать нагрузку.

Электрический стенд представляет собой генератор, приводимый испытуемым двигателем. Вырабатываемая генератором электрическая энергия отдается в нагрузочную сеть, которой служит реостат или внешняя сеть.

Электрические стенды могут использоваться в качестве обкаточных, работая при этом в режиме электродвигателя.

Электрические стенды бывают постоянного тока, синхронные и асинхронные переменного тока. Наиболее распространены машины постоянного тока, как наиболее универсальные и простые. Их достоинство — возможность работать в широком диапазоне частот вращения как в режиме генератора при торможении испытуемого двигателя, так и в режиме двигателя при пуске, обкатке двигателя внутреннего сгорания. Промышленность выпускает стенды с балансирными машинами постоянного тока следующих основных типоразмеров: МПБ 24,5/22 мощностью 25 кВт, МПБ 28/26 50 кВт, МПБ 32,7/28 100 кВт и МПБ 42,3/30 200 кВт. Буквы МПБ обозначают «машина постоянного тока балансирная», цифры показывают крутящий момент в режиме двигателя и тормозной момент в режиме генератора. Мощность дается в режиме генератора. Машины допускают работу при частоте вращения до 4500 об/мин. Машина называется балансирной потому, что она измеряет крутящий момент двигателя по принципу балансирного подвешивания корпуса тормоза, создающего момент на валу испытуемого двигателя.

Корпус 2 (рис. 204) подвешен в станине 4 на подшипниках 3 и опирается через призму 5 на весовой механизм 1. Мощность (кВт) определяется по формуле

$$N_e = pln\eta 10^{-3}, \quad (68)$$

где p — усилие, показанное весовым механизмом, Н; l — плечо тормоза, обычно его длина 1 м; η — коэффициент полезного действия промежуточной передачи между двигателем и тормозом; n — частота вращения вала тормоза.

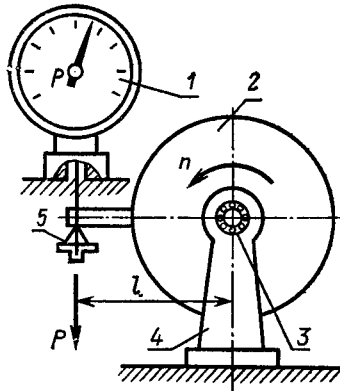


Рис. 204. Схема балансирующего стенда:

1 — весовой механизм; 2 — корпус тормоза; 3 — шариковый подшипник; 4 — станина тормоза; 5 — призма весового механизма; l — плечо тормоза.

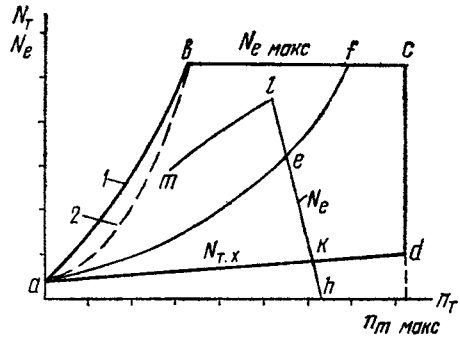


Рис. 205. Характеристика тормозов:
1 — электрического; 2 — гидравлического.

Тормозные качества тормоза оцениваются его характеристикой. Характеристика тормоза (рис. 205) представляет зависимость погашаемой им механической энергии N_t испытуемого двигателя от изменения частоты вращения n_t вала стенда. Она позволяет определить пригодность стенда для испытания данного двигателя. Кривые 1, 2, заключенные между точками a — v , соответствуют наибольшему возбуждению электрического тормоза (1) или наибольшему заполнению гидравлического тормоза водой (2). Кривая aej лежит ниже кривых av и соответствует частичному значению тормозной мощности гидравлического или электрического тормоза соответственно при неполном заполнении водой или возбуждении.

Характеристика электрического тормоза определяется уравнением параболы

$$N_t = an_t^2, \quad (69)$$

где a — коэффициент, соответствующий работе тормоза при полной нагрузке.

Характеристика гидравлического тормоза представляет собой уравнение кубической параболы

$$N_t = an_t^3. \quad (70)$$

На графике линия bc характеризует максимальное значение тормозной мощности $N_{t, \max}$ по условиям прочности или допустимого нагрева тормоза. Линия cd ограничивает тормозные мощности предельно допустимой частотой вращения по условиям прочности.

Линия ad определяет затраты мощности на холостой ход тормоза $N_{t, x}$.

Контур $avcd$ характеризует возможность тормоза поглотить мощность испытуемого двигателя. Если стенд пригоден для испытания данного двигателя, необходимо, чтобы его характеристика с контуром $hkltm$ полностью вписывалась в характеристику тормоза. При этом точка k будет соответствовать минимальной нагрузке на холостом ходу тормоза.

Измерительные устройства и приборы. Установка для измерения расхода топлива — это обычно резервуар, установленный на весах определенной точности, из которого топливо поступает в двигатель. Ее включение производится автоматически.

Для измерения мгновенной частоты вращения служат тахометры. Наибольшее применение получили центробежные приставные и электрические тахометры. Центробежные приставные тахометры позволяют делать измерения в широких пределах (ГОСТ 13082—71); электрические тахометры удобны, а их точность выше, чем у центробежных. Они позволяют делать замеры частоты вращения дистанционно, присоединять несколько указателей.

Для измерения времени опыта применяются секундомеры точностью до 0,2 с.

Для измерения температуры окружающего воздуха, масла в картере, воды в системе охлаждения, горючей смеси во впускном трубопроводе (карбюраторные двигатели), отработавших газов, используют термометры расширения (ртутные, спиртовые), манометрические и электрические термометры и термоэлектрические пирометры.

Для определения дымности отработавших газов применяются дымомеры, измеряющие оптическую плотность отработавших газов методом просвечивания, и сажемеры, измеряющие концентрацию сажи методом фильтрования.

Для определения токсичности отработавших газов (окиси углерода и углеводородов) служат газоанализаторы.

§ 2. Общая методика испытаний

Испытания. Перед испытанием двигателя проверяют тормоз, подготавливают измерительную аппаратуру. Двигатель проходит обкатку. Тщательно контролируют техническое состояние и регулировочные показатели двигателя. После пробного пуска и проверки двигателя снимают несколько контрольных точек характеристики.

Перед началом каждого опыта двигатель должен работать устойчиво с постоянной частотой вращения и иметь нормальный температурный режим. Каждый опыт для получения достоверных результатов проводят несколько раз. Режимы работы двигателя при переходе от одного опыта к другому меняют в установленных границах последовательно в большую или меньшую сторону в зависимости от типа снимаемой характеристики.

Данные, полученные во время опыта, заносят в журнал испытаний и обрабатывают. В журнале указывают марку двигателя, его номер, дату и место испытания. Отмечают, какая характеристика снималась, на каком тормозе, передаточное число от коленчатого вала двигателя к валу тормоза и к. п. д. передачи. Указывают название и стандарт топлива и картерного масла, на которых работал двигатель во время испытаний, а также барометрическое давление.

В журнал заносят все изменения в работе двигателя (начало и характер дымления, вибрация, стуки и т. д.).

Во время каждого опыта измеряют его продолжительность, тормозное усилие, частоту вращения вала тормоза, расход топлива, а также температуры окружающего воздуха, охлаждающей воды, масла в картере, отработавших газов и давления масла в системе смазки, топлива в системе питания, газов в картере двигателя и др.

Для каждого опыта подсчитывают частоту вращения двигателя, крутящий момент, мощность, расходы топлива. Крутящий момент двигателя определяют по формуле (47), а эффективную мощность по выражению (68).

Расход топлива, г/с,

$$G_{\tau} = \frac{Q_{\tau}}{t}, \quad (71)$$

где Q_{τ} — масса топлива, израсходованного за время опыта, г; t — время опыта, с.

Удельный расход топлива, г/(кВт·ч),

$$g_e = \frac{G_r}{N_e} 3600. \quad (72)$$

По формулам (64) и (67) подсчитывают степень неравномерности регулятора скорости и коэффициент запаса крутящего момента.

На мощность и удельный расход топлива влияют температура окружающего воздуха и барометрическое давление. Поэтому после испытаний двигателя мощность и расход топлива приводят к стандартным атмосферным условиям по номограммам или расчетным формулам (ГОСТ 18509—73).

За стандартные атмосферные условия принимаются: барометрическое давление — 101,3 кПа; температура воздуха — 20°С; относительная влажность воздуха — 50%.

Для дизельного топлива стандартная температура равна 20°С и плотность 0,83 т/м³.

По окончании испытаний строят характеристики и составляют таблицу основных показателей.

Раздел девятый

ТРАНСМИССИЯ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ



ГЛАВА 28

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТРАНСМИССИЯХ

§ 1. Назначение и классификация трансмиссий

Трансмиссия трактора (автомобиля) объединяет агрегаты и механизмы, передающие крутящий момент двигателя ведущим колесам и изменяющие крутящий момент и частоту вращения по величине и направлению. Трансмиссия трактора, кроме того, используется для передачи части мощности двигателя агрегатируемой с трактором машине. Трансмиссия необходима по следующим причинам.

Частота вращения валов двигателей значительно выше, чем скорость вращения ведущих колес (гусениц) тракторов и автомобилей даже при движении на высоких скоростях.

Сопротивление движению тракторного агрегата (автомобиля) меняется непрерывно и в широких пределах. Это объясняется колебаниями удельного сопротивления почвы и загрузки рабочих органов машин, изменениями сопротивления качению колес и сцепления их с грунтом или дорогой, возникающими на пути движения подъемами и уклонами и т. д.

Соответственно этому требуется менять крутящий момент, подводимый к ведущим колесам (гусеницам), как для преодоления возросших сопротивлений, так и для более полного использования мощности двигателя, получения высокой производительности при наименьшем расходе топлива.

Двигатели внутреннего сгорания обладают весьма ограниченными свойствами саморегулирования — автоматического изменения крутящего момента и частоты вращения в зависимости от колебания внешних сопротивлений. Так, номинальный коэффициент запаса крутящего момента двигателя внутреннего сгорания (см. § 2 главы 26) не превышает 20%.

Этими причинами и обусловлена необходимость применения трансмиссий на тракторах и автомобилях.

Трансмиссии подразделяются на следующие виды: механические, гидромеханические, гидрообъемные, электромеханические, ступенчатые, бесступенчатые и автоматические.

§ 2. Механические трансмиссии

Трансмиссия трактора (автомобиля), состоящая только из механических устройств, называется *механической*. Механические трансмиссии подразделяются на *ступенчатые* — фиксированным ступенчатым изменением передаточного числа, и *бесступенчатые* — с бесступенчатым изменением передаточного числа. Первые получили преимущественное распространение.

Механическую (ступенчатую) трансмиссию (на примере трактора Т-150К) составляют следующие основные механизмы (рис. 206).

Сцепление 1 предназначено для плавного отъединения и соединения работающего двигателя и трансмиссии, безударного переключения передач и плавного трогания трактора с места.

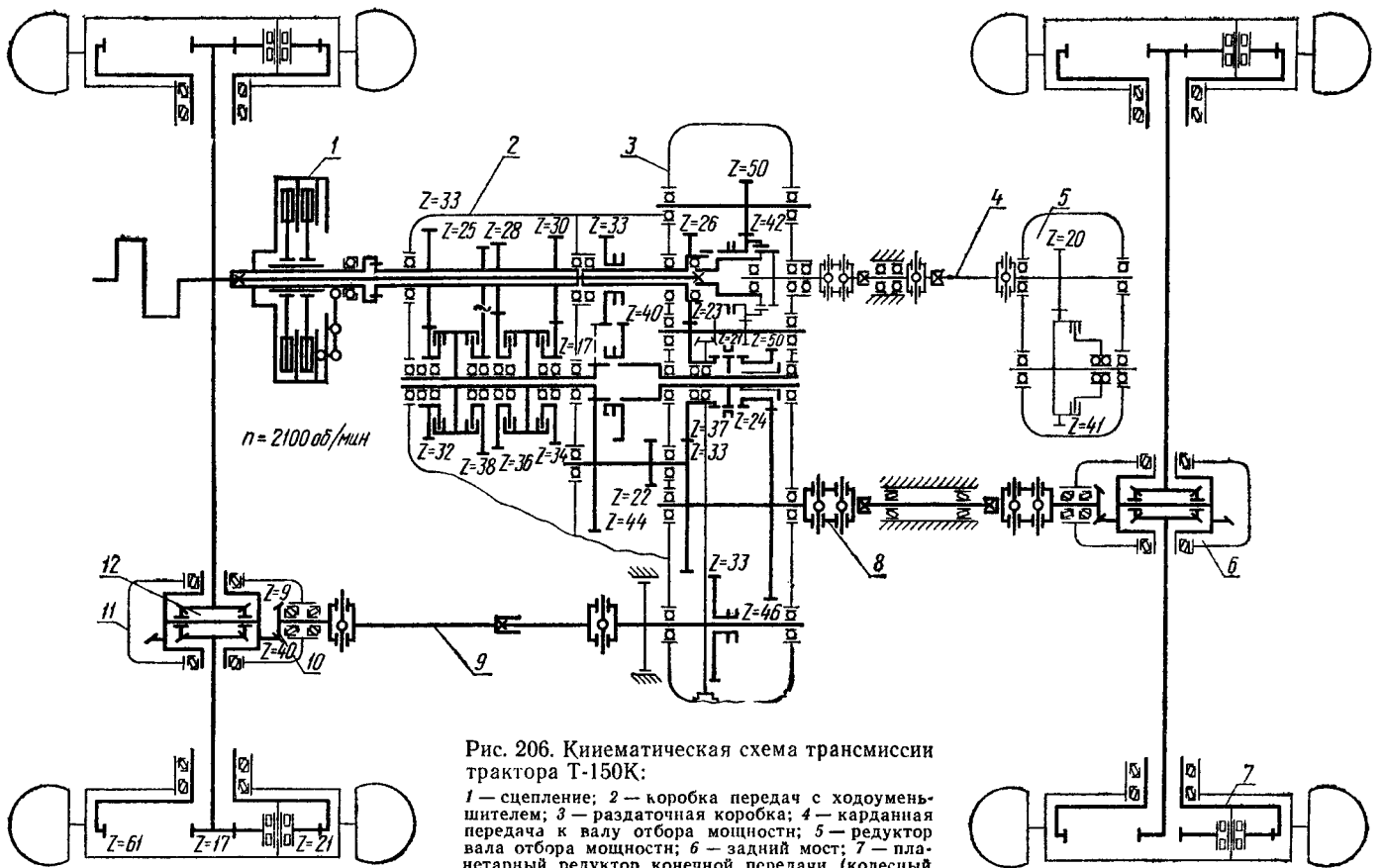


Рис. 206. Кинематическая схема трансмиссии трактора Т-150К:

1 — сцепление; 2 — коробка передач с ходоуменьшителем; 3 — раздаточная коробка; 4 — карданная передача к валу отбора мощности; 5 — редуктор вала отбора мощности; 6 — задний мост; 7 — планетарный редуктор конечной передачи (колесный редуктор); 8 — карданная передача к заднему мосту; 9 — карданная передача к переднему мосту; 10 — главная передача; 11 — передний мост; 12 — дифференциал.

Коробка передач 2 служит для преобразования по величине и направлению крутящего момента, передаваемого от двигателя к ведущим колесам. С помощью коробки передач осуществляется изменение направления движения трактора и обеспечивается длительное разобщение работающего двигателя и ведущих колес.

Составной частью коробки передач является *раздаточная коробка* 3. В коробке передач предусмотрены четыре передачи прямого хода и четыре — заднего. Раздаточная коробка дает диапазоны передач или два ряда: рабочий и транспортный. В коробке передач установлен механизм замедленных передач (ходоуменьшитель), который позволяет получить два ряда замедленных передач по четыре в каждом.

Карданная передача служит для передачи крутящего момента двигателя (через коробку передач, ходоуменьшитель и раздаточную коробку) к передним и задним мостам трактора. Карданная передача также передает часть мощности двигателя через редуктор 5 к валу отбора мощности (ВОМ) для привода агрегируемых с трактором машин. Она состоит из отдельных карданных передач 4, 8 и 9 соответственно привода ВОМ, заднего 6 и переднего 11 мостов.

Дифференциал 12 является механизмом, распределяющим подводимый к нему крутящий момент между выходными валами и позволяющий им вращаться с разными скоростями.

Конечные передачи (колесные редукторы 7) предназначены для дополнительного увеличения крутящего момента и снижения скорости движения трактора. Они выполнены в виде планетарных механизмов с цилиндрическими шестернями.

В табличной форме приведены данные по шестерням трансмиссии трактора Т-150К (рис. 210) и передаточные числа при введении их в зацепление на включенной передаче.

Передаточное число планетарной конечной передачи

$$i_{к,п} = \frac{z_k}{z_c} + 1, \quad (73)$$

где z_k , z_c — число зубьев коронной и солнечной шестерен соответственно.

Редуктор 5 вала отбора мощности служит для получения установленных стандартом двух частот вращением ВОМ (при номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя): 16,3 1/с (1028 об/мин) и 9 1/с (565 об/мин). Переход от одной частоты вращения к другой осуществляется переналадкой редуктора.

Передний 11 и задний 6 ведущие мосты участвуют в передаче крутящего момента от двигателя к колесам. Мосты состоят из главной передачи 10 и дифференциала 12, заключенных в общий картер.

Главная передача 10 состоит из одной пары конических шестерен и предназначена для увеличения передаточного числа трансмиссии и сообщения вращения валом, расположенным перпендикулярно продольной оси трактора.

§ 3. Крутящий момент колеса, передаточные числа и к. п. д. механической трансмиссии

Развиваемый двигателем крутящий момент M_k преобразуется трансмиссией в крутящий момент на ведущих колесах.

Подведенный к двигателям крутящий момент M называют *крутящим моментом колеса*. В общем случае неустановившегося движения (ускоренном или замедленном) момент M определяется зависимостью:

$$M = M' + M_j, \quad (74)$$

где M' — крутящий момент колеса при установившемся режиме работы двигателя; M_j — приведенный к ведущим колесам суммарный момент касательных сил инерции колес и кинематически с ними связанных деталей трансмиссии и двигателя.

Передача	Передаточное число	Передача	Передаточное число
I	$\frac{38}{25} \cdot \frac{46}{24} \cdot \frac{40}{9} \left(\frac{61}{17} + 1 \right) = 59,4$	I(ход)	$\frac{38}{25} \cdot \frac{44}{18} \cdot \frac{40}{20} \cdot \frac{46}{24} \cdot \frac{40}{9} \left(\frac{61}{17} + 1 \right) = 274,8$
II	$\frac{36}{28} \cdot \frac{46}{24} \cdot \frac{40}{9} \left(\frac{61}{17} + 1 \right) = 50,3$	II(ход)	$\frac{36}{28} \cdot \frac{44}{18} \cdot \frac{40}{22} \cdot \frac{46}{24} \cdot \frac{40}{9} \left(\frac{61}{17} + 1 \right) = 232,4$
III	$\frac{34}{30} \cdot \frac{46}{24} \cdot \frac{40}{9} \left(\frac{61}{17} + 1 \right) = 44,3$	III(ход)	$\frac{34}{30} \cdot \frac{44}{18} \cdot \frac{40}{20} \cdot \frac{46}{24} \cdot \frac{40}{9} \left(\frac{61}{17} + 1 \right) = 204,9$
IV	$\frac{32}{33} \cdot \frac{46}{24} \cdot \frac{40}{9} \left(\frac{61}{17} + 1 \right) = 38,0$	IV(ход)	$\frac{32}{33} \cdot \frac{44}{18} \cdot \frac{40}{22} \cdot \frac{46}{24} \cdot \frac{40}{9} \left(\frac{61}{17} + 1 \right) = 175,3$
V	$\frac{38}{25} \cdot \frac{33}{37} \cdot \frac{40}{9} \left(\frac{61}{17} + 1 \right) = 27,7$	V(ход)	$\frac{38}{25} \cdot \frac{44}{18} \cdot \frac{40}{22} \cdot \frac{33}{37} \cdot \frac{40}{9} \left(\frac{61}{17} + 1 \right) = 127,8$
VI	$\frac{36}{28} \cdot \frac{33}{37} \cdot \frac{40}{9} \left(\frac{61}{17} + 1 \right) = 23,4$	VI(ход)	$\frac{36}{28} \cdot \frac{44}{18} \cdot \frac{40}{22} \cdot \frac{33}{37} \cdot \frac{40}{9} \times \left(\frac{61}{17} + 1 \right) = 108,0$
VII	$\frac{34}{30} \cdot \frac{33}{37} \cdot \frac{40}{9} \left(\frac{61}{17} + 1 \right) = 20,6$	VII(ход)	$\frac{34}{30} \cdot \frac{44}{18} \cdot \frac{40}{22} \cdot \frac{33}{37} \cdot \frac{40}{9} \times \left(\frac{61}{17} + 1 \right) = 95,3$
VIII	$\frac{32}{33} \cdot \frac{33}{37} \cdot \frac{40}{9} \left(\frac{61}{17} + 1 \right) = 17,64$	VIII(ход)	$\frac{32}{33} \cdot \frac{44}{18} \cdot \frac{40}{22} \cdot \frac{33}{37} \cdot \frac{40}{9} \left(\frac{61}{17} + 1 \right) = 81,57$
I з. х.	$\frac{38}{25} \cdot \frac{44}{18} \cdot \frac{33}{44} \cdot \frac{37}{26} \cdot \frac{33}{37} \times \frac{40}{9} \left(\frac{61}{17} + 1 \right) = 75,0$	II з. х.	$\frac{36}{28} \cdot \frac{44}{18} \cdot \frac{33}{44} \cdot \frac{37}{26} \cdot \frac{33}{37} \times \frac{40}{9} \left(\frac{61}{17} + 1 \right) = 63,5$
III з. х.	$\frac{34}{30} \cdot \frac{44}{18} \cdot \frac{33}{44} \cdot \frac{27}{26} \cdot \frac{33}{37} \times \frac{40}{9} \left(\frac{61}{17} + 1 \right) = 55,9$	IV з. х.	$\frac{32}{33} \cdot \frac{44}{18} \cdot \frac{33}{44} \cdot \frac{37}{26} \cdot \frac{33}{37} \times \frac{40}{9} \left(\frac{61}{17} + 1 \right) = 47,9$

Примечание. «ход» — замедленная передача с холоуменьшителем; «з. х.» — задний ход.

Пренебрегая значением M_j , получим

$$M = M' = M_k i_{тр} \eta_{тр}, \quad (75)$$

где $i_{тр}$, $\eta_{тр}$ — соответственно передаточное число и коэффициент полезного действия трансмиссии.

Рассмотрим зависимость крутящего момента колеса M от величины M_k , $i_{тр}$, $\eta_{тр}$. Крутящий момент M_k , во-первых, может меняться в зависимости от изменения внешних сопротивлений движению машины. На динамические качества трактора или автомобиля оказывает влияние увеличение крутящего момента M_k по мере падения частоты вращения коленчатого вала двигателя на режимах перегрузки. Показателем приспособляемости двигателя к работе в условиях меняющегося режима нагрузок служит коэффициент запаса крутящего момента двигателя (67). Вторым фактором, повышающим приспособляемость двигателя к перегрузкам, служит возможность использования части кинетической энергии, аккумулированной маховиком и другими вращающимися массами двигателя.

Передаточное число трансмиссии можно представить, как произведение передаточных чисел отдельных зубчатых элементов, ее составляющих; i_k — коробки передач, $i_{г.п}$ — главной передачи (или планетарного механизма поворота), $i_{к.п}$ — конечной передачи:

$$i_{тр} = i_k i_{г.п} i_{к.п} \quad (76)$$

или в общем виде

$$i_{тр} = i_k i_{п.з}, \quad (77)$$

где i_k — передаточное число механизмов с переключаемыми шестернями (коробка передач, раздаточная коробка, ходоуменьшитель, увеличитель крутящего момента и др.); $i_{п.з}$ — передаточное число механизмов с шестернями постоянного зацепления.

Для общего случая работы трактора—буксировки агрегируемой машины и привода ее механизмов — мощность, развиваемая двигателем трактора, подводится к ведущим колесам и валу отбора мощности. Крутящие моменты, передаваемые двигателем собственно трансмиссии $M_{к.т}$ и валу отбора мощности $M_{к.в}$ в сумме составляют крутящий момент двигателя:

$$M_k = M_{к.т} + M_{к.в}. \quad (78)$$

По аналогии с формулой (75) можно записать:

$$M_{вом} = M_{к.в} i_{вом} \eta_{пр}, \quad (79)$$

где $M_{вом}$ — крутящий момент, подведенный к валу отбора мощности; $i_{вом}$ — передаточное число привода вала отбора мощности; $\eta_{пр}$ — механический к. п. д., учитывающий потери на трение в приводе вала отбора мощности.

Если подведенную к ведущим колесам мощность обозначить $N_{под}$, а потери мощности при передаче ее от двигателя к ведущим колесам $N_{тр}$, то отношение мощности $N_{под}$ к сумме мощностей $N_{под}$ и $N_{тр}$ даст к. п. д. трансмиссии:

$$\eta_{тр} = \frac{N_{под}}{N_{тр} + N_{под}}. \quad (80)$$

Эти рассуждения справедливы и для вала отбора мощности:

$$\eta_{пр} = \frac{N_{вом}}{N_{пр} + N_{вом}}, \quad (81)$$

где $N_{пр}$ — потери мощности в приводе к валу отбора мощности; $N_{вом}$ — мощность, подведенная к ВОМ.

Из формул (80) и (81) следует, что потери мощности при передаче ее от двигателя к ведущим колесам и к валу отбора мощности

$$N_{тр} = \frac{N_{под} (1 - \eta_{тр})}{\eta_{тр}}, \quad (82)$$

$$N_{пр} = \frac{N_{вом} (1 - \eta_{пр})}{\eta_{пр}}. \quad (83)$$

Механизмы вала отбора мощности (детали привода, редуктора, муфты и др.) рассчитываются на передачу максимально возможной мощности, что необходимо при стационарной работе с полной нагрузкой (дождевальные установки позиционного действия и др.).

Механический к. п. д. трансмиссии зависит от потерь на трение в зубчатых передачах, в опорах и сальниковых уплотнениях; взбалтывания, вязкости и количества масла; условий смазки трущихся деталей; частоты вращения валов и окружных скоростей шестерен; нагрузки и некоторых других факторов (рис. 207). При увеличении нагрузки к. п. д. трансмиссии возрастает (рис. 207, а). Если при этом уровень масла более нормы (рис. 207, б), к. п. д. трансмиссии падает. Повышение скорости движения трактора увеличивает механические потери в трансмиссии (рис. 207, в). К. п. д. трансмиссии с повышением температуры картерного масла в определенных пределах повышается. При этом абсолютное значение к. п. д. с увеличением скорости движения автомобиля падает (рис. 207, г).

Для уменьшения потерь на внутреннее трение масло должно иметь возможно низкую вязкость во всем диапазоне рабочих температур.

Определяют механический к. п. д. трансмиссии по формуле

$$\eta_{\text{тр}} = \eta_1^{n_1} \eta_2^{n_2} \left(1 - \frac{\xi M_{\text{к.п.}}}{M_{\text{к.х.}}}\right), \quad (84)$$

где η_1, η_2 — соответственно к. п. д. цилиндрической и конической пар шестерен; n_1, n_2 — соответственно число пар цилиндрических и конических шестерен; ξ — коэффициент, определяющий, какую часть номинального крутящего момента двигателя $M_{\text{к.п.}}$ составляет крутящий момент холостого хода двигателя $M_{\text{к.х.}}$. Значение этого коэффициента лежит в пределах 0,03—0,05 и определяется по характеристике двигателя.

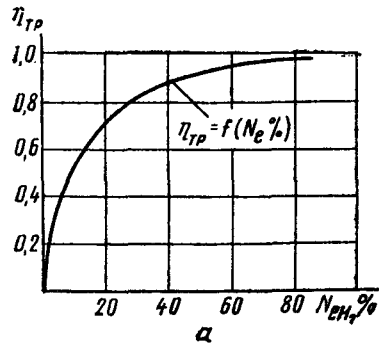
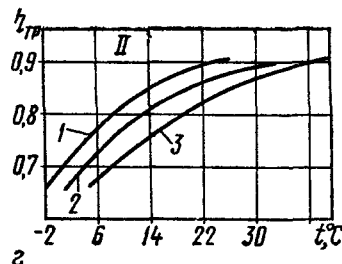
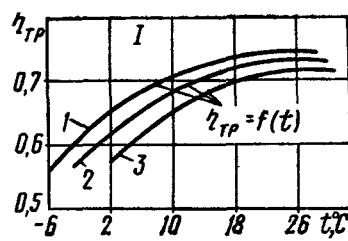
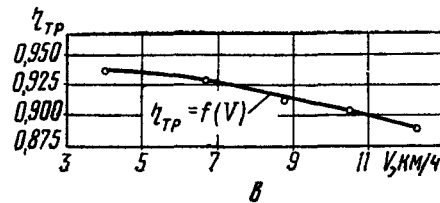
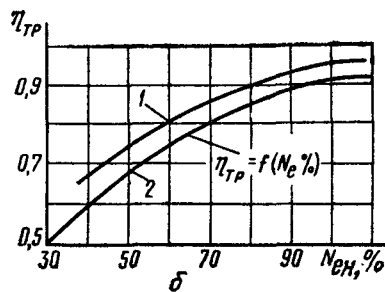


Рис. 207. Влияние различных факторов на к. п. д. трансмиссии:

а — загрузки двигателя; б — загрузки двигателя при различных уровнях масла: 1 — уровень нормальный; 2 — уровень выше нормы на 25 мм; в — скорости движения; г — температуры масла: 1 — движение без нагрузки; 11 — движение с нагрузкой; 1 — скорость 20 км/ч; 2 — скорость 30 км/ч; 3 — скорость 40 км/ч.



К. п. д. цилиндрических шестерен принимают равным 0,985—0,99, а конических — 0,975—0,98.

На величину потерь мощности в трансмиссии большое влияние оказывает ее техническое состояние (изношенность шестерен, подшипников, сальниковых уплотнений), применение рекомендуемых сортов масел, поддержание нормального уровня смазки, соблюдение периодичности замены масла.

§ 4. Гидромеханические трансмиссии

Трансмиссия трактора (автомобиля) с механической и гидравлической передачей называется *гидромеханической*. Она является бесступенчатой, так как обеспечивает бесступенчатое изменение передаточного числа.

Гидравлическая передача представляет собой гидродинамический преобразователь крутящего момента (гидротрансформатор), в котором преобразование крутящего момента осуществляется кинетической энергией жидкости, циркулирующей в замкнутом контуре.

Гидротрансформатор (ГТР) на примере трактора Т-330 размещается в корпусе 1 (рис. 208), прикрепленном к кожуху маховика 22 двигателя, и состоит из трех основных частей: колес насоса 3 турбины 4, реактора 21 с лопатками, роликовой муфты свободного хода 18. Фланец 14 насосного колеса прикреплен болтами к хвостовику 19, помещенному свободно во втулке 16. Зубчатая муфта 2 соединяет насос с маховиком. Опорами насоса впереди служит втулка 16, прикрепленная к маховику, сзади — роликовый подшипник 7, установленный внутренней обоймой на неподвижной оси реактора 17, а внешней во фланце 6

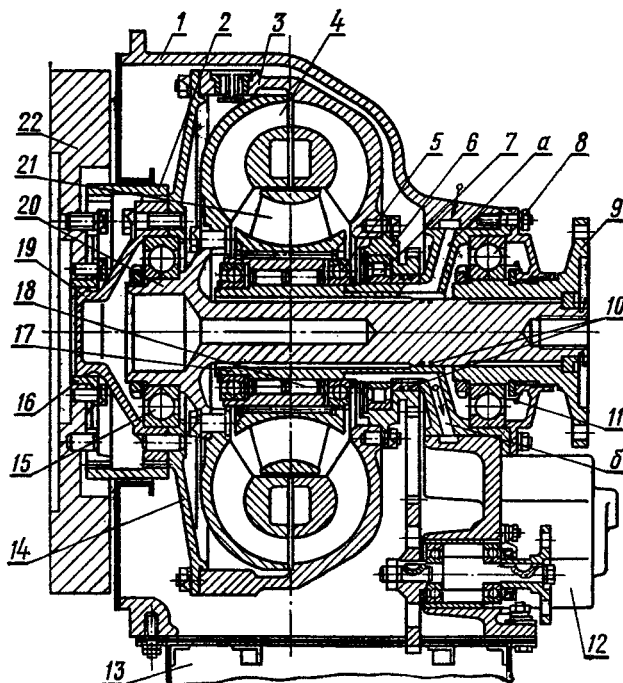


Рис. 208. Гидротрансформатор трактора Т-330:

1 — корпус; 2 — зубчатая муфта; 3 — насос; 4 — турбина; 5, 8, 15 — шариковые подшипники; 6, 14 — фланцы насосного колеса; 7 — роликовый подшипник; 9 — фланец карданной передачи; 10 — уплотнительные кольца; 11 — лабиринт; 12 — насос подпитки; 13 — картер; 16 — втулка; 17 — ось реактора; 18 — муфта свободного хода; 19 — хвостовик; 20 — вал; 21 — реактор; 22 — маховик.

насосного колеса. Турбина 4 помещена внутри замкнутого объема насоса на шариковых подшипниках 15 и 8. На заднем конце вала 20 турбины закреплен фланец 9 карданной передачи, соединяющий ГТР со ступенчатой коробкой передач.

Реактор 21 установлен в шариковых подшипниках 5 на неподвижной оси 17 и связан с ней через роликовую муфту свободного хода 18.

Проходы между лопатками насоса, турбины и реактора образуют заполненную рабочей жидкостью полость, называемую *кругом циркуляции*.

Для обеспечения нормального состояния рабочей жидкости служит система подпитки и охлаждения, включающая насос подпитки 12, картер 13 с заборником, систему каналов и маслотовоздушный радиатор (на рисунке не показан). Рабочая жидкость подается в ГТР под давлением по каналу *a* и отводится из него по каналу *b* оси реактора в радиатор. Уплотнительное кольцо 10 препятствует утечке жидкости из круга циркуляции, лабиринт 11 и маслосгонная резьба на фланце 9 предупреждают утечку жидкости из корпуса 1.

В ГТР размеры колес и формы лопаток насоса, турбины и реактора подобраны так, чтобы частота вращения ведомого вала 20 турбины в рабочем диапазоне была меньше, а крутящий момент на этом валу больше, чем на валу двигателя.

При вращении насоса в режиме преобразования крутящего момента рабочая жидкость под действием центробежной силы перемещается вдоль его лопаток и, попав на лопатки турбины, приводит ее во вращение. Из турбины жидкость попадает на лопатки реактора. Реактор неподвижен — его вращению противодействуют ролики муфты свободного хода 18. В реакторе вращательное движение жидкости меняет свое направление на противоположное и передает насосу крутящий момент, дополнительный к крутящему моменту двигателя. Этим воздействием реактора на поток жидкости достигается преобразующее действие ГТР, и крутящий момент на валу 20 турбины возрастает, достигая суммы моментов насоса и реактора. При малых нагрузках момент сопротивления вращению турбины снижается, а частота вращения возрастает. Жидкость поступает на лопатки реактора под измененным углом, и создаваемый им момент уменьшается, а следовательно, снижаются моменты на валах насоса и турбины. Когда падение нагрузки достигнет определенного предела, выходящий из турбины поток жидкости будет действовать на лопатки реактора в направлении вращения насоса и турбины, поэтому ролики муфты свободного хода расклиниваются, и реактор начинает свободно вращаться на подшипниках 5: ГТР переходит на режим работы гидромолоты.

Рассмотренный ГТР является *трехколесным, одноступенчатым*, так как имеет три колеса и одну турбину (одну ступень). Он называется *комплексным*, так как может выполнять не только основную функцию преобразователя крутящего момента, но и работать в качестве гидромолоты. Для более высокого преобразования крутящего момента на автомобилях применяют двух- и трехступенчатые ГТР с двумя или тремя турбинами.

Конструкция турбины влияет на основные параметры ГТР. В одноступенчатых ГТР различают турбины *центробежного, осевого и центростремительного* типа. Последняя использована в рассмотренном ГТР. Центростремительные турбины превосходят осевые и центробежные по к. п. д., но несколько уступают им по преобразующим свойствам.

Преобразование крутящего момента ГТР оценивается *коэффициентом трансформации*, который представляет отношение крутящего момента турбины к крутящему моменту насоса.

Передаточное отношение ГТР определяется как отношение частоты

ты вращения вала турбины к частоте вращения вала насоса. Возникающие при работе гидротрансформатора гидравлические потери оцениваются к. п. д., равным отношению мощности на валу турбины к мощности на валу насоса.

По характеру взаимодействия ГТР с двигателем различают *непрозрачные* и *прозрачные* ГТР. У непрозрачного ГТР изменение нагрузки на валу 20 турбины не влияет на изменение нагрузки насоса, а следовательно, на режим работы двигателя. В прозрачном ГТР (легковые автомобили) имеет место взаимное влияние нагрузки турбины на нагрузку насоса и, следовательно, работу двигателя.

График к. п. д. и коэффициента трансформации ($k_{гт}$) в зависимости от передаточных отношений называется *характеристикой гидротрансформатора* (рис. 209). Из характеристики видно, что при возросшем сопротивлении движению скорость машины снижается, обороты турбины падают. Наибольшего значения $k_{гт}$ достигает при заторможенной турбине (точка *Б*). Точка *А* кривой $\eta_{гт} = f(i_{гт})$ дает максимальное значение к. п. д. гидротрансформатора (0,85—0,88). Оптимальные значения к. п. д. лежат в узком интервале передаточных отношений. Для полного и экономичного использования мощности двигателя гидротрансформатор при работе с низким к. п. д. переводится на режим гидромукфы или блокируется, участвуя только в передаче крутящего момента. На характеристике переход гидротрансформатора в режим гидромукфы соответствует точкам *В* и *В'*.

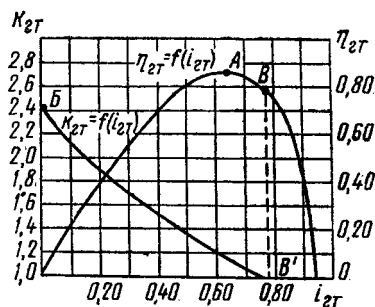


Рис. 209. Характеристика гидротрансформатора.

§ 5. Гидрообъемные трансмиссии

Трансмиссия трактора (автомобиля) с гидрообъемным преобразователем называется *гидрообъемной*. Гидрообъемная трансмиссия является бесступенчатой.

В гидрообъемном преобразователе движение от одного рабочего элемента к другому передается замкнутым объемом жидкости, давление которой определяется внешней нагрузкой. В отличие от скоростного напора жидкости в гидравлических передачах здесь используется ее статический напор. Примером простейшей гидрообъемной машины может служить масляный насос системы смазки двигателя.

Основными рабочими элементами гидрообъемного преобразователя служат насос 3 (рис. 210) и гидромотор 6, соединенные между собой трубопроводами. Насос 3 связан с коленчатым валом двигателя, а гидромотор непосредственно или через промежуточную передачу — с ведущими колесами трактора. Рабочая жидкость, заполняющая систему (обычно это масло), циркулирует (показано стрелками) в замкнутом контуре: насос — трубопроводы — гидромотор.

Поступившее в гидромотор масло приводит во вращательное движение выходной вал и создает момент, необходимый для привода ведущих колес.

Насос 1, фильтр 2, клапаны 5 и бак 7 обеспечивают постоянную циркуляцию масла в замкнутом контуре и образуют систему

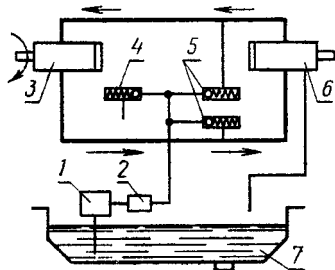


Рис. 210. Схема гидрообъемного преобразователя:

1 — насос для подпитки системы; 2 — фильтр; 3 — насос переменной производительности; 4 — сливной клапан; 5 — клапаны; 6 — гидромотор; 7 — бак.

питания. Благодаря сливному клапану 4 поддерживается постоянство рабочего давления в системе.

Гидрообъемные преобразователи имеют общие и отличительные особенности в сравнении с гидротрансформаторами. К общим свойствам относятся бесступенчатое регулирование скорости движения, сил и моментов и способность автоматически предохранять детали машин от поломок при перегрузках.

Специфическими особенностями гидрообъемных преобразователей являются реверсивность движения, то есть возможность изменять направление поступательного или вращательного движения, и дистанционность, или дальное действие.

Узлы гидрообъемного преобразователя могут размещаться везде, где удобно с точки зрения конструкции и выполняемого технологического процесса.

Основные элементы гидрообъемного преобразователя насос — гидромотор обратимы, как электрические машины, которые могут работать и в режиме генератора и в режиме двигателя.

Гидрообъемные преобразователи обладают свойством преобразования различного вида движения, скорости, силы и крутящего момента. В приведенной на рисунке 210 схеме преобразования вида движения не происходит: насос 3 и гидромотор 6 имеют вращательное движение. Однако у гидравлических подъемников автомобилей-самосвалов, навесных систем тракторов вращательное движение насосов преобразуется в поступательное движение штоков силовых цилиндров, в гидравлическом приводе косилки вращательное движение вала насоса преобразуется в возвратно-поступательное движение ножа косилки и т. д.

§ 6. Крутящий момент, передаточное число и к. п. д. гидрообъемного преобразователя

Если на поршень гидромотора (насоса) действует сила P (рис. 211), равная произведению давления p на рабочую площадь F , то при своем движении от в. м. т. до н. м. т. на пути S он совершит работу

$$A = PS = pFS. \quad (85)$$

Так как произведение FS есть рабочий объем цилиндра q , то формула (85) примет вид

$$A = pq. \quad (86)$$

Если давление p выражено в МПа, а объем в литрах, то работа поршня (Н·м)

$$A = 10^5 p 10^{-3} q = 10^2 pq. \quad (87)$$

Работу кривошипа подсчитывают так:

$$A = T2\pi r = M_{\text{гм}} 2\pi, \quad (88)$$

где T — окружное усилие, Н; $M_{\text{гм}}$ — крутящий момент гидромотора, Н·м.

Из формул (87), (88) следует:

$$10^2 pq = 2\pi M_{\text{гм}}. \quad (89)$$

Если вал гидромотора имеет частоту вращения n , его мощность (кВт) будет равна

$$N_{\text{гм}} = \frac{pqn}{600}. \quad (90)$$

Произведение qn есть производитель-

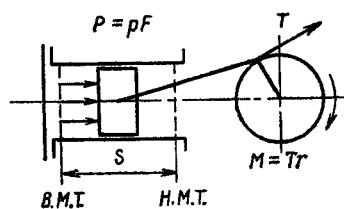


Рис. 211. Схема действия сил на гидромотор.

ность гидравлической машины, которую принято обозначать Q , л/мин, поэтому формула (90) примет вид:

$$N_{\text{гм}} = \frac{\rho Q}{600}.$$

Из уравнения (89) определится крутящий момент гидромотора

$$M_{\text{гм}} = \frac{10^3 \rho q}{2\pi} = 15,9 \rho q. \quad (91)$$

Силовое передаточное число гидрообъемного преобразователя будет равно отношению крутящих моментов на валах гидромотора и насоса, то есть

$$i_{\text{си.л}} = \frac{M_{\text{гм}}}{M_{\text{н}}} = \frac{q_{\text{гм}}}{q_{\text{н}}}. \quad (92)$$

Из формулы (92) следует, что отношение крутящих моментов на валах гидромотора и насоса прямо пропорционально отношению их рабочих объемов.

Производительность насоса $Q_{\text{н}}$ и расход рабочей жидкости, проходящей через гидромотор $Q_{\text{гм}}$, соответственно равны

$$Q_{\text{н}} = q_{\text{н}} n_{\text{н}}; \quad Q_{\text{гм}} = q_{\text{гм}} n_{\text{гм}}, \quad (93)$$

где $q_{\text{н}}$, $q_{\text{гм}}$ — соответственно рабочие объемы насоса и гидромотора; $n_{\text{н}}$, $n_{\text{гм}}$ — частоты вращения насоса и гидромотора.

Так как расходы насоса и гидромотора равны ($Q_{\text{н}} = Q_{\text{гм}}$), то $\frac{n_{\text{н}}}{n_{\text{гм}}} = \frac{q_{\text{гм}}}{q_{\text{н}}}$, и, учитывая, что отношение $n_{\text{н}}$ к $n_{\text{гм}}$ есть скоростное передаточное число, окончательно будем иметь

$$i_{\text{ск}} = \frac{q_{\text{гм}}}{q_{\text{н}}}. \quad (94)$$

Из формулы (94) следует, что скоростное передаточное число насоса и гидромотора обратно пропорционально их рабочим объемам.

При работе гидромашин имеет место три вида потерь: объемные, гидравлические и механические.

Объемные потери — это потери, возникающие при просачивании жидкости из полости нагнетания в полость всасывания, а также другие виды утечек жидкости через неплотности.

Гидравлические потери обусловлены различными сопротивлениями, которые встречает жидкость при своем движении в системе: в трубопроводах, кранах, распределителях и т. д.

Механические потери вызываются трением в деталях передачи — подшипниках, шестернях, уплотнениях и др.

Объемные к. п. д. насоса и гидромотора соответственно равны

$$\eta_{\text{об.н}} = \frac{Q_{\text{ф}}}{q_{\text{н}} n_{\text{н}}}; \quad \eta_{\text{об.гм}} = \frac{q_{\text{гм}} n_{\text{гм}}}{Q_{\text{ф}}}, \quad (95)$$

где $Q_{\text{ф}}$ — фактическая подача насоса; $q_{\text{н}} n_{\text{н}}$ — теоретическая подача насоса; $q_{\text{гм}}$, $n_{\text{гм}}$ — теоретическая подача гидромотора.

Общий объемный к. п. д. гидropередачи, включающий один насос и один гидромотор, рассчитывается по формуле

$$\eta_{\text{об.гп}} = \eta_{\text{об.н}} \eta_{\text{об.гм}} = \frac{q_{\text{гм}} n_{\text{гм}}}{q_{\text{н}} n_{\text{н}}}. \quad (96)$$

Гидравлические и механические потери в гидрообъемном преобразователе учитываются гидромеханическим к. п. д. насоса и гидромотора соответственно

$$\eta_{\text{м.н}} = \frac{15,9 \rho q_{\text{н}}}{M_{\text{ф.н}}}; \quad (97)$$

$$\eta_{\text{м-гм}} = \frac{M_{\text{ф.гм}}}{15,9pq_{\text{гм}}}, \quad (98)$$

где $M_{\text{ф.н}}$ — фактический крутящий момент на валу насоса; $M_{\text{ф.гм}}$ — фактический крутящий момент на валу гидромотора.

По аналогии с формулами (97, 98) гидромеханический к. п. д. системы насос — гидромотор

$$\eta_{\text{м-гп}} = \eta_{\text{м.н}} \eta_{\text{м-гм}} = \frac{M_{\text{ф.гм}}}{M_{\text{ф.н}}}. \quad (99)$$

Полный к. п. д. гидравлического преобразователя определится из формул (96), (98):

$$\eta = \eta_{\text{об-гп}} \eta_{\text{м-гп}} = \frac{q_{\text{гм}} \eta_{\text{гм}} M_{\text{ф.гм}}}{q_{\text{н}} \eta_{\text{н}} M_{\text{ф.н}}}. \quad (100)$$

§ 7. Регулирование крутящего момента в гидрообъемных преобразователях

В различных гидравлических передачах — навесных системах, усилителях рулевого управления, подъемниках используются насосы с постоянным рабочим объемом. Регулирование скорости вращения и крутящего момента в таких передачах может осуществляться путем отвода части рабочей жидкости, нагнетаемой нерегулируемым насосом, через специальное дроссельное устройство.

В гидрообъемных трансмиссиях применяют насосы и гидромоторы с регулируемым рабочим объемом и гидромоторы непрерывного вращения, то есть при включенной передаче процесс вращения ротора протекает непрерывно. Изменение количества подаваемой жидкости за один оборот гидромашин позволяет осуществлять автоматическое бесступенчатое регулирование частоты вращения и крутящего момента.

В гидрообъемных преобразователях используются шестеренчатые, шиберные и поршневые насосы и гидромоторы. Шестеренчатые и шиберные насосы устанавливаются главным образом на навесных системах и гидроусилителях рулевого управления. Они рассматриваются отдельно.

В гидрообъемных трансмиссиях тракторов используются многопоршневые гидромашин, которые подразделяются на рядные, радиально-поршневые и аксиально-поршневые. В радиально-поршневом насосе (рис. 212, а) цилиндры (на схеме показан один из них) расположены звездообразно; вращающимся звеном может быть ротор 2 или статор 3. Ротор 2 гидромашин и ее корпус расположены эксцентрично относительно друг друга, поэтому поршни 1 совершают в цилиндрах возвратно-поступательное движение. Ход поршней равен $2e$. Эксцентриситет e можно регулировать для изменения подачи гидромашин, направления перемещения жидкости в насосе или скорости и направления вращения гидромотора. Если гидромашин работает в режиме насоса, то при вращении ротора по часовой стрелке и его положении, показанном на рисунке, жидкость будет засасываться через канал А и нагнетаться через канал Б. При подаче жидкости от насоса в канал А гидромашин будет работать в режиме гидромотора, вращаясь в том же направлении; слив жидкости будет происходить через канал Б. Для изменения направления вращения необходимо подавать жидкость от насоса через канал Б, а сливать через канал А.

Аксиально-поршневые гидромашин по способу регулирования подразделяются на два типа: с наклонной шайбой и наклонным блоком цилиндров. В этих машинах цилиндры располагаются по окружности, параллельно один другому, а поршни и валы связаны пространственным кривошипно-шатунным механизмом.

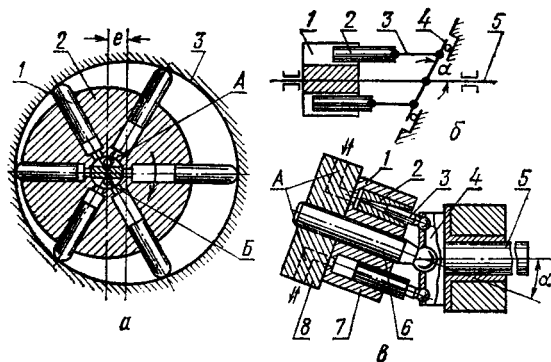


Рис. 212. Схемы поршневых гидромашин:

а — радиально-поршневой: 1 — поршень; 2 — ротор; 3 — статор; *А, Б* — каналы; *е* — эксцентриситет; *б* — аксиально-поршневой с наклонной шайбой; *в* — аксиально-поршневой с наклонным блоком цилиндров: 1, 7 — блок цилиндров; 2 — поршень; 3 — шатун; 4 — шайба; 5 — вал; 6 — карданный вал; 8 — золотник; *А* — окна золотника.

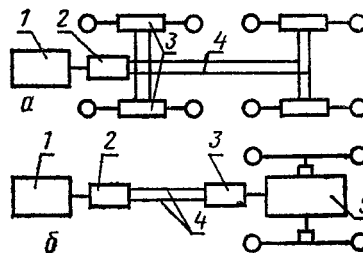


Рис. 213. Схемы полипоточных гидрообъемных трансмиссий:

а — отдельно-агрегатная; *б* — моноблочная: 1 — двигатель; 2 — гидронасос; 3 — гидромотор; 4 — трубопроводы; 5 — задний мост.

В гидромашинах с наклонной шайбой на вал 5 установлена шайба 4 (рис. 212, б), и ее ось расположена под некоторым углом α к оси вала 5. Когда вал вращается, шайба 4 через шатуны 3 приводит во вращение блок цилиндров 1. При этом поршни 2 совершают в цилиндрах возвратно-поступательное движение, всасывая или нагнетая рабочую жидкость; гидромашинка работает в режиме насоса. Если же в цилиндры подавать жидкость от самостоятельного насоса, то ее давление приведет поршни в возвратно-поступательное движение, а через них и шайбу 4 получит вращение вал 5 — машинка будет работать в режиме гидромотора. Изменение угла наклона α шайбы к валу позволит менять ход поршней в цилиндрах и этим регулировать крутящий момент и частоту вращения вала гидропередачи.

В гидравлической машинке с наклонным блоком цилиндров (рис. 212, в) блок цилиндров с размещенными в нем поршнями 2 и шатунами 3 занимает наклонное положение относительно шайбы 4, помещенной на валу 5, образуя между своими осями угол α . Вращение от вала 5 и шайбы 4 к блоку цилиндров 7 передается карданным валом 6. Регулируя угол α смещением оси блока цилиндров относительно оси шайбы 4, изменяют крутящий момент и частоту вращения выходного вала гидравлической передачи. У нерегулируемых гидромашин угол α имеет постоянное значение; в регулируемых насосах этот угол меняется не только по величине, но и по направлению, что позволяет изменять также и направление вращения. На блоке цилиндров 7 размещен неподвижный золотник 8, предназначенный для распределения жидкости по вращающимся цилиндрам через окна *А*.

§ 8. Конструктивные схемы гидрообъемных трансмиссий

В трансмиссиях гидрообъемный привод может быть основным, когда он полностью используется для передачи крутящего момента колесам (гусеницам) трактора, и дополнительным, например для привода переднего ведущего моста, замедленных передач и т. д. Гидрообъемные трансмиссии, где гидравлический привод является основным, называются полнопоточными.

В полнопоточных гидрообъемных передачах используются две схемы: *раздельно-агрегатная* (рис. 213, а) и *моноблочная* (рис. 213 б). В первой схеме гидронасос 2 устанавливается в блоке с двигателем 1

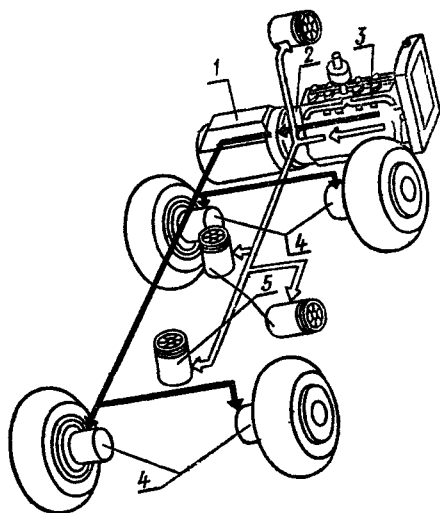


Рис. 214. Схема автомобиля с электромеханической трансмиссией:

1 — генератор постоянного тока; 2 — генератор переменного тока; 3 — двигатель внутреннего сгорания; 4 — тяговые электродвигатели; 5 — электродвигатели вспомогательных механизмов.

трактора, а гидромоторы 3 — в ободах ведущих колес. В моноблочной схеме гидромашины устанавливают последовательно: насос — гидромотор между механическим двигателем 1 и задним мостом 5, то есть в пространстве, которое на обычном тракторе служит для размещения сцепления, редукторов, коробки передач. Эта схема позволяет создавать трактор с гидрообъемной трансмиссией как модификацию трактора со ступенчатой механической трансмиссией. В качестве гидроагрегатов трактора моноблочной конструкции используются чаще гидромашины аксиально-поршневого типа с регулируемым рабочим объемом за счет изменения угла наклона регулирующего элемента или эксцентриситета (радиально-поршневые гидромашины).

Объемные гидравлические трансмиссии позволяют повысить производительность тракторных агрегатов за счет бесступенчатого регулирования загрузки, высокой маневренности, сокращения времени на переключение передач и улучшения условий труда тракториста. Однако они уступают механическим (ступенчатым) трансмиссиям по долговечности и к. п. д.

§ 9. Электромеханические трансмиссии

Трансмиссия трактора (автомобиля) с электрической и механической передачами называется *электромеханической*.

В электромеханических трансмиссиях механическая энергия двигателя внутреннего сгорания преобразуется генератором в электрическую энергию, а затем в тяговых электродвигателях вновь в механическую. На автомобиле (тракторе) с электромеханической трансмиссией устанавливается двигатель 3 (рис. 214), приводящий во вращение якорь генератора 1 постоянного тока и ротор генератора 2 переменного тока. Генератор 1 питает тяговые электродвигатели 4, встроенные в колеса автомобиля и объединенные с колесными редукторами, составляющими механическую часть трансмиссии. Это обеспечивает компактность конструкции и высокую проходимость автомобиля, так как на каждое колесо подводится крутящий момент, величина которого не зависит от момента на любом другом из них. Генератор 2 переменного тока питает электродвигатели 5 вспомогательных механизмов.

Выбор постоянного тока для электромеханических трансмиссий тракторов и автомобилей, несмотря на его известные недостатки в сравнении с переменным током, объясняется трудностями бесступенчатого регулирования скорости вращения и нагрузки асинхронных двигателей переменного тока.

К недостаткам электромеханических трансмиссий следует отнести относительно высокую массу и низкий к. п. д. Они наиболее перспективны для тракторов и автомобилей большой (свыше 220 кВт) мощности.

По схеме, приведенной на рисунке, выполнен дизельэлектрический трактор ДЭТ-250М мощностью 220 кВт (300 л. с.).

Глава 29 СЦЕПЛЕНИЯ

§ 1. Общие сведения

Сцеплением называется механизм трансмиссии трактора (автомобиля), передающий крутящий момент двигателя и позволяющий кратковременно отъединить двигатель от трансмиссии и плавно их соединить. Сцепление предохраняет трансмиссию от перегрузок, ограничивая максимально передаваемый крутящий момент.

Сцепление должно надежно передавать наибольший крутящий момент от двигателя к первичному валу коробки передач; обеспечивать чистоту выключения — быстро и плавно разобщать ведущие и ведомые части и плавно их соединять, тем самым постепенно нагружая механизмы трансмиссии и увеличивая ускорение машины; иметь ограниченный момент инерции ведомых частей; обеспечивать удобство обслуживания и регулировок, легкость управления и высокую надежность.

На автомобилях и тракторах применяют фрикционные сцепления, работающие с использованием сил трения. Они называются дисковыми, так как имеют плоские рабочие поверхности ведущего и ведомого элементов (дисков).

Фрикционные сцепления получили широкое распространение из-за простоты конструкции, удобства эксплуатации и ремонта, хорошей чистоты и плавности включения, небольшого момента инерции ведомых частей. Данные сцепления характеризуются количеством ведущих элементов (дисков) и обычно бывают *одно- или двухдисковыми*. Количество дисков определяется крутящим моментом двигателя и диаметром ведомого диска, который принимается таким, чтобы ограничивать момент инерции ведомых частей пределами, достаточными для обеспечения безударного переключения шестерен коробки передач. По способу сжатия дисков сцепления подразделяются на *пружинные, центробежные и комбинированные*.

В сцеплениях с центробежным нажимным механизмом сжатие дисков происходит под действием центробежных сил вращающихся масс. На практике этот способ сжатия дисков применяется как дополнение к действию пружинного механизма. Сцепления, имеющие оба способа сжатия дисков, называются комбинированными. Автотракторные сцепления, как правило, являются постоянно замкнутыми: они находятся во включенном состоянии до того момента, пока для выключения и удержания в выключенном состоянии не будет приложена внешняя сила.

Основные размеры фрикционного дискового сцепления диктуются условиями надежной передачи наибольшего крутящего момента двигателя. Момент трения сцепления (Н·м) определяется по формуле

$$M_{\text{фр}} = \beta M_{\text{к.макс}} = \mu z R_{\text{ср}} P, \quad (101)$$

где μ — коэффициент трения рабочих поверхностей дисков; $R_{\text{ср}}$ — средний радиус трения, м; P — сила сжатия поверхностей трения, Н; z — число поверхностей трения; β — коэффициент запаса сцепления; $M_{\text{к.макс}}$ — максимальный крутящий момент двигателя, Н·м.

Коэффициент запаса принимается по условиям обеспечения надежной работы и равен для тракторных сцеплений 2,0—2,5 и для автомобильных — 1,2—2,0.

Отметим некоторые особенности конструкций, общие для большинства сцеплений.

Ведущие части сцеплений размещаются на маховике двигателя. При этом обращенная к ним поверхность маховика служит одним из ведущих дисков. Большая масса маховика способствует хорошему ох-

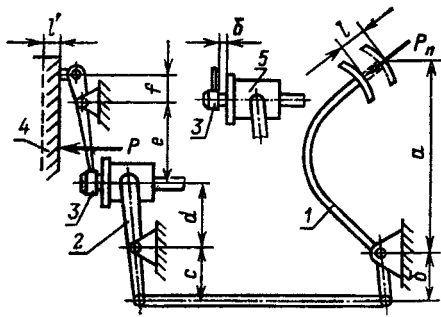


Рис. 215. Схема механического привода сцепления:

1, 2, 3 — рычаги привода; 4 — нажимной диск; 5 — отводка.

риалы должны обеспечивать высокий коэффициент трения при повышенном нагреве, больших удельных давлениях и скоростях скольжения.

Пружинящая способность тонкого стального диска повышает плавность включения и выключения сцепления. Для получения достаточно большой силы сжатия дисков используется до десяти (и более) пружин. В результате трения дисков пружины нагреваются. Для того чтобы они не теряли упругих свойств, между нажимным (ведущим) диском и пружиной устанавливают теплоизолирующие прокладки — подпятники.

Сцепление состоит из собственно сцепления и его привода, предназначенного для управления сцеплением. Привод может быть механическим, гидравлическим и электромагнитным.

Механический привод, включающий в себя только механические устройства (рис. 215), наиболее распространен на тракторах — он прост и представляет собой систему тяг и рычагов, передающих усилие от педали к отжимным рычагам сцепления. Его недостатки — возможные деформации деталей, трение и износы в шарнирах и соединениях, нарушающие регулировку.

Гидравлический и электромагнитный приводы сцепления включают в себя соответственно гидравлическое или электромагнитное устройство. Они лишены отмеченных недостатков механического привода и перспективны для автомобилей с автоматическим изменением передаточных чисел (автоматических трансмиссий).

Управление сцеплением должно быть легким. Выключение сцепления в процессе переключения передач должно проводиться за 0,15—0,25 с.

В рабочем состоянии ведущие и ведомые диски сжаты силой P (101). Для выключения сцепления необходимо отвести нажимной диск 4 (рис. 215) на расстояние l' , что требует от водителя приложения к педали усилия

$$P_{\text{п}} = \frac{P}{i_{\text{пр}}}, \quad (102)$$

где $i_{\text{пр}}$ — передаточное число привода.

Передаточное число привода зависит от соотношения плеч a, b, c, d, e, f рычагов 1, 2, 3 и определяет собой полный ход l педали.

Полный ход педали (без учета деформаций и зазоров деталей привода) состоит из свободного и рабочего ходов. Свободный ход педали заканчивается в начале действия нажимных пружин и определяется зазором δ между подшипником отводки 5 и отжимным рычагом 3. Ра-

лаждению деталей сцепления, его компактности. При этом уменьшается расход металла на маховик, так как детали сцепления дополняют его массу до требуемой.

Ведущие нажимные диски изготавливают из серого перлитного чугуна, обладающего хорошей теплопередающей способностью. Ведомые диски, чтобы их масса, а следовательно, и момент инерции были невелики, делают из тонкой, упругой листовой стали и облицовывают (на клею или заклепках) накладками из фрикционного материала — асбокартона, асбокаучука, асбобакелита. Фрикционные мате-

бочий ход педали зависит от сжатия нажимных пружин, позволяющих отвести нажимной диск 4 назад от ведомого диска на расстояние l' .

По действующим нормам полный ход педали у тракторов и легковых автомобилей не должен превышать 150 мм (для грузовых автомобилей 180 мм), а усилие на педали не должно быть больше 120 Н. Если же эти нормы не обеспечиваются, в конструкцию привода вводятся механические, вакуумные, гидравлические или пневматические усилители привода сцепления.

§ 2. Типовые схемы сцеплений

Фрикционное дисковое сцепление (рис. 216, а) состоит из ведущих (вращающихся с маховиком двигателя) и ведомых частей, связанных с трансмиссией трактора (автомобиля).

Ведущими частями сцепления служат гладко обработанные поверхности маховика 2 и нажимного диска 4, соединенного с маховиком кожухом 6 так, что при вращении маховика диск 4 вращается с ним как одно целое и может перемещаться в продольном направлении по пальцам 17. Ведомой частью сцепления является диск 3 с фрикционными накладками, который установлен на шлицах вала 11 сцепления, соединенного с валом коробки передач. Шлицевое соединение дис-

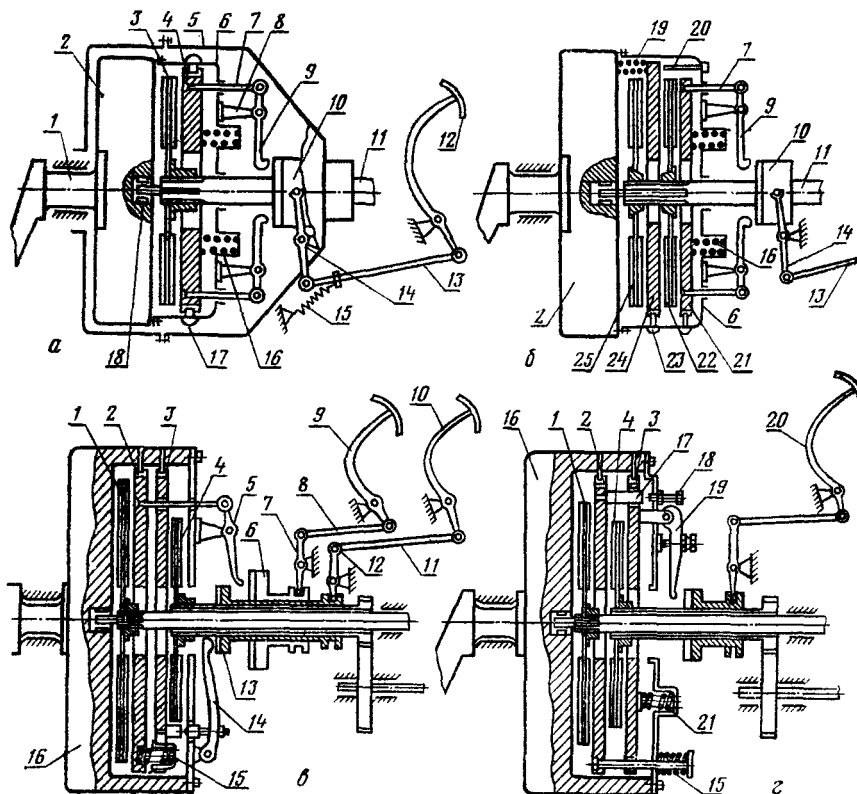


Рис. 216. Схемы сцеплений:

а — однодисковое; б — двухдисковое: 1 — коленчатый вал двигателя; 2 — маховик; 3 — ведомый диск с фрикционными накладками; 4 — нажимной диск; 5 — картер сцепления; 6 — кожух сцепления; 7 — отжимной болт; 8 — стойка; 9 — отжимной рычаг; 10 — отводка; 11 — вал сцепления; 12 — педаль; 13 — тяга; 14 — вилка выключения; 15 — оттяжная пружина; 16 — нажимная пружина; 17, 18 — направляющие пальцы; 19 — роликподшипник; 20 — регулировочный болт промежуточного диска; 21 — нажимной (ведущий) диск; 22 — задний ведомый диск; 23 — промежуточный (ведущий) диск; 24 — передний ведомый диск; в — двухпоточное с раздельным управлением; г — двухпоточное с совмещенным управлением: 1, 4 — ведомые диски; 2, 3 — нажимные диски; 5, 14, 19 — отжимные рычаги; 6, 13 — отводки; 7, 12 — вилки; 8, 11 — тяги; 9, 10, 20 — педали; 15, 21 — нажимные пружины; 16 — маховик; 17 — штифт; 18 — регулировочный болт.

ка 3 и вала 11 (через ступицу) обеспечивает их совместное вращение и позволяет диску перемещаться в осевом направлении по валу.

В стаканы кожухов помещены пружины 16, прижимающие нажимной диск 4 к ведомому диску 3 и к плоскости маховика 2. Сжатие дисков создает момент трения, позволяющий передавать крутящий момент двигателя трансмиссии.

Для остановки трактора надо отъединить двигатель от трансмиссии — выключить сцепление. Привод сцепления (механический) состоит из отжимных рычагов 9 со стойками 8 и болтами 7, отводки 10, вилки 14, тяги 13 и педали 12. Рычаги 9 шарнирно соединены со стойками 8, прикрепленными к кожуху 6. Короткие внешние плечи рычагов 9 связаны болтами 7, присоединенными к нажимному диску 4.

Отводка 10 свободно сидит на валу 11 сцепления и может перемещаться вдоль него при воздействии педали 12 на вилку 14 через соединяющие их рычаги и тяги. При нажатии на педаль вилка 14 перемещает влево отводку, которая надавливает на внутренние концы рычагов 9. Рычаги, вращаясь вокруг шарниров стойки 8, оттягивают за болты 7 нажимной диск 4 назад, преодолевая сопротивление сжатия пружин 16. Когда диск 4 движется назад, ведомый диск 3 освобождается, и сцепление выключается.

Описанное сцепление относится к *однодисковым постоянно замкнутым с пружинным нажимным механизмом*.

В тех случаях, когда момент трения, создаваемый однодисковым сцеплением, недостаточен, применяют двухдисковые сцепления.

Двухдисковое постоянно замкнутое сцепление с пружинным нажимным механизмом (рис. 216, б) объединяет два ведомых диска 25 и 22 и два ведущих — промежуточный 24 и нажимной 21. Ведущие диски 24 и 21 соединены с маховиком пальцами 23, размещенными в кожухе 6. Ведомые диски сжимают пружины 16. В остальном устройстве и действие двухдискового сцепления такое же, как и однодискового, с той лишь разницей, что при его выключении средний ведущий диск отодвигается от переднего ведомого диска назад специальными пружинами 19, причем перемещение диска под действием пружин ограничивается регулировочным болтом 20.

Двухпоточные сцепления тракторов совмещают основное сцепление со сцеплением привода вала отбора мощности (ВОМ).

Различают двухпоточные сцепления с раздельным и совмещенным приводом.

Основное сцепление и сцепление привода ВОМ с *раздельным приводом* имеют каждое соответственно свои ведомые 1, 4 и нажимные 2, 3 диски (рис. 216, в). Все диски сжимают пружины 15. В каждом сцеплении свой механизм привода с отводками 6, 13 и вилками 7, 12, присоединенными тягами 8, 11 к педалям 9 и 10, благодаря чему они выключаются и включаются независимо одно от другого. Выполненные по описанной схеме сцепления установлены на колесных универсальных тракторах Т-40М и Т-40АМ.

В двухпоточных сцеплениях с *совмещенным приводом* основным сцеплением и сцеплением привода ВОМ управляют последовательно одной педалью 20 (рис. 216, г).

В начале хода педали 20 рычаги 19 оттягивают назад оба нажимных диска 2, 3 вместе с зажатым между ними пружинами 15 ведомым диском 4 привода ВОМ. При этом ведомый диск основного сцепления освобождается, и трактор останавливается, а ВОМ, оставаясь включенным, вращается. Если нажимать на педаль дальше, то штифты 17 переднего нажимного диска 2 упираются в регулировочные болты, и диск останавливается, а задний нажимной диск 3, перемещаясь, сжимает пружины 21 и освобождает ведомый диск 4, в результате чего сцепление привода ВОМ выключается.

Двухпоточные сцепления с совмещенным приводом установлены на самоходном шасси Т-16М в тракторах ЮМЗ-6Л/6М.

Для быстрой остановки вала сцепления и вращающихся с ним деталей применяется специальный тормозок (Т-150, Т-150К, МТЗ-80/82, ДТ-75, ДТ-75М и др.): притормаживание вала сцепления позволяет избежать ударов при переключении шестерен в коробке передач.

Сцепления тракторов и автомобилей имеют *гасители крутильных колебаний*, которые предохраняют трансмиссии от возникновения в валах крутильных колебаний, вызывающих преждевременное изнашивание деталей.

Источник крутильных колебаний — неравномерность вращения коленчатого вала двигателя, резкие изменения частоты вращения валов трансмиссии при колебаниях тяговой нагрузки трактора или сопротивления движению автомобиля.

Механический усилитель привода сцепления (рис. 217) имеет сервопружину 7, которая через стакан 6 одним концом соединена с неподвижным кронштейном 9 посредством регулировочного винта 8, а вторым — с верхним плечом трехплечего рычага 5, поворачивающегося на пальце 4. Нижнее плечо рычага 5 тягой 10 связано с рычагом 11 вилки отводки.

Когда сцепление включено (как показано на рисунке), геометрическая ось сервопружины 7 проходит выше продольной оси пальца 4 трехплечего рычага 5 и сервопружина удерживает педаль в неподвижном состоянии. Как только к педали будет приложено усилие ноги и трехплечий рычаг 5 повернется на пальце 4 в направлении стрелки так, что ось сервопружины станет ниже продольной оси пальца, пружина создаст на трехплечем рычаге поворачивающий момент обратного направления, облегчающий выключение сцепления и удержание его в этом состоянии.

§ 3. Сцепления с механическим приводом и пружинным усилителем

Этот тип тракторных сцеплений наиболее распространен и установлен на тракторах Т-150, ДТ-75М, МТЗ-80, МТЗ-82, Т-40М, Т-40АМ. Рассмотрим его на примере тракторов МТЗ-80 и МТЗ-82.

Сцепление этих тракторов однодисковое постоянно замкнутое с пружинным нажимным механизмом и гасителем крутильных колебаний. Привод механический с пружинным усилителем и тормозком. Сцепление размещено в сухом отсеке чугунного литого корпуса 7 (рис. 218), в котором помещаются также редукторы вала отбора мощности и коробки передач. Корпус соединен впереди с блок-картером двигателя, сзади — с корпусом коробки передач, образующими часть остова трактора. Ведущие части сцепления — маховик 23 двигателя, прикрепленный к нему штампованный опорный диск 20 и нажимной диск 21. На-

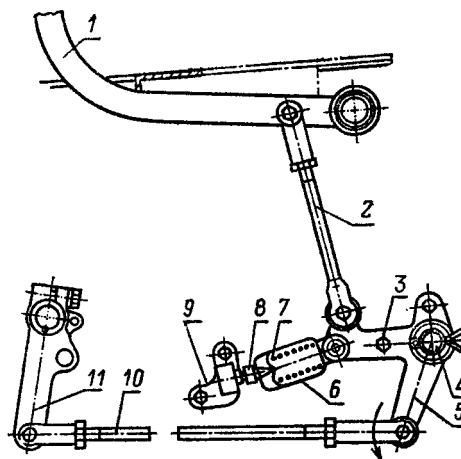


Рис. 217. Механический усилитель привода сцепления:

1 — рычаг педали; 2, 10 — тяги; 3 — установочный болт; 4 — палец; 5 — трехплечий рычаг; 6 — стакан; 7 — сервопружина; 8 — регулировочный винт; 9 — кронштейн; 11 — рычаг.

жимной диск имеет три ушка, проходящие через прорези в опорном диске 20, которые служат для присоединения пальцами отжимных рычагов 1. На диске 21 сделаны двенадцать приливов, по которым центрируются нажимные пружины 19; они установлены в стаканы 18, размещенные в опорном диске 20.

Ведомый диск 22 состоит из ступицы 25, соединительного диска с прикрепленными к нему двумя фрикционными накладками и гасителя крутильных колебаний. Ведомый диск 22 связан со ступицей 25 восемью пружинами 26, установленными вместе с опорными пластинами в гнезда-пазы ведомого диска и пазы ограничительных дисков, приклепанных к ступице 25. Соединение ведомого диска со ступицей посредством пружинного устройства обеспечивает мягкое включение сцепления и снижение динамических нагрузок в трансмиссии.

Ступица 25 ведомого диска 22 установлена на шлицах переднего конца вала 24 сцепления. Под фрикционную накладку диска 22 со стороны нажимного диска 21 подложены упругие пластины, способствующие плавному и чистому включению и выключению сцепления. Ступица

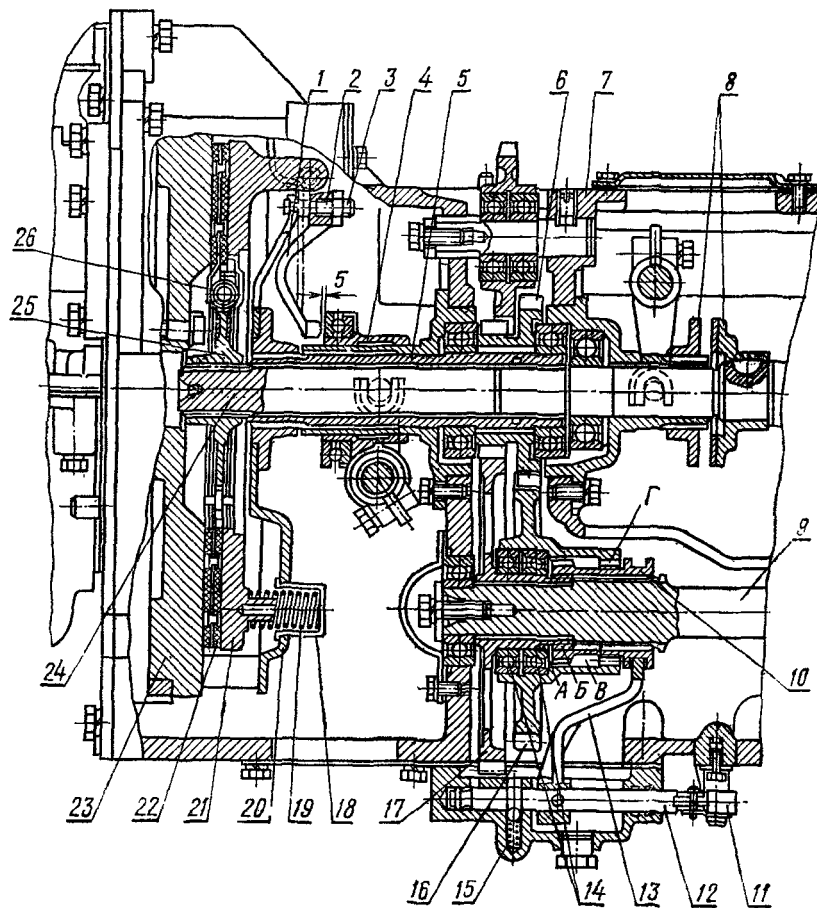


Рис. 218. Сцепление тракторов МТЗ-80, МТЗ-82:

1 — отжимной рычаг; 2 — регулировочный винт; 3 — контргайка; 4 — отводка; 5 — грубчатый вал; 6 — шестерня ведущая привода ВОМ; 7 — корпус; 8 — тормозок; 9 — ведомый вал привода ВОМ; 10 — соединительная муфта; 11 — поводок; 12 — валик; 13 — вилка; 14 — шарикоподшипники; 15 — фиксатор; 16 — ведомая шестерня привода ВОМ второй ступени; 17 — ведомая шестерня привода ВОМ первой ступени; 18 — стакан; 19 — нажимная пружина; 20 — опорный диск; 21 — нажимной диск; 22 — ведомый диск; 23 — маховик; 24 — вал сцепления; 25 — ступица ведомого диска; 26 — пружина гасителя крутильных колебаний.

пица опорного диска 20 установлена на шлицах трубчатого вала 5 привода вала отбора мощности (ВОМ). Сцепление имеет тормозок 8. Привод сцепления, состоящий из педали, системы тяг и рычагов, отводки и пружинного усилителя, устроен подобно описанному в § 2 этой главы.

§ 4. Сцепления с механическим или гидравлическим приводом

Сцепления этого типа применяются на грузовых и легковых автомобилях. Сцепление автомобилей ГАЗ-66, ГАЗ-53А, ЗИЛ-130 — однодисковые постоянно замкнутые с пружинным нажимным механизмом.

Сцепление автомобиля ГАЗ-66 (рис. 219, а) состоит из кожуха 12, привернутого болтами к маховику 1, ведомого диска 16, установленного на шлицах первичного вала 10 коробки передач и размещенного между плоскостью маховика и нажимным диском, нажимного диска 4, прижатого к диску 16 силой двенадцати пружин 13. Ведомый диск 16 стальной, к нему приклепано шесть волнистых пружинящих пластин 15 и две фрикционные накладки 3; одна накладка приклепана к диску, а другая — к волнистым пластинам. Это обеспечивает плавное включение сцепления.

Гаситель крутильных колебаний состоит из восьми пружин 19, помещенных в окна ступицы 18 ведомого диска, диска 16 и пластин 11, двух фрикционных шайб 17, зажатых между диском и пластиной. Требуемое усилие сжатия шайб подбирается с помощью стальных регули-

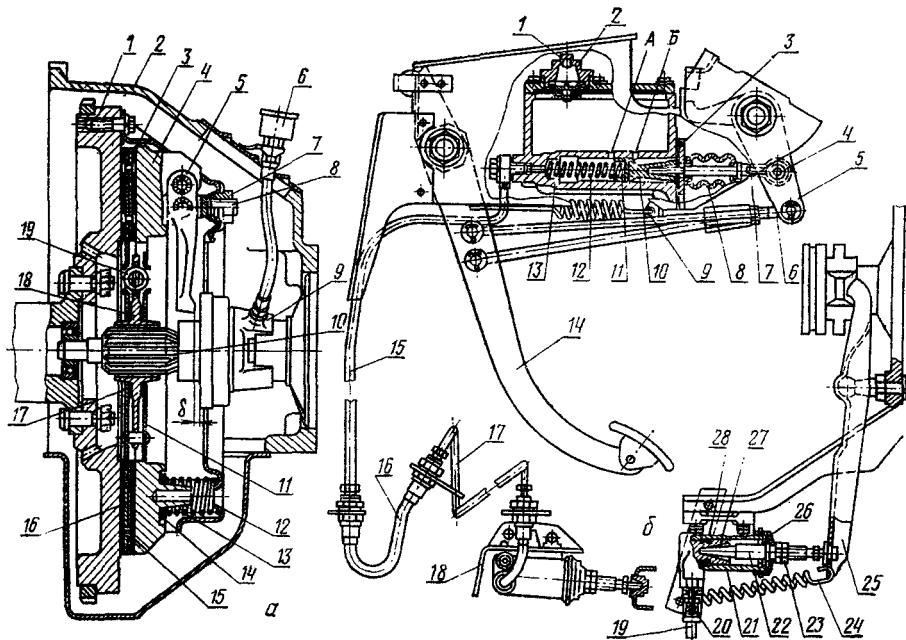


Рис. 219. Сцепление автомобиля ГАЗ-66:

а — сцепление: 1 — маховик; 2 — картер; 3 — накладка; 4 — нажимной диск; 5 — отжимной рычаг; 6 — масленка; 7 — регулировочная гайка; 8 — опорная вилка; 9 — отводка; 10 — первичный вал коробки передач; 11 — пластина гасителя крутильных колебаний; 12 — кожух; 13 — нажимная пружина; 14 — теплоизолирующая шайба; 15 — пружинящая пластина; 16 — ведомый диск; 17 — фрикционная шайба; 18 — ступица ведомого диска; 19 — пружина гасителя крутильных колебаний; б — гидравлический привод: 1 — штуцер; 2 — пробка; 3, 11 — уплотнительные манжеты; 4 — эксцентриковый болт; 5 — промежуточный рычаг; 6 — тяга; 7 — толкатель; 8, 26 — защитные чехлы; 9 — оттяжная пружина; 10 — поршень; 12 — возвратная пружина; 13 — главный цилиндр; 14 — педаль; 15, 17 — трубки; 16, 19 — гибкие шланги; 18 — экран, изолирующий цилиндр от выпускной трубы и глушителя двигателя; 20 — выпускной клапан; 21 — рабочий цилиндр; 22 — толкатель; 23 — контргайка; 24 — оттяжная пружина; 25 — вилка; 27 — поршень; 28 — манжета.

ровочных прокладок, устанавливаемых под фрикционные шайбы. Для выключения сцепления служат три отжимных рычага 5, отводка 9 с упорным шарикоподшипником, вилка и гидравлический привод управления. Отжимные рычаги 5 пальцами и игольчатыми подшипниками шарнирно соединены с нажимным диском и с опорными вилками 8, также шарнирно закрепленными на кожухе 12 регулировочными гайками 7. Упорный шариковый подшипник отводки 9 смазывается через масленку 6.

Гидравлический привод (рис. 219, б) состоит из главного 13 и рабочего 21 цилиндров, соединенных металлическими трубками 15, 17 и гибкими шлангами 16, 19. Главный цилиндр имеет поршень 10 с внутренней манжетой 11 и наружной 3 манжетами. Между поршнем 10 и внутренней манжетой 11 помещена стальная шайба, отделяющая манжету от перепускных отверстий в головке поршня. Поршень 10 отжимается пружиной 12 в крайнее заднее (на рисунке вправо) положение. Цилиндр сообщается с резервуаром компенсационным А и перепускным Б отверстиями. Первое соединяет резервуар с рабочей частью цилиндра, а второе — с нерабочей (оно расположено между манжетами 3 и 11). Жидкость заливается в резервуар через отверстие, закрываемое пробкой 2. В пробку ввернут штуцер 1, к которому присоединяют шланг шинного насоса для создания избыточного давления при прокачке гидросистем привода сцепления и тормозов. Внутри манжеты 3 проходит толкатель 7: одним концом он упирается в углубление поршня, а вторым шарнирно соединен с промежуточным рычагом 5 эксцентриковым болтом 4. Педаль 14 сцепления соединена с промежуточным рычагом 5 тягой 6. Педаль подвешена на оси и в крайнем заданном положении удерживается оттяжной пружиной 9. В рабочем цилиндре 21 находится поршень 27 с уплотнительной манжетой 28. В корпус ввернут штуцер с клапаном 20 для выпуска воздуха при прокачивании гидросистемы привода.

В углубление поршня вставлен толкатель 22, соединенный с вилкой 25 выключения сцепления. Пружина 24 отжимает вилку 25, толкатель и поршень в крайнее левое положение. При нажатии на педаль поршень 10 главного цилиндра 13 перемещается вперед и перекрывает отверстие А. Под действием возросшего давления жидкости кромка манжеты 11 прижимается к стенкам цилиндра, а ее донышко перекрывает отверстие в головке поршня. Усилие, приложенное к педали через толкатель 7, поршень 10, и жидкость, передается на поршень 27 рабочего цилиндра, который, перемещаясь, отжимает вилку 25, и последняя, поворачиваясь вокруг шаровой опоры, действует своим коротким плечом на отводку 9 (рис. 219, а) — сцепление выключается.

Как только педаль будет отпущена, поршень 10 (рис. 219, б) главного цилиндра 13 под действием пружины 12 возвратится в исходное положение и в цилиндре создастся разрежение. Из-за разности давлений в противоположных полостях цилиндра манжета 11 отойдет от головки поршня, и ее кромки сожмутся внутрь. Жидкость начнет перетекать из резервуара через перепускное отверстие Б и отверстия в головке поршня 10 и заполнит рабочую полость цилиндра. Одновременно под действием пружин 13 (рис. 219, а), а также пружины 24 (рис. 219, б) поршень рабочего цилиндра 21 начнет вытеснять жидкость в ту же полость главного цилиндра 13.

Гидравлические приводы автомобилей ГАЗ-66 и ГАЗ-24 «Волга» имеют незначительные конструктивные отличия.

Сцепления автомобилей ГАЗ-53А и ЗИЛ-130 устроены аналогично описанному выше, однако различаются конструкцией механического привода. Кроме того, сцепление автомобиля ЗИЛ-130 отличается от сцепления ГАЗ-66 следующим. Кожух сцепления крепится к маховику восемью болтами и имеет гнезда для шестнадцати нажимных пружин.

Крутящий момент передается от кожуха к нажимному диску четырьмя парами пружинных пластин. Для выключения сцепления служат четыре отжимных рычага. Имеются и некоторые другие различия.

§ 5. Сцепления с механическим приводом и пневматическим или гидравлическим усилителем

Сцепления с пневматическим усилителем применяются на тракторах и некоторых автомобилях, имеющих пневматический привод тормозной системы.

Сцепление трактора Т-150К двухдисковое с пружинным нажимным механизмом (рис. 220, *а*).

Ведущими частями сцепления служат маховик 1, промежуточный 3 и нажимной 4 диски, кожух 7; ведомыми частями являются два стальных диска 6 с фрикционными накладками и вал 16 сцепления. Вал 16 полый, установлен впереди на шариковом подшипнике 28, помещенном в расточке маховика, а сзади с помощью зубчатого соединения центрируется на первичном вале коробки передач. Ведомые диски 6 ступицами установлены на шлицах переднего конца вала 16 и снабжены гасителем крутильных колебаний с восемью пружинами 29.

Сжатие ведущих и ведомых дисков осуществляется двадцатью пружинами 26, размещенными в кожухе 7 и центрированными на приливах нажимного диска 4. С обеих сторон промежуточного диска 3 помещены отжимные пружины 5, которые устанавливают диск 3 в среднее положение между маховиком и нажимным диском при выключении сцепления. Для безударного введения в зацепление шестерен раздаточной коробки предусмотрен тормозок сцепления, который состоит из шкива 17, закрепленного на валу 16, тормозной колодки 18, пружины 19, серьги 20, стакана 21 и муфты 22. Торможение ведомых деталей сцепления и первичного вала коробки передач происходит при выключении сцепления, когда валик 24, вращаясь вместе с муфтой 22, посредством серьги 20 через пружину 19 прижимает колодку к шкиву. Пружина 19 способствует плавности действия тормозка.

Привод сцепления состоит из отжимных рычагов 8, установленных на нажимном диске 4 и соединенных с кожухом 7 и вилками 9 с регулировочными гайками 10, упорного кольца 11, валика 24, вилки 23 и отводки 14 с радиально-упорным шарикоподшипником 25. Отводка установлена на стакане 15, прикрепленном болтами к картеру 27.

Усилие от рычага 1 педали сцепления (рис. 220, *б*) к отводке передается тягой 2, следящим механизмом 3, рычагом 7 и далее к вилке 8, сидящей на валике выключения 24 (рис. 220, *а*).

Пневматический усилитель состоит из пневматической камеры, установленной на картере 27 (рис. 220, *а*), и следящего механизма. Следящий механизм (рис. 221, *а*) корпусом 5 (через переходную гайку 10) соединен с тягой 2 (рис. 220, *б*), а вилкой 4 (рис. 221, *а*) плунжера 6 с рычагом 7 (рис. 220, *б*) валика вилки выключения сцепления. В корпусе 5 (рис. 221, *а*) следящего механизма помещен клапан 1 с пружиной 9 и плунжер 6 с манжетами. Выход плунжера 6 из корпуса 5 уплотняется сальником 2, помещенным в регулировочную гайку 3. При нажатии на педаль сцепления корпус 5 следящего механизма перемещается относительно плунжера 6 в сторону сцепления (показано пунктирной стрелкой); при этом задний хвостовик плунжера, преодолевая усилие пружины 8, открывает клапан 1, и сжатый воздух из воздушного баллона пневматической системы привода тормозов по шлангу 12 (рис. 220, *б*) поступает в плоскость А клапана 1 (рис. 221, *а*) и далее через отверстие В по отводящему шлангу 4 (рис. 220, *б*) в пневматическую камеру 11 привода сцепления. Шток 10 пневматической камеры, перемещаясь давлением воздуха, поворачивает рычаг вали-

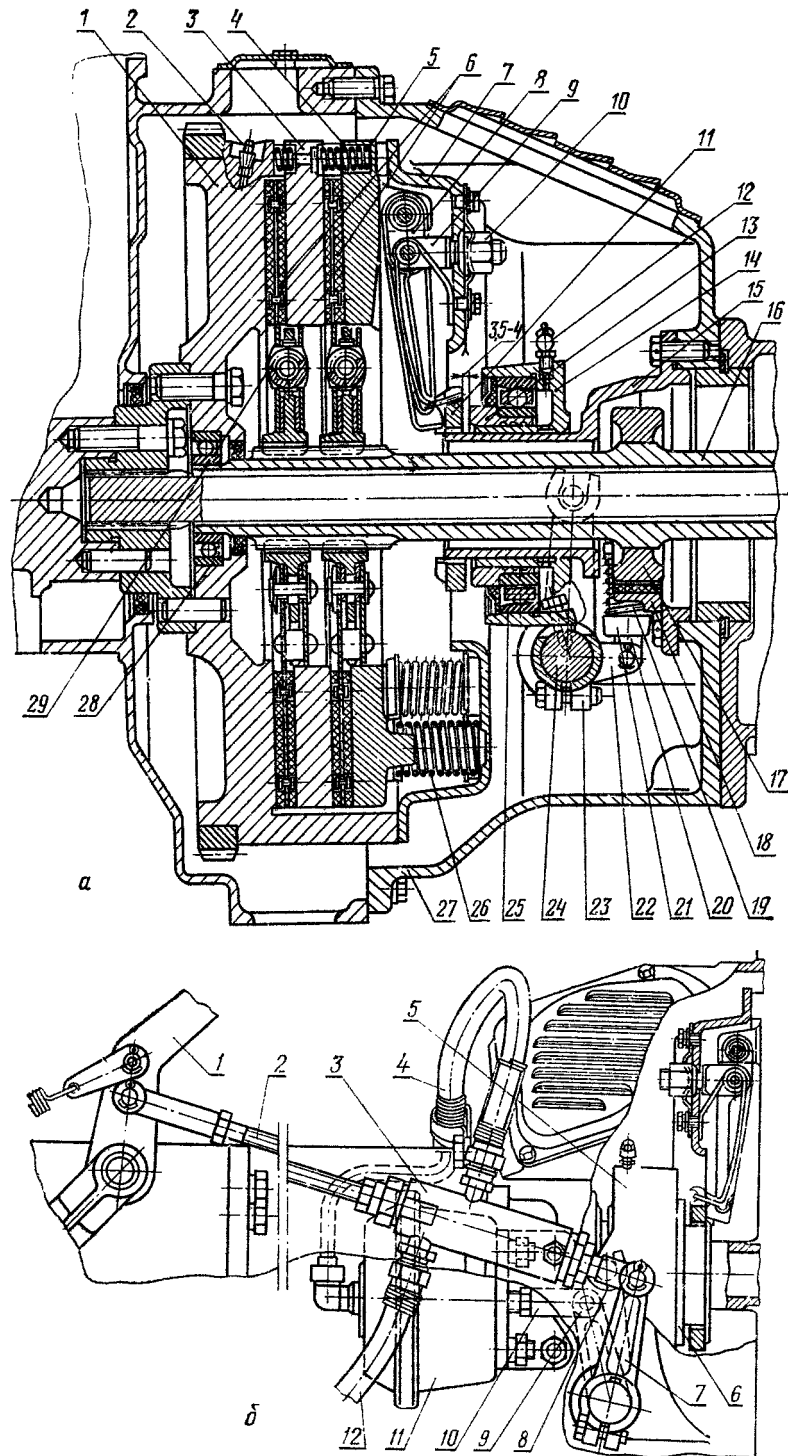
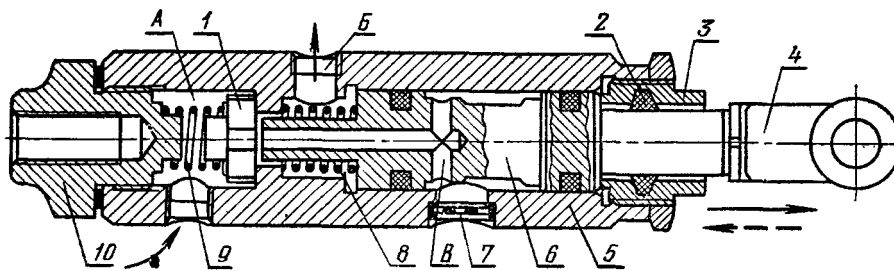


Рис. 220. Сцепление трактора Т-150К:

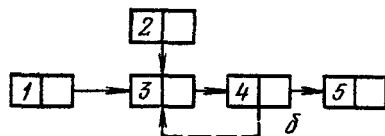
a — сцепление: 1 — маховик; 2, 12 — масленки; 3 — промежуточный диск; 4 — пажимный диск; 5 — пружина; 6 — ведомые диски; 7 — кожух; 8 — отжимной рычаг; 9 — вилка; 10 — регулировочная гайка; 11 — упорное кольцо; 13 — упор подшипника; 14 — отводка; 15 — стакан выжимного подшипника; 16 — вал сцепления; 17 — шкив; 18 — тормозная колодка; 19 — пружина; 20 — серьга; 21 — стаяк пружины; 22 — муфта; 23 — вилка выключения; 24 — валик выключения; 25 — радиально-упорный шариковый подшипник; 26 — пружина; 27 — картер; 28 — шариковый подшипник; 29 — пружина гасителя крутильных колебаний; *б* — привод сцепления: 1 — рычаг педали; 2 — тяга; 3 — следящий механизм; 4 — отводящий шланг; 5 — отводка; 6 — упорное кольцо; 7, 9 — рычаги; 8 — вилка; 10 — шток; 11 — пневматическая камера; 12 — подводящий шланг.



a

Рис. 221. Следящий механизм пневматического усилителя:

a — устройство; *б* — структурная схема процесса управления: 1 — клапан; 2 — сальник; 3 — регулировочная гайка; 4 — вилка; 5 — корпус; 6 — плунжер; 7 — сетчатый фильтр; 8, 9 — пружины; 10 — гайка.



ка 24 (рис. 220, *a*) и сцепление выключается. При возвращении педали сцепления в исходное положение корпус 5 (рис. 221, *a*) следящего механизма вместе с тягой 2 (рис. 220, *б*) перемещается относительно плунжера 6 (рис. 221, *a*) в противоположном направлении (показано сплошной стрелкой); хвостовик плунжера отходит от клапана, и клапан под действием пружины 9 закрывается. Пневматическая система привода тормозов и пневматическая камера усилителя сцепления будут разъединены. Воздух из пневматической камеры 11 (рис. 220, *б*) по шлангу 4 поступит в полость корпуса 5 (рис. 221, *a*) следящего механизма и через сверление В в плунжере 6 выйдет в атмосферу.

Для защиты следящего механизма от попадания пыли и грязи на выпускном отверстии корпуса установлен сетчатый фильтр 7.

Привод управления выполнен по следящей схеме, которая нашла широкое применение в различных приводах управления тракторов и автомобилей.

Процесс управления со следящим приводом приведен на структурной схеме (рис. 221, *б*). Для нашего примера орган управления 1 — педаль сцепления, источник энергии 2 — сжатый воздух пневматической системы, регулятор 3 — следящий механизм, исполнительный механизм 4 — пневматическая камера с рычажным приводом, объект управления 5 — сцепление. Особенностью схемы является регулирование передачи энергии от источника 2 к исполнительному механизму 4. Как только исполнительный механизм привода (пневматическая камера) воспроизведет закономерность изменения сигнала органа управления (педали), регулятор 3 (следящий механизм), имеющий обратную связь (показано пунктирной линией), прекратит подачу энергии от его источника (пневматической системы) к исполнительному механизму (пневматической камере).

На тракторе Т-150 установлено сцепление подобной конструкции с той лишь разницей, что в ее приводе применен механический (пружинный) усилитель.

Гидравлический усилитель сцепления трактора Т-4А включен в общую гидравлическую систему механизмов управления трактором, состоящую из масляного бака, шестеренчатого насоса НШ-10Д, установленного на двигателе, трех гидроусилителей (один для сцепления и два для каждого из механизмов поворота), предохранительного клапана и маслопроводов. Сцепление двухдисковое, постоянно замкнутое с пружинным нажимным механизмом. Гидроусилитель присоединен к приводу управления так же, как и следящее устройство пневматического усилителя у трактора Т-150К (см. рис. 220, *б*). При нажатии на педаль сцепления давление масла, создаваемое насосом гидросистемы, пере-

дается поршню гидроусилителя и приводит в действие детали привода — сцепление выключается. Как только педаль будет отпущена, действие гидроусилителя прекратится, и сцепление под действием своих пружин будет включено. Гидроусилитель снижает усилие на педали до 24—40 Н.

Глава 30

КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ, РАЗДАТОЧНЫЕ КОРОБКИ И ХОДОУМЕНЬШИТЕЛИ

§ 1. Общие сведения

Коробка передач преобразует крутящий момент по величине и направлению и влияет на тяговые и скоростные показатели трактора (автомобиля) — его динамические качества.

Крутящий момент колес и скорость движения трактора преобразуют, изменяя передаточное число трансмиссии, для чего в зацепление вводят соответствующие шестерни. Эта основная функция ступенчатой коробки передач характеризуется числом переключаемых передач и их передаточными числами.

Ступенчатые (шестеренчатые) коробки передач классифицируют по следующим основным признакам.

Типу шестеренчатой передачи — с неподвижными осями валов и с вращающимися осями валов (планетарные).

Числу валов, определяющему кинематическую схему, — двухвальные, трехвальные, четырехвальные.

Способу зацепления шестерен — с подвижными шестернями и шестернями постоянного зацепления.

Процессу переключения передач — с остановкой трактора для переключения и с переключением передач на ходу.

Типу механизма переключения передач — механические, гидравлические и автоматические.

Расположению валов относительно продольной оси трактора — с продольным и поперечным расположением (специальные коробки передач).

Монтажным качествам — съемные, выполненные в отдельном агрегате, и собранные в общем корпусе с другими механизмами.

Большое разнообразие условий работы и выполняемых трактором технологических процессов, стремление достигнуть максимальной производительности потребовали многоступенчатых коробок передач с широким диапазоном скоростей. Число передач (ступеней) тракторных коробок составляет от 5 до 22, а диапазон основных скоростей движения переднего хода — от 0,03 до 9,5 м/с (0,1—34 км/ч) и выше.

Чем больше число передач, тем шире возможности выбрать такую рабочую скорость, которая соответствует оптимальной нагрузке двигателя, а значит, высокой производительности и экономному расходованию топлива. Однако кинематическая схема коробки передач не должна быть излишне сложной, иначе увеличатся потери мощности на трение, стоимость производства и ремонта.

Передачи тракторов можно условно разделить на три группы: основные, транспортные и замедленные.

Основные передачи соответствуют главным рабочим операциям и используются при агрегатировании трактора продолжительное время. Так, для трактора общего назначения основными являются передачи, применяемые при вспашке почвы, посеве зерновых культур, уходе за посевами, универсально-пропашные тракторы на основных передачах выполняют весь комплекс работ по возделыванию пропашных и технических культур и т. д. Число основных передач в зависимости от типа трак-

тора и его конструкции составляет обычно от 4 до 7 (и более). У современных тракторов этим передачам соответствуют скорости движения 1,4—4,2 м/с (5—15 км/ч); по мере развития техники скорости повышаются.

Транспортные передачи служат для перевозки грузов тракторными поездами и холостых переездов агрегата.

Число транспортных передач колесных тракторов составляет 3—5, а соответствующие им скорости лежат в пределах 4,2—9,5 м/с; для гусеничных тракторов эти показатели соответственно 1—2 и 4,2 м/с.

Некоторые технологические процессы (работы с рассадопосадочными, лесопосадочными, корнеклубнеуборочными, мелиоративными машинами, погрузчиками непрерывного действия и др.) выполняются тракторными агрегатами только на малых скоростях — от 0,4 до 0,03 м/с (и ниже), для чего служат замедленные передачи.

Коробки передач автомобилей имеют от 3 до 5 передач (и выше). Меньшее число передач автомобильных коробок в сравнении с тракторными объясняется узкоцелевым назначением автомобиля, различиями в использовании мощности двигателя и регулирования его работы.

Передачи автомобилей можно разделить на две группы: высшие и низшие.

Высшими передачами пользуются при движении в хороших дорожных условиях. В свою очередь, различают прямые и ускоряющие высшие передачи. Если передаточное число $i_k = 1$, то передачу называют *прямой*; если же $i_k < 1$ — *ускоряющей*.

Низшие передачи служат для трогания автомобиля с места, преодолевания подъемов и тяжелых участков дороги.

На тракторах и автомобилях предусматриваются передачи заднего хода. Автомобиль имеет одну передачу заднего хода для маневрирования при разворотах. Назначение передач заднего хода тракторов не ограничивается маневрированием: они используются для выполнения различных работ (например, при агрегатировании трактора с землеройными машинами, волокушами и др.). Число передач заднего хода тракторов достигает 4—6.

Простейшая двухвальная коробка передач (рис. 222, а) включает первичный вал 8, соединенный через сцепление с двигателем, и вторичный вал 7, передающий вращение главной передаче трактора. Первичный вал воспринимает крутящий момент двигателя, а вторичный передает преобразованный находящимися в зацеплении шестернями крутящий момент главной передаче. Частота вращения первичного вала равна частоте вращения коленчатого вала двигателя, а вторичного — частоте вращения первичного, деленной на передаточное число включенной передачи.

На первичном валу установлены подвижные шестерни 1, 2 и 3, на вторичном — неподвижные 6, 5 и 4. Перемещая рычагом переключения при помощи вилки подвижные шестерни, включают соответствующую передачу. Чтобы одну передачу можно было отличить от другой, их нумеруют в порядке возрастания скорости движения машины. В рассматриваемом примере таких передач три: первая — при зацеплении шестерен 1 и 6, вторая — 2 и 5 и третья — 3 и 4. Каждая передача об-

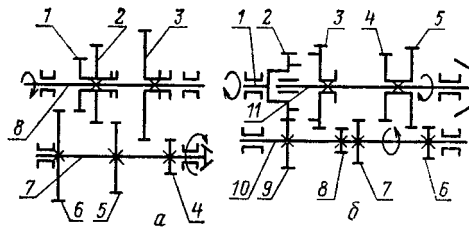


Рис. 222. Кинематические схемы коробок передач:

а — двухвальная: 1, 2, 3 — подвижные шестерни; 4, 5, 6 — неподвижные шестерни; 7 — вторичный вал; 8 — первичный вал; б — трехвальная: 1 — первичный вал; 2 — шестерня первичного вала; 3, 4, 5 — подвижные шестерни вторичного вала; 6, 7, 8, 9 — неподвижные шестерни промежуточного вала; 10 — промежуточный вал; 11 — вторичный вал.

разуется зацеплением одной пары шестерен. Коническая шестерня вторичного вала является ведущей шестерней главной передачи, которая, последовательно передавая крутящий момент конечным передачам, создает крутящий момент на колесах трактора.

Двухвальная коробка передач имеет ограниченное число ступеней и используется лишь в качестве составного элемента в кинематических схемах коробок передач тракторов.

Трехвальная коробка передач (рис. 222, б) передает крутящий момент от первичного вала *1* вторичному *11* через промежуточный вал *10*. Высшая передача включается при соединении первичного *1* и вторичного *11* валов, расположенных на одной геометрической оси. Так как передаточное число этой передачи равно единице, она называется *прямой*.

Приведенная схема широко используется на легковых и грузовых автомобилях, а также в качестве составного элемента в тракторных коробках передач.

Коробки с подвижными шестернями в зависимости от числа подвижных (одинарных или двойных) шестерен называются *двух-, трех- и четырехходовыми*. Число ступеней коробки передач определяется числом передач переднего хода. Следовательно, коробка передач (рис. 222, б) является *четырёхступенчатой, двухходовой*. Передачи заднего хода (они на схемах не показаны) достигаются введением в зацепление промежуточных шестерен для снижения частоты и изменения направления вращения с шестернями ведущего и ведомого вала или специальным механизмом реверса.

§ 2. Основные детали и элементы коробок передач

Механические коробки передач состоят из шестерен, валов с опорами и уплотнениями и механизма переключения передач.

Шестерни, валы, подшипники, помещенные в картерах (корпусах), несут большие нагрузки. Обеспечение высокого срока службы без ремонта (не менее 6000 ч) требует правильного выбора кинематических и силовых схем, материалов и технологии изготовления. Особое значение приобретают надежность уплотнений и качество масел.

Распространенная до сего времени смазка разбрызгиванием уступает место принудительной смазке при помощи шестеренчатых насосов. Жесткость корпуса коробок передач из чугуна литья увеличивается специальными ребрами жесткости или совмещением с корпусом заднего моста (ДТ-75, ДТ-75М).

Валы изготавливают из специальных и углеродистых сталей и подвергают термической обработке. Основное требование к валу — высокая жесткость, так как деформация вала ведет к нарушению правильности зацепления шестерен, быстрому их износу и разрушению подшипников. Для установки на валы шестерен используются шлицевые соединения прямоугольного профиля с центрированием по наружному диаметру вала и шлицы с эвольвентным профилем. Геометрия шлицевых соединений и их надежность во многом определяют срок службы шестерен и подшипников. В автомобильных коробках передач все или наиболее нагруженные и более часто включаемые шестерни изготавливают косозубыми. Это повышает срок службы шестерен и снижает шум зацепления. Возникающие осевые усилия от подвижных шестерен воспринимаются косыми шлицами.

В тракторных коробках передач все шестерни прямозубые, за исключением конической шестерни вторичного вала, которая имеет спиральные зубья, и сопрягаемой с ней шестерни.

Валы большинства коробок передач двухпорные, на шариковых или роликовых подшипниках качения. Первые распространены больше, потому что хорошо воспринимают как радиальные, так и осевые нагрузки. Однорядные шариковые и роликовые подшипники удобны для сборки и не требуют дополнительных регулировочных операций. В случае применения цилиндрических роликовых подшипников (когда возникают ограничения пространства для установки радиального шарикового подшипника требуемой работоспособности) предусматриваются устройства для восприятия осевых нагрузок. При действии больших нагрузок устанавливают сдвоенные подшипники, например однорядный радиальный шариковый и цилиндрический роликовый (передние опоры валов коробки передач трактора Т-130).

Конические роликовые подшипники чаще используются на задней опоре вторичного вала 7 (см. рис. 222, а), где возникают наибольшие осевые нагрузки и по условиям ограничения габаритов установка радиального шарикового подшипника равноценной работоспособности невозможна. Для сохранности корпусных деталей и легкости ремонта посадочные места под внешние обоймы подшипников делают в съемных стаканах (гнездах), прикрепляемых к основному корпусу.

В коробках передач более распространены механические устройства переключения передач, приводимые в действие мускульной силой водителя. Подвижные шестерни включаются или устанавливаются в нейтральное положение при помощи рычажного устройства.

Шестерни перемещаются вдоль вала коробки передач вилками 6, 7, 8, 11 (рис. 223, а), которые свободно входят в кольцевые выточки

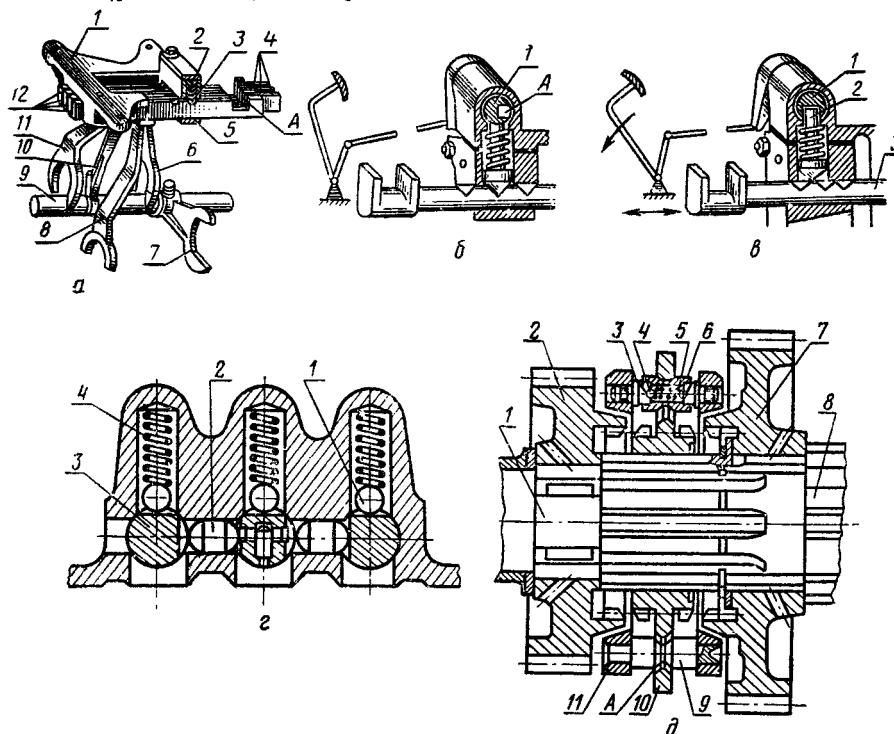


Рис. 223. Устройства для переключения передач:

а — механизм переключения: 1 — корпус; 2 — пружина; 3 — фиксатор; 4 — замковая пластина; 5 — планка; 6, 7, 8, 11 — вилки; 9 — валик переключения; 10 — поводок; 12 — ползуны; А — выемки на ползунах; б, в — механизм блокировки: 1 — валик блокировочного механизма; 2 — фиксатор; 3 — валик переключения; в — замок-фиксатор; г — механизм синхронизации: 1 — фиксатор; 2 — сухарик; 3 — валик переключения; 4 — пружина; в — синхронизатор; 1 — первичный вал; 2, 7 — шестерни; 3 — штифт; 4 — шарик; 5 — пружина; 6, 9 — пальцы; 8 — вторичный вал; 10 — каретка; 11 — кольцо; А — блокирующие поверхности.

подвижных шестерен. Вилки 6, 8, 11 закреплены на ползунах 12 и перемещаются вместе с ними. Вилка 7 закреплена на валике переключения 9, который поводком 10 соединен с одним из ползунов 12. Ползуны удерживаются во включенном или выключенном положении фиксаторами 3 с пружинами 2.

Передвижение ползунов (валиков) проводится нижним концом рычага переключения передач, входящим в выемки А ползунов. Рычаг устанавливается на шаровой опоре в крышке корпуса коробки передач; движение нижнего конца рычага направляется кулисой, которая имеет прорези, ограничивающие перемещение нижнего конца рычага в определенных пределах.

Включение передачи при включенном или не полностью выключенном сцеплении может вызвать поломку шестерен. Для предупреждения этого коробки передач снабжаются механизмами блокировки.

Механизм блокировки не допускает самовыключения шестерен; он имеет валик 1 (рис. 223, б, в), расположенный под фиксаторами 2. На валике сделан паз А (или сверление), в который могут входить концы фиксаторов. При полностью включенном сцеплении паз становится точно над фиксатором и при переключении шестерен отжимается валиком переключения 3. Если сцепление не выключено или выключено не полностью, то верхний конец фиксатора упрется в валик (рис. 223, б) и не допустит включения передачи.

Для предупреждения произвольного перемещения валиков переключения служат *замки-фиксаторы*. Фиксаторы (шариковые или конусные) располагаются в сверлениях крышки или корпуса коробки передач и прижимаются к валику переключения 3 (рис. 223, г) пружиной 4. В нейтральном положении или при включенной передаче фиксатор под действием пружины входит в соответствующее углубление валика. Когда включается передача, фиксатор выжимается из углубления и дает возможность включить выбранную передачу или занять валику нейтральное положение. Сухарик 2 выполняет роль замка — исключает одновременное включение двух передач. Длина сухариков 2 равна расстоянию между валиками плюс размер одного углубления на валике. Поэтому возможно перемещение только одного валика, так как второй запирается сухариком.

В коробках передач, выполненных по схеме, как на рисунке 222, переключение передач на ходу трактора исключено, так как движение по инерции при выключенной передаче с тяговой нагрузкой, ограниченной низкой скоростью движения, невозможно. В процессе переключения передачи подвод мощности к движителям прекратится, и трактор остановится. Переключение передач тракторов на ходу, не прерывая подвода мощности к движителям, можно осуществлять двумя путями — использованием планетарных передач или фрикционных муфт.

Применение планетарных коробок передач на тракторах сопряжено с большим усложнением конструкции, так как требуемое число ступеней нельзя получить одним планетарным элементом, необходима их сложная комбинация. Поэтому планетарные передачи используются на тракторах лишь в качестве дополнительного кинематического элемента (редуктора) к обычным коробкам с неподвижными осями валов.

Планетарный редуктор, или увеличитель крутящего момента (УКМ) (рис. 224, а), размещается между сцеплением трактора и коробкой передач и состоит из трех основных частей: сцепления 8, редуктора и обгонной муфты 2.

Ведущий вал 1 через сцепление трактора соединен с коленчатым валом двигателя, а ведомый вал 5 — с первичным валом коробки передач. Постоянно замкнутое сцепление 8 служит для включения и выключения УКМ.

Редуктор предназначен для изменения передаточного числа при включении УКМ и состоит из водила 3 и размещенного на нем блока сателлитов 7. Обгонная муфта 2 служит для блокирования водила 3 при включении УКМ (ее устройство и работа аналогичны описанию, приведенному в § 2 главы 24).

Когда сцепление 8 УКМ включено, обгонная муфта 2 не препятствует вращению водила 3, и сцепление УКМ, водило 3 с блоком сателлитов 7 и ведомым валом 5 вращаются как одно целое. Планетарный редуктор заблокирован, его передаточное число равно единице, УКМ выключен, преобразования крутящего момента не происходит.

Чтобы включить УКМ, сцепление 8 выключают. При этом крутящий момент к ведомому диску сцепления и водилу не передается, водило стремится вращаться в противоположную сторону, но затормаживается обгонной муфтой. Крутящий момент от ведущего вала 1 к ведомому 5 передается через солнечную шестерню 4, блок сателлитов 7 и солнечную шестерню 6, вращая ведомый вал 5 с пониженной частотой, а следовательно с большим крутящим моментом. Тяговое усилие трактора увеличивается, и он преодолевает возросшее сопротивление движению. У тракторов ДТ-75 передаточное число УКМ равно 1,25.

Если на тракторе установлен УКМ, то при переходе с одной основной передачи на другую основную необходима остановка трактора, а переход с основной передачи на смежную дополнительную и обратно осуществляется на ходу. Передачи, включаемые в УКМ, предназначаются для преодоления кратковременных сопротивлений движению агрегата; на длительную нагрузку УКМ не рассчитан. Кроме того, УКМ позволяет трогать с места агрегат под нагрузкой на пониженной скорости, с последующим выходом на повышенную, благодаря чему уменьшается время разгона. УКМ также используется при движении агрегата на поворотах в конце гона без остановки для переключения передачи.

Фрикционные муфты находят все большее применение, так как позволяют переключать передачи на ходу, что повышает производительность агрегата, снижает расход топлива и значительно облегчает труд водителя. Принцип действия коробки передач этого типа проследим на упрощенной схеме. Ведущие барабаны муфт 3 и 5 (рис. 224, б) с дисками 8 жестко соединены с первичным валом 1, а ведомые барабаны с дисками 6 сидят на нем свободно. К ведомым барабанам прикреплены ведущие шестерни 2 и 4 первичного вала. Эти шестерни находятся в постоянном зацеплении с неподвижно сидящими на вторичном (ведомом) валу 9 шестернями 10 и 11. Включение и выключение муфт производятся давлением жидкости гидравлической системы на нажимной диск 7. При движении трактора одна из муфт включена, а другая выключена. При перемене передачи соответствующая муфта выключа-

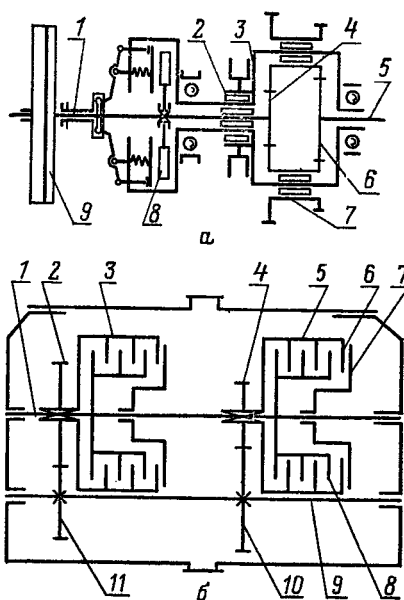


Рис. 224. Механизм для переключения передач трактора на ходу:

а — планетарный редуктор (УКМ): 1 — ведущий вал; 2 — обгонная муфта; 3 — водило; 4, 6 — солнечные шестерни; 5 — ведомый вал; 7 — блок сателлитов; 8 — сцепление УКМ; 9 — сцепление трактора; б — переключение передач фрикционными муфтами: 1 — первичный вал; 2, 4 — шестерни первичного вала; 3, 5 — фрикционные муфты; 6, 8 — диски; 7 — нажимной диск; 9 — вторичный вал; 10, 11 — шестерни вторичного вала.

ется, а другая включается. Для того чтобы при переключении передачи подвод мощности к ведущим колесам не прервался и трактор не прекратил движение, процесс выключения одной муфты и включения другой проходит с некоторым перекрытием по времени. В реальных схемах гидравлическое переключение передач дополняется механическим переключением отдельных групп передач (режимов).

§ 3. Автомобильные трехвальные коробки передач с прямой передачей

Небольшое число ступеней (3—5) автомобильных коробок передач позволяет применить наиболее простую кинетическую схему (рис. 222, б). Все их шестерни (или большинство) косозубые, имеют постоянное зацепление и включаются синхронизаторами. Их к. п. д. достаточно высок, так как на основных передачах в зацеплении участвует не более двух пар шестерен, а на прямой передаче потери в зацеплении исключаются вообще.

Коробка передач автомобилей КамАЗ (рис. 225) пятиступенчатая трехходовая с механическим переключением передач. В чугунном картере 21 в подшипниках установлены первичный 25, промежуточный 23 и вторичный 12 валы. Первичный вал выполнен как одно целое с ше-

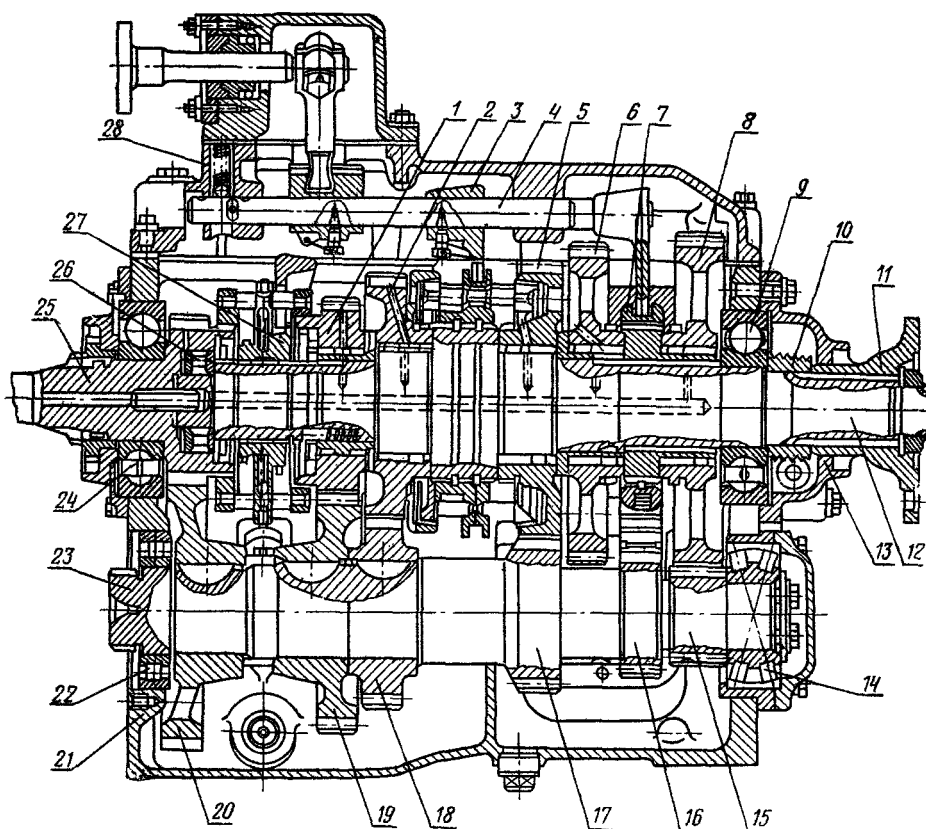


Рис. 225. Коробка передач автомобилей КамАЗ:

1, 2, 5, 6, 8 — шестерни вторичного вала четвертой, третьей, второй, первой передачи и заднего хода; 3 — вилка; 4 — шток; 7 — зубчатая муфта; 9, 24 — шариковые подшипники; 10 — шестерня привода спидометра; 11 — фланец карданного шарнира; 12 — вторичный вал; 13 — крышка; 14, 22, 26 — роликовые подшипники; 15, 16, 17, 18, 19, 20 — шестерни промежуточного вала заднего хода, первой, второй, третьей, четвертой и пятой передач; 21 — картер; 23 — промежуточный вал; 25 — первичный вал; 27 — синхронизатор; 28 — верхняя крышка.

стерней постоянного зацепления, передающей крутящий момент промежуточному валу. Задней опорой вала служит шариковый подшипник 24, зафиксированный в картере 21 кольцом. Промежуточный вал 23 установлен на роликовых подшипниках 22 и 14, и на нем укреплены шпонками шестерни 18, 19 и 20 соответственно третьей, четвертой и пятой передач. Шестерни 15, 16, 17 — заднего хода, первой и второй передач изготовлены заодно с валом 23. Вторичный вал 12 передним концом опирается на роликовый подшипник 26, помещенный в расточке первичного вала 25, а задним — на шариковый подшипник 9, зафиксированный в картере крышкой 13. Шестерни первичного вала вращаются на игольчатых подшипниках. Шестерни второй, третьей и четвертой передач косозубые постоянно зацепления. Пятая передача — прямая. Шестерни 6 и 8 первой передачи и заднего хода включаются зубчатой муфтой 7, а второй, третьей, четвертой передач — с помощью зубчатых муфт и синхронизаторов 27. Механизм переключения передач размещен в верхней крышке 28 коробки передач. Каретки синхронизаторов 27 и зубчатых муфт 7 передвигаются рычагом, расположенным в кабине, через дистанционный привод, так как кабина вынесена вперед. Дистанционный привод соединен со штоками 4 и вилками 3 зубчатых муфт и кареток синхронизаторов. На конце вторичного вала установлены шестерня 10 привода спидометра и фланца 11 карданного шарнира. Опсаинная коробка передач является основной (тип 14).

На автомобилях-тягачах КамАЗ, работающих в качестве тягачей автопоездов, и седельных тягачах устанавливается делитель, который представляет собой двухступенчатый редуктор, позволяющий уменьшить интервалы основного ряда передаточных чисел коробки. Примером делителя служит редуктор коробки передач тракторов МТЗ-80/82.

Переключение передач автомобиля проводится при выключенном сцеплении и движении по инерции. Для бесшумного и безударного переключения передачи используются синхронизаторы, назначением которых является выравнивание частот вращения соединяемых валов.

В коробке передач с шестернями постоянного зацепления первичный вал 1 (см. рис. 222, б) через шестерню 2, которая сидит на валу жестко, может передавать вращательное движение на промежуточный вал 10 или соединиться с вторичным валом 11, образуя прямую передачу. Шестерня 7 (см. рис. 223, д) расположена на вторичном валу свободно, а для того чтобы приводить его во вращение, должна быть соединена с ним жестко. Включение прямой передачи или передачи через промежуточный вал к шестерне 7 осуществляется инерционным синхронизатором, устройство которого таково. Он размещен на шлицах вала 8 и состоит из двух конусных колец 11, жестко соединенных блокирующими пальцами 6 и 9. В средней части пальцам приданы конические блокирующие поверхности А. Такие же поверхности сделаны в отверстиях диска корпуса каретки 10. Корпус установлен на шлицах вторичного (ведомого) вала 8 и может перемещаться в осевом направлении. С кареткой 10 конусные кольца соединяются полыми пальцами 6, внутри которых установлены фиксирующие шарики 4 и пружины 5. Шарики опираются на штифты 3, запрессованные в кольца 11. При включении передачи каретка 10 вместе с конусными кольцами 11 перемещается рычагом в сторону включаемой шестерни.

Как только конусные поверхности кольца синхронизатора и шестерни войдут в контакт, то вследствие разности частот вращения шестерни и каретки конусное кольцо сдвигается относительно каретки. При этом блокирующие поверхности А пальцев и отверстий в диске каретки соприкасаются, и перемещение каретки прекращается. Частоты вращения шестерни и кольца выравниваются за счет трения их конусных поверхностей. Когда скорости шестерни и каретки станут равными, их блокирующие поверхности не будут препятствовать дальнейшему осевому

перемещению каретки, и ее зубья без удара войдут в зацепление с зубьями шестерни.

У отдельных автомобилей синхронизаторы имеют свои различия. Описанный синхронизатор устанавливается на автомобилях ЗИЛ.

§ 4. Тракторные коробки передач с переключением передач при остановленном тракторе

Коробки передач этого типа применяются на большинстве тракторов. По кинематическим схемам они являются составными или специальными, а по типу зацепления шестерен — с подвижными шестернями (их большинство) и с шестернями постоянного зацепления.

Все рассматриваемые коробки передач имеют механическое (ручное) переключение передач.

Составные коробки передач представляют собой сочетание основной (двух-, трех- или четырехвальной) коробки передач с одним или двумя редукторами. Соответственно этому коробки передач различных тракторов будут иметь следующую характеристику (в порядке повышения числа ступеней).

Т-130 — восьмиступенчатая, с четырьмя передачами заднего хода, четырехвальная с редуктором; конструктивная особенность — шестерни постоянного зацепления, включаемые скользящими муфтами.

Т-4А — восьмиступенчатая, двухвальная с одноступенчатым редуктором.

ЮМЗ-6М/6Л — десятиступенчатая, трехвальная с одноступенчатым редуктором.

ДТ-75М, ДТ-75 — четырнадцатиступенчатая, четырехвальная с одноступенчатым планетарным редуктором (ДТ-75).

МТЗ-80, МТЗ-82 — восемнадцатиступенчатая, двухвальная с двумя редукторами.

Специальные коробки передач (Т-40М, Т-40АМ, Т-25А, Т-16М) имеют поперечное расположение валов относительно продольной оси трактора, из них у тракторов Т-40М, Т-40АМ и Т-25А есть реверс на все передачи.

Коробка передач тракторов МТЗ-80 и МТЗ-82 (рис. 226) смонтирована в съемном корпусе 31 (вместе с двухступенчатым редуктором), а одноступенчатый понижающий редуктор расположен в корпусе, соединяющем двигатель и коробку передач между собой. Эти корпуса соединены болтами. Сзади корпус 31 присоединен болтами к корпусу заднего моста трактора. В корпусе 31 размещены первичный 29, промежуточный 21, вторичный 4 валы и вал 46 пониженных передач и заднего хода с шестернями и подшипниками, промежуточная шестерня заднего хода 47 и шестерни редуктора.

Первичный вал 29 вращается в двух шариковых подшипниках 28 и 35, из которых передний установлен в стакане 27, а задний в расточке вторичного вала 4. На шлицах вала сидят ведущая шестерня 30 четвертой и пятой передач и ведущая шестерня 32 третьей передачи, а также неподвижная шестерня 26 понижающего редуктора.

Промежуточный вал 21 трубчатый, внутри него проходит вал 12 привода ВОМ. Опорами вала служат впереди шариковый подшипник 24, помещенный в стакан, прикрепленный к корпусу коробки передач, а сзади — бронзовая втулка 13, запрессованная в расточенное отверстие ступицы шестерни 15 второй ступени редуктора. На валу неподвижно закреплены ведомые шестерни 19 и 20 соответственно третьей и четвертой передач, а также ведомая шестерня 22 пятой передачи (большой венец) и заднего хода (малый венец). Промежуточная шестерня 18 свободно сидит на ступице шестерни 19 и служит для передачи вращения от первичного вала 29 на вал 46 пониженных передач, валы

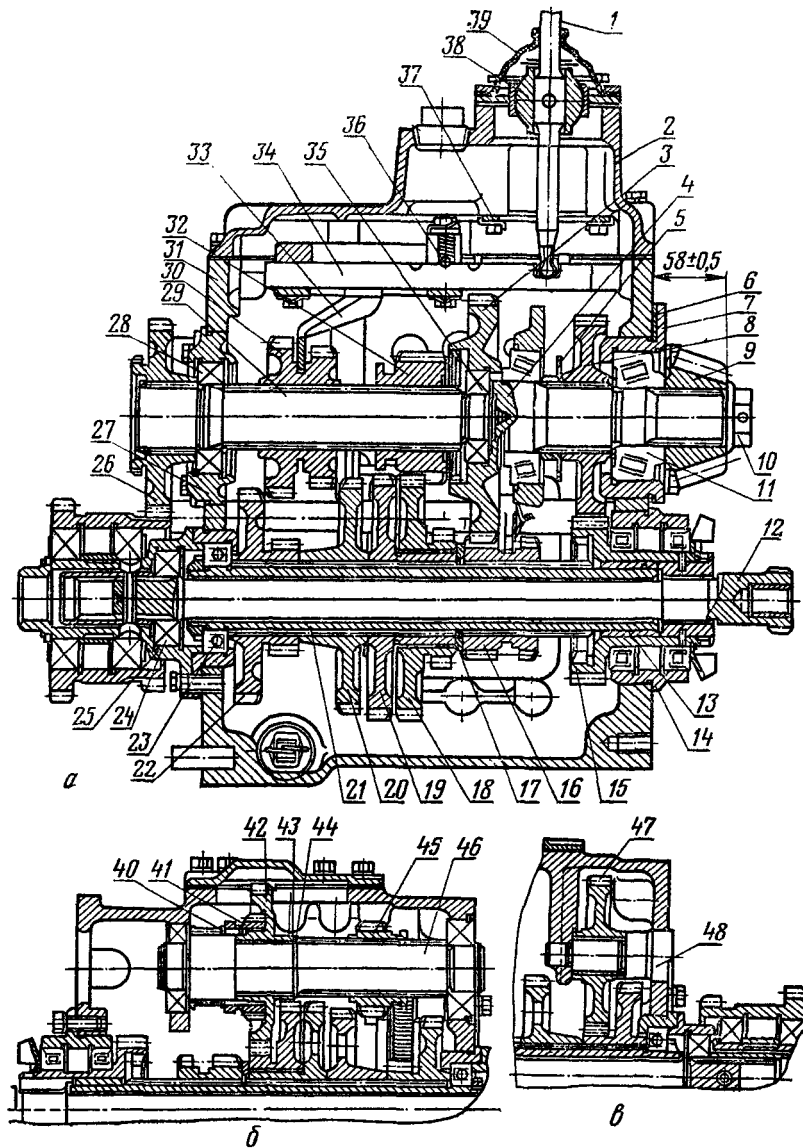


Рис. 226. Коробка передач тракторов МТЗ-80 и МТЗ-82:

1 — рычаг переключения передач; 2 — крышка; 3 — ведомая шестерня первой ступени редуктора; 4 — вторичный вал; 5 — пластинчатая пружина; 6 — регулировочные прокладки; 7, 14, 25, 27 — стаканы; 8 — ведомая шестерня второй ступени редуктора; 9 — ведущая шестерня главной передачи; 10 — гайка; 11 — конические роликовые подшипники; 12 — вал привода ВОМ; 13 — втулка; 15 — ведущая шестерня второй ступени редуктора; 16 — ведущая шестерня первой ступени редуктора; 17 — упорное кольцо; 18 — промежуточная шестерня; 19 — ведомая шестерня третьей передачи; 20 — ведомая шестерня четвертой передачи; 21 — промежуточный вал; 22 — ведомая шестерня пятой передачи и заднего хода; 23, 24, 28, 35 — шариковые подшипники; 26 — шестерня понижающего редуктора; 29 — первичный вал; 30 — ведущая шестерня четвертой и пятой передач; 31 — корпус; 32 — ведущая шестерня третьей передачи; 33 — вилка; 34 — ползун; 36 — шариковый фиксатор; 37 — кулиса; 38 — шаровая опора; 39 — чехол; 40 — пружинное кольцо; 41 — шестерня включения ходоуменьшителя; 42 — ведомая шестерня первой передачи и заднего хода; 43 — упорная шайба; 44 — стопорное кольцо; 45 — скользящая шестерня первой передачи и заднего хода; 46 — вал пониженных передач и заднего хода; 47 — промежуточная шестерня заднего хода; 48 — ось.

привода бокового ВОМ и ходоуменьшителя. Шестерня 18 находится в постоянном зацеплении с ведущей шестерней 32 третьей передачи. На шлицах вала 21 установлена подвижная ведущая шестерня 16 первой ступени редуктора, которая может входить в зацепление с ведомой шестерней 3 первой ступени или с ведущей шестерней 15 второй ступени редуктора. Наружный венец шестерни 15 находится в постоянном зацеплении с ведомой шестерней 8 второй ступени редуктора, а внутренний служит для зацепления с шестерней 16.

Промежуточная шестерня 47 заднего хода с запрессованной в нее втулкой вращается на неподвижной оси 48; она находится в постоянном зацеплении с меньшим венцом шестерени 22. Редуктор коробки передач имеет две ступени. Первая ступень редуктора дает первую, третью, четвертую и пятую передачи переднего хода и первую передачу заднего хода; другие передачи обеспечиваются второй ступенью. Шестерня 16 первой ступени (ведущая) скользящая, при перемещении назад включает вторую ступень, переключая этим редуктор.

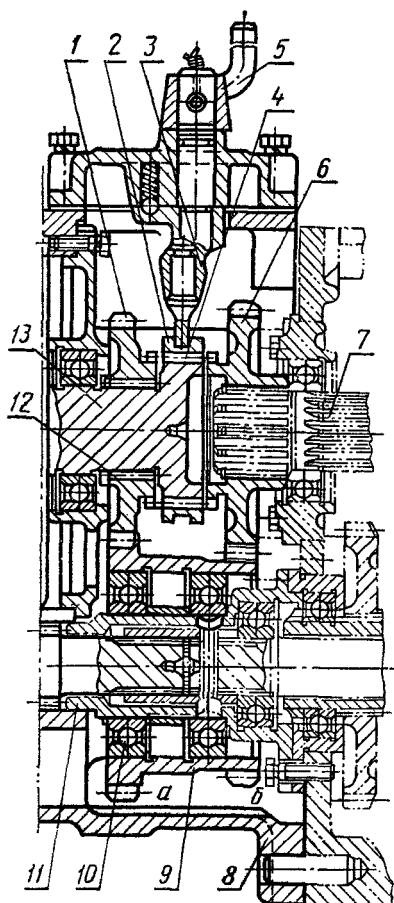


Рис. 227. Понижающий редуктор (делитель) коробки передач тракторов МТЗ-80 и МТЗ-82:

1 — ведущая шестерня редуктора; 2 — зубчатая муфта; 3 — вилка; 4 — зубчатый венец вала сцепления; 5 — рычаг включения редуктора; 6 — ведомая шестерня редуктора; 7 — первичный вал коробки передач; 8 — корпус сцепления; 9 — промежуточный блок шестерен; 10, 12 — подшипники; 11 — кронштейн; 13 — вал сцепления.

Вторичный вал 4 установлен в конических роликоподшипниках 11 и изготовлен как одно целое с ведомой шестерней 3 первой ступени редуктора. Передний подшипник запрессован в перегородку корпуса, а задний помещен в стакан 7 с прокладками 6 для регулирования зацепления конической пары шестерен главной передачи. Внутренние зубцы шестерни 3 служат для соединения с зубцами шестерни 32 первичного вала при включении прямой передачи. На валу размещена ведомая шестерня 8 второй ступени редуктора. На шлицах заднего конца вала установлена и закреплена гайкой ведущая шестерня 9 главной передачи.

Вал 46 пониженных передач и заднего хода расположен с левой стороны корпуса, установлен в двух шариковых подшипниках и приводится во вращение ведомой шестерней 42 первой передачи и заднего хода. Вал имеет ступенчатую форму с гладкой цилиндрической поверхностью посередине и со шлицами по концам. Впереди на шлицах установлена скользящая шестерня 45 первой передачи и заднего хода и шестерня 41 включения ходоуменьшителя.

Ведомая шестерня 42 находится в постоянном зацеплении с малым венцом промежуточной шестерни 18; она сидит на валу свободно. Если шестерня 41 включения ходоуменьшителя будет перемещена до упора в ведомую шестерню 42, она своими внутренними шлицами соединится с наружными шлицами ступицы шестерни 42 и обе шестерни и вал 46 будут составлять жесткую систему. Такое по-

ложение шестерен 41 и 42 соответствует работе трактора без ходоуменьшителя.

Механизм переключения передач состоит из прямоугольных ползунов 34 с приваренными вилками 33, пластинчатых замков и шариковых фиксаторов 36. Рычаг 1 переключения передач установлен на крышке 2, снабжен кулисой 37 и чехлом 39, предупреждающим попадание пыли и грязи в рабочие полости.

Понижающий редуктор (делитель) размещен между коробкой передач и редуктором вала отбора мощности. Задний конец вала сцепления 13 (рис. 227) имеет зубцы, на которые надета муфта 2 с внутренними зубцами. Муфта может перемещаться в продольном направлении и переключать редуктор. Перед муфтой на подшипнике 12 установлена ведущая шестерня 1 редуктора. Ее большой венец постоянно зацеплен с большим зубчатым венцом промежуточного блока шестерен 9, который установлен в шариковых подшипниках 10 на кронштейне 11, прикрепленном к корпусу коробки передач. Малый венец блока шестерен 9 находится в постоянном зацеплении с венцом ведомой шестерни 6 редуктора, помещенной на шлицах первичного вала 7 коробки передач. Шестерня 6 вместе с шариковым подшипником первичного вала фиксируется разрезным стопорным кольцом.

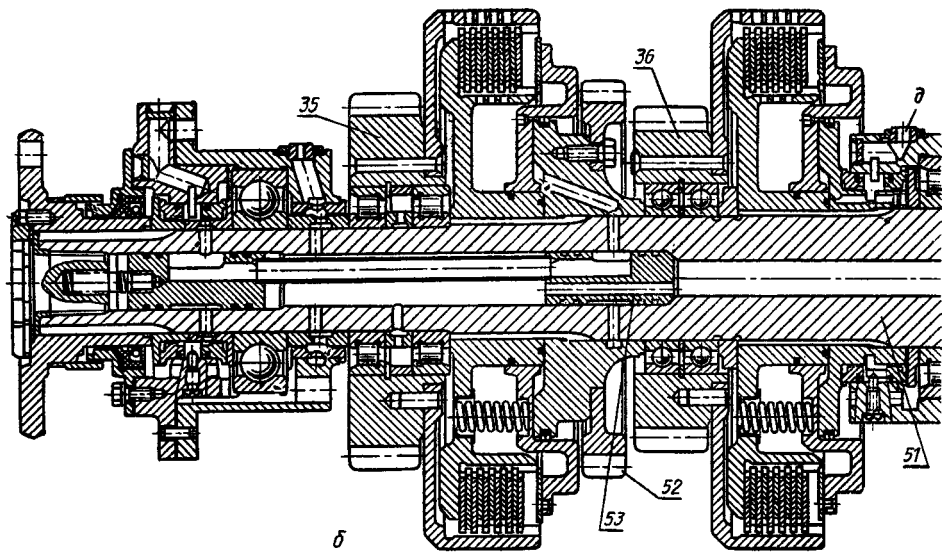
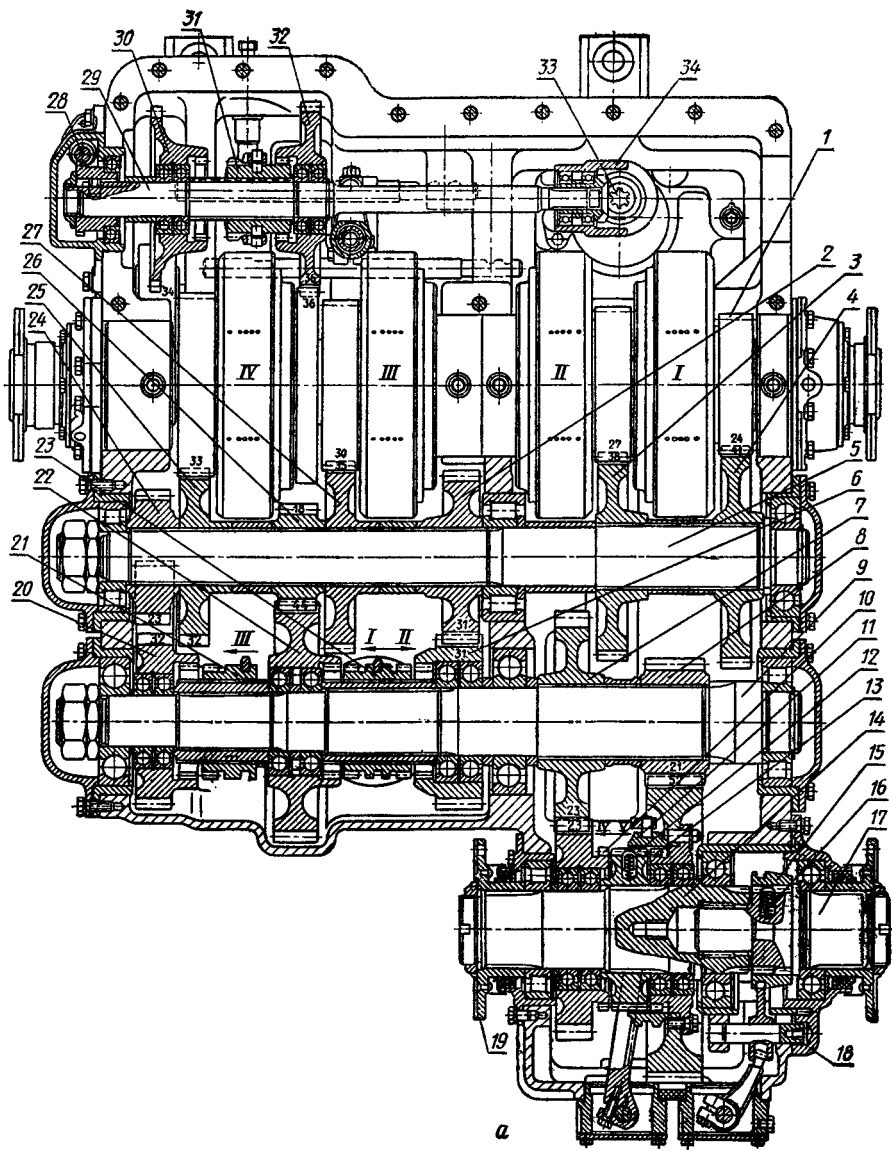
На переднем конце ступицы шестерни 6 выполнен зубчатый венеч. Когда рычагом 5 включения редуктора с помощью вилки 3 сдвигают назад зубчатую муфту 2, она, оставаясь соединенной с зубцами вала 13 сцепления, входит в зацепление с зубчатым венцом на ступице шестерни 6. Вал муфты сцепления и первичный вал коробки передач соединяются жестко — редуктор выключается. Для включения редуктора зубчатую муфту 2 сдвигают вперед. Оставаясь соединенной с валом 13, она входит в зацепление с малым зубчатым венцом ведущей шестерни 1 редуктора и соединяет ее жестко с валом сцепления. При этом вращение от вала 13 сцепления через шестерню 1 передается на большой венеч блока шестерен 9 и далее через его малый венеч на ведомую шестерню 6 редуктора к первичному валу 7 коробки передач. Передаточное число понижающего редуктора равно 1,36.

§ 5. Тракторные коробки передач с переключением передач на ходу

Коробки передач этого типа выполняются с шестернями постоянного зацепления. Все передачи делятся на несколько групп (режимов), в каждой группе равное число передач (3—4). Переключение передач в пределах каждой группы (режима) проводится на ходу трактора фрикционными муфтами, действующими от гидравлической системы. Механическое переключение режимов осуществляется зубчатыми муфтами при остановленном тракторе.

Фрикционные муфты 3, 5 (рис. 224, б) размещаются на первичном валу 1, как у тракторов Т-150 и Т-150К, или на вторичном валу (К-701). Первая схема позволяет использовать фрикционные муфты в качестве механизма поворота (Т-150), а вторая — заменить сцепление (К-701).

Коробка передач трактора К-701 (рис. 228) ступенчатая с шестернями постоянного зацепления, шестнадцатискоростная, четырехрежимная. Передачи в пределах каждого режима переключаются гидравлической системой; переход от одного режима к другому осуществляется с помощью зубчатых муфт. Первые два режима (передачи 1—8) образуют пониженные передачи, а третий и четвертый (передачи 9—16) — повышенные. Коробка передач имеет восемь передач заднего хода, объединенных в два режима. Способ переключения передач и режимов заднего хода такой же, как у передач переднего хода. От коробки передач осуществляется привод насосов гидросистемы навесного оборудо-



дования, насоса гидросистемы управления поворотом трактора, насоса гидросистемы коробки передач и механизма отбора мощности. Механизмы коробки передач помещены в картере, который устанавливается через амортизаторы на кронштейны, приваренные к лонжеронам передней полурамы трактора. В картере коробки, состоящем из трех частей, размещено четыре вала: первичный 1, промежуточный 5, грузовой 9 и раздаточный 14.

Первичный вал 1 установлен между верхней и нижней половинами картера на трех подшипниках: впереди на шариковом, в середине и сзади на цилиндрических роликовых. Подшипники помещены в стаканы, прикрепленные к картеру. На шлицевых концах вала сзади закреплен фланец переднего карданного вала отбора мощности и впереди фланец карданного вала, соединяющего через полужесткую муфту первичный вал с коленчатым валом двигателя.

На валу 1 размещены фрикционные муфты IV, III, II и I соответственно четвертой, третьей, второй и первой передач. Ведущие части фрикционных муфт сидят на шлицах первичного вала 51, а ведомые с шестернями 35, 36, 37, 38 установлены на нем в подшипниках.

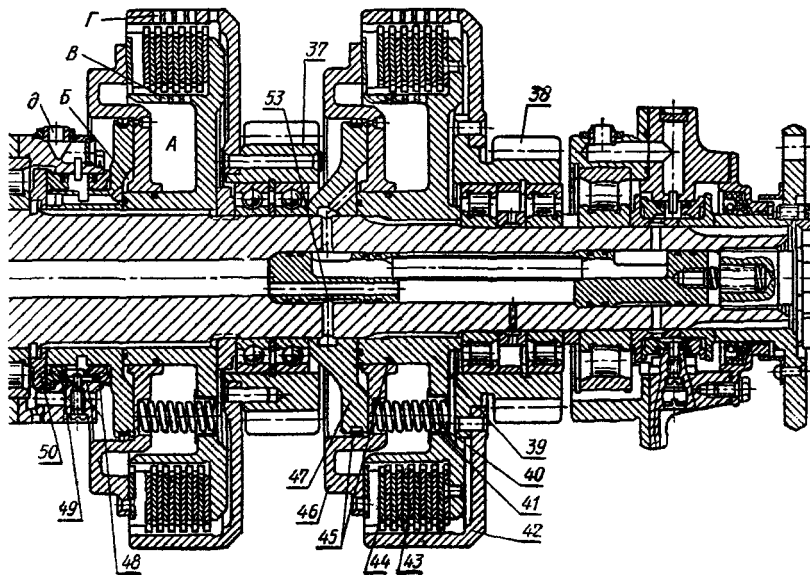
Первичный вал полый для размещения маслопроводов 53, по которым поступает масло к фрикционам IV и I. К фрикционам II и III масло подводится от средней опоры вала.

Промежуточный вал 5 установлен на трех подшипниках: впереди и в середине на цилиндрических роликовых и сзади на шариковом. Передний и задний подшипники помещены в стаканы, прикрепленные к корпусу болтами, а средний — в расточке корпуса.

На шлицах вала 5 закреплены разделенные распорными втулками шестерни: заднего хода 24, шестерни 25, 27, 3, 4 постоянного зацепле-

Рис. 228. Коробка передач трактора К-701:

a — разрез по валам; б — первичный вал в сборе; 1 — первичный вал; 2, 3, 4, 24, 25, 26, 27 — шестерни промежуточного вала; 5 — промежуточный вал; 6, 7, 8, 20, 22 — шестерни грузового вала; 9 — грузовой вал; 10, 13 — шестерни раздаточного вала; 11, 15 — муфты; 12 — зубчатая втулка; 14 — раздаточный вал; 16 — фиксатор; 17 — вал; 18 — стакан; 19 — фланец; 21, 23 — муфты грузового вала; 28 — привод тахометра; 29 — вал привода насосов; 30, 32 — шестерни вала привода насосов; 31 — муфта; 33 — валик привода насоса; 34 — конический редуктор; 35, 36, 37, 38, 52 — шестерни; 39 — внутренний (ведущий) барабан; 40 — пружина; 41 — стакан; 42 — наружный (ведомый) барабан; 43 — ведущий диск; 44 — ведомый диск; 45 — уплотнительные кольца; 46 — нажимной диск; 47 — средний диск; 48 — уплотнительные кольца; 49 — резиновая манжета; 50 — кольцо; 51 — первичный вал; 53 — маслопровод; *д* — подвод смазки к фрикционам III, II.



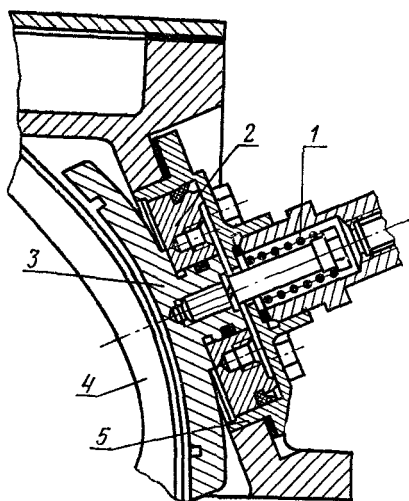


Рис. 229. Тормоз-синхронизатор:
1 — пружина; 2 — поршень; 3 — колодки;
4 — барабан фрикциона; 5 — корпус.

стерней 24 через промежуточную шестерню (на рисунке не показана). Для включения заднего хода муфту 21 вводят в зацепление с шестерней 20. На ведомых барабанах 42 первичного вала первой и четвертой передач установлены колодочные тормоза-синхронизаторы с гидравлическим приводом. Их назначение — торможение шестерен для безударного включения муфт 21 и 23 грузового вала.

Тормоз-синхронизатор (рис. 229) состоит из корпуса 5, колодок 3, поршня 2 и пружины 1. Поступившее к тормозу масло при его включении заполняет пространство между корпусом и поршнем и перемещает поршень и колодку к барабану 4 фрикциона.

Раздаточный вал 14 (рис. 228) распределяет крутящий момент между передним и задним ведущими мостами. Вал в передней части имеет шлицы, на которых закреплен фланец 19 карданной передачи привода переднего моста.

Раздаточный вал опирается впереди на роликовый подшипник, наружная обойма которого размещена в стакане, прикрепленном к нижней части картера коробки передач. Задней опорой служит шариковый подшипник, установленный в стакане картера. На раздаточном валу в шариковых подшипниках помещены шестерни 10 и 13, находящиеся в постоянном зацеплении с шестернями грузового вала. Между шестернями 10 и 13 на шлицах вала сидит зубчатая втулка 12 с установленной на ней режимной муфтой 11. Шестерни 10 и 13 имеют зубчатые венцы для сцепления с режимной муфтой. Фиксатор втулки 12 может удерживать режимную муфту в зацеплении с шестерней 10 (повышенный режим) или шестерней 13 (пониженный режим).

В расточке вала 14 помещен игольчатый роликовый подшипник вала 17 фланца карданной передачи привода заднего моста. Задней опорой вала 17 служит шариковый подшипник, установленный в стакане 18. На зубцах вала 17 сидит муфта 15 с фиксатором отключения заднего моста. Перемещая рычагом муфту 15 вперед до сцепления с зубцами вала 14, включают задний мост (на рисунке задний мост отключен).

Фрикционные муфты — многодисковые, работают в масле. Рабочими элементами здесь служат одиннадцать стальных дисков 43, 44, из которых шесть ведущих и пять ведомых. Ведущие части муфты — внутренний барабан 39 с ведущими дисками 43 и нажимной диск 46 с пружинами 40 и стаканами 41. Наружный барабан 42 и диски 44 состав-

ния с шестернями первичного вала 1 и шестерни 26, 2 постоянного зацепления с шестернями грузового вала 9.

Грузовой вал 9 установлен впереди и в середине на шариковых подшипниках и сзади на цилиндрическом роликовом подшипнике. На валу в шариковых подшипниках помещены: шестерня заднего хода 20 и шестерни с наружными и внутренними зубцами 22 и 6, находящиеся в постоянном зацеплении с шестернями 26 и 2 промежуточного вала. На шлицах вала жестко сидят шестерни 7 и 8, находящиеся в постоянном зацеплении с шестернями 10 и 13 раздаточного вала 14. Между шестернями 20, 22 и 6 на шлицевых втулках сидит муфта заднего хода 21 и режимная муфта 23. Шестерня 20 соединена с шестерней 24 через промежуточную шестерню (на рисунке не показана).

ляют ведомую часть муфты. Механизм включения объединяет средний диск 47 и детали уплотнения. Ведущие части муфты жестко связаны с первичным валом, а ведомые — с установленными на подшипниках качения шестернями. На ступицу внутреннего барабана 39 свободно установлен нажимной диск 46, а на шлицы первичного вала — средний диск 47. К поверхности нажимного диска прикреплен диск с внутренними зубцами, входящими в зубья барабана 39. В углубления нажимного диска и внутреннего барабана (в стакане 41) помещены пружины 40, стремящиеся удерживать диски в разомкнутом состоянии.

Между плоскостями среднего 47 и нажимного 46 дисков образуется кольцевая полость *Б* (бустер), уплотненная резиновой манжетой 49 и кольцами 45.

Муфта включается при повышении давления масла, подаваемого насосом гидравлической системы коробки передач. Масло проходит по каналу в картере коробки передач и далее поступает к бустеру. Давление масла в бустере преодолевает усилие пружин 40, перемещает нажимной диск 46 в сторону барабанов 39 и 42, сжимает пакет дисков 43 и 44 и включает муфту, то есть соответствующую передачу.

При выключении муфты подача масла к бустеру прекращается, масло сливается в систему тем же путем, как поступало, но в обратном направлении, пружины 40 отжимают нажимной диск 46 от пакета дисков 43 и 44, и муфта выключается. В диске 46 сделаны отверстия, через которые масло поступает в полость *А* внутреннего барабана 39 и по отверстиям *В* в нем — к дискам 43 и 44, смазывая последние. Избыток масла, поступившего к дискам, вытесняется через отверстия *Г* наружного барабана и сливается в картер коробки передач.

При включении режیمов и передач находятся в зацеплении следующие шестерни.

I режим. Передачи 1, 2, 3, 4: 38—4, 26—22, 8—13 (1); 37—3, 26—22, 8—13 (2), 36—27, 26—22, 8—13 (3), 35—25, 26—22, 8—13 (4).

II режим. Передачи 5, 6, 7, 8: 38—4, 2—6, 8—13 (5); 37—3, 2—6, 8—13 (6); 36—27, 2—6, 8—13 (7); 35—25, 2—6, 8—13 (8).

III режим. Передачи 9, 10, 11, 12: 38—4, 26—22, 7—10 (9), 37—3, 26—22, 7—10 (10); 36—27, 26—22, 7—10 (11); 35—25, 26—22, 7—10 (12).

IV режим. Передачи 13, 14, 15, 16: 38—4, 2—6, 7—10 (13); 37—3, 2—6, 7—10 (14); 36—27, 2—6, 7—10 (15); 35—25, 2—6, 7—10 (16).

Гидравлическая система коробки передач (рис. 230) состоит из масляного насоса, фильтра с редуционным клапаном, тормоза-синхронизатора, масляного радиатора, механизма переключения передач и гидроаккумулятора.

Шестеренчатый масляный насос приводится во вращение от первичного вала коробки передач и состоит из откачивающей и нагнетающей секций. В выходном трубопроводе нагнетающей секции установлен предохранительный клапан, который перепускает масло в поддон коробки передач при давлении, превышающем 1,4—1,6 МПа. Для обеспечения подпора масла в нагнетающей секции насоса предусмотрен подпорный клапан, отрегулированный на давление 0,15 МПа. Фильтрующий элемент фильтра — каркас с латунной сеткой. Фильтр снабжен перепускным и редуционным клапанами. Перепускной клапан пропускает масло в магистраль, минуя фильтр при разности давлений до и после фильтра 0,25—0,55 МПа. Редуционный клапан поддерживает давление в гидросистеме в пределах 0,85—1,0 МПа.

Особенность гидросистемы коробки передач заключается в безразрывном переключении передач.

Трогание трактора с места производится только с первой передачи, для чего в этот момент все остальные передачи трактора автоматически блокируются. Когда первая передача будет включена, масло от золотника 24 переключения передач и тормоза-синхронизатора посту-

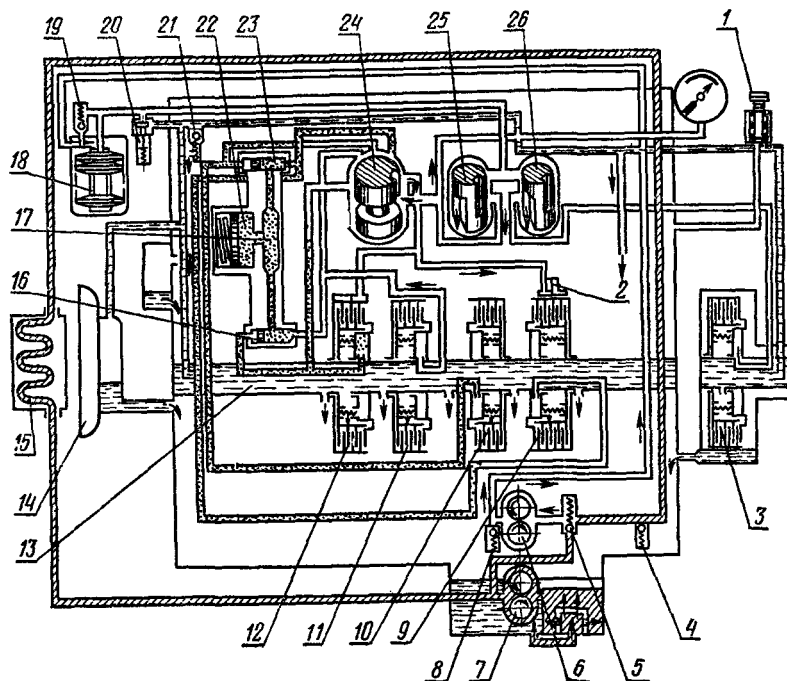


Рис. 230. Схема гидравлической системы коробки передач трактора К-701:

1 — маслозаливной бачок; 2 — бустер тормоза-синхронизатора; 3 — бустер фрикционов соединительной муфты отбора мощности; 4 — подпорный клапан нагнетательной секции; 5 — предохранительный клапан радиатора; 6 — нагнетательная секция насоса; 7 — откачивающая секция насоса; 8 — предохранительный клапан; 9, 10, 11, 12 — бустеры фрикционных муфт первой, второй, третьей и четвертой передач; 13 — первичный вал; 14 — полужесткая муфта с редуктором привода насосов; 15 — масляный радиатор; 16, 17, 23 — перекидные золотники; 18 — фильтр; 19 — перепускной клапан фильтра; 20 — редукционный клапан; 21 — клапан ограничения давления смазки; 22 — гидроаккумулятор; 24 — золотник переключения передач и тормоза-синхронизатора; 25 — золотник слива; 26 — золотник механизма отбора мощности.

пает через золотниковое устройство в гидроаккумулятор 22 и в бустер 9 первой передачи. Одновременно перекидные золотники 16, 17, 23 механизма переключения передач перекрывают поступление масла в бустеры 10, 11, 12 остальных передач. При переключении передач с первой на вторую золотник поворачивается и открывает доступ маслу в бустер 10 фрикционной муфты второй передачи. Давление масла в бустере первой передачи поддерживается гидроаккумулятором, и он остается включенным, пока происходит заполнение бустера 10 фрикционной муфты второй передачи. При достижении определенного давления в бустере второй передачи фрикционная муфта первой передачи отключается. Находящееся в бустере первой передачи масло сливается через отверстие нажимного диска 46 (см. рис. 228). Переключение передач со второй на третью и с третьей на четвертую происходит аналогично с той лишь разницей, что гидроаккумулятор 22 (рис. 230) разряжается на бустер второй или третьей передачи.

Коробка передач предусматривает возможность буксировки трактора с приводом в действие гидросистемы управления поворотом и навесного оборудования.

В верхней части коробки передач помещен вал 29 (см. рис. 228) привода насосов. На этом валу в двойных шариковых подшипниках установлены шестерни 30 и 32 с наружными и внутренними зубьями. Шестерня 30 находится в постоянном зацеплении с промежуточной шестерней заднего хода, а шестерня 32 — с шестерней 52 первичного

вала. Между шестернями 30 и 32 на валу 29 сидит скользящая зубчатая муфта 31. На рисунке зубчатая муфта введена в зацепление с шестерней 32, что соответствует рабочему режиму трактора. Когда необходимо буксировать трактор, муфта 31 рычагом переводится в зацепление с шестерней 30. Вращение от колес трактора передается ведущему мосту, карданному валу, раздаточному 14, грузовому 9 и промежуточному валу 5, а затем через промежуточную шестерню заднего хода — шестерне 30 вала 29 насосов.

§ 6. Раздаточные коробки

Раздаточная коробка распределяет крутящий момент между ведущими мостами трактора (автомобиля). Она может также выполнять назначение дополнительной коробки передач, увеличивая общее передаточное число трансмиссии. Раздаточные коробки устанавливаются на тракторы и автомобили повышенной проходимости (с четырьмя и более ведущими колесами): тракторы МТЗ-82, Т-40АМ, К-701, Т-150К, автомобили ГАЗ-66, ЗИЛ-131, УАЗ-452 и др.

В качестве примера рассмотрим устройство и работу раздаточной коробки трактора МТЗ-82. Она передает крутящий момент от коробки передач к карданному валу переднего ведущего моста и представляет собой одноступенчатый шестеренчатый редуктор с роликовой муфтой свободного хода. Привод к шестерне 5 (рис. 231) раздаточной коробки от шестерни вторичного вала коробки передач через промежуточную шестерню 12, установленную в отсеке коробки передач.

Корпус 1 раздаточной коробки прикреплен болтами к фланцу корпуса коробки передач с правой стороны по ходу трактора. В корпусе на шариковых подшипниках 4 установлен вал 8, на котором свободно посажена ведомая обойма 6 муфты свободного хода с внутренними зубцами; на шлицевой части вала сидит зубчатая муфта 2 с большим *a* и малым *b* зубчатыми венцами. На конце вала закреплен соединительный фланец 3 карданного шарнира. Зубчатая муфта 2 служит для включения и отключения муфты свободного хода и принудительного включения переднего ведущего моста.

Шестерня 5 раздаточной коробки одновременно является ведущей обоймой муфты свободного хода и находится в зацеплении с промежу-

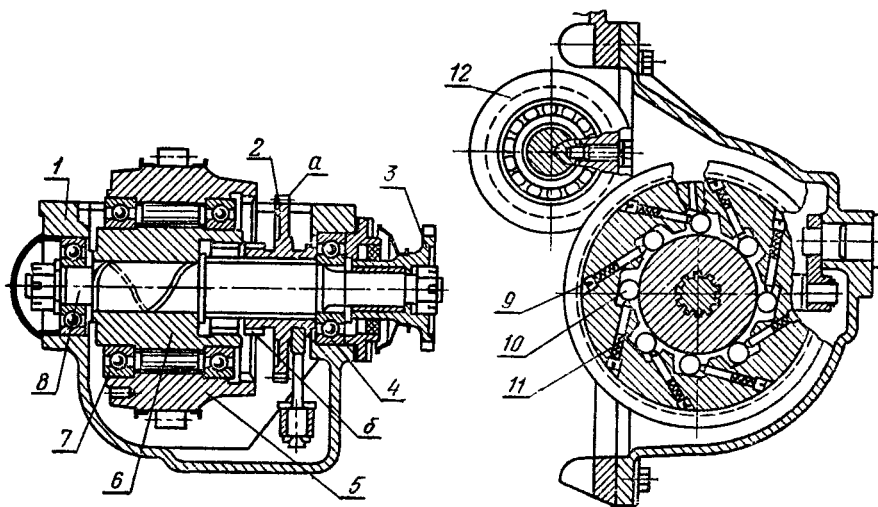


Рис. 231. Раздаточная коробка трактора МТЗ-82:

1 — корпус; 2 — зубчатая муфта; 3 — соединительный фланец; 4, 7 — шарикоподшипники; 5 — шестерня; 6 — ведомая обойма муфты свободного хода; 8 — вал; 9 — штифт; 10 — ролик; 11 — пружина; 12 — промежуточная шестерня.

точной шестерней коробки передач. Она может проворачиваться относительно ведомой обоймы 6 муфты свободного хода на шариковых подшипниках 7. Внутренние зубцы шестерни 5 служат для принудительного включения переднего моста. В профилированных пазах шестерни 5 расположены заклинивающие ролики 10 со штифтами 9 и пружинами 11.

Включение и выключение раздаточной коробки при движении трактора вперед и буксовании задних колес более установленного происходит автоматически благодаря муфте свободного хода. Устройство раздаточной коробки позволяет принудительно включать передний ведущий мост как при движении трактора вперед, так и при заднем ходе, а также отключать передний мост, например, на транспортных работах при движении по дороге с твердым покрытием, когда использование переднего моста нецелесообразно. Для принудительного включения переднего моста муфта 2 зубцами *a* входит в зацепление с внутренними зубьями шестерни 5, а зубцами *b* — с внутренними зубцами обоймы 6.

Для отключения переднего ведущего моста муфта 2 выводится из зацепления с зубцами шестерни 5 и обоймы 6 (как показано на рисунке).

§ 7. Ходоуменьшители

Целый ряд сельскохозяйственных работ выполняется на замедленных скоростях, отвечающих агротехническим требованиям.

Большая группа мелиоративных машин, погрузочно-разгрузочных механизмов работает на скоростях 0,014—0,097 м/с, рассадопосадочные машины, дождевальные установки, машины для уборки овощей — 0,177—0,42, а безмоторные комбайны (на уборке кукурузы, картофеля, капусты и др.) — 0,56—1,4 м/с.

Если принять низшую передачу основного ряда трактора равной 1,4 м/с, то общий диапазон замедленных технологических скоростей будет определяться отношением 1,4 к 0,014, то есть $1,4:0,014=100$.

Для получения замедленных технологических скоростей движения тракторного агрегата служат *ходоуменьшители*.

Ходоуменьшитель может являться неотъемлемым элементом трансмиссии трактора (Т-150К, Т-25А, болотоходный трактор ДТ-75Б и др.) или его съемным оборудованием (Т-40М, Т-40АМ, МТЗ-80, МТЗ-82 и др.).

По характеру регулирования крутящего момента ходоуменьшители делят на *ступенчатые* и *бесступенчатые*. К первым относят механические шестеренчатые ходоуменьшители, ко вторым — электрические, гидравлические, а также некоторые механические передачи (например, клиноременные вариаторы, фрикционные передачи).

Преимущественное распространение получили механические ходоуменьшители. Их положительные качества — высокий к. п. д., простота устройства и обслуживания, недостаток — ограниченные пределы регулирования замедленных скоростей.

Наиболее перспективны гидрообъемные ходоуменьшители, которые обеспечивают широкий диапазон бесступенчатого регулирования скорости движения агрегата, надежно защищают трансмиссию от перегрузки, могут быть установлены на трактор без его существенных конструктивных изменений.

Ходоуменьшитель тракторов МТЗ-80 и МТЗ-82 — съемный шестеренчатый планетарный редуктор, который прикрепляется к фланцу люка корпуса коробки передач с левой стороны (рис. 232). При включении ходоуменьшителя и первой или второй передач переднего или заднего хода получают соответственно замедленные передачи:

0,206 м/с (0,741 км/ч); 0,35 м/с (1,26 км/ч); 0,098 м/с (0,352 км/ч); 0,167 м/с (0,599 км/ч) без понижающего редуктора и 0,156 м/с (0,560 км/ч); 0,266 м/с (0,955 км/ч); 0,073 м/с (0,262 км/ч); 0,126 м/с (0,453 км/ч) с включением понижающего редуктора.

В корпусе 3 ходоуменьшителя размещены промежуточная шестерня 7, вал-шестерня 9 и планетарный редуктор, состоящий из водила 12, трех сателлитов 15, коронной 13 и солнечной 11 шестерен. Шестерня 7 вращается на роликовом подшипнике 6 на оси 5, закрепленной в корпусе 3. Она входит в зацепление с шестерней 41 (см. рис. 226) включения ходоуменьшителя и находится в постоянном зацеплении с валом-шестерней 9 (рис. 232). Вал-шестерня установлена в корпусе на двух подшипниках: шариковом 14 и роликовом 8. На валу-шестерне помещена во втулке 10 солнечная шестерня 11. Шестерня 11 двойная, ее больший венец находится в зацеплении с ведомой шестерней 42 (см. рис. 226) первой передачи и заднего хода, а меньший служит солнечной шестерней планетарного редуктора. С валом-шестерней 9 (рис. 232) шлицами соединено водило 12 с запрессованными в его расточки осями 16 сателлитов. На осях в игольчатых подшипниках 4 вращаются сателлиты 15, находящиеся в зацеплении с солнечной шестерней 11. Коронная шестерня 13 неподвижно зафиксирована в корпусе 3 двумя пальцами 17 и постоянно зацеплена с сателлитами 15. Механизм включения ходоуменьшителя состоит из рычага 1, валика 2 и вилки, входящей в паз шестерни 41 (см. рис. 226) включения ходоуменьшителя (на рисунке она показана в выключенном положении). В выключенном и включенном положениях вилка с валиком удерживаются пружинным фиксатором. При работе с ходоуменьшителем сначала включается ходоуменьшитель, а затем — коробка передач. Для получения пониженных скоростей переднего хода необходимо включать первую или вторую передачу заднего хода коробки передач и наоборот, так как ходоуменьшитель изменяет направление вращения вторичного вала коробки передач.

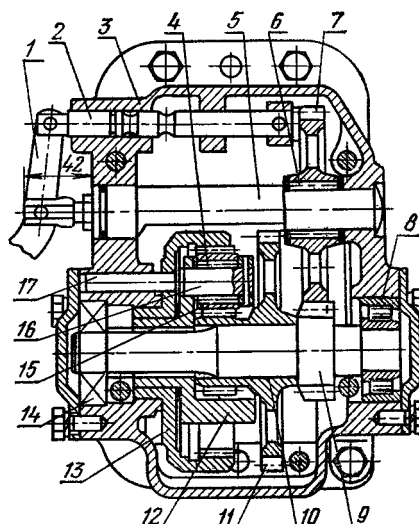


Рис. 232 Ходоуменьшитель тракторов МТЗ-80 и МТЗ-82:

1 — рычаг; 2 — валик; 3 — корпус; 4 — игольчатый подшипник; 5 — ось; 6, 8, 14 — подшипники; 7 — промежуточная шестерня; 9 — вал-шестерня; 10 — втулка; 11 — солнечная шестерня; 12 — водило; 13 — коронная шестерня; 15 — сателлит; 16 — ось сателлита; 17 — палец.

Глава 31

ПРОМЕЖУТОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ И КАРДАНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 1. Промежуточные соединения

Промежуточные соединения служат для передачи крутящего момента валам, геометрические оси которых не совпадают или могут иметь относительное смещение.

Некоторая несоосность валов неизбежна и зависит от ряда причин — точности изготовления деталей, погрешностей сборки, деформации

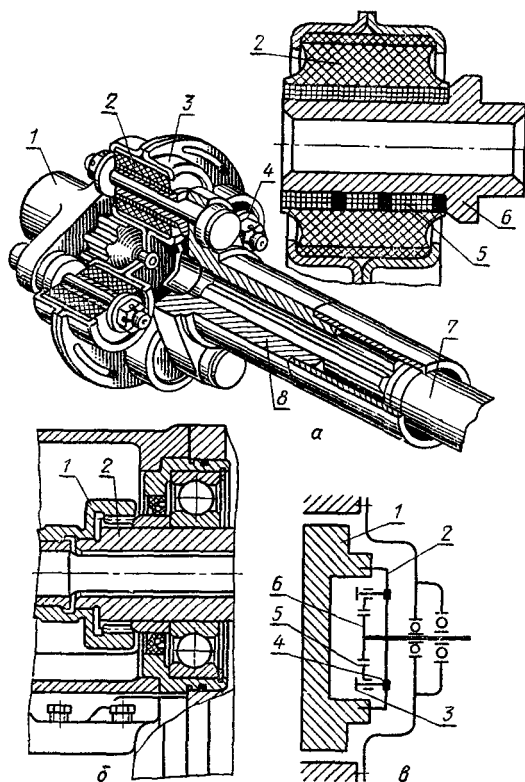


Рис. 233. Промежуточные соединения тракторов:

a — двойное мягкое промежуточное соединение; 1, 8 — вилки; 2 — резиновая втулка; 3 — головка; 4 — болт; 5 — проволочный каркас; 6 — стальная втулка; 7 — соединительный вал; 8 — одноарное жесткое промежуточное соединение; 1 — вал сцепления; 2 — первичный вал коробки передач; 3 — одноарное комбинированное промежуточное соединение; 1 — маховик; 2 — ведущий диск; 3 — палец; 4 — втулка-амортизатор; 5 — зубчатый венец; 6 — вал-шестерня.

ются реже (Т-150, Т-150К). Возможны *комбинированные* соединения, объединяющие жесткий и упругий элементы (К-701).

Мягкий шарнир двойного промежуточного соединения включает вилки 1 и 8 (рис. 233, *a*), помещенные на шлицах вала сцепления и соединительного вала 7. Вилка 1 укреплена на валу неподвижно, а вилка 8 может смещаться по шлицам. Между вилками установлена головка 3 со стальными дисками, снабженными гнездами. В гнездах дисков помещены упругие резиновые втулки 2 с завулканизированными в них проволочными каркасами 5. В отверстие каркаса вставлена стальная втулка 6. Каждая из вилок соединяется с головкой двумя болтами 4. Со стороны коробки передач гибкая муфта имеет такое же устройство, и ее задняя вилка установлена на шлицах первичного вала.

В одноарном жестком промежуточном соединении вала 1 (рис. 233, *б*) сцепления с валом 2 коробки передач смещение валов компенсируется зазорами в зацеплении шестерен (Т-150, Т-150К).

В комбинированном промежуточном соединении двигателя с коробкой передач (через карданную передачу) у тракторов К-701 гибкие элементы, представляющие собой втулки-амор-

ти рам и корпусов, изменения взаимного расположения соединяемых валов в процессе эксплуатации и т. д.

Промежуточные соединения устанавливаются между валом сцепления (или двигателя, когда сцепления нет) и первичным валом коробки передач трактора.

По числу шарниров промежуточные соединения делятся на *одинарные* (с одним шарниром) и *двойные* (с двумя шарнирами и валом между ними). По устройству шарнира различаются промежуточные соединения *жесткие*, состоящие из металлических деталей, и *мягкие* — с упругими (резиновыми) рабочими элементами.

Упругие промежуточные соединения используют в ряде гусеничных и колесных тракторов как в одноарном (ЮМЗ-6Л/6М), так и в двойном исполнении (Т-4А, ДТ-75М). Такие соединения обеспечивают возможность передачи крутящего момента при углах между валами до 3°.

Жесткие промежуточные соединения используют

тизаторы 4 (рис. 233, в), установленные в ведущем диске 2 маховика 1, пальцами 3 соединены с жестким элементом, состоящим из зубчатого венца 5 и вала-шестерни 6. Вал опирается на два шариковых подшипника, помещенных в корпуса, которые прикреплены к крышке промежуточного соединения. На заднем конце вала-шестерни 6 расположен фланец, соединенныйвилкой с фланцем карданного вала коробки передач.

§ 2. Карданные передачи

Карданной передачей называется механизм трансмиссии автомобиля (трактора), предназначенный для передачи крутящего момента между агрегатами, оси валов которых не совпадают и могут изменять свое положение.

Коробка передач 1 (рис. 234) установлена на раме 6 автомобиля, а задний мост 4 подвешен к раме на упругих рессорах 5. При колебаниях нагрузки на автомобиль во время его движения положение заднего моста относительно рамы и оси вторичного вала коробки передач постоянно изменяется. Следовательно, для того чтобы передать крутящий момент от вторичного вала коробки передач к валу заднего моста, необходим вал, меняющий свою длину и угол наклона относительно продольной оси автомобиля.

Карданная передача (в наиболее простом виде) состоит из карданных шарниров 2 и карданного вала 3. Карданные шарниры обеспечивают угловое перемещение карданного вала, а свободные шлицевые соединения вилок карданного шарнира с карданным валом — изменение расстояния между шарнирами.

Карданные шарниры подразделяются на *полные* и *полукарданные*. Полные карданные шарниры (рис. 234) имеют определенные оси качения (допускают угол наклона α вала до $20\text{--}25^\circ$), а полукарданные их не имеют (наклон вала несколько градусов в пределах компенсации монтажа перекосов рамы). Полные карданы делятся на *асинхронные* (неравной угловой скорости) и *синхронные* (равной угловой скорости).

Полукарданные шарниры могут быть *упругими* и *жесткими*. Упругий полукарданный шарнир передает крутящий момент под углом за счет деформации упругого (чаще резинового) элемента, а жесткий — благодаря зазорам шлицевого или зубчатого соединения. По числу шарниров на валу различают карданные передачи *одинарные* — кардан на одном конце вала — и *двойные* — с карданами на обоих концах.

Жесткий универсальный карданный шарнир с игольчатыми подшипниками (рис. 235, а) состоит из вилок 5, 9, крестовины 7, игольчатых подшипников 3, сальников 4. Стаканы 2 с игольчатыми подшипниками надеваются на пальцы крестовины и уплотняются сальниками 4. Стаканы удерживаются в вилках стопорными кольцами или крышками 1, привернутыми к ним винтами 10. Смазка карданного шарнира осуществляется через масленку 8 по внутренним сверлениям крестовины. Предохранительный клапан 6 служит для устранения излишнего давления масла в шарнире.

При равномерном вращении ведущей вилки 9 ведомая вилка 5 вращается неравномерно: за один оборот она дважды обгоняет ведущую вилку и дважды отстает от нее. Для устранения неравномерности вращения и снижения инерционных нагрузок

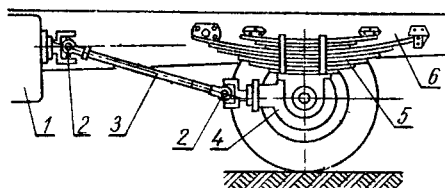


Рис. 234 Схема карданной передачи:

1 — коробка передач; 2 — карданный шарнир;
3 — карданный вал; 4 — задний ведущий мост;
5 — рессора; 6 — рама.

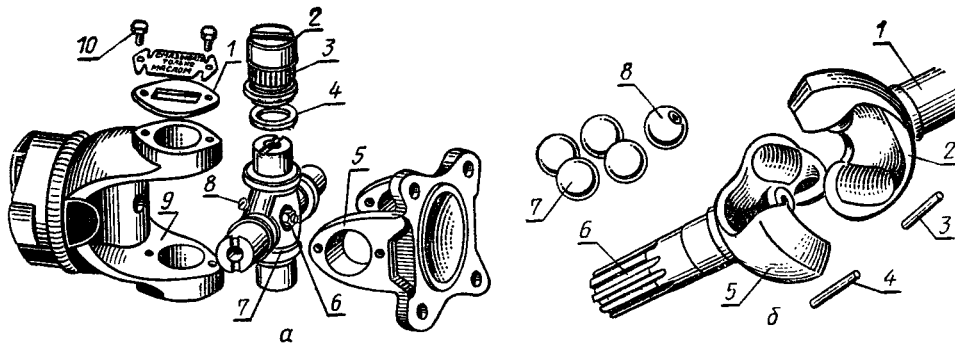


Рис. 235. Карданные шарниры:

а — жесткий универсальный шарнир: 1 — крышка; 2 — стакан; 3 — игольчатый подшипник; 4 — сальник; 5, 9 — вилки; 6 — предохранительный клапан; 7 — крестовина; 8 — масленка; 10 — винт; *б* — карданный шарнир равных угловых скоростей: 1 — внутренняя полуось; 2 — ведущая вилка; 3, 4 — шпильки; 5 — ведомая вилка; 6 — наружная полуось; 7 — шарик; 8 — центральный шарик.

применяют два простых кардана, при этом обе вилки, установленные на карданном валу, должны располагаться в одной плоскости. В этих же целях карданные передачи перед сборкой подвергаются балансировке.

Карданные шарниры равных угловых скоростей используются в передних ведущих мостах автомобилей (ГАЗ-66 и др.). Карданный шарнир объединяет вилки 2 и 5 (рис. 235, б), четыре шарика 7 и центральный шарик 8. Вилка 2 — ведущая и составляет одно целое с внутренней полуосью 1. Ведомая вилка 5 откована вместе с наружной полуосью 6, на конце которой прикрепляется ступица колеса. Крутящий момент от вилки 2 к вилке 5 передается через шарики 7, которые перемещаются по круговым желобам вилок.

Центральный шарик 8 служит для центрирования вилок и удерживается в неизменном положении шпильками 3 и 4. Частоты вращения вилок 2 и 5 одинаковы вследствие симметричности механизма.

В ряде карданных передач крутящий момент от коробки передач (или раздаточной коробки) к ведущим мостам осуществляется не одним карданным валом, а двумя, соединенными между собой промежуточной опорой. В опоре, прикрепленной к раме, помещен вал, установленный в шариковых подшипниках.

Промежуточная опора уменьшает длину карданного вала, повышает жесткость карданной передачи и ее надежность.

Размещение карданных валов на тракторах и автомобилях зависит от схемы трансмиссии, числа и расположения ведущих мостов.

Глава 32

ВЕДУЩИЕ МОСТЫ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ

§ 1. Общие сведения

Ведущим мостом колесного трактора (автомобиля) называется мост, колеса которого являются ведущими. Мост — это жесткая балка, где размещены главная передача, дифференциал и привод колес. Ведущие мосты тракторов Т-28Х4М, Т-40М, Т-16М, Т-25А объединяют и коробку передач, но привод к ведущим колесам размещается в съемных картерах.

Ведущий (задний) мост гусеничного трактора объединяет следующие механизмы: коробку передач, главную передачу и механизм поворота (ДТ-75М); главную передачу и механизм поворота (Т-130, Т-70С, Т-70В); две независимые друг от друга главные передачи (Т-150).

Для уменьшения массы автомобиля картеры ведущих мостов выполняются сварными из стальных штампованных профилей, к которым привариваются фланцы крепления редукторов главных передач. Корпуса задних мостов большинства тракторов отливаются из серого чугуна или стали (К-701, Т-40М).

§ 2. Главная передача

Механизм трансмиссии автомобиля, преобразующий крутящий момент и расположенный перед его ведущими колесами, называется *главной передачей*. У тракторов главная передача выполняет те же функции, но располагается перед конечными передачами.

Главные передачи изготавливаются с коническими спиральными или цилиндрическими прямозубыми шестернями. Главные передачи с цилиндрическими шестернями устанавливаются на тракторах с коробками передач, имеющими поперечные валы (Т-25А, Т-40М, Т-40АМ, Т-16М). В таких трансмиссиях изменение направления вращения от продольного вала на поперечные осуществляется коническими шестернями первичного и вторичного валов.

Ведущие шестерни главной передачи изготавливаются как одно целое со вторичным валом коробки передач или съемными. Ведомые шестерни чаще всего выполняются в виде съемных венцов, прикрепляемых болтами или заклепками к фланцу вала заднего моста (гусеничные тракторы) или к корпусу дифференциала (колесные тракторы).

Конические шестерни главной передачи воспринимают и передают валам не только радиальные, но и большие осевые нагрузки.

Главная передача гусеничных тракторов размещается в специальном отсеке корпуса заднего моста, масляная ванна которого обычно сообщается с полостью коробки передач. Отсек главной передачи имеет прокладки и сальниковые уплотнения, предупреждающие перетекание масла в отсеки муфт управления (Т-130) или тормозов механизмов поворота (Т-4А, ДТ-75, ДТ-75М).

У колесных тракторов детали главной передачи смазываются из общей масляной ванны корпуса трансмиссии.

Главные передачи автомобилей подразделяются на одинарные и двойные. Одинарные передачи используются в легковых и грузовых автомобилях малой грузоподъемности и состоят из одной пары спиральных (рис. 236, а) или гипоидных (рис. 236, б) конических шестерен 1 и 2. Гипоидная передача имеет особую форму зубьев, позволяющую в отличие от спиральных уменьшить размеры шестерен. В гипоидной передаче оси вращения шестерен 1 и 2 смещены на величину C .

При одних и тех же размерах ведомой шестерни ведущая шестерня гипоидной передачи имеет большую длину и толщину зуба, чем спи-

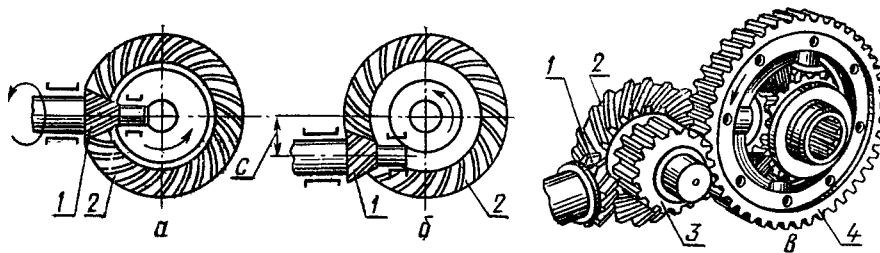


Рис. 236. Главные передачи:

а — одинарная со спиральными шестернями; б — одинарная гипоидная; в — двойная; 1, 2 — ведущая и ведомая шестерни первой ступени; 3, 4 — ведущая и ведомая шестерни второй ступени.

ральная, а среднее число одновременно участвующих в зацеплении зубьев выше. Поэтому гипоидные передачи бесшумны в работе и более долговечны. Смещение осей гипоидных шестерен позволяет уменьшить дорожный просвет легкового автомобиля и тем самым повысить его устойчивость. Для этого ось ведущей шестерни перемещают вниз относительно оси ведомой шестерни. Противоположное расположение шестерен дает возможность увеличить дорожный просвет грузового автомобиля.

Двойные главные передачи образуются двумя парами шестерен 1, 2 и 3, 4 (рис. 236, в). Конические шестерни выполняются спиральными или гипоидными, а цилиндрические имеют косой или шевронный зуб. Если обе пары шестерен двойной главной передачи размещены в общем картере, то она называется *центральной*. Если у двойной главной передачи вторая пара шестерен размещается в приводе к каждому из ведущих колес, то она называется *разнесенной*.

Для обеспечения лучших динамических качеств автомобиля применяются главные передачи, имеющие две переключаемые передачи с разными передаточными числами. Такие главные передачи называются *двухступенчатыми*.

Двойные главные передачи применяются на грузовых автомобилях средней и большой грузоподъемности (КамАЗ, ЗИЛ, МАЗ и др.).

§ 3. Дифференциал и валы ведущих колес

Дифференциал. *Дифференциалом* называется механизм трансмиссии, распределяющий подводимый к нему крутящий момент между выходными валами и позволяющий им вращаться с неодинаковыми скоростями.

По конструкции различают дифференциалы *шестеренчатые, кулачковые, червячные* и с *механизмом свободного хода*. Шестеренчатые дифференциалы выполняются с коническими и реже с цилиндрическими шестернями. По месту установки дифференциала на автомобиле различают межколесные, межосевые и межбортовые дифференциалы.

Межколесный дифференциал устанавливается между правым и левым ведущими колесами одной оси автомобиля (трактора).

Межосевой дифференциал расположен между ведущими мостами автомобиля (трактора).

Межбортовой дифференциал устанавливается между ведущими колесами с правой и левой сторон автомобиля.

На корпусе 6 (рис. 237, а) дифференциала неподвижно укреплена ведомая шестерня 5 главной передачи, находящаяся в зацеплении с ведущей шестерней 1. В приливе корпуса 6 помещена крестовина 7 со

свободно сидящими на них сателлитами 4 (их бывает два—четыре). Сателлиты находятся в постоянном зацеплении с коническими шестернями 2, жестко укрепленными на выходных валах 3 ведущих колес.

При любом сцеплении с почвой ведущих колес, когда муфта 9 отключена, сумма угловых скоростей валов 3 будет равна угловой скорости вращения ведомой шестерни 5 главной передачи. В частном случае, когда сопротивление на валах 3 равно, угловые скорости валов

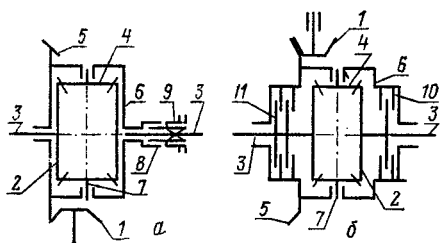


Рис. 237. Схемы дифференциалов:

а — блокируемый; б — самоблокирующийся;
1 — ведущая шестерня; 2 — коническая шестерня дифференциала; 3 — выходной вал;
4 — сателлит; 5 — ведомая шестерня; 6 — корпус дифференциала; 7 — крестовина; 8 — зубцы корпуса; 9 — зубчатая муфта; 10, 11 — ведущие и ведомые диски.

и шестерни 5 будут одинаковы, а при полной остановке одного из валов второй будет вращаться с угловой скоростью, в два раза большей угловой скорости шестерни 5.

Описанный дифференциал является межколесным, так как устанавливается между правым и левым ведущими колесами автомобиля. Он является также *симметричным*, так как распределяет крутящий момент между выходными валами 3 поровну (при отсутствии их вращения относительно друг друга) в отличие от несимметричных дифференциалов.

Максимальный крутящий момент, который может быть передан дифференциалом на выходные валы 3, определяется на ведущем колесе, имеющем лучшее буксование, то есть худшее сцепление с дорогой или грунтом. Эта особенность дифференциала является его существенным недостатком (ограниченная проходимость и тяговые качества трактора). Поэтому в конструкцию дифференциала вводят специальные устройства, называемые *механизмами блокировки*.

Различают блокируемые (рис. 237, а) и самоблокирующиеся (рис. 237, б) дифференциалы.

Б л о к и р у е м ы й дифференциал имеет приспособление, позволяющее жестко соединять выходные валы. Эта жесткая связь (на примере ЮМЗ-6М/6Л) может осуществляться сплелением подвижной зубчатой муфты 9, установленной на шлицах вала 3, с зубцами 8 на корпусе 6 дифференциала.

Привод к механизму блокировки дифференциала может быть *механическим* (ЮМЗ-6М/6Л,) *гидравлическим* (МТЗ-80/82) или *пневматическим* (межосевой дифференциал автомобилей КамАЗ).

Механизм блокировки с механическим приводом включается при нажатии на педаль, а выключается под действием оттяжной пружины, когда усилие, приложенное к педали, снимается.

Блокировка может осуществляться и автоматически — достаточно только первоначально включить ее, а дальнейший процесс включения или выключения происходит без какого-либо участия водителя. Автоматическая блокировка дифференциала с гидравлическим приводом осуществляется на тракторах МТЗ-80 и МТЗ-82.

Исполнительным элементом механизма блокировки дифференциала служит фрикционная муфта с гидравлическим сжатием дисков, размещенная на корпусе трансмиссии, в кожухе левого тормоза. Когда муфта включена (ее диски сжимаются силой давления масла), ведущая шестерня левой конечной передачи трактора через специальный вал соединяется жестко с крестовиной дифференциала, а следовательно, и с его корпусом, и дифференциал блокируется. Для включения и выключения блокировки в системе гидравлического усилителя рулевого управления установлен датчик углового перемещения направляющих колес. Датчик управляет действием исполнительного механизма — муфты, автоматически включая и выключая ее в зависимости от угла поворота направляющих колес трактора.

Устройство муфты приведено в § 8 данной главы, а датчика при описании гидравлического усилителя рулевого управления в § 4 главы 36.

У с а м о б л о к и р у ю щ и х с я дифференциалов неравенство моментов на выходных валах обеспечивается автоматически. В отличие от блокируемых дифференциалов, где дифференциал полностью отключается и оба выходных вала вращаются с одинаковой угловой скоростью, самоблокирующиеся дифференциалы дают промежуточные значения блокирования в зависимости от действия усилий, тормозящих вращение выходных валов.

Блокировочные свойства самоблокирующегося дифференциала оцениваются *коэффициентом блокировки*, представляющим отношение

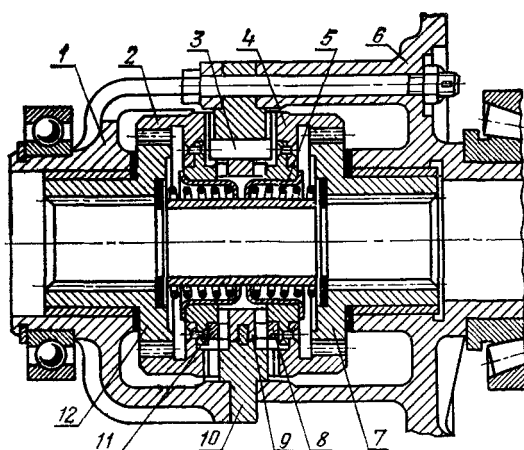


Рис. 238. Самоблокирующийся дифференциал трактора К-701:

1 — чаша корпуса дифференциала; 2, 4 — ведомые полу-муфты; 3 — шпонка; 5 — пружина; 6, 7, 12 — ступицы; 8, 11 — кольца ведомой полу-муфты; 9 — кольцо ведущей муфты; 10 — ведущая муфта.

фрикционные муфты с ведущими 10 (рис. 237, б) и ведомыми 11 дисками, а также несколько отличную конструкцию крестовины.

Ведущие диски 10 фрикционных муфт связаны с корпусом 6, а ведомые диски 11 — с выходными валами 3. Диски 10 и 11 стремятся быть сжатыми под действием осевых усилий, возникающих при работе конических шестерен дифференциала. При сжатии дисков крутящий момент передается сателлитами и муфтами — происходит частичная блокировка дифференциала. Чем больше момент сопротивления на ведущих колесах, тем выше крутящий момент главной передачи, а следовательно, сила сжатия дисков муфт и степень блокировки.

При повороте трактора отстающий вал, соединенный с внутренним относительно центра поворота колесом, увеличивает сопротивление, диски начинают пробуксовывать, и дифференциал разблокируется.

Самоблокирующийся дифференциал трактора К-701 (рис. 238) относится к типу дифференциалов с кулачковым механизмом свободного хода. Ведущим элементом дифференциала служит муфта 10 с кулачками, размещенными с двух сторон. Муфта закреплена между ступицей 6 и чашей 1 корпуса дифференциала. В зацеплении с муфтой находятся две ведомые полу-муфты 2 и 4, имеющие два ряда торцовых кулачков — наружный и внутренний. Профиль наружного ряда кулачков прямоугольного сечения такой, как у кулачков ведущей муфты 10, а внутреннего — трапецеидальный. Трапецеидальные кулачки полу-муфт соприкасаются с кулачками такого же профиля на внутреннем кольце 9. Ведомые полу-муфты поджимаются к ведущей муфте пружинами 5.

Дифференциал работает следующим образом. Когда трактор движется по прямой, кулачки муфты 10 находятся в зацеплении с кулачками полу-муфт 2 и 4, и полу-муфты через ступицы 7 и 12 передают крутящий момент ведущим валам конечных передач. Дифференциал находится в заблокированном состоянии.

При повороте трактора забегающее колесо стремится вращаться быстрее, вследствие чего под действием трапецеидальных кулачков внутреннего ряда полу-муфта этого колеса, сжав пружину 5, отводится в сторону и выходит из зацепления с кулачками муфты 10. Одновременно выходит из зацепления с кольцом 9 ведущей муфты кольцо 8

крутящего момента на отстающем валу к моменту, передаваемому забегающему валу.

Самоблокирующиеся дифференциалы делятся на дифференциалы *повышенного трения* (МТЗ-82) и с *механизмом свободного хода* (ГАЗ-66, К-701). По конструктивному признаку они делятся на кулачковые, червячные, шестеренчатые со специальным устройством для повышения трения и т. д.

Самоблокирующийся конический дифференциал повышенного трения с фрикционными муфтами устроен почти так же, как описанный выше дифференциал, но он имеет симметрично расположенные одинаковые

или 11, сидящее на ведомой полумуфте. После поворота на половину шага соответствующее кольцо 8 или 11 ведомой полумуфты остаивается шпонкой 3 и удерживается в таком положении, пока ведомая полумуфта будет обгонять ведущую муфту 10. Благодаря этому устраняется шелканье зубцов и исключается возможность передачи крутящего момента на забегающее колесо. При выходе трактора из поворота достаточно незначительного перемещения полумуфты в обратную сторону, чтобы кольцо 8 или 11 сошло с трапецеидальных зубьев кольца 9 муфты 10 и полумуфта под действием пружины 5 вошла в зацепление с ведущей муфтой 10, блокируя дифференциал.

У автомобилей между ведущими мостами устанавливаются межосевые дифференциалы. На автомобилях КамАЗ предусмотрен симметричный блокируемый конический межосевой дифференциал, размещенный в промежуточном мосту в отдельном картере. Блокировка осуществляется зубчатой муфтой, находящейся в постоянном зацеплении и с шестерней дифференциала. При блокировке зубчатая муфта шлицами соединяется с чашками, образующими кожух дифференциала. Включение блокировки осуществляется пневматическим устройством.

Валы ведущих колес. Вал ведущего колеса передает крутящий момент от дифференциала (автомобили и колесные тракторы) или механизма поворота (гусеничные тракторы) к ведущему колесу. Вал ведущего колеса, непосредственно соединяющий его с дифференциалом, называется *полуосью* (автомобили).

У тракторов вал ведущего колеса служит составной частью конечной передачи. Полуоси (валы ведущих колес) в зависимости от воспринимаемой нагрузки подразделяются на полуразгруженные, разгруженные на $\frac{3}{4}$ и разгруженные.

У полуразгруженной полуоси 3 (рис. 239, а) ступица ведущего колеса 1 установлена на ее внешнем конце, а опорой служит подшипник 2, размещенный в полуосевом рукаве 4 картера ведущего моста. Полуось работает на кручение и воспринимает усилия от ведущих колес, возникающие при заносе автомобиля.

У разгруженной на $\frac{3}{4}$ полуоси 3 (рис. 239, б) опорой ступицы 5 ведущего колеса 1 служит подшипник 2, расположенный на полуосевом рукаве 4 картера ведущего моста. Полуось работает на кручение и воспринимает боковые усилия.

У разгруженной полуоси 3 (рис. 239, в) ступица 5 ведущего колеса 1 установлена на двух подшипниках 2, размещенных на полуосевом рукаве 4 картера ведущего моста и прикреплена к фланцу 6 полуоси, поэтому она работает только на кручение.

Полуразгруженные полуоси нашли применение на легковых автомобилях. Разгруженные на $\frac{3}{4}$ полуоси используются в некоторых легковых и грузовых автомобилях небольшой грузоподъемности.

Разгруженные полуоси применяются на большинстве грузовых автомобилей (КамАЗ, ЗИЛ, ГАЗ и др.). На тракторах К-701, Т-150К, МТЗ-80/82 применяются разгруженные, а на некоторых тракторах — на $\frac{3}{4}$ разгруженные валы ведущих колес.

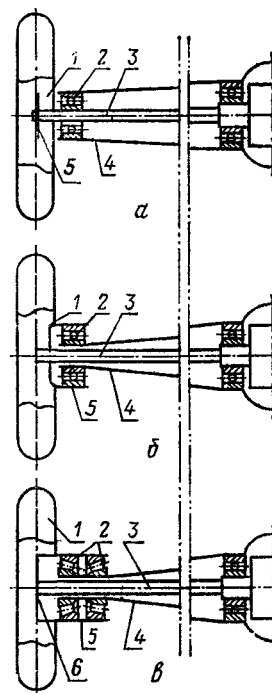


Рис. 239. Типы полуосей (валов ведущих колес):

а — полуразгруженная; б — разгруженная на $\frac{3}{4}$; в — разгруженная; 1 — ведущее колесо; 2 — подшипник; 3 — полуось; 4 — полуосевой рукав; 5 — ступица ведущего колеса; 6 — фланец полуоси.

§ 4. Механизм поворота гусеничных тракторов

Изменение направления движения трактора происходит при отключении от трансмиссии той гусеницы, в сторону которой надо повернуть трактор. Если нужно сделать крутой поворот, отключенную гусеницу притормаживают, и трактор поворачивается на месте.

Устройство для поворота большинства гусеничных тракторов представляет собой самостоятельный механизм, размещенный за главной передачей трактора. От двигателя к главной передаче идет один поток мощности, который далее распределяется механизмом поворота между правой и левой гусеницами.

Возможна и другая схема, когда функции механизма поворота выполняет коробка передач: она имеет два вторичных вала *б* (рис. 240), каждый из них приводится от промежуточного вала *8* (для упрощения схемы показан один). На вторичных валах *б* установлены фрикционные муфты *7* и тормоза ленточного типа, при помощи которых осуществляется поворот трактора. Таким образом, фрикционные муфты играют двойную роль — обеспечивают переключение передач и поворот трактора. От вторичных валов *б* крутящие моменты отдельными потоками передаются карданными передачами *2* к двум главным передачам *4*, которые размещены в заднем мосту *3*, и далее через конечные передачи *5* к гусеницам.

Трансмиссии с разделением потока мощности за главной передачей называют *однопоточными*. Если разделение потока мощности происходит в коробке передач, трансмиссию называют *двухпоточной*.

Применение двухпоточных трансмиссий позволяет при прочих равных условиях уменьшить массу трактора (Т-150).

У однопоточных трансмиссий в качестве механизма поворота используются планетарные механизмы и сухие фрикционные многодисковые муфты — *муфты управления*.

Ведущей частью муфты управления служит вал *1* (рис. 241, а) главной передачи с расположенным на его шлицах ведущим бара-

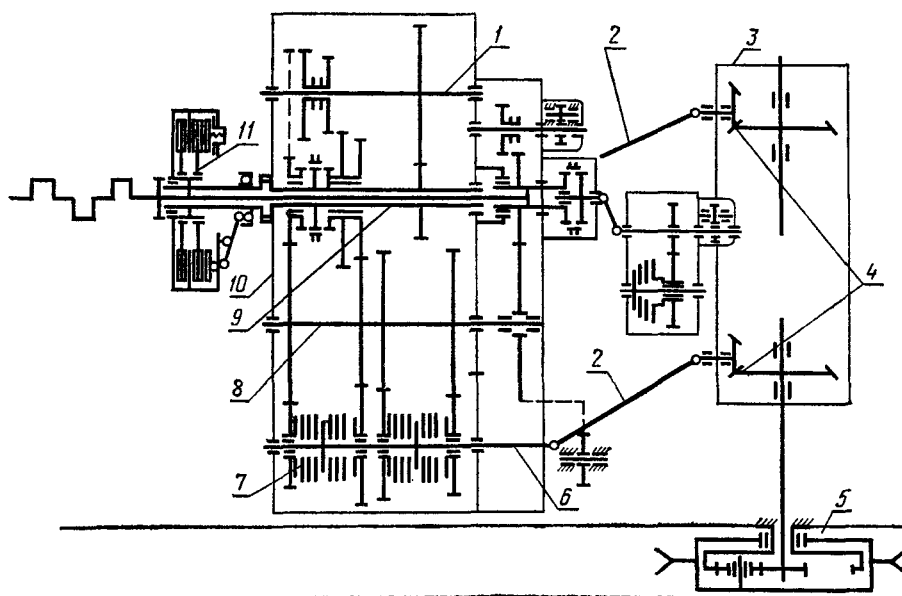


Рис. 240. Схема трансмиссии трактора Т-150:

1 — вал заднего хода и ходоуменьшителя; *2* — карданная передача; *3* — задний мост; *4* — главные передачи; *5* — конечная передача; *6* — вторичный вал; *7* — фрикционная муфта; *8* — промежуточный вал; *9* — первичный вал; *10* — коробка передач; *11* — сцепление.

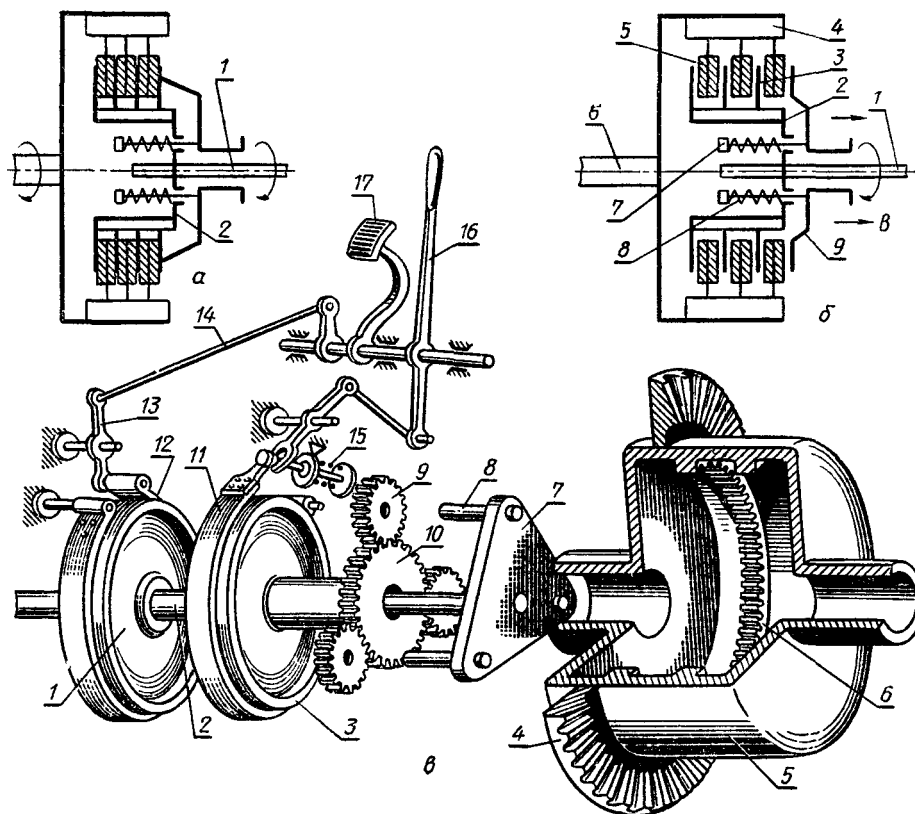


Рис. 241. Схемы механизмов поворота:

a — муфта управления включена; *b* — муфта управления выключена: 1 — ведущий вал; 2 — ведущий барабан; 3 — диск ведущего барабана; 4 — ведомый барабан; 5 — диск ведомого барабана; 6 — ведущий вал конечной передачи; 7 — шпилька; 8 — пружина; 9 — нажимной диск; *a* — планетарный механизм поворота: 1 — тормозной шкив вала (водила); 2 — вал; 3 — тормозной шкив солнечной шестерни; 4 — ведомая шестерня главной передачи; 5 — корпус планетарного механизма; 6 — зубчатый венец (корона); 7 — водило; 8 — ось сателлита; 9 — сателлит; 10 — солнечная шестерня; 11 — тормозная лента тормоза солнечной шестерни; 12 — тормозная лента тормоза вала (водила); 13 — рычаг; 14 — тяга; 15 — пружина тормозной ленты; 16 — рычаг тормоза солнечной шестерни; 17 — педаль тормоза водила.

баном 2. На наружной цилиндрической поверхности барабана сделаны продольные канавки, в которые установлены внутренними зубцами тонкие стальные диски 3.

Ведомой частью муфты является барабан 4, укрепленный на ведущем валу 6 конечной передачи. На внутренней поверхности барабана 4 сделаны канавки, в которые входят наружные зубцы дисков 5 с фрикционными накладками. Ведомые и ведущие диски собраны через один. На валу 1 установлен нажимной диск 9, вращающийся вместе с валом, но имеющий возможность перемещаться вдоль его оси. В диск 9 ввинчены шпильки 7, проходящие через отверстия барабана 2. На шпильки установлены пружины 8, упирающиеся с одной стороны в диск 9, а с другой — в укрепленные на шпильках 7 шайбы. Пружины сжимают диски 3, 5, и муфта, находясь в замкнутом состоянии, создает требуемый момент трения. При этом крутящий момент от главной передачи передается муфтами на конечные передачи — трактор движется прямолинейно.

Для поворота трактора надо отключить соответствующую гусеницу от трансмиссии, то есть выключить одну из муфт управления. При выключении муфты (рис. 241, б) диск 9 перемещается в направлении стрелок В, пружины 8 сжимаются, диски 3 и 5 освобождаются и вра-

шение ведомого барабана и ведущей звездочки прекращается. В это время вторая муфта остается замкнутой, вследствие чего трактор поворачивается вокруг отключенной гусеницы.

Планетарный механизм поворота состоит из двух симметрично расположенных одинаковых планетарных устройств управления правой и левой гусеницами. Особенность рассматриваемого механизма заключается в том, что в нем используются шестерни внутреннего зацепления.

Механизм собран в цилиндрическом корпусе 5 (рис. 241, в), установленном на подшипниках в корпусе заднего моста. Снаружи к корпусу 5 прикреплена ведомая шестерня 4 главной передачи, а внутри изготовлены два зубчатых венца 6 (короны). На осях 8, закрепленных на водиле 7, свободно надеты сателлиты 9, находящиеся в зацеплении с короной 6 и одновременно с солнечной шестерней 10. Ступица шестерни 10 опирается на подшипники, помещенные в перегородке корпуса заднего моста, и на ней неподвижно расположен тормозной шкив 3. Водило 7 прикреплено к валу 2, на которой размещены тормозной шкив 1 и ведущая шестерня конечной передачи. Работой планетарного механизма управляют тормоза, помещенные в боковых отделениях корпуса заднего моста.

При движении трактора по прямой педали 17 и рычаги 16 отпущены, при этом тормозные шкивы валов 2 свободны, а шкивы 3, затянутые тормозными лентами 11 посредством пружин 15, вместе с солнечными шестернями находятся в неподвижном состоянии. Шестерни главной передачи вращают корпус 5, а он своими коронами 6 приводит во вращение сателлиты 9, заставляя их обкатываться по неподвижным шестерням 10. Увлекаемые осями 8 сателлитов 9 водила 7 передают вращение валам 2 и от них через конечные передачи ведущим звездочкам гусениц.

Для поворота трактора в ту или иную сторону перемещают соответствующий рычаг 16 на себя, лента 11 отпускает тормозной шкив 3, и солнечная шестерня освобождается. При этом сателлиты начинают вращать шестерню 10 в сторону, противоположную направлению вращения водила 7, усилие на водило не передается, и оно вместе со своим валом останавливается, гусеница отключается от трансмиссии, в то время как вторая гусеница продолжает движение и поворачивает трактор. Для более крутого поворота после перемещения рычага 16 нажимают на педаль 17. При этом тяга 14, поворачивая рычаг 13, затягивает тормозную ленту 12 на тормозном шкиве 1, и вал 2 затормаживается.

Механизмы управления с фрикционными муфтами и планетарным механизмом равноценны по затратам мощности, необходимой для осуществления поворота, и в одинаковой степени обеспечивают прямолинейность движения, однако предпочтение следует отдать планетарному механизму. Его преимущества заключаются в более высокой надежности и стабильности регулировок, меньших усилиях на рычагах управления. Компактность планетарного механизма позволяет выполнить задний мост и весь трактор более узкими, нежели с фрикционными муфтами управления. Это важно для сохранения устойчивости прямолинейного движения пахотного агрегата на тяжелых работах (вспашка под технические культуры, безотвальное рыхление, плантаж под сады и виноградники).

При прямолинейном движении трактора планетарный механизм поворота имеет дополнительное передаточное число, что позволяет уменьшить передаточное число главной передачи и коробки передач и, следовательно, снизить нагрузки и повысить надежность деталей.

Передаточное число планетарного механизма поворота определяют по формуле (73).

§ 5. Приводы механизмов поворота гусеничных тракторов

Управление трактором с муфтами управления заключается в операциях выключения и включения муфт и торможения ведомых барабанов при помощи привода управления.

Для облегчения управления механизмом поворота в его приводы вводятся гидравлические усилители.

Гидроусилитель (рис. 242) следящего привода состоит из масляного резервуара 9 и золотникового устройства. Золотниковое устройство объединяет золотник 5, помещенный внутри него полый обратный клапан 6, прижимаемый к гнезду пружиной 8, наконечник 4. Включение гидроусилителя происходит при воздействии водителя на рычаги управления муфтами.

Если рычаги неподвижны (трактор движется прямолинейно), гидроусилитель не работает (рис. 242, а). Масло, нагнетаемое насосом по каналу 11, проходит по каналам и выточкам золотника 5 и сливается в масляный резервуар 9, как показано стрелками. При повороте трактора, например, влево отводят левый рычаг управления на себя, и штанга рычага передвигает толкателем 7 (рис. 242, б) золотник 5 назад и открывает его боковые отверстия. Масло, поступающее из канала 11 через отверстия внутрь золотника, отжимает обратный клапан 6 и по отверстиям клапана и наконечника 4 золотника подается в пространство под

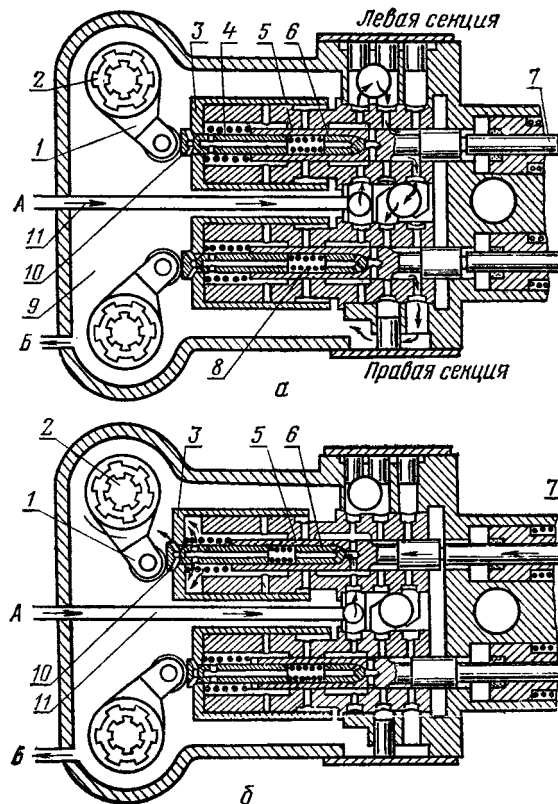


Рис. 242. Гидравлический усилитель механизма поворота трактора Т-130:

а — трактор движется прямолинейно; б — трактор поворачивает влево: 1 — рычаг; 2 — вал отводки; 3 — плунжер; 4 — наконечник золотника; 5 — золотник; 6 — обратный клапан; 7 — толкатель; 8 — пружина; 9 — масляный резервуар; 10 — отверстия плунжера; 11 — канал; А — от нагнетательной полости насоса; Б — к всасывающей полости насоса.

плунжером 3. Конический хвостовик наконечника 4 прижимается к днищу плунжера 3 и перекрывает выпускные отверстия 10. Силой давления масла плунжер 3 перемещается назад вместе со штангой, наконечником 4 и рычагом 1, закрепленным на валу 2 отводки. Левая муфта управления выключается. Усилие, прикладываемое водителем для выключения муфты, невелико, поскольку затрачивается только для перемещения золотника 5 толкателем 7.

Если рычаг управления переводится с большим усилием, то конический хвостовик наконечника золотника плотно перекрывает отверстия 10 в днище плунжера. Скорость поступления масла к плунжеру возрастает, время выключения муфты уменьшается, трактор делает крутой поворот. При медленном воздействии на рычаг управления трактор поворачивается плавно. Таким образом осуществляется обратная связь между приводом муфты управления — исполнительным механизмом и гидросилителем — регулятором привода.

§ 6. Конечные передачи

Конечные передачи увеличивают крутящий момент, передаваемый от главной передачи к валам ведущих колес трактора. У автомобилей большей грузоподъемности роль конечной передачи выполняет вторая пара шестерен разнесенной двойной главной передачи (см § 2).

У гусеничных тракторов конечные передачи размещаются за механизмом поворота (или за главными передачами, как у Т-150), а у колесных тракторов — за дифференциалом.

Конечная передача представляет собой шестеренчатый редуктор с цилиндрическими шестернями постоянного зацепления. Оси валов шестерен могут быть неподвижными и подвижными (планетарные передачи). Планетарные конечные передачи отличаются компактностью и высокой надежностью; их устанавливают на тракторах К-701, Т-150К, Т-150, автомобилях БелАЗ-540 и др.

По кинематической схеме различают *одноступенчатые и двухступенчатые конечные передачи*. Передаточные числа первых находятся в пределах 4—6, а вторых — 8—12. Следовательно, двухступенчатые конечные передачи позволяют в большей степени снизить нагрузки на детали трансмиссии, что повышает надежность.

§ 7. Ведущие мосты колесных тракторов общего назначения

Тракторы типа К-701, Т-150К, выполненные с колесами одного размера, имеют передние и задние ведущие мосты одинаковой конструкции. У тракторов К-701 мосты взаимозаменяемы, а у Т-150К различаются лишь картерами.

Ведущий мост трактора К-701 (рис. 243) состоит из размещенных в его картере главной передачи с дифференциалом и конечных передач с колесными тормозными механизмами.

Оба моста жестко прикреплены к полурамам трактора.

Главная передача объединяет ведущую шестерню-вал 29 и ведомую шестерню 9, размещенные в стальном литом корпусе 27. Шестерни 29 и 9 с зерольным зубом (спиральные с нулевым углом зацепления). Шестерня-вал 29 впереди опирается на двойной конический роликовый подшипник 5, помещенный в стакане 28, прикрепленном к корпусу 27. Задней цапфой шестерня-вал 29 установлена в роликовом подшипнике 26, внешняя обойма которого помещена в расточенном отверстии корпуса 27. Впереди на шлицах шестерни-вала 29 закреплен торшовой шайбой фланец 2 карданной передачи, передающей через коробку передач крутящий момент к переднему или заднему мосту.

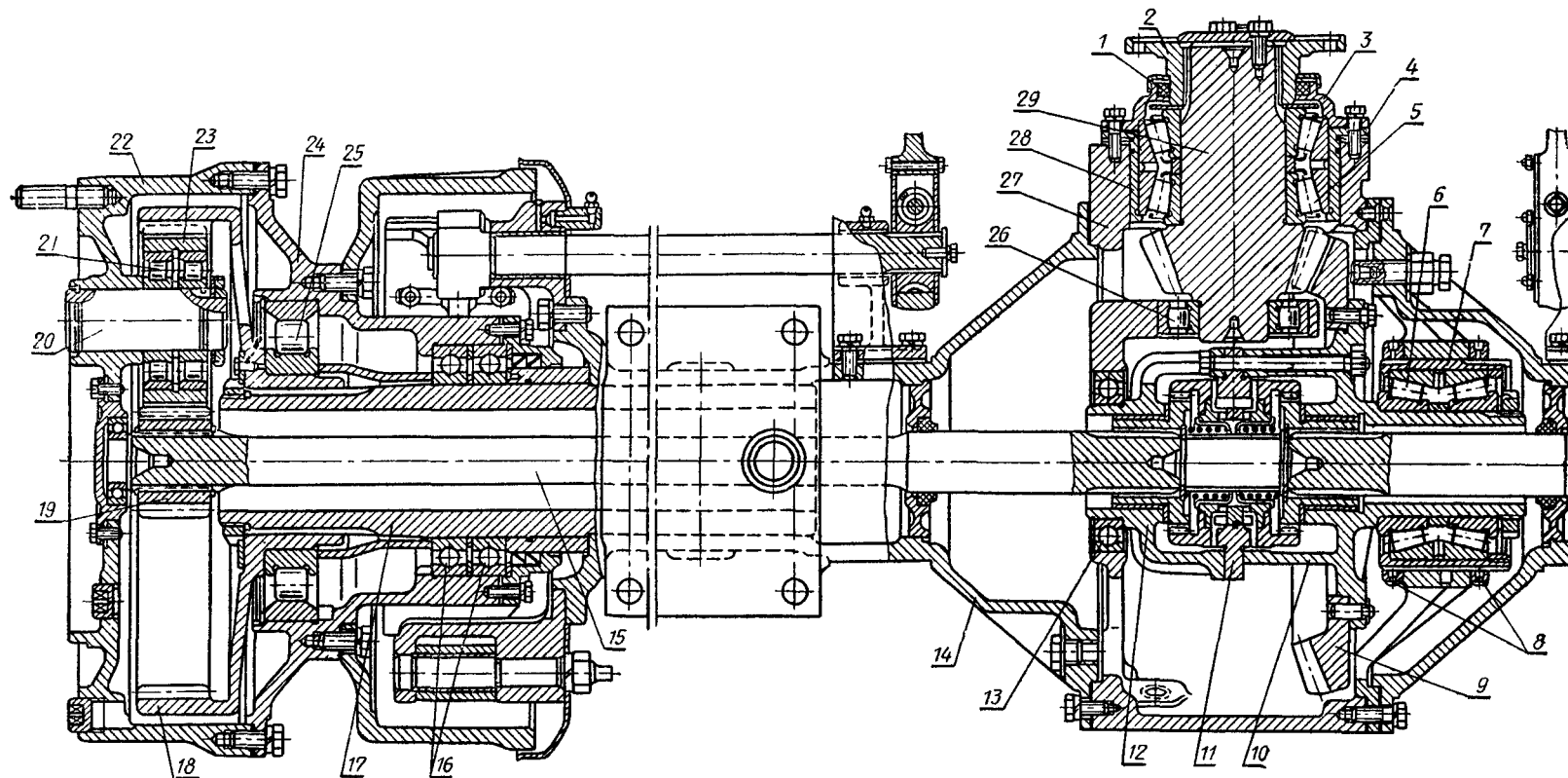


Рис. 243. Ведущий мост трактора К-701:

1 — сальниковое уплотнение; 2 — фланец карданной передачи; 3 — корпус; 4 — регулировочные прокладки; 5, 6 — конические роликоподшипники; 7 — стакан; 8 — регулировочные гайки; 9 — ведомая шестерня главной передачи; 10 — ступица; 11 — ведущая муфта; 12 — чаша; 13, 16 — шарикоподшипники; 14 — кожух; 15 — вал ведущего колеса; 17 — труба; 18 — коронная шестерня; 19 — солнечная шестерня; 20 — ось сателлита; 21, 25, 26 — роликовые подшипники; 22 — водило; 23 — сателлит; 24 — ступица; 27 — корпус; 28 — стакан; 29 — шестерня-вал.

Выход шестерни-вала 29 из корпуса 27 защищен сальниковым уплотнением 1 в корпусе 3. зубчатый венец шестерни 9 прикреплен болтами к ступице 10 дифференциала, которая в соединении с ведущей муфтой 11 и чашей 12 является корпусом дифференциала. Опорами дифференциала служат шариковый подшипник 13 чаши 12, помещенный наружной обоймой в расточку корпуса 27, и двойной конический роликовый подшипник 6 ступицы 10, установленный в стакане 7 корпуса 27. На стакан 7 навинчены гайки 8. Прокладки 4 и гайки 8 служат для регулирования зацепления шестерен конической пары и зазора в ее подшипниках. Устройство и работа дифференциала описаны в § 3.

К о н е ч н а я п е р е д а ч а представляет собой планетарный редуктор. Коронная шестерня 18 сидит на шлицах трубы 17, которая запрессована в кожух 14 вала 15 ведущего колеса, солнечная шестерня 19 закреплена стопорными пальцами на шлицах вала 15. На трубе 17 и жестко закрепленной на шлицах ступице коронной шестерни 18 в двойных шариковых 16 и роликовом 25 подшипниках установлена ступица 24 водила 22 с осями 20 и сателлитами 23. Ступица 24 и водило 22 соединены болтами. Оси 20 неподвижно закреплены на водиле 22, а сателлиты 23 установлены на них в двойных роликовых подшипниках 21.

При вращении вала 15 ведущего колеса вместе с ним вращается солнечная шестерня 19, заставляя сателлиты 23 (их три) перекачываться по неподвижной коронной шестерне 18; водило 22, на котором расположены сателлиты 23, передает крутящий момент ведущему колесу трактора.

§ 8. Ведущие мосты колесных универсально-пропашных тракторов

Задний мост тракторов МТЗ-80 и МТЗ-82. Механизмы заднего моста размещены в чугунном литом корпусе, к которому впереди прикреплена коробка передач, а сзади редуктор заднего ВОМ и кронштейн навесного устройства. В расточках боковых стенок корпуса установлены стаканы ведущих шестерен конечных передач, кожухи тормозов и рукава валов ведущих колес. Сверху корпус закрыт крышкой из стального листа.

Г л а в н а я п е р е д а ч а — пара конических шестерен со спиральными зубьями, имеющая передаточное число 3,42.

Ведущая шестерня 35 (рис. 244) установлена на шлицевом конце вторичного вала коробки передач и закреплена на нем гайкой. Ведомая шестерня 36 прикреплена к фланцу корпуса дифференциала болтами и гайками и зафиксирована отгибочными пластинами.

Д и ф ф е р е н ц и а л включает корпус 33, крышку 28, крестовину 32, сателлиты 31, полуосевые шестерни 30. Крестовина закреплена между корпусом и крышкой, и на ней свободно сидят четыре сателлита, под которыми помещены опорные шайбы. Сателлиты находятся в зацеплении с шестернями, ступицы которых вставлены в выточки корпуса дифференциала и посажены на шлицы валов ведущих шестерен 4 и 25 конечных передач. Дифференциал вращается на двух роликовых конических подшипниках 1, установленных внутренними обоймами на корпус 33 и крышку 28, а наружными — в стаканы 3, 26. На кожухе 24 левого тормоза размещен исполнительный механизм автоматической блокировки дифференциала, представляющий собой фрикционную муфту, соединительный 17 и нажимной 20 диски которой соответственно соединены со шлицами наружного конца левой ведущей шестерни 25 конечной передачи и пазами корпуса 22 муфты блокировки. С корпусом 22 муфты жестко связан блокировочный вал 23, который проходит через отверстие в ведущей шестерне конечной передачи и шлицевым концом соединен с крестовиной дифференциала. При подаче масла под давлением от гидросилителя руля в полость между крышкой 18 и диафрагмой 19 усилие

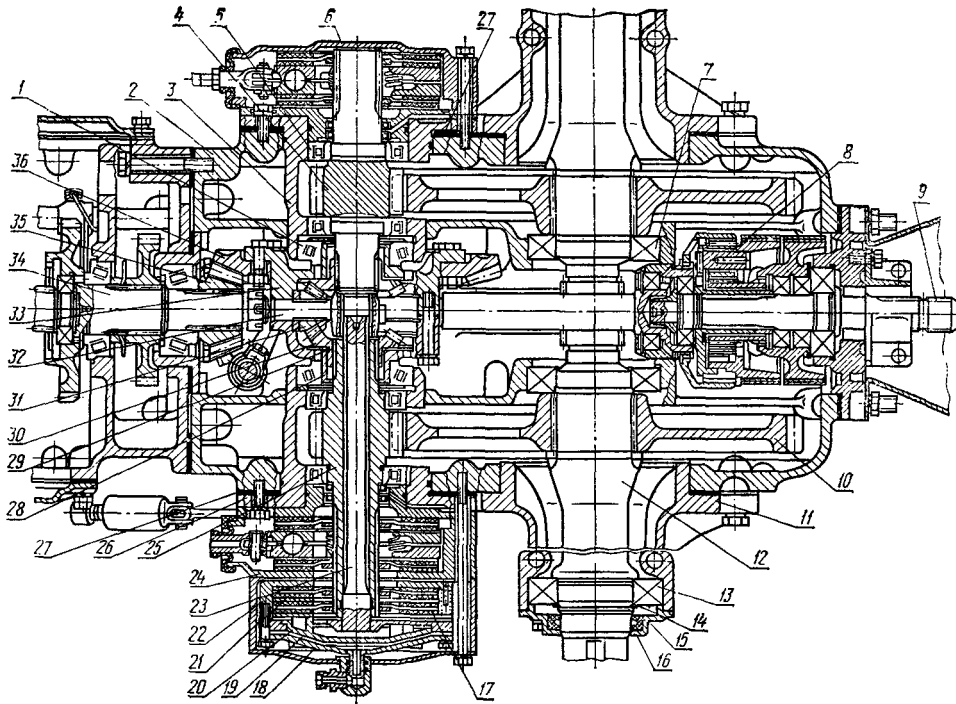


Рис. 244. Задний мост тракторов МТЗ-80 и МТЗ-82:

1, 5, 7, 13 — подшипники; 2 — корпус моста; 3, 26 — стаканы; 4, 25 — ведущие шестерни конечных передач; 6 — кожух правого тормоза; 8 — планетарный редуктор ВОМ; 9 — хвостовик заднего ВОМ; 10 — ведомая шестерня конечной передачи; 11 — рукав вала ведущего колеса; 12 — вал ведущего колеса; 14 — стопорное кольцо; 15 — крышка рукава; 16 — сальник; 17 — соединительный диск; 18 — крышка; 19 — диафрагма; 20 — нажимной диск; 21 — промежуточный диск; 22 — корпус муфты блокировки дифференциала; 23 — блокировочный вал; 24 — кожух; 27 — регулировочные прокладки; 28 — крышка дифференциала; 29 — опорная шайба; 30 — шестерня; 31 — сателлит; 32 — крестовина; 33 — корпус дифференциала; 34 — вторичный вал коробки передач; 35 — ведущая шестерня главной передачи; 36 — ведомая шестерня главной передачи.

через нажимной диск 20 передается на диски 21 и 17 муфты. Сжатие дисков объединяет в одно целое левую ведущую шестерню 25 конечной передачи и левую шестерню 30 дифференциала с блокировочным валом 23 и крестовиной 32, в результате чего дифференциал блокируется. Устройство и работа датчика автоматической блокировки дифференциала описаны в § 4 главы 36.

Конечные передачи — одноступенчатые, с цилиндрическими, прямозубыми шестернями, передаточное число 5,308.

Ведущие шестерни 4 и 25 изготовлены как одно целое с валом, который своими шлицевыми концами связан с шестерней дифференциала и с соединительными дисками тормозов. Левая ведущая шестерня наружным шлицевым хвостовиком соединена с дисками 17 муфты блокировки дифференциала. Ведущие шестерни вращаются на двух роликовых цилиндрических подшипниках 5, наружные обоймы которых помещены в стаканы 3 и 26, а внутренние — на вал. Левая ведущая шестерня — полая, в ней размещен вал 23 автоматической блокировки дифференциала.

Ведомые шестерни 10 установлены на шлицы валов 12 ведущих колес. Валы 12 разгруженного типа, вращаются в шариковых подшипниках, помещенных в расточках корпуса заднего моста и рукава 11 вала. Крышки 15 рукавов и стопорные кольца 14 удерживают валы с подшипниками от осевых смещений. В крышках 15 установлены самоподжимные сальники 16 валов.

Наружный конец вала 12 имеет паз со шпонкой для передачи крутящего момента к ступице колеса.

На валах ведущих шестерен конечных передач установлены и закрыты кожухами сухие тормоза дискового типа.

Передний ведущий мост трактора МТЗ-82 (рис. 245), состоящий из главной передачи, дифференциала и двухступенчатых конечных передач (колесных редукторов) имеет одинаковые с трактором МТЗ-80 дорожный и агротехнический просвет, пределы регулирования колеи и радиусы поворота и другие параметры универсального пропашного трактора. Привод переднего ведущего моста осуществляется от коробки передач через раздаточную коробку (см. § 6 главы 30, рис. 231) и последовательно соединенные промежуточный карданный вал, промежуточную опору с предохранительной муфтой и передний карданный вал.

Главная передача представляет собой пару конических шестерен со спиральным зубом с передаточным числом 2,18. Дифференциал (конический, самоблокирующийся) выполнен по схеме, описанной в § 3 настоящей главы (рис. 237, б).

Колесный редуктор (рис. 245) имеет две пары конических

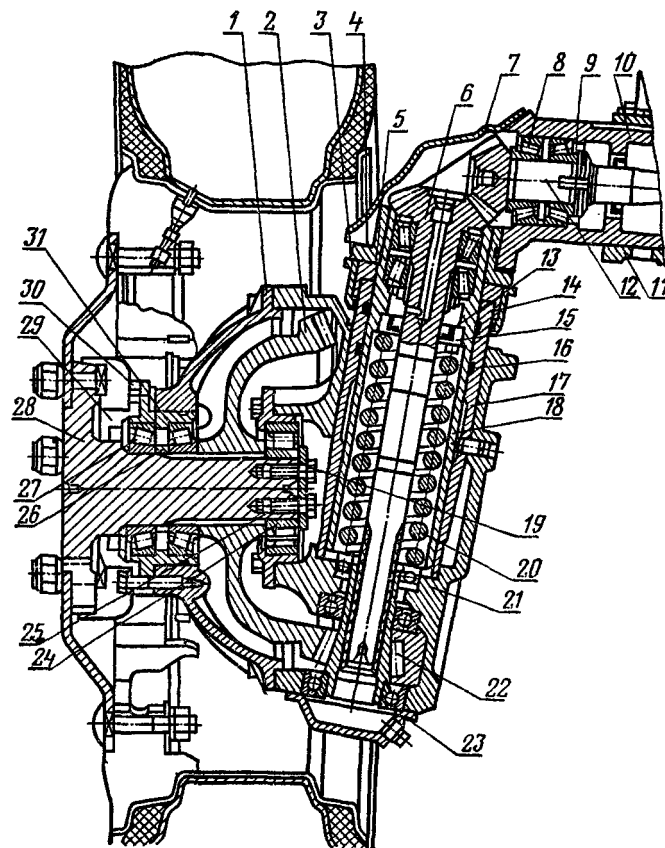


Рис. 245. Колесный редуктор переднего моста трактора МТЗ-82:

1 — крышка редуктора; 2 — ведомая шестерня нижней пары; 3, 31 — стаканы; 4, 14 — стопорные кольца; 5, 30 — регулировочные прокладки; 6 — вертикальный вал; 7 — крышка; 8, 24, 27 — подшипники; 9 — регулировочная гайка; 10 — корпус верхней конической пары; 11 — рукав переднего моста; 12 — вал; 13 — уплотнение; 15 — обойма уплотнения; 16 — уплотнительное кольцо; 17 — гильза шкворня; 18 — шкворневая труба; 19 — шайба; 20 — пружина подвески; 21 — корпус редуктора; 22 — ведущая шестерня нижней пары; 23 — крышка подшипника; 25 — болт; 26 — регулировочное кольцо; 28 — фланец; 29 — корпус уплотнения.

шестерен: верхнюю и нижнюю. Их передаточное число соответственно равно 1,27 и 4,83, общее передаточное число конечной передачи $i_{к.п} = 1,27 \cdot 4,83 = 6,15$.

Ведущая шестерня верхней пары выполнена как одно целое с ведущим валом 12, который опирается на конические роликовые подшипники 8, установленные внешними обоймами в расточку корпуса 10, а ее шлицевой хвостовик соединен с шестерней дифференциала.

Ведомая шестерня представляет также одно целое с вертикальным валом 6 и опирается на конические роликовые подшипники, помещенные внешними обоймами в расточке шкворневой трубы 18.

Ведущая шестерня 22 нижней пары, расположенная на шлицах вертикального вала, установлена в расточке корпуса 21 редуктора в шариковых подшипниках и фиксируется крышкой 23.

Ведомая шестерня 2 нижней пары сидит на шлицах фланца 28, опирающегося снаружи на двойной конический роликовый подшипник 27, а внутри — на цилиндрический роликовый подшипник 24. Подшипники 27 наружными обоймами помещены в стакан 31, прикрепленный к крышке 1 редуктора. Подшипник 24 установлен в гнезде корпуса 21. Его внутренняя обойма удерживается на фланце 28 торцевой шайбой 19 и болтами 25. Кольца 26, помещенные между внутренними обоймами подшипников 27, служат для их регулировки.

Корпуса 10 верхних пар шестерен телескопически соединены с рукавами 11 переднего моста для бесступенчатого регулирования колес винто-реечным механизмом (см. рис. 250, в).

К корпусу 21 редукторов прикреплены поворотные рычаги. При повороте трактора рычаги поворачивают нижнюю часть редукторов с колесами вокруг шкворневой трубы 18. Сверху к шкворневой трубе приварен стакан 3, его верхняя часть запрессована в расточку корпуса 10 и прикреплена болтами.

Труба 18 соединена с гильзой 17, запрессованной в корпусе редуктора. Внутри трубы помещена витая цилиндрическая пружина 20 передней подвески. Внизу пружина упирается в подшипник, помещенный в корпус 21, вверху — в обойму 15 уплотнения вала 6. При движении трактора под действием пружины шкворневая труба 18 вместе с валом 6 и подрессоренной частью переднего моста перемещаются относительно гильзы 17 и ведущей шестерни 22. Перемещение шкворневой трубы вверх ограничивается упором бурта стакана 3 в стопорные кольца 14 и 4, закрепленные на гильзе 17, а вниз — упором торца трубы в корпус 21 редуктора.

В процессе эксплуатации регулируется зацепление верхней конической пары прокладками 5, установленными между фланцами стакана шкворневой трубы и корпуса 10. Боковой зазор в зацеплении этих шестерен должен быть 0,1—0,45 мм. Осевой зазор в подшипниках 8 пары устанавливается не более чем 0,1 мм, а регулируется гайкой 9.

Зацепление шестерен нижней конической пары регулируется посредством разрезных регулировочных прокладок 30. Боковой зазор в зубьях новой пары устанавливается в пределах 0,25—0,64 мм. Осевой зазор в конических роликовых подшипниках 27 и ведомой шестерни 2 нижней конической пары регулируется кольцами 26, помещенными между внутренними обоймами подшипников.

§ 9. Ведущие мосты гусеничных тракторов

Конструкция ведущего моста гусеничного трактора определяется схемой его трансмиссии (см. § 1).

Ведущий мост гусеничного трактора, трансмиссия которого выполнена по двухпоточной схеме (на примере Т-150), имеет следующее устройство.

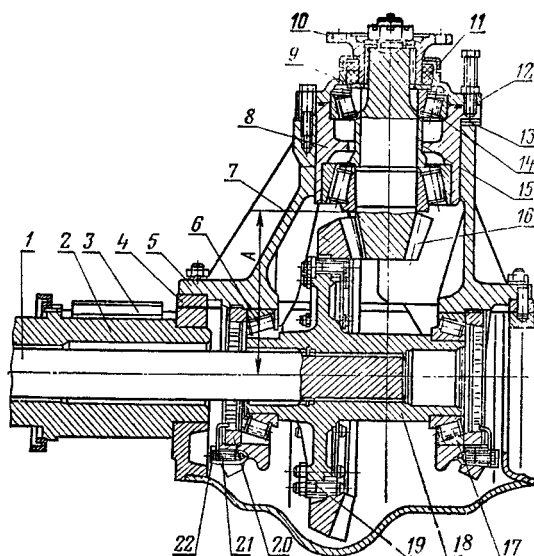


Рис. 246. Ведущий мост трактора Т-150:

1 — вал; 2 — вал ступицы заднего моста; 3 — шпонка; 4 — корпус моста; 5 — корпус главной передачи; 6, 14, 17 — конические роликоподшипники; 7 — ведомая шестерня; 8 — стакан; 9 — маслостойное кольцо; 10 — фланец; 11 — двойное уплотнение; 12 — корпус; 13 — регулировочные прокладки; 15 — распорное кольцо; 16 — ведущая шестерня-вал; 18 — ступица; 19 — болт; 20 — регулировочная гайка; 21 — замковая шайба; 22 — стопорная шайба.

Основанием ведущего моста служит литой корпус 4 (рис. 246) с приваренными к нему валами 2 ступицы, в котором размещены две независимые друг от друга главные передачи (по одной на каждый борт), состоящие из пары конических шестерен 16 и 7 со спиральным зубом. Ведущая шестерня установлена в конических роликовых подшипниках 14, внешние обоймы которых сидят в стакане 8, прикрепленном к корпусу 5 главной передачи болтами. На шлицевом конце шестерни-вала 16 закреплен фланец 10 вилки карданного вала, передающего крутящий момент от коробки передач. Подшипники и шестерни ведущего моста с наружной стороны в месте выхода шестерни-вала из корпуса защищены двойным (войлочным и каркасным) сальниковым уплотнением 11, помещенным в корпусе 12, и лабиринтом. Между корпусом и фланцем стакана установлены стальные регулировочные прокладки 13. Ведомая шестерня 7 главной передачи представляет собой зубчатый венец, закрепленный болтами 19 на ступице 18. Ступица установлена на двух подшипниках 17, наружные обоймы которых помещены в расточенные гнезда корпуса 5. Положение обойм фиксируется регулировочными гайками 20 с замковыми 21 и стопорными 22 шайбами. С внутренними шлицами ступиц 18 соединяются ведущие валы 1, передающие крутящий момент от главных передач к солнечным шестерням конечных передач.

Корпуса 5 главных передач шпильками и штифтами прикреплены к корпусу 4 ведущего моста. Корпус ведущего моста служит задней связью рамы трактора и соединен с ней бугельными зажимами. Зазор в конических роликовых подшипниках 14 главных передач регулируется изменением толщины набора регулировочных прокладок 13.

Конечная передача трактора (рис. 247) представляет собой планетарный редуктор с цилиндрическими шестернями. Ведущей частью служит солнечная шестерня 18, закрепленная гайкой на валу 11, внутренний конец которого соединен со ступицей ведомой конической шестерни главной передачи. Неподвижная (эпициклическая) шестерня 9 установлена на зубчатом венце ступицы 8, сидящей на шлицах вала 10. Вал 10 приварен к корпусу заднего моста трактора. На корпусе 13 конечной передачи шпильками и гайками прикреплено водило 15, на осях 16 которого в роликовых подшипниках 17 вращаются три сателлита 14. Корпус 13 конечной передачи соединен с картером 7, установленным в конических роликовых подшипниках 12. Водило 15, корпус 13 и картер 7 составляют ведомую часть конечной передачи. К картеру 7 болтами прикреплено ведущее колесо 1 гусеничного движителя. Картер 7 и вал 10 ступицы заднего моста имеют торцовое уплотнение, состоящее из трущихся стальных колец, поджимаемых пружинами.

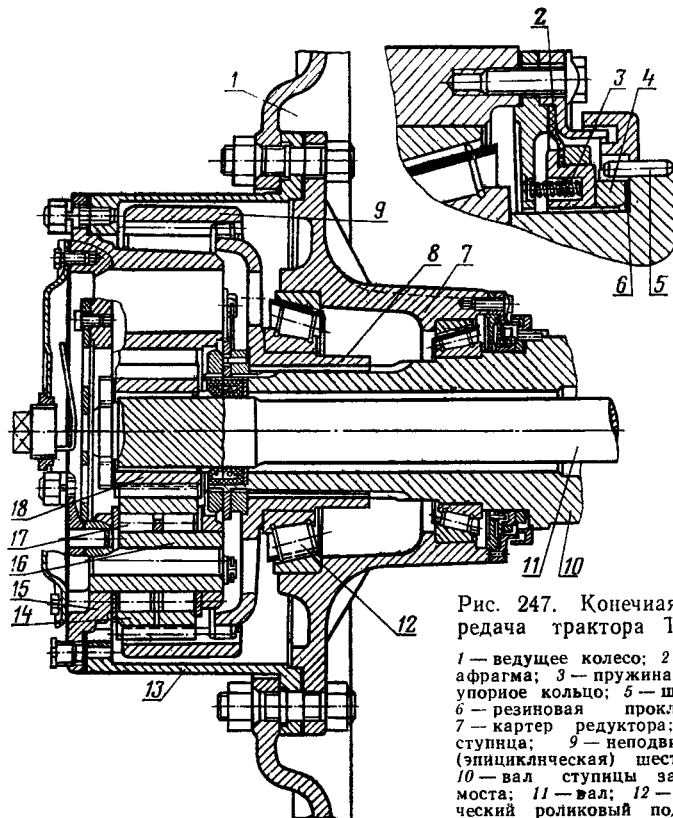


Рис. 247. Конечная передача трактора Т-150:

1 — ведущее колесо; 2 — диафрагма; 3 — пружина; 4 — упорное кольцо; 5 — штифт; 6 — резиновая прокладка; 7 — картер редуктора; 8 — ступица; 9 — неподвижная (эпициклическая) шестерня; 10 — вал ступицы заднего моста; 11 — вал; 12 — конический роликовый подшипник; 13 — корпус; 14 — сателлит; 15 — водило; 16 — ось сателлита; 17 — роликовый подшипник; 18 — солнечная шестерня.

жинами 3. Упорное неподвижное кольцо 4 зафиксировано штифтом 5. Дополнительная герметизация полости достигается диафрагмой 2. Детали конечных передач тракторов Т-150 и Т-150К унифицированы.

§ 10. Ведущие мосты автомобилей

Задний мост автомобиля (на примере автомобилей семейства КамАЗ) представляет собой картер 8 (рис. 248) из стальных профилей сварной конструкции, к которому прикреплены фланец крепления картера 1 редуктора главной передачи, фланец 13 опорных дисков 14 тормозных механизмов, цапфы 15 ступиц 17 колес, кронштейны 12 реактивных штанг балансирной подвески и опор 11 рессор. Главная передача — двойная, ее первая ступень имеет пару конических спиральных шестерен, а вторая — пару цилиндрических шестерен с косым зубом. В картере 1 редуктора главной передачи в подшипниках установлен вал 2, на шлицах которого закреплена ведущая шестерня первой ступени. Ведомая шестерня 3 первой ступени напрессована и закреплена шпонкой на валу 5 ведущей шестерни второй ступени. Ведущая шестерня второй ступени выполнена заодно с валом 5 и вращается в цилиндрическом роликовом 4 и сдвоенном коническом роликовом 6 подшипниках.

Зубчатый венец ведомой шестерни 10 второй ступени соединен болтами с корпусом колесного дифференциала 9, установленного на роликовых подшипниках, помещенных в гнездах картера редуктора. Дифференциал конический, симметричный, его шестерни сидят на шлицах внут-

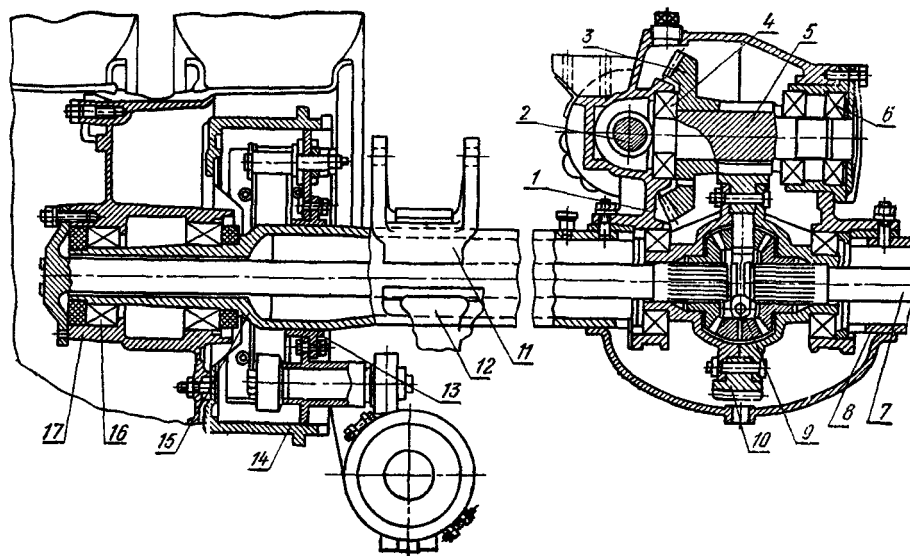


Рис. 248. Задний мост автомобилей КамАЗ:

1 — картер редуктора главной передачи; 2 — вал ведущей шестерни первой ступени; 3 — ведомая шестерня первой ступени; 4 — роликовый подшипник; 5 — Вал ведущей шестерни второй ступени; 6, 16 — конические роликовые подшипники; 7 — полуось; 8 — картер заднего моста; 9 — дифференциал; 10 — ведомая шестерня второй ступени; 11 — опора; 12 — кронштейн; 13 — фланец опорного диска тормоза; 14 — опорный диск; 15 — цапфа колеса; 17 — ступица.

ренных концов ведущих полуосей 7. К внешним фланцам полуосей 7 болтами прикреплены ступицы 17 колес, установленные на конических роликовых подшипниках 16 цапф 15. Полуоси 7 разгруженного типа.

Крутящий момент между промежуточным и задним ведущими мостами распределяется симметричным межосевым дифференциалом, помещенным в отдельном картере промежуточного ведущего моста.

Для улучшения проходимости и тяговых качеств в зависимости от типа автомобиля предусмотрена возможность менять передаточные числа главной передачи заменой цилиндрических шестерен второй ступени. Шестерни с большим передаточным числом предназначаются для автомобилей КамАЗ-5410, работающего в качестве тягача, с меньшим — для автомобилей КамАЗ-5320.

§ 11. Техническое обслуживание механизмов ведущих мостов

Техническое обслуживание ведущего моста заключается в регулярной проверке и подтяжке наружных крепежных соединений, своевременной доливке и смене масла (согласно таблице смазки), промывке муфт управления, проверке правильности зацепления конических шестерен, регулировке зазоров в конических роликовых подшипниках, тормозов и механизмов привода управления гусеничных тракторов. Все операции проводят в соответствии с правилами технического обслуживания.

Причиной неудовлетворительной работы муфт управления и тормозов чаще всего оказывается замасливание и износ фрикционных накладок. Обычно масло попадает на накладки, перетекая из главной и конечных передач в отделения муфт управления через неисправные сальники. Как правило, замасленные накладки промывают топливом сразу же после остановки трактора, когда они нагреты и с них легче смыть масло.

У гусеничных тракторов признаками, указывающими на необходимость регулировки тормозов, служат невозможность выполнения крутых поворотов и увеличение свободного хода тормозной педали.

О неисправностях в механизмах ведущего моста свидетельствует повышенный шум, вызванный поломками или сколами зубьев, их износами и нарушением зацепления.

Конические шестерни работают нормально при совмещении вершин начальных конусов обеих шестерен с точкой пересечения геометрических осей их валов. Обеспечить это условие точным изготовлением шестерен трудно, поэтому при сборке на заводе шестерни подбирают и регулируют, а при износе заменяют только новыми парами.

В процессе эксплуатации трактора проверяют зазор в конических роликоподшипниках ведомого вала и правильность прилегания зубьев пары по отпечатку их контакта, причем обе эти операции выполняются одновременно. Если отпечаток не соответствует требуемому, нужно изменить положение вторичного вала коробки передач или вала ведомой шестерни.

Боковой зазор между зубьями шестерен по мере работы трактора увеличивается из-за износа. Нормальное значение этого зазора устанавливают при сборке конической пары. Во избежание нарушения правильности зацепления боковой зазор в зацеплении шестерен при техническом обслуживании для компенсации износа не проверяют и не регулируют. Такая проверка необходима только с целью выявления пригодности конической пары к дальнейшей работе.

Боковой зазор между зубьями проверяют при помощи свинцовой пластины, которую закладывают между ними. После обкатки шестерен измеряют толщину свинцовой пластины. Это и будет значение зазора.

О неправильной регулировке подшипников или их неисправности судят по нагреву корпусов подшипников. Зазор в подшипниках главной передачи определяют, измеряя индикатором осевое смещение вала при выключении механизма поворота (гусеничные тракторы) или перемещении дифференциала монтажной лопаткой (колесные тракторы). Для этого индикатор устанавливают на специальном штативе так, чтобы его ножка упиралась в затылочную плоскость ведомой конической шестерни. Отклонение стрелки индикатора дает значение зазора в подшипниках.

Раздел десятый

ХОДОВАЯ ЧАСТЬ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ



Глава 33

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

§ 1. Основные элементы ходовой части и их назначение

Ходовая часть передает на опорную поверхность массу трактора (автомобиля) и приводит трактор в движение. Она состоит из несущей системы, движителя и подвески.

Несущая система является остовом трактора (автомобиля), где крепятся все агрегаты и который воспринимает действующие на трактор усилия.

Движитель переносит подведенную от двигателя через трансмиссию мощность на остов и сообщает трактору (автомобилю) поступательное движение.

Подвеска соединяет несущую систему с движителем и обеспечивает плавность хода трактора (автомобиля).

§ 2. Проходимость трактора (автомобиля)

Проходимость — одно из основных качеств, определяющих возможность эффективного использования трактора (автомобиля). Под *проходимостью* автомобиля понимают его способность двигаться с грузом и без груза по дорогам с различным покрытием и вне их.

Проходимость трактора определяет его способность выполнять технологические процессы в различных природных и почвенно-климатических условиях и зависит от многих конструктивных особенностей механизмов.

К показателям, характеризующим проходимость и зависящим от устройства ходовой части, относятся тягово-сцепные качества, удельное давление колес (гусениц) на почву, защитные зоны при движении трактора в междурядьях пропашных культур, колея и просвет.

Удельное давление на грунт колесных машин зависит от типа шин и давления воздуха в них, нагрузки на колеса, степени погружения колес в почву. Удельное давление гусеничного движителя на грунт зависит от его устройства и основных размеров — типа подвески, длины опорной поверхности и ширины гусениц, диаметра опорных катков и расстояния между ними, шага звена гусеницы, положения центра давления.

Следует подчеркнуть большое значение этого показателя. При определенных условиях высокие удельные давления ведут к нежелательному уплотнению и разрушению структуры почвы, а следовательно, к снижению урожайности.

Проходимость трактора при междурядной обработке пропашных культур (повреждения растений должны исключаться) характеризуется вертикальным просветом, колеей и защитными зонами. Колея и просвет, кроме того, определяют проходимость машин по дорогам и их устойчивость.

Вертикальный просвет — это расстояние от почвы (дороги) до нижних точек трактора (автомобиля), расположенных обычно

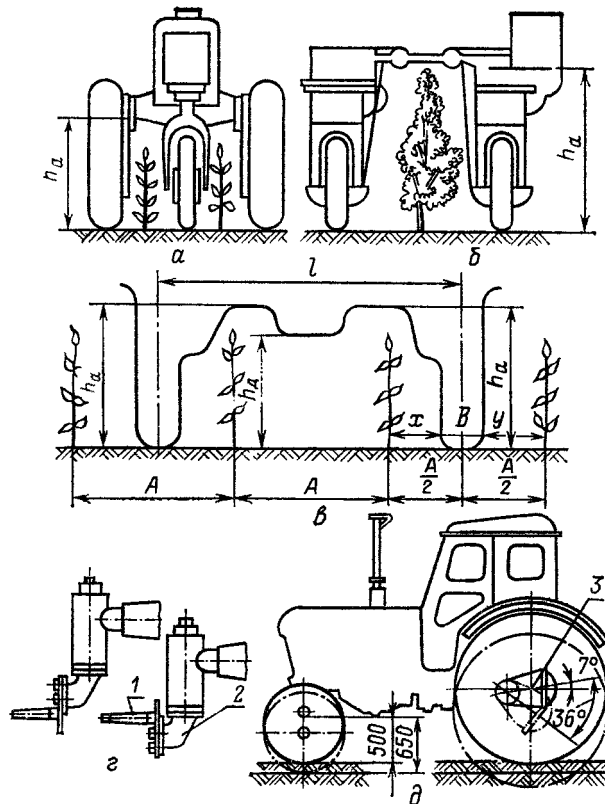


Рис. 249. Агротехнический просвет и вписываемость универсально-пропашного трактора в междурядья:

a , b — агротехнический просвет; l — вписываемость в междурядья; $г$, $д$ — регулировка просвета: 1 — цапфа; 2 — шкворень; 3 — конечная передача.

под передним или задним мостом. Различают *дорожный* h_d и *агротехнический* h_a просветы (рис. 249).

Агротехнический просвет универсально-пропашных тракторов определяется высотой обрабатываемых растений с учетом некоторой возможности их подгибания. Наибольший агротехнический просвет достигается при портальной конструкции остова (рис. 249, б), затем у тракторов с одинарным передним колесом (рис. 249, а), где под трактором может находиться только четное число рядков растений.

Вертикальный просвет можно регулировать (Т-25А, Т-40М), поворачивая под передним мостом на 180° фланцы цапф 1 (рис. 249, г) относительно нижних фланцев шкворней 2 и под полуосевыми рукавами заднего моста картеров конечных передач 3 (рис. 249, д) относительно остова трактора.

Колесные универсально-пропашные трактора обрабатывают низкостебельные и высокостебельные культуры, поэтому имеют широкие пределы просвета: $h_a = 475 \div 850$ мм.

У гусеничных и колесных тракторов общего назначения дорожный просвет h_d составляет 280—390 мм. Вертикальный просвет h_d грузовых автомобилей лежит в пределах 265—475, легковых — 170—190 мм.

К о л е я — это расстояние l между осевыми линиями, проведенными через середины профилей шин или гусениц. Колея трактора общего назначения должна быть увязана с шириной захвата агрегируемой машины, чтобы обеспечить устойчивое движение в горизонтальной плоскости.

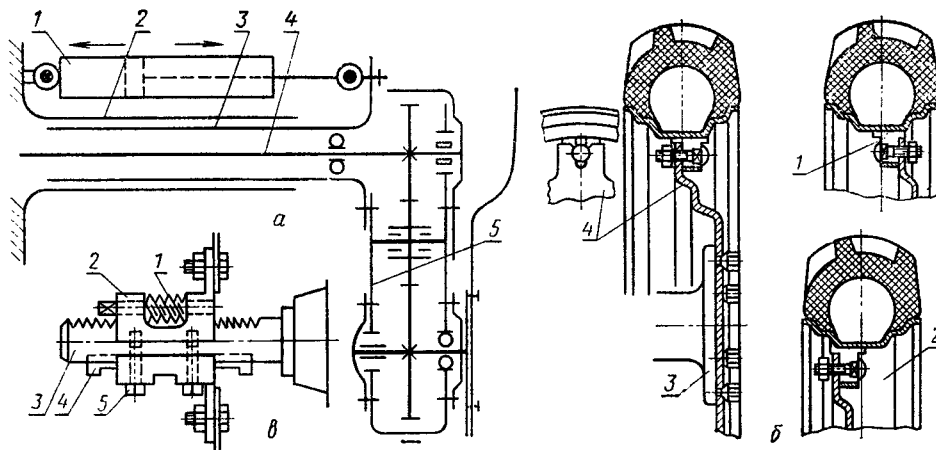


Рис. 250. Регулирование ширины колеи:

a — с использованием мощности двигателя: 1 — гидроцилиндр; 2 — кожух; 3 — гильза; 4 — вал; 5 — картер конечной передачи; *б* — ручное изменение положения обода относительно диска и диска относительно фланца полуоси: 1 — стойка на ободе; 2 — обод; 3 — фланец вала ведущего колеса; 4 — диск; *в* — ручное с помощью винтового механизма: 1 — червяк; 2 — разъемная ступица; 3 — рейка вала; 4 — шпонка; 5 — болт.

Колея задних колес универсальных пропашных тракторов для вписываемости в междурядья различной ширины (45, 60, 70 и 90 мм) может регулироваться. По принципу действия регулировки делятся на ручные и с применением энергии двигателя, а по характеру изменения размера — на ступенчатые и бесступенчатые.

Регулировка с использованием мощности двигателя (бесступенчатая) осуществляется следующим образом (рис. 250, *a*). С кожухом 2 вала 4 телескопически соединена гильза 3. К фланцу гильзы болтами присоединен картер 5 с деталями конечной передачи. Гидроцилиндр 1 прикреплен к кожуху 2, а его шток — к гильзе 3. При подаче масла под давлением в одну из полостей цилиндра шток перемещает гильзу в кожухе, а соответственно и картер конечной передачи, изменяя ширину колеи трактора.

Ручная ступенчатая регулировка ведущих колес осуществляется поворотом обода 2 (рис. 250, *б*) с нецентрально расположенными стойками 1 относительно диска 4, а также поворотом диска колеса относительно фланца 3 вала ведущего колеса выпуклостью внутрь или наружу.

Ручная регулировка колеи задних колес винтовым механизмом осуществляется при вращении червяка 1 (рис. 250, *в*), помещенного в разъемной ступице 2 и находящегося в зацеплении с рейкой 3 вала. При вращении червяка ступица, соединенная с валом шпонкой 4, перемещается в требуемом направлении и после регулировки фиксируется стяжными болтами 5.

Колея передних колес регулируется с помощью телескопического устройства переднего моста. В мост трубчатого сечения с обоих концов устанавливаются выдвижные кулаки поворотных цапф. В требуемом положении кулаки фиксируются болтами. Регулировка ступенчатая — отверстия под болты рассверлены через 50 мм. При обработке широких (90 см) междурядий и симметричной расстановке колес относительно оси рядков (см. рис. 249, *в*) колея будет равна: $l = mA = 2 \cdot 900 = 1800$ мм, где $m=2$ — число рядков растений, находящихся под трактором; A — ширина междурядья, мм.

При обработке более широких междурядий или большего числа рядков применяются удлиненные валы. Они могут потребоваться для установки сдвоенных (расставленных) колес, когда в узких междурядьях

(сахарная свекла — 45 см) одинарные шины дают низкую загрузку трактора.

Для оценки горизонтальной проходимости трактора в междурядьях служат внутренняя x и внешняя y защитные зоны, представляющие в общем случае расстояния по горизонтали от середины рядка растения до крайнего обреза колеса. При расстановке колес симметрично оси междурядий $x=y$.

Определим условие симметричной вписываемости шины в различные по ширине междурядья. Для этого достаточно, чтобы

$$B \leq A - 2x', \quad (103)$$

где x' — защитная зона, заданная агротехническими требованиями; B — ширина профиля шины.

Характеристика вписываемости шины определится из формулы

$$k_{вп} = \frac{A}{2x' + B} \gg 1, \quad (104)$$

где $k_{вп}$ — коэффициент вписываемости. При $k_{вп} < 1$ применение данной шины по причине повреждения растений недопустимо.

§ 3. Плавность хода

При движении машины возникают колебания под действием внешних и внутренних возмущающих сил. Первые создаются неровностями пути, вторые — неуравновешенностью и неравномерностью вращения деталей и механизмов, а также некоторыми другими факторами, обусловленными конструкцией машины. Интенсивность колебаний зависит также от квалификации водителя.

Способность автомобиля (трактора) к поглощению колебаний и вибраций характеризуется *плавностью хода*. Плавность хода влияет на физическое состояние и здоровье человека, безопасность движения, сохранность перевозимых грузов, качество сельскохозяйственных работ, производительность и долговечность машин.

Оценить плавность хода одним показателем не представляется возможным — для этого пользуются несколькими измерителями.

Период колебания T (с) — время, в течение которого совершается полное колебательное движение.

Частота колебания n (Гц) — число колебаний в секунду — величина, обратная периоду колебаний T .

Амплитуда колебаний z_{\max} (м) — наибольшее отклонение колеблющегося тела от положения равновесия.

Скорость колебаний v_k (м/с).

Ускорение колебаний, за единицу которого принимается ускорение свободного падения g (9,81 м/с²).

Наиболее вредными для человека являются низкочастотные колебания, так как они вызывают наибольшие ускорения вертикальных колебаний, обусловленных действием сил инерции.

Простейшую колебательную систему можно представить в виде груза (рис. 251, а), поддресоренного пружиной, сила тяжести которого G_r . Частота колебания груза зависит только от статического прогиба пружины и называется *собственной частотой колебаний*. Колебания, возникающие под действием внешних возмущающих сил, т. е. под действием неровностей пути, называют *свободными колебаниями*.

Частоту собственных колебаний автомобиля разделяют на низкую (0,8—2,0 Гц) и высокую (5—13 Гц). Низкочастотные собственные колебания, вызванные колебаниями кузова на рессорах грузового автомобиля, находятся в пределах 90—150 кол/мин. Высокочастотные колебания осей между рессорами и шинами грузового автомобиля составляют 350—500 кол/мин.

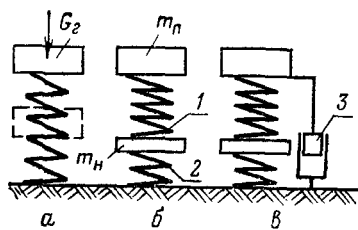


Рис. 251. Схемы колебательных систем:

a — простейшей; *б* — с поддрессоренными массами без амортизатора; *в* — с поддрессоренными массами и амортизатором; m_n — поддрессоренная масса; m_n — неподдрессоренная масса; 1 — рессора; 2 — шина; 3 — амортизатор.

Автомобиль (трактор) состоит из *поддрессоренных и неподдрессоренных* масс и масс, их соединяющих.

Поддрессоренными массами m_n (рис. 251, б) называются массы, которые воспринимаются рессорами 1; это осто́в, двигатель, коробка передач. Поддрессоренные массы закреплены на эластичных элементах подвески. Неподдрессоренные массы m_n не оказывают действия на рессоры, к ним относятся передние и задние мосты, колеса. Эластичные элементы подвески соединены с неподдрессоренными массами m_n .

Соединяющими между собой поддрессоренные и неподдрессоренные массы элементами служат карданные валы, рессоры, реактивные штанги, амортизаторы 3 (рис. 251, в) и другие детали подвесок.

Колебательная система автомобиля характеризуется коэффициентом поддрессоренных масс:

$$\mu_m = \frac{m}{m_1 + m_2}, \quad (105)$$

где m — поддрессоренная масса автомобиля; m_1, m_2 — соответственно неподдрессоренные массы передних и задних колес с принадлежащими им неподдрессоренными деталями.

Из уравнения (105) следует, что с уменьшением суммы $m_1 + m_2$ коэффициент μ_m увеличивается, колебательная система автомобиля становится более совершенной. У грузовых автомобилей коэффициент поддрессоренных масс в пределах 4—5, у легковых — 6,5—7,5.

Повышение плавности хода автомобиля достигается применением независимых подвесок, установкой амортизаторов, заменой пластинчатых рессор более совершенными упругими элементами, использованием пневматических шин с меньшей радиальной жесткостью и др.

В колебательной системе колесного трактора роль упругих элементов в основном играют шины; осто́в трактора с размещенными на нем агрегатами является неподдрессоренной массой. Правда, ряд тракторов (МТЗ-80, МТЗ-82, Т-40М и его модификации, Т-150К, К-700) имеет поддрессоренные передние мосты. Однако сиденье тракториста обычно располагается над неподдрессоренным задним мостом и находится под воздействием внешних возмущающих сил, создающих вредные низкочастотные колебания (160—200 кол/мин).

Для того чтобы снизить частоту колебаний сиденья в сравнении с колебаниями заднего моста и погасить их, современные тракторы оборудуются поддрессоренными сиденьями (см. § 2 главы 39).

Глава 34

НЕСУЩИЕ СИСТЕМЫ И ПОДВЕСКИ

§ 1. Несущие системы. Общие сведения

Различают три типа несущих систем трактора: рамную, полурамную и безрамную.

Рамная несущая система представляет сварную или клепаную раму, состоящую из двух продольно расположенных балок, скрепленных литыми брусками и балками различного профиля.

Рамную несущую систему имеют тракторы Т-150, ДТ-75М, ДТ-75, Т-74, К-701, Т-150К. Рамный остов обладает хорошей жесткостью и прочностью, облегчает доступ к механизмам, но при прочих равных условиях (тракторы) имеет большую массу в сравнении с полурамным и менее приспособлен к навеске машин.

Полурамная несущая система образуется соединением литых корпусов агрегатов трансмиссии и прикрепленными к ним балками полурамы, на которые устанавливается двигатель. Такая система использована на всех универсально-пропашных и некоторых гусеничных тракторах (Т-130, Т-100М, Т-4А).

Безрамная несущая система состоит из жестко соединенных картеров двигателя и трансмиссии. Она обладает высокой жесткостью и меньшей массой, нежели рамные и полурамные конструкции, но менее приспособлена для агрегатирования с машинами. Применяется иногда на тракторах малой мощности.

В зависимости от конструкции несущей системы трактора образующие его картеры и корпуса отливаются из серого или ковкого чугуна и стали, а элементы рам и полурам изготавливаются из стального проката и частично стального литья. В отдельных случаях корпуса имеют сварно-литую конструкцию (корпус механизма поворота трактора Т-130), а продольные балки свариваются из двух вертикальных листов и горизонтальных полос, образующих замкнутую коробку высокой жесткости.

На грузовые автомобили устанавливают раму, представляющую балочную конструкцию, которая состоит из двух продольных балок, соединенных поперечинами, и называется *лонжеронной*. Легковые автомобили имеют *несущий кузов*, выполняющий назначение несущей системы. Обычно это кузов с жестким металлическим сварным каркасом, усиленным облицовочными панелями. В передней части кузова помещается подрамник для двигателя, передней подвески и радиатора.

§ 2. Устройство несущих систем тракторов и автомобилей

Рама тракторов К-701, Т-150К отличаются тем, что состоят из двух отдельных половин (полурам), соединенных в средней части шарнирным устройством, позволяющим изменять взаимное положение полурам в горизонтальной плоскости для осуществления поворота трактора. Кроме того, каждая из полурам может менять свое положение относительно другой в вертикальной плоскости, что повышает проходимость трактора по пересеченной местности.

Рама трактора Т-150К состоит из полурам 14 и 18 (рис. 252), соединенных двойным шарниром 15. Возможный поворот полурам вокруг вертикального шарнира составляет 30°, горизонтального — 18° в каждую сторону. К кронштейнам 1, 2, 17 и 19 прикрепляются рессоры подвески переднего моста. Кронштейны 6, 13 и бугеля 8 с болтами служат для жесткого присоединения заднего моста к раме. Корпус шарнира имеет рычаги 11 и 16; к левому рычагу 16 прикрепляется гидравлический цилиндр рулевого управления, а к правому 11 — следящая тяга. В корпусе шарнира 3, бугеле горизонтального шарнира 5, рычаге 11 и нижней полке правой передней балки сделаны отверстия, устанавливая в которые болт с гайкой, можно блокировать оба шарнира.

Рама трактора К-701 имеет конструкцию, подобную раме Т-150К. Углы поворота полурам относительно друг друга для вертикального шарнира 35°, горизонтального — 16°.

Рама трактора Т-150 (рис. 253) состоит из двух продольных балок 7 и 9, соединенных между собой впереди стальным литым брусом

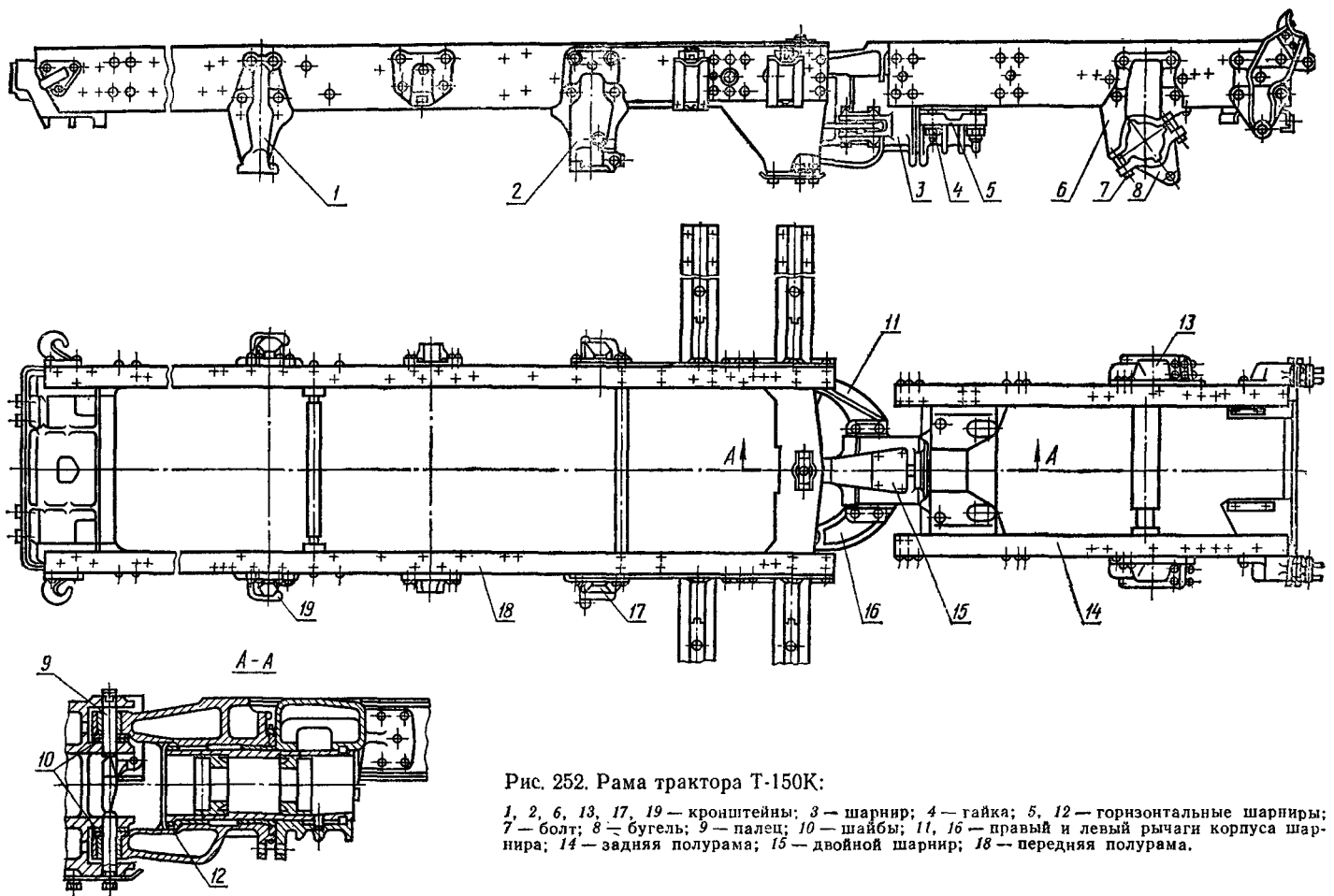


Рис. 252. Рама трактора Т-150К:

1, 2, 6, 13, 17, 19 — кронштейны; 3 — шарнир; 4 — гайка; 5, 12 — горизонтальные шарниры; 7 — болт; 8 — бугель; 9 — палец; 10 — шайбы; 11, 16 — правый и левый рычаги корпуса шарнира; 14 — задняя полурама; 15 — двойной шарнир; 18 — передняя полурама.

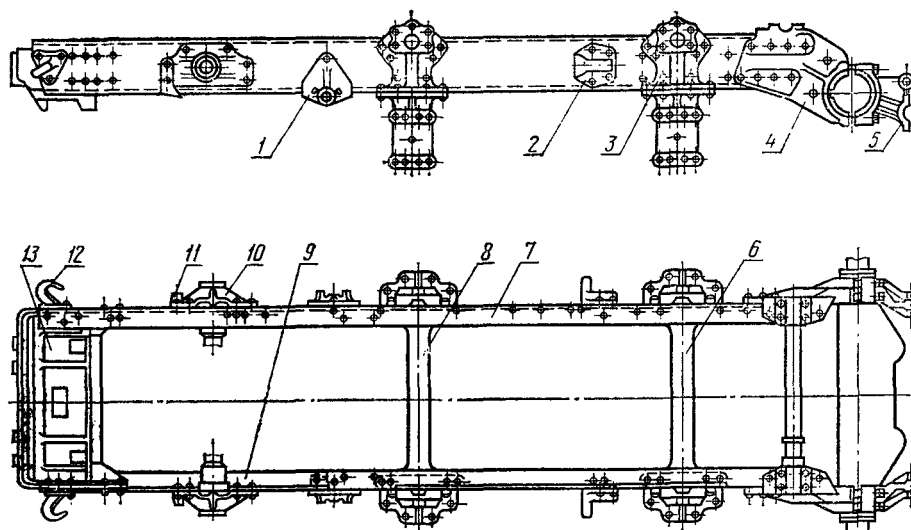


Рис. 253. Рама трактора Т-150:

1, 2, 3, 4, 10 — кронштейны; 5 — бугель; 6, 8 — поперечные брусья; 7, 9 — продольные балки; 11 — упор; 12 — крюк; 13 — передний брус.

13, а посередине — двумя поперечными брусьями 6 и 8. Спереди к брусу 13 заодно с балками прикреплены крюки 12 для буксировки трактора. На верхние полки продольных балок устанавливают радиатор, двигатель и кронштейн кабины.

К раме прикреплены кронштейны, связывающие ее с отдельными узлами и агрегатами трактора. Кронштейны 3 служат для крепления поддерживающих роликов и дополнительного соединения поперечных брусьев. Упорные кронштейны 2 предназначены для шаровых опор натяжного устройства направляющего колеса. К кронштейнам 1 крепятся промежуточные звенья амортизирующих устройств гусеничного движителя. Кронштейны 10 являются опорами коленчатых осей, ход которых ограничивают упоры 11.

На расположенных позади балок кронштейнах 4 бугелями 5 крепится корпус заднего моста трактора.

Рама автомобилей ГАЗ-53А и ЗИЛ-130 сходны по конструкции: они состоят из двух продольных балок, связанных между собой пятью (ЗИЛ-130) или семью (ГАЗ-53А) штампованными поперечинами при помощи заклепочного соединения. Для прочности и легкости балки изготавливают из малоуглеродистой листовой стали переменного сечения.

Полурамная несущая система тракторов МТЗ-80 и МТЗ-82 включает полураму, корпуса сцепления, коробки передач и заднего моста, соединенные между собой установочными штифтами и болтами. Полурама состоит из литого стального бруса и двух продольных балок из листового проката. К балкам сзади приварены кронштейны. На переднем брусе устанавливается передняя опора двигателя, радиаторы (водяной и масляный), корпус гидравлического усилителя рулевого управления и жалюзи двигателя.

§ 3. Подвески. Общие сведения

Подвеской называется система устройств для упругой связи несущей системы с мостами или колесами автомобиля (трактора) или с гусеничным движителем. Автомобильные подвески регулируют положение кузова во время движения автомобиля.

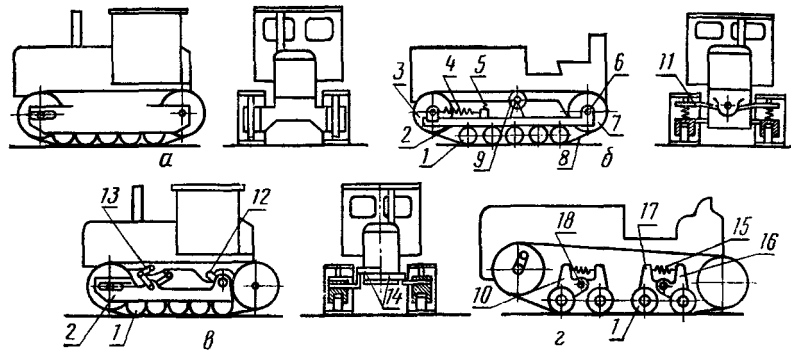


Рис. 254. Схемы подвесок гусеничных тракторов:

а — жесткая; б — полужесткая трехточечная; в — полужесткая четырехточечная; г — упругая балансирующая; д — упругая балансирующая: 1 — опорный каток; 2 — гусеничная тележка; 3 — направляющее колесо; 4 — натяжное устройство; 5 — резиновая подушка; 6 — задний шарнир; 7 — ведущее колесо; 8 — гусеница; 9 — поддерживающий ролик; 10 — каретка балансирующей подвески; 11 — рессора; 12, 13 — направляющие рычаги; 14 — торсионы; 15 — упругий элемент (пружина); 16, 17 — направляющие рычаги (балансиры); 18 — ось качания.

Подвеска состоит из направляющего устройства, упругого элемента, гасящего устройства и амортизатора.

Направляющее устройство определяет характер перемещения колес (гусеничных движителей) относительно несущей системы автомобиля (трактора).

Упругий элемент подвески уменьшает динамические нагрузки, действующие на автомобиль (трактор).

Гасящее устройство обеспечивает необходимое затухание колебаний кузова (несущей системы) и колес (движителей) автомобиля (трактора).

Амортизаторы служат для ускорения затухания колебаний кузова автомобиля.

Подвеска, направляющее устройство которой имеет (или содержит) рычажный или телескопический механизм, называется соответственно *рычажной* или *телескопической*.

По типу направляющих устройств подвески гусеничных тракторов подразделяются на жесткие, полужесткие и упругие (эластичные).

Жесткая подвеска упругих элементов не имеет (рис. 254, а); оси опорных катков жестко прикреплены к гусеничным тележкам, которые, в свою очередь, неподвижно соединены с несущей системой трактора. Такая подвеска возможна на тракторах со скоростями движения не более 1,7 м/с (трубоукладчики, погрузчики Т-100 МГП, Д-804).

Полужесткие подвески выполняются трех- и четырехточечными. В трехточечной подвеске гусеничные тележки в передней, а в четырехточечной — в передней и задней частях соединены шарнирно с остом трактора. В трехточечной подвеске (рис. 254, б) каждая гусеничная тележка 2 соединяется с несущей системой шарниром 6, расположенным на оси ведущего колеса 7, и с помощью балансирующего упругого элемента: рессоры 11 или жесткого бруса с резиновыми подушками 5. Эта подвеска обеспечивает упругую связь гусеничных тележек с несущей системой трактора и возможность поворота одной тележки относительно другой в вертикальной плоскости при переезде через препятствие. Жесткое крепление осей опорных катков на раме тележки позволяет установить такое соотношение между опорными катками и шагом звена гусеницы, которое дает более равномерное распределение давления гусениц на почву и лучшую плавность хода.

Трехточечная полужесткая подвеска применяется на тракторах, скорости движения которых не превышают 3,3 м/с (Т-130, Т-100М, Т-4А).

В полужесткой четырехточечной подвеске (рис. 254, в) гусеничные тележки 2 с неподвижно закрепленными на них осями опорных катков 1 соединены с несущей системой в передней части трактора трехшарнирными и в задней части двухшарнирными направляющими рычагами 12 и 13. Упругими элементами служат торсионы 14, расположенные по два сзади и спереди. Передний торсион блокирует правую и левую тележки (тракторы Т-70С, Т-54В).

Упругая (эластичная) подвеска применяется на гусеничных тракторах, работающих на повышенных скоростях — 4,2—5 м/с.

В зависимости от типа подвески опорных катков упругие подвески подразделяются на балансирные (ДТ-75, ДТ-75М, Т-150), рычажно-балансирные (ТДТ-55, ЛХТ-55) и индивидуальные (ДЭТ-250М).

У упругой балансирной подвески (рис. 254, г) опорные катки 1 с помощью переднего и заднего направляющих рычагов (балансиров) объединены в каретки 10. Каретки поддрессориваются упругими элементами 15, установленными между направляющими рычагами 16 и 17, и шарнирно соединяются с несущей системой трактора осями качания 18.

По типу упругого элемента различают рессорные (листовые рессоры), пружинные (винтовые, тарелочные пружины), торсионные и резиновые подвески. На автомобилях, кроме того, используется пневматическая подвеска, где упругим элементом служит сжатый газ, и гидропневматическая подвеска, в которой упругим элементом является газ, сжатый давлением жидкости. У колесных тракторов роль упругого элемента выполняют пневматические шины.

Гасящие устройства чаще бывают механического (фрикционного) и гидравлического типа. Гашение вертикальных колебаний происходит в шарнирах, соединениях и пластинчатых рессорах подвески за счет сил трения.

Амортизаторы могут быть *одностороннего* и *двухстороннего* действия. Первые обеспечивают затухание колебаний только движения колеса вниз относительно несущей системы, а вторые — как вниз, так и вверх.

Наиболее распространены гидравлические амортизаторы двухстороннего действия. По конструктивному признаку амортизаторы делятся на *рычажные* и *телескопические*.

В резервуаре 9 (рис. 255) телескопического амортизатора двойного действия помещен рабочий цилиндр 8, внутри которого движется поршень 2 со штоком 1. Полость цилиндра заполнена рабочей жидкостью. В днище поршня сделаны калиброванные отверстия — вырезы в дроссельном диске. В днище цилиндра помещаются впускной клапан 7 и клапан сжатия 6. Шток, проходящий через направляющую в верхней части цилиндра (на рисунке не показано), крепится к раме машины. Внизу корпус амортизатора закрыт вставным дном, выполненным как одно целое с монтажным кольцом 3 для крепления амортизатора к балке передней оси (рамы) машины.

Амортизатор работает следующим образом. При наезде колеса на препятствие происходит сжатие рессоры, поршень 2 со штоком 1 движется вниз (рис. 255, а). Давление в полости А цилиндра возрастает, перепускной клапан 13 открывается, и через его проходное сечение и калиброванные отверстия 14 наружного ряда жидкость поступает в полость В над поршнем; частично жидкость вытесняется и из рабочего цилиндра 8 в резервуар 9 через зазор между штоком и его направляющей, установленной в верхней части цилиндра. Резкое сжатие рессоры вызывает быстрое нарастание давления в полости А, клапан сжатия 6 открывается, и жидкость поступает из цилиндра в резервуар,

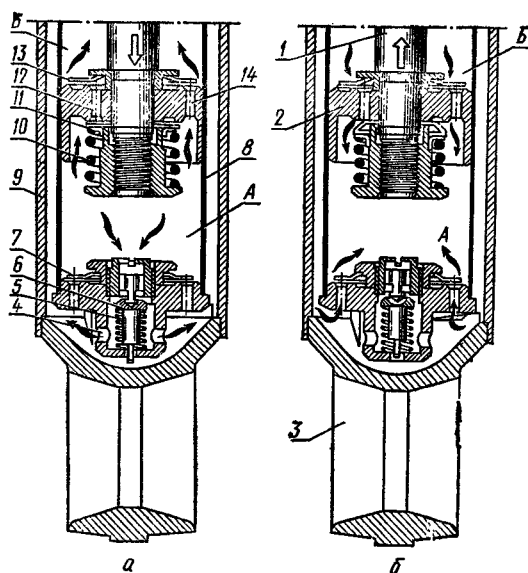


Рис. 255. Телескопический амортизатор:

a — ход сжатия; *б* — ход отдачи: 1 — шток; 2 — поршень; 3 — нижнее монтажное кольцо; 4 — отверстие клапана сжатия; 5 — пружина клапана сжатия; 6 — клапан сжатия; 7 — впускной клапан; 8 — рабочий цилиндр; 9 — резервуар; 10 — пружина клапана отдачи; 11 — клапан отдачи; 12 — калиброванные отверстия наружного ряда; 13 — перепускной клапан; 14 — калиброванные отверстия наружного ряда.

причем воздух, находящийся в верхней части резервуара, сжимается.

Когда рессора под действием упругих сил выпрямляется (рис. 255, б), шток с поршнем совершает ход отдачи и движется вверх, в результате чего давление в полости *Б* над поршнем повышается, и жидкость поступает в нижнюю полость цилиндра через калиброванные отверстия 12 внутреннего ряда. При ходе отдачи шток выходит из цилиндра, освобождая часть объема, куда поступает жидкость, перетекающая через открывающийся впускной клапан 7 из резервуара 9. В случае резкого хода отдачи открывается также клапан 11, через который перетекает большая часть жидкости из верхней полости цилиндра в нижнюю.

Принцип действия амортизатора основан на том, что сопротивление жидкости при перетекании ее через калиброванные отверстия тормозят перемещение движущихся частей амортизатора. Клапаны, проходные сечения которых сравнительно велики, предназначены лишь для снижения давления и предохранения деталей от перегрузок.

Различные амортизаторы применяются на автомобилях, однако повышение рабочих скоростей тракторных агрегатов расширило область их использования — они установлены в подвесках гусеничных тракторов Т-150 и др.

Подвески автомобилей делятся на *зависимые* и *независимые*. У зависимой подвески перемещение одного колеса вызывает перемещение другого колеса того же моста, а у независимой подвески перемещения колес одного моста не зависят друг от друга.

Зависимую подвеску имеют двухосные грузовые автомобили — у них оба моста подвешиваются к раме на продольных пластинчатых полуэллиптических рессорах. У передних мостов легковых автомобилей независимая подвеска, а у задних — зависимая.

Преимущества независимой подвески заключаются в способности кузова сохранять свое горизонтальное положение при наезде одного из колес на препятствия и неровности пути.

Для достижения лучшей плавности хода на колесных тракторах подпрессоривается передний мост, для чего используется как независимая подвеска (МТЗ-80/82, Т-40М/40АМ), так и зависимая (Т-150К).

§ 4. Устройство подвесок автомобиля и колесного трактора

Рычажная подвеска промежуточного и заднего ведущих мостов (на примере автомобилей КамАЗ) имеет следующее устройство. Продольные полуэллиптические рессоры 11 (рис. 256) в середине прикреп-

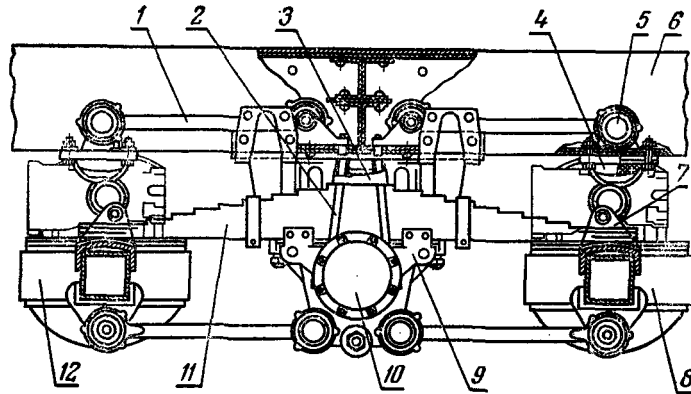


Рис. 256. Рычажная подвеска автомобиля:

1 — реактивная штанга; 2 — стремянка; 3 — накладка; 4 — буфер; 5 — шарнир штанги; 6 — рама автомобиля; 7 — опора; 8, 12 — задний и промежуточный ведущие мосты; 9 — башмак; 10 — крышка башмака; 11 — рессора.

лены стремянками 2 и накладками 3 к башмаку 9 оси рычажного устройства. К картеру 8 (см. рис. 248) приварены опоры 11 и в них входят концы рессор 11 (рис. 256). При прогибе рессор их концы скользят в отверстиях опор 7. Рычажное устройство состоит из двух осей, запрессованных в кронштейнах. Последние соединены стяжкой и закреплены на кронштейнах задней подвески. На цапфах осей во втулках качаются башмаки 9, зафиксированные на осях разрезными гайками.

Промежуточный 12 и задний 8 ведущие мосты соединены с рычажным устройством реактивными штангами 1 с шарнирами 5. Реактивные штанги передают толкающее усилие и реактивный момент от ведущих мостов к раме автомобиля.

Для ограничения перемещения колес относительно рамы автомобиля предусмотрены ограничители подвески, выполненные в виде резиновых буферов 4, прикрепленных к продольным балкам рамы 6.

Передняя независимая подвеска трактора Т-40М (рис. 257) имеет разъемную поворотную цапфу 12, установленную внутри полого поворотного кулака 2 на винтовой цилиндрической пружине 3. Пружина опирается внизу на упорный шариковый подшипник 9, сидящий на поворотной цапфе 12, а сверху — в стенке кулака 2. Поворотная цапфа помещена во втулках 4 и 10 поворотного кулака 2.

Разъемное болтовое соединение поворотной цапфы 12 с фланцем 13 оси колеса служит для регулирования вертикального просвета трактора.

Кулаки приварены к выдвижным трубам 8, помещенным в кожух 7 переднего моста. Положение труб в кожухе, соответствующее требуемой колее, фиксируется штифтом 6 в отверсти-

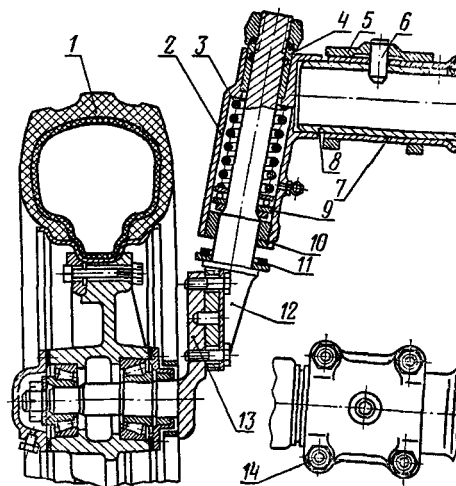


Рис. 257. Передняя независимая подвеска трактора:

1 — шина; 2 — кулак; 3 — пружина; 4, 10 — втулки; 5 — бугель; 6 — штифт; 7 — кожух; 8 — выдвижная труба; 9 — упорный шариковый подшипник; 11 — резиновый буфер; 12 — поворотная цапфа; 13 — фланец оси колеса; 14 — болт.

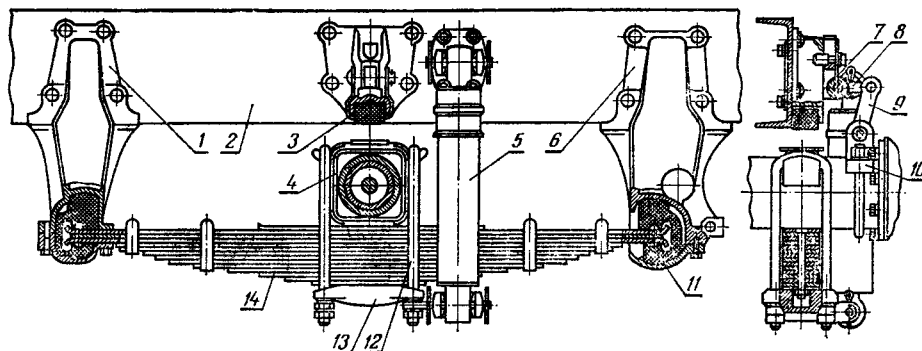


Рис. 258. Передняя зависимая (с блокировкой) подвеска трактора Т-150К:

1, 6 — кронштейны; 2 — полурама; 3 — резиновый буфер; 4 — передний мост; 5 — телескопический амортизатор; 7 — замок; 8 — ограничитель; 9 — серьга; 10 — накладка; 11 — резиновая подушка; 12 — стремянка рессоры; 13 — накладка; 14 — рессора.

ях трубы, кожуха и бугеля 5. Затяжка болтов бугелей обеспечивает жесткое соединение выдвижной трубы с кожухом. Установленный в нижней части поворотной цапфы резиновый буфер 11 снижает силу ударов, возникающих при полном сжатии пружины.

Передняя зависимая подвеска трактора Т-150К (рис. 258) объединяет продольную полуэллиптическую рессору 14 и телескопический амортизатор. Концы верхних (коренных) листов рессоры помещены в резиновые подушки 11, заключенные в чаши кронштейнов 1 и 6. При прогибах рессоры ее задние концы могут в небольших пределах свободно перемещаться. Прогиб рессоры ограничивается резиновым буфером 3.

Особенность подвески заключается в замке, позволяющем блокировать подвеску, когда необходимо исключить раскачивание трактора при работе с некоторыми машинами. Для блокировки подвески, то есть жесткой фиксации рамы с передним мостом, замок 7 соединяется с накладкой 13 с помощью серьги 9. Буфер 3, ограничивающий прогиб рессоры, закреплен на полураме 2.

Передняя подвеска автомобиля ГАЗ-53А выполнена подобно описанной, однако не имеет замка, а буфер закреплен на рессоре.

§ 5. Устройство подвесок гусеничного трактора

Трактор Т-130. Подвеска полужесткая трехточечная с осью качания (см. рис. 254, б) в центре ведущего колеса 7. Крайний брус 1 (рис. 259) сварной рамы при помощи концевой подшипника, присоединенного к брусу через отверстия 2 болтами, и подшипника раскоса 3 шарнирно соединяется с осями ведущих колес, неподвижно закрепленных в корпусе трансмиссии. Оси качания тележек установлены во втулках в корпусах концевых подшипников крайнего бруса и подшипников раскосов 3.

Пластинчатая рессора 8 опирается концами на подушки 5 рамы тележек; упор 4 не позволяет рессорам отходить от тележек. Рессора 8 составлена из пяти листов, стянутых стремянками 7 с опорой 6, в подшипниках которой расположена ось 9, закрепленная в коробке 10. Коробка прикреплена к поперечинам полурамы несущей системы трактора.

Трактор Т-70С. Подвеска полужесткая, четырехточечная с передним и задним подрессориванием четырьмя круглыми торсионными валами 8, 15, 3, 5 (рис. 260, а), поперечно расположенными по два впер-

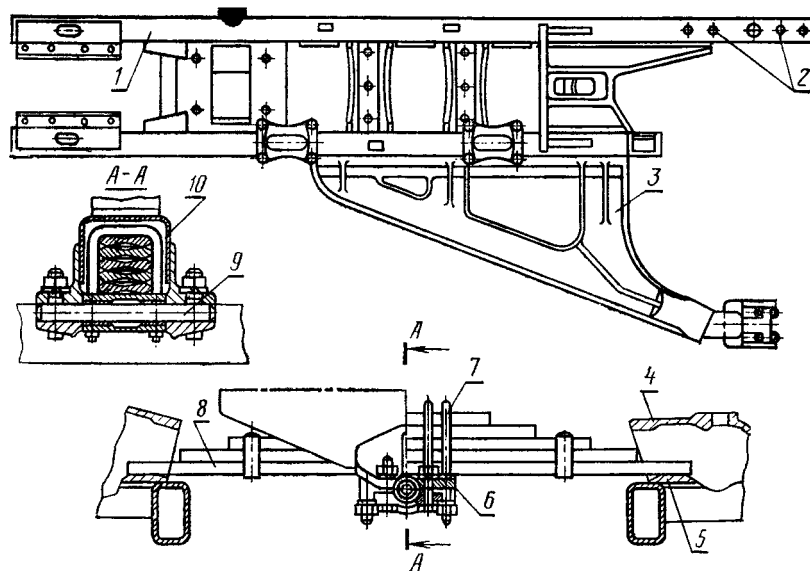


Рис. 259. Полуэсткая трехточечная подвеска гусеничного трактора:
 1 — крайний брус рамы тележки; 2 — отверстия; 3 — раскос; 4 — упор; 5 — подушка рамы тележки; 6 — опора; 7 — стремянка; 8 — рессора; 9 — ось; 10 — коробка.

ди и сзади в передней и задней трубах 13, 1, закрепленных неподвижно на несущей системе трактора. Впереди на рамах 9 гусеничных тележек закреплены кронштейны 10. Кронштейны и рычаги 12, 14 соединены шатунами 11, 16 на втулках, установленных на неподвижных пальцах. Рычаги 12, 14 помещены во втулках передней трубы 13. Рычаги 12, 14 левого и правого бортов трактора повернуты относительно друг друга на 180° и соединены шлицами с наружными концами левого и правого торсионных валов 8, 15. Внутренние концы торсионных валов соединены стяжкой и втулкой 7. Сзади на рамах гусеничных тележек 9 прикреплены кронштейны 4. На пальцах кронштейнов во втулках помещены рычаги 2, 6. В трубе 1 рычаги 2, 6 опираются на втулки. Концы торсионных валов 3, 5 снаружи соединены с рычагами 2, 6 через шлицевые втулки, а внутри так же, как в передней части подвески.

Тракторы Т-150, ДТ-75М, ДТ-75. Подвеска упругая, балансирующая, с каждой стороны по две каретки.

Балансирующая каретка (рис. 260, б) состоит из внешнего 11 и внутреннего 5 балансиров, соединенных шарнирно осью качания 3. Ось 3 закреплена в балансире 5 клином 4 и качается во втулках, запрессованных в балансир 11. Верхние части балансиров снабжены чашками и распираются помещенными в них пружинами 1 и 2.

Каретка устанавливается на сменных цапфах и от спадания удерживается упорной шайбой 7 и гайкой с распорным болтом 9, перемещение каретки ограничивается крышкой 10. Балансир 11 имеет сменные втулки, которыми каретка установлена на цапфе рамы. Втулки уплотнены со стороны рамы каркасным и войлочным сальниками, а с внешней стороны — прокладкой и крышкой 10.

В ступице каждого балансира на конических роликоподшипниках установлена ось с запрессованными на нее опорными катками 13. На балансирах передних кареток тракторов Т-150 в кронштейнах размещены гидроамортизаторы. Принцип действия амортизатора аналогичен описанному в § 3. При растяжении пружины балансира каретки жидкость, заполняющая полость Б амортизатора (рис. 261), перетекает в полость А через дроссельные отверстия б. В это время клапан 9 открыт и свободно пропускает жидкость через подводящий канал б из полости

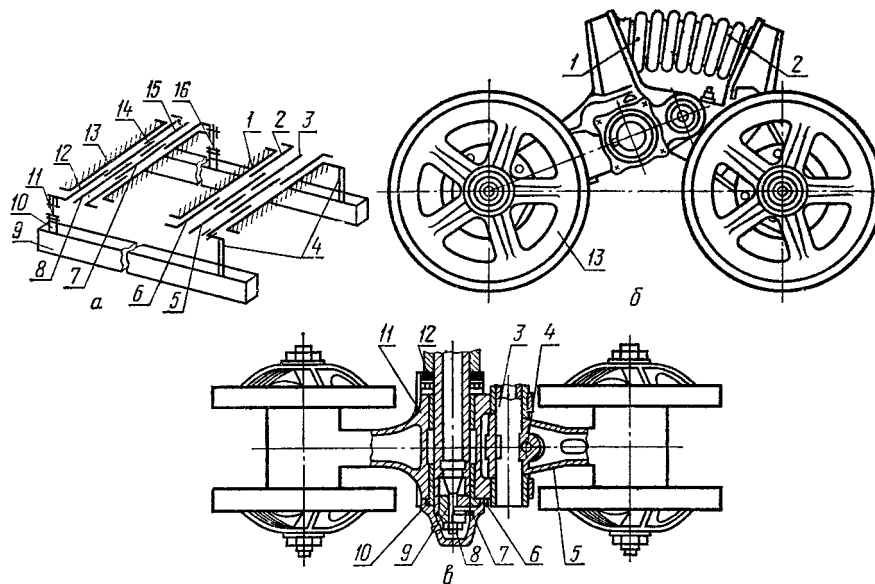


Рис. 260. Полуэллиптическая четырехточечная и балансирующая подвески гусеничных тракторов:

a — полуэллиптическая четырехточечная подвеска; 1, 13 — задняя и передняя трубы; 2, 6 — правый и левый задние рычаги; 3, 5 — правый и левый задние торсионные валы; 4 — задние кронштейны; 7 — соединительная втулка; 8, 15 — левый и правый передние торсионные валы; 9 — рама гусеничной тележки; 10 — кронштейны; 11, 16 — левый и правый шатуны; 12, 14 — левый и правый передние рычаги; *б*, *в* — упругая балансирующая подвеска; 1 — внешняя пружина; 2 — внутренняя пружина; 3 — ось качания; 4 — клин; 5, 11 — балансиры; 6 — уплотнение; 7 — упорная шайба; 8 — гайка; 9 — распорный болт; 10 — крышка; 12 — уплотнение; 13 — опорный каток.

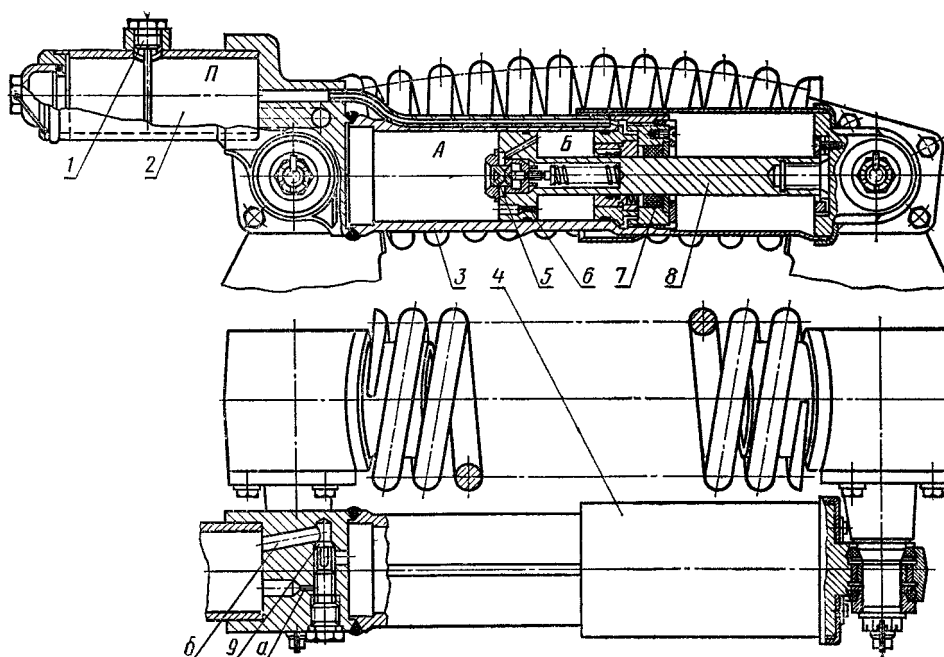


Рис. 261. Гидроамортизатор балансирующей каретки подвески:

1 — пробка со щупом; 2 — компенсационный бачок; 3 — цилиндр; 4 — кожух; 5 — перефусной клапан; 6 — дроссельное отверстие; 7 — уплотнение штока; 8 — шток; 9 — клапан; *a* — дроссельное отверстие; *б* — подводящий канал.

П компенсационного бачка *2* в полость *А* цилиндра *3* в объеме, равном объему части штока *8*, выходящей из цилиндра. Когда пружина балансира каретки сжимается, шток движется в обратную сторону, и жидкость, находящаяся в полости *А*, выталкивается через отверстие *б* в полость *Б*. При этом в некотором объеме она вытесняется и в полость *П* компенсационного бачка через дроссельное отверстие *а*.

Перепускной клапан *5*, установленный в штоке, предохраняет амортизатор от поломок. При увеличении давления свыше норм клапан срабатывает и открывает ряд отверстий для перепуска жидкости из полости *А* в полость *Б*. Уровень жидкости в амортизаторе проверяют щупом контрольной пробки *1*.

Глава 35

КОЛЕСНЫЕ И ГУСЕНИЧНЫЕ ДВИЖИТЕЛИ

§ 1. Колесный движитель

Автомобили (тракторы) различаются по числу колес, а тракторы, кроме того, по размерам передних и задних колес. Общее число колес тракторов — четыре, реже — три. Отдельные специализированные модели (например, болотоходные) выполняются шестиколесными. Автомобили имеют четыре или шесть колес.

В зависимости от выполняемых функций колеса подразделяются на ведущие, ведомые и управляемые.

Ведущие колеса передают усилия и моменты, действующие между мостами и опорной поверхностью, и подводимый от двигателя крутящий момент.

Ведомые колеса передают усилия и моменты, действующие между мостами и опорной поверхностью.

Управляемые колеса изменяют направление движения трактора (автомобиля) с помощью рулевого управления.

На конкретных моделях эти функции колеса могут соединяться. Например, на тракторе МТЗ-80 передние колеса ведомые и управляемые, а на тракторе МТЗ-82 — ведущие, ведомые (при отключенном переднем мосте) и управляемые.

Тракторы с одним ведущим мостом имеют задние колеса большего размера, чем передние. На них приходится основная (до 70%) нагрузка от силы тяжести трактора, что обеспечивает лучшее сцепление колес с опорной поверхностью. Передние колеса меньшего размера, несущие меньшие нагрузки, легче управляются, обеспечивают хорошую прямолинейность движения, что важно при посеве и междурядной обработке пропашных культур. Когда трактор работает с навешенными на него сзади машинами и возникает опасность отрыва передних колес от почвы, управляемые колеса догружают специальными балластными грузами, устанавливаемыми на переднем бруске рамы.

Для повышения тягового усилия трактора на тяжелых работах сцепная масса увеличивается балластными грузами, прикрепляемыми к дискам ведущих колес, а также заполнением камер ведущих колес балластной жидкостью.

Тракторы с приводом к переднему мосту, то есть с передними ведущими колесами, называются тракторами *повышенной проходимости* и имеют повышенные тяговые качества.

Тракторы с четырьмя ведущими колесами выполняются с передними и задними колесами разного и одинакового размера. Первые являются разновидностью рассмотренных тракторов с одним ведущим мостом и им свойственны указанные отличительные особенности, за исключением *неполноты использования массы трактора*.

Тракторы с колесами одинакового размера имеют две схемы: без управляемых колес (изменение направления движения достигается поворотом полурам несущей системы) и со всеми управляемыми колесами. Тракторы без управляемых колес не могут обеспечить строгой прямолинейности движения в междурядьях пропашных культур. Тракторы со всеми ведущими и управляемыми колесами одного размера находятся в стадии разработки.

Рассмотренную совокупность признаков колес тракторов можно выразить колесной формулой, где первая цифра означает общее число колес, вторая — число ведущих колес, а знаки «равно» или «не равно» указывают на равенство или различие в размере передних и задних колес. Тогда все колесные тракторы будут иметь следующие обозначения: пропашные Т-28Х4М — $3 \neq 2$; универсально-пропашные с одним ведущим мостом Т-25А, Т-40М, МТЗ-80, ЮМЗ-6М/6Л — $4 \neq 2$; универсально-пропашные с двумя ведущими мостами Т-40АМ, МТЗ-82 — $4 \neq 4$; тракторы общего назначения К-701, Т-150К — $4 = 4$.

В автомобилестроении принята колесная формула, где цифры имеют то же значение, что и у тракторов, а знак умножения только разделяет эти цифры, так как колеса автомобиля всегда одинаковы. Следовательно, автомобили будут иметь следующие обозначения: основная модель легковых и грузовые автомобили ГАЗ-53А, ЗИЛ-130 — 4×2 ($4 = 2$); грузовые автомобили повышенной проходимости ГАЗ-66, УАЗ-452 (см. прил. 5) — 4×4 ($4 = 4$); ЗИЛ-133 и КамАЗ — 6×4 ; грузовой автомобиль высокой проходимости ЗИЛ-131 — 6×6 ($6 = 6$) и т. д.

§ 2. Колеса

Колесо состоит из металлической части (обода, диска) и эластичной части — шины.

Различают дисковые и бездисковые колеса. Первые получили наибольшее распространение.

Дисковое колесо состоит из обода, диска и шины. Обод соединяется с диском при помощи сварки, заклепками или болтами. Ободья могут быть плоскими и глубокими.

Глубокие ободья (рис. 262, а) имеют уступы для бортов покрышки и применяются на легковых автомобилях (неразборные) и тракторах (разборные и неразборные).

Плоские ободья делают разборными для облегчения монтажа шины. Разборные ободья бывают двух типов: с разрезным бортовым кольцом (рис. 262, б) и неразрезным бортовым кольцом (рис. 262, в). Бездисковые колеса легче дисковых и менее трудоемки при обслуживании, так как содержат меньше крепежных деталей. Они применяются на тяжелых грузовых автомобилях и тракторах К-701 и Т-150К.

Шина предназначена для уменьшения динамической нагрузки на колесо с целью повышения сцепления колеса с опорной поверхностью. Шина надевается на обод и удерживается на нем бортами, расклиниваемыми по конусным посадочным поверхностям давлением воздуха.

Различают *камерные* шины, у которых воздушная полость образуется герметизирующей камерой, и *бескамерные* шины, где воздушная полость образуется шиной и ободом колеса. Бескамерные шины увеличивают безопасность движения, так как при проколах воздух из них выходит медленнее, чем в обычных шинах.

Камерная шина объединяет покрышку, камеру и ободную ленту (плоские ободья).

Покрышка состоит из каркаса 1, протектора 3 (рис. 262, г) подушечного слоя (брекера) 2, боковин 4 и бортов 9.

Каркас является основой покрышки и сделан из нескольких (от 2 до 12) слоев корда. Корд — прорезиненная ткань (хлопчатобумажное,

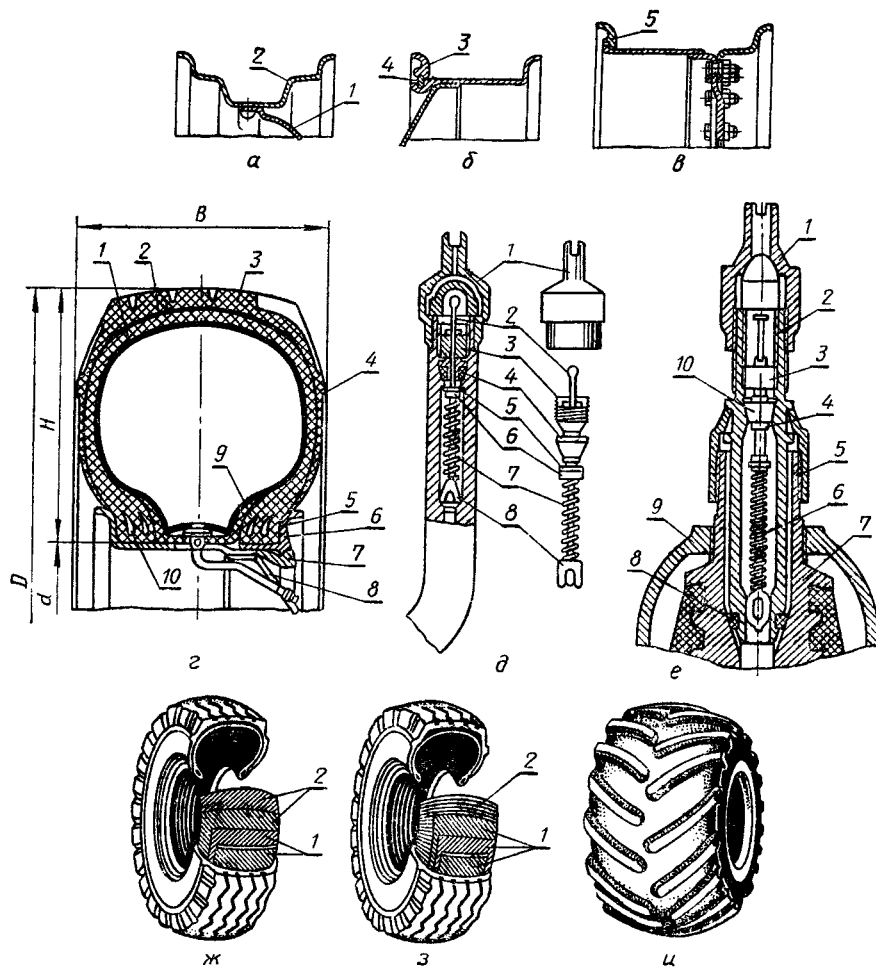


Рис. 262. Автотракторные колеса:

а — глубокий симметричный обод; б — разборный плоский обод с разрезным бортовым кольцом; в — разборный плоский обод с неразрезным бортовым кольцом; 1 — диск; 2 — обод; 3 — бортовое кольцо; 4 — разрезное замочное кольцо; 5 — закрайча; 2 — колесо; 1 — каркас; 2 — подушечный слой (брекер); 3 — протектор; 4 — боковина; 5 — бортовая лента; 6 — бортовое разрезное кольцо; 7 — плоский обод; 8 — диск; 9 — борт; 10 — бортовая проволока; д — воздушный вентиль; 1 — колпачок; 2 — стержень; 3 — прижимная гайка; 4 — уплотнительная втулка; 5 — резиновая прокладка; 6 — золотник; 7 — пружина; 8 — направляющая чашечка; е — водовоздушный вентиль; 1 — колпачок; 2 — обойма; 3 — золотник; 4 — клапан; 5 — колпачковая гайка; 6 — пружина; 7 — корпус; 8 — уплотнительное кольцо; 9 — кожух; 10 — резиновая втулка; ж — обычная шина; з — шина типа Р (РС); 1 — брекер; 2 — каркас; и — арочная шина.

капроновое или вискозное волокно) — придает покрышке требуемую прочность и гибкость. Корд с искусственным волокном обладает лучшей прочностью.

Протектор способствует надежному сцеплению шины с дорогой или почвой и защищает шину от повреждений. Он выполняется из толстого слоя прочной резины, имеющей на наружной поверхности грунтозащелки, расположенные определенным образом — соответственно назначению и условиям работы шины.

Внутри покрышки проходят кольца из стальной проволоки, придающие ее бортам прочность и упругость при посадке на обод.

Подушечный слой (брекер), помещаемый между каркасом и протектором, имеет 2—4 слоя корда, покрытого резиной. Он служит для повышения сопротивления каркаса механическим повреждениям и увеличивает связь между протектором и каркасом.

Боковины представляют собой поверхностный слой резины, защищающий боковые стенки покрышки от повреждений и проникновения влаги. Бортовая лента, выполненная из прорезиненной ткани, предохраняет борта покрышки от истирания ободом.

Камера представляет собой герметический баллон тороидальной формы с вентилем, через который накачивают или выпускают воздух, а на тракторных шинах — и балластную жидкость.

Ободная лента — это резиновая прокладка, устанавливаемая между ободом и камерой для защиты камеры от повреждений и трения о борт покрышки и обода (плоские ободья).

Вентили шин подразделяются на воздушные и водовоздушные (тракторные). Основная деталь воздушного вентиля (рис. 262, *д*) — золотник 6, пропускающий воздух в камеру при ее накачивании и запирающий затем выход воздуха из камеры. Водовоздушный вентиль тракторной шины приспособлен для заправки камеры не только воздухом, но и балластной жидкостью (водой или водным раствором хлористого кальция в холодное время года). Золотник 3 водовоздушного вентиля (рис. 262, *е*) ввернут в обойму 2, которая устанавливается в корпусе 7 на прокладке и закрепляется колпачковой гайкой 5. При заправке камеры жидкостью обойму и золотник снимают и к корпусу прикрепляют специальное приспособление.

Шины ведущих колес должны иметь хорошее сцепление с почвой. Для этого протектор шин снабжен развитыми грунтозацепами. В зависимости от почвенных условий могут применяться шины с грунтозацепами разного рисунка. Помимо конфигурации грунтозацепов и их глубины, важное значение имеет и расстояние между ними: слишком малое расстояние ухудшает самоочищаемость шины, способствует залипанию и повышает буксование, а слишком большое уменьшает площадь контакта шины с почвой и способствует увеличению буксования.

Обычная шина и шина типа Р (РС) показаны на рисунке 262, *ж, з*. В шинах типов Р и РС нити корда в каркасе расположены радиально, от борта к борту (у стандартных шин нити смежных слоев корда перекрещиваются между собой под углом 95—115°, образуя сетку). Шины Р имеют жесткий в окружном направлении бреккер из вязкого или стального обрешиненного корда. Шины РС снабжены съемными протекторными кольцами, позволяющими использовать шину в разных условиях и проводить замену изношенного протектора. Шины Р и РС обладают высокой надежностью и большим сроком службы. Их недостатки — повышенные шум и вибрация при использовании на легковых автомобилях, большая жесткость езды, пониженная боковая устойчивость.

Арсенные шины (рис. 262, *и*) увеличивают проходимость автомобиля в трудных дорожных условиях. Это шины низкого давления (0,05—0,08 МПа), бескамерные, широкого профиля, с развитыми грунтозацепами, относительно малого диаметра.

По условиям прочности внутреннее давление в шине нормируется в зависимости от нагрузки на колесо. Установлено, что перегрузка шины на 10% ведет к сокращению срока службы шины на 20%.

В руководствах по эксплуатации трактора указывают, в каких пределах рекомендуется поддерживать давление воздуха в шинах при работе с данной машиной. В общем случае давление воздуха в шине должно обеспечивать хорошее сцепление колес с почвой при наименьших сопротивлении качению. На рыхлом и влажном грунте (вспаханное поле и т. д.) рекомендуется более низкое давление, а на плотном грунте, асфальте и т. д. — более высокое. При работе на мягком грунте шина с низким давлением, деформируясь, образует большую площадь контакта, и сцепление повышается.

Размеры шин указываются в дюймах, надписи делают на боковых поверхностях покрышки. Шины низкого давления обозначаются так: первое число — ширина B профиля, а второе после тире — диаметр d обода колеса. Например, маркировка шины 12—38" обозначает, что шина низкого давления, ширина профиля 12 дюймов, а диаметр обода 38 дюймов (1 дюйм = 25,4 мм). Шины высокого давления маркируют также двумя числами, из которых первое — внешний диаметр покрышки D , а второе — ширина B профиля (оба размера в дюймах). Для шин низкого давления тракторов установлено смешанное обозначение этих размеров — в миллиметрах и дюймах (в скобках). У шин высокого давления между числами ставят не тире, а знак умножения. Например, надпись 34×7,0" означает, что шина высокого давления, внешний диаметр покрышки 34 дюйма, ширина профиля 7 дюймов. Принимается, что между размерами D , B и d такая зависимость: $D = d + 2B$ при допущении, что высота профиля шины равна ее ширине, то есть $H = B$.

§ 3. Гусеничный движитель

Масса гусеничного трактора через движитель распределяется по значительно большей опорной поверхности, нежели у колесного трактора. Этим обеспечиваются лучшее сцепление с почвой, меньшее буксование, стабильные тяговые качества, возможность развивать более высокие тяговые показатели в сравнении с колесными машинами. Благодаря малым удельным давлениям на грунт гусеничные тракторы обладают повышенной проходимостью по слабым и влажным грунтам.

К недостаткам гусеничного движителя в сравнении с колесным относятся: высокая стоимость, повышенная металлоемкость, сложность конструкции и большие затраты времени на техническое обслуживание.

К конструкции ходовой части гусеничного трактора предъявляются следующие основные требования: эластичность подвески, обеспечивающая плавное движение трактора; надежное сцепление движителя с почвой при наименьших сопротивлениях качению и повороту; хорошая самоочищаемость гусениц от грязи (отсутствие залипания); высокая долговечность гусениц, опорных катков, ведущих колес и других элементов; удобство эксплуатации, регулировок и замены звеньев, возможно меньший шум при движении.

Требования к плавности хода и меньшему шуму приобретают особое значение для тракторов, работающих на повышенных рабочих скоростях.

Гусеничный движитель воспринимает на себя массу трактора и приводит трактор в движение. Движитель состоит из гусеницы 8 (см. рис. 254, б), ведущего колеса 7, опорных катков 1, направляющего колеса 3 с натяжным устройством и поддерживающих роликов 9. Гусеница — это замкнутая цепь из отдельных звеньев, соединенных шарнирами или гибкой связью. Она охватывает ведущее 7 и направляющее 3 колеса, опорные катки 1 и поддерживающие ролики 9, образуя *гусеничный обвод*.

Под действием момента, приложенного к ведущему колесу 7, гусеница 8, перематываясь, расстилается под опорными катками 1. Возникшее от взаимодействия гусениц с почвой толкающее усилие действует на несущую систему трактора и приводит его в движение, заставляя катки перекачиваться по гусеницам. Поддерживающие ролики 9 уменьшают провисание гусеницы 8 и предохраняют ее от бокового раскачивания во время перемещения. Натяжное устройство 4 позволяет восстанавливать натяжение гусеницы, которая постепенно вытягивается вследствие износа отдельных звеньев. При наезде на препятствия происходит изменение гусеничного обвода, компенсирующееся упругим

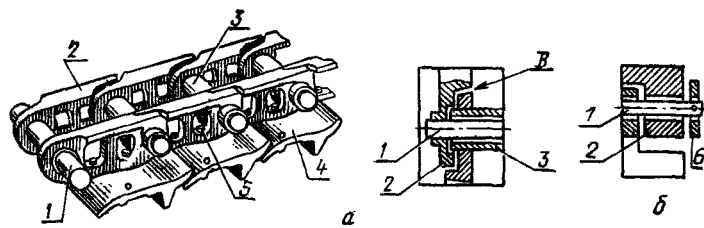


Рис. 263. Гусеницы с защищенным и открытым шарниром:

a — защищенным; *б* — открытым; 1 — палец; 2 — звено; 3 — втулка; 4 — башмак; 5 — болт; 6 — шайба; В — лабиринт.

ходом направляющего колеса в пределах деформации пружины. Тем самым смягчаются лобовые толчки на ходовую систему и предупреждается возникновение чрезмерных усилий, вызывающих поломки деталей трактора.

Гусеницы по конструкции шарниров подразделяют на *открытые* и *закрытые*, или *защищенные* (рис. 263). У гусениц с открытым шарниром отверстия в звеньях 2 под пальцы 1 сделаны без дополнительной механической обработки (Т-150, ДТ-75М, ДТ-75, Т-4А). Преимущество этой гусеницы — простота изготовления. Гусеницы с защищенными шарнирами имеют обработанные отверстия в звеньях, в которые устанавливаются также обработанные втулки 3 и пальцы 1 (Т-100М, Т-130). Сборка и разборка такой гусеницы требуют специального оборудования и отличаются трудоемкостью, тогда как для гусеницы с открытым шарниром на это уходит сравнительно небольшое время.

По способу изготовления звенья 2 гусеницы могут быть литыми и штампованными. Звенья с открытыми шарнирами выполняются литыми, а звенья с закрытыми шарнирами — как литыми, так и штампованными.

Ведущее колесо (звездочка) изготавливается в виде ступицы с привернутым к ней (или отлитым как одно целое) зубчатым венцом. Число зубьев ведущего колеса иногда бывает нечетным, а шаг — меньшим вдвое, чем шаг гусеницы. Такие соотношения позволяют работать каждому зубу один раз за два оборота, причем всякий раз с новым звеном гусеницы (например, Т-130, Т-4А).

Зацепление ведущего колеса с гусеницей цевочное, то есть зуб ведущего колеса входит в зацепление с цевкой, образованной втулкой или проушиной звена.

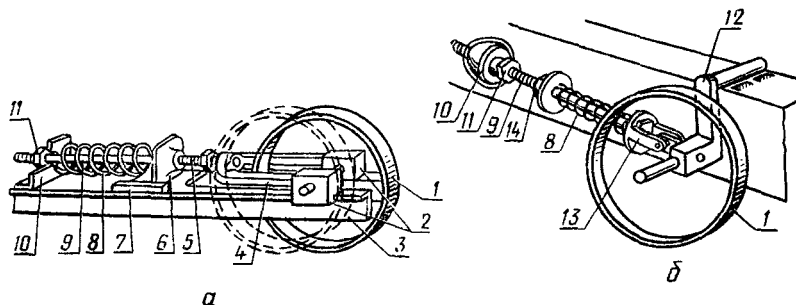


Рис. 264. Схемы натяжных устройств:

a — с ползунами; *б* — с кривошипом; 1 — направляющее колесо; 2 — ползуны; 3 — рама гусеничной тележки; 4, 13 — вилки; 5 — регулировочный винт; 6 — подвижной кронштейн; 7 — каретка кронштейна; 8 — натяжная пружина; 9 — болт; 10 — неподвижный кронштейн; 11 — регулировочная гайка; 12 — кривошип; 14 — гайка упорной шайбы пружины.

Направляющие колеса могут иметь кривошипные или ползунковые натяжные устройства (рис. 264). Направляющие колеса с ползунковым натяжным устройством (Т-130, Т-4А, Т-70С) устанавливаются на рамах 3 гусеничных тележек и перемещаются по рамам на ползунах 2. Направляющие колеса с кривошипным натяжным устройством монтируются на раме трактора; их положение относительно несущей системы можно изменять кривошипом 12 (ДТ-75М, ДТ-75, Т-150).

По способу регулирования натяжные устройства делятся на механические и гидравлические. В первом случае натяжение регулируют, вращая гайку 11 натяжного устройства, во втором — нагнетая шприцем в рабочую полость натяжного устройства масло при натяжении гусеницы и сливая масло из полости через специальное отверстие при ослаблении натяжения (Т-130, Т-150).

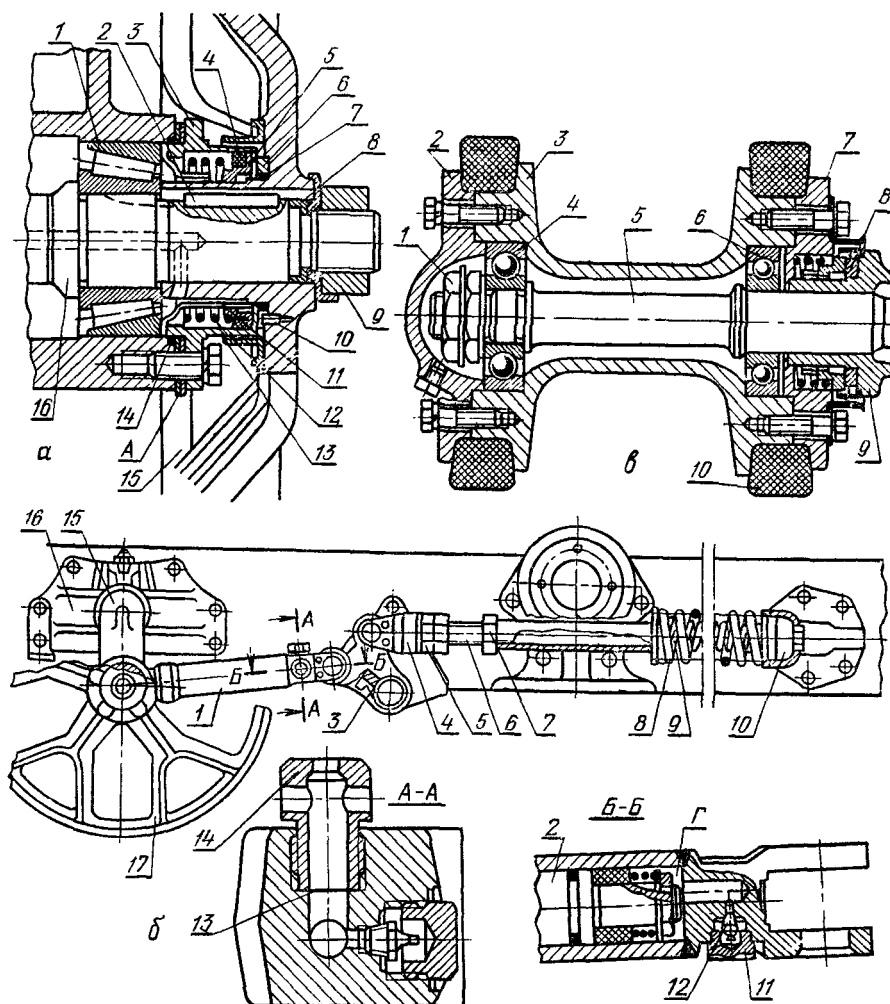


Рис. 265. Ходовая часть трактора Т-150:

а — опорный каток: 1 — роликподшипник; 2 — шпонка; 3 — корпус уплотнения; 4, 5, 6, 7, 8, 14 — уплотнительные кольца; 9 — гайка; 10 — штифт; 11 — стопорный стакан; 12 — пружина; 13 — лабиринт; 15 — опорный каток; 16 — ось катка; б — направляющее колесо с натяжным и амортизирующим устройством: 1 — цилиндр гидравлического натяжения гусеницы; 2 — шток; 3 — промежуточное звено; 4 — вилка; 5, 7 — гайки; 6 — натяжной болт; 8 — большая пружина; 9 — малая пружина; 10 — шаровая опора; 11 — пробка; 12 — масленка; 13 — пластинчатый клапан; 14 — корпус клапана; 15 — коленчатая ось; 16 — кронштейн; 17 — направляющее колесо; в — поддерживающий ролик: 1 — гайка; 2 — крышка; 3 — поддерживающий ролик; 4, 6 — шарикоподшипники; 5 — ось; 7 — корпус уплотнения; 8 — уплотнение; 9 — кронштейн поддерживающего ролика; 10 — резиновый бандаж.

§ 4. Устройство гусеничного движителя с упругой балансирной подвеской

Движители тракторов с упругой балансирной подвеской выполняются по схеме, приведенной на рисунке 254, г.

Устройство движителя (на примере трактора Т-150) таково.

Опорный каток 15 (рис. 265, а) напрессован на ось 16, которая вращается на двух конических роликоподшипниках 1 в ступице каждого балансира. Проворачиванию и спаданию катков с осей препятствуют шпонка и гайка 9. Подшипники 1 смазываются жидкой смазкой. Торцовое уплотнение, предупреждающее вытекание смазки, устроено так. В корпусе 3 уплотнения находятся подвижное кольцо 5 и резиновое кольцо 4, которые могут свободно перемещаться вдоль корпуса и удерживаются от проворачивания стопорным стаканом 11. Пружина 12 прижимает кольцо 5 к неподвижному кольцу 6, которое установлено на ступице катка; оно уплотнено резиновым кольцом 7 и зафиксировано от проворачивания штифтом 10. Лабиринт 13 препятствует попаданию грязи к подшипникам.

Направляющее колесо 17 (рис. 265, б) вращается в двух конических подшипниках, которые посажены на шейки коленчатой оси 15, установленной во втулках кронштейна 16 рамы трактора. С цапфой оси шарнирно связан шток 2 цилиндра 1 гидравлического натяжения гусеницы. Корпус цилиндра соединен с пружинным амортизатором промежуточным звеном 3.

Амортизатор направляющего колеса состоит из двух цилиндрических пружин 8 и 9, сжатых гайкой 7 на натяжном болте 6, один конец которого, удерживаемый регулировочной гайкой 5 в вилке 4, шарнирно соединен с промежуточным звеном 3, а второй через шаровую опору 10 упирается в кронштейн на раме. Подшипники направляющих колес смазываются жидкой смазкой и имеют такое же уплотнение, как и опорные катки.

Поддерживающий ролик 3 (рис. 265, в) — их два на каждую сторону трактора — вращается в двух шариковых подшипниках 4 и 6 на оси 5, запрессованной в кронштейн 9. Резиновые бандажи 10 ролика смягчают удары и снижают шум при движении гусеницы по роликам. Кронштейн 9 оси прикрепляется болтами к кронштейнам рамы. Смазка подшипников жидкая, уплотнение одинаковое с опорными катками и направляющими колесами.

Гусеничная цепь составлена из 47 звеньев 1 (рис. 266), шарнирно соединенных пальцами 2. Звено имеет семь проушин и отверстия для пальцев 2. Средняя проушина является цевкой и служит для зацепления с зубьями ведущего колеса. На внутренней поверхности звеньев сделаны беговые дорожки, по которым катятся опорные катки; к наружной поверхности звена прилиты шпоры, улучшающие сцепление с почвой. Для надежного движения трактора с боковым уклоном при гололеде и по мерзлому грунту на всех проушинах звеньев, за исключением крайних, шпоры повер-

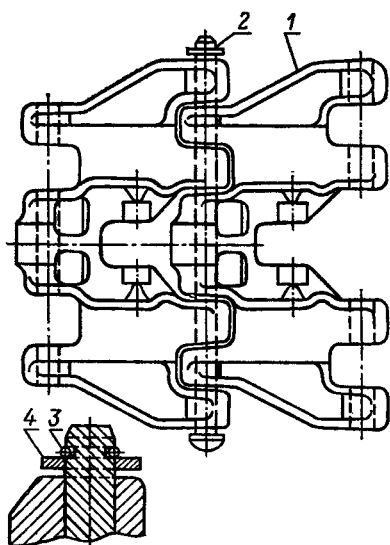


Рис. 266. Гусеничная цепь:

1 — звено; 2 — палец; 3 — кольцо; 4 — шайба.

нуты на 20° относительно оси проушин. С одной стороны пальцев 2 выштампованы головки, препятствующие выходу пальцев и повреждению обшивки трактора. С противоположной стороны пальцы удерживаются шайбами 4 и кольцами 3.

Для натяжения гусеничной цепи отворачивают пробку 11 (см. рис. 265, б) и через масленку 12 в головке цилиндра штоковым шприцем подают масло в рабочую полость Г. В цилиндре создается давление, действующее через шток 2 на коленчатую ось 15, которая, проворачиваясь, перемещает направляющее колесо и натягивает гусеницу.

Тракторы ДТ-75М, ДТ-75, Т-74 оборудованы, как и трактор Т-150, эластичной подвеской, кривошипным натяжным устройством и литой гусеничной цепью с открытыми шарнирами. Число кареток подвески и поддерживающих роликов у них одно и то же. Одинаковы и уплотнения опорных катков, поддерживающих роликов и направляющих колес. В отличие от трактора Т-150 эти машины не имеют гидравлического амортизатора на балансирах передних кареток подвески, а их натяжное устройство механического типа.

Направляющие колеса с двойными ободьями, поддерживающие ролики без резиновых бандажей. Звенья гусениц — пятипроушинные.

§ 5. Устройство гусеничного движителя с полужесткой подвеской

Движители тракторов с полужесткой подвеской выполнены по схеме рисунка 254, б, в.

Трактор Т-130. Тележки гусениц сварные, жесткие, каждая тележка имеет пять опорных катков и два поддерживающих ролика; направляющие колеса с натяжными и амортизирующими устройствами ползункового типа, механизм натяжения гусеничной цепи гидравлический.

Опорные катки вращаются на неподвижных осях в цилиндрических роликовых подшипниках; снабжены торцовыми уплотнениями. По количеству буртов катки разделяются на одно- и двубортные: нечетные — однобортные, четные — двубортные.

Поддерживающие ролики своими кронштейнами закреплены на рамах тележек. Каждый поддерживающий ролик состоит из двух роликов, закрепленных на оси, вращающейся в двух подшипниках (шариковом и цилиндрическом роликовом), установленных внешними обоймами в расточке кронштейна.

Направляющее колесо с натяжным устройством ползункового типа. Колесо (стальная отливка) установлено в передней части гусеничной тележки, профиль обода которого фиксирует положение гусеницы; вращается на двух цилиндрических роликовых подшипниках. Механизм натяжения состоит из пружины и гидравлического регулировочного устройства. Пружина помещена между двумя упорами, из которых задний упирается в торец кронштейна рамы тележки. Передний упор, скрепленный с фланцем ползуна, вставленного в отверстие переднего кронштейна тележки, может перемещаться в продольном направлении. Внутри ползуна 1 (рис. 267) помещено гидравлическое регулировочное устройство, упор 2 которого прижат к торцу ползуна. В сферическое углубление упора входит хвостовик штока 3, который вместе с поршнем 4 расположен в цилиндре 5. Поршень центрируется в цилиндре разрезными кольцами 13. К фланцу цилиндра болтами прикреплена крышка 10 с цилиндрическим хвостовиком. Между торцом поршня 4 и внутренними поверхностями цилиндра 5 и крышки 10 образуется полость А, куда рычажно-плунжерным шприцем нагнетается смазка. Давление масла в полости А заставляет цилиндр перемещаться вперед, а вместе с ним двигаются ползун 1,

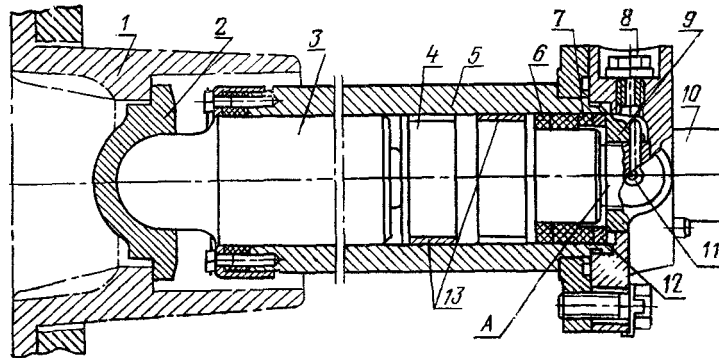


Рис. 267. Гидравлический механизм натяжения гусеницы трактора Т-130:

1 — ползун; 2 — упор; 3 — шток; 4 — поршень; 5 — цилиндр; 6 — нажимное кольцо; 7 — опорное кольцо; 8 — пробка; 9 — гайка; 10 — крышка; 11 — масленка; 12 — шайба; 13 — кольца.

вилка и натяжное колесо, — гусеница натягивается. При дальнейшем нагнетании смазки сжимается пружина натяжного устройства, и натяжение гусеницы увеличивается.

Гусеничная цепь с закрытым шарниром состоит из 38 пар звеньев 2 (см. рис. 263), втулок 3, пальцев 1, башмаков 4 и болтов 5. Отверстия звеньев 2 и запрессованные в них втулки 3 и пальцы 1 механически обработаны. Плотная посадка пальцев 1 и втулок 3 в звеньях и лабиринт В защищают шарнир от попадания абразивных частиц.

Трактор Т-4А. Рама гусеничной тележки сварная, жесткая, на ней устанавливаются шесть опорных катков, направляющее колесо с натяжным и амортизирующим устройством и два поддерживающих ролика.

Опорные катки штампованные, сварены из двух половин и размещены на оси в цилиндрических роликоподшипниках. Оси катков неподвижно закреплены в рамах гусеничных тележек.

Поддерживающие ролики стальные, установлены на осях в конических роликовых подшипниках, уплотнение такое же, как у опорных катков.

Направляющее колесо с натяжным устройством ползункового типа, подобное тракторам Т-100М, натяжение гусениц механическое (винтовое).

Гусеница состоит из 42 литых звеньев, соединенных пальцами, по типу тракторов ДТ-75, ДТ-75М. Звено представляет собой закаленную до высокой твердости отливку из легированной стали и имеет пять проушин, в отверстия которых вставляются пальцы.

Трактор Т-70С. Тележки гусениц представляют собой трубу прямоугольного профиля, внутренняя полость которой используется в качестве резервуара для смазки подшипников опорных катков. Централизованная смазка сокращает число точек смазки ходовой части и уменьшает трудоемкость технического обслуживания.

Опорные катки установлены на конических роликоподшипниках, посаженных на ось катка. Оси трубчатые, приварены к раме тележки и расположены по отношению к ней консольно. Трубчатое сечение оси обеспечивает поступление масла из полости рамы тележки к подшипникам и облегчает конструкцию.

Основные детали поддерживающего ролика (подшипники, ролик, уплотнения и др.) такие же, как и у опорного катка. Кронштейн под-

держивающего ролика (с запрессованной в него осью) прикреплен к корпусу конечной передачи.

Направляющее колесо ползункового типа (см. рис. 264, а) вращается на двух конических роликоподшипниках; натяжное устройство имеет одинарную цилиндрическую пружину. Уплотнения опорных катков, поддерживающих роликов и направляющих колес торцовые, резинометаллические, как у описанных выше тракторов.

Трактор может быть оборудован гусеницами шириной 200 и 300 мм. Первые служат для работы в междурядьях сахарной свеклы (45 см), вторые — для всех других работ. Звенья гусеницы с открытыми шарнирами отлиты из марганцовистой стали, соединяются пальцами.

В отверстия проушин узкой гусеницы для повышения срока службы запрессованы разрезные закаленные втулки. После некоторого износа втулки поворачивают неизношенной стороной, используя их до тех пор, пока не потребуются полной замены.

§ 6. Техническое обслуживание ходовой части тракторов и автомобилей

Механизмы ходовой части гусеничных тракторов необходимо регулярно смазывать и периодически регулировать. Смазке подвергаются подшипники направляющих колес, поддерживающих роликов и опорных катков.

В опорных катках и направляющих колесах допускают регулировку роликовых подшипников. Регулировка необходима, если осевое перемещение катка у тракторов Т-150, ДТ-75, ДТ-75М, Т-70С превышает 0,8 мм, а у тракторов Т-130, Т-100М и Т-4А — 1,5 мм. Осевое перемещение опорных катков определяется с помощью индикатора — каток должен быть в приподнятом положении.

У тракторов Т-150, ДТ-75М, ДТ-75 регулировка проводится прокладками А (см. рис. 265, а). Нормальный зазор после регулировки должен быть 0,2—0,5 мм. Осевой зазор в подшипниках направляющих колес этих тракторов определяется также индикатором и после регулировки должен быть в таких же пределах.

С течением времени натяжение гусеницы ослабевает. Работа с недостаточно натянутой гусеницей, так же как с чрезмерно натянутой, ведет к повышенному износам, излишней потере мощности на трение в шарнирах и плохой управляемости трактора. Слабое натяжение гусеницы вызывает проскальзывание ее в зацеплении с ведущим колесом и спадание. Важно, чтобы натяжение обеих гусениц было одинаково. Неравномерное натяжение сопровождается уводом трактора в сторону более натянутой гусеницы.

У тракторов Т-4А, Т-150, ДТ-75М, ДТ-75, Т-70С устанавливают линейку или ровную рейку на выступающие концы пальцев звеньев гусеничной цепи, расположенные над поддерживающими роликами. Замеряют расстояние от нижней плоскости линейки до пальцев наиболее провисшего звена. У правильно натянутой гусеничной цепи это расстояние должно находиться в пределах 30—50 мм у тракторов Т-4А, ДТ-75М, ДТ-75, Т-70С; 40—60 мм у трактора Т-150. При этом пружины амортизирующего устройства должны быть сжаты у тракторов ДТ-75, ДТ-75М до 640 мм, у трактора Т-150 — до 525 мм.

Если провисание гусеничной цепи окажется больше или меньше нормального, ее натяжение необходимо отрегулировать. Прежде чем приступить к регулировке, проверяют состояние натяжных устройств. При предельно допустимом переднем положении натяжного устройства следует удалить из каждой гусеничной цепи по одному звену, а затем проводить регулировку.

Техническое обслуживание ходовой части колесных тракторов и автомобилей заключается в периодической проверке состояния рессор, подрессорников, колес и шин, крепежных соединений; смазке и регулировке подшипников передних колес.

При проверке рессор надо убедиться в целостности листов, надежности крепления рессор к раме и балке переднего и заднего мостов, амортизаторов к раме и к накладкам рессор, а также стремянок рессор. Контролируют отсутствие подтекания жидкости из амортизаторов, через сальники уплотнения штока или уплотнения корпуса резервуара.

Листы рессор не реже раза в год смазывают графитной смазкой. Рессорные пальцы (ЗИЛ-130) смазывают солидолом через пресс-масленки. Также смазываются шкворни поворотных цапф переднего моста. Давление в шинах систематически проверяют.

Раздел одиннадцатый

РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ И ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ



Глава 36 РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ

§ 1. Общие сведения

Рулевое управление предназначено для поддержания движения трактора (автомобиля) по заданному водителем направлению.

Рулевое управление должно быть легким и удобным, для чего усилие на рулевом колесе и угол его поворота должны быть ограниченными. Кроме того, необходимо, чтобы рулевое управление обеспечивало правильную кинематику поворота и безопасность движения, а поворот колес происходил так, чтобы их качение не вызывало проскальзывания.

На тракторах и автомобилях управление осуществляется путем поворота: передних колес относительно переднего моста (рис. 268, а, б) — на универсально-пропашных тракторах $4 \neq 4$, $4 \neq 2$, $3 \neq 2$, всех легковых и грузовых автомобилях; полурам, образующих несущую систему трактора, совместно с колесами относительно соединяющего их вертикального шарнира (рис. 268, в) — на тракторах $4 = 4$ общего назначения (К-701, Т-150К); передних и задних колес относительно их мостов (все колеса управляемые) — на тракторах $4 = 4$, автомобилях высокой проходимости.

В зависимости от расположения рулевого колеса различают правое и левое рулевое управление. При правостороннем движении транспорта по дорогам и улицам левое рулевое управление способствует лучшей обзорности пути.

Рулевое управление состоит из рулевого механизма 3 (рис. 269, а) и рулевого привода. Посредством рулевого механизма усилие, приложенное водителем к рулевому колесу 1, передается рулевому приводу. Рулевой привод осуществляет передачу усилий от рулевого механизма к управляемым колесам или полурамам трактора. Рулевые приводы могут быть *механическими, гидравлическими и электрическими*. У автомобилей и тракторов с передними управляемыми колесами механический привод передает усилие сошкой 2 к поворотным рычагам 5, 7 рулевой трапеции. Рулевая трапеция, состоящая из поперечной рулевой тяги 6 с поворотными рычагами 5 и 7, является частью рулевого привода и предназначена для достижения необходимого соотношения между углами поворота управляемых колес.

В качестве рулевых механизмов используются передачи червяк — ролик (ГАЗ-53А, УАЗ, ГАЗ-66, «Волга», «Москвич», «Жигули», «Запорожец»), червяк — сектор (КрАЗ-257, Урал-375Д, МАЗ-200, К-700, К-701, Т-150К, МТЗ-80, МТЗ-82, Т-40М, Т-40АМ и др.), винт с гайкой (ЗИЛ-130, Т-25А), винт с гайкой и рейка с зубчатым сектором (ЗИЛ-131, КрАЗ-255Б, БелАЗ-540), конические шестерни (Т-16М).

По взаимному расположению рулевого колеса и рулевого механизма различают рулевые управления с *совмещенным* (рис. 269, а) или *разделенным* (рис. 269, б) рулевым колесом и рулевым механизмом. При совмещенном рулевом управлении ведущий элемент рулевого механизма 3 устанавливается на нижнем конце вала рулевого колеса 1, а при

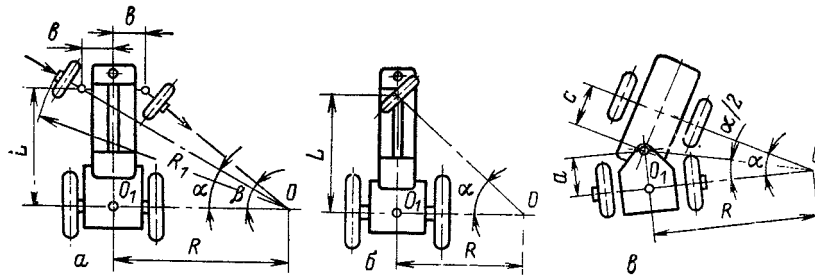


Рис. 268. Кинематика поворота колесных тракторов и автомобилей:
a — передних колес относительно переднего моста; *б* — единого переднего колеса;
в — одной части рамы относительно другой части, соединенных шарниром.

раздельном соединяется с ним через карданную передачу 9. К первому типу относятся рулевые управления автомобилей ГАЗ-53А, «Волга», «Жигули», «Москвич», «Запорожец», тракторов К-701, Т-150К, Т-25А; ко второму — автомобилей БелАЗ-540, ЗИЛ-131, ЗИЛ-130, УАЗ, тракторов МТЗ-80, Т-40М/40АМ, Т-28Х4М и др.

По месту расположения рулевой трапеции относительно управляемого моста различают рулевые приводы с *передним* (рис. 269, *в*) и *задним* (рис. 269, *а*) расположением трапеции. Трапеция с передним расположением применена на автомобилях ГАЗ-66, УАЗ-452, тракторах ЮМЗ-6М/6Л; с задним — на автомобилях ГАЗ-53А, ЗИЛ-130, УАЗ-451М, тракторах МТЗ-80/82, Т-40М/АМ и др.

Рычаги 5 и 7 (рис. 269, *а*) поворотных цапф объединяются одной поперечной тягой 6 или с двумя шарнирами, также соединенными меж-

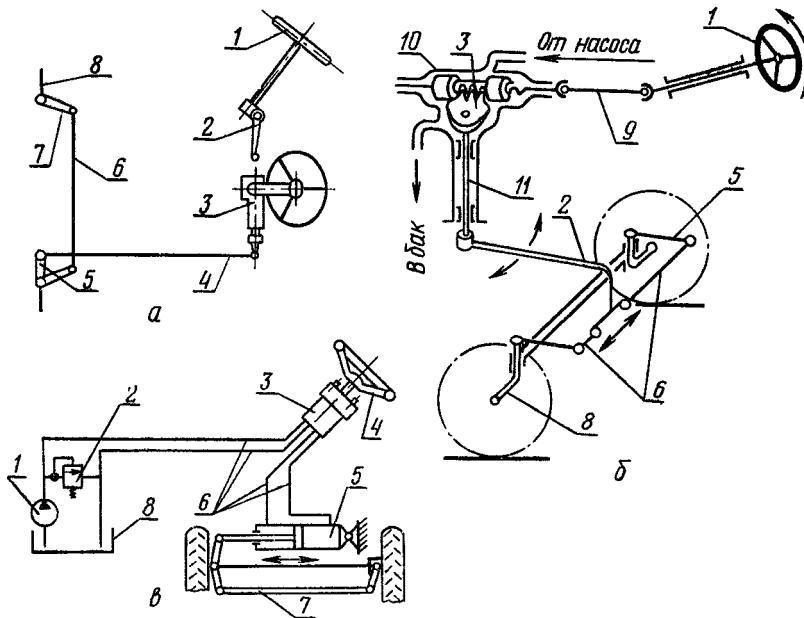


Рис. 269. Типы рулевых управлений:
a — рулевое управление с совмещенным рулевым колесом и рулевым механизмом, цельной трапецией и механическим приводом; *б* — рулевое управление с раздельным рулевым колесом и рулевым механизмом, расчлененной трапецией и механическим приводом с гидроусилителем: 1 — рулевое колесо; 2 — сошка; 3 — рулевой механизм; 4 — продольная тяга; 5, 7 — поворотные рычаги; 6 — поперечная тяга; 8 — цапфа колеса; 9 — карданная передача; 10 — гидроусилитель; 11 — поворотный вал сошки; *в* — объемное гидравлическое рулевое управление (ОГРУ): 1 — насос питания; 2 — предохранительный клапан; 3 — насос-дозатор; 4 — рулевое колесо; 5 — гидравлический силовой цилиндр; 6 — трубопроводы; 7 — поперечная тяга; 8 — бак.

ду собой тягой. В первом случае трапецию называют *цельной*, а во втором — *расчлененной*. Расчлененные трапеции применяются на легковых автомобилях, имеющих независимую подвеску управляемых колес, а также на колесных универсальных тракторах МТЗ-80, Т-40М. В рулевом управлении с цельной трапецией привод к трапеции осуществляется продольной тягой 4; привод к расчлененной трапеции — продольной тягой, продольным валом сошки или сошкой 2, установленной на поворотном валу 11 рулевого механизма.

Рулевые управления оснащаются усилителями рулевого привода, предназначенными для создания дополнительного усилия с целью облегчения управления трактором (автомобилем). Исключение составляют легковые и некоторые грузовые автомобили и тракторы тяговых классов 6—9 кН. Наиболее распространены гидравлические и пневматические усилители.

Гидравлические усилители разнообразны по конструкции, их различают по целевому использованию насоса, расположению агрегатов и возможности применения механического привода в качестве дублирного.

По целевому использованию насоса усилители делятся на *автономного* и *совмещенного* действия. У первых насос питает только гидравлическую систему усилителя, у вторых также и других потребителей. Первая группа усилителей более распространена и применяется на тракторах МТЗ-80/82, Т-150К, К-701, автомобилях ЗИЛ-130, ЗИЛ-131, ГАЗ-66 и др. Ко второй группе относятся усилители тракторов Т-40М/40АМ (насос используется одновременно для гидравлической навесной системы), автомобилей БелАЗ (насос приводит в действие гидросистему опрокидывающего механизма кузова) и др.

По расположению агрегатов различают следующие схемы: гидроцилиндр, распределитель и рулевой механизм образуют общий узел (МТЗ-80, Т-40М, ЗИЛ-130 и др.); рулевой механизм и распределитель выполнены в одном агрегате, гидроцилиндр — отдельно (Т-150К, К-701); гидроцилиндр и распределитель выполнены в общем узле отдельно от рулевого механизма (МАЗ-500, БелАЗ-540 и др.); гидроцилиндр, распределитель и рулевой механизм являются отдельными узлами (ГАЗ-66).

По применению механического привода в качестве дублирного различают схемы, позволяющие использовать механический привод при неработающем двигателе (или отказе усилителя) и исключают такую возможность. К первым относятся все тракторы и автомобили с передними управляемыми колесами (см. рис. 268, а, б), ко вторым — тракторы 4=4 с шарнирно сочлененной рамой (К-701, Т-150К).

Новые конструкции объемного гидравлического рулевого управления (ОГРУ) выполняются по двум типовым схемам: *одноконтурной* для тракторов класса 9—20 кН и *двухконтурной* для тракторов класса 30—50 кН. Объемное гидравлическое рулевое управление (одноконтурное) включает насос 1 (см. рис. 269, в), насос-дозатор 3, выполненный в одном узле с рулевым колесом 4, гидравлический силовой цилиндр 5, предохранительный клапан 2 и соединяющие эти устройства трубопроводы 6. Насос-дозатор 3 регулирует поступление рабочей жидкости в гидравлический силовой цилиндр 5 при работающем насосе питания 1 и может использоваться в качестве насоса питания для управления трактором при неработающем двигателе. Эта схема имеет ряд преимуществ: механические связи минимальны (только трапеция управления), обеспечивается управление машиной при неработающем двигателе и отключенном насосе питания; уменьшается масса конструкции; устранивается многообразие устройств рулевого управления тракторов.

§ 2. Кинематика поворота и передаточное число рулевого управления

Общим условием поворота является качение колес без скольжения, так как оно затрудняет поворот и ускоряет износ шин. Для этого необходимо, чтобы геометрические оси колес пересекались в мгновенном центре вращения — точке O , которая называется центром поворота (см. рис. 268). Во время поворота автомобиля вокруг точки O каждое колесо располагается в плоскости, касательной описываемой окружности, а радиус вращения перпендикулярен плоскости колеса. Расстояние от центра поворота O до середины моста O_1 называется *радиусом поворота* R . Минимальный радиус R_1 окружности, описываемой наиболее удаленной точкой трактора от центра поворота, называется *радиусом горизонтальной проходимости*.

У трактора (автомобиля) с управляемыми колесами передние колеса поворачиваются относительно несущей системы и переднего моста, а их геометрические оси и радиус поворота R образуют с центром поворота O углы α и β . Обозначим расстояние между осями шкворней $2s$, а расстояние между центрами мостов, называемое базой, — через L . Соотношение между величинами s , L и углами α и β будет следующим:

$$\operatorname{ctg} \alpha - \operatorname{ctg} \beta = \frac{2s}{L}. \quad (106)$$

При конструировании автомобиля (трактора) привод к передним управляемым колесам стремятся выполнить так, чтобы они могли поворачиваться на углы, близкие к значениям теоретических углов α и β , что достигается подбором угла наклона рулевых рычагов к продольной оси автомобиля, а также длины рулевых рычагов и поперечной тяги рулевой трапеции.

Радиус поворота

$$R = \frac{\operatorname{ctg} \alpha + \operatorname{ctg} \beta}{2} L.$$

В частном случае, когда $\beta - \alpha = 0$, т. е. для сближенных колес или одинарного колеса (см. рис. 268, б), получим:

$$R = L \operatorname{ctg} \alpha. \quad (107)$$

При повороте трактора с шарнирной рамой (см. рис. 268, в) геометрические оси передних и задних колес образуют с центром поворота угол α .

База трактора $L = a + c$, поэтому если $a \approx c$, то $a = 0,5L$. Радиус поворота определится по формуле:

$$R = \frac{L}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}. \quad (108)$$

Радиусы R и R_1 зависят от нагрузки на крюке трактора и применения тормозов.

Для легкого управления надо правильно выбрать передаточное число рулевого управления. Чем больше передаточное число, тем на меньший угол отклоняются управляемые колеса при полном повороте рулевого колеса и тем меньшее усилие требуется для поворота. Естественно, что чем больше нагрузка на передние колеса, тем большее усилие требуется для поворота управляемых колес. Следовательно, чем больше масса машины, тем передаточное число должно быть выше.

С возрастаньем передаточного числа рулевого управления время на осуществление поворота увеличивается. Предельная величина передаточного числа определяется временем, необходимым для безопасного поворота при заданной скорости автомобиля.

Передаточное число i_{ω} автомобилей и тракторов колеблется в пределах 12—16. Хорошая маневренность автомобиля обеспечивается, если поворот управляемых колес на полный угол происходит за 1,0—1,7 оборота рулевого колеса в каждую сторону от среднего положения, соответствующего прямолинейному движению.

При повороте рулевого колеса поворачиваются цапфы управляемых колес, и колеса изменяют направление движения. В результате отклонения колес от положения, занимаемого при прямолинейном движении, на них начинают действовать силы от боковых реакций дороги, заставляющие несущую систему поворачиваться относительно центра поворота O .

Для осуществления поворота колес к цапфе 8 (см. рис. 269), связанной с продольной рулевой тягой 4 поворотным рычагом 5, надо приложить момент $M_{ц}$, равный моменту сопротивления колес повороту, который складывается из момента сопротивления колес качению и момента сопротивления скольжению шин по опорной поверхности. Усилие P_p , которое требуется приложить к рулевому колесу радиусом R_k , определяется по формуле:

$$P_p = \frac{M_{ц}}{R_k i'_{\omega} i''_{\omega} \eta_p}, \quad (109)$$

где i'_{ω} — передаточное число рулевого механизма; i''_{ω} — передаточное число рулевого привода; η_p — к. п. д. рулевого механизма.

Радиус рулевого колеса для различных машин меняется в пределах от 190 мм (легковые автомобили) до 275 мм (грузовые автомобили, тракторы, автобусы).

В случае если запроектированные передаточные числа не обеспечивают требуемой легкости управления (по действующим нормам для тракторов усилие на рулевом колесе не должно превышать 30Н), применяют усилители.

Усилитель должен обеспечить усилие P_y с учетом силы P , которую водитель прикладывает к рулевому колесу при повороте управляемых колес на месте:

$$P_y = P_p - P. \quad (110)$$

§ 3. Стабилизация, развал и сходжение управляемых колес

Стабилизация управляемых колес — способность их автоматически сохранять положение, необходимое для прямолинейного движения трактора (автомобиля). Стабилизация колес автомобилей достигается с помощью поперечного и продольного наклонов шкворней.

Поперечный наклон шкворня (рис. 270, а) определяется углом β , лежащим в поперечной плоскости автомобиля (трактора). Величина этого угла для автомобилей составляет 6—8°. При поперечном наклоне шкворней поворот колес сопровождается некоторым подъемом переднего моста автомобиля, а под действием его массы колеса возвращаются в среднее положение, сохраняя устойчивость.

Продольный наклон шкворня (рис. 270, б) определяется углом γ , образованным линией, перпендикулярной плоскости качения колеса, и осью шкворня. В зависимости от установки переднего моста угол γ находится в пределах от 0 до 8°. При повороте управляемых колес возникают центробежная и поперечная (от сил трения между шиной и дорогой в точках их касания) силы. При наличии продольного наклона шкворня поперечная сила создает момент, возвращающий эти колеса в исходное положение, облегчая тем самым управление.

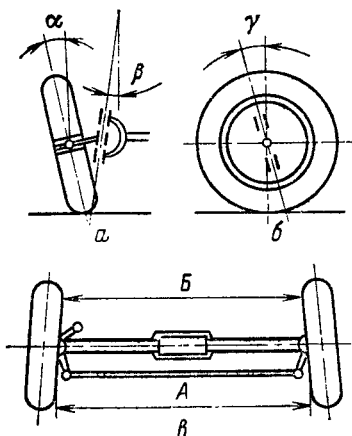


Рис. 270. Схемы установки передних колес и шкворней:

a — развал колес и поперечный наклон шкворня; *б* — продольный наклон шкворня; *в* — схождение колес.

Б (рис. 270, *в*) между серединами колес впереди и сзади (если смотреть на них сверху), причем $A > B$. Схождение обеспечивает правильное (параллельное) качение колес при наличии их развала, зазоров в шкворнях, тягах и подшипниках колес. Разница в размерах *A* и *B* для различных конструкций находится в пределах 2—12 мм. Схождение колес проверяется специальным приспособлением и регулируется изменением длины поперечной рулевой тяги.

§ 4. Рулевое управление тракторов и автомобилей с передними управляемыми колесами

Рулевое управление тракторов МТЗ-80/82 имеет механический рулевой привод с гидравлическим усилителем. Рулевой механизм, распределитель, гидроцилиндр и датчик автоматической блокировки дифференциала составляют общий узел. Рулевое колесо и рулевой механизм раздельного типа. Рулевой привод имеет расчлененную трапецию заднего расположения, состоит из двух тяг, сошки и поворотных рычагов. Основанием трапеции управления служит балка переднего моста с помещенными в нее выдвижными трубами. Рулевые тяги составлены из соединительных труб и ввернутых в них наконечников. Наконечники соединены с поворотными рычагами и сошкой пальцами. Сферическая часть пальца с вкладышами помещена в наконечник и образует шарнирное соединение.

Шарниры защищены чехлами, имеют графитовую смазку, не требующую периодического пополнения.

Рулевой механизм представляет собой пару червяк 18 (рис. 271) — сектор 26. Сектор находится в зацеплении также с рейкой 27, которая соединена со штоком 36 силового цилиндра. Червяк 18 установлен в эксцентричной втулке 20 на радиальных шариковых подшипниках 19. Обоймы подшипников помещены во втулке 20 с некоторым зазором, что позволяет червяку с прикрепленным к нему золотником 7 гидроусилителя перемещаться вдоль своей оси. Для исключения совместного вращения золотника с червяком впереди и сзади золотника установлены упорные подшипники 5. Обоймы подшипников, обращенные к золотнику, являются одновременно центрирующими шайбами. Подшипники прижимаются к золотнику гайкой 6. Поворотный вал 24 рулевого механизма расположен вертикально и установлен в трех опорах-втул-

Величина углов наклона шкворней определяется конструкцией цапф, кулаков и вилок передних мостов и в процессе эксплуатации трактора (автомобиля) не регулируется.

Для легкого поворота и качения управляемых колес без скольжения их устанавливают под некоторыми углами. Различают угол развала и схождение управляемых колес.

Угол развала колеса α (рис. 270, *a*), лежащий в поперечной плоскости трактора (автомобиля), определяется установкой цапф колес с наклоном их шипов вниз. Развал передних колес уменьшает нагрузки на внешний подшипник колеса и улучшает управляемость. Величина угла развала колес достигает 2° .

Схождение управляемых колес определяется расстояниями *A* и

ках, из которых две находятся в корпусе, а одна — в верхней крышке. На шлицах вала закреплены сектор 26 и сошка 25.

Гидравлический усилитель состоит из насоса 11, распределителя, масляного бака 10, роль которого выполняет корпус гидроусилителя, и силового цилиндра 1.

Привод гидравлического усилителя осуществляется от автономного шестеренчатого насоса НШ-10-Л-У, подачей 20 л/мин при частоте вращения коленчатого вала 2200 об/мин. Действием гидроусилителя управляет золотник 7 распределителя, размещенный в корпусе 3.

При прямолинейном движении трактора золотник 7 занимает нейтральное положение, фиксируемое тремя парами ползунов 12, поджатых пружинами 13. Центрирующее действие пружин позволяет удерживать внутренние обоймы упорных подшипников 5 на одном уровне с торцами корпуса 3 гидроусилителя и крышки 4.

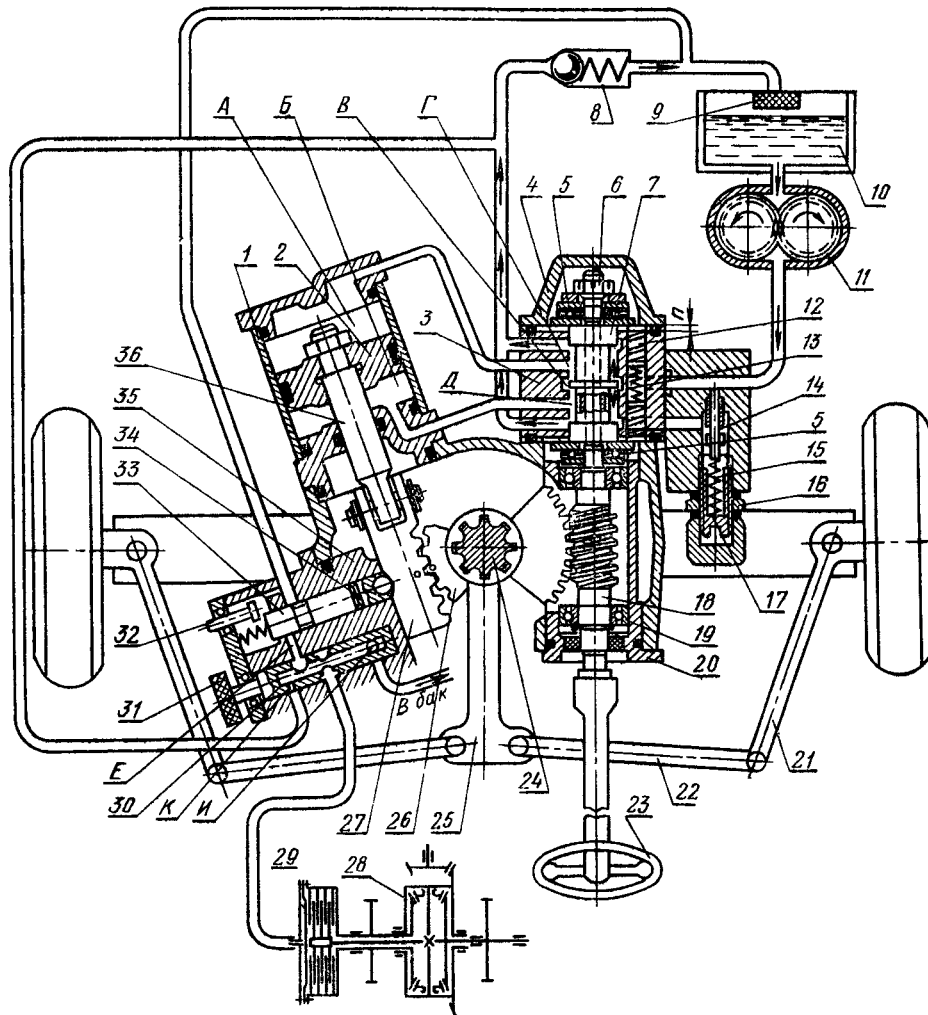


Рис. 271. Схема гидроусилителя рулевого привода тракторов МТЗ-80, МТЗ-82:

1 — силовой цилиндр; 2 — поршень; 3 — корпус распределителя; 4 — крышка; 5 — упорный подшипник; 6 — гайка; 7 — золотник; 8 — редукционный клапан; 9 — фильтр; 10 — масляный бак (корпус гидроусилителя); 11 — шестерчатый насос; 12 — ползун; 13 — центрирующая пружина; 14 — предохранительный клапан; 15 — пружина; 16 — контргайка; 17 — регулировочный винт; 18 — червяк; 19 — шариковый подшипник; 20 — эксцентриковая втулка; 21 — поворотный рычаг; 22 — рулевая тяга; 23 — рулевое колесо; 24 — поворотный вал; 25 — сошка; 26 — сектор; 27 — рейка; 28 — дифференциал; 29 — диафрагма муфты блокировки; 30 — кран; 31 — маховичок; 32 — шуп; 33 — золотник; 34 — толкатель; 35 — упор; 36 — шток силового цилиндра; А, Б — полости силового цилиндра; В — средняя нагнетательная выточка; Г, Д — крайние сливные выточки; Е — сливной канал датчика; И — отверстие крана; К — дроссельное отверстие.

Рабочая жидкость от насоса 11 поступает к центральному пояску золотника 7, через зазор между пояском золотника и выточкой В на корпусе 3 идет к сливным выточкам Г и Д, а затем, минуя редукционный клапан 8 и фильтр 9, сливается в бак гидросистемы (корпус гидроусилителя).

При вращении рулевого колеса вправо одновременно поворачивается и червяк 18. При этом в зависимости от сопротивления колес повороту на червяк действует осевое усилие, которое при достижении определенной величины, превышающей усилие пружин 13, заставит червяк переместиться вместе с золотником 7 вперед к крышке 4. Двигаясь, золотник средним буртом закрывает проход жидкости от насоса в сливную выточку Г, а крайним буртом — выход жидкости из полости В силового цилиндра 1 в нижнюю сливную выточку Д корпуса 3. При этом противоположный крайний бурт золотника увеличивает проходное сечение для слива жидкости из полости А цилиндра.

Жидкость из средней нагнетательной выточки В по сверлению в корпусе и трубопроводу идет в полость Б цилиндра и своим давлением перемещает поршень 2 вперед, передавая движение через шток 36 и рейку 27 сектору 26. Сектор вращает вал 24 и сошку 25 влево по ходу трактора, а сошка через рулевую трапецию поворачивает управляемые колеса вправо. При повороте трактора влево червяк вместе с золотником переместится назад, и бурты золотника станут в такое положение, когда жидкость от насоса, пройдя распределитель, поступит в полость А цилиндра, и поршень 2 будет вытеснять жидкость из полости Б на слив в бак.

Поворот управляемых колес продолжается только при вращении рулевого колеса. Если вращение руля прекратится, то золотник под действием пружин ползунов станет в нейтральное положение.

В корпусе гидроусилителя помещен фильтр 9 для очистки жидкости, сливающейся из системы. Нормальное давление жидкости в системе составляет 2—4 МПа. Если давление будет выше (при больших сопротивлениях повороту), то срабатывает предохранительный клапан 14, и жидкость, минуя цилиндр, поступает на слив в бак. Предохранительный клапан регулируется на давление 8—9 МПа.

Датчик автоматической блокировки дифференциала (АБД) управляет действием исполнительного механизма, описанного в § 8 главы 32. Датчик расположен в упоре 35 рейки 27 и состоит из золотника 33 с пружиной, поворотного крана 30 с маховичком 31, толкателя 34, шупа 32 и редукционного клапана 8.

Когда маховичок установлен в положение «ВКЛ», полость диафрагмы 29 муфты блокировки дифференциала соединена через внутреннюю полость и дроссельное отверстие К крана 30 с напорной магистралью редукционного клапана 8. При движении трактора по прямой сливной канал Е закрыт золотником 33 и жидкость, действуя на диафрагму, сжимает диски муфты, — дифференциал блокируется. Как только управляемые колеса трактора повернутся на угол более 8°, рейка 27 переместится, и толкатель 34 передвинет золотник так, что он соединит внутреннюю полость кранов 30 через канал Е со сливным отверстием. Напорная магистраль и полость диафрагмы сообщаются со сливной магистралью, давление масла в полости диафрагмы упадет, дифференциал будет разблокирован.

В положении «ВЫКЛ» кран 30 отъединяет дроссельное отверстие К от напорной магистрали, а внутренние полости крана и диафрагмы сообщаются со сливной магистралью через отверстие И крана.

Редукционный клапан 8 не регулируется и поддерживает давление жидкости в системе автоблокировки в пределах 0,7—0,9 МПа.

Рулевое управление автомобиля ГАЗ-66 (рис. 272) имеет механический привод с гидравлическим усилителем, все агрегаты которого уста-

навливаются **раздельно**. Насос автономного действия, рулевой механизм **раздельный**, рулевая трапеция **переднего** расположения **цельная**.

Рулевой механизм представляет пару червяк — трехгребневой ролик, помещенную в картер, прикрепленный болтами к левой продольной балке рамы. Червяк напрессован на пустотелый вал и установлен в картере на конических роликоподшипниках. Ролик сидит на оси в игольчатых подшипниках; ось установлена в щечках головки вала сошки. Вал сошки опирается на два подшипника — бронзовую втулку картера рулевого механизма и цилиндрический роликовый подшипник крышки картера. Вал червяка шпонкой

соединен с нижней вилкой рулевого вала. Вал рулевого колеса составной: его две части и рулевой механизм объединены карданными шарнирами.

На шлицах верхнего рулевого вала закреплено рулевое колесо 21. Продольная рулевая тяга 20 — трубчатая, с регулируемыми шарнирами. Поперечная рулевая тяга 22 соединена со штоком 23 цилиндра. Цилиндр 25 прикреплен к кронштейну редуктора переднего ведущего моста 24.

Шарниры поперечной тяги не регулируются, сходимость колес изменяется вращением наконечников.

Гидроусилитель включает насос, бак, распределитель (клапан управления), силовой цилиндр, соединенные трубопроводами и арматурой.

Насос с лопастной, двойного действия, имеет по две полости нагнетания и всасывания, установлен на кронштейнах двигателя и приводится в действие вместе с компрессором через шкив двумя клиновидными ремнями от шкива коленчатого вала двигателя. Вал насоса с закрепленными к нему приводным шкивом и ротором 18 опирается на шариковый и игольчатый роликовый подшипники, помещенные в корпусе 11 насоса. Соединение ротора с валом шлицевое. В роторе насоса сделано десять пазов, где размещены лопасти. В сборе с лопастями ротор установлен в статоре, который болтами зажимается между корпусом 11 и задней крышкой насоса. Сверху к корпусу и крышке прикреплен бак 9 с фильтром и крышкой, сливным трубопроводом 8 с сетчатым фильтром 10 и тарельчатым предохранительным клапаном.

В цилиндрической выточке корпуса сделано две выемки; при входе в них каждой из подвижных лопастей происходит всасывание жидкости, поступающей из бака 9, и нагнетание ее в полость высокого давления 15. Полость 15 калиброванным отверстием 14 сообщается с каналом нагнетательного трубопровода 16.

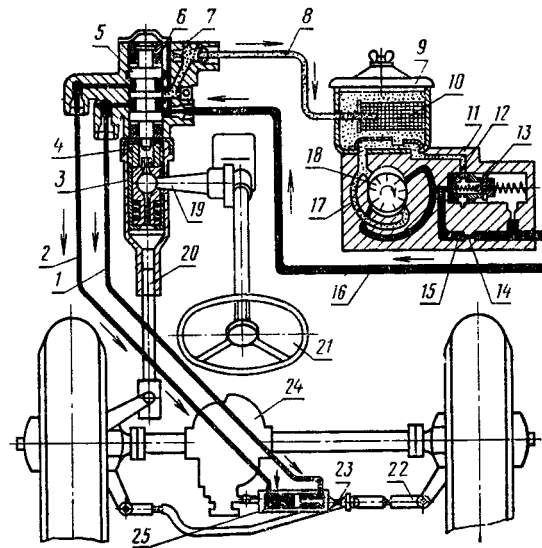


Рис. 272. Схема гидроусилителя рулевого управления автомобиля ГАЗ-66:

1, 2 — трубопроводы; 3 — стакан; 4 — фланец стакана; 5 — золотник; 6 — торцовая камера; 7 — корпус распределителя; 8 — сливной трубопровод; 9 — бак; 10 — фильтр; 11 — корпус насоса; 12 — перепускной клапан; 13 — предохранительный клапан; 14 — калиброванное отверстие; 15 — полость высокого давления; 16 — нагнетательный трубопровод; 17 — подводящая полость; 18 — ротор; 19 — сошка; 20 — продольная рулевая тяга; 21 — рулевое колесо; 22 — поперечная рулевая тяга; 23 — шток; 24 — передний ведущий мост; 25 — силовой цилиндр.

В задней крышке насоса размещено два клапана: плунжерный перепускной 12 и внутри его шариковый предохранительный 13. При вращении вала насоса и ротора лопасти перемещаются в пазах в направлении центра ротора и прижимаются к криволинейным поверхностям статора под действием центробежной силы и давления жидкости. При этом лопасти захватывают жидкость, поступающую из подводящей полости 17 и направляют ее под давлением в полость высокого давления 15. Далее через отверстие 14 и канал жидкость подается в нагнетательный трубопровод 16 усилителя. Пройдя гидроусилитель, жидкость по трубопроводу сливается в бак 9, предварительно очищаясь в фильтре 10.

Распределитель (клапан управления) прикреплен к продольной рулевой тяге 20, связанной с рулевой сошкой 19, и состоит из корпуса 7, трубопроводов и золотника 5. Золотник и шаровой палец сошки 19 соединены со стаканом 3, который может несколько перемещаться в корпусе.

При прямолинейном движении автомобиля сошка и давление жидкости в торцовых камерах 6, действующее с обеих сторон на золотник, удерживают его в нейтральном положении. В камеры 6 жидкость поступает через осевые сверления в крайних поясах золотника. Нагнетательный трубопровод 16 и трубопроводы 1 и 2 соединяются через выточки в золотнике и каналы корпуса распределителя. Поршень запирается в силовом цилиндре 25 равным давлением жидкости на него с противоположных сторон, и это препятствует произвольному повороту колес. При повороте рулевого колеса вправо палец сошки 19 действует на стакан 3 и смещает золотник от нейтрального положения на величину, равную зазору между фланцем 4 стакана, соединенного с золотником, и стенками корпуса. При таком положении золотника его выточки через каналы в корпусе 7 сообщают нагнетательный трубопровод 16 по трубопроводу 1 с одной из полостей цилиндра 25, а другую полость цилиндра по трубопроводу 2 — со сливным трубопроводом 8. Перемещаясь, поршень цилиндра создает на штоке 23 и поперечной рулевой тяге 22 необходимое усилие для поворота управляемых колес. При повороте влево направления движения жидкости в гидроцилиндр и слива ее из цилиндра меняются золотником на противоположные.

Максимальная подача насоса ограничивается перепускным клапаном 12. При повышении частоты вращения двигателя давление, создаваемое в полости высокого давления 15, нарастает быстрее, нежели в нагнетательном трубопроводе 16, так как они сообщаются через калиброванное отверстие 14. В результате повышения давления в полости 15 клапан 12 открывается и перепускает жидкость из полости 15 в бак 9. Перепускной клапан ограничивает подачу насоса в пределах 8—10 л/мин.

Предохранительный клапан 13, помещенный в перепускном клапане 12, поддерживает давление в системе в пределах 6,5—7,0 МПа.

§ 5. Рулевое управление тракторов с неуправляемыми колесами

Рулевое управление (на примере трактора Т-150К) состоит из насоса 12 (рис. 273, а), рулевого механизма с гидрораспределителем, запорных клапанов 7, клапана расхода 11, силового цилиндра 6, тяги обратной связи 17, бака 13, трубопроводов и арматуры.

Насос НШ-32 шестеренчатый, автономный, приводится от двигателя через вал привода к независимому ВОМ, подвижную шестерню в раздаточной коробке и шестерню вала привода насоса. При неработающем двигателе (движение по инерции, буксировка) насос приводится

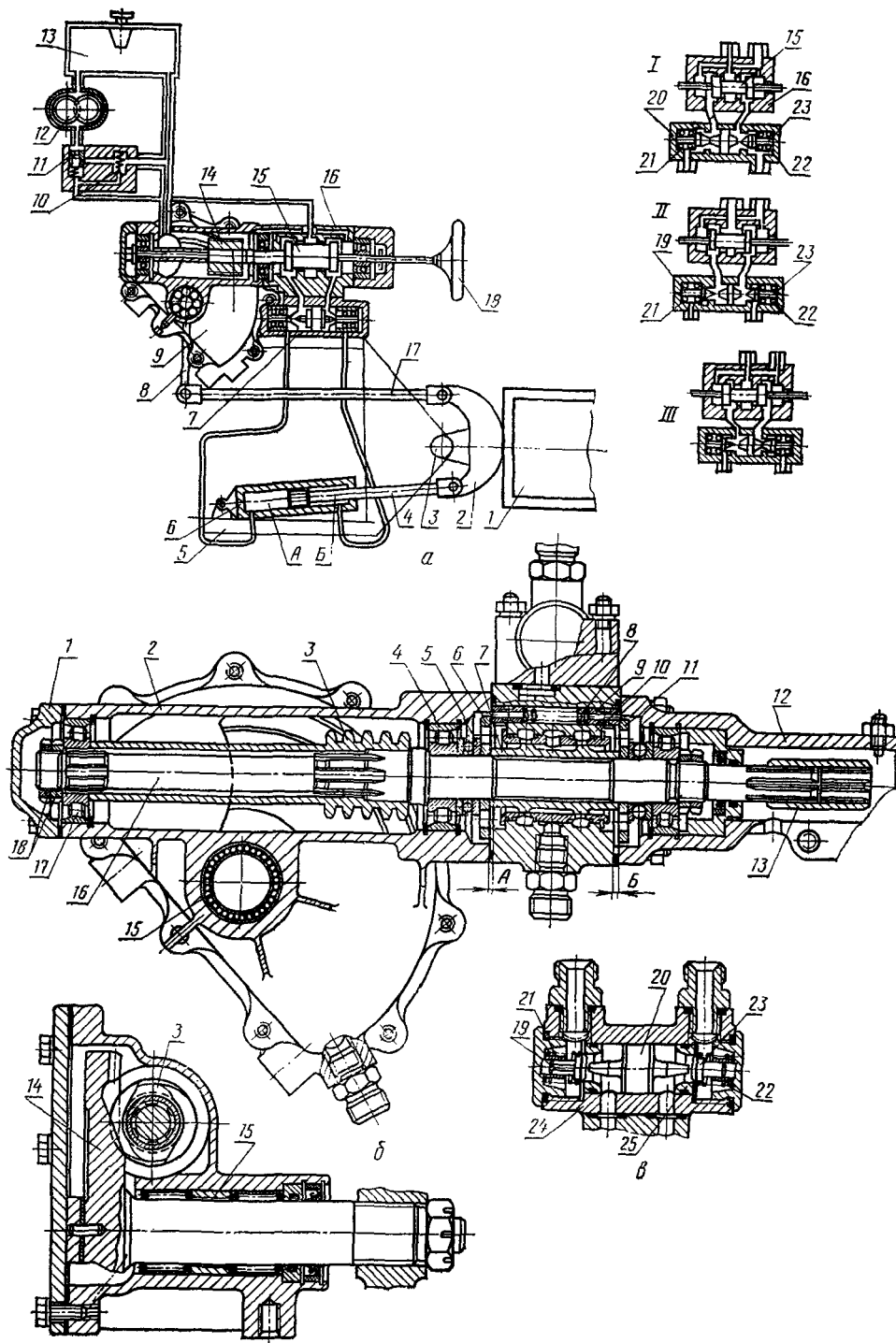


Рис. 273. Рулевое управление трактора Т-150К:

a — схема; 1 — задняя полурама; 2 — ухо задней полурамы; 3 — шарнир; 4 — шток; 5 — передняя полурама; 6 — силовой цилиндр; 7, 19, 23 — запорные клапаны; 8 — сошка; 9 — корпус; 10 — предохранительный клапан; 11 — клапан расхода; 12 — насос; 13 — бак; 14 — червяк; 15 — золотник; 16 — распределитель; 17 — тяга обратной связи; 18 — рулевое колесо; 20 — плунжер запорного клапана; 21, 22 — пружины; А — левая полость силового цилиндра; Б — правая полость силового цилиндра; 1 — поворот влево; 11 — нейтральное положение; 111 — поворот вправо; б — рулевой механизм; в — запорный клапан; 1 — нижняя крышка; 2 — корпус; 3 — червяк; 4, 17 — цилиндрические роликовые подшипники; в — упорный шариковый подшипник; б — нижняя упорная шайба; 7 — золотник распределителя; в — пружина плунжера; 9 — плунжер; 10 — корпус распределителя; 11 — верхняя упорная шайба; 12 — верхняя крышка; 13 — шлицевая втулка; 14 — сектор; 15 — игольчатый подшипник; 16 — вал рулевого механизма; 18 — гайки; 19, 23 — запорные клапаны; 20 — плунжер; 21, 22 — пружины; 24 — корпус запорного клапана; 25 — седло клапана.

в действие от колес трактора через шестерни раздаточной коробки. Подача насоса при частоте вращения двигателя 2100 об/мин 52 л/мин, рабочее давление, создаваемое им в системе, 7 МПа.

Рулевой механизм имеет пару червяк 3 — сектор 14 (рис. 273, б), объединенную в одном узле с распределителем 16 (рис. 273, а) и запорным клапаном 7.

Червяк 3 (рис. 273, б) сидит на шлицах вала 16 и зафиксирован на нем распорной втулкой, подшипником 17 и гайками 18. Сектор 14 установлен на двух игольчатых подшипниках 15 в корпусе 2 и его крышках. К корпусу 2 рулевого механизма шпильками прикреплен корпус 10 распределителя и крышка 12.

Распределитель состоит из корпуса, втулки, золотника и восьми плунжеров с четырьмя распорными пружинами. Золотник 7 помещен на валу 16 между упорными шайбами 6 и 11 и упорными подшипниками 5. Плунжеры 9 с пружинами 8 устанавливают золотник 7 в нейтральное положение. Вал рулевого механизма опирается на роликовые подшипники 4, из которых один помещен наружной обоймой в расточку корпуса 2, а второй — в расточку крышки 12.

Запорный клапан 7 (рис. 273, а) обеспечивает запираение жидкости в обеих полостях силовых цилиндров при установившемся режиме движения.

Клапан расхода 11 обеспечивает подачу постоянного количества жидкости к золотнику распределителя независимо от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Клапан размещен в корпусе, прикрепленном на кронштейне под кабиной.

Силовой цилиндр 6 с двумя рабочими полостями А и Б крепится пальцами к передней полураме 5 и штоком 4 к уху 2 задней полурамы 1. При поступлении жидкости в одну из его полостей (соответственно направлению поворота) поршень совершает ход, поворачивая полураму трактора.

Тяга обратной связи 17 служит для того, чтобы угол поворота трактора был пропорционален углу поворота рулевого колеса 18. Через специальные пальцы и сухари она соединяется впереди с сошкой 8, а сзади — с ухом 2 полурамы 1.

Бак 13 крепится на кронштейне под кабиной трактора, имеет фильтр, заливную горловину и мерное стекло для контроля за уровнем жидкости.

Трубопроводы и арматура соединяют гидравлические агрегаты рулевого управления.

Повороту трактора и его прямолинейному движению соответствуют три положения золотника, показанные на рисунке 273, а (I, II, III). При повороте рулевого колеса 18 влево червяк 14, свинчиваясь по червячному сектору вместе с валом 16 (рис. 273, б) и золотником 7, сдвигается вверх, что происходит благодаря имеющемуся зазору А между нижней упорной шайбой 6 и корпусом распределителя 10. Рабочая жидкость, подаваемая насосом 12 (рис. 279, а, I), проходит через клапан расхода 11, поступает в распределитель 16 и далее, открыв клапан 23, нагнетается в полость Б силового цилиндра 6. Трактор делает левый поворот. Давление жидкости, действуя на плунжер 20 запорного клапана, сдвигает его влево, открывая клапан 19. Вытесняемая поршнем из полости А силового цилиндра жидкость, пройдя распределитель 16, поступает на слив в бак 13.

Когда вращение рулевого колеса прекращается, золотник 15 распределителя остается еще сдвинутым вверх, жидкость продолжает поступать в полость Б силового цилиндра 6 и, действуя через тягу обратной связи 17, сошку 8 и червячную пару, возвращает золотник в нейтральное положение. Подаваемая насосом жидкость, пройдя клапан

расхода 11 и распределитель 16, сливается в бак 13, поворот трактора заканчивается.

При прямолинейном движении трактора или движении с постоянным радиусом поворота рулевое колесо неподвижно и золотник 15 находится в нейтральном положении (рис. 273, а II). Жидкость от насоса, пройдя клапан расхода и распределитель, сливается в бак. Запорные клапаны 19 и 23 под действием пружин 21 и 22 прижаты к своим седлам, и жидкость остается запертой в полостях А и Б силового цилиндра. При повороте рулевого колеса вправо червяк 14 (рис. 273, а, III) навинчивается по червячному сектору, вместе с валом 16 (рис. 273, б) и золотником 7 сдвигается вниз благодаря зазору Б между верхней упорной шайбой 11 и корпусом распределителя 10. Жидкость от насоса 12 (рис. 273, а) поступает в клапан расхода 11 и распределитель 16, открывает клапан 19 и нагнетается в левую полость А силового цилиндра. Трактор поворачивается вправо. Под воздействием давления жидкости плунжер 20 смещается вправо и открывает клапан 23 — жидкость из полости Б силового цилиндра через распределитель идет на слив в бак.

§ 6. Техническое обслуживание рулевого управления

Рулевое управление требует систематической проверки всех креплений, периодической смазки и регулировки. Рулевые механизмы смазывают трансмиссионными маслами требуемой вязкости в зависимости от времени года. По мере работы зазоры в соединениях и шарнирах рулевого управления увеличиваются, и свободный ход рулевого колеса возрастает. Причиной тому может быть износ пары рулевого механизма или ее подшипников, износ в шарнирах и соединениях рулевого привода, трапеции управления и шкворней поворотных цапф.

Регулировка шарнирных соединений рулевого привода и трапеции управления автомобилей и тракторов достигается подтяжкой шарнирных соединений до устранения ощутимого зазора. Для регулировки необходимо расшплинтовать пробку шарнирного соединения и, ввертывая ее, устранить зазор. При этом паз в пробке совмещают с отверстием тяги под шплинт, после чего пробку шплинтуют.

Техническое обслуживание гидроусилителя рулевого управления тракторов МТЗ-80/82 предусматривает своевременную доливку и смену масла, промывку фильтра, подтяжку наружных резьбовых соединений и гаек крепления сектора и сошки, наблюдение за герметичностью уплотнений, состоянием трубопроводов и штуцерных соединений.

У рулевого управления этих тракторов регулируют зацепление сектор — червяк, если свободный ход рулевого колеса стоящего на твердом грунте трактора с работающим двигателем превышает 30°. В первую очередь следует проверить и при необходимости отрегулировать шарнирные соединения рулевых тяг и, если этой меры недостаточно, приступить к регулировке зазора в зацеплении сектор — червяк. Для регулировки следует поднять передний мост домкратом или отъединить от сошки рулевые тяги, ослабить болт крепления эксцентричной втулки 20 (см. рис. 271) и повернуть ее по часовой стрелке до упора червяка в зубья сектора. Вращая рулевое колесо при работающем двигателе, убедиться, что в зацеплении сектор — червяк нет заедания. Если заедание все-таки имеет место, надо поворачивать втулку против часовой стрелки до его прекращения. Нормальное усилие на рулевом колесе не должно превышать 15—25 Н при отъединенных от сошки тягах и 30—40 Н при поддомкращенном переднем мосте.

Глава 37

ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЕЙ И КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ

§ 1. Общие сведения

Тормозная система представляет собой совокупность устройств для торможения трактора (автомобиля). Хорошие тормозные качества машины имеют большое значение для безопасности движения и достижения высоких эксплуатационных показателей.

К тормозным системам предъявляются следующие требования: быстрое срабатывание; правильное распределение тормозного усилия по колесам; обеспечение пропорциональности между усилием на педали и тормозной силой на колесах; плавность торможения и устойчивость машины при торможении; высокая стабильность регулировки тормозного механизма и хороший отвод тепла.

Различают следующие виды тормозных систем: *рабочую*, предназначенную для регулирования скорости машины и ее остановки с необходимой эффективностью; *стояночную*, служащую для удержания машины неподвижной относительно опорной поверхности; *вспомогательную* для длительного поддержания скорости движения постоянной или для ее регулирования; *запасную*, используемую для остановки машины с необходимой эффективностью при выходе из строя рабочей тормозной системы.

Применяют два способа торможения: торможение с отъединенным двигателем и торможение двигателем. В первом случае основным источником дополнительных сопротивлений движению машины является ее тормозная система.

Работа сил трения в тормозном механизме при торможении расходуется на замедление движения машины или ее полную остановку, а кинетическая энергия, приобретенная в процессе разгона, превращается в тепло, которое рассеивается в пространстве.

При торможении двигателем последний остается соединенным с трансмиссией и приводится во вращение от колес. Такое торможение

может применяться отдельно или совместно с тормозной системой. Торможение двигателем используется с целью сохранения скорости движения или небольшого замедления, для кратковременных торможений при езде в городских условиях и притормаживания машины, движущейся под уклон.

Интенсивность торможения двигателем зависит от включенной передачи, включения или выключения зажигания, а также степени открытия дроссельной заслонки карбюратора (рис. 274).

Кривые 2, 3 и 6, 7 показывают, что интенсивность торможения при выключенном зажигании больше, чем при торможении с прикрытой дроссельной заслонкой карбюратора. При переходе с высшей передачи на низшую интенсивность торможения увеличивается (кривые 2, 4). При торможении двигателем с включенной низшей передачей и выключенным зажиганием достигается

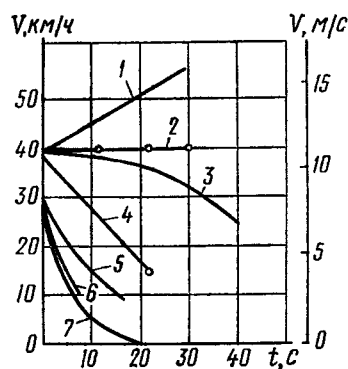


Рис. 274. График движения автомобиля под уклон:

1 — прямая передача с выключенным сцеплением; 2 — прямая передача с прикрытым дросселем; 3 — прямая передача с выключенным зажиганием; 4 — вторая передача с прикрытым дросселем; 5 — первая передача с наполовину открытым дросселем; 6 — первая передача с прикрытым дросселем; 7 — первая передача с выключенным зажиганием.

наибольшая интенсивность торможения: автомобиль, имевший начальную скорость около 8,3 м/с останавливается через 20 с (кривая 7). Если автомобиль будет двигаться под уклон с отключенным от колес двигателем, то его скорость через 30 с возрастает с 11,1 до 15,5 м/с (кривая 1).

Тормозная система состоит из тормозного механизма и тормозного привода.

Тормозной механизм (тормоз) служит для непосредственного создания и изменения искусственного сопротивления движению автомобиля (трактора). Наиболее распространены фрикционные тормоза, осуществляющие торможение за счет сил трения между неподвижными и вращающимися деталями. Фрикционные тормоза могут быть *дисковыми, барабанными и шкивными*. В дисковом тормозе силы трения создаются на боковых поверхностях вращающегося диска, в барабанном — на внутренней поверхности вращающегося цилиндра, а в шкивном — на наружной поверхности вращающегося цилиндра.

Наиболее полно предъявляемым к тормозам требованиям отвечают барабанные и дисковые тормоза — они применяются на большинстве автомобилей и колесных тракторов.

По месту установки различают тормоза *колесные* и *трансмиссионные (центральные)*. Первые воздействуют непосредственно на ступицу колеса, вторые — на один из валов трансмиссии.

Тормозной привод служит для передачи энергии к тормозным механизмам и управления ими в процессе торможения.

По принципу действия различают механические, пневматические, гидропневматические и электрические тормозные приводы.

Гидравлический тормозной привод по принципу действия подобен гидравлическому приводу сцепления (см. § 4 главы 29). Такой привод устанавливается на легковых и грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности.

В пневматическом тормозном приводе усилие передается сжатым воздухом (0,6—0,8 МПа). Для создания дополнительного усилия торможения используются вакуумные, гидравлические, пневматические и гидровакуумные усилители тормозного привода.

Тормозная система с пневматическим приводом состоит из следующих основных узлов: компрессора 8 (рис. 275), регулятора давления воздуха 4, воздушного баллона 5, крана управления (тормозного крана) 9 и тормозных камер 6 и 10.

Между компрессором и воздушным баллоном устанавливается **влагомаслоотделитель**, в систему включается предохранительный клапан.

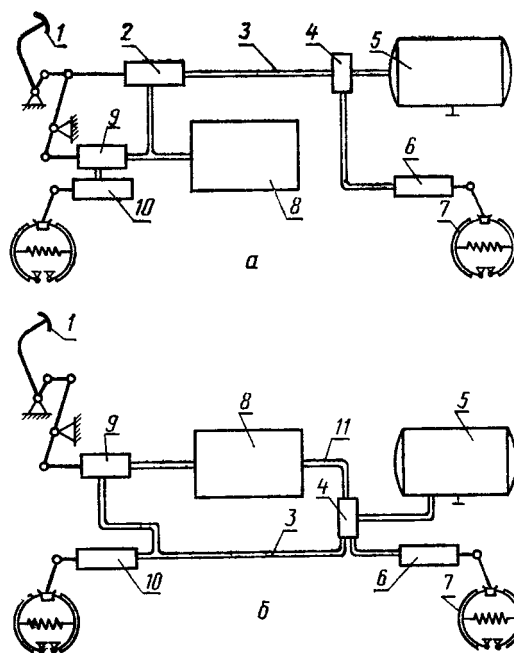


Рис. 275. Структурная схема пневматических тормозных приводов автомобильного (тракторного) поезда:

а — однопроводная; б — двухпроводная; 1 — педаль; 2 — тормозной кран прицепа; 3, 11 — воздухопроводы; 4 — регулятор давления воздуха; 5 — воздушный баллон; 6, 10 — тормозные камеры; 7 — тормоз; 8 — компрессор; 9 — тормозной кран.

Все элементы системы объединены одним (рис. 275, а) или двумя (рис. 275, б) воздухопроводами 3 и 11.

Первая схема называется *однопроводной*, вторая — *двухпроводной*.

В однопроводной схеме педаль 1 (рис. 275, а) тормоза механическим приводом соединена с тормозным краном 9 тягача и тормозным краном 2 прицепа. Сжатый воздух подводится к кранам 2 и 9 от компрессора 8. Тормозной кран 2 прицепа воздухопроводом 3 сообщается с пневматическим оборудованием прицепа, состоящим из регулятора давления воздуха 4, воздушного баллона 5 и исполнительных механизмов — тормозных камер 6, 10.

При отпущенной педали 1 тормоза баллон 5 прицепа заряжается сжатым воздухом. При торможении давление воздуха в воздухопроводе 3 падает в зависимости от действия силы на педаль, как это происходит в следящем приводе, и тормоза прицепа приводятся в действие.

При двухпроводной схеме (рис. 275, б) пневматическое оборудование тягача и прицепа соединяется воздухопроводами 3 и 11. Регулятором давления воздуха 4 служит ускорительно-аварийный клапан, подающий сжатый воздух из баллона 5 в исполнительные механизмы при повышении давления воздуха в воздухопроводе 3. Одновременно через ускорительно-аварийный клапан по воздухопроводу 11 баллон 5 подзаряжается сжатым воздухом от компрессора 8.

Особенность двухпроводной схемы заключается в управлении тормозами прицепа по одному воздухопроводу и зарядке воздушного баллона прицепа по другому независимо от положения педали тормоза. В отличие от однопроводной схемы, где при торможении давление воздуха в магистрали управления прицепом падает, в двухпроводной схеме давление воздуха в воздухопроводе 3 прицепа при торможении увеличивается.

При однопроводной схеме в случае обрыва прицепа и разъединении воздухопровода 3 прицеп затормаживается автоматически, поскольку воздух из магистрали прицепа, так же как при торможении, выходит в атмосферу.

Однопроводная система может быть отрегулирована так, чтобы торможение прицепа несколько опережало торможение тягача. Двухпроводную тормозную систему прицепа оборудуют аварийным клапаном, предназначенным для автоматического затормаживания прицепа в случае отрыва его от автомобиля (трактора).

Однопроводная система, оборудованная специальным тормозным краном, обеспечивает лучшие условия торможения автопоезда, нежели двухпроводная. Она имеет меньше трубопроводов и мест их соединения, поэтому более проста и надежна в эксплуатации.

К основным недостаткам пневматического привода относятся большое время срабатывания и возможность отказа в работе при нарушении герметичности системы зимой из-за замерзания в трубопроводах конденсирующейся из воздуха влаги. Пневматический привод распространен на автомобилях большой грузоподъемности, автобусах, колесных тракторах общего назначения и колесных универсально-пропашных тракторах (у последних только в качестве привода тормозов прицепа).

§ 2. Тормозные системы с гидравлическим тормозным приводом

Гидравлический тормозной привод (рис. 276, а) включает главный и соединенные с ним колесные цилиндры.

Корпус 3 главного цилиндра объединен с резервуаром рабочей жидкости. Крышка 2 корпуса имеет отверстие для заливки жидкости и пробку 1. В пробке сделано отверстие для сообщения полости

резервуара с атмосферой и предусмотрен отражатель для предупреждения выплескивания жидкости.

В цилиндре помещен поршень 6 с уплотнительными манжетами: наружной 14 и внутренней 18, выпускной 22 и впускной 21 клапаны. Между поршнем 6 и манжетой 18 установлена шайба 17, зафиксированная стопорным кольцом 12. Возвратная пружина 5 прижимает поршень 6 к манжетам 14 и 18 и упорной шайбе 17. С противоположной стороны пружина поджимает к седлу впускной клапан 21, обеспечивая этим постоянное избыточное давление в гидравлической системе. Компенсационное отверстие 19 соединяет резервуар с рабочей полостью цилиндра, а перепускным отверстием 16 резервуар сообщается с полостью цилиндра, заключенной между манжетами 14 и 18. Колпак 7 защищает главный цилиндр от попадания в него пыли и влаги. С колесными цилиндрами главный цилиндр соединен трубопроводами — стальными трубками, гибкими шлангами и арматурой (штуцеры, муфты, тройники).

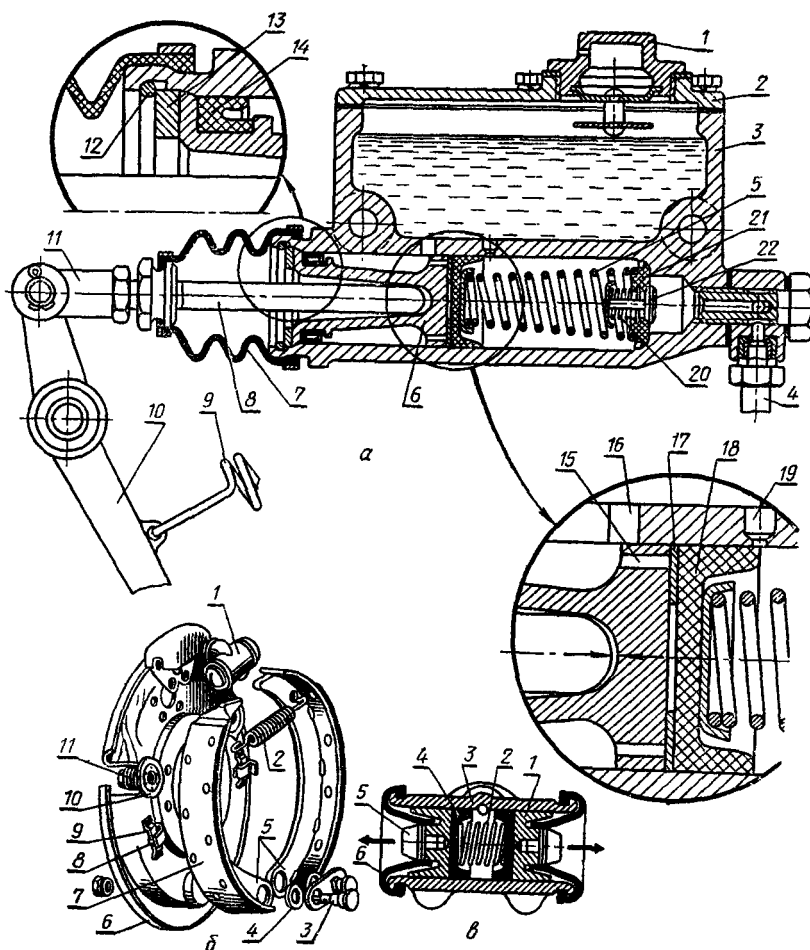


Рис. 276. Тормозная система с гидравлическим приводом:

a — гидравлический привод: 1 — пробка; 2 — крышка корпуса; 3 — корпус; 4 — трубка; 5 — возвратная пружина; 6 — поршень; 7 — защитный колпак; 8 — толкатель; 9 — пружина педали тормоза; 10 — рычаг педали; 11 — вилка; 12 — стопорное кольцо; 13 — упорная шайба; 14 — наружная манжета поршня; 15 — отверстие поршня; 16 — перепускное отверстие; 17 — шайба; 18 — внутренняя манжета поршня; 19 — компенсационное отверстие; 20 — пружина выпускного клапана; 21 — впускной клапан; 22 — выпускной клапан; 6 — тормозной механизм; 1 — колесный цилиндр; 2, 9, 11 — пружины; 3 — палец; 4, 10 — эксцентрики; 5 — колодки; 6 — тормозной диск; 7 — накладка; 8 — скоба; *в* — колесный тормозной цилиндр: 1 — поршень; 2 — пружина; 3 — корпус; 4 — манжета; 5 — сухарь; 6 — колпачок.

Колесный цилиндр (рис. 276, в) преобразует давление жидкости в механическое усилие на колодках тормоза. В корпусе 3 цилиндра помещены два поршня 1, уплотнительные манжеты 4 и пружина 2. С торцов цилиндр защищен колпачками 6. В поршни запрессованы сухари 5, в прорези которых заходят торцы тормозных колодок 5 (рис. 276, б).

При нажатии на педаль рычага 10 (рис. 276, а) толкатель 8 перемещает поршень, который манжетой 18 перекрывает компенсационное отверстие 19, разобщая полость главного цилиндра с полостью резервуара. При последующем движении поршня открывается выпускной клапан 22, жидкость поступает из магистрали к колесным цилиндрам в полость, заключенную между манжетами 4 (рис. 276, в) в корпусе 3, перемещает поршни 1 в направлении стрелок, и сухари 5 прижимают колодки 5 (рис. 276, б) к тормозным барабанам.

При отпуске педали поршень под усилием пружин 5 и 9 (рис. 276, а) возвращается в исходное положение. Под действием стяжных пружин 2 (рис. 276, б) тормозных колодок 5 открывается впускной клапан 21 (рис. 276, а) и жидкость поступает в главный цилиндр — давление в системе плавно уменьшается. При снижении давления до 0,08—0,12 МПа впускной клапан под воздействием пружины 5 закрывается и перетекание жидкости прекращается.

При обратном ходе поршня (оттормаживании) в рабочей полости главного тормозного цилиндра создается некоторое разрежение. Оно обусловлено тем, что заполнение цилиндра отстает от перемещения поршня вследствие слабого напора жидкости. Кроме того, трубопроводы системы и впускной клапан создают определенное гидравлическое сопротивление движению жидкости. В результате жидкость из резервуара через перепускное отверстие 16 (рис. 276, а) и отверстие 15 в поршне просачивается в рабочую полость цилиндра, отжимая шайбу 17 и кромку внутренней манжеты 18. По мере перетекания жидкости из системы ее излишек в рабочей полости главного цилиндра поступает в резервуар через компенсационное отверстие 19.

На автомобилях и тракторах наиболее распространены *тормозные механизмы барабанного типа* (рис. 276, б). Тормоз состоит из тормозного диска 6 с колесным цилиндром 1, двух колодок 5 с опорными пальцами 3, стяжной пружиной 2 и тормозного барабана.

Тормозные диски передних колес прикрепляются к фланцам цапф, а задних — к фланцам полуосевых рукавов моста. На диске установлены вверху колесный цилиндр 1, внизу — опорные пальцы 3 с бронзовыми эксцентриками 4, на которых размещены тормозные колодки 5. Верхние концы ребер колодок входят в прорези толкателей поршней колесного цилиндра 1.

Колодки опираются на регулировочные эксцентрики 10 и прижимаются к ним пружиной 2. Проворачиванию эксцентриков препятствуют пружины 11. Скобы 8 с пластинчатыми пружинами 9, установленные на диске, удерживают колодки от боковых смещений. Эксцентрики 10 и 4 центрируют колодки относительно тормозного барабана.

Для обеспечения большей безопасности движения применяют колесные тормоза с отдельным гидравлическим приводом — двумя параллельно действующими контурами, причем при выходе из строя одного контура второй обеспечивает работоспособность системы.

Раздельный независимый привод для тормозов передних и задних колес включает главный тормозной цилиндр тандемного типа, два бачка для рабочей жидкости, приводы передних и задних тормозов, регулятор силы торможения задних колес с механическим приводом, педаль, трубопроводы и арматуру для подвода жидкости к тормозам. Устройство главного тормозного цилиндра привода таково, что при выходе из строя контура привода тормозов задних колес эффективность действия передних тормозов полностью сохраняется, и наоборот.

На большинстве автомобилей используются тормозные системы с постоянным соотношением тормозных сил, развиваемых на передних и задних колесах, что приводит иногда к блокировке задних колес при торможении, возникновению юза, потери управляемости и устойчивости. Для предупреждения этих явлений в систему привода вводят регулятор силы торможения задних колес, позволяющий избежать их блокировки при торможении.

Регулятор (рис. 277) представляет собой следящую систему, автоматически прекращающую подачу тормозной жидкости к задним тормозам. Датчиком служит торсионно-рычажное устройство передающее регулятору сигналы перемещения заднего моста относительно кузова при деформациях пружин подвески в зависимости от интенсивности торможения или нагрузки автомобиля.

Регулятор последовательно подсоединен к гидравлической системе: на входе отверстием Γ к главному тормозному цилиндру и отверстием B к тормозам задних колес. В корпусе 9 регулятора помещается грибовидный клапан 5 , диаметр которого D_1 вверху больше диаметра D_2 внизу. Пружина 4 снизу опирается на кольцо 7 , которое уплотняет выход хвостовика клапана из корпуса. Вверху пружина связана с упорным кольцом 3 , а через него воздействует на заплечки клапана, стремясь поднять его вверх. Перемещение клапана вверх ограничивается пробкой 1 .

Клапан регулятора находится под действием следующих сил: P — давления торсиона на хвостовик клапана; $P_{пр}$ — давления пружины на клапан; P_1 — давления жидкости на грибок клапана сверху; P_2 — давления жидкости на кольцевую поверхность клапана снизу.

Равнодействующая сил P и $P_{пр}$ равна их сумме и направлена вверх. Сила $P_{пр}$ сохраняет свое значение постоянным, а сила P меняется от нуля, если торсион лишь слегка касается клапана (задний мост удален от кузова), до максимума, когда давление торсиона на клапан наибольшее (задний мост максимально приближен к кузову). Клапан регулятора является дифференциальным: он находится под воздействием разности давлений жидкости P_1 и P_2 :

При этом ($D_1 > D_2$) справедлива зависимость:

$$P_1 - P_2 = \frac{\pi}{4} D_1^2 p - \left(\frac{\pi}{4} D_1^2 - \frac{\pi}{4} D_2^2 \right) p = \frac{\pi}{4} D_2^2 p, \quad (111)$$

где p — давление жидкости в полостях A и B регулятора.

Из уравнения (111) следует, что равнодействующая сил P_1 и P_2 пропорциональна давлению p , так как множитель $\frac{\pi}{4} D_2^2 = \text{const}$.

Если педаль тормоза отпущена, а задний мост и кузов сближены, то сила давления торсиона на клапан имеет наибольшее значение, а разность давлений жидкости $P_1 - P_2$ близка к нулю из-за незначи-

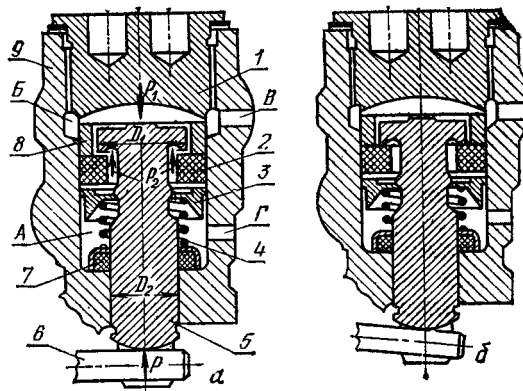


Рис. 277. Регулятор силы торможения:

a — регулятор открыт; b — регулятор закрыт; 1 — пробка; $2, 3, 7, 8$ — кольца; 4 — пружина; 5 — клапан; 6 — торсион; 9 — корпус; A — полость давления на входе; B — полость давления на выходе; V — отверстие для подвода жидкости к тормозам задних колес; Γ — отверстие для подвода жидкости от главного тормозного цилиндра.

тельного избыточного давления жидкости p в системе, поэтому равнодействующая всех сил, равная сумме $P + P_{\text{пр}}$, направлена вверх и клапан регулятора открыт (рис. 277, а). При нажатии на педаль жидкость от главного тормозного цилиндра по отверстию Γ поступает в полость A регулятора, проходит через кольцевые зазоры хвостовика и головки клапана, поступает в полость B и далее через выходное B отверстие к колесным цилиндрам тормозов задних колес.

При этом рабочее давление жидкости в системе возрастает, увеличивается равнодействующая давления жидкости на дифференциальный клапан, направленная вниз и стремящаяся закрыть клапан. Однако при некотором давлении p результирующая всех сил будет еще направлена вверх, пока сохранится условие

$$(P + P_{\text{пр}}) > (P_1 - P_2). \quad (112)$$

При неизменном значении силы P , по мере увеличения давления жидкости в системе наступит момент, когда результирующая всех сил будет направлена вниз, т. е.

$$(P + P_{\text{пр}}) < (P_1 - P_2), \quad (113)$$

и клапан закроется (рис. 277, б), ограничив давление жидкости в полости B , а следовательно и интенсивность торможения задних колес.

Чем интенсивнее торможение (или меньше нагрузка), тем больше расстояние между задним мостом и кузовом, а следовательно меньше сила P давления торсиона на клапан, тем раньше, при меньшем значении равнодействующей сил давления жидкости на клапан, закроется клапан. Наоборот, снижение интенсивности торможения или увеличение нагрузки повышает давление жидкости в полости B регулятора. В результате действия регулятора на тормоза задних колес, зависящего от вертикальных нагрузок на задний мост, предупреждается возможность блокировки задних колес и заноса автомобиля при торможении.

Устройство и действие гидровакуумного усилителя (рис. 278) следующее. Он состоит из камеры 19, клапана управления 7 и усилителя с цилиндром 11, объединенных в общий узел. В камере 19 помещена диафрагма 3, нагруженная пружиной 4. На диафрагме закреплен передний конец толкателя 15, а другой его конец установлен в цилиндре 11 усилителя. Полости A и B камеры 19 сообщаются с впускным трубопроводом двигателя (или с атмосферой) через клапан управления 7.

В клапане управления 7 размещены вакуумный 5 и воздушный 6 клапаны, поршень 9, а в цилиндре 11 усилителя — шариковый 14, перепускные 10 клапаны и поршень 13 цилиндра усилителя.

При нажатии на педаль 17 тормоза жидкость из главного цилиндра 16 поступает в цилиндр 11 усилителя, открывает шариковый клапан 14 в поршне 13 и по трубопроводу 12 идет к колесным тормозным цилиндрам.

Одновременно жидкость давит на поршень 9 клапана управления 7, и, когда это усилие достигает определенной величины, поршень 9 перемещается, закрывает вакуумный клапан 5 и открывает воздушный клапан 6. При открытом клапане 6 воздух из атмосферы, пройдя воздушный фильтр, трубопровод 8, клапан управления 7 и шланг 2, поступает в полость A камеры 19. Полость B камеры при этом остается соединенной с впускным трубопроводом двигателя, поэтому под действием разности давлений в полостях A и B диафрагма 3 перемещает толкатель 15, а через него и поршень 13, создавая дополнитель-

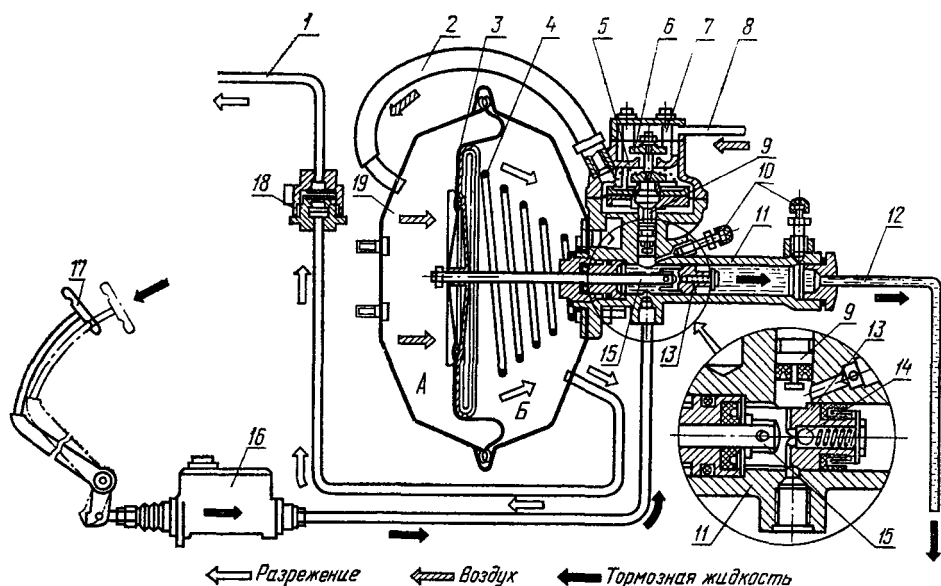


Рис. 278. Схема гидровакуумного усилителя:

1 — шланг к впускному трубопроводу двигателя; 2 — шланг; 3 — диафрагма; 4 — пружина; 5 — вакуумный клапан; 6 — воздушный клапан; 7 — клапан управления; 8 — трубопровод от воздушного фильтра; 9 — поршень клапана управления; 10 — перепускные клапаны; 11 — цилиндр усилителя; 12 — трубопровод к колесным цилиндрам; 13 — поршень цилиндра усилителя; 14 — шариковый клапан; 15 — толкатель; 16 — главный цилиндр тормозного привода; 17 — педаль; 18 — запорный клапан; 19 — камера; А, Б — полости камеры.

ное давление жидкости в трубопроводе 12 и колесных тормозных цилиндрах.

Когда торможение прекращается (педаль отпущена), в обеих полостях камеры будет разрежение, диафрагма 3 под действием пружины 4 займет первоначальное положение, шариковый клапан 14 поршня 13 откроется. В результате в гидравлической системе привода давление упадет, жидкость поступит в главный цилиндр 16, тормозная система будет расторможена.

Запорный клапан 18 разобщает двигатель и гидровакуумный усилитель, когда двигатель не работает. Перепускные клапаны 10 служат для удаления воздуха из гидроусилителя.

Характеристики тормозных систем автомобилей с гидравлическим приводом приведены ниже.

Автомобили ГАЗ-53А, ГАЗ-66. Тормоза барабанного типа с гидравлическим тормозным приводом и гидровакуумным усилителем. Стояночный тормоз барабанный с механическим (ручным) управлением.

Автомобиль УАЗ-452 и его модификации. Тормоза барабанного типа с гидравлическим приводом. Стояночный тормоз барабанный с механическим тормозным приводом.

Автомобиль ГАЗ-24 «Волга». Тормоза барабанного типа с независимым механическим и гидравлическим тормозным приводом, имеющим гидровакуумный усилитель и разделитель. Разделитель гидравлического тормозного привода предназначен для отключения поврежденных трубопроводов тормозной системы. Механический привод действует только на тормозные механизмы задних колес и служит для затормаживания автомобиля на стоянке; в необходимом случае может использоваться для торможения автомобиля и в движении.

§ 3. Тормозные системы с пневматическим тормозным приводом

Тормозная система с пневматическим тормозным приводом (на примере трактора К-701) состоит из компрессора 15 (рис. 279, а), регулятора давления 11, воздушных баллонов 14, предохранительного клапана 1, крана отбора воздуха 9, комбинированного тормозного крана 7, разобщительного крана 5, тормозных камер колес 3, соединительной головки 4.

Пневматическая система привода выполнена по однопроводной схеме.

Она обеспечивает работу тормозов трактора и прицепа (при наличии на нем пневмотормозов) и, кроме того, используется для привода стеклоочистителей 2, накачки шин и заправки трактора топливом.

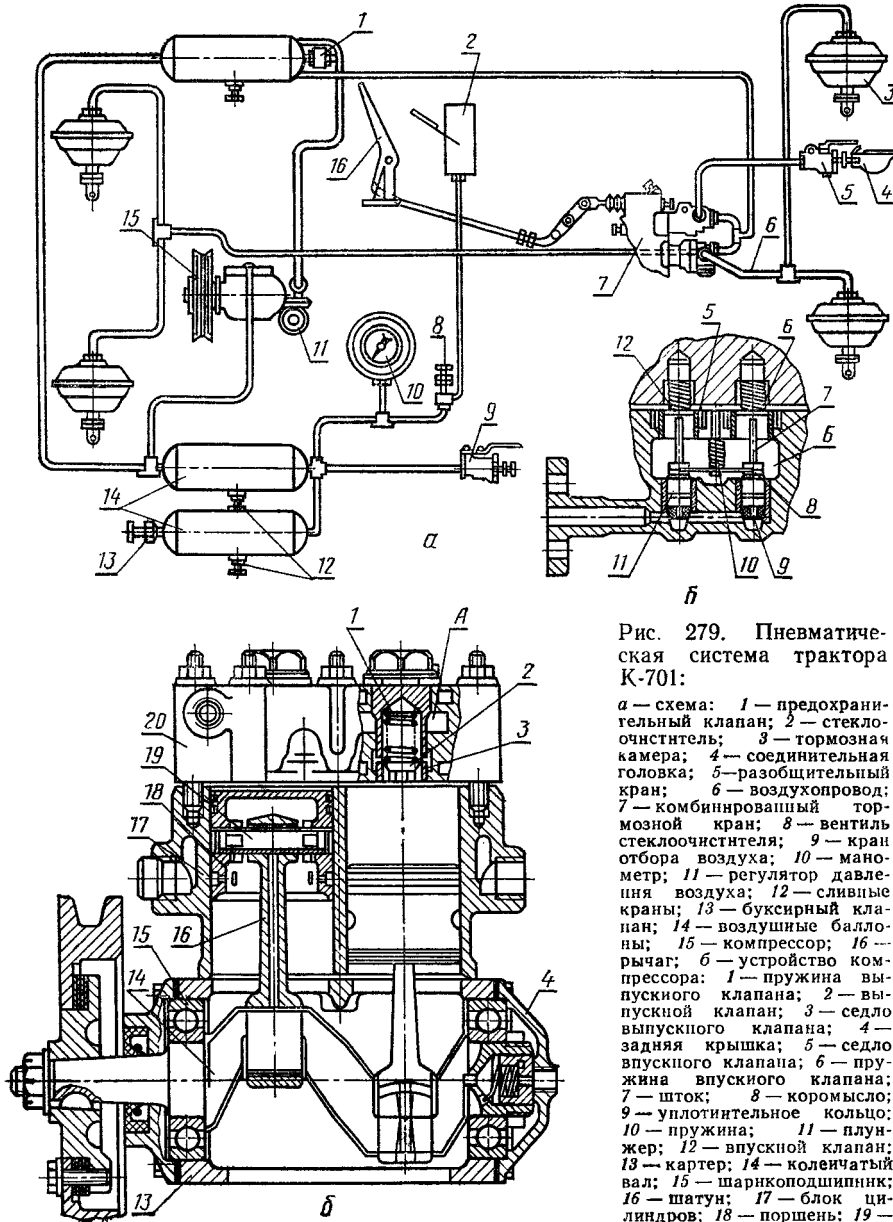


Рис. 279. Пневматическая система трактора К-701:

а — схема: 1 — предохранительный клапан; 2 — стеклоочиститель; 3 — тормозная камера; 4 — соединительная головка; 5 — разобщительный кран; 6 — воздухопровод; 7 — комбинированный тормозной кран; 8 — вентиль стеклоочистителя; 9 — кран отбора воздуха; 10 — манометр; 11 — регулятор давления воздуха; 12 — сливные краны; 13 — буксирный клапан; 14 — воздушные баллоны; 15 — компрессор; 16 — рычаг; б — устройство компрессора: 1 — пружина выпускного клапана; 2 — выпускной клапан; 3 — седло выпускного клапана; 4 — задняя крышка; 5 — седло впускного клапана; 6 — пружина впускного клапана; 7 — шток; 8 — коромысло; 9 — уплотнительное кольцо; 10 — пружина; 11 — плунжер; 12 — впускной клапан; 13 — картер; 14 — коленчатый вал; 15 — шаркоподшипник; 16 — шатун; 17 — блок цилиндров; 18 — поршень; 19 — палец; 20 — головка блока цилиндров.

Компрессор двухцилиндровый, одноступенчатый, поршневой, приводится в действие от шкива вентилятора через клиноременную передачу (рис. 279, б). Остовом компрессора служит картер 13, на котором укреплен блок цилиндров 17. В верхней части блока размещены два впускных пластинчатых клапана 12 с седлами 5 и пружинами 6. Ниже клапанов находится разгрузочное устройство, состоящее из плунжеров 11 с уплотнительными кольцами, штоками 7 и коромыслом 8 с пружиной 10. В головке 20 блока цилиндров помещены пластинчатые выпускные клапаны 2, прижатые к седлам пружинами 1. Полость А выпускных клапанов в головке сообщается через трубопроводы с воздушными баллонами 14 (рис. 279, а). Поршни 18 (рис. 279, б) компрессора — чугунные с двумя компрессионными и одним масляным кольцом каждый. Поршень соединен с шатуном 16 (через бронзовую втулку) плавающим пальцем 19 с заглушками из алюминиевого сплава. Коленчатый вал 14 опирается на два шариковых подшипника 15. Соединение вала с нижней головкой шатуна разъемное, головка шатуна залита баббитом. В теле шатуна просверлено отверстие для подачи масла от шатунного подшипника к пальцу и втулке верхней головки шатуна. Система смазки — комбинированная; масло поступает к задней крышке 4 компрессора из системы смазки двигателя и через уплотняющее устройство и каналы коленчатого вала идет под давлением к шатунным подшипникам и поршневым пальцам и втулкам шатунов. Выдавливаемое из шатунных подшипников масло разбрызгивается и смазывает шариковые подшипники коленчатого вала и стенки цилиндров. Охлаждение компрессора водяное, общее с двигателем. При всасывающем ходе поршня воздух, пройдя воздухоочиститель, поступает в цилиндр компрессора, а при ходе поршня вверх сжимается и через выпускные клапаны 2 поступает в пневматическую систему. При давлении в системе 0,7 МПа воздух проходит через регулятор давления 11 (рис. 279, а) к плунжеру 11 (рис. 279, б) разгрузочного устройства, которые, поднимаясь, открывают впускные клапаны 12, и подача воздуха в систему прекращается.

При снижении давления до 0,55 МПа клапаны 12 закрываются и воздух снова подается в систему.

Регулятор давления (рис. 280, а) автоматически поддерживает требуемое давление воздуха в системе. Он установлен на компрессоре и соединен с ним каналом. При повышении давления в системе воздух, пройдя фильтр 1, поступает в полость А, а из нее по каналу в полости Б и Г. Давление воздуха в полости Г действует на диафрагму 2 и, преодолевая усилие пружины 6, поднимает шток 5 с толкателем 3. При подъеме толкателя его центральный канал а перекрывается нижним конусом двойного клапана 4, при этом полость В, соединенная с атмосферой, изолируется от других полостей регулятора. Сжатый воздух из полости Б по каналам идет в полость Ж и далее по каналу Е под плунжеры 11 (см. рис. 279, б) разгрузочного устройства и в полость Д (рис. 280, а), где создает дополнительное усилие на штоке, способствующее более четкой работе регулятора. При снижении давления в системе пружина 6 опускает шток 5 и толкатель 3. При этом верхний конус клапана 4 садится в свое гнездо, а его нижний конус сообщает полости Д и Ж через полость Д с атмосферой, выпуская воздух из-под плунжеров разгрузочного устройства. Верхний клапан открывается при давлении в системе 0,7 МПа, нижний — при падении давления до 0,55 МПа.

Воздушные баллоны 14 (рис. 279, а) служат для создания запаса сжатого воздуха, его охлаждения и конденсации паров воды и масла. Они расположены в передней части трактора: два слева по ходу трактора, один справа. Вместимость баллонов одинакова — 20 л. Баллоны снабжены кранами 12 для слива воды и масла.

Предохранительный клапан 1 (см. рис. 279, а) прикреплен к правой балке передней полурамы трактора. Он служит для предохранения пневматической системы от чрезмерного повышения давления при неисправном регуляторе давления 11. Клапан шариковый, снабжен регулировочным винтом, срабатывает при давлении 0,9—0,95 МПа.

Соединительная головка 4 предназначена для соединения трубопроводов между трактором-тягачом и прицепом. Если произойдет разрыв сцепки, то головка разъединит воздухопроводы, не повреждая

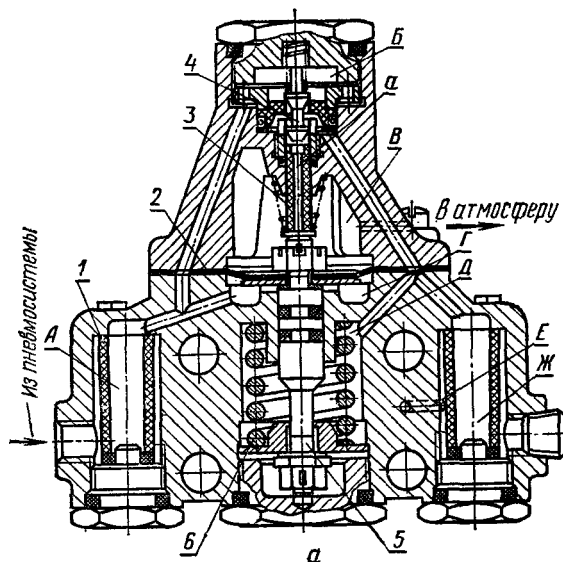
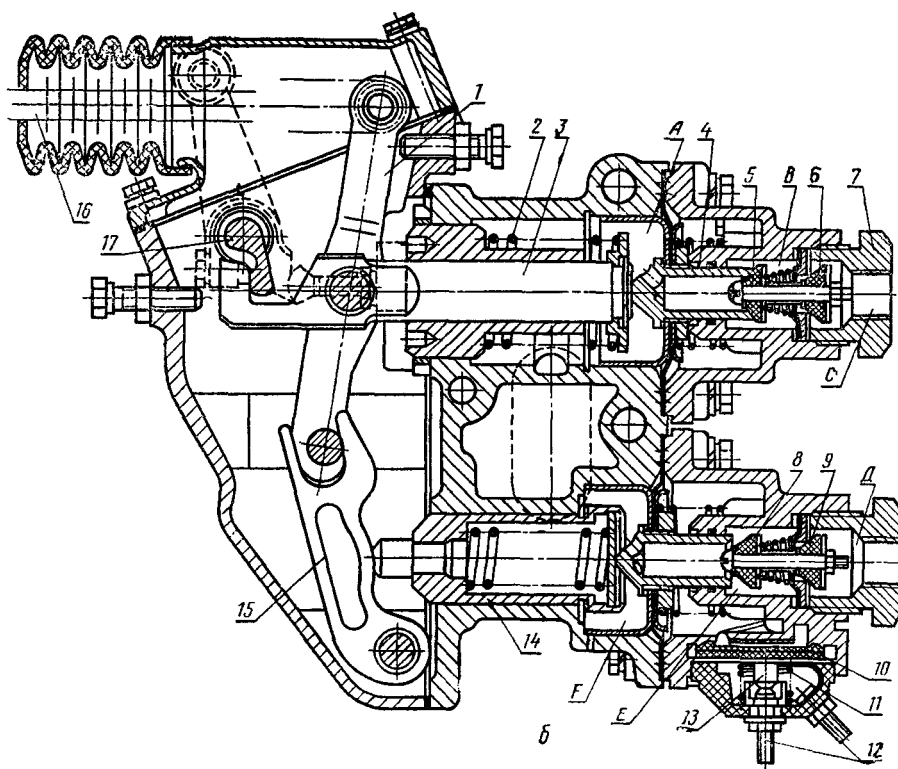


Рис. 280. Устройство пневматической системы:

а — регулятор давления: 1 — фильтр; 2 — диафрагма; 3 — толкатель; 4 — двойной клапан; 5 — шток; 6 — пружина; 7 — комбинированный тормозной кран: 1 — большой рычаг; 2 — уравновешивающая пружина секции тормозов прицепа; 3 — шток; 4 — седло выпускного клапана; 5 — выпускной клапан секции тормозов прицепа; 6 — впускной клапан секции тормозов прицепа; 7 — пробка; 8 — выпускной клапан секции тормозов трактора; 9 — впускной клапан секции тормозов трактора; 10 — диафрагма выключателя сигнала торможения; 11 — пружина контакта; 12 — клеммы выключателя сигнала торможения; 13 — подвижной контакт; 14 — стакан уравновешивающей пружины; 15 — малый рычаг; 16 — тяга привода тормозного крана; 17 — кулачок.



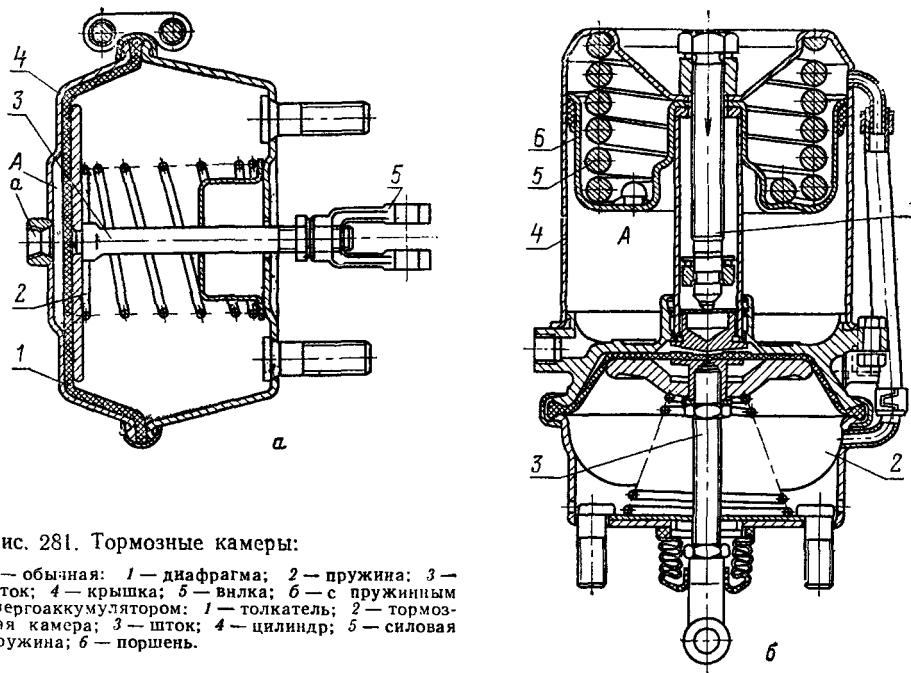


Рис. 281. Тормозные камеры:

a — обычная: 1 — диафрагма; 2 — пружина; 3 — шток; 4 — крышка; 5 — вилка; 6 — с пружинным энергоаккумулятором: 1 — толкатель; 2 — тормозная камера; 3 — шток; 4 — цилиндр; 5 — силовая пружина; 6 — поршень.

шлангов; установленный в головке клапан будет препятствовать выходу воздуха из пневматической системы. Соединительная головка установлена на задней полураме трактора с правой стороны.

Тормозные камеры 3 служат для приведения в действие колесных тормозов и состоят из корпуса с крышкой 4 (рис. 281, *a*), диафрагмы 1, пружины 2 и штока 3.

При торможении воздух поступает из комбинированного тормозного крана 7 (см. рис. 279, *a*) через отверстие *a* (рис. 281, *a*) в крышке 4, давит на диафрагму 1, перемещая шток 3 с вилкой 5. Вилка 5, соединенная с разжимным кулаком тормоза, поворачивает кулак, прижимая тормозные колодки к барабанам. При оттормаживании воздух выходит из полости *A* через отверстие в крышке, диафрагма возвращается под действием пружины 2 в исходное положение.

Разобщительный кран 5 (см. рис. 279, *a*) служит для отключения пневматической системы буксируемого прицепа от пневматической системы трактора. Кран установлен перед соединительной головкой 4.

Кран отбора воздуха 9 предназначен для отбора воздуха при накачке шин, заправки баков топливом и установлен с левой стороны трактора под топливным баком.

Комбинированный тормозной кран 7 служит для управления пневматическим приводом тормозов трактора и прицепа. Кран установлен с правой стороны под кабиной на балке передней полурамы. В корпусе крана (см. рис. 280, *b*) размещены секции: нижняя для управления тормозами трактора и верхняя для управления тормозами прицепа. Между корпусом и их крышками зажаты резиноканевые диафрагмы с седлами для выпускных 5 и 8 и впускных клапанов 6 и 9. Диафрагмы отжимаются к корпусу пружинами. Впускные клапаны 6 и 9 размещены на общих стержнях с выпускными клапанами 5 и 8. Нижняя секция крана имеет подвижной стакан 14 с уравновешивающей пружиной. В крышке крана на оси, соединенной со штоком 3, установлен большой рычаг 1, связанный тягой 16 с тормозной педалью.

Нижний конец рычага 1 пальцем входит в вырез малого рычага 15, сидящего на осн. Рычаг 15 соприкасается с упором стакана 14. В вырез штока 3 входит кулачок 17 валика, наружный рычаг которого соединен с рычагом центрального (ручного) тормоза трактора.

В расторможенном состоянии тормозная педаль отпущена и стакан 14 и диафрагма занимают крайнее левое положение. Выпускной клапан 8 открыт, а впускной 9 закрыт. Полость *E* тормозных камер трактора соединяется с полостью *F* и атмосферой — тормоза выключены. Одновременно верхняя диафрагма отжата вправо, выпускной клапан 5 закрыт, а впускной 6 открыт и соединяет полости *B* и *C*, сообщая воздушные баллоны трактора с соединительной магистралью прицепа. Воздух поступает в воздухораспределитель прицепа. Воздухораспределитель открывает доступ воздуху в воздушный баллон прицепа и прекращает его поступление к тормозным камерам колес. Когда давление в магистрали прицепа снижается, воздухораспределитель пропускает воздух из баллонов прицепа в тормозные камеры его колес.

При торможении педаль тормоза действует на тягу 16, рычаг 1 поворачивается и перемещает рычаг 15, который давит на шток стакана 14, и клапан 8 закрывается. Полость *E* и связанные с ней тормозные камеры отъединяются от атмосферы. При этом впускной клапан 9 открывается, и сжатый воздух поступает в полость *E*. Шток 3 перемещается влево, впускной клапан 6 закрывается. В результате этого полость *B*, соединенная с воздушной магистралью прицепа, сообщается с атмосферой и давление в системе падает. Воздух из баллонов прицепа поступает в тормозные камеры колес.

Наружный рычаг тормозного крана, связанный с кулачком 17, соединен с рычагом 16 (рис. 279, *a*) стояночного тормоза трактора тягой-компенсатором. Если передвинуть рычаг, предварительно нажав кнопку, то шток 3 (рис. 280, *b*) перемещается, и в результате прицеп притормаживается. Только рычагом (без нажатия кнопки) затормаживают прицеп на стоянке.

Буксирный клапан 13 (рис. 279, *a*) служит для приема сжатого воздуха в пневматическую систему тормозов трактора от системы тягача при буксировке. Клапан установлен на крайнем левом воздушном баллоне.

Тормозные системы автомобилей и тракторов с пневматическим приводом имеют следующие конструктивные особенности.

Автомобиль КамАЗ-5220. Тормоза всех колес рабочей тормозной системы барабанного типа, привод тормозов промежуточного и заднего ведущих мостов отдельный.

Вспомогательная тормозная система действует по принципу торможения автомобиля двигателем на длинных спусках, скользкой дороге и других подобных случаях (см. § 1). При включении вспомогательной системы прекращается подача топлива в цилиндры двигателя и создается противодействие на выпуске дроссельными заслонками тормозных механизмов, расположенных в приемных трубах глушителей. Механизмы вспомогательной тормозной системы приводятся в действие силовыми цилиндрами. На стоянке автомобиль удерживается тормозами колес задней тележки, которые приводятся в действие от пружинных энергоаккумуляторов. Энергоаккумуляторы используются также для привода запасной тормозной системы.

Энергоаккумулятор (см. рис. 281, *b*) прикрепляется к тормозным камерам 2 колес промежуточного и заднего ведущих мостов. Он представляет собой цилиндр 4, внутри которого помещена силовая пружина 5, опирающаяся на поршень 6 с толкателем 1, который через промежуточные детали соприкасается со штоком 3 тормозной камеры 2. Сжатый воздух из пневматической системы поступает в полость *A* энергоаккумулятора и сжимает пружину 5 — аккумулятор заряжен.

Действие запасной (стояночной) тормозной системы основано на разрядке энергоаккумулятора при выпуске воздуха из полости А цилиндра, в результате чего происходит перемещение толкателя 1 и штока 3 тормозной камеры 2 вниз, как показано стрелкой, и колеса затормаживаются.

В тормозную систему включено устройство запасного торможения, действующее автоматически, если произойдет обрыв тормозного шланга, откажет компрессор и т. д. Чтобы избежать аварийной ситуации

при включении устройства запасного торможения и вывести автомобиль с опасного участка дороги, предусмотрена система аварийного оттормаживания. Для этого в пневматическую систему, подающую сжатый воздух под поршни 6 силовых пружин 5, включен специальный кран; дополнительно предусмотрен механизм аварийного оттормаживания встроенный в каждый цилиндр энергоаккумулятора.

Тормозная система имеет пневматический регулятор (рис. 282) силы торможения, установленный на раме 9 автомобиля, назначение которого было описано в § 2. Рычаг 2 датчика регулятора соединен тягой 3 с упругим элементом 4, который закреплен на штанге 5 с компенсатором 6.

Автомобили ЗИЛ-130, ЗИЛ-131. Тормоза барабанного типа с пневматическим однопроводным тормозным приводом. Стояночный тормоз барабанный с механическим тормозным приводом.

Трактор Т-150К. Тормоза барабанного типа с пневматическим однопроводным приводом. Стояночный тормоз шкивной с механическим тормозным приводом, установлен на приводе переднего моста.

Тракторы МТЗ-80 и МТЗ-82. Тормоза дисковые, установлены на ведущих шестернях конечных передач, привод механический. Пневматический привод тормозов прицепа однопроводный, снабжен пневматическим переходником, позволяющим агрегатировать с трактором прицеп, оборудованный также и гидравлическим приводом тормозов.

§ 4. Техническое обслуживание тормозных систем

Исправность тормозной системы обеспечивается регулярной проверкой действия тормозов, тормозных приводов, техническим обслуживанием и регулировками. При каждом выходе автомобиля в рейс контроль работы тормозных систем обязателен.

К основным неисправностям тормозных систем относится недостаточное торможение (большой тормозной путь) при нажатии на педаль или рычаг тормозной системы, торможение рывками, занос автомобиля при торможении и торможение при отпущенной педали.

Причиной недостаточного замедления при торможении может стать замасливание, загрязнение или износ накладок тормозных колодок, лент и дисков тормозов. Замасленные накладки очищают и промывают, изношенные заменяют. Замасливание накладок вызывается подтеканием смазки через сальниковые уплотнения, которые в этом случае

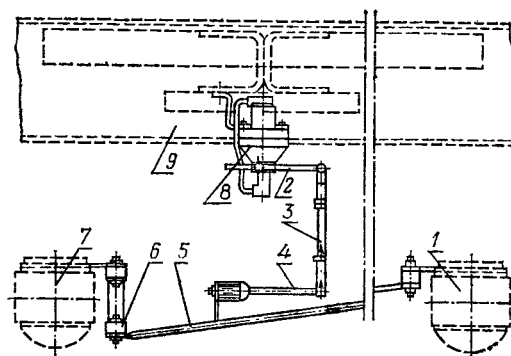


Рис. 282. Привод пневматического регулятора силы торможения:

1 — задний ведущий мост; 2 — рычаг датчика регулятора; 3 — тяга; 4 — упругий элемент; 5 — штанга; 6 — компенсатор; 7 — промежуточный ведущий мост; 8 — регулятор; 9 — рама.

нужно заменять. При сборке обращают внимание на упругость пружин колодок, крепление опорных пальцев, опорных дисков и других деталей.

Недостаточное торможение или притормаживание автомобиля при отпущенной педали происходит вследствие неправильной регулировки тормозных тяг: при большой длине тяги ход педали увеличивается и полного торможения не происходит. Наоборот, при отсутствии свободного хода педали торможение может не прекращаться даже после того, как педаль будет отпущена. Неисправность устраняется регулировкой длины тормозных тяг.

Причиной недостаточного торможения автомобилей с гидравлическим тормозным приводом может стать утечка тормозной жидкости и попадание воздуха в тормозную систему. В качестве тормозной жидкости для гидравлического тормозного привода применяют различные смеси. Наиболее употребительные из них гликолевые (ГТЖ-22) и спиртово-касторовые (ЭСК и БСК). Смешивание жидкостей различных марок недопустимо.

Чтобы удалить воздух из системы, надо прокачать все колесные цилиндры. Для этого отвертывают болт перепускного клапана и ввертывают специальный штуцер со шлангом. Конец шланга опускают в банку вместимостью 0,5 л, наполовину заполненную тормозной жидкостью. Затем перепускной клапан отвертывают на $1/2$ — $3/4$ оборота, несколько раз резко нажимают на педаль и плавно ее отпускают. Прокачка ведется до прекращения выделения пузырьков воздуха через шланг, при этом следят за уровнем жидкости в главном тормозном цилиндре и при необходимости доливают ее. После прокачки перепускной клапан цилиндра плотно заворачивают, причем педаль должна быть нажата. После того как прокачают колесные цилиндры всех тормозов, вновь проверяют уровень жидкости в главном цилиндре.

Торможение автомобиля рывками может явиться результатом неравномерного износа рабочей поверхности тормозного барабана. Занос автомобиля вызывается неравномерной регулировкой привода тормозов правых и левых колес.

Пневматическая система привода тормозов требует контроля за давлением воздуха. Давление воздуха в системе проверяют манометром. Перед выездом из гаража или после длительной стоянки оно не должно быть ниже 0,45 МПа (на примере автомобиля ЗИЛ-130). В процессе работы автомобиля давление должно находиться в пределах 0,56—0,73 МПа.

Необходимо проверять герметичность соединений системы, через которые возможны утечки воздуха.

При начальном давлении воздуха 0,7—0,73 МПа запас воздуха в резервуаре должен обеспечить 8—10 полных торможений при неработающем двигателе. Быстрое падение давления до 0,2 МПа при остановленном двигателе указывает на утечку воздуха, а увеличение давления более 0,73 МПа — на неисправность регулятора давления. Если давление превышает 1,0 МПа, то это свидетельствует о неисправности предохранительного клапана.

Техническое обслуживание пневматического привода включает в себя проверку и регулировку натяжения ремня привода компрессора, проверку креплений, регулировку наибольшего давления в тормозных камерах, контроль работы тормозного крана и слив конденсата из воздушных баллонов. Полное торможение должно происходить при нажатии на рычаг или педаль после того, как они установлены в положение половины полного хода.

Раздел двенадцатый

РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ



Глава 38

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ НАВЕСНЫЕ СИСТЕМЫ

§ 1. Общие сведения

Для соединения навесной машины с трактором и управления ее работой служит *навесная система*.

Трактор, навесная система и машина вместе образуют *навесной агрегат*.

Навесные агрегаты обладают весьма существенными преимуществами перед прицепными: хорошая маневренность, более высокая производительность, меньший расход топлива на единицу выполненной работы, относительно малая металлоемкость навесных машин; кроме того, на некоторых видах работ исключается необходимость во вспомогательных рабочих.

Возможны разные варианты размещения навесных машин и соответственно их навески в тракторном агрегате: *задняя, передняя, фронтальная, боковая, эшелонированная, шеренговая, комбинированная*. В комбинированных агрегатах, когда одновременно совмещается несколько технологических операций (скажем, культивация, посев и подкормка минеральными удобрениями), применяют совместно два варианта навески, например фронтальную и заднюю.

Навесная система состоит из двух основных частей: навесного устройства и гидравлической системы.

Навесное устройство служит для присоединения к трактору навесных сельскохозяйственных машин и представляет собой рычажную систему, размещенную позади трактора.

Основное назначение гидравлической навесной системы — управление навесными машинами (их подъем и опускание, фиксация в определенном положении, регулирование глубины обработки почвы и др.). Однако гидравлический привод или его отдельные агрегаты используются для управления работой прицепных и полунавесных гидрофицированных машин и ряда вспомогательных операций (уменьшение буксования трактора, сцепка полуприцепа, привод гидроусилителя механизмов управления, сцеплений, в качестве гидравлического домкрата и т. д.). В простейшем виде гидравлическая система включает в себя насос, распределитель, бак, силовой цилиндр, трубопроводы с арматурой.

Навесные системы всех отечественных тракторов выполнены по раздельно-агрегатному принципу: они состоят из размещенных на тракторе отдельных устройств, которые унифицированы и выполнены по одинаковой принципиальной схеме, не исключаяющей, разумеется, второстепенные различия.

§ 2. Насосы и распределители

Процессы управления в гидравлических механизмах должны занимать определенное, весьма ограниченное время: например, подъем навесной машины в конце гона — не более 2—3 с, иначе обработка почвы

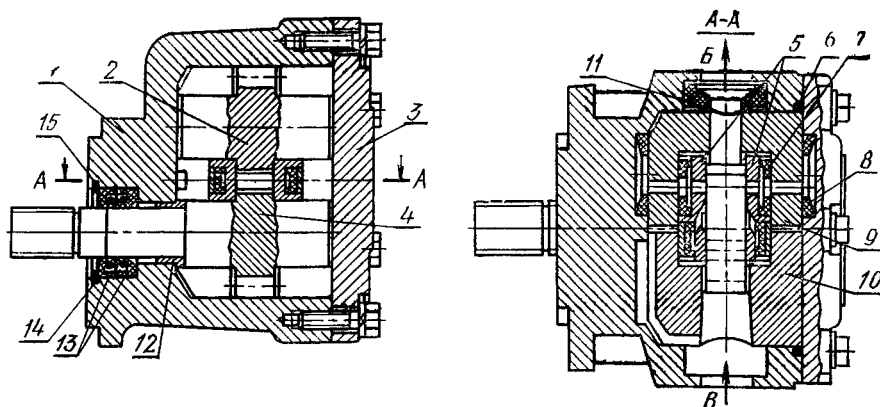


Рис. 283. Шестеренчатый насос:

1 — корпус; 2 — ведомая шестерня; 3 — крышка; 4 — ведущая шестерня; 5 — пластики; 6 — уплотнительное кольцо; 7 — манжета торцового уплотнения; 8 — разгрузочная манжета; 9 — поджимная обойма; 10 — подшипниковая обойма; 11 — манжета радиального уплотнения; 12 — центрирующая втулка; 13 — сальник; 14 — опорное кольцо; 15 — стопорное кольцо; В — всасывающее отверстие; Б — нагнетательное отверстие.

не будет качественной. Поэтому насос гидросистемы должен подать в силовой цилиндр в единицу времени определенное количество рабочей жидкости под давлением.

В гидравлических системах тракторов применяются шестеренчатые насосы постоянной производительности.

Насос НШ-32-2 (рис. 283) состоит из корпуса 1 с помещенными в него ведущей 4 и ведомой 2 шестернями, подшипниковой обоймы 10, пластинок 5 и манжет торцового уплотнения. Шестерни изготовлены как одно целое с цапфами. Подшипниковая обойма 10 представляет собой полуцилиндр с четырьмя гнездами для цапф шестерен. К корпусу болтами прикреплена крышка 3; сопряжение этих деталей уплотнено кольцом 6.

Для предупреждения внутренних утечек жидкости из нагнетательной полости во всасывающую предусмотрено гидравлическое, автоматически действующее уплотнение шестерен по торцам зубьев и их поверхности.

Уплотнение по торцам зубьев выполняется двумя пластиками 5, помещенными в поджимной 9 и подшипниковой 10 обоймах. В месте размещения манжет 7 давление жидкости поджимает пластики к торцам шестерен. Манжеты 8, находящиеся в расточках корпуса и крышки, образуют область противодействия, разгружающую поджимную обойму 9 от давлений на нее со стороны манжет 7.

Уплотнение по поверхности зубьев, представляющее собой конструктивную особенность насоса, выполнено следующим образом. Подшипниковая обойма опирается на цапфы шестерни и огибает наружную поверхность ее зубьев. Давление рабочей жидкости в зоне нагнетательного отверстия постоянно поджимает (через манжету 11) обойму 9 к наружной поверхности зубьев шестерен. По мере износа шестерен и обоймы давление жидкости перемещает обойму в сторону шестерен, сохраняя этим нормальный зазор между поверхностями зубьев и обоймы.

В маркировке насосов первые две буквы означают «насосы шестеренчатые», а число после них — теоретическую подачу рабочей жидкости (см³) за один оборот вала.

Насос НШ-32-2 устанавливается на тракторах МТЗ-80/82, его производительность 45 л/мин при частоте вращения двигателя 2200 об/мин.

Распределитель выполняет следующие основные функции: распределяет поток рабочей жидкости, нагнетаемой насосом, между исполни-

тельными механизмами — силовыми цилиндрами и другими потребителями; автоматически переключает гидравлическую систему на холостой ход — перепускает рабочую жидкость в бак, когда все исполнительные механизмы отключены; ограничивает во избежание перегрузок давление в гидравлической системе.

На тракторах применяют распределители *клапанно-золотникового типа*, где основными рабочими элементами, управляющими движением жидкости в гидравлической системе, являются перепускной клапан и золотники.

Чтобы управлять работой различных навесных машин, трактор оборудуют двумя (Т-25А и самоходные шасси Т-16М) или тремя (все остальные тракторы) силовыми цилиндрами. Поэтому на тракторы устанавливают распределители, состоящие из двух или трех секций, причем каждая управляет отдельно и независимо одним силовым цилиндром. Секции распределителя объединены в общем корпусе. В зависимости от числа золотников (каждая секция имеет один золотник) распределитель называют двух- или трехзолотниковым.

В расточенных отверстиях корпуса 10 (рис. 284) размещены золотники 11, перепускной 2 и предохранительный 3 клапаны. К корпусу прикреплены крышки 4 и 12. В верхней крышке 12 шарнирно укреплены рукоятки управления золотниками. Полость В предназначена для слива жидкости в бак. Жидкость от насоса под давлением подводится по трубопроводу к полости В высокого давления распределителя. От рас-

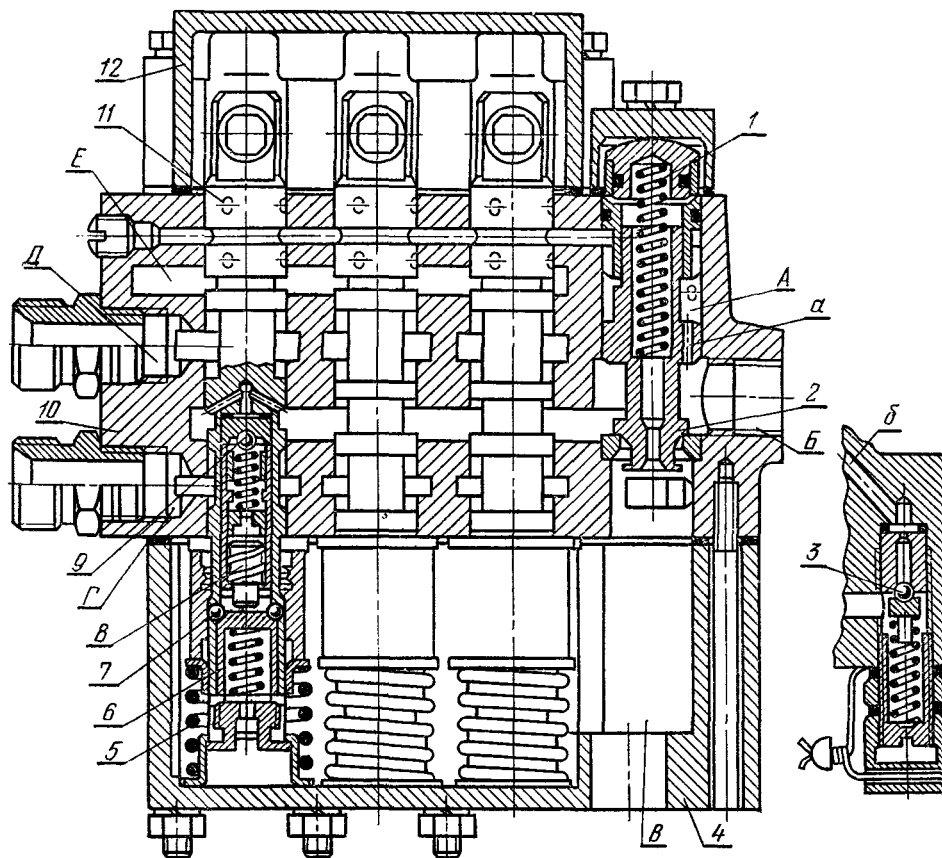


Рис. 284. Распределитель:

1, 5 — пружины; 2 — перепускной клапан; 3 — предохранительный клапан; 4, 12 — крышки; 6 — втулка; 7 — фиксатор; 8 — бустер (поршень); 9 — шариковый клапан; 10 — корпус; 11 — золотник; А — полость над перепускным клапаном; В — полость нагнетания; В — полость слива; Г, Д — каналы, соединяющие распределитель с силовыми цилиндрами; Е — отводной канал.

пределителя жидкость может поступать в верхнюю и нижнюю полости силового цилиндра: каждый цилиндр соединен с каналами *Д* и *Г* секции распределителя трубопроводами. Перепускной клапан *2* закрывает отверстие, сообщающее полость *Б* высокого давления с полостью *В* слива. Клапан прижат к седлу пружиной *1*. Полость *Б* через калиброванное отверстие *а* соединяется с отводным каналом *Е*, который сообщается с полостью *В* распределителя. Предохранительный клапан *3* связан каналом *б* с полостью *А* над перепускным клапаном *2*. При чрезмерном повышении давления в системе предохранительный клапан открывается и соединяет полость *А* с полостью *В* слива.

Для тракторов выпускаются трехзолотниковые Р75-В3 и двухзолотниковые Р75-В2 распределители. Их марки расшифровываются так: Р — распределитель, 75 — пропускная способность (л/мин), В — конструктивный вариант, 2 или 3 — число золотников.

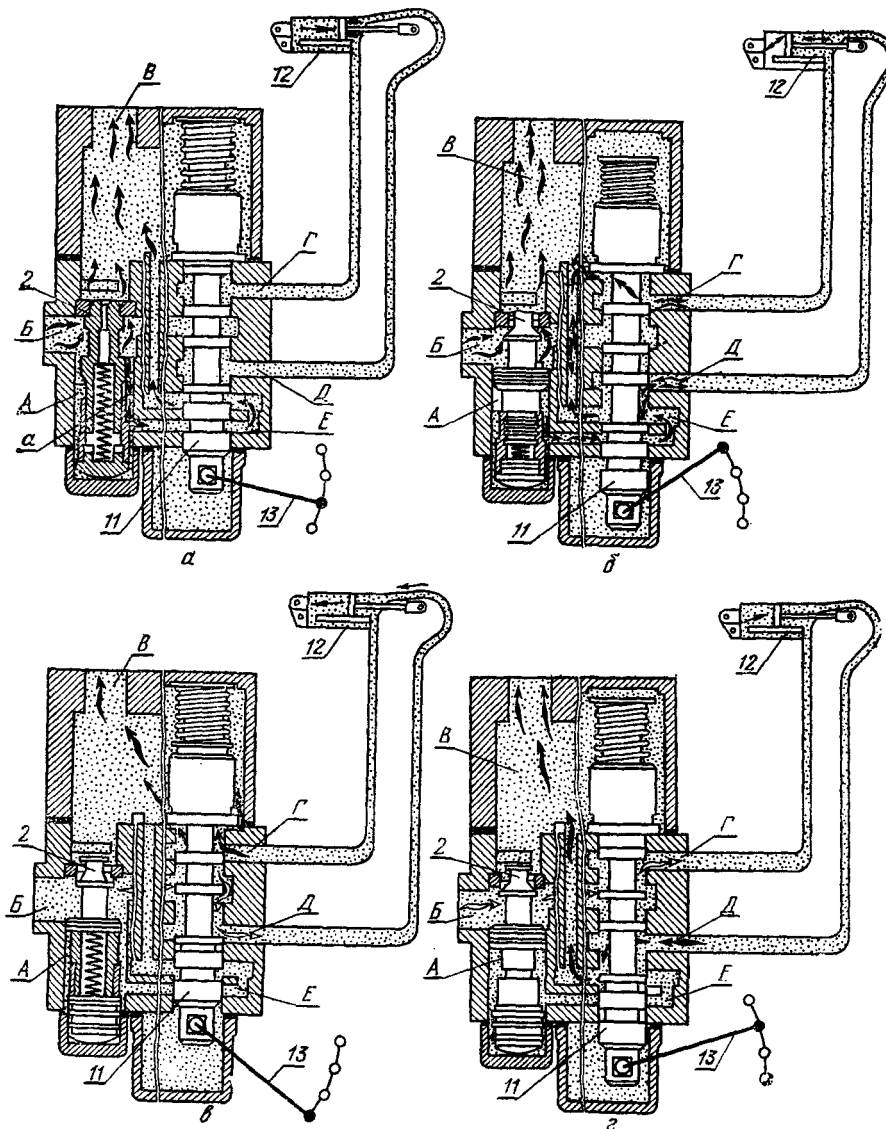


Рис. 285. Схема работы распределителя:

а — нейтральное; *б* — плавающее; *в* — подъем; *г* — опускание; позиции: 2, 11, А, Б, В, Г, Д, Е — те же, что на рисунке 284; 12 — цилиндр; 13 — рукоятка распределителя; положение рукоятки: «нейтральное»; «плавающее»; «подъем»; «опускание».

Рассмотрим схему действия распределителя при различных режимах работы гидравлической навесной системы. Распределитель рассчитан на четыре режима работы: *подъем, опускание, плавающее и нейтральное*. Каждому из этих режимов соответствует определенное положение (позиция) золотника.

Когда орудие находится в транспортном положении (рис. 285, а), золотник 11 устанавливается в положение «нейтральное». Жидкость от насоса под рабочим давлением поступает в нагнетательную полость В распределителя и по калиброванному отверстию а перепускного клапана 2 идет в отводной канал Е и далее в полость В слива и в бак. Из-за падения давления в полости А над перепускным клапаном 2 клапан открывается давлением жидкости, и она движется параллельным потоком в полость В слива и в бак. Выход жидкости из обеих полостей силового цилиндра 12 будет закрыт, орудие жестко зафиксировано относительно остова трактора.

В позиции золотника 11 «плавающее» (рис. 285, б) давление в полости А, сообщенной с отводным каналом Е через калиброванное отверстие, меньше давления в полости В, и перепускной клапан 2 открыт. Жидкость, поступившая в полость В, сливается через перепускной клапан 2 и отводной канал Е в полость В и далее в бак.

Обе полости силового цилиндра 12 связаны трубопроводами с полостью В слива распределителя через каналы Д и Г. Навесное орудие под действием силы тяжести опускается, и рабочие органы заглубляются в почву. Так как обе полости силового цилиндра 12 сообщены между собой, то орудие свободно перемещается относительно остова трактора.

Подъем орудия в транспортное положение (рис. 285, в) происходит, когда золотник 11 установлен в положение «подъем». Золотник перекрывает отводной канал Е и одновременно открывает доступ жидкости из нагнетательной полости В в канал Д, который соединен трубопроводом с правой полостью силового цилиндра 12. Поршень силового цилиндра со штоком перемещается в направлении, соответствующем подъему орудия. Из противоположной полости цилиндра жидкость вытесняется поршнем по трубопроводу в канал Г распределителя и далее через полость В слива в бак.

При принудительном опускании орудия отводной канал Е (рис. 285, г) перекрыт, давление в полостях А и В выравнено, пружина держит перепускной клапан 2 закрытым; из полости В по каналу Г и далее по трубопроводу жидкость поступает в левую полость силового цилиндра 12. Поршень цилиндра через шток действует на навесное устройство и принудительно опускает орудие. Жидкость из правой полости силового цилиндра вытесняется по трубопроводу, каналу Д и полости В распределителя в бак.

В положения «опускание», «плавающее» и «подъем» золотник 11 устанавливают вручную при помощи рукоятки 13, после окончания операций «опускание» и «подъем» он возвращается в «нейтральное» положение (т. е. переключает работу насоса на холостой ход) автоматически, а из положения «плавающее» — вручную.

В «нейтральное» положение золотник возвращается специальным автоматическим устройством. В положениях «подъем» или «опускание» фиксаторы 7 (см. рис. 284), установленные в отверстие золотника, попадают во внутренние канавки обоймы и, заклиниваясь, удерживают золотник. Такое положение сохраняется до того момента, пока поршень силового цилиндра не дойдет до своего крайнего нижнего или верхнего положения и давления жидкости не повысится до 11,0—12,5 МПа. В этот момент шариковый клапан 9 будет прижат к своему гнезду, и жидкость бустером (поршеньком) 8 переместит втулку 6. Фиксаторы 7 под действием пружины 5 выходят из канавок обоймы, и золотник устанавливается в положение «нейтральное».

§ 3. Силовые цилиндры

Силовой цилиндр представляет собой гидравлический двигатель, преобразующий энергию потока жидкости в механическую энергию поршня, совершающего возвратно-поступательное движение относительно корпуса цилиндра. Силовые цилиндры используются в навесных гидравлических системах для подъема и опускания навесных, полунавесных орудий и рабочих органов гидрофицированных машин, а также для некоторых других целей.

Цилиндры разделяют на *основные* и *выносные*. Основные устанавливаются на навесных устройствах, выносные — непосредственно на полунавесных и прицепных гидрофицированных машинах.

По направлению принудительного движения поршня различают цилиндры *двухстороннего* и *одностороннего действия*. У первых рабочая жидкость подается попеременно в обе полости при переключении золотника распределителя из одного рабочего положения в другое. У вторых рабочая жидкость подается только в одну полость, а противоположная полость сообщается с атмосферой через сапун. В гидросистемах тракторов преимущественно используются цилиндры двухстороннего действия.

Цилиндр состоит из корпуса *11* (рис. 286, *а*), крышек *10* и *12*, скрепленных болтами, поршня *8* со штоком *7*, каналов с ограничительным клапаном *4*.

Шток *7* проходит через верхнюю крышку *12* с уплотнительными резиновыми кольцами и набором чистиков *13* — стальных пластин, очищающих шток от грязи. Вилка *1* на конце штока служит для его соединения с подъемным рычагом навесного устройства или рычажным устройством на гидрофицированном орудии. На вилке *1* размещен передвижной упор *2*. Кронштейном нижней крышки *10* цилиндр связан с нижней осью навесного устройства или местом крепления на орудии. К каналам верхней крышки присоединены трубопроводы, идущие от распределителя. При подъеме орудия поток жидкости по шлангу и каналам крышки *12* и трубке *6* поступает в полость *Б*. Из полости *А* жидкость вытесняется поршнем *8* по трубопроводу в распределитель и далее в бак.

При опускании орудия жидкость от распределителя по шлангу и каналам крышки *12* нагнетается в полость *А*, а из полости *Б* через распределитель вытесняется в бак. Движение жидкости продолжается до тех пор, пока упор *2* не надавит на ограничительный клапан *4* (рис. 286, *б*), который перекроет путь на слив. Давление в системе возрастает, и золотник распределителя возвратится в нейтральное положение, прекращая подачу жидкости в цилиндр.

Клапан *4* позволяет бесступенчато регулировать ход поршня при втягивании штока от 20 мм до максимально возможного — в соответствии с размером цилиндра (110, 200, 250 мм). Регулировку ведут перемещением подвижного упора *2* на штоке *7*. Клапан используется при позиционном регулировании глубины хода рабочих органов машины при работе с навесными ямокопами, погрузчиками, с гидрофицированными прицепными культиваторами и сеялками.

В штуцере трубопровода цилиндра установлен пластинчатый замедляющий клапан (рис. 286, *в*), который предназначен для уменьшения скорости движения штока цилиндра под действием силы тяжести орудия при его опускании. Плавное опускание орудия исключает удар его о землю. Клапан состоит из корпуса *16*, в котором помещена шайба *15*, имеющая звездообразную форму и дроссельное отверстие в середине. Перемещение шайбы ограничивается с одной стороны буртом корпуса, а с другой — тремя штифтами *14*, запрессованными в корпус. Во время опускания орудия жидкость вытесняется из подъемной полости цилиндра.

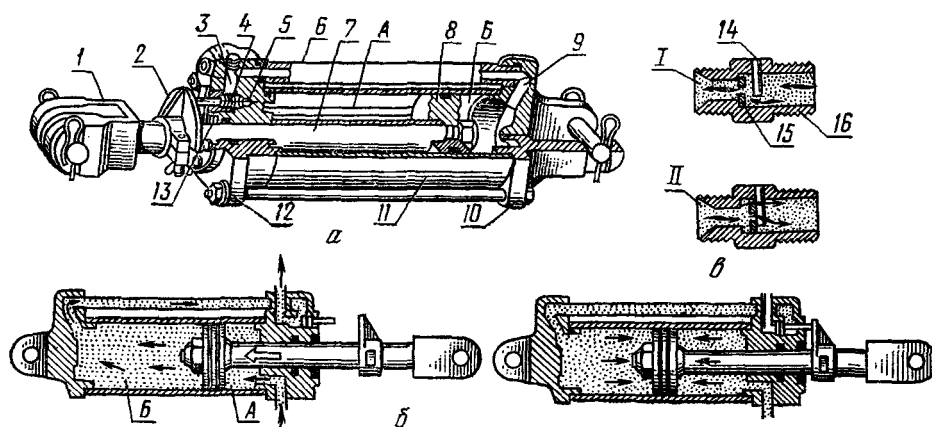


Рис. 286. Силовой цилиндр:

а — силовой цилиндр; *б* — схема работы ограничительного клапана; *в* — схема работы замедлительного клапана; 1 — опускание орудия; 11 — подъем орудия; 1 — вилка; 2 — упор; 3, 5, 9 — каналы; 4 — ограничительный клапан; 6 — трубка; 7 — шток; 8 — поршень; 10, 12 — крышки; 11 — корпус цилиндра; 13 — чистики; 14 — штифты; 15 — шайба; 16 — корпус замедляющего клапана; А, В — полости силового цилиндра.

ра и прижимает шайбу 15 к бурту корпуса; проходное сечение для жидкости ограничивается дроссельным отверстием шайбы. Движение штока затормаживается (I). Когда поток жидкости идет в обратном направлении (при подъеме орудия), шайба прижимается к штифтам, образуя увеличенное проходное сечение за счет своих наружных вырезов (II).

Для тракторов различных марок выпускаются силовые цилиндры шести типоразмеров: Ц-55, Ц-90, Ц-100, Ц-110, Ц-120 (Ц — цилиндр, число — внутренний диаметр цилиндра в миллиметрах).

§ 4. Баки, трубопроводы и арматура

Бак гидросистемы соединен с насосом всасывающим трубопроводом, а с распределителем — сливной трубой. Объем бака обычно составляет не менее половины теоретической производительности насоса, что обеспечивает работу системы без перегрева и вспенивания рабочей жидкости, а также пополнение частичных утечек через неплотности. Рабочей жидкостью в тракторных гидросистемах служат минеральные масла (например, дизельное масло, автолы).

Конструкции баков (штампованных или литых) тракторов мало отличаются друг от друга.

Фильтрующие устройства (фильтры) баков, устанавливаемые на конце сливной трубы, очищают масло, поступающее в бак из распределителя. Для перепуска масла в бак при загрязнении масла предусматривается шариковый предохранительный клапан, который открывается, когда давление масла в корпусе фильтра достигнет 0,35 МПа.

Трубопроводы, применяемые для соединения агрегатов гидросистемы, представляют собой стальные трубки и резинометаллические шланги.

В качестве металлических трубопроводов используются бесшовные трубки высокого давления с внутренним диаметром 10 и 16 мм. К концам стальных трубопроводов приварены уплотняющие конусы с накидными гайками для присоединения к штуцерам.

Резинометаллические шланги состоят из двух слоев резины, между которыми помещены стальная оплетка и два слоя хлопчатобумажной ткани.

тобумажной оплетки, а верхний слой резины покрыт тканью. На концах шлангов закреплены ниппели с конусными концами и накидными гайками, навинчиваемыми на штуцер. Шланги и стальные трубопроводы рассчитаны на работу под высоким давлением (до 20 МПа).

К арматуре, применяемой в соединениях трубопроводов и шлангов, относятся запорные клапаны и разрывные муфты.

Запорный клапан представляет собой штуцер с навинченным на него корпусом. Внутри штуцера помещена крестовина с пружиной и шариковым клапаном. Когда трубопровод не присоединен к шлангу, пружина плотно прижимает шариковый клапан к сферической поверхности корпуса. На шланге имеется запорный клапан, устроенный подобно описанному; накидной гайкой он присоединяется к корпусу запорного клапана трубопровода.

Когда трубопровод и шланг соединены, клапаны упираются друг в друга и, отжимая пружины, отходят от своих сферических поверхностей, не препятствуя движению жидкости. При отъединении шлангов клапаны прижимаются пружинами к отверстиям штуцеров и предупреждают утечку жидкости из системы и загрязнение трубопроводов и шлангов.

Шланги от распределителя к цилиндрам, устанавливаемым на прицепных гидрофицированных машинах, соединяются между собой разрывными муфтами.

Разрывная муфта представляет собой соединительное запорное устройство с замком, автоматически размыкающимся при осевом усилии 200—250 Н. Она служит для предупреждения обрыва шлангов и утечек масла при отъезде трактора от прицепной машины, на которой смонтированы силовые цилиндры, если по какой-либо причине шланги не были заранее разъединены.

Запорные клапаны и разрывные муфты изготавливаются двух типов: пропускной способностью до 50 и до 75 л/мин.

§ 5. Навесные устройства

Устройства для навески машин в зависимости от того, как располагается машина на тракторе, различны. Если машины навешивают сбоку или впереди трактора, то на полураме предусматриваются посадочные места с отверстиями под болты крепления или специальные кронштейны. Для навески машин между передней и задней осями (самходные шасси Т-16М) служат планки-лонжероны, приваренные к продольным трубам рамы, а также площадки с отверстиями на переднем брус. Для присоединения навесных машин позади трактора служат специальные шарнирные рычажные четырехзвенные механизмы — так называемые навесные устройства, которыми снабжаются все тракторы.

От основных размеров и регулировки навесного устройства зависят заглубленность рабочих органов в почву, скорость заглубления, проходимость агрегата с орудием, поднятым в транспортное положение, нагрузка на опорные колеса машины и ведущие колеса трактора, устойчивость прямолинейного движения агрегата.

Навесное устройство (рис. 287) состоит из нижних 10 и верхней 7 тяг, раскосов 1 и 2, соединяющих нижние тяги с подъемными рычагами 6, и натяжных звеньев или ограничительных цепей 11. Навесное устройство присоединено к трактору с помощью подъемно-присоединительного механизма, куда входят подъемный вал 13, подъемные рычаги 6, рычаг 5 цилиндра и силовой цилиндр 3.

По способу присоединения тяг к трактору различают двух- и трехточечные навесные устройства.

У трехточечного навесного устройства с корпусом трактора соединяются две нижние тяги 10 при помощи шарниров 12 и верхняя тяга 7

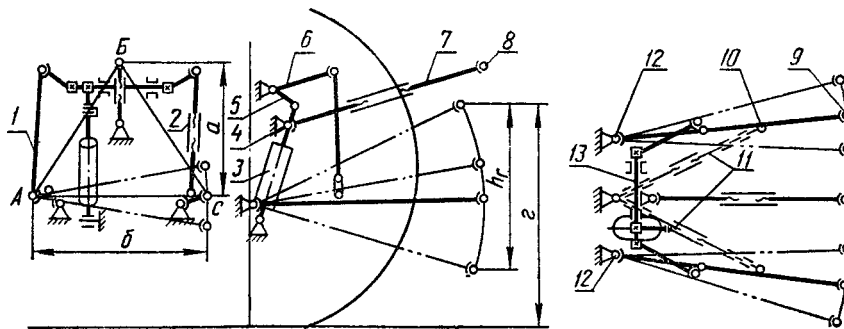


Рис. 287. Схема навесного устройства

1 — левый раскос; 2 — правый (регулируемый) раскос; 3 — силовой цилиндр; 4, 8, 9, 12 — присоединительные шарниры; 5 — рычаг цилиндра; 6 — подъемный рычаг; 7 — верхняя тяга; 10 — нижние тяги; 11 — ограничительные цепи; 13 — подъемный вал; a — высота присоединительного треугольника; b — длина основания присоединительного треугольника (оси подвеса орудия); ABC — присоединительный треугольник; h_p — ход оси подвеса; z — максимальная высота подъема оси подвеса от поверхности.

посредством шарнира 4. Благодаря этому нижние тяги образуют с рамой орудия трапецию, препятствующую отклонению орудия от продольной оси трактора. Такие устройства применяют на колесных универсально-пропашных тракторах, правое колесо которых при пахоте движется в борозде.

В двухточечном навесном устройстве обе нижние тяги соединяются с трактором в одной точке (шарниры 12 сближаются), а верхняя — так же, как в трехточечном варианте. Поэтому при пахоте гусеничным трактором двухточечное навесное устройство допускает некоторый поворот трактора относительно заглубленного в почву навесного плуга. Для движения правой гусеницы трактора по полю на определенном расстоянии от стенки борозды точка крепления нижних тяг к трактору может смещаться несколько вправо от среднего положения.

На гусеничных и колесных тракторах общего назначения (К-701, Т-150К) используют универсальные навесные устройства, позволяющие путем переналадки обеспечить любую из двух схем.

Навесные устройства характеризуются размерами присоединительного треугольника ABC , высотой a и длиной основания b , ходом h_p оси подвеса — расстоянием от ее крайнего нижнего до транспортного положения, максимальной высотой z подъема оси подвеса от поверхности почвы и размерами присоединительных шарниров 4, 8, 9, 12.

Высота a присоединительного треугольника (стойки навесной машины) для тракторов тяговых классов 6, 9 и 14 кН равна 450 мм, для тракторов классов 30 кН—700 мм, для тракторов 40 и 50 кН—1050 мм. Основание b присоединительного треугольника (длина оси подвеса навесной машины) у тракторов класса 6 кН (Т-25А) составляет 600 мм, у тракторов 9, 14 и 20 кН—600 и 800 мм, у тракторов 30 кН—800 и 1000 мм. Ход h_p оси подвеса различных тракторов лежит в пределах 550—1000 мм и устанавливается для обеспечения транспортного просвета между нижними точками поднятой машины и почвой в расчете на движение по пересеченной местности. Нижнее рабочее положение оси подвеса над почвой равно 400—500 мм, что позволяет иметь запас хода 200—300 мм для заглубления рабочих органов в почву.

Навесное устройство тракторов МТЗ-80, МТЗ-82 — трехточечное (рис. 288). Проушина крышки силового цилиндра пальцем присоединена к кронштейну, прикрепленному к корпусу заднего моста. Вилка штока цилиндра соединена с поворотным рычагом 3, сидящим на шли-

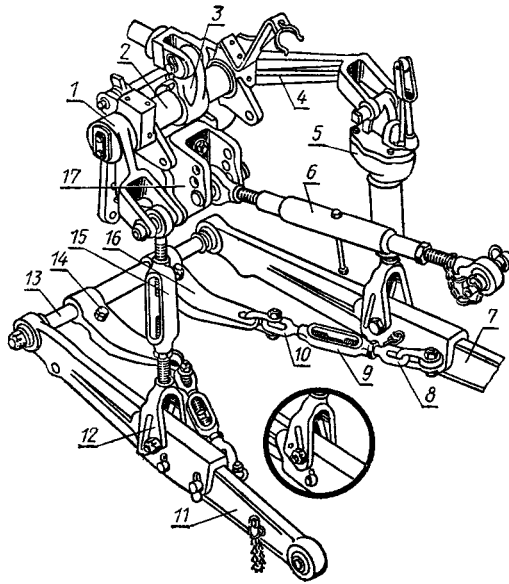


Рис. 288. Навесное устройство тракторов МТЗ-80/82:

1, 4 — наружные рычаги; 2 — поворотный вал; 3 — поворотный рычаг; 5 — правый раскос; 6 — верхняя (центральная) тяга; 7, 11 — нижние продольные тяги; 8, 10 — винты ограничительной цепи; 9 — стяжка; 12 — вилка раскоса; 13 — ось продольных тяг; 14 — регулировочный болт; 15 — стяжка; 16 — кронштейн растяжек; 17 — серьга датчика.

цах поворотного вала 2. Вал 2 установлен в кронштейне на втулках. Наружные рычаги 1 и 4 вверху шлицами соединены с валом 2, а внизу при помощи раскосов — с нижними продольными тягами 7 и 11. Левый раскос состоит из винтов и стяжки 15. Правый раскос 5 регулируется. Он представляет собой винтовое соединение, приводимое во вращение от специальной рукоятки через пару цилиндрических шестерен, что значительно облегчает регулировку.

В проушинах заднего моста запрессованы стальные втулки, в которых установлена ось 13 с закрепленными к ней передними шарнирами нижних тяг 7 и 11. Верхняя тяга 6 присоединена к проушине кронштейна (трактора без силового регулятора) или

к серьге 17 датчика регулятора (тракторы с регулятором). Навесное устройство оборудовано гидрокрюком (для работы с полуприцепами) и прицепным устройством в виде поперечины, устанавливаемой в шарнирах продольных тяг 7 и 11.

§ 6. Регуляторы глубины обработки почвы

Различают высотное, силовое, позиционное и комбинированное регулирование глубины обработки почвы.

Высотное регулирование заключается в установке специального опорного колеса на различную высоту относительно рабочих органов. Опорное колесо копирует рельеф поля и сохраняет заданную глубину обработки. Гидравлическая навесная система выполняет здесь лишь роль подъемника.

При **силовом регулировании** глубина хода рабочих органов поддерживается благодаря сохранению орудием тягового сопротивления, которое принимается пропорционально глубине обработки почвы.

Позиционное регулирование заключается в установке орудия в определенное положение (позицию) по высоте относительно остова трактора.

Комбинированное регулирование предполагает сочетание двух различных способов.

Силовое, позиционное и комбинированное регулирование осуществляется специальными регуляторами, включенными в гидравлическую навесную систему.

Регулятор глубины обработки почвы (на примере тракторов МТЗ-80/82) состоит из датчиков и исполнительного механизма (рис. 289). Датчиков (действующих раздельно) два — для силового и позиционного регулирования. Они образуют гидравлическое следящее уст-

ройство, в котором золотник 30 регулятора имеет механическую связь со штоком силового цилиндра 47.

Датчик силового регулирования размещен в кронштейне поворотного вала 2 (см. рис. 288) навесного устройства. Серьга 39 датчика (рис. 289, а) соединена со стойкой навесного орудия верхней тягой 38 и может вращаться вокруг пальца. Изменения тягового сопротивления машины вызывают усилия сжатия или растяжения в тяге, которые передаются серьге и воспринимаются пластинчатой пружиной 40 (при сжатии) или четырьмя цилиндрическими пружинами 41 (при растяжении). Деформация пружин 40, 41 передается поводку 42 и далее тягой 45 к золотнику 30 регулятора (последовательно рычагом 35, муфтой, винтом 23 и ходовой гайкой 24).

Датчиком позиционного регулирования служит поворотный рычаг 37 навесного устройства. Изменение положения орудия относительно трактора воспроизводится поворотным рычагом 37 штока цилиндра 47 и передается к золотнику 30 так же, как при силовом регулировании, но посредством тяги 44 и рычага 36.

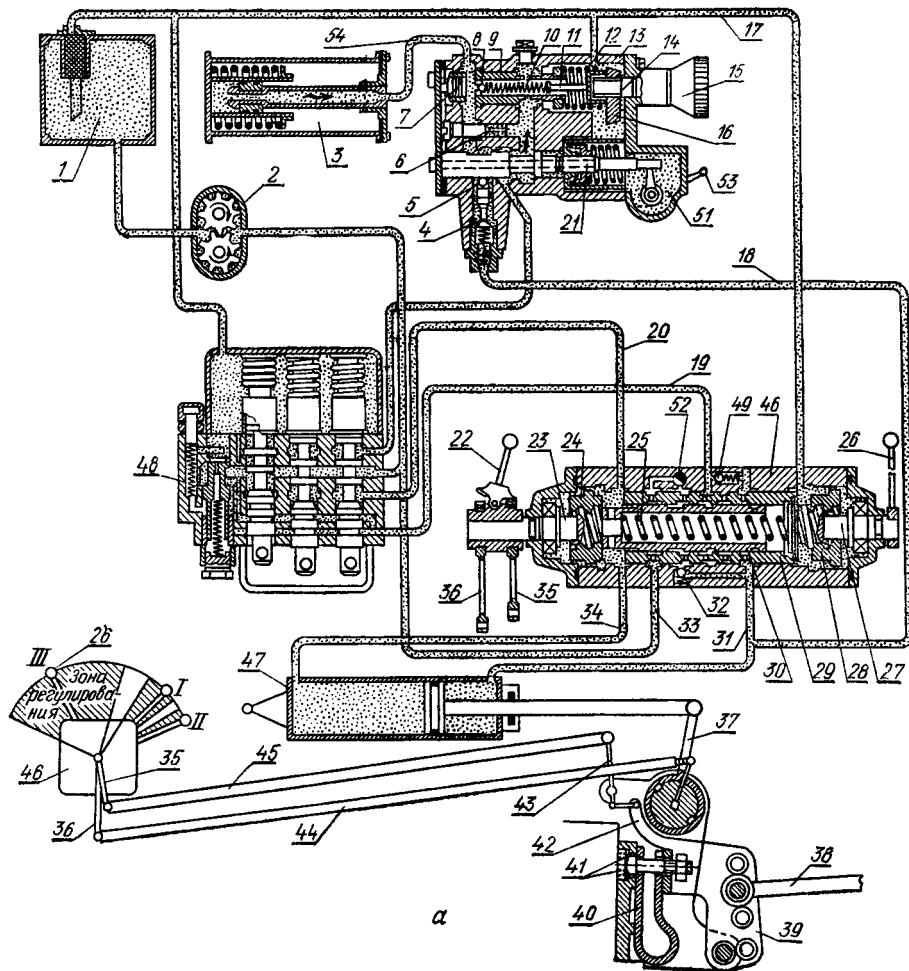
Регулятор является исполнительным механизмом, который, управляя действием силового цилиндра (через распределитель), восстанавливает глубину обработки при ее отклонениях от первоначально заданной, после того как будет получен сигнал от одного из датчиков.

Регулятор установлен на кронштейне силового цилиндра 47 и соединен трубопроводом 33 с нагнетательной полостью насоса 2, трубопроводами 31 и 34 с рабочими полостями силового цилиндра 47, трубопроводом 17 с баком 1. Трубопровод 19 соединяет регулятор с каналом управления распределителя 48, а трубопроводы 19 и 18 (через ГСВ) — с полостями опускания и подъема золотника распределителя. Управляют регулятором рукояткой 26, расположенной справа от сиденья тракториста.

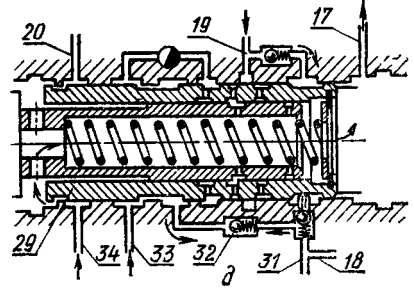
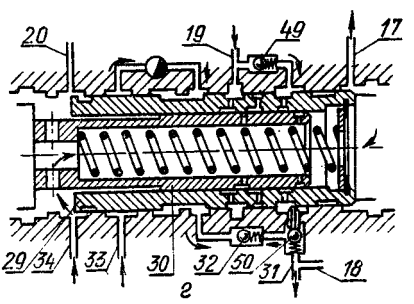
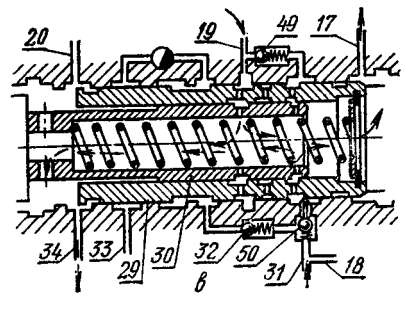
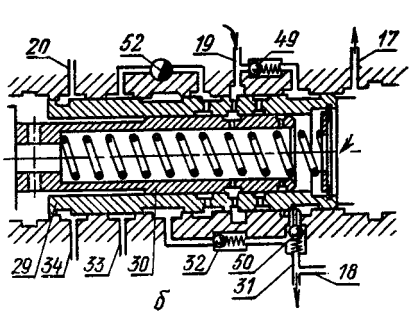
Внутри корпуса 46 регулятора помещена подвижная гильза 29, а в ней концентрично золотник 30. Торец гильзы упирается в ходовую гайку 28, вращению которой препятствуют выступы, заходящие в пазы корпуса 46. Ходовая гайка 28 сидит на винте 27, наружный конец которого связан с рукояткой 26. Золотник 30 упирается торцом в ходовую гайку 24, зафиксированную от вращения и установленную на винте 23. На наружном конце винта 23 помещен переключатель видов регулирования с рукояткой 22. Внутри золотника 30 находится распорная пружина 25, поджимающая золотник и гильзу к торцам гаек 24 и 28, а упорные шариковые подшипники — к внутренним плоскостям крышек регулятора.

В корпусе находится обратный клапан 49 и регулировочный кран 52 с ручкой. Второй обратный клапан 32 расположен в крышке регулятора (на схеме условно размещен в корпусе). Назначение крана 52 — регулировать проход жидкости через обратные клапаны и этим изменять скорость подъема орудия. Переключатель видов регулирования состоит из муфты, укрепленной на винте 23 золотника, рукоятки 22 и рычагов 35 и 36. Рычаги сидят на муфте свободно и соединяются с ней жестко под действием рукоятки 22 при наклоне ее вправо или влево, включая тот или иной вид регулирования. В вертикальном положении рукоятки 22 рычаги 35 и 36 сидят на муфте свободно и регулятор отключен от гидравлической системы. На схеме рукоятка 22 установлена на силовое регулирование; с винтом 23 связаны рычаг 35 и тяга 45 датчика силового регулирования.

Положение гильзы 29 в корпусе устанавливается перемещением рукоятки 26 управления по сектору. Рукоятка управления регулятором может быть установлена в положения «регулятор выключен», «зона регулирования» и «подъем». Рассмотрим работу регулятора в каждом из этих положений.



а



2

В положении «регулятор выключен» (рис. 289, б) регулятор не оказывает действия на работу гидравлической системы и она управляется рукоятками распределителя 48 и ГСВ. Гильза 29 разобщает насос 2 и регулятор, соединенные трубопроводом 33. По трубопроводу 19 жидкость из регулятора сливается в бак 1 (через перепускной клапан распределителя 48). Выточка в корпусе регулятора соединяет полость опускания цилиндра 47 с распределителем (через трубопроводы 34 и 20). Запорный клапан 50 перекрывает поступление жидкости в регулятор из подъемной полости цилиндра, которая соединяется трубопроводом 18 с распределителем 48 (через ГСВ).

При подъеме навесного устройства жидкость поступает от распределителя 48 через ГСВ по трубопроводу 18 в подъемную полость цилиндра, минуя регулятор; из полости опускания цилиндра жидкость направляется в распределитель последовательно по трубопроводу 34, через корпус 46 регулятора и трубопровод 20.

После установки рукоятки управления 26 по сектору в зону регулирования гильза 29 займет положение, показанное на рисунке 289, в, г, а золотник 30 переместится одним из датчиков в нейтральное положение относительно гильзы. Канал управления перепускным клапаном будет соединен трубопроводом 19 с регулятором, а через гильзу и золотник с баком 1 (через сливной трубопровод 17). Подъемная полость цилиндра 47 окажется отъединенной от гидросистемы обратными клапанами 32 и 49, золотником и гильзой.

Если глубина обработки станет больше заданной, возросшее тяговое сопротивление орудия вызовет деформацию пружин 40, 41 датчика, тяга 45 переместит золотник вправо относительно установленного положения гильзы 29 (рис. 289, з), и он перекроет (частично или полностью в зависимости от деформации пружин) поступление жидкости из распределителя в регулятор по трубопроводу 19. Жидкость от насоса 2 по трубопроводу 33 пройдет к регулятору, откроет обратные клапаны 32 и 49 и по трубопроводу 31 поступит в подъемную полость цилиндра 47. В результате орудие приподнимется и заглубление его рабочих органов уменьшится; натяжение пружин 40, 41 датчика также станет меньше, и тяга 45 установит золотник в нейтральное положение.

При уменьшении глубины обработки сигнал датчика будет иметь противоположное направление, что заставит золотник переместиться влево и открыть проход жидкости из подъемной полости цилиндра через запорный клапан 50 и далее по трубопроводу 17 на слив (рис. 289, в). После заглубления рабочих органов до заданного значения увеличившееся тяговое сопротивление орудия повысит деформацию пружин, и золотник переместится в нейтральное положение.

Работа регулятора при позиционном регулировании протекает аналогично, но рукоятка 22 (рис. 289, а) будет отклонена влево.

В конце гона рукоятку 26 устанавливают в положение «подъем» для перевода орудия в транспортное положение (рис. 289, д). При этом

Рис. 289. Схема гидросистемы с силовым (позиционным) регулятором и гидроувеличителем сцепного веса:

а — схема: 1 — бак; 2 — насос; 3 — гидроаккумулятор; 4 — запорный клапан; 5 — толкатель клапана; 6 — обратный клапан; 7 — большой плунжер; 8 — предохранительный клапан; 9 — золотник; 10 — пружина предохранительного клапана; 11 — малый плунжер; 12 — регулировочная пружина; 13 — корпус; 14 — регулировочный винт; 15 — маховичок; 16 — гайка; 17, 18, 19, 20, 31, 33, 34 — трубопроводы; 21 — ползунок; 22 — рукоятка; 23 — винт золотника; 24, 28 — ходовые гайки; 25 — пружина; 26 — рукоятка управления; 27 — винт гильзы; 29 — гильза; 30 — золотник; 32 — обратный клапан; 33 — рычаг силового регулирования; 36 — рычаг позиционного регулирования; 37 — поворотный рычаг; 38 — верхняя тяга; 39 — серьга датчика силового регулирования; 40 — пластинчатая пружина датчика сжатия; 41 — цилиндрическая пружина датчика растяжения; 42 — поводок; 43 — длинный рычаг; 44 — тяга позиционного регулирования; 45 — тяга силового регулирования; 46 — корпус регулятора; 47 — силовой цилиндр; 48 — распределитель; 49 — обратный клапан; 50 — запорный клапан; 51 — гидроувеличитель сцепного веса (ГСВ); 52 — регулировочный край; 53 — рукоятка ГСВ; 54 — трубопровод от ГСВ к гидроаккумулятору; б — регулятор выключен; в — подъем навесного орудия регулятором; г — коррекция на опускание; д — коррекция на подъем.

регулятор отъединяется от распределителя и жидкость поступает от насоса к цилиндру, как описывалось ранее. Когда орудие будет поднято, рукоятку отпускают и она автоматически устанавливается в положение «регулятор выключен».

§ 7. Догрузатели ведущих колес

Одним из эффективных методов повышения тяговых качеств тракторов путем увеличения их сцепного веса является применение догрузателей ведущих колес (ДВК). Различают ДВК механического и гидравлического типов. Их действие основано на перенесении части веса орудия на ведущие колеса трактора.

Механический ДВК (тракторы ЮМЗ-6Л/6М, Т-40М/АМ) помещен на навесном устройстве. Он представляет собой неподвижно прикрепленную к трактору серьгу 1 (рис. 290), в которой сделано несколько отверстий для крепления переднего конца верхней тяги 2. Перераспределение нагрузок на ведущие колеса зависит от наклона тяги 2: для догрузки ведущих колес следует передний конец тяги присоединить к одному из нижних отверстий серьги 1. Чем больше угол α наклона тяги 2, тем больше догружающая ведущие колеса вертикальная составляющая сила G .

Гидроувеличитель сцепного веса 51 (см. рис. 289, а) с гидроаккумулятором 3 включен в гидравлическую систему тракторов МТЗ-80/82 и прикреплен на стенке корпуса гидроагрегатов. В корпусе ГСВ расположены ползун 21 (рис. 291), золотник 9, большой плунжер 7, обратный 6 и запорный 4 клапаны, а снаружи регулировочный винт 14 дросселя с маховичком 15 и рукоятка 53 включения ГСВ. Рукояткой 53 ползун 21 устанавливается в четыре положения: «ГСВ выключен», «ГСВ включен», «заперто» и «сброс давления». В первых трех положениях ползун удерживается шариковыми фиксаторами, а в четвертом — усилием руки, приложенном к рукоятке 53.

Подъемная полость цилиндра 47 (рис. 289, а) трубопроводом 18 соединена с полостью запорного клапана 4 (рис. 291); полость высокого давления золотника распределителя (рис. 289, а) — с полостью высокого давления ГСВ. Сливная полость ГСВ сообщается с трубопроводом 17. К полости обратного клапана подсоединен гидроаккумулятор 3. Его назначение — создавать постоянный подпор жидкости в цилиндре 47, когда ГСВ включен. Он состоит из кожуха, штока, поршня, цилиндра и пружины. Шток с поршнем неподвижно закреплен в кожухе; цилиндр, поджимаемый пружиной, скользит по поршню. При поступлении жидкости в цилиндр через отверстие штока в его надпоршневом объеме создается давление и цилиндр, сжимая пружину, подзаряжает гидроаккумулятор. Давление масла в гидроаккумуляторе, когда он сообщается с подъемной полостью цилиндра 47 (через ГСВ и трубопровод 18), создает подпор, увеличивающий нагрузку, действующую на задние ведущие колеса трактора. Работает ГСВ при различных положениях рукоятки 53 (рис. 291, а) следующим образом.

В положении «ГСВ выключен» ползун 21 перекрывает доступ жидкости к золотнику 9. Жидкость поступает от распределителя в полость В (показано стрелкой) и через запорный клапан 4 по трубопроводу 18 (см. рис. 289, а) идет в цилиндр 47. ГСВ не оказывает действия на работу гидравлической системы.

Когда «ГСВ включен» (рис. 291, б) ползун 21 занимает положение, при котором проход жидкости от распределителя (его золотник установлен на «подъем») через запорный клапан 4 закрыт, — жидкость поступает к золотнику 9.

На золотник 9 действуют суммарное усилие пружин 10 и 12, а в противоположном направлении — давление жидкости на большой плун-

жер 7. Если давление жидкости на плунжер больше суммарного усилия пружин 10 и 12, то золотник сдвигается вправо, образуя проход жидкости в полость А низкого давления. Из полости А по трубопроводу 17 жидкость поступает на слив, насос 2 (см. рис. 289, а) работает без нагрузки. Подпор жидкости в цилиндре 47, а следовательно, увеличение нагрузки, приходящейся на задние ведущие колеса, происходит за счет давления жидкости, поступающей из гидроаккумулятора в подъемную полость цилиндра по трубопроводу 18 (через ГСВ и его запорный клапан). Как только давление жидкости в аккумуляторе упадет (это может произойти из-за увеличения подъемной полости цилиндра при перемещении поршня или утечек жидкости), усилие пружин 10 и 12 (рис. 291, б) передвинет золотник 9 влево, что прекратит доступ жидкости в сливную полость А. Поступившая от распределителя жидкость откроет обратный клапан 6 и поступит на подзарядку гидроаккумулятора 3 (см. рис. 289, а) через трубопровод 54. При достижении рабочего давления в гидроаккумуляторе золотник 9 (рис. 291, б) переместится вправо и процесс повторится. Давление подпора

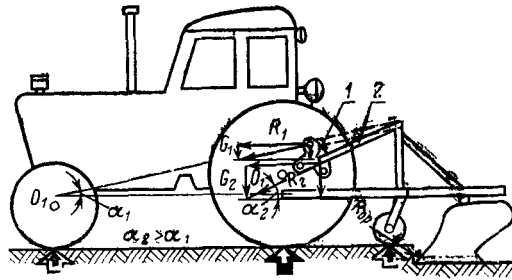


Рис. 290. Схема механического догрузителя ведущих колес:

1 — рычаг; 2 — верхняя тяга навесного устройства.

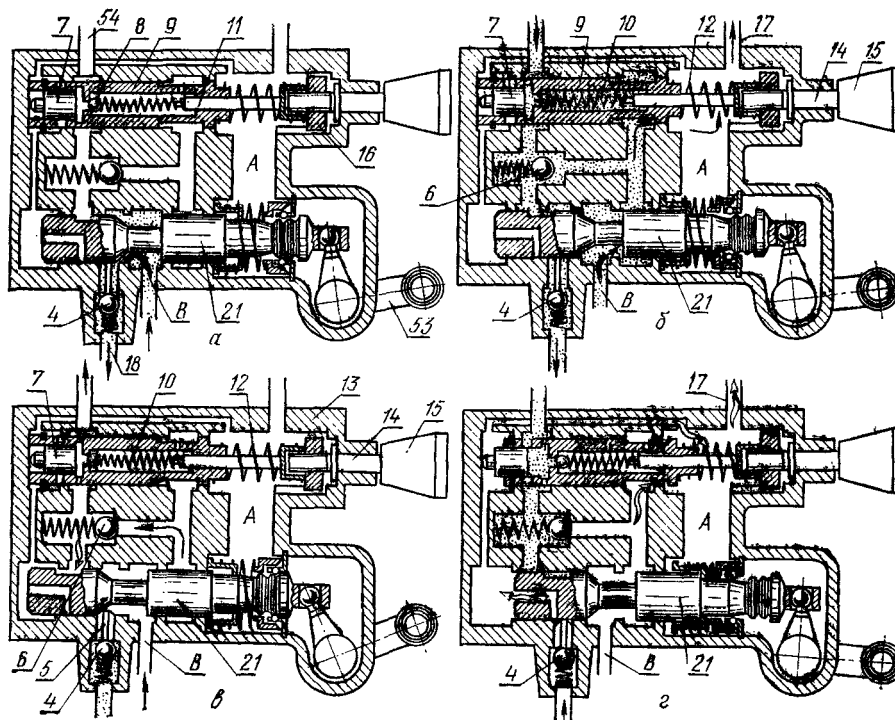


Рис. 291. Схема работы ГСВ:

а — ГСВ выключен; б — ГСВ включен; в — закрыто; г — сброс давления (позиции те же, что на рисунке 289).

в цилиндре в пределах 0,8—2,8 МПа регулируют изменением натяжения пружин 10 и 12, вращая маховичок 15.

В положении рукоятки «заперто» (рис. 291, в) ползун 21 устанавливается в крайнюю левую позицию, запорный клапан 4 закрывает проход жидкости по трубопроводу 18 (см. рис. 289, а) в напорную полость цилиндра 47.

Когда рукоятка переведена на «сброс давления» (рис. 291, г), ползун занимает крайнее правое положение и удерживается за рукоятку трактористом. Подъемная полость цилиндра 47 (см. рис. 289, а) через запорный клапан 4 (рис. 291, а), полость А слива и трубопровод 17 (см. рис. 289, а) соединены с баком 1. Поршень цилиндра 47 находится в плавающем положении. Гидроаккумулятор отъединен от сливной магистрали. Жидкость от насоса 2 через распределитель 48 поступает в полость золотника 9 (рис. 291, г) и в зависимости от заряженности гидроаккумулятора идет на его подзарядку или на слив.

§ 8. Техническое обслуживание гидравлической навесной системы

Техническое обслуживание гидравлической навесной системы предполагает наблюдение за герметичностью в соединениях, проверку креплений узлов и агрегатов, соединений маслопроводов и шлангов, своевременную доливку и замену масла, промывку фильтров. Необходимо систематически следить за состоянием резьб навесного устройства и смазывать втулки подъемного вала согласно таблице смазки.

Привод насоса должен быть выключен, если навесная система не используется. Уровень масла в баке надо проверять регулярно, при необходимости доливать масло до верхней метки на измерительной линейке. Заливаемое масло должно быть чистым.

Периодически детали фильтра и сетки фильтрующих элементов промывают в дизельном топливе. В соответствии с рекомендациями завода полностью заменяют масло в гидросистеме. Сливают масло из бака тогда, когда температура масла не менее 30° С. После слива масла из силовых цилиндров всю систему промывают дизельным топливом при работающем насосе. Промывка продолжается не менее 10 мин, в это время попеременно осуществляют подъем и опускание навесного устройства. После слива дизельного топлива в систему заливают свежее масло и при работающем насосе проверяют герметичность всех соединений. Во время проведения указанных работ надо соблюдать необходимую осторожность и не допускать загрязнения шлангов, цилиндров и маслопроводов.

Периодически проверяют техническое состояние отдельных устройств и навесной системы в целом. Для проверки герметичности системы надо включить насос, завести двигатель и поставить рукоятку распределителя в положение «подъем», удерживая ее в нем 1 мин. Затем осмотреть все соединения системы, устранить обнаруженные утечки масла и сделать контрольную проверку.

При увеличенных износах шестеренчатого насоса (втулок, зубьев шестерен, уплотнительного кольца разгрузочной пластины) поступление масла в силовой цилиндр уменьшается, время подъема орудия возрастает. Время подъема измеряют следующим образом. На ось подвеса навешивают рекомендуемый правилами технического обслуживания груз и одновременно с поворотом рукоятки распределителя в положение «подъем» включают секундомер. По окончании подъема секундомер останавливают. Показания секундомера сравнивают с нормативным значением.

Глава 39

РАБОЧЕЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ

§ 1. Рабочее оборудование тракторов и вспомогательное оборудование автомобилей

К рабочему оборудованию трактора относятся гидравлическая на-весная система, прицепные устройства и крюки, валы отбора мощности и приводной шкив.

Прицепное устройство служит для буксировки прицепных машин и располагается сзади трактора; оно позволяет регулировать точку прицепа в горизонтальной плоскости, а у большинства тракторов и по высоте. Прицепное устройство состоит из прицепной скобы, закрепленной в кронштейнах остова трактора, и прицепной серьги, присоединенной к скобе штырем. Чтобы можно было изменять положение прицепной серьги, на скобе вправо и влево от продольной оси трактора сделаны отверстия. У большинства тракторов, снабженных навесным устройством, прицепную скобу с серьгой укрепляют на концах продольных тяг навесного устройства, а высоту точки прицепа регулируют при помощи навесной системы.

Для работы с одноосными прицепами тракторы оборудуют прицепами гидрофицированными крюками.

Приводные шкивы устанавливают на колесные универсально-пропашные тракторы. Шкив используется для привода от тракторного двигателя через ременную передачу различных стационарных машин. Шкив обычно размещается сбоку или сзади трактора, но так, чтобы плоскость шкива, перпендикулярная оси его вращения, была параллельна продольной оси трактора. Это необходимо для регулировки натяжения приводного ремня перемещением трактора относительно рабочей машины. Обычно шкив приводится в действие от вала отбора мощности (Т-28Х4М, Т-40М/40АМ, ЮМЗ-6Л/6М, МТЗ-80/82), реже от коробки передач (Т-25А). Размеры шкива и частота его вращения стандартизированы.

Вал отбора мощности (ВОМ) предназначен для привода рабочих органов агрегируемых с тракторами передвижных или стационарных машин.

Машины, приводимые в действие ВОМ, отличаются большим разнообразием как по выполняемым технологическим процессам, так и по рабочим режимам и расположению относительно трактора. Особенности агрегирования трактора с различными машинами определили необходимость оснащения тракторов, особенно универсальных, валами отбора мощности различных типов.

По месту расположения на тракторе ВОМ могут быть *задними, боковыми и передними*. Наиболее распространены задние ВОМ — их имеют все тракторы, за исключением самоходного шасси Т-16М. Универсальные колесные тракторы оборудованы, помимо заднего, боковым ВОМ (МТЗ-80/82, Т-40М и др.). Агрегируемые с самоходным шасси Т-16М машины размещаются на специальной раме впереди двигателя, поэтому на нем применен только передний ВОМ.

По скоростному режиму различают ВОМ с *постоянной и переменной частотой вращения (синхронные)*.

У ВОМ первого типа частота вращения не зависит от включения передачи и всегда постоянна при условии, что частота вращения двигателя неизменна: $n = \text{const}$. Приводы многих сельскохозяйственных машин рассчитаны на определенную частоту вращения ВОМ, иначе их нельзя было бы агрегировать с тракторами, двигатели которых имеют разные частоты вращения. Стандартом установлены для ВОМ два

режима работы: с частотой вращения 540 ± 15 об/мин и 1000 об/мин при номинальной частоте вращения двигателя. Для обеспечения этих режимов в приводе ВОМ устанавливаются согласующие редукторы. Большинство ВОМ тракторов рассчитано на частоту вращения 540 об/мин. Исключение составляют тракторы Т-150, Т-150К и МТЗ-80, оборудованные двухскоростными ВОМ; у тракторов К-700, К-701 ВОМ работают с частотой вращения 1000 об/мин.

Постоянство скоростного режима ВОМ не всегда может удовлетворять условия агрегатирования трактора с машинной. Для привода культиваторов-растениепитателей, сеялок необходимо, чтобы скорость вращения высевальных аппаратов была соразмерна со скоростью вращения трактора. Синхронизированная (согласованная) частота вращения ВОМ нужна, например, при передаче части мощности двигателя прицепу с ведущим мостом и др. Этим требованиям удовлетворяет ВОМ второго типа (синхронный), частота вращения которого пропорциональна поступательной скорости трактора, т.е. зависит от передаточного числа включенной передачи. В качестве синхронных ВОМ используются приводы валов трансмиссии, например у трактора Т-25А — наружных фланцев полуосей ведущих колес (боковой синхронный ВОМ).

Передачу вращения к ВОМ и управление его работой выполняет привод. Привод ВОМ объединяет валы, подшипники, шестерни, муфты, редукторы и другие устройства.

Приводы ВОМ подразделяются на зависимые, независимые и частично зависимые.

Если ВОМ приводится от одного из валов трансмиссии, передающих вращение к ведущим колесам, то работа ВОМ зависит от действия сцепления трактора: при выключении сцепления вместе с остановкой трактора прекращается вращение ВОМ. Привод ВОМ такого типа называется *зависимым* (Т-4А, ДТ-75, ДТ-75М, Т-74, Т-25А и др.). Ему свойственны существенные недостатки. При трогании с места разгон агрегата и рабочих органов машины происходит одновременно, а это требует повышения (до 30%) мощности двигателя и расхода топлива. Рабочие органы машины не могут быть приведены во вращение при остановленном агрегате, что бывает необходимо для устранения забивания машины зеленой массой. Остановки для холостых заездов на поворотной полосе, вызванные тем, что зависимый привод нельзя включать и выключать на ходу трактора, связаны с потерями топлива и времени.

Эти недостатки исключаются, если ВОМ приводится во вращение непосредственно от коленчатого вала, т.е. имеет свою трансмиссию, не зависящую от коробки передач. Такой ВОМ называется *независимым*, и его можно включать и выключать на ходу трактора и во время остановки при работающем двигателе (МТЗ-80/82, Т-150К, К-701).

Частично независимые ВОМ отличаются от независимых тем, что могут включаться и выключаться при остановленном тракторе, но не допускают переключений на ходу трактора. Такой привод ВОМ обеспечивается конструкцией двухпоточного сцепления с совмещенным приводом (см. § 2 гл. 29).

Чтобы трактор можно было агрегатировать с различными машинами, требующими привода от ВОМ, на выходных концах (хвостовиках) ВОМ сделаны стандартные шлицы, а сами ВОМ расположены в соответствии с заданными пространственными координатами. Все ВОМ (кроме синхронных) вращаются по часовой стрелке, если смотреть в направлении движения трактора. Из соображений безопасности хвостовики ВОМ закрывают крышками и защитными кожухами.

Тракторы МТЗ-80/82 оборудованы задним и боковым валами отбора мощности.

Задний ВОМ *комбинированный*: в зависимости от условий агрегатирования его можно включить на независимый или зависимый привод. Независимый ВОМ двухскоростной с постоянной частотой вращения 548 об/мин или 1013 об/мин при частоте вращения коленчатого вала двигателя 2100 об/мин. С включением зависимого привода ВОМ приобретает синхронную частоту вращения: делает один оборот на каждый метр пройденного пути. В состав заднего ВОМ входят приводные валы, двухступенчатый редуктор, муфты переключения привода и планетарный редуктор.

У *двухступенчатого редуктора* на переднем шлицевом конце трубчатого ведущего вала 13 (рис. 292, а) привода расположена ступица опорного диска 2 муфты сцепления. Вал 13 установлен в шариковых подшипниках, помещенных в кронштейны корпуса муфты сцепления, и вращается как одно целое с маховиком 1 двигателя, поскольку опорный диск 2 муфты сцепления закреплен на маховике болтами. Между шариковыми подшипниками на шлицах вала находится ведущая шестерня 3 привода ВОМ с двумя венцами: малым для первой ступени (548 об/мин) и большим для второй ступени (1013 об/мин) частоты вращения.

Ведомый вал 12 привода ВОМ установлен в корпусе муфты сцепления на двух подшипниках: переднем — шариковом и заднем — роликовом. На передней цилиндрической части вала размещена ведомая шестерня 6 первой ступени. Ступица шестерни 6 имеет удлиненную часть с обработанной поверхностью, которая служит цапфой для ведомой шестерни 5 второй ступени редуктора; оканчивается ступица

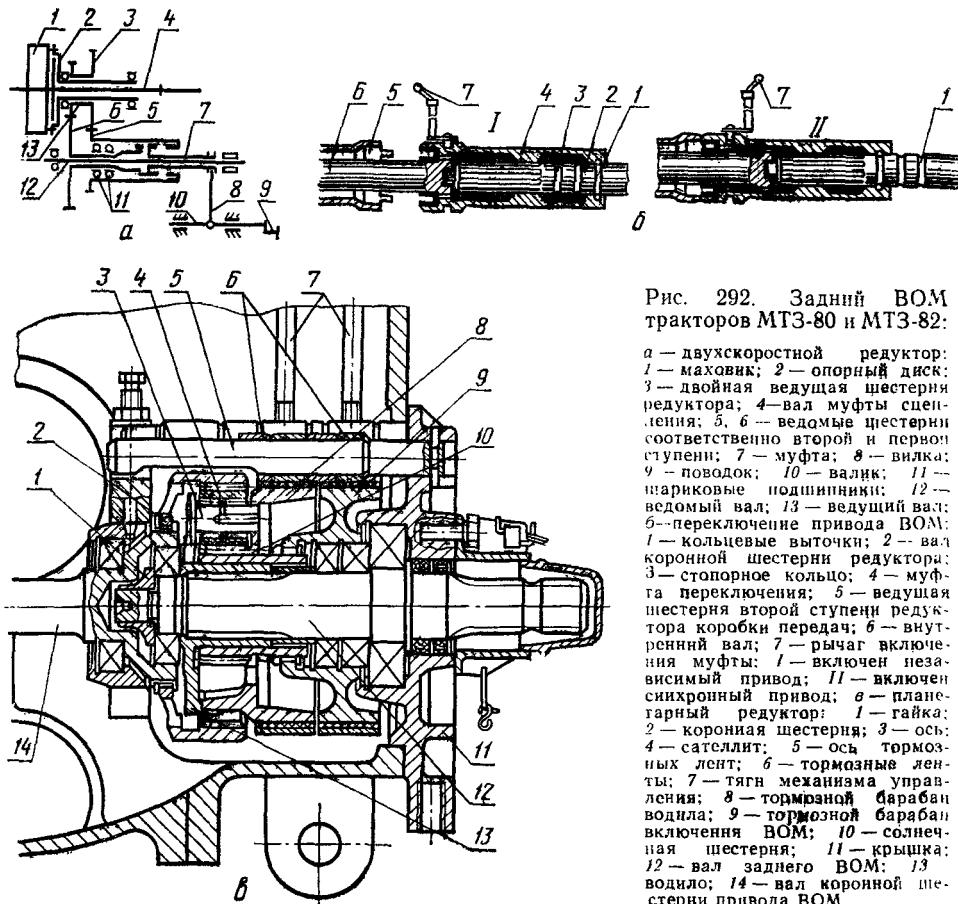


Рис. 292. Задний ВОМ тракторов МТЗ-80 и МТЗ-82:

а — двухскоростной редуктор: 1 — маховик; 2 — опорный диск; 3 — двойная ведущая шестерня редуктора; 4 — вал муфты сцепления; 5, 6 — ведомые шестерни соответственно второй и первой ступени; 7 — муфта; 8 — вилка; 9 — поводок; 10 — валки; 11 — шариковые подшипники; 12 — ведомый вал; 13 — ведущий вал; б — переключение привода ВОМ: 1 — кольцевые выточки; 2 — вал коронной шестерни редуктора; 3 — стопорное кольцо; 4 — муфта переключения; 5 — ведущая шестерня второй ступени редуктора коробки передач; 6 — внутренний вал; 7 — рычаг включения муфты; 1 — включен независимый привод; 11 — включен синхронный привод; а — планетарный редуктор: 1 — гайка; 2 — коронная шестерня; 3 — ось; 4 — сателлит; 5 — ось тормозных лент; 6 — тормозные ленты; 7 — тягн механизма управления; 8 — тормозной барабан водила; 9 — тормозной барабан включения ВОМ; 10 — солнечная шестерня; 11 — крышка; 12 — вал заднего ВОМ; 13 — водило; 14 — вал коронной шестерни привода ВОМ.

наружным зубчатым венцом. Шестерня 5 установлена на ступице-цапфе шестерни в двух шариковых подшипниках, и на конце ее ступицы сделаны внутренние зубцы.

На шлицевой части вала 12 сидит подвижная муфта 7. В передней части муфты есть наружные и внутренние зубцы: они могут входить в зацепление соответственно с внутренними зубцами шестерни 5 второй ступени редуктора и с наружными зубцами шестерни 6 первой ступени редуктора. В проточенной канавке муфты 7 помещена вилка 8 переключения ВОМ, укрепленная на валике 10. Фиксатор, удерживающий валик 10 в требуемом положении, соединен с поводком 9, который прикреплен к нижней части корпуса сцепления. Поворачивая поводок 9 гаечным ключом против часовой стрелки (если смотреть на него снизу), включают вторую ступень привода, а по часовой стрелке — первую ступень.

Когда включают независимый привод ВОМ, вращение от ведущего вала через редуктор и ведомый вал передается внутреннему валу 6 (рис. 292, б), наружные зубцы которого входят в зацепление с внутренними зубцами муфты переключения 4 (I). От муфты 4, сидящей на шлицах вала 2 коронной шестерни, крутящий момент передается редуктору ВОМ. Передней опорой вала 2 служит втулка, помещенная в расточку вала 6. Когда зубцы муфты 4 выведены из зацепления с зубцами вала 6, ВОМ выключен.

Ведомая шестерня второй ступени редуктора коробки передач находится в постоянном зацеплении с ведущей шестерней 5 этого редуктора. Внутренними шлицами муфта 4 переключения ВОМ может соединяться с шестерней 5 коробки передач (при этом она выходит из зацепления с валом 6) — включается синхронный привод (II). Переключают муфту рычагом 7. Любое из трех положений муфты фиксируется стопорным кольцом 3, входящим в одну из трех кольцевых выточек 1 вала 2.

Планетарный редуктор (рис. 292, в) размещен в корпусе заднего моста и состоит из ведущей коронной шестерни 2, находящихся в зацеплении с ней трех сателлитов 4 на осях 3 и водила 13. Водило с прикрепленным к нему тормозным барабаном 8 жестко связано с валом 12, оканчивающимся шлицевым хвостовиком. На валу 12 в двух роликовых подшипниках установлена солнечная шестерня 10, соединенная шлицами с тормозным барабаном 9. Вал 12 с его деталями подвешен на двух опорах: одна расположена на валу коронной шестерни 2, другая через крышку 11 — в задней стенке корпуса заднего моста.

Принудительная остановка обоих барабанов, а вместе с ними водила или солнечной шестерни осуществляется тормозными лентами 6, один конец которых закреплен на неподвижной оси 5, а другой через систему рычагов и тяг 7 связан с рычагом управления, расположенным в кабине справа от сиденья. ВОМ включается, когда тормоз солнечной шестерни затянут, а на водиле отпущен, что соответствует крайнему заднему положению рычага управления. Вращение в этом случае передается от коронной шестерни к водилу со снижением частоты в 1,47 раза. Выключают ВОМ, переводя рычаг управления в крайнее положение: тормоз солнечной шестерни отпускается, а тормоз водила затягивается.

Боковой ВОМ монтируется на тракторе в отдельном корпусе, который крепится к левому люку коробки передач. ВОМ имеет зависимый привод от ведомой шестерни первой передачи и заднего хода. При номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя частота вращения бокового ВОМ равна 535 или 735 об/мин, в зависимости от того, включен или выключен понижающий редуктор коробки передач.

На тракторах Т-150 и Т-150К вал отбора мощности расположен сзади, имеет независимый привод и рассчитан на две частоты враще-

ния: 540 и 1000 об/мин. Для наладки ВОМ на первую частоту вращения необходимо заменить две шестерни на дополнительные, которые прилагаются к трактору. Особностью конструкции является гидравлический привод управления редуктором.

Механизм ВОМ состоит из редуктора, гидроподжимной муфты, тормоза, масляного насоса, карданного вала и системы управления.

Редуктор ВОМ размещен в отдельном корпусе 1 (рис. 293), который прикреплен болтами к корпусу заднего моста. Ведущий вал 5 редуктора установлен в шариковых подшипниках и получает вращение от колесчатого вала через коробку передач и карданную передачу. Неподвижно сидящая на ведущем валу шестерня 6 находится в постоянном зацеплении с ведомой шестерней 7. Шестерня 6 прикреплена к ведомому барабану 10 и вместе с ним свободно вращается на двух шариковых подшипниках на валу 9. Ведомый вал 9 вращается на двух шариковых подшипниках и изготовлен как одно целое с хвостовиком ВОМ; в нем просверлены отверстия для подвода масла к гидроподжимной муфте.

Гидроподжимная муфта многодисковая, работающая в масле, с независимой системой питания. На шлицы ведомого барабана 10 надеты ведущие диски 4, размещенные между ведомыми дисками 13. Диски 4 снабжены металлокерамическими накладками. Ведомые диски 13 вставлены наружными шлицами в пазы барабана 3 муфты. Ведущие 4 и ведомые 13 диски могут свободно перемещаться по шлицам ступицы и в пазах барабана. В барабане 3 сделана кольцевая полость, выполняющая назначение силового цилиндра, в котором находится поршень 14, уплотненный резиновым и чугунным кольцами. На четырех шлицевых выступах поршня 14 установлены штифты 2, упирающиеся в диск 15 тормоза.

Усилиям двадцати пружин 17 поршень 14 постоянно отжимается к диску 15 тормоза. С обеих сторон барабана 3 установлены упорные диски 11 и 16, перемещения каждого из них ограничивает стопорное кольцо. Диск 16 тормоза входит выступами в пазы крышки, прикрепленной к корпусу, благодаря чему ограничивается вращение диска.

Дисковый тормоз предназначен для улучшения чистоты выключения ВОМ; он замыкает ВОМ на корпус редуктора в случае выключения гидроподжимной муфты. При включении гидроподжимной муфты рычагом управления 20 масло под давлением поступает в надпоршневое пространство. Поршень 14, преодолевая усилие пружин 17, перемещается и сжимает пакет дисков 4 и 13, ведомая шестерня 7 блокируется с валом 9, и ВОМ включается. При выключении гидроподжимной муфты подача масла под давлением прекращается, сливная магистраль открывается. Под действием пружин 17 поршень 14, выдавливая масло, движется до упора штифтов 2 в сжатый пакет дисков тормоза. Диски 4 и

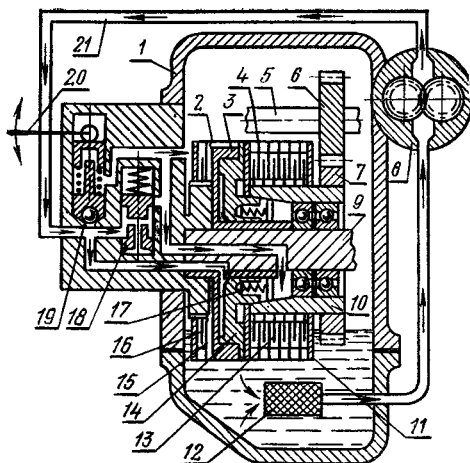


Рис. 293. Схема гидросистемы редуктора ВОМ тракторов Т-150 и Т-150К:

1 — корпус; 2 — штифт; 3 — барабан муфты; 4 — ведущий диск; 5 — ведущий вал; 6 — ведущая шестерня; 7 — ведомая шестерня; 8 — насос; 9 — ведомый вал; 10 — ведомый барабан; 11 — упорный диск; 12 — фильтр; 13 — ведомый диск; 14 — поршень; 15 — нажимной диск тормоза; 16 — тормозной диск; 17 — пружина возврата поршня; 18 — клапан постоянного давления; 19 — клапан плавного включения; 20 — рычаг управления; 21 — магистраль высокого давления.

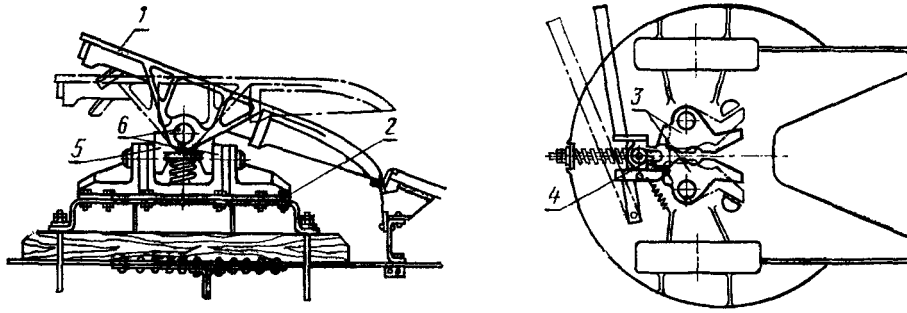


Рис. 294. Опорно-сцепное устройство автомобиля:

1 — плита седельного устройства; 2 — опорная плита; 3 — захваты; 4 — запорный кулак;
5 — балансиры; 6 — ось балансира.

13 гидродожимной муфты освобождаются, и передача крутящего момента на ВОМ прекращается.

Гидравлическая система редуктора ВОМ состоит из масляного фильтра 12, масляного насоса 8, клапанного устройства и маслопроводов. Фильтр 12 представляет собой каркас, обтянутый металлической сеткой, выполняющей назначение фильтрующего элемента. Масляный насос 8 (НШ-6Т) шестеренчатого типа. Клапанное устройство содержит клапан плавного включения 19 и клапан постоянного давления 18, включенные параллельно магистрали 21 высокого давления. Шариковый клапан 19 плавного включения обеспечивает управление ВОМ и одновременно служит предохранительным клапаном, разгружающим систему от превышающих норму давлений. Он отрегулирован на давление 1,2—1,3 МПа. Клапан 18 постоянного давления плунжерного типа предназначен для поддержания в системе постоянного давления (0,95—1,0 МПа) при изменении производительности насоса.

К вспомогательному оборудованию автомобиля относят опорно-сцепное устройство, лебедку, средства повышения проходимости и др.

Опорно-сцепное устройство (рис. 294) применяется на седельных тягачах и служит для шарнирного соединения тягача с полуприцепом. Оно состоит из опорной плиты 2, балансира 5 с осями,

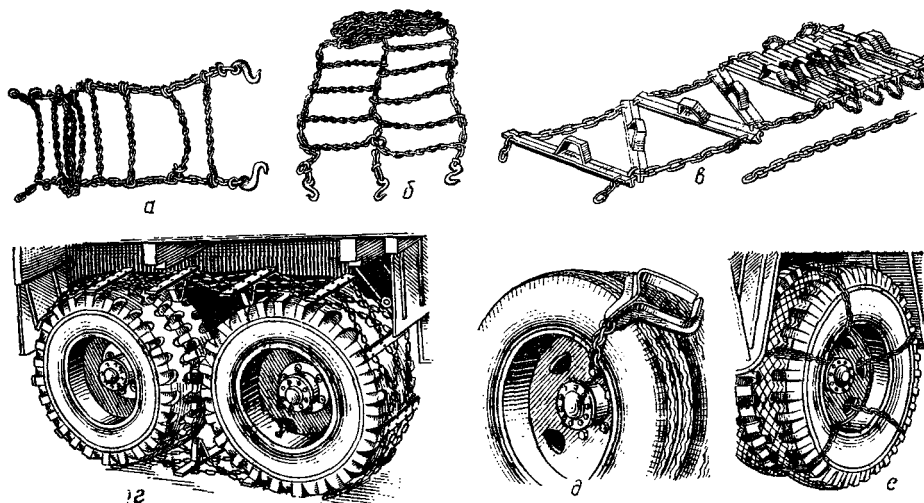


Рис. 295. Средства повышения проходимости автомобиля:

а — мелкозвенчатые цепи; б — цепи противоскольжения; в — гусеничные цепи; г — гусеничные цепи противоскольжения; д — противобуксочные колодки; е — цепные браслеты.

плиты и замка в виде захватов 3, устанавливаемых на осях на плите 1 седельного устройства и фиксирующихся запорным кулаком 4. Кулак 4 перемещают в переднее и заднее положения рукояткой.

Лебедка, предназначенная для подъема и перемещения грузов и самовытаскивания автомобиля, устанавливается на автомобилях повышенной проходимости. Она состоит из барабана с тросом и тормозом, редуктора и привода. Редуктор представляет собой червячную пару, приводящую во вращение барабан лебедки. На валу червяка закреплен барабан ленточного тормоза, который автоматически затормаживает барабан лебедки при срезании предохранительной шпильки в случае возросшей тяги. Вилка включения барабана лебедки имеет тормозную колодку для притормаживания барабана при разматывании троса от руки. Хвостовик червяка редуктора соединяется с коробкой отбора мощности карданной передачей, состоящей из двух карданных валов с промежуточной опорой. Коробка отбора мощности имеет две передачи — высшую для наматывания троса и низшую — для сматывания. Передачи переключаются рычагом, а барабан лебедки включается вилкой. Лебедку укрепляют на раме автомобиля, в передней части.

Для повышения проходимости автомобиля применяют различные специальные средства.

Мелкозвенчатые цепи (рис. 295, а) используются при движении автомобиля по мягким грунтам, степной целине, скользким и обледенелым дорогам и в горных районах.

Гусеничные цепи (рис. 295, б) эффективны при движении по очень мягким грунтам, заболоченной местности и степной целине. Цепи используются на трехосных автомобилях и крепятся на колесах промежуточного и заднего ведущих мостов.

Цепи противоскольжения (рис. 295, в) надевают на колеса на подходе к труднопроходимому участку пути. Для этого цепи раскладывают спереди или сзади автомобиля по колесам и медленно насаживают на середину цепей. Затем цепи натягивают и их концы соединяют замками. Двигаться с цепями противоскольжения по дорогам с твердым покрытием недопустимо, так как это ведет к повышенному износу шин.

Цепные браслеты (рис. 295, г) и противобуксовочные колодки (рис. 295, д) можно надевать на колеса в случае легкого застревания автомобиля.

Траковые цепи (рис. 295, е) используют для движения по мягким размокшим грунтам, разбитым грунтовыми дорогам и в распутицу. Они применимы также для езды по заболоченной местности и снежной целине.

§ 2. Кабины тракторов и автомобилей

Тракторы и грузовые автомобили оборудуются герметизированными кабинами. Кабины должны быть просторными, удобными, облицованными изнутри теплошумоизолирующими материалами, иметь амортизаторы, поглощающие вибрацию, обеспечивать хорошую обзорность. Кабины остекляют безосколочными материалами, оборудуют солнцезащитным козырьком, регулируемым зеркалом заднего вида, аптечкой первой помощи, термосом для питьевой воды, огнетушителем. Лобовое и заднее стекла снабжают устройствами, предупреждающими их обледенение и запотевание. Для очистки лобового и заднего стекол предусматриваются стеклоочистители.

Кабина трактора Т-150К (рис. 296) цельнометаллическая, двухместная. Передняя панель и крыша покрыты слоем 1 шумоизоляционной мастики. На полу и крыше к слою мастики приклеен картон 2. Передняя стенка со стороны двигателя покрыта двумя слоями асботкани.

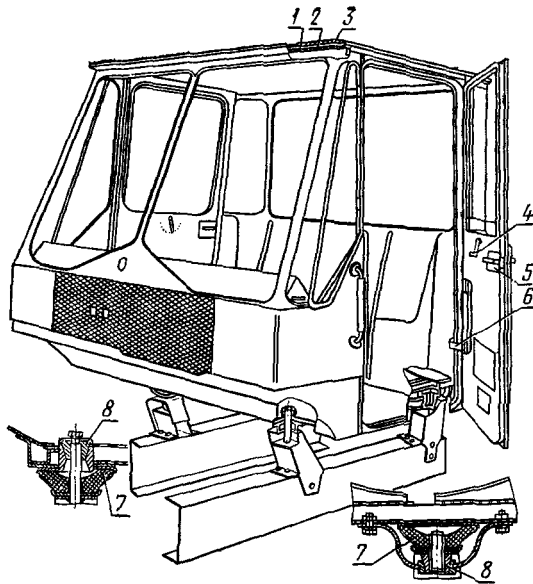


Рис. 296. Кабина трактора Т-150К:

1 — слой мастики; 2 — картон; 3 — экран; 4 — ручка стеклоподъемника; 5 — замок; 6 — поручень; 7 — амортизатор; 8 — буфер.

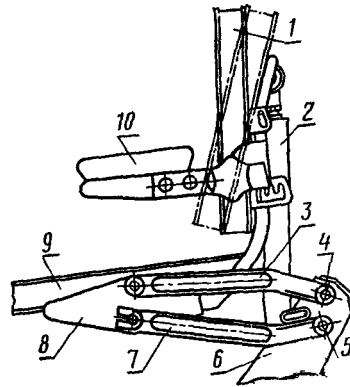


Рис. 297. Сиденье тракториста:

1 — спинка; 2 — гидроамортизатор; 3 — верхний рычаг; 4 — верхний торсион; 5 — нижний торсион; 6 — крошфей; 7 — нижний рычаг; 8 — осто; 9 — подушка; 10 — подлокотник.

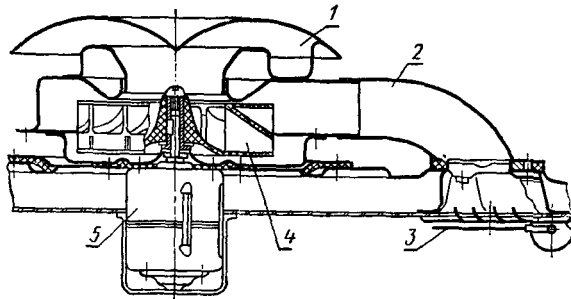
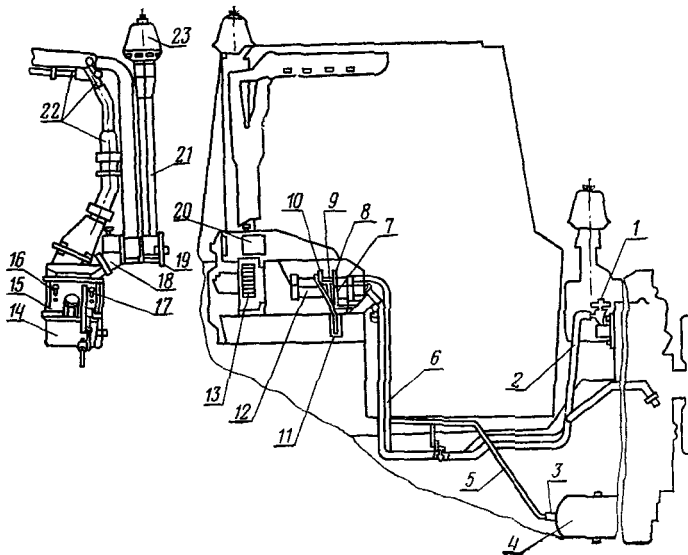


Рис. 298. Вентилятор-пылосотд-
литель:

1 — колпак; 2 — патрубок; 3 — щиток; 4 — крыльчатка; 5 — электродвигатель.

Рис. 299. Схема систем отопления и охлаждения воздуха кабины тракторов МТЗ-80 и МТЗ-82:

1 — запорный кран; 2 — шланг; 3 — дроссель; 4 — ресивер; 5 — трубопровод; 6 — отводящий шланг; 7 — резиновые трубки; 8 — воздушная трубка; 9 — водяная трубка; 10 — распылитель; 11 — фильтр; 12 — радиатор; 13 — вентилятор; 14 — водяной бак; 15 — корпус; 16, 17 — заслонки; 18, 21 — воздухозаборники; 19 — фильтр тонкой очистки; 20 — рециркуляционный люк; 22 — система воздухораспределения; 23 — фильтр грубой очистки.



Внутренняя поверхность крыши имеет экран 3 из водонепроницаемого картона. Дверь кабины снабжена стеклоподъемниками с ручкой 4 и поручнем 6. Кабина (вместе с топливным баком) устанавливается на раме на четырех опорах. Опоры оборудованы резиновыми амортизаторами 7 и буферами 8.

В кабине тракторов устанавливают поддрессоренные сиденья, которые гасят низкочастотные колебания, вредные для организма человека. Сиденье (рис. 297) состоит из остова 8, подушки 9, спинки 1, подлокотников 10 и деталей подвески с гидроамортизатором 2. Остов сиденья рычагами 3 и 7 и подвеской торсионов 4 и 5 присоединен к кронштейну 6. При перемещении панели сиденья с подушкой 9 поворачиваются рычаги 3 и 7, и происходит закручивание торсионов 4 и 5, стремящихся удерживать панель сиденья в исходном верхнем положении. В зависимости от веса тракториста предварительная закрутка торсионов может регулироваться винтом, находящимся справа сзади сиденья. Гидроамортизатор 2 позволяет гасить резкие толчкообразные колебания, действующие на несущую систему трактора. Подлокотники 10 и спинка 1 позволяют трактористу занимать наиболее удобную позу. Спинку можно регулировать по высоте, а сиденье перемещать продольно в зависимости от роста тракториста.

Вентиляция кабины естественная (через открывающиеся передние стекла и опускающиеся стекла дверей) или принудительная. Для принудительной приточной вентиляции кабины служит вентилятор-пылеотделитель (рис. 298). Он установлен на крыше кабины и состоит из корпуса, колпака 1, патрубка 2, щитка 3, крыльчатки 4 и электродвигателя 5. При вращении крыльчатки 4 вентилятора воздух всасывается из атмосферы под колпак 1, завихряясь в нем, проходит центробежную очистку и по патрубку 2 направляется в кабину. Выпадающая из потока воздуха пыль выбрасывается через выходное отверстие в нижнем корпусе вентилятора. Щитком 3 регулируется направление потока воздуха, поступающего в кабину. Выключатель вентилятора помещается на щитке приборов. Кабины тракторов для поддержания нормального микроклимата оборудуются обогревателями и охладителями, которые могут представлять отдельные агрегаты или выполняться в общем блоке (МТЗ-80/82). В блок отопления и охлаждения кабины входят наружный 21 (рис. 299) и внутренний 18 воздухозаборники, водяной бак 14, корпус 15 блока с отопителем и охладителем и система подачи и распределения нагретого или охлажденного воздуха. Наружный воздухозаборник 21 содержит фильтры грубой 23 и тонкой 19 очистки. Водяной бак 14 снабжен фильтром 11. Отопление кабины радиаторного типа, использующее тепло воды системы охлаждения двигателя. При включенном отоплении горячая вода поступает к радиатору 12 отопителя от головки блока цилиндров двигателя через запорный кран 1 и шланг 2. Шланг 6 соединяет радиатор 12 с всасывающей полостью водяного насоса системы охлаждения двигателя. Вентилятор 13, приводимый во вращение электродвигателем, засасывает наружный воздух, предварительно очищенный в фильтрах 23 и 19. Воздух проходит в радиатор и, нагреваясь, поступает в систему воздухораспределения 22 и далее в кабину.

Внутренний воздухозаборник 18 имеет рециркуляционный люк 20, а в корпусе 15 блока помещены заслонки 17 и 16, которыми регулируется теплоотдача отопителя.

Охлаждение воздуха в кабине основано на отборе части его тепла на испарение распыленной воды. Воду распыляют сжатым воздухом, находящимся в ресивере 4 пневматической системы трактора. При поступлении сжатого воздуха через дроссель 3 и трубопровод 5 (при открытом запорном кране) по трубке 8 над водяной трубкой 9 создается

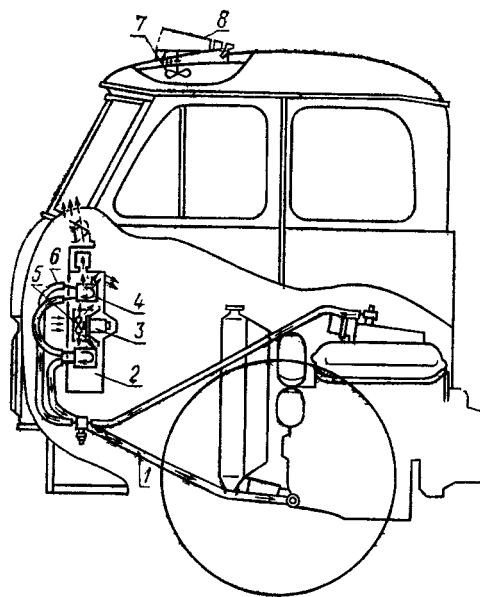


Рис. 300. Отопление, вентиляция и обдув ветрового стекла автомобиля:

1 — шланг; 2 — отопитель; 3 — электродвигатель; 4 — радиатор; 5 — вентилятор; 6 — шланг; 7 — рукоятка; 8 — вентиляционный люк.

разрежение, и вода из водяного бака 14 поступает по трубкам 7 к распылителям 10. В корпус 15 блока поступает очищенный наружный воздух, где он охлаждается и увлажняется, а затем подается вентилятором в систему воздухораспределения и далее в кабину. Степень охлаждения воздуха регулируется так же, как при работе отопителя.

Кабины грузовых автомобилей располагаются за двигателем или над ним. В последнем случае улучшается

обзорность, кабина более просторна и может оборудоваться дополнительно спальным местом. В кабине предусматриваются системы вентиляции, отопления, обдува и обмыва переднего (ветрового) стекла. Вентилятор 5 (рис. 300) отопителя забирает воздух из-под облицовки кабины и через радиатор 4 подает на ветровое стекло кабины. Горячая вода поступает из системы охлаждения двигателя по шлангу 6 в отопитель 2. Радиатор 4 отопителя соединен с подводным патрубком водяного насоса шлангом 1. Вентилятор 5 отопителя включают, когда температура охлаждающей жидкости в системе охлаждения двигателя достигает $+60^{\circ}\text{C}$. В крыше кабины предусмотрено вентиляционное устройство, люк 8 которого открывают рукояткой 7.

Раздел тринадцатый

ОСНОВЫ ТЕОРИИ ТРАКТОРА И АВТОМОБИЛЯ

Глава 40

ТЕОРИЯ ТРАКТОРА И АВТОМОБИЛЯ

§ 1. Качение колеса

Колесо преобразует вращательное движение механизмов мобильной машины в поступательное движение, перенося его на несущую систему.

Вращение колеса происходит в плоскости, перпендикулярной оси вращения вокруг центра O (рис. 301, а, б). Эта плоскость, называемая *центральной плоскостью вращения колеса*, ориентирована относительно продольной, поперечной и опорной плоскостей, следы которых соответственно обозначены 1, 2, 3.

Под *качением колеса* понимается вращение колеса, находящегося в контакте с опорной поверхностью, сопровождающееся перемещением центра O в продольной плоскости, т. е. видоизменение вращательного движения в поступательное или наоборот. При качении колеса возникает скольжение всех или части контактных точек протектора по опорной поверхности с разными скоростями.

Продольное скольжение колеса, при котором все контактные точки протектора скользят по опорной поверхности в направлении вектора поступательной скорости v , называется *юзом*, а скольжение в противоположном направлении — *буксованием*.

Качение колеса, при котором хотя бы одна контактная точка протектора не скользит по опорной поверхности, называется *качением без скольжения*. Отношение продольной составляющей v_x поступательной скорости центра O колеса к его угловой скорости ω называется *радиусом качения без скольжения*.

В случае продольного скольжения радиус качения без скольжения

$$r_k = \frac{v_x + v_s}{\omega}, \quad (114)$$

где v_s — скорость продольного скольжения; v_x — продольная составляющая поступательной скорости центра колеса.

Расстояние от центра O движущегося колеса до опорной плоскости называется *динамическим радиусом колеса* r_d .

Расстояние от центра O неподвижного колеса, несущего нормальную нагрузку G , до горизонтальной опорной поверхности называется *статическим радиусом колеса* $r_{ст}$.

В зависимости от режимов работы и вида колес (ведущее или ведомое) колеса различно нагружены силами и моментами (или только силами) при качении, то есть имеют свои режимы нагружения. Ниже рассматриваются два режима: ведущий и тормозной.

В ведущем режиме (рис. 301, а) колесо нагружено *силой* P_k *тяги колеса* и приводится во вращение *крутящим моментом* M .

Сила тяги колеса P_k — это продольная сила колеса, направленная противоположно скорости его продольного перемещения. Направление действия момента M совпадает с направлением угловой скорости ω .

Кроме того, на колесо в центральной плоскости вращения действуют:

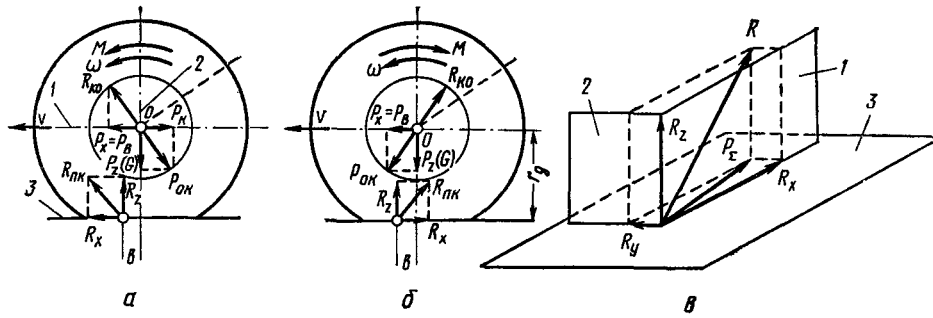


Рис. 301. Схема сил, действующих на колесо при качении:

а — ведущий режим; *б* — тормозной режим; *в* — реакции опорной поверхности на колесо.

продольная сила P_x и нормальная нагрузка P_z , являющиеся составляющими равнодействующей всех сил, приложенных к колесу со стороны машины в центре O . Сила P_x перпендикулярна поперечной плоскости, а сила P_z — опорной плоскости. Для горизонтальной опорной поверхности $P_z = G$;

толкающая сила P_B — продольная сила колеса, действующая в направлении скорости его продольного перемещения (для качения колеса в центральной плоскости $P_B = P_K = P_x$);

продольная R_x и нормальная R_z реакции опорной поверхности. Точка приложения реакции R_z отстоит от центральной поперечной плоскости на расстоянии b , называемом *продольным сносом нормальной реакции*, значение которого зависит от упругих свойств шины и состояния опорной поверхности;

результатирующая воздействия опорной плоскости на колесо (реакция) $R_{ПК}$, являющаяся равнодействующей реакций R_z и R_x ;

результатирующая воздействия остова на колесо (сила) P_{OK} , представляющая собой равнодействующую сил P_K и P_z ;

Результатирующая воздействия колеса на остов (реакция) $R_{КО}$.

Сила P_{OK} и реакция $R_{КО}$ приложены в центре O колеса, равны друг другу и противоположно направлены.

В тормозном режиме (рис. 301, б) колесо под действием толкающей силы P_B перемещается со скоростью v_x , а его вращению с угловой скоростью ω противодействует крутящий (тормозной) момент M .

При качении колеса часть подведенной к нему мощности затрачивается на трение в шине при ее деформации, скольжение шины по опорной поверхности, трение в подшипниках колеса. Разность между мощностью $N_{под}$, подведенной к колесу, и мощностью $N_{пер}$, отведенной от колеса и перенесенной на остов машины, называется *мощностью N_f сопротивления колеса качению*:

$$N_{под} - N_{пер} = M\omega - P_B v = N_f. \quad (115)$$

Моментом M_f сопротивления колеса качению называется условная количественная характеристика сопротивления колеса качению:

$$M_f = \frac{N_f - N_c}{\omega}, \quad (116)$$

где N_c — мощность, затрачиваемая на скольжение колеса.

Сила сопротивления колеса качению — это условная количественная характеристика сопротивления качению, имеющая размерность силы

$$P_f = \frac{M_f}{r_k}, \quad (117)$$

не имеющая точки приложения и направления действия.

Коэффициент f сопротивления колеса качению также является условной количественной характеристикой:

$$\dot{f} = \frac{P_f}{R_z}. \quad (118)$$

Коэффициент сопротивления колеса качению зависит от конструкции колеса, свойств опорной поверхности, состояния шин, внутреннего давления и других факторов.

Толкающая сила P_v ограничивается крутящим моментом двигателя или сцеплением ведущих колес с опорной поверхностью. Соответственно этому различают толкающую силу по двигателю и толкающую силу по сцеплению.

Из формулы (75) следует, что двигатель при установившемся движении машины ($j=0$) способен передать ведущим колесам наибольший крутящий момент:

$$M = M_{\text{кмакс}} i_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}. \quad (119)$$

Полная окружная сила колеса (условная количественная характеристика) определяется по формуле

$$P_{\text{ко}} = \frac{M}{r_k} = \frac{M\omega}{v_x + v_s} = \frac{M_{\text{кмакс}} i_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}} \omega}{v_x + v_s}. \quad (120)$$

Перенесенная на остов машины толкающая сила

$$P_v = P_{\text{ко}} - P_f, \quad (121)$$

где P_f — сила сопротивления ведущих колес качению.

Уравнение (121) определяет толкающую силу по двигателю.

Реализация крутящего момента M и толкающей силы P_v зависит от сцепления шины с опорной поверхностью и при определенных условиях ограничивается буксованием, которое определяется по формуле

$$s_G = \frac{v_s}{\omega r_k} = \frac{v_s}{v_x + v_s}, \quad (122)$$

где s_G — коэффициент буксования колеса.

Сцепные качества колеса оцениваются коэффициентом сцепления:

$$\varphi = \frac{R_\Sigma}{R_z}, \quad (123)$$

где R_Σ — результирующая реакция в опорной плоскости, представляющая собой геометрическую сумму продольной R_x и боковой реакций R_y опорной поверхности (рис. 301, в).

Коэффициент сцепления φ зависит от нагрузки на колесо, рисунка протектора шины, характеристики и состояния опорной поверхности и ряда других условий; коэффициенты \dot{f} и φ определяются экспериментально (см. прил. 4).

При качении колеса в центральной продольной плоскости $R_y=0$; $R_\Sigma=R_x$ и $R_z=G$, тогда

$$\varphi = \frac{R_x}{G} \quad \text{и} \quad R_x = \varphi G.$$

Максимальная толкающая сила по сцеплению

$$P_{v \text{ макс}}^\varphi = \varphi G. \quad (124)$$

Для машины в целом толкающая сила по сцеплению

$$P_{v \text{ макс}}^{\varphi'} = \lambda \varphi G' \cos \alpha, \quad (125)$$

где λ — коэффициент нагрузки ведущих колес, показывающий, какая часть силы тяжести G' машины приходится на ведущие колеса (рис. 302, а).

§ 2. Тяговый баланс колесной машины

В общем случае движения машины по ровной опорной поверхности под углом α (рис. 302, *a*) к горизонтальной плоскости на нее действуют следующие силы (H) и моменты ($H \cdot m$).

Сила тяжести G' машины, являющаяся мерой гравитационного притяжения машины к земле, приложенная к ее центру тяжести (ц. т.) и направленная вертикально вниз.

Сила инерции поступательного движения

$$P_j = mj = \frac{G'}{g} j, \quad (126)$$

где m — масса машины, кг; j — линейное ускорение, м/с²; g — ускорение свободного падения, м/с².

Сила инерции P_j при $j > 0$ (разгоне) имеет знак плюс, а при замедлении — знак минус.

Вращающиеся детали трансмиссии и двигателя дополнительно аккумулируют кинетическую энергию вращательного движения, создавая момент касательных сил инерции:

$$M_j = \Sigma I_{ст} \varepsilon, \quad (127)$$

где $I_{ст}$ и ε — статический момент инерции и угловое ускорение вращающейся детали.

Сила P_j и момент M_j противодействуют толкающей силе P_B и крутящему моменту двигателя M_K .

В расчетах действие момента M_j учитывают коэффициентом вращающихся масс $\delta_{вр}$, поэтому формула (126) примет вид:

$$P_j = \delta_{вр} mj = \delta_{вр} \frac{G'}{g} j. \quad (128)$$

Сила сопротивления воздуха P_w определяется по эмпирической формуле

$$P_w = k_w F v^2, \quad (129)$$

где k_w — коэффициент обтекаемости машины; F — площадь лобовой поверхности машины, м²; v — скорость движения машины, м/с.

При скорости машины менее 5 м/с силой P_w пренебрегают ввиду ее незначительности.

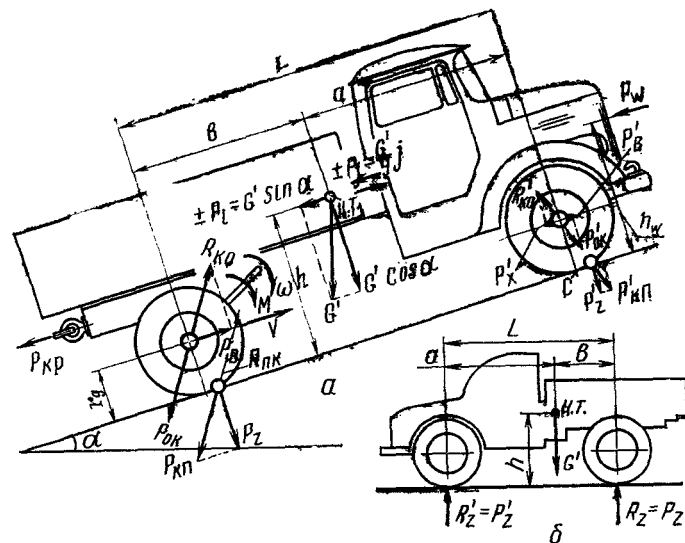


Рис. 302. Схема сил, действующих на автомобиль:

a — автомобиль в общем случае движения; *б* — автомобиль, стоящий на горизонтальной поверхности неподвижно.

Для грузовых автомобилей значение коэффициента k_w лежит в пределах 0,06—0,07.

Сила $P_{кр}$ — тяговое сопротивление агрегатируемых технологических машин, орудий или прицепов. Сила $P_{кр}$ противодействует поступательному движению машины, действуя через прицепное (навесное) устройство как часть силы тяги P_k .

Сила $P_i = G' \sin \alpha$ приложена к центру тяжести машины и действует вдоль опорной плоскости. При движении на подъем сила P_i затрачивается на его преодоление и противодействует силе P_v , при спуске способствует преодолению внешних сопротивлений движению.

Из условия равновесия действующих сил толкающая сила равна сумме противодействующих ей сил:

$$P_v = P_k = \pm P_j \pm P_i + P_w + P'_f + P_{кр}, \quad (130)$$

где $P'_f = P'_x$ — сила сопротивления качению ведомых колес (условная количественная характеристика).

Уравнение (130) называется *тяговым балансом по толкающей силе*.

При равномерном движении по горизонтальной поверхности, когда $j=0$, $\alpha=0$, формула (130) принимает вид:

$$P_v = P'_f + P_w + P_{кр}. \quad (131)$$

Выражение (131) справедливо для автомобиля, работающего с прицепом, а также для агрегата трактор — прицеп, когда скорость превышает 5 м/с. Если $v < 5$ м/с, значение P_w близко к нулю, следовательно

$$P_v = P'_f + P_{кр}. \quad (132)$$

Из равенства (132) следует, что толкающая сила P_v , перенесенная ведущими колесами на остов машины в ведущем режиме при принятых условиях ($\alpha=0$, $j=0$, $P_w=0$), равна сумме тягового сопротивления и силы сопротивления ведомых колес качению, что соответствует работе трактора в тяговом режиме.

Для равномерного движения автомобиля по горизонтальной опорной поверхности без прицепа ($\alpha=0$, $j=0$, $P_{кр}=0$) будет справедлива зависимость

$$P_v = P'_f + P_w. \quad (133)$$

Из уравнения (121) следует:

$$P_{ко} = \frac{M}{r_k} = P_v + P_f = \pm P_j \pm P_i + P_w + (P'_f + P'_i) + P_{кр} = \pm P_j \pm P_i + P_w + P_{fc} + P_{кр}, \quad (134)$$

где $P_{fc} = P'_f + P'_i = G' f \cos \alpha$ — сопротивление ведомых и ведущих колес качению.

Уравнение (134) называется *тяговым балансом по полной окружной силе* и больше уравнения (130) тягового баланса по толкающей силе на величину сопротивления ведущих колес качению P_f .

В теории автомобиля сумма сил сопротивления качению P_{fc} и сопротивления подъему $P_i = G' \sin \alpha$ принимается за *общее сопротивление P_ψ движению*, оказываемое дорогой:

$$P_\psi = P_{fc} \pm P_i = G' f \cos \alpha \pm G' \sin \alpha = G' (f \cos \alpha \pm \sin \alpha) = G' \psi, \quad (135)$$

где $\psi = f \cos \alpha \pm \sin \alpha$ — суммарный коэффициент сопротивления дороги.

Тогда уравнение (134) будет выглядеть так:

$$P_{ко} = P_{кр} \pm P_j + P_\psi + P_w. \quad (136)$$

Для случая движения без тяговой нагрузки ($P_{кр}=0$)

$$P_{ко} = \pm P_j + P_\psi + P_w \text{ или } P_{ко} - P_w = \pm P_j + P_\psi, \quad (137)$$

где разность $P_{ко} - P_w$ называется *избыточной силой тяги*.

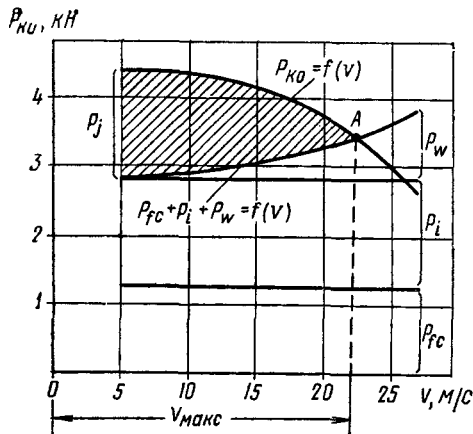


Рис. 303. Тяговый баланс автомобиля.

При установившемся движении ($P_j=0$) вся избыточная сила тяги расходуется на преодоление сопротивления дороги $P_{кн} - P_w = P_\psi$. Приближенно считая для малых углов $\cos \alpha \approx 1$, можно записать, что $\psi = f \pm \sin \alpha$ или $\psi = f + i$, где $i = \operatorname{tg} \alpha \approx \sin \alpha$ — величина уклона дороги в сотых долях или процентах. Угол преодолеваемого подъема определится из формулы:

$$\sin \alpha = \psi - f. \quad (138)$$

Тяговый баланс автомобиля в графическом виде (рис. 303) представляет зависимость $P_{кн} = f(v)$. Суммирование ординат сил P_{fc} , P_i , P_w определяет кривую суммы сил сопротивлений движению автомобиля с постоянной скоростью ($P_j=0$) вида $P_{fc} + P_i + P_w = f(v)$.

Разница ординат $P_{кн} - (P_{fc} + P_i + P_w)$ для заданной скорости есть сила P_j , которую можно преодолеть при разгоне автомобиля.

Пользуясь графиком тягового баланса, определяют соотношение между полной окружной силой колес и силами сопротивления движению машины, находят возможное ускорение разгона, максимальное сопротивление дороги, которое может преодолеть машина, ее максимальную скорость v_{\max} .

Максимальная скорость движения определяется точкой A пересечения кривых $P_{кн} = f(v)$ и $P_{fc} + P_i + P_w = f(v)$ при $P_j=0$.

§ 3. Баланс мощности колесной машины

Баланс мощности дает количественную характеристику затрат мощности на преодоление различных сопротивлений, возникающих при работе машины.

Если обе части уравнения (130) тягового баланса по толкающей силе (кН) умножить на поступательную скорость v (м/с), то получим уравнение баланса мощности, перенесенной ведущими колесами на остов машины (кВт):

$$N_{\text{пер}} = P_v v = \pm N_j \pm N_i + N_w + N'_f + N_{кр}, \quad (139)$$

где $N_{\text{пер}} = P_v v$ — мощность, видоизмененная колесами в поступательное движение и перенесенная на остов машины; $\pm N_i = G \sin \alpha v$ — мощность, израсходованная на увеличение потенциальной энергии машины на преодоление подъема (+) или возвращенная через остов колесам при спуске (—); $\pm N_j = P_j v$ — мощность, аккумулированная машиной при разгоне (+) или подведенная к затормаживаемым колесам (—); $N_w = k_w F v^3$ — мощность, затрачиваемая на сопротивление воздуха; $N_f = P'_f v$ — мощность, затрачиваемая на сопротивление ведомых колес качению; $N_{кр} = P_{кр} v$ — тяговая мощность, перенесенная на агрегируемую машину, орудие или прицеп.

Аналогичным образом из уравнения (134) определяется баланс мощности (кВт) по полной окружной силе, подведенной к ведущим колесам (за исключением мощности буксования $M\omega s_0$):

$$P_{кн} v - M\omega \frac{v_s}{v_x + v_s} = M\omega (1 - s_0) = \pm N_j \pm N_i + N_w + N_{fc} + N_{кр}, \quad (140)$$

где N_{fc} — мощность сопротивления всех колес машины качению.

Для движения автомобиля без тяговой нагрузки ($P_{кр}=0$) баланс мощности можно выразить зависимостью

$$N_{под} = M\omega = N_e - N_{тр} = \pm N_j \pm \pm N_i + N_{fc} + N_w, \quad (141)$$

где $N_{тр}$ — потери мощности в трансмиссии.

В развернутом виде уравнение (141) примет вид:

$$N_{под} = N_e - N_{тр} = G' \cos \alpha f v \pm \pm G' \sin \alpha v + k_w F v^3 \pm \pm G' \frac{j}{g} v \delta_{вр}. \quad (142)$$

Пользуясь формулой (142), можно построить диаграмму баланса мощности (рис. 304). Диаграмму располагают в координатах $N-n, v$, где наносят скоростную характеристику двигателя $N_e = f(n, v)$ и последовательно строят зависимости $N_{под} = f(n, v)$ и $N_{fc} = f(n, v)$. Разность ординат точек N_e и $N_{под}$ для одних и тех же значений n, v определяет потери мощности $N_{тр}$ на трение в трансмиссии.

Эти потери не постоянны и меняются в связи с целым рядом факторов (см. § 3 главы 28). Зависимость $N_{fc} = f(v, n)$ при постоянном значении коэффициента качения f представляет собой прямую, проходящую через начало координат O . От прямой $N_{fc} = f(v, n)$ вверх наносят значения мощностей N_w и строят график кривой $N_{fc} + N_w = f(v, n)$. Разность ординат $N_{под} - (N_{fc} + N_w)$ дает запас мощности N_3 , которым располагает машина на преодоление подъемов или разгон. Кривая $N'_{под}$ соответствует частичному прикрытию дроссельной заслонки, точка a — максимальной для этих условий скорости. Диаграмма баланса мощности позволяет анализировать возможность движения в заданных дорожных условиях.

§ 4. Нормальные реакции опорной плоскости на колеса

К машине, стоящей неподвижно на горизонтальной опорной плоскости, приложена в центре тяжести ζ . т. (см. рис. 302, б) сила тяжести G' . Положение центра тяжести определено продольными координатами a и b относительно центров передних и задних колес и вертикальной координатой h . Сила тяжести G' передает нормальные нагрузки P_z и P'_z : $G' = P_z + P'_z$.

Со стороны опорной плоскости на колеса действуют нормальные реакции R_z и R'_z равные и противоположно направленные нагрузкам P_z и P'_z .

Нагрузки P_z и P'_z распределяются по мостам автомобиля обратно пропорционально продольным координатам центра тяжести a и b :

$$\frac{R'_z}{R_z} = \frac{P'_z}{P_z} = \frac{a}{b}. \quad (143)$$

Тогда

$$P'_z - R'_z = \frac{G' b}{a+b} = \frac{G' b}{L}; \quad P_z = R_z = \frac{G' a}{a+b} = \frac{G' a}{L}. \quad (144)$$

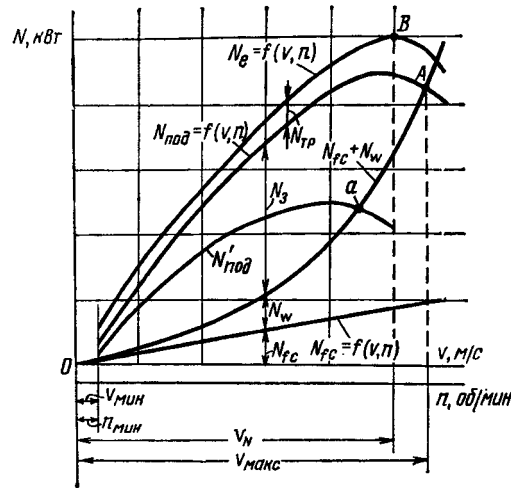


Рис. 304. Баланс мощности автомобиля.

При движении нормальные реакции опорной плоскости изменяются под действием сил и моментов, приложенных к машине.

Для определения нормальных реакций на колеса машины 4×2 в общем случае ускоренного движения и без учета сопротивления качению колес составим уравнение проекций сил на опорную плоскость и на плоскость, нормальную к ней, а также уравнение моментов относительно точки C проекции центра переднего колеса на опорную плоскость (см. рис. 302, а):

$$\Sigma P_x = P_w \pm P_j \pm G' \sin \alpha - P_b = 0; \quad (145)$$

$$\Sigma P_z = R_z + R'_z - G' \cos \alpha = 0; \quad (146)$$

$$\Sigma M_c = aG' \cos \alpha + (P_w \pm P_j \pm G' \sin \alpha) h - R_z L - P_b r_d = 0, \quad (147)$$

принимая, что $h \approx h_w$ и продольный снос нормальной реакции $v = 0$ (см. рис. 301).

Из уравнений (145), (146), (147) следует:

$$P_b = P_w \pm P_j \pm G' \sin \alpha; \quad (148)$$

$$R'_z = G' \cos \alpha - R_z; \quad (149)$$

$$aG' \cos \alpha + P_b h - R_z L - P_b r_d = 0, \quad (150)$$

откуда

$$R_z = \frac{aG' \cos \alpha + P_b (h - r_d)}{L}.$$

Заменяя для случая максимальной толкающей силы по сцеплению $P_b = \varphi R_z$, получим:

$$R_z = \frac{aG' \cos \alpha + \varphi R_z (h - r_d)}{L}, \quad (151)$$

$$R_z L - \varphi R_z (h - r_d) = aG' \cos \alpha,$$

$$R_z = \frac{aG' \cos \alpha}{L - \varphi h + \varphi r_d} = \frac{aG' \cos \alpha}{L + \varphi (r_d - h)}. \quad (152)$$

Из уравнения (149), (152)

$$\begin{aligned} R'_z &= G' \cos \alpha - R_z = G' \cos \alpha - \frac{aG' \cos \alpha}{L - \varphi h + \varphi r_d} = \\ &= \frac{G' \cos \alpha [L - a + \varphi (r_d - h)]}{L + \varphi (r_d - h)}. \end{aligned} \quad (153)$$

Из формул (152), (153) следует, что нормальные реакции дороги на колеса движущейся машины зависят от ее конструкции и условий движения. Конструктивными параметрами, оказывающими влияние на реакции R_z и R'_z , являются продольная база L , продольная a и вертикальная h координаты центра тяжести и сила тяжести G' машины.

Условия движения определяются углом подъема или уклона α и коэффициентом сцепления φ .

Изменения реакций опорной плоскости на колеса движущейся машины определяются коэффициентами продольного перераспределения нагрузки m и m_1 , которые представляют собой отношения реакций опорной плоскости на колеса в общем случае движения к их значениям для неподвижной машины, стоящей на горизонтальной опорной поверхности. Из определения и формул (144), (152), (153) следует:

$$m = \frac{L \cos \alpha}{L + \varphi (r_d - h)}; \quad (154)$$

$$m_1 = \frac{a \cos \alpha [L - a + \varphi (r_d - h)]}{(L - a) [L + \varphi (r_d - h)]}. \quad (155)$$

§ 5. Динамическая характеристика автомобиля

На основе уравнения тягового баланса (134) при $P_{кр} = 0$ можно записать:

$$P_{ко} - P_w = P_\psi + P_j. \quad (156)$$

Так как

$$P_\psi = G' \psi \text{ и } P_j = \frac{G' \delta_{вр} j}{g},$$

то формула (156) примет вид:

$$P_{ко} - P_w = G' \psi + \frac{G'}{g} \delta_{вр} j.$$

Разделив обе части этого уравнения на силу тяжести G' получим:

$$\frac{P_{ко} - P_w}{G'} = \psi + \frac{\delta_{вр}}{g} j = f + i + \frac{\delta_{вр}}{g} j \quad (157)$$

Отношение разности полной окружной силы $P_{ко}$ и силы сопротивления воздуха P_w к силе тяжести автомобиля G' называется *динамическим фактором*:

$$D = \frac{P_{ко} - P_w}{G'}. \quad (158)$$

Формула (158) позволяет делать сравнение динамических свойств различных автомобилей независимо от их грузоподъемности и веса.

Динамический фактор можно выразить формулой

$$D = \frac{P_{ко} - P_w}{G'} = \frac{M_k i_{тр} \eta_{тр} - P_w}{r_k G'}. \quad (159)$$

В формуле (159) значение крутящего момента двигателя M_k находят по скоростной характеристике, полученной при полностью открытой дроссельной заслонке (полная нагрузка).

Максимальное значение динамического фактора $D_{макс}$ определяет наибольшее значение коэффициента $\psi_{макс}$ сопротивления дороги, преодолеваемого при равномерном движении на первой передаче. С переходом от низшей передачи к высшей разность $P_{ко} - P_w$ и динамический фактор D уменьшаются, так как сила $P_{ко}$ становится меньше (159), а сила P_w возрастает. Динамический фактор при максимальной скорости $v_{макс}$ определяет дорожное сопротивление, которое может быть при этой скорости преодолено.

Если автомобиль движется равномерно ($j=0$), то из уравнения (157) следует, что $D = \psi$. Значит, при $D < \psi$ возможно только замедленное движение автомобиля.

Для обычных грузовых автомобилей $D_{макс} = 33,3 \div 43,0$, для грузовых повышенной проходимости $D_{макс} = 67,5 \div 77,4$, для легковых $D_{макс} = 48$. Минимальное значение динамического фактора $D_{мин}$ независимо от типа автомобиля составляет $2,84 \div 8,6$.

Из формулы (158) следует, что динамические свойства автомобиля определяются его весом и обтекаемостью. Таким образом, улучшение обтекаемости и снижение веса являются основными резервами повышения динамических свойств автомобиля. На динамические свойства автомобиля большое влияние оказывают также эксплуатационные факторы — техническое состояние двигателя, трансмиссии, ходовой части.

Графическое изображение зависимости $D = f(v)$ для различных передач называется *динамической характеристикой автомобиля* (рис. 305). Пользуясь этой характеристикой, определяют максимальные со-

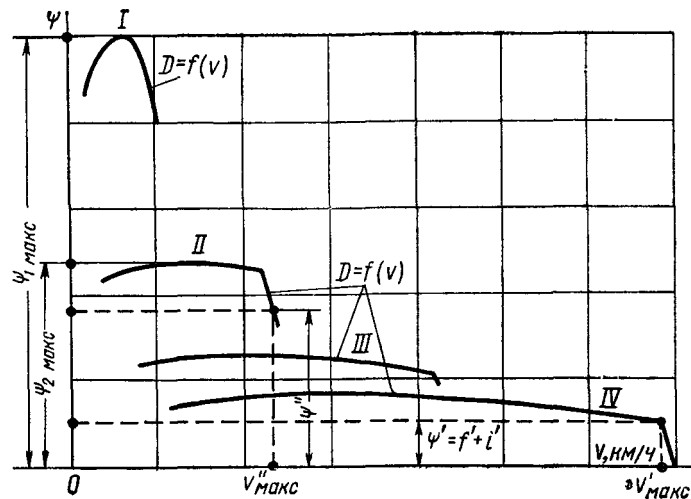


Рис. 305. Динамическая характеристика автомобиля.

противления дороги $\psi_{1\max}$, $\psi_{2\max}$, которые может преодолеть автомобиль, двигаясь на данной передаче. По известным коэффициентам сопротивления ψ' и ψ'' дороги находят максимальные скорости v'_{\max} и v''_{\max} , которые способен развить автомобиль на данной передаче. При решении этих задач значения коэффициентов сопротивления ψ дороги берут в масштабе динамического фактора D .

§ 6. Ускорение, время и путь разгона автомобиля

По сравнению с трактором автомобиль значительно большее время работает в неустановившемся скоростном режиме, для которого характерно ускорение и замедление движения.

Основным показателем динамических свойств автомобиля при неустановившемся движении является *приемистость* — способность к быстрому разгону, которую характеризуют ускорение j , время t и путь S разгона.

Ускорение, развиваемое автомобилем, можно найти из формулы (157)

$$j = [D - (f + i)] \frac{g}{\delta_{вр}} = \frac{D - \psi}{\delta_{вр}} g. \quad (160)$$

На динамической характеристике (рис. 305) величина $D - (f + i)$ определяется для заданной скорости разностью ординат кривой $D = f(v)$ и линейной зависимости $(f + i) = f(v)$ сопротивления дороги. Пользуясь этими данными, строят график ускорений автомобиля для конкретных дорожных условий в зависимости от скорости движения для каждой передачи (рис. 306, а).

Так как ускорение прямолинейного движения представляет собой первую производную скорости по времени

$$j = \frac{dv}{dt} \text{ или } dt = \frac{dv}{j}, \quad (161)$$

то время разгона для интервала скоростей $v_1 - v_2$

$$t = \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{j}. \quad (162)$$

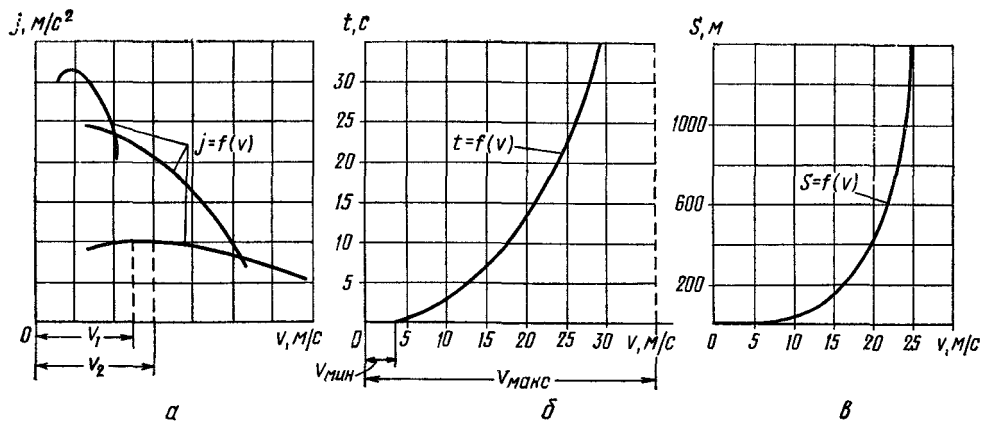


Рис. 306. Графики ускорения (а), времени (б) и пути разгона (в).

Поскольку скорость есть первая производная пути по времени

$$v = \frac{dS}{dt},$$

то $dS = v dt$, а путь разгона

$$S = \int_{t_1}^{t_2} v dt. \quad (163)$$

Определение времени и пути разгона по формулам (162), (163) затруднено из-за отсутствия аналитической зависимости между параметрами v и j . Задача решается проще графоаналитическим способом. Для этого кривую $j=f(v)$ (рис. 306, а) делят на ряд интервалов $v_1, v_2, \dots, v_{n-1}, v_n$. В каждом интервале (с начальным j_1 и конечным j_2 ускорениями) среднее ускорение принимают постоянным:

$$j_{cp} = 0,5(j_1 + j_2). \quad (164)$$

При изменении скорости от v_1 до v_2 среднее ускорение

$$j_{cp1} = \frac{v_2 - v_1}{\Delta t_1} = \frac{\Delta v_1}{\Delta t_1}, \quad (165)$$

а время разгона

$$\Delta t_1 = \frac{\Delta v_1}{j_{cp1}}. \quad (166)$$

Время разгона в интервале от v_{n-1} до v_n :

$$\Delta t_{n-1} = \frac{\Delta v_{n-1}}{j_{cpn-1}}. \quad (167)$$

Общее время разгона от $v_{мин}$ до $v_{макс}$ (рис. 306, б):

$$t_{раз} = \Sigma \Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n. \quad (168)$$

При определении пути разгона $S=f(v)$ (рис. 306, в) принимают, что в каждом скоростном интервале автомобиль движется равномерно со скоростью v_{cp} .

Приращение пути в каждом интервале:

$$\Delta S = v_{cp} \Delta t = \frac{v_{cp} \Delta v}{j_{cp}}. \quad (169)$$

Суммируя значения ΔS , строят график зависимости $S=f(v)$.

§ 7. Топливная экономичность автомобиля

Расход топлива автомобилем зависит от многих условий: технического состояния его основных систем и механизмов (особенно системы питания), дорожных условий и условий движения, нагрузки автомобиля, теплового режима двигателя и агрегатов, качества горючих и смазочных материалов и других факторов. Следует заметить, что затраты топлива составляют значительную часть себестоимости автомобильных перевозок (15—20%); поэтому его экономия имеет очень большое значение. Показателем топливной экономичности автомобиля служит расход топлива в литрах (килограммах) на 100 км пути или в литрах (килограммах) на тонно-километр для грузовых и пассажиро-километр для пассажирских автомобилей.

Для автомобилей различных типов и марок установлены государственные нормы расхода топлива, полученные путем длительных пробеговых испытаний и опыта эксплуатации с учетом ряда дорожных и климатических условий, маневрирования, прогрева, пуска двигателей, работы на холостом ходу на стоянках и т. д.

Расчетный показатель топливной экономичности автомобиля Q_s (л/100 км) определяется при ограниченных условиях — установившемся и постоянном сопротивлении дороги ($\psi = \text{const}$):

$$Q_s = \frac{g_e N_e}{10^3 \gamma} \cdot \frac{100}{v}, \quad (170)$$

где γ — плотность топлива, кг/л; $100/v$ — время (ч), необходимое для прохождения 100 км пути при постоянной скорости v (км/ч).

При равномерном движении автомобиля без тяговой нагрузки по горизонтальному пути ($j=0$, $P_{кр}=0$, $\alpha=0$) эффективная мощность двигателя

$$N_e = \frac{P_{\psi+w} v}{\eta_{тр}},$$

где $P_{\psi+w}$ — суммарное сопротивление движению, состоящее из сопротивлений дороги и воздуха.

Подставив значение N_e в формулу (170), получим:

$$Q_s = \frac{g_e P_{\psi+w}}{10 \gamma \eta_{тр}}. \quad (171)$$

Формула (171) устанавливает зависимость расхода топлива на 100 км пробега от нагрузочных и дорожных условий, скорости движения, обтекаемости, лобовой площади автомобиля, а также экономичности двигателя.

График зависимости $Q_s = f(v)$ при различных значениях коэффициента сопротивления дороги ψ и установившемся движении называется *экономической характеристикой автомобиля*.

Экономическую характеристику строят на основании экспериментальных данных, полученных лабораторными испытаниями двигателя, лабораторными или дорожными испытаниями автомобиля.

Для построения экономической характеристики по дорожным испытаниям выбирают участки дорог с различным покрытием, имеющих определенное значение коэффициентов ψ_1 , ψ_2 и т. д. Каждый участок должен быть прямолинейным и горизонтальным, длиной не менее 1 км. Чтобы коэффициенты сопротивления дороги ψ были постоянными, испытания проводят в сухую безветренную погоду. На автомобиле устанавливают цилиндр для топлива с ценой деления 2,5 см³. Испытания проводят на высшей передаче при скоростях 20, 30, 40 и т. д. км/ч. Перед испытаниями спидометр тарируют. Измерения ведут на зачетной

длине участка в двух взаимно противоположных направлениях. Фактическая (средняя) скорость (км/ч) вычисляется как

$$v_{\text{ср}} = \frac{3,6S}{t}, \quad (172)$$

где S — зачетная длина участка дороги, м; t — время прохождения участка пути, с.

Расход топлива (л/100 км) определяют по формуле

$$Q_s = \frac{100g_s}{S}, \quad (173)$$

где g_s — измеренный во время опыта расход топлива, см³.

По данным расхода топлива при различных скоростях движения и по коэффициентам сопротивлений дороги ψ строят экономическую характеристику.

По стендовым испытаниям двигателя экономическую характеристику строят так: определяют скоростную характеристику двигателя (см. § 2 главы 26) при полном и частичных углах β открытия дроссельной заслонки карбюратора (или положениях рейки топливного насоса) и строят графики $N_e = f(n)$ (рис. 307, а) и $G_T = f(n)$ при одних и тех же частотах вращения n и углах β открытия дроссельной заслонки. Задавшись определенным значением коэффициента сопротивления дороги ψ для установившегося движения, строят кривую $N_e = f(v)$, пользуясь формулой баланса мощности $N_e = (N_\psi + N_w) \frac{1}{\eta_{\text{тр}}}$. На графике $Q_s = f(v)$

по оси абсцисс откладывают скорости v автомобиля, соответствующие заданным значениям частот вращения n двигателя и углам β . Точки пересечения кривой $N_e = f(v)$ с кривыми $N_e = f(n)$ дают максимальные значения скорости движения автомобиля для заданных значений углов β . Полученные точки кривой $N_e = f(v)$ проектируют на кривые $G_T = f(n)$, а затем переносят на ось ординат. Ординаты этих точек определяют часовые расходы топлива G_T (кг/ч).

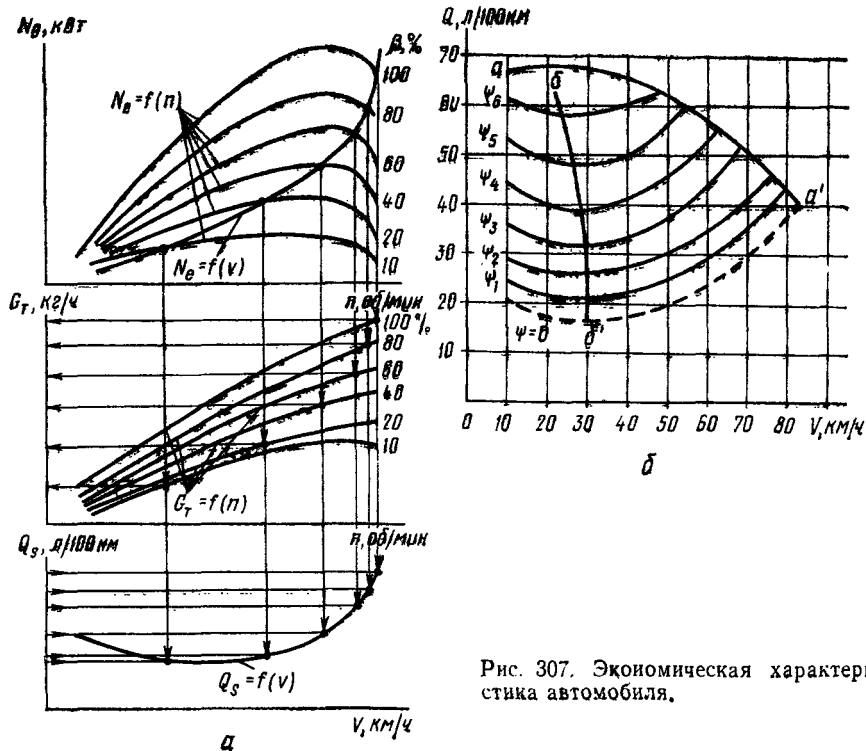


Рис. 307. Экономическая характеристика автомобиля.

Зная расходы топлива G_T и мощность двигателя N_e , определяют удельный расход топлива $[г/(кВт \cdot ч)]$:

$$g_e = \frac{G_T 10^3}{N_e} \quad (174)$$

и расход топлива л/100 км

$$Q_s = \frac{g_e N_e}{10^3 \gamma} \cdot \frac{100}{v} \quad (175)$$

Найденные значения Q_s наносят на ось ординат графика $Q_s = f(v)$ и по точкам кривой $N_e = f(v)$ строят график экономической характеристики $Q_s = f(v)$ для заданного значения ψ .

Последовательно задавая значения коэффициентов ψ , строят семейство кривых $Q_s = f(v)$ экономической характеристики автомобиля (рис. 307, б).

На экономической характеристике огибающая $a-a'$ дает максимальные скорости движения автомобиля для заданных значений коэффициента ψ сопротивления дороги и скорости v . Этим значениям соответствуют наибольшие значения расхода топлива Q_s , так как с увеличением скорости резко возрастают потери мощности на преодоление сопротивления воздуха (они пропорциональны третьей степени скорости). Кривая $b-b'$, проведенная через точки минимальных значений Q_s , позволяет выявить наиболее экономичные скорости движения автомобиля для каждого значения коэффициента ψ сопротивления дороги.

§ 8. Баланс мощности, тяговый баланс и центр давления гусеничного трактора

На гусеничный трактор (рис. 308) в общем случае ускоренного движения действуют момент M , силы $G', P_j, P_i, P_{кр}, P_v, P_{гп}, P_{ок}, P'_{ок}, P_{кг}, P'_{кг}$ и реакции $R_z, R_x, R_{шт}, R_{ко}, R_{гк}, R'_{гк}$ и $R'_{ко}$. Положение силы тяжести G' определяется продольной v и вертикальной h координатами. Считаем, что усилие тягового сопротивления орудия $P_{кр}$ приложено к условной точке прицепа $O_{п}$, лежащей на линии следа поперечной плоскости проходящей через центр O ведущего колеса, и направлено под углом γ к опорной поверхности. Положение точки $O_{п}$ определяется координатой $h_{кр}$ и продольной координатой v . Сила $P_{кр}$ разложена на две составляющие: параллельную опорной плоскости $P_{кр} \cos \gamma$ и перпендикулярную ей $P_{кр} \sin \gamma$. Примем $P_{кр} \cos \gamma \approx P_{кр}$.

Нормальная R_z и продольная R_x реакции опорной поверхности действуют на гусеницы в точке ц. д., называемой *центром давления трактора*. Эти реакции являются результирующими элементарных нормальных и продольных реакций опорной поверхности, действующих на гусеницы, и дают равнодействующую $R_{шт}$. Сила $P_{гп}$ равная, но противоположно направленная реакции $R_{шт}$ есть равнодействующая воздействий гусеницы на опорную поверхность. Силы $P_{кг}$ и $P'_{кг}$ соответственно ведущих и направляющих колес действуют на гусеницы, а на колеса — равные, но противоположно направленные им реакции гусениц $R_{гк}$ и $R'_{гк}$.

К ведущим колесам приложены суммарный момент касательных сил инерции вращающихся деталей.

Давление гусеничного трактора на опорную поверхность характеризуется удельным давлением:

$$q_{cp} = \frac{G' \cos \alpha}{2l_{yc} b_r} = \frac{R_z}{2l_{yc} b_r}, \quad (176)$$

где b_r — ширина гусеницы; l_{yc} — длина опорной поверхности гусеницы, образованная ее звеньями, находящимися в зоне расположения опорных катков.

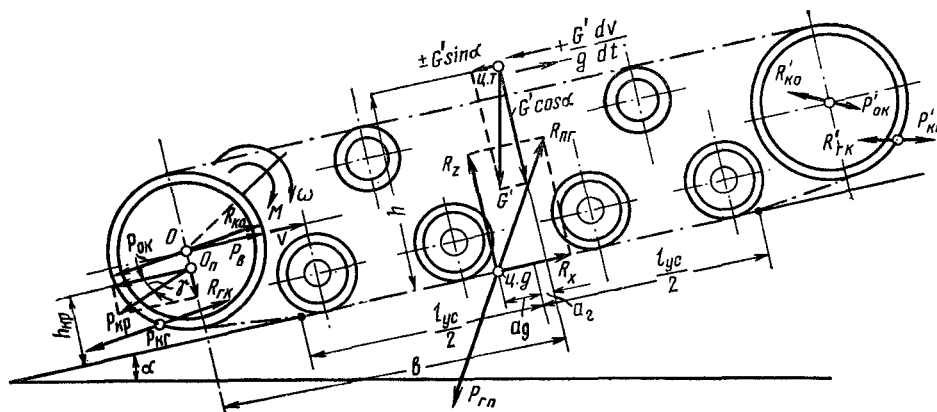


Рис. 308. Схема сил, действующих на гусеничный трактор.

Значение $q_{\text{ср}}$ для сельскохозяйственных тракторов находится в пределах 0,04—0,05 МПа, для болотоходных — до 0,02 МПа. Этот показатель является условным, так как нормальные реакции опорной поверхности распределяются по длине l_{yc} неравномерно и зависят от свойств опорной поверхности, конструкции гусеничного движителя и силового воздействия агрегируемой машины на трактор.

В общем случае середина опорной длины гусеницы $\frac{l_{\text{yc}}}{2}$ не совпадает с центром давления $\zeta. \delta.$ и центром тяжести $\zeta. т.$ и смещена от них в продольном направлении соответственно на величины $a_{\text{г}}$ и $a_{\text{д}}$. Продольный вынос центра тяжести трактора относительно середины опорной длины гусениц $a_{\text{г}}$ может иметь положительное (центр тяжести вынесен вперед) или отрицательное (центр тяжести смещен назад) значение.

Для определения величины $a_{\text{д}}$, называемой *смещением центра давления* составим уравнение моментов, действующих на трактор сил и реакций относительно центра давления $\zeta. \delta.$

$$G' \cos \alpha (a_{\text{д}} + a_{\text{г}}) - (G' \sin \alpha + P_{\text{ж}}) h - P_{\text{кр}} h_{\text{кр}} - P_{\text{в}} \sin \gamma (b - a_{\text{г}} - a_{\text{д}}) + P_{\text{в}} r'_{\text{к}} = 0, \quad (177)$$

где $r'_{\text{к}}$ — радиус ведущего колеса гусеничного движителя.

Из уравнения (177) находим, что смещение центра давления трактора для общего случая прямолинейного движения равно:

$$a_{\text{д}} = \frac{(G' \sin \alpha + P_{\text{ж}}) h + P_{\text{кр}} (h_{\text{кр}} + b \sin \gamma) - P_{\text{в}} r'_{\text{к}}}{G' \cos \alpha + P_{\text{кр}} \sin \gamma} - a_{\text{г}}. \quad (178)$$

Для движения трактора по горизонтальной опорной поверхности с равномерной скоростью ($\alpha=0; j=0$) получим:

$$a_{\text{д}} = \frac{P_{\text{кр}} (h_{\text{кр}} + b \sin \gamma) - P_{\text{в}} r'_{\text{к}}}{G' + P_{\text{кр}} \sin \gamma} - a_{\text{г}}. \quad (179)$$

Формула (179) определена для случая агрегирования трактора сзади расположенной рабочей машиной. Общим условием, обеспечивающим лучшее сцепление гусениц с опорной поверхностью и меньшими потерями на качение, является ограниченное смещение центра давления. При заднем расположении рабочей машины центр тяжести трактора должен быть несколько впереди середины опорных поверхностей гусениц, т. е. $a_{\text{г}} \approx +(0,05 \div 0,08) l_{\text{yc}}$, а при переднем $a_{\text{г}} \approx -(0,02 \div 0,05) l_{\text{yc}}$.

Уравнение баланса мощности гусеничного трактора в общем случае движения можно представить уравнением

$$\begin{aligned} N_{\text{под}} &= M\omega = N_{\text{пер}} + N_e + N_c + N_{fr} = \\ &= N_{\text{кр}} + N_j + N_i + N_e + N_c + N_{fr}, \end{aligned} \quad (180)$$

где $N_e = \pm I_r \frac{d\omega}{dt} \omega$ — мощность, затрачиваемая на преодоление момента касательных сил инерции вращающихся деталей и движущихся звеньев гусениц; $N_c = R_x v_s$ — мощность, затрачиваемая на скольжение гусениц; $N_{fr} = N_s + N_r$ — мощность, затрачиваемая на деформацию опорной поверхности (N_s) и трение в деталях гусеничного движителя (N_r).

Для равномерного движения без скольжения по горизонтальной опорной поверхности

$$\left(\frac{dv}{dt} = 0; \quad \frac{d\omega}{dt} = 0; \quad v_s = 0; \quad \alpha = 0 \right)$$

получим:

$$N_{\text{под}} = M\omega = N_{\text{кр}} + N_{fr} \quad (181)$$

или

$$M\omega = P_{\text{кр}} v + fG' v, \quad (182)$$

где f — коэффициент сопротивления качению (с учетом потерь на трение в гусеничном движителе), в зависимости от типа опорной поверхности лежит в пределах 0,05—0,14.

Тяговый баланс гусеничного трактора для приведенных условий по полной окружной силе ведущего колеса

$$P_{\text{ко}} = \frac{M}{r_k} = P_{\text{кр}} + fG'. \quad (183)$$

§ 9. Измерители тормозных качеств автомобиля

Тормозные качества автомобиля оцениваются следующими показателями: $P_{\text{т макс}}$ — максимальной тормозной силой, Н; $j_3 \text{ макс}$ — максимальным замедлением, м/с²; $S_{\text{т мин}}$ — минимальным путем торможения, м; $T_{\text{мин}}$ — минимальным временем торможения, необходимым для прохождения пути $S_{\text{т мин}}$.

При торможении с отъединенным двигателем тормозная сила определяется по формуле

$$P_{\text{т}} = \frac{\Sigma M_{\text{тр}}}{r_d}, \quad (184)$$

где $\Sigma M_{\text{тр}}$ — сумма моментов трения на всех колесных тормозах, Н·м; r_d — радиус качения ведущих колес, м.

Дифференциальное уравнение движения имеет вид:

$$j_3 = - \frac{dv}{dt} = g \frac{\frac{\Sigma M_{\text{тр}}}{r_d} + P_c}{\delta_{\text{вр}} G'}, \quad (185)$$

где j_3 — замедление машины, м/с²; P_c — сумма внешних сопротивлений, испытываемых автомобилем при установившемся движении, Н.

Замедление j_3 будет максимальным, когда значение тормозного усилия $P_{\text{т}}$ наибольшее.

Максимальную тормозящую силу можно представить зависимостью

$$P_{\text{т макс}} = R_{\text{т}} \varphi_{\text{макс}}, \quad (186)$$

где $R_{\text{т}}$ — суммарная нормальная реакция дороги на затормаживаемых колесах; $\varphi_{\text{макс}}$ — максимальная величина коэффициента сцепления.

Из уравнений (185), (186) следует ($P_w=0$, сопротивление качению входит в состав тормозного усилия):

$$j_{з\text{ макс}} = \frac{g}{\delta_{вр}} \left(\frac{\varphi_{\text{макс}} R_T}{G'} \pm \sin \alpha \right). \quad (187)$$

Знак плюс в формуле (187) соответствует движению автомобиля на подъем, знак минус — под уклон.

Для автомобилей, имеющих тормозные механизмы на все колеса, $R_T = G' \cos \alpha$, поэтому формула (187) примет вид:

$$j_{з\text{ макс}} = \frac{g}{\delta_{вр}} (\varphi_{\text{макс}} \cos \alpha \pm \sin \alpha). \quad (188)$$

Если автомобиль движется по горизонтальной дороге ($\alpha=0$), то формула (188) будет такой:

$$j_{з\text{ макс}} = \frac{g}{\delta_{вр}} \varphi_{\text{макс}}. \quad (189)$$

Максимальное замедление $j_{з\text{ макс}}$ тем больше, чем выше коэффициент сцепления $\varphi_{\text{макс}}$. Максимальное замедление используется только при аварийных торможениях, составляющих незначительную часть (3—5%) общего числа торможений.

Наиболее практически важным показателем тормозных качеств автомобиля является минимальный путь торможения.

Во время торможения автомобиль совершает работу, равную силе, потерянной им за это время, поэтому можно написать:

$$(P_{T\text{ макс}} \pm G' \sin \alpha) S_{T\text{ мин}} = \frac{\delta_{вр} (v_1^2 - v_2^2)}{2g}, \quad (190)$$

где v_1 и v_2 — соответственно скорости автомобиля в начале и конце торможения, м/с.

Подставив из формулы (186) значение максимального тормозного усилия $P_{T\text{ макс}}$, получим:

$$S_{T\text{ мин}} = \frac{\delta_{вр} G' (v_1^2 - v_2^2) 0,5}{g (\varphi R_T \pm G' \sin \alpha)}. \quad (191)$$

Из формулы (187) следует:

$$\frac{g}{\delta_{вр} G'} (\varphi R_T \pm G' \sin \alpha) = j_{з\text{ макс}},$$

откуда

$$g (\varphi R_T \pm G' \sin \alpha) = \delta_{вр} G' j_{з\text{ макс}}. \quad (192)$$

Подставив в знаменатель формулы (191) его значение из правой части уравнения (192), получим:

$$S_{T\text{ мин}} = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2j_{з\text{ макс}}}. \quad (193)$$

Для случая торможения на горизонтальной дороге с максимальным замедлением ($j_{з\text{ макс}} = \frac{g\varphi}{\delta_{вр}}$) до полной остановки ($v_2=0$), уравнение (193) примет вид:

$$S_{T\text{ мин}} = \frac{\delta_{вр}}{2g} \cdot \frac{v_1^2}{\varphi}. \quad (194)$$

Минимальное время торможения $T_{\text{мин}}$ определяется, если допустить, что при торможении сопротивление движению постоянно, а поэтому автомобиль совершает равномерно замедленное движение с некоторой средней скоростью

$$v_{ср} = \frac{v_1 + v_2}{2}.$$

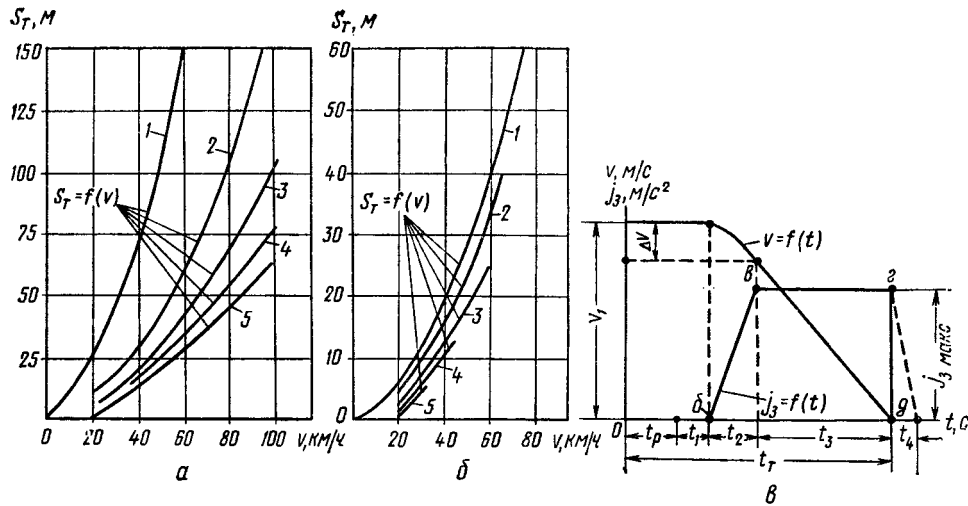


Рис. 309. Графики зависимости тормозного пути S_T от коэффициента φ сцепления и начальной скорости v и диаграмма торможения:

$a - S_T = f(v)$: 1 — $\varphi = 0,1$; 2 — $\varphi = 0,3$; 3 — $\varphi = 0,5$; 4 — $\varphi = 0,7$; 5 — $\varphi = 0,9$; $b - S_T = f(v)$: 1 — $v = 70$ км/ч; 2 — $v = 60$ км/ч; 3 — $v = 50$ км/ч; 4 — $v = 40$ км/ч; 5 — $v = 30$ км/ч; v — диаграмма торможения.

При этих условиях минимальное время торможения составит:

$$T_{\text{мин}} = \frac{2S_{\text{Тмин}}}{v_1 + v_2}, \quad (195)$$

или в случае торможения до полной остановки ($v_2 = 0$)

$$T_{\text{мин}} = \frac{2S_{\text{Тмин}}}{v_1}. \quad (196)$$

Подставив из формулы (194) значение $S_{\text{Т мин}}$, получим:

$$T_{\text{мин}} = \frac{\delta_{\text{вр}} v_1}{g\varphi}. \quad (197)$$

Из анализа формул (186), (189), (194) и (197) следует, что каждый из показателей интенсивности торможения зависит от коэффициента сцепления φ , т. е. можно записать:

$$P_{\text{Т макс}}, j_{\text{з макс}}, S_{\text{Т мин}}, T_{\text{мин}} = f(\varphi).$$

При этом показатели $P_{\text{Т макс}}$, $j_{\text{з макс}}$ находятся в прямой зависимости от коэффициента сцепления φ , а показатели $S_{\text{Т мин}}$, $T_{\text{мин}}$ — в обратной.

Одной из причин дорожных происшествий на трассах является плохое состояние последних, а также (иногда) слабое сцепление колес с дорожным покрытием.

Опасность несчастного случая на мокрых и обледенелых дорогах возрастает, так как коэффициент сцепления φ снижается в сравнении с сухим покрытием в 3—4 раза.

Зависимость тормозного пути S_T от коэффициента сцепления и скорости, при которой началось торможение, приведена на рисунке 309, $a, б$. Из графиков видно, что при увеличении коэффициента сцепления тормозной путь уменьшается, а при увеличении начальной скорости резко возрастает.

В формуле (186) принято, что тормозные усилия на передних и задних колесах достигают одновременно максимальных по условиям сцепления с дорогой значений. Однако при торможении происходит перераспределение нормальных реакций между колесами в сторону увеличения на передние колеса и уменьшения на задние. При тормо-

жении в реальных условиях значение силы $P_{т\text{ макс}}$ будет несколько меньше теоретического, полученного из условий использования всей массы автомобиля, что приведет к увеличению минимального тормозного пути $S_{т\text{ мин}}$ на 20—40%.

Мы рассмотрели факторы, влияющие на процесс торможения с учетом условий движения и конструктивных особенностей автомобиля. Однако наши представления о процессах торможения будут неполными, а выведенные формулы недостаточными для практики, если не принять в расчет человека. Его роль в процессе торможения учитывается зависимостью $j_3, v=f(t)$, полученной экспериментальным путем и называемой *диаграммой торможения* (рис. 309, в).

Точка *О* диаграммы — момент обнаружения водителем препятствия и необходимости экстренного торможения; t_p — время реакции водителя, необходимое для перехода к действию — торможению автомобиля (среднее значение времени реакции равно 0,6—0,8 с). Нажатие педали и срабатывание привода занимает время t_1 , когда автомобиль продолжает двигаться равномерно с начальной скоростью v_1 . Время срабатывания тормозного привода зависит от его типа и составляет для гидравлического привода 0,03—0,05 с и пневматического около 0,3 с.

Точкой *б* диаграммы $j_3=f(t)$ обозначено начало действия тормозной силы P_t , которая возрастает на отрезке t_2 и достигает максимума в точке *в*. Одновременно возрастает и замедление автомобиля j_3 . Время t_2 нарастания замедления и тормозной силы (участок *б—в*) составляет у автомобилей с гидравлическим приводом 0,15—0,20 с, с пневматическим — 1,0 с и у автопоездов с пневматическим приводом — 2—2,5 с. За время t_2 скорость автомобиля снижается на величину Δv . Процесс максимального торможения автомобиля за время t_3 соответствует прямолинейному участку диаграммы *вг* и сопровождается поглощением кинетической энергии автомобиля.

После прекращения торможения замедление и сила P_t в точке *д* уменьшаются до нуля. Общее время торможения автомобиля до его остановки равно $t_t=t_p+t_1+t_2+t_3$. Время оттормаживания t_4 , если автомобиль тормозится до полной остановки, не влияет на величину тормозного пути.

Действие тормозных систем зависит от их технического состояния и проверяется по длине остановочного пути, который нормируется с учетом типа, назначения и конструкции автомобиля (трактора). Для определения остановочного пути используют формулу:

$$S_0 = (t_p + t_1) v_1 + \frac{\delta_{вр} v_1^2}{2g\phi} K_3, \quad (198)$$

где S_0 — полный остановочный путь, м; t_p, t_1 — соответственно время реакции водителя и время срабатывания тормозного привода, с; v_1 — скорость в начале торможения, м/с; K_3 — коэффициент снижения эффективности торможения, показывающий, во сколько раз действительное максимальное замедление автомобиля меньше теоретически возможного на данной дороге. Для грузовых автомобилей $K_3=1,4$, для легковых — 1,2.

Глава 41 ИСПЫТАНИЯ ТРАКТОРОВ

Испытания новых или модернизированных тракторов проводятся для определения соответствия их предъявленным требованиям и решения вопроса о постановке на производство; тракторы серийного производства испытывают с целью контроля за качеством изготовления. Кроме того, могут проводиться испытания как трактора в целом, так и его агрегатов с различными исследовательскими целями. Методы испытаний первых двух видов стандартизированы (ГОСТ 7057—73).

Стандарт устанавливает общие правила и методы определения основных показателей тракторов, требования к точности измерений и технике выполнения работ.

Испытания образцов трактора проводятся не менее чем в двух почвенно-климатических зонах. Испытуемый трактор сравнивается с трактором-аналогом одинакового типа и назначения и близким по тяговому классу. Испытания подразделяются на лабораторные, лабораторно-полевые и хозяйственные. Первые два вида испытаний отличаются тем, что проводятся или в специальных лабораториях, или в поле, но с использованием лабораторного оборудования и передвижных лабораторий. Хозяйственные испытания осуществляются в реальных производственных условиях в агрегате трактора с рабочими машинами.

По назначению испытания можно разделить на несколько групп: общетехнические, по безопасности и гигиене труда, стендовые двигателя, тяговые трактора, стендовые гидравлической навесной системы, эксплуатационно-технологические, испытания на надежность.

§ 1. Определение общетехнических показателей трактора и испытания двигателя

В этот раздел работ входит проверка показателей технической характеристики трактора в целом.

Общетехнические показатели. Основные размеры трактора определяют замерами, которые проводятся на тракторе, установленном на горизонтальной площадке с погруженным почвозацепом в грунт не более чем на 3 мм. Габаритные размеры, колею, базу и просвет определяют с учетом конструктивных особенностей трактора, предусматривающих возможные регулировки. Дорожный просвет снимается на тракторе, имеющем эксплуатационную массу (с балластными грузами, полной заправкой, инструментом и грузом на сиденье 75 кг).

Массу, удельное давление на почву, координаты центра тяжести и статическую устойчивость трактора находят с помощью взвешивания и расчетов.

Взвешиванием определяют конструктивную и эксплуатационную массы трактора, массу, создающую нагрузку на один движитель $m_{дв}$, массу балластных грузов и дополнительного оборудования.

Среднее удельное давление на почву движителем гусеничного трактора (кПа) рассчитывают так:

$$q = \frac{m_{дв} g}{10^3 l_{yc} b_r}, \quad (199)$$

где l_{yc} — условная длина участка гусеницы, находящегося в контакте с почвой, м; b_r — ширина гусеницы, м. За l_{yc} принимают расстояние между осями крайних опорных катков плюс шаг гусеницы.

Если угол γ_2 наклона к горизонтали переднего нижнего участка гусеницы меньше 5° или заднего γ_1 — меньше 2° , то l_{yc} определяют по формулам:

$$l_{yc} = l_1 + l_2 \text{ при } \gamma_1 \leq 2^\circ, \quad (200)$$

$$l_{yc} = l_1 + l_3 \text{ при } \gamma_2 \leq 5^\circ, \quad (201)$$

где l_1 — расстояние между осями крайних опорных катков, м; l_2 — расстояние между вертикальными плоскостями, проведенными через оси задних опорных катков и ведущих колес, м; l_3 — расстояние между вертикальными плоскостями, проведенными через оси передних опорных катков и направляющих колес, м.

Если углы $\gamma_1 \leq 2^\circ$ и $\gamma_2 \leq 5^\circ$, то l_{yc} принимается равной расстоянию между осями направляющего и ведущего колес.

Координаты центра тяжести и статическую устойчивость устанавливают методом взвешивания при различных углах наклона трактора.

Обзорность через все окна кабины и отдельно через секторы окон, очищаемые стеклоочистителем, определяют светотеневым методом на горизонтальной площадке с бетонным или асфальтобетонным покрытием. Источники света (мощность не менее 200 Вт) размещают по заданным координатам в продольной вертикальной плоскости, проходящей через центр сиденья водителя, а затем визуальным методом находят границу перехода на поверхность площадки невидимой части в видимую и вычерчивают схему обзорности.

Стендовые (лабораторные) испытания двигателя проводят на тракторе через ВОМ. В процессе испытаний снимают регулярную и нагрузочную характеристики, характеристику холостого хода и устойчивости, определяют расход картерного масла на угар и пусковые качества двигателя (см. §§ 2—5 главы 26). При подсчете показателей учитывается к. п. д. передачи от двигателя к валу отбора мощности.

§ 2. Требования техники безопасности и гигиены труда

Обеспечение требований безопасности и гигиены труда при создании новых тракторов является важнейшим и неотъемлемым условием постановки трактора на производство. Они сформулированы в «Единых требованиях к конструкции тракторов и сельскохозяйственных машин по безопасности и гигиене труда» («Единые требования») и ГОСТ 12.2.019—76.

В процессе испытаний предусматривается контроль следующих основных показателей.

Эффективность приборов наружного освещения определяют непосредственным измерением освещенности.

Эффективность действия тормозов трактора и тракторного поезда оценивают так. Для рабочих тормозов фиксируются скорость движения трактора в начале торможения, путь торможения, замедление трактора при торможении, усилие на тормозной педали (для стояночного тормоза усилие на рычаге управления). Кроме того, характеризуются условия испытаний — скорость ветра, влажность почвы (стояночный тормоз), твердость почвы, время испытаний (стояночный тормоз).

Наличие средств обеспечения техники безопасности, размеры рабочего места водителя и усилия на рычагах и педалях управления определяют внешним осмотром, опробованием и непосредственными измерениями (например, усилий на рычагах и педалях управления, рулевым колесе) с последующим сопоставлением с действующими нормативами.

Микроклимат на рабочем месте водителя оценивают следующим образом. Для характеристики условий испытаний измеряют температуру, скорость движения и относительную влажность воздуха в кабине во время работы в зимний и летний периоды. Летом температура окружающей среды должна быть 25—45°С, погода солнечная, скорость ветра не более 3 м/с, скорость движения трактора от 1,5 до 3 м/с. Загрузка трактора в зависимости от его типа и назначения должна быть в пределах 70—100% номинальной эксплуатационной мощности двигателя. Испытания проводятся при включенном и выключенном охладителе (кондиционере).

Испытания зимой проходят при температуре окружающей среды от минус 20° до минус 35°С на транспортных работах с плечом 5—15 км при скорости движения не менее 60% для колесных и 70% для

гусеничных тракторов от расчетной скорости на высшей транспортной передаче. Отопитель включается на максимальную теплопроводимость. Летние и зимние испытания проводятся при закрытых окнах и дверях кабины. Результаты сравнивают с нормативными данными.

Концентрацию вредных действующих веществ в кабине (окиси углерода, углеводородов, паров топлива и др.) находят методом отбора проб воздуха и их анализа.

Запыленность воздуха в кабине измеряют взвешиванием пыли, отфильтрованной из проб воздуха, взятого в кабине.

Уровень шума на рабочем месте водителя и внешнего шума трактора фиксируют непосредственным измерением уровня звука и звукового давления. Измерения на рабочем месте проводятся при закрытых окнах и дверях кабины с включенными приборами регулирования микроклимата и при открытых окнах с выключенными приборами регулирования микроклимата. Колесный трактор должен двигаться по дороге с бетонным (асфальтобетонным) покрытием, а гусеничный — по грунтовой дороге (уклон дороги не более 2°).

Уровень внешнего шума измеряют только для колесных тракторов при движении по бетонной дороге на высшей транспортной передаче без нагрузки на крюке.

Высокочастотные колебания на рабочем месте водителя и низкочастотные колебания на сиденье определяют методом непосредственных измерений по ГОСТ 13731—68 и «Единым требованиям».

Защитные свойства кабины при опрокидывании трактора оценивают при воздействии на кабину статических и динамических нагрузок. Испытания заключаются в нанесении удара по кабине сзади, сжатию задней части кабины, нанесении удара по кабине спереди и сбоку и сжатию передней части кабины. Удары наносят грузом массой 2000 ± 20 кг, подвешенным на цепи.

§ 3. Тяговые испытания трактора и испытания гидравлической навесной системы

Тяговые испытания трактора (динамометрирование) необходимы для определения динамических и экономических показателей, выраженных зависимостью $N_{кр}, v_t, g_{кр}, n, \delta = f(P_{кр})$. Фоном, на которых проводят тяговые испытания колесных и гусеничных тракторов, являются стерня колосовых культур и поле, подготовленное под посев. Кроме того, для колесных тракторов обязательны испытания на треке с бетонным покрытием, для гусеничных — на глинистой укатанной дороге.

Стерня должна быть высотой не более 15 см. Участок расчищают от пожнивных остатков, следят, чтобы на нем не было свальных и развальных борозд. Влажность почвы на глубине до 10 см должна быть в пределах 8—22%, твердость — 1—1,5 МПа.

Поле под посев готовят вспашкой на глубину 20—22 см с последующей сплошной культивацией на глубину 8—12 см. Влажность почвы на глубине до 15 см во время испытаний должна находиться в пределах 8—22%, а ее твердость — от 100 до 700 кПа.

Уклон участка для динамометрирования не должен превышать 2° в любом направлении. Уклон определяют эклиметром. Для отбивки прямых углов используют эккер. Замеряют исходные данные тяговой характеристики на пути не менее 50 м при движении трактора со скоростью до 2,5 м/с, и не менее 100 м при скорости свыше 2,5 м/с. Участки пути для подготовительных зачетных проходов трактора отмечают вешками. Справа и слева от концевых вешек под прямым углом к направлению движения трактора ставятся дополнительные, которые

позволяют во время опыта визировать момент прохождения трактором начала и конца зачетного участка.

Перед динамометрированием измеряют твердость почвы и ее влажность на глубине 5, 10 и 15 см. Описывают почвенный фон, вид почвы, предшествующую культуру и обработку и т. д. Подготавливают прибор для измерения расхода топлива за опыт, счетчики оборотов ведущих колес, дистанционный тахометр, дистанционные и ртутные термометры и динамограф.

Для определения расхода топлива за опыт служат расходомеры. Простейший расходомер представляет собой цилиндр, в котором размещен поплавок с направляющим стержнем с указателем. Цилиндр соединяется с топливным баком двигателя трехходовым краном. Расход топлива за опыт при открытом кране фиксируется на шкале указателем стержня. Для удобства наблюдения за количеством израсходованного топлива за опыт мерный бачок ставят в кабине трактора или на динамометрической машине. Вместимость бачка должна обеспечивать измерение расхода топлива за опыт на пути 200 м.

При снятии тяговых характеристик с применением динамометрических лабораторий, оборудованных измерительно-информационными устройствами и приборами для тяговых испытаний с автоматической обработкой результатов, используются импульсные объемные дозирующие расходомеры ИП60М.

Для измерения числа оборотов ведущих колес трактора на них укрепляют автомобильные прерыватели-распределители, включаемые в цепь импульсных счетчиков СБ-1М/100.

Для измерения и фиксирования тягового усилия на крюке трактора служат динамографы. Широко применяют гидравлические динамографы, состоящие из силового звена, гидравлической передачи, регистратора и привода. Силовое звено является элементом, воспринимающим измеряемое тяговое усилие на крюке.

При тяговых испытаниях загрузка трактора осуществляется с использованием дизельного трактора или специальной нагрузочной динамометрической машины. В динамометрических машинах тяговое сопротивление создается установленными на них тормозами различных типов. До динамометрирования трактор проходит очередное техническое обслуживание, а если нужно, то и обкатку.

Сначала с двигателя трактора снимают регуляторную характеристику. Перед первым проходом на участке двигатель около часа прогревают с тем, чтобы его работа была устойчивой. Испытания ведут последовательно на всех передачах. Для каждой передачи проводят 12—14 опытов, в том числе 5—6 с недогрузкой, четыре для выявления максимальной тяговой мощности и 3—4 на режимах перегрузки. Каждый опыт, соответствующий определенной нагрузке, проводят по новому следу, начинают и заканчивают по сигналам, подаваемым наблюдателями при прохождении трактором границ зачетного участка.

Во время опыта динамографом записывают диаграмму тягового усилия $P_{кр}$, а также измеряют продолжительность опыта $t_{оп}$, расход топлива $V_{оп}$ в мерном бачке, суммарное число оборотов n_k ведущих колес на мерном участке, частоту вращения коленчатого вала n , температуру воды t_v в радиаторе, температуру топлива t_t в мерном бачке, температуру масла t_m в картере двигателя. Результаты замеров заносят в журнал и обрабатывают. По диаграмме тяговых усилий определяют среднее значение тягового усилия $P_{кр}$ за опыт.

Тяговая диаграмма записывается в функции пройденного трактором пути, поэтому ее площадь представляет в определенном масштабе работу трактора за время опыта.

Основные показатели трактора определяются по следующим формулам.

Среднее тяговое усилие, Н

$$P_{кр} = \frac{\int_0^s P_{крi} ds}{S_{оп}}, \quad (202)$$

где $P_{крi}$ — тяговое усилие на i передаче, Н; $S_{оп}$ — путь, пройденный трактором за опыт, м.

Значение средней ординаты $P_{кр}$ подсчитывают, деля площадь диаграммы, определенной планиметрированием, на ее длину.

Средняя скорость движения трактора, м/с

$$v_T = \frac{S_{оп}}{t_{оп}}, \quad (203)$$

где $t_{оп}$ — продолжительность опыта, с.

Тяговая мощность трактора, кВт

$$N_{кр} = 10^{-3} P_{кр} v_T. \quad (204)$$

Буксование, %

$$\delta = \left[1 - \frac{(n'_{кх} + n''_{кх}) S_{оп}}{(n'_к + n''_к) S_x} \right] 100, \quad (205)$$

где $n'_{кх}$, $n''_{кх}$ — суммарное число оборотов левого и правого ведущих колес соответственно на пути S_x при движении трактора без нагрузки; $n'_к$, $n''_к$ — суммарное число оборотов левого и правого ведущих колес соответственно на пути $S_{оп}$ при движении трактора под нагрузкой.

Условный тяговый коэффициент полезного действия трактора

$$\eta_{т.у} = \frac{N_{кр.макс}}{N_{е макс}}, \quad (206)$$

где $N_{кр макс}$ — наибольшая тяговая мощность; $N_{е макс}$ — наибольшая (не приведенная) эффективная мощность двигателя.

Расход топлива, кг/ч

$$G_{топ} = 3,6 \frac{V_{оп} \rho 10^{-3}}{t_{оп}}, \quad (207)$$

где ρ — плотность топлива, кг/см³; $V_{оп}$ — объем израсходованного топлива за опыт, см³.

Удельный тяговый расход топлива, г/(кВт·ч)

$$g_{кр} = \frac{G_{топ}}{N_{кр}} 10^3. \quad (208)$$

После подсчетов строят тяговую характеристику (рис. 310) и анализируют полученные данные.

Характерными являются режимы холостого хода, максимальной тяговой мощности и максимального тягового усилия.

Для холостого хода ($P_{кр}=0$; $\delta=0$) значения для v_T , G_T определяются начальными точками этих кривых, лежащими на оси ординат $O-K$.

При снятии тяговых характеристик принимают, что при $P_{кр}=0$ буксование $\delta=0$. Строго говоря, движение трактора по деформируемому грунту без нагрузки на крюке сопровождается некоторым буксованием. Однако определить это буксование весьма сложно, а величина его незначительна. В то же время принятое допущение очень упрощает задачу экспериментального определения буксования.

Так как при $P_{кр}=0$ буксование практически отсутствует, то мощность двигателя на холостом ходу трактора при установившемся движении расходуется на потери в трансмиссии $N_{тр}$ и на качение трактора.

Начальные точки кривых $G_T=f(P_{кр})$, лежащие на оси ординат $O-K$, показывают расход топлива на холостом ходу трактора

Рис. 310. Тяговая характеристика трактора ДТ-75М:

фон — стерня озимой пшеницы. Эксплуатационная масса трактора 6735 кг.

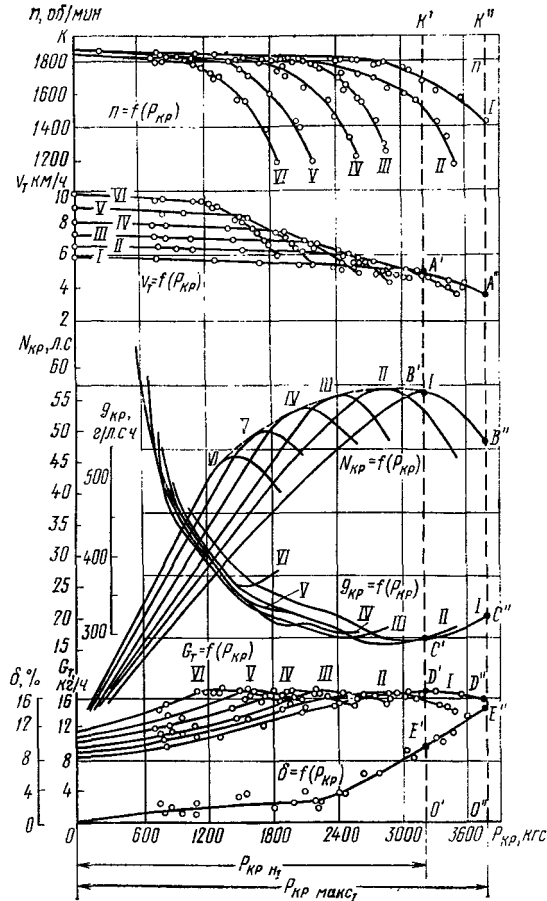
на соответствующей передаче.

В режиме максимальной тяговой мощности $N_{кр. макс}$ показатели тяговой характеристики (на примере первой передачи) определяются точками A', B', C', D', E' , лежащими на пересечении кривых с вертикалью $O'-K'$, проведенной через точку $N_{кр. макс} = f(P_{кр})$.

Область характеристик, расположенная между вертикалями $O-K$ и $O'-K'$, является областью рабочих режимов тракторного агрегата. Вертикаль $O'-K'$ служит граничной линией кривой $N_{кр} = f(P_{кр})$ и делит ее на две части: восходящую, расположенную слева, и нисходящую — справа от нее.

Точка пересечения вертикали $O'-K'$ с осью абсцисс дает значение нормального тягового усилия $P_{кр н}$, по которому путем сопоставления оценивают возможность агрегатирования трактора с той или иной машиной, сравнивая ее тяговое сопротивление с $P_{кр н}$.

По величине $N_{кр. макс}$ определяют условный тяговый к. п. д. трактора (206) и оценивают его динамические экономические показатели. Чем выше условный к. п. д. трактора, тем меньше удельный тяговый расход топлива $g_{кр}$, который можно представить зависимостью



$$g_{кр} = \frac{g_e}{\eta_{т.у}}, \quad (209)$$

где g_e — удельный расход топлива по регуляторной характеристике двигателя в режиме максимальной мощности.

В режиме максимального тягового усилия показатели $N_{кр}$, v_t , G_t , $g_{кр}$, δ определяются точками A'', B'', C'', D'', E'' , лежащими на пересечении кривых с вертикалью $O''-K''$, которая проведена через точку $P_{кр. макс I}$.

Вертикаль $O''-K''$ служит граничной линией нисходящей ветви кривой $N_{кр} = f(P_{кр})$. Кривые $N_{кр}$, v_t , G_t , $g_{кр}$, $\delta = f(P_{кр})$, расположенные между вертикалями $O'-K'$ и $O''-K''$, образуют область перегрузочных режимов работы трактора и характеризуют его с точки зрения возможностей преодоления кратковременных перегрузок без перехода на пониженную передачу.

Способность трактора преодолевать кратковременные перегрузки определяется по тяговой характеристике коэффициентом запаса тяго-

вого усилия, который представляет собой отношение максимального тягового усилия к нормальному:

$$\eta_{\text{зап}} = \frac{P_{\text{кр. макс}}}{P_{\text{кр н}}} \quad (210)$$

На значения коэффициента $\eta_{\text{зап}}$ влияет коэффициент запаса крутящего момента, мощность двигателя и буксование трактора. Если $P_{\text{кр. макс}}$ достигается при буксовании, близком к 100%, то имеет место ограничение тягового усилия по сцеплению. В противном случае максимальное тяговое усилие ограничивается мощностью двигателя.

Тяговая характеристика показывает изменения $N_{\text{кр. макс}}$ по передачам. Приведенная характеристика типична для гусеничного трактора: по мере перехода от низшей передачи к высшей (II—VI) $N_{\text{кр. макс}}$ (следовательно, и $\eta_{\text{т.у}}$) уменьшаются, несмотря на то что потери от буксования на высших передачах меньше. Происходит это за счет увеличения потерь на качение трактора, которые пропорциональны скорости. Эта закономерность нарушается на I передаче: $N_{\text{кр. макс I}} < N_{\text{кр. макс II}}$, несмотря на меньшие потери на качении, так как потери от буксования достигают 14,4%. Огибающая кривых (пунктирная линия) $N_{\text{кр}} = f(P_{\text{кр}})$ называется *потенциальной тяговой характеристикой*. Она представляет собой такую характеристику, которую имел бы данный трактор, оборудованный бесступенчатой коробкой передач, обладающей при соответствующих передаточных числах такими же к. п. д., как и ступенчатая коробка передач. Потенциальная тяговая характеристика позволяет сравнить тяговые показатели различных тракторов безотносительно к их ряду передаточных чисел.

Гидравлическая навесная система. Показатели определяют путем снятия нагрузочной характеристики (рис. 311), представляющей зависимость

$$v_r, \eta_r, t_o, t_n = f(m_r),$$

где v_r — средняя скорость подъема груза (м/с), определяется делением полной высоты подъема h_r груза в м на время подъема t_n , с; η_r — объемный коэффициент полезного действия системы — отношение времени t_n перемещения оси подвеса без груза из крайнего нижнего в крайнее верхнее положение к времени t_n подъема груза; t_o — время опускания груза, с; m_r — масса груза, кг.

Испытания проводят при работе двигателя на номинальной частоте вращения. Перед испытаниями масло в баке гидравлической системы прогревают до 50° С.

Опыты заключаются в последовательном увеличении нагрузки от нуля до величины, при которой навесная система еще в состоянии переместить груз. Перемещение груза должно соответствовать полному ходу поршня гидроцилиндра.

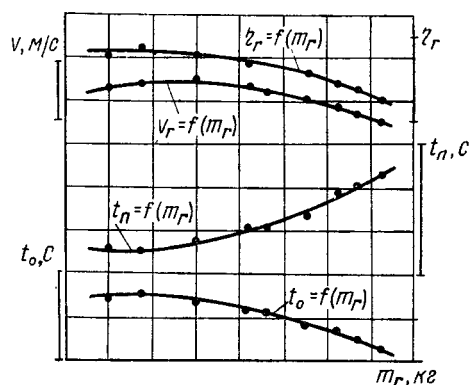


Рис. 311. Нагрузочная характеристика гидравлической навесной системы.

Каждый опыт проводится с трехкратной повторностью на полный ход оси подвеса h_r . Нагрузка прикладывается к раме, соединенной с навесной системой в трех точках. Размеры элементов рамы определяются ГОСТ 10677—70 и конструкцией трактора. По полученным данным строят нагрузочную характеристику.

Сравнивая показатели характеристики в начале и конце испытаний делают выводы о состоянии гидравлической навесной системы.

§ 4. Эксплуатационно-технологические испытания и испытания на надежность

Перед эксплуатационно-технологическими испытаниями проверяют агрегатирование тракторов с сельскохозяйственными машинами и транспортными средствами. Контролируют совпадение сопрягаемых элементов трактора и машин (орудий), соответствие размеров их соединения и т. д.; определяют трудоемкость составления агрегатов для выполнения технологических операций; измеряют радиусы поворота трактора и машинно-тракторного агрегата. У универсально-пропашных тракторов проверяют вписываемость крон обрабатываемых растений в абрис трактора, рассчитывают защитные зоны по размерам движителей и междурядий, ширину колеи. Определяют повреждаемость растений (универсально-пропашные тракторы) при междурядных обработках.

Проводятся испытания на преодоление склонов и подъемов, движение вдоль склонов, преодоление брода, проходимость при движении по грязи, песку и снегу.

Эксплуатационно-технологические показатели выявляют по результатам технологических испытаний в хозяйственных условиях или методом контрольных смен. Виды работ, выполняемые в процессе испытаний, должны быть типичными для данного трактора и предполагаемой зоны его использования. Наряду с техническими показателями (производительность, расход топлива на единицу выполненной работы и др.) в процессе испытаний дается агротехническая оценка качества работы (глубина и равномерность обработки, слитность пахоты, глубина заделка семян, повреждение растений и др.).

Основные показатели определяются следующим образом.

Объем выполненной работы на полевых операциях (га)

$$A = 10^{-4} L_y S_y, \quad (211)$$

где L_y и S_y — средняя длина и ширина обрабатанного участка.

Расход топлива (g) на единицу выполненной работы (кг/га, кг/т, кг/т·км)

$$g = G_T/A, \quad (212)$$

где G_T — расход топлива за время $T_1+T_2+T_3$; T_1 , T_2 , T_3 — соответственно время чистой работы, на повороты и заезды на загоне, на технологическое обслуживание агрегата.

Производительность за 1 час чистой работы (га/ч, т·км/ч или т/ч)

$$\omega_{\text{ч}} = A/T_1. \quad (213)$$

Производительность за 1 час технологического времени

$$\omega_{\text{тех}} = A/(T_1 + T_2 + T_3). \quad (214)$$

Показатели надежности определяют не менее чем на трех образцах тракторов за 3000 ч работы под нагрузкой каждого.

По результатам испытаний находят показатели надежности: наработку на отказ, удельную трудоемкость планового технического обслуживания, удельную трудоемкость отыскания и устранения отказов, ресурс агрегатов, коэффициент готовности, трудоемкость разборочно-сборочных работ при ремонте.

Среднюю наработку на отказ по группам сложности и коэффициент готовности вычисляют по формулам ГОСТ 16503—70.

Трудоемкость планового технического обслуживания оценивают методом контрольных опытов после выполнения трактором определенных объемов работ, а ресурс агрегатов — по данным их работоспособности, полученным при технической экспертизе, с учетом отказов за время испытаний.

После того как агрегат выработал свой ресурс, он подвергается полной разборке и технической экспертизе. В отдельных случаях экспертиза может проводиться после выработки агрегатом 50% заданного ресурса или после преждевременного выхода его из строя.

Краткая техническая характеристика основных моделей тракторов

Показатели	Технические характеристики			
	T-16M	T-25A1	T-40M	MTЗ-50
1	2	3	4	5
Тип трактора	Самоходное универсальное шасси		Универсально-	
Тяговый класс, кН*	6	6	9	14
Назначение трактора	Для различных работ в овощеводстве, ягодниках, садах, для транспортировки грузов		Для междурядной обработки сельскохозяйственных и тра	
Тип движителей	Колеса на пневма			
Тип двигателя	Четырехтактный			
Модель двигателя	Д-21	Д-21А1	Д-37Е	Д-50
Номинальная мощность двигателя, кВт	14,71	18,39	36,78	40,47
Продольная база трактора, мм	2500	1775**	2145	2370
Колея передних колес, мм	Регулируемая: 1280, 1410, 1540, 1800	Регулируемая от 1200 до 1400	Регулируемая в пределах от 1200 до 1800	Регулируемая в пределах от 1200 до 1800
Колея задних колес (гусениц), мм	Регулируемая: 1264, 1358, 1562, 1750	Регулируемая от 1200 до 1470	То же	То же
Дорожный просвет (для гусеничного трактора при непогруженных почвозащитах), мм	560	587	650	465
Масса трактора (конструктивная), кг	1450	1600	2380	2750
Расчетные скорости движения без буксования при номинальной мощности двигателя (км/ч, числитель) и соответствующие им тяговые усилия на стерне при нормальной влажности (кН, знаменатель):				
первая передача	$\frac{4,90}{7,00}$	$\frac{6,40}{7,74}$	$\frac{6,90}{11,00}$	$\frac{1,56}{14,00}$
вторая передача	$\frac{6,25}{5,89}$	$\frac{8,10}{5,76}$	$\frac{8,22}{10,45}$	$\frac{2,65}{14,00}$
третья передача	$\frac{7,62}{4,49}$	$\frac{9,40}{4,70}$	$\frac{9,69}{8,45}$	$\frac{5,60}{14,00}$
четвертая передача	$\frac{9,02}{3,49}$	$\frac{11,90}{3,38}$	$\frac{11,32}{6,75}$	$\frac{6,85}{14,00}$
пятая передача	$\frac{14,57}{2,35}$	$\frac{14,90}{2,36}$	$\frac{20,96}{—}$	$\frac{8,15}{11,50}$
шестая передача	$\frac{20,60}{1,41}$	$\frac{21,90}{1,06}$	$\frac{30,00}{—}$	$\frac{9,55}{9,50}$
седьмая передача	—	—	—	$\frac{11,70}{7,50}$

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

моделей тракторов						
МТЗ-80	ЮМЗ-6Л	Т-70С	Т-74	ДТ-75	ДТ-75М	Т-150
6	7	8	9	10	11	12
пропашной		Свеклович- ный	Общего назначения			
14	14		20	30	30	30
пропашных культур и различ- ных работ			Для пахоты, посева, культивации, уборки, выполнения дорожно-строительных, зем- леройных, мелиоративных, транспортных и погрузочных работ			
тракторных шин		Гусеницы		Гусеницы		
дизель						
Д-240 58,86	Д-65Н 44,15	Д-240ЛГ 58,86	СМД-14А 55,18	СМД-14 55,18	А-41 66,22	СМД-60 110,36
2370	2450	1895	1622	1612	1612	1800
Регулируемая в пределах от 1200 до 1800	Регулируе- мая в пре- делах от 1260 до 1860	—	—	—	—	—
Регулируемая в пределах 1350—1850	То же	1350***	1435	1330	1330	1435
470	450	460	280	326	326	300
2900	2900	4250	5500	6050	6300	6750
2,50	7,6(2,1)▲	1,67	4,51	5,15(4,12)▲	5,30 ▲	7,65
14,00	14,00(14,00)	25,00	34,50	30,00	35,40	42,50
4,26	9,0(2,5)	2,85	5,32	5,74(4,60)	5,91	8,62
14,00	12,50(14,00)	25,00	28,50	26,20	31,20	37,0
7,24	11,1(3,1)	4,58	6,53	6,39(5,26)	6,58	9,72
14,00	9,60(14,00)	25,00	22,50	23,00	27,50	32,20
8,90	19,0(5,3)	5,63	8,01	7,10(5,68)	7,31	10,62
14,00	4,30(14,00)	25,00	17,50	20,80	24,30	29,10
10,54	24,5(6,8)	6,67	9,46	7,90(6,32)	8,16	11,44
11,50	2,65(14,0)	23,00	13,90	17,10	20,70	26,60
12,33	—	7,81	11,60	8,80(7,04)	9,05	12,91
9,50	—	19,00	10,50	14,90	18,20	23,10
15,15	—	9,59	—	10,45(8,68)	11,18	14,54
7,50	—	14,50	—	11,10	13,80	20,00

Показатели	Технические характеристики			
	T-16M	T-25A1	T-40M	MT3-50
1	2	3	4	5
восьмая передача	—	—	—	$\frac{13,85}{6,00}$
девятая передача	—	—	—	$\frac{25,80}{2,50}$
Размер шин, мм:				
передних колес	170—406	170—406	180—406	200—508
задних колес	240—813	240—813	300—965	330—965

Продолжение прил. 1

Показатели	Технические характеристики моделей тракторов				
	T-150K	T-4A	K-701	T-100M	T-130
1	13	14	15	16	17
Тип трактора	Общего назначения				
Тяговый класс, кН*	30	40	50	60	60
Назначение трактора	Для пахоты, посева, культивации, уборки, выполнения дорожно-строительных, землеройных, мелиоративных, транспортных и погрузочных работ			Для сельскохозяйственных, мелиоративных дорожно-строительных работ	
Тип движителей	Колеса	Гусеницы	Колеса	Гусеницы	
Тип двигателя	Четырехтактный дизель				
Модель двигателя	СМД-62	A-01M	ЯМЗ-240Б	Д-108	Д-160
Номинальная мощность двигателя, кВт	121,40	95,64	220,72	79,45	117,72
Продольная база трактора, мм	2860	2462	3200	2370	2478
Колея передних колес, мм	1680 или 1860		2115		
Колея задних колес (гусениц), мм	1680 или 1860	1384	2115	1880	
Дорожный просвет (для гусеничного трактора при непогруженных почвозацепах), мм	300	330	540	331	392
Масса трактора (конструктивная), кг	7275	7920	12 000	11 400	13 000
Расчетные скорости движения без буксования при номинальной мощности двигателя (км/ч, числитель) и соответствующие им тяговые усилия на стерне при нормальной влажности (кН, знаменатель):					
первая передача	$\frac{8,53}{35,00}$	$\frac{3,47}{50,00}$	$\frac{3,51-5,09}{65,00}$ ▲▲	$\frac{2,36}{95,00}$	$\frac{3,63}{94,00}$

* Номинальным тяговым усилием названо усилие, реализуемое на стерне нормальной влажности — 5%, когда дизель работает на регуляторной ветви характеристики.

** Основная наладка.

*** Когда ширина звена гусеницы 300 мм.

▲ В скобках в числителе приводятся значения скоростей при включенном редукторе или усилия.

▲▲ В строчках графы указаны в числителе интервалы значений скоростей, а в знаменателе —

Продолжение прил. 1

моделей тракторов						
МТЗ-80	ЮМЗ-6Л	Т-70С	Т-74	ДТ-75	ДТ-75М	Т-150
6	7	8	9	10	11	12
<u>17,95</u>	—	<u>11,36</u>	—	—	—	<u>15,89</u>
6,00	—	11,50	—	—	—	17,80
<u>33,80</u>	—	—	—	—	—	—
3,30	—	—	—	—	—	—
200—508	190—508	—	—	—	—	—
330—965	330—965	—	—	—	—	—

Продолжение прил. 1

Показатели	Технические характеристики моделей тракторов				
	Т-150К	Т-4А	К-701	Т-100М	Т-130
Г	13	14	15	16	17
вторая передача	<u>10,08</u>	<u>4,03</u>	<u>8,57—12,44</u>	<u>3,78</u>	<u>4,40</u>
	33,25	50,00	62,8—41,25	56,00	77,00
третья передача	<u>11,44</u>	<u>4,66</u>	<u>9,51—13,81</u>	<u>4,51</u>	<u>5,12</u>
	28,45	50,00	60—36,51	45,50	65,00
четвертая передача	<u>13,38</u>	<u>5,20</u>	<u>23,3—33,9</u>	<u>6,45</u>	<u>6,10</u>
	23,60	49,60	19—11	29,00	53,00
пятая передача	<u>18,55</u>	<u>6,35</u>	—	<u>10,13</u>	<u>7,45</u>
	19,05	41,60	—	15,00	42,00
шестая передача	<u>22,0</u>	<u>7,37</u>	—	—	<u>8,85</u>
	15,80	39,40	—	—	33,00
седьмая передача	<u>24,9</u>	<u>8,53</u>	—	—	<u>10,20</u>
	13,60	29,20	—	—	27,30
восьмая передача	<u>29,12</u>	<u>9,52</u>	—	—	<u>12,25</u>
	10,25	25,50	—	—	21,00
девятая передача	—	—	—	—	—
Размер шин, мм:					
передних колес	530—610	—	700—665	—	—
задних колес	530—610	—	700—665	—	—

влажности и плотности на черноземе и суглинке при буксовании колесных движителей 17—18%, а

увеличителе крутящего момента, а в знаменателе — соответствующие этим скоростям тяговые

соответствующие им тяговые усилия в пределах одного ряда (режима).

Краткая техническая характеристика основных моделей автомобилей

Показатели	Технические характеристики моделей автомобилей										
	«Запоро- жец» 968	«Москвич» 412	ВАЗ-2101	УАЗ-469Б	«Волга» ГАЗ-24	УАЗ-452Д	ГАЗ-66	ГАЗ-52-03	ГАЗ-53А	ЗИЛ-130	Урал-377
Грузоподъемность, т	—	—	—	—	—	0,8	2	2,5	4	5	7,5
Число мест (включая место водителя)	4	4	5	7	5	2	3	2	2	3	3
Собственная масса снаряженного автомобиля, т	0,79	1,00	0,96	1,54	1,4	1,67	3,47	2,815	3,25	4,30	7,275
Габаритные размеры, мм:											
длина	3730	4090	4073	4026	4735	4460	5655	6395	6395	6675	7600
ширина	1535	1550	1611	1785	1800	2044	2320	2380	2380	2500	2500
высота	1370	1480	1382	1925	1490	2020	2440	2190	2220	2400	2620
Число осей:											
всего	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	3
ведущих	1	1	1	2	1	2	2	1	1	1	2
Максимальная скорость, (числитель, м/с, знаменатель, км/ч)	$\frac{33,3}{120}$	$\frac{38,9}{140}$	$\frac{38,9}{140}$	$\frac{28}{100}$	$\frac{40,3}{145}$	$\frac{26,4}{95}$	$\frac{25}{90}$	$\frac{19,4}{70}$	$\frac{23,6}{85}$	$\frac{25}{90}$	$\frac{20,8}{75}$
Размер шин, мм	155—330	165—330	155—330	215—380	187—356	215—380	305—460	220—508	240—508	260—508	400—508

Краткая характеристика основных моделей автотракторных двигателей

Название и модель машины, на которую устанавливается двигатель	Технические характеристики двигателя											
	модель двигателя	тип	число цилиндров	порядок работы цилиндров	диаметр цилиндра, мм	ход поршня, мм	рабочий объем, л	степень сжатия	мощность, кВт*	частота вращения коленчатого вала, об/мин	наибольший крутящий момент Н·м (числитель), при частоте вращения, об/мин (знаменатель)	удельный расход топлива, кг/кВт·ч**
Автомобиль «Запорожец» ЗАЗ-968	МемЗ-968А	Четырехтактный карбюраторный, V-образный	4	1—2—4—3	76	66	1,196	8,4	33,1	4500	82/3000	0,326
Автомобиль «Москвич»-412	412	Четырехтактный карбюраторный, однорядный, под углом 20° к вертикали	4	1—3—4—2	82	70	1,478	8,8	55,18	5800	114/3000	0,306
Автомобиль «Жигули» ВАЗ-2101	2101	Четырехтактный, карбюраторный, однорядный, вертикальный	4	1—3—4—2	76	66	1,198	8,8	45,61	5600	89/3400	0,306
Автомобиль УАЗ-469Б и УАЗ-452Д	ЗМЗ-451М	Четырехтактный карбюраторный, однорядный, вертикальный	4	1—2—4—3	92	92	2,445	6,7	52,97	4000	170/2000	0,320
Автомобиль «Волга» ГАЗ-24	24Д	То же	4	1—2—4—3	92	92	2,445	8,2	69,90	4500	192/2400	0,306
Автомобиль ГАЗ-52-03	ГАЗ-52	Четырехтактный, карбюраторный, однорядный, вертикальный	6	1—5—3— —6—2—4	82	110	3,48	6,2	55,18	2800	210/1600	0,326

Название и модель машины, на которую устанавливается двигатель	Технические характеристики двигателя												
	модель двигателя	тип	число цилиндров	порядок работы цилиндров	диаметр цилинд- ра, мм	ход кршная, мм	рабочий объем, л	степень сжатия	мощность, кВт*	частота враще- ния коленчатого вала, об/мин	наибольший кру- тящий момент Н·м (числитель), при частоте вра- щения, об/мин (знаменатель)	удельный расход топлива, кг/кВт·ч**	
Автомобили ГАЗ-53А и ГАЗ-66	ГАЗ-53	Четырехтактный, карбюратор- ный, V-образный	8	1—5—4—2— 6—3—7—8	92	80	4,25	6,7	84,61	3200	290/2000	0,323	
Автомобиль ЗИЛ-130	ЗИЛ-130	То же	8	1—5—4—2— 6—3—7—8	100	95	6,00	6,5	110,36	3200	410/1800	0,325	
Автомобиль Урал-377	ЗИЛ-375	То же	8	1—5—4—2— 6—3—7—8	108	95	7,00	6,5	128,76	3000	475/1800	0,325	
Трактор Т-25А1	Д-21А1▲	Четырехтактный, дизель, одно- рядный, вертикальный	2	1—2—0—0	105	120	2,08	16,5	18,39	1800	110/1200	0,258	
Тракторы Т-40М и Т-28Х4	Д-37Е	Четырехтактный, дизель, одно- рядный, вертикальный	4	1—3—4—2	105	120	4,15	16,5	36,78	1800	222/1200	0,258	
Тракторы «Беларусь» МТЗ-50	Д-50	То же	4	1—3—4—2	110	125	4,75	16	40,47	1700	260/940	0,265	
Трактор «Беларусь» МТЗ-80	Д-240	» »	4	1—3—4—2	110	125	4,75	16	58,86	2240	280/1400	0,258	
Трактор ЮМЗ-6Л	Д-65Н	» »	4	1—3—4—2	110	130	4,94	17,3	44,15	1750	275/1000	0,252	
Трактор ДТ-75	СМД-14***	» »	4	1—3—4—2	120	140	6,33	17	55,18	1700	363/1200	Не более 0,265	

Трактор Т-150	СМД-60****	Четырехтактный, дизель, V-образный	6	1—4—2— —5—3—6	130	115	9,15	15	110,36	2000	620/1500	0,252
Трактор ДТ-75М	А-41	Четырехтактный, дизель, однорядный, вертикальный	4	1—3—4—2	130	140	7,45	16,5	66,22	1750	420/1200	0,252
Трактор Т-4А	А-01М	То же	6	1—5—3— —6—2—4	130	140	11,15	16,5	95,64	1700	630/1200	0,245
Трактор Т-100М	Д-108	» »	4	1—3—4—2	145	205	13,54	14	79,45	1070	750/700	0,238
Трактор Т-130	Д-130	» »	4	1—3—4—2	145	205	13,54	14	102,99	1070	1020/880	0,238
Трактор Т-130	Д-160	» »	4	1—3—4—2	145	205	13,54	14	117,72	1250	1050/960	0,239
Трактор К-701	ЯМЗ-240Б	Четырехтактный, дизель, V-образный	12	1—12—5— —8—3—10— —6—7—2— —11—4	130	140	22,30	16,5	220,72	1900	1240/1400	0,238
Пусковой двигатель	ПД-10У	Двухтактный, карбюраторный, вертикальный	1	—	72	85	0,346	6,2	7,36	3500	—	—
Пусковой двигатель	П-350	То же	1	—	72	85	0,346	6,2	9,93	4000	—	—
Пусковой двигатель	ПД-8	» »	1	—	62	68	0,199	6,6	5,15	4300	—	—
Пусковой двигатель	П-23М	Четырехтактный, карбюраторный, однорядный, вертикальный	2	1—2—0—0	42	102	1,360	5,6	13,98	2300	—	—

* Для автомобильных двигателей мощность наибольшая, для тракторных — номинальная.

** Для автомобильных двигателей наименьший, для тракторных — гарантированный при номинальной мощности.

*** Дизели СМД-14А, СМД-14Б, СМД-15К, СМД-15КФ, СМД-18К отличаются от базовой модели СМД-14 расположением и конструкцией отдельных узлов (водяного насоса, масляного фильтра и др.) и системой пуска, а некоторые модели — номинальной мощностью и номинальной частотой вращения коленчатого вала; на дизелях СМД-17К и СМД-18К установлены турбокомпрессоры.

**** Дизели СМД-62 (трактор Т-150К) и СМД-64 (комбайн «Колос») отличаются от базовой модели СМД-60 номинальной мощностью и номинальной частотой вращения коленчатого вала.

▲ Дизель Д-21, установленный на самоходном шасси Т-16М, в отличие от дизеля Д-21А1 имеет частоту вращения коленчатого вала 1600 об/мин и мощность 14,71 кВт.

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

Коэффициенты сопротивления качению f и коэффициенты сцепления φ автомобилей

Покрытие или состояние дороги	f	φ
Асфальтированное шоссе сухое	0,015—0,018	0,7—0,8
Асфальтированное шоссе мокрое	—	0,3—0,4
Грунтовая дорога сухая, укатанная	0,025—0,035	0,5—0,6
Грунтовая дорога мокрая	0,05—0,15	0,3—0,4
Булыжная мостовая	0,025—0,035	0,4—0,5
Гравийно-щебеночная дорога сухая	0,020—0,030	0,6—0,7
Гравийно-щебеночная дорога мокрая	0,020—0,025	0,3—0,4
Песок сухой	0,10—0,30	0,5—0,6
Песок мокрый	—	0,4—0,5

Коэффициенты сопротивления качению f и коэффициенты сцепления φ тракторов

Тип поля (дороги)	Колесные тракторы		Гусеничные тракторы	
	f	φ	f	φ
Целина, плотная залежь	0,05—0,07	0,7—0,9	0,06—0,07	1,0—1,2
Залежь двух-, трехлетняя, скошенный луг	0,06—0,08	0,6—0,8	0,06—0,07	0,9—1,1
Стерня	0,08—0,10	0,6—0,8	0,06—0,08	0,8—1,0
Вспаханное поле	0,12—0,18	0,5—0,7	0,08—0,10	0,6—0,8
Поле, подготовленное под посев	0,16—0,18	0,4—0,6	0,09—0,12	0,6—0,7
Болотно-торфяная целина осушенная	—	—	0,11—0,14	0,4—0,6
Грунтовая сухая дорога	0,03—0,05	0,6—0,8	0,05—0,07	0,9—1,1
Укатанная снежная дорога	0,03—0,04	0,3—0,4	0,06—0,07	0,5—0,7

ПРИЛОЖЕНИЕ 5

АВТОМОБИЛИ ПОВЫШЕННОЙ ПРОХОДИМОСТИ

Интенсификация сельскохозяйственного производства органически связана с развитием транспортных процессов, составляющих около 50% затрат энергии на всех работах в сельском хозяйстве. Объемы перевозок ежегодно возрастают и находятся в прямой зависимости от роста продуктивности и урожайности, что является характерной особенностью грузооборота сельскохозяйственных предприятий. Планомерная и бесперебойная организация перевозок сельскохозяйственных грузов влияет на агротехнические сроки полевых работ и в результате на урожайность; задержка вывозки урожая приводит к потерям и порче продукции. Большинство транспортных работ в сельском хозяйстве является составной частью технологического процесса по возделыванию и уборке сельскохозяйственных культур и в животноводстве.

Во всех видах сельскохозяйственного транспорта на долю автомобилей приходится 20—40% общего объема перевозок (т) и 70—80% общего грузооборота (т·км).

Промышленность ежегодно наращивает производство автомобилей и к 1980 г. доведет их выпуск до 2,1—2,2 млн., в том числе грузовых автомобилей до 800—825 тыс. Расширяется типаж и выпуск специализированных видов автомобилей с учетом специфических требований сельского хозяйства. Системой машин для комплексной механизации сельского хозяйства в области растениеводства и мелиорации предусмотрены автомобили, различные по типу кузова, грузоподъемности и проходимости. Большой удельный вес в транспортных средствах, предусмотренных системой машин, занимают автомобили повышенной и высокой проходимости. И это понятно: движение по полевым дорогам, бездорожью, по полю в самых неблагоприятных климатических условиях характерно для транспортных работ в сельском хозяйстве. Движение автомобиля в этих условиях затрудняется высоким сопротивлением качению из-за деформации грунта и образования колес, а также низким сцеплением ведущих колес с грунтом, особенно на скользких обледенелых и заснеженных дорогах, размокших полевых дорогах и на местности с рыхлым грунтом (см. прил. 4).

Повышение проходимости автомобилей достигается рядом конструктивных мероприятий, из которых основные следующие:

- применением двигателей с высокой удельной мощностью;
- использованием полиого (4×4, 6×6) или более полного (6×4) сцепного веса автомобиля (125);

— установкой шин увеличенного размера с низким внутренним давлением воздуха (0,28—0,32 МПа), с тонким восьмислойным кордом, допускающим временное снижение давления воздуха до 0,05 МПа, а также ародных шин;

— применением централизованной системы регулирования давления воздуха, позволяющей водителю изменять при необходимости давление в шинах в процессе движения;

— введением дополнительной коробки передач (делителя), двухступенчатых раздаточных коробок и сменных шестерен главной передачи;

— установкой межосевых дифференциалов;

— использованием блокируемых межосевых и межколесных дифференциалов, самоблокирующихся межколесных дифференциалов;

— оборудованием автомобилей лебедками для самовытаскивания, а также для вытаскивания застрявших прицепов;

— улучшением геометрических параметров проходимости (дорожного просвета, углов и радиусов проходимости, вертикальных ходов и углов перекосов осей).

В сельском хозяйстве предусматривается использовать не только грузовые, но и легковые автомобили повышенной проходимости. К ним относятся автомобиль (4×4) ВАЗ-2121 «Нива», грузопассажирский автомобиль (4×4) ЛУАЗ-969М и др.

В сельском хозяйстве находят применение автомобили повышенной проходимости следующих марок и грузоподъемности, т (указана в скобках после колесной формулы):

бортовые общего назначения УАЗ-452Д (4×4, 0,8), ГАЗ-66 (4×4, 2,0), ЗИЛ-131 (6×6, 3,5), «Урал»-375К (6×6, 4,0), КАЗ-4330 (4×4, 4,5), КрАЗ-255Б (6×6, 7,5), «Урал»-377 (6×4, 7,5), ЗИЛ-133Г1 (6×4, 8,0), КамАЗ-5320 (6×4, 8,0), КрАЗ-250 (6×4, 13,5);

седельные тягачи МАЗ-515 (6×4), ЗИЛ-131В1 (6×6, 7,5), КрАЗ-258 (6×4, 12,0), КамАЗ-5410 (6×4, 14-16);

автомобили-самосвалы КАЗ-4530 (4×4, 4—4,5), КамАЗ-55102 (6×4, 7,0), КамАЗ-5510 (6×4, 7,0), КрАЗ-256Б (6×4, 11,0).

Ниже приводятся описания автомобилей УАЗ-452, УАЗ-452Д, ГАЗ-66 и ЗИЛ-133Г1.

Автомобили УАЗ-452 и УАЗ-452Д входят в семейство унифицированных автомобилей повышенной проходимости с приводом на оба моста (4×4) и относятся к классу автомобилей особо малой грузоподъемности.

Автомобиль УАЗ-452 предназначен для перевозки продовольственных и промышленных товаров, снабжен кузовом вагонного (закрытого) типа, разделенным перегородкой на кабину водителя и грузовое отделение, с боковой и задней дверьми.

Автомобиль УАЗ-452Д служит для перевозки различных грузов, снабжен деревянной грузовой платформой с тремя откидными бортами. Внутренние размеры платформы (мм): длина 2600, ширина 1870, высота бортов 427.

На автомобилях установлен четырехцилиндровый четырехтактный верхнеклапанный карбюраторный двигатель ЗМЗ-451М (см. прил. 3).

Сцепление сухое однодисковое с периферийным расположением шести нажимных пружин и восьми пружинами гасителя крутильных колебаний. Диаметр фрикционного кольца ведущего диска 150×254 мм, коэффициент трения кольца 0,35. Общее усилие нажимных пружин (760÷820)·6 Н. Момент трения сцепления 322—348 Н·м. Коэффициент запаса сцепления 1,9—2,04.

Коробка передач механическая четырехступенчатая трехвальная трехходовая с синхронизаторами на третьей и четвертой передачах. Три пары шестерен имеют постоянное зацепление, шестерни промежуточного вала, третьей и второй передачи косозубые. Передаточные числа на первой передаче 4,12; второй — 2,64; третьей — 1,58; четвертой — 1,00; на передаче заднего хода — 5,23. Переключение передач механическое, вилками, закрепленными на передвижных штоках. Заправочная емкость картера коробки передач 1,0 л.

Раздаточная коробка шестеренчатая, распределяющая крутящий момент между ведущими мостами. Раздаточная коробка УАЗ-452 имеет дополнительную понижающую передачу с передаточным числом 1,94. Заправочная емкость картера 0,7 л.

Карданная передача имеет два трубчатых вала (передний и задний) открытого типа, карданные шарниры жесткие на игольчатых подшипниках.

Задний мост состоит из картера, главной передачи, дифференциала и полуосей. Картер заднего моста разъемный в вертикальной плоскости, состоит из двух частей, соединенных болтами.

Главная передача одинарная с коническими шестернями со спиральным зубом. Передаточное число главной передачи 5,125. Дифференциал конический с четырьмя сателлитами, размещен в разъемном корпусе. Полуоси заднего моста разгруженного типа. Емкость смазки в картере заднего моста 0,75 л.

Передний мост — главная передача и дифференциал — унифицированные с задним мостом. Передний ведущий мост имеет поворотные кулаки (карданные шарниры равных угловых скоростей) для передачи крутящего момента на управляемые колеса.

Рама состоит из двух штампованных продольных балок швеллерного сечения,

соединенных поперечинами. На передних концах продольных балок рам размещаются передний буфер и на правой буксирный крюк. На задней поперечине рам устанавливается буксирный прибор (на автомобиле УАЗ-452Д с резиновым упругим элементом).

Подвеска состоит из четырех продольных полуэллиптических рессор, работающих совместно с четырьмя гидравлическими амортизаторами двухстороннего действия. Размеры листов рессорной подвески (мм): ширина 55, толщина 7. Концы рессор закреплены в кронштейнах с помощью резиновых подушек. Для уменьшения трения между листами рессор они смазываются графитной смазкой.

Колеса и шины. Колеса дисковые, штампованные, с глубоким неразъемным ободом. Обод и диск соединены точечной сваркой. Колеса крепятся к ступицам болтами и коническими гайками. Размер обода колеса 152L—381 (6L—15). Шины пневматические, шестислойные, низкого давления, камерные. Размер шин 215—380 (8.40—15). Протектор шин с универсальным рисунком повышенной проходимости. Максимально допустимая нагрузка на колесо и шину в статическом состоянии 7700 Н.

Рулевое управление с рулевым механизмом глобондальный червяк — двухребневой ролик. Рулевой привод состоит из сошки, продольной тяги, поперечной тяги, рычага поворотного кулака и рычагов трапеции. Поперечная рулевая тяга расположена впереди переднего ведущего моста.

Диаметр рулевого колеса 425 мм. Передаточное число рулевого механизма 20,3. Рулевой механизм не требует регулировки, если свободный ход рулевого колеса в положении движения автомобиля по прямой не превышает 10° (длина дуги по ободу рулевого колеса 40 мм). Перед регулировкой проверяется плотность затяжки болтов крепления картера и исправность шарнирных соединений, а также осевой зазор в подшипниках червяка. Затяжку подшипников червяка регулируют прокладками, помещенными между картером и нижней крышкой картера рулевого механизма.

Регулировку зацепления ролика с червяком выполняют без снятия рулевого механизма вращением регулировочного винта, предварительно отвернув колпачковую гайку и сняв стопорную шайбу со штифта. При правильной регулировке рулевое колесо свободно поворачивается от среднего положения, соответствующего движению по прямой при усилении 0,09—0,16 МПа.

Рабочая тормозная система с барабанным колодочным тормозом и гидравлическим приводом. Диаметр тормозных барабанов 280 мм, ширина фрикционных накладок 49—51 мм. Диаметр главного цилиндра и колесных цилиндров 32 мм. Система гидравлического привода заполняется тормозной жидкостью БСК. Регулируют тормоза, вращая поднятое колесо и одновременно поворачивая регулировочный эксцентрик до момента, пока колесо не затормозится. При регулировке колодок передних тормозов, а также передних колодок задних тормозов колесо вращают вперед. При регулировке задних колодок задних тормозов колесо вращают назад. Для уменьшения зазоров эксцентрики поворачивают по направлению вращения колеса (и наоборот). Свободный ход педали регулируется: он должен быть 8—14 мм. Для этого зазор между толкателем и поршнем главного цилиндра поддерживают в пределах 1,5—2,5 мм (регулируется изменением длины толкателя).

Стояночная тормозная система с барабанным колодочным тормозом. Зазоры между колодками и барабаном изменяют регулировочным винтом. Длина троса тормоза регулируется посредством регулировочной вилки. При правильной регулировке стояночной тормозной системы автомобиль должен затормозиться при установке собачки во вторую или третью впадину сектора (считая от задней части).

Электрооборудование. Номинальное напряжение 12 В. Аккумуляторная батарея 6СТ-54ЭМ. Генератор двухполюсный двухщеточный постоянного тока с максимальной отдачей тока 20 А при напряжении 12—15 В. Реле-регулятор РР-24Г2 состоит из регулятора напряжения РН, реле обратного тока РОТ и ограничителя тока ОТ. Напряжение, поддерживаемое регулятором при 20°C , частоте вращения 3000 об/мин генератора и токе нагрузки 10 А, — 13,8—14,8 В. Зазор между якорем и сердечником РН при замкнутых контактах 1,4—1,5 мм. Обмотка РН состоит из 1300 витков провода ПЭЛ диаметром 0,29 мм, ее сопротивление 17,5 Ом. Напряжение включения РОТ при 20°C — 12,2—13,2 В. Зазор между контактами РОТ не менее 0,25 мм. Зазор между якорем и сердечником РОТ при разомкнутых контактах 0,6—0,8 мм.

Максимальная сила тока нагрузки ОТ — 19—21 А. Зазор между якорем и сердечником при замкнутых контактах ОТ — 1,4—1,5 мм. Обмотки ОТ: первая — 21,5 витка провода ПЭВ-1 диаметром 2,44 мм, вторая — 16 витков провода ПЭЛ диаметром 0,72 мм.

Стартер СТ-230Б — четырехполюсный четырехщеточный электродвигатель постоянного тока с последовательным возбуждением мощностью 1,03 кВт. Номинальное напряжение 12 В. Режим холостого хода при напряжении 12 В: сила потребляемого тока не менее 85 А, частота вращения вала 4000 об/мин. Режим полного торможения при питании от батареи с напряжением 12 В емкостью 54 А·ч: сила потребляемого тока не более 550 А, крутящий момент не менее 22,5 Н·м. Щетки типа МГ — медиографитовые, размер 8,8×12,2×14 мм. Натяжение пружин щеток 8,5—14 Н. Тяговое реле РС-230. Дополнительное реле стартера РС-502 служит для уменьшения тока в цепи включения стартера и обеспечения своевременного отключения стартера после пуска двигателя. Напряжение реле РС-502: номинальное 12 В, вклю-

чения 7—9 В, выключения 3—4 В. Усилие размыкания контактов не менее 1,3 Н. Зазор между контактами в разомкнутом состоянии 0,4 мм. Зазор между якорем и сердечником при замкнутых контактах не менее 0,1 мм. Обмотка реле РС-502 имеет 1000 витков провода ПЭЛ диаметром 0,21—0,23 мм.

Система зажигания имеет прерыватель-распределитель РЗ-Б или Р-119, катушку зажигания Б7-А, включатель зажигания ВК21-К. Зазор между контактами прерывателя 0,35—0,45 мм. Натяжение пружины прерывателя 5—7 Н. Максимальный угол опережения зажигания по кулачку прерывателя, обеспечиваемый регуляторами: центробежным 17,5—20°, вакуумным 10—13°. Емкость конденсатора 0,17—0,25 мкФ. Добавочное сопротивление катушки зажигания 1,0—1,1 Ом. Фары типа ФГ122-Б, центральный переключатель света ПЗ8, ножной переключатель света ПЗ9, включатель света стоп-сигнала ВК12, звуковой сигнал С44.

Автомобиль ГАЗ-66. Сцепление сухое, однодисковое, с гасителем крутильных колебаний и гидравлическим приводом (см. § 4 гл. 29). Диаметр ведомого диска наружный 300 мм, внутренний 164 мм, толщина 11,7—12,5 мм. Число нажимных пружин 12, сила нажимной пружины 625—680 Н. Число демпферных пружин восемь, сила пружины 680 Н. Диаметр главного цилиндра гидравлического привода 22 мм, рабочего цилиндра 24 мм.

Коробка передач механическая, трехходовая, четырехступенчатая с синхронизаторами инерционного типа для включений третьей и четвертой передач. Шестерни, за исключением шестерен первой передачи и заднего хода, — косозубые. Передаточные числа коробки передач на первой передаче — 6,48, второй — 3,09, третьей — 1,7, четвертой — 1,0, на передаче заднего хода — 7,9.

Раздаточная коробка соединена промежуточным карданным валом с коробкой передач и передает крутящий момент к переднему и заднему ведущим мостам. Раздаточная коробка двухступенчатая — имеет прямую и понижающую передачу с передаточным числом 1,963.

Карданная передача с тремя валами: промежуточным, передним и задним. Валы открытого типа, трубчатые, каждый из них имеет неподвижное шлицевое соединение и по два карданных шарнира на игольчатых подшипниках. Валы динамически сбалансированы. Допускаемый дисбаланс не более 0,005 Н·м. Карданные шарниры обеспечивают наибольший угол качания от средней оси в каждую сторону, равный 21°.

Задний мост имеет картер прямоугольного сечения, состоящий из штампованных половин, сваренных по горизонтальной оси моста. Главная передача и колесный дифференциал смонтированы в отдельном картере редуктора, который прикрепляется к картеру заднего моста болтами. Главная передача гипоидного типа. Ось ведущей шестерни смещена относительно ведомой вниз на 32 мм. Число зубьев ведущей шестерни 6, ведомой — 41. Передаточное число главной передачи 6,83. Межколесный дифференциал самоблокирующийся, кулачковый, повышенного трения. При прямолинейном движении автомобиля и одинаковом сцеплении правого и левого колес с дорогой дифференциал заблокирован и подводимый к дифференциалу крутящий момент распределяется между полуосями поровну. При уменьшении под одним из ведущих колес сцепления с дорогой или при движении на повороте одна из кулачковых обойм отстает от коробки дифференциала, а другая обгоняет ее. Возникшее трение в дифференциале между кулачками обойм и сухарями препятствует буксованию колеса, имеющего плохое сцепление с дорогой, что позволяет передавать увеличенный крутящий момент колесу, имеющему хорошее сцепление с дорогой.

Конические подшипники ведущей шестерни главной передачи регулируются при осевом зазоре шестерни более 0,03 мм. Увеличенный зазор должен устраняться без нарушения положения приработавшихся ведомой и ведущей шестерен. Регулировку ведут подтяжкой подшипников за счет удаления части прокладок, установленных между распорным кольцом и внутренним кольцом заднего роликоподшипника. Момент сопротивления вращению ведущей шестерни должен быть 0,6—1,4 Н·м.

У дифференциала регулируются его конические роликоподшипники, боковой зазор и контакт в зацеплении шестерен главной передачи. Регулировка подшипников дифференциала и зацепления шестерен главной передачи проводится регулировочными гайками. Отрегулированные подшипники должны быть предварительно затянуты (в пределах одной выемки регулировочной гайки) и не иметь осевого перемещения. Зазор между зубьями шестерен 0,15—0,3 мм для разных мостов, но не должен отличаться более чем на 0,1 мм для шестерен одного моста. Подшипники заднего моста, боковой зазор и контакт в зацеплении шестерен регулируются на заводе. В эксплуатации регулировки проводят в случае замены каких-либо деталей или при большом износе подшипников.

Полуось разгруженного типа. Наружный конец полуоси своим фланцем жестко соединен со ступицей колеса десятью шпильками.

Ступица заднего колеса установлена в двух конических роликовых подшипниках на цапфе, прикрепленной болтами к картеру заднего моста. У автомобилей ГАЗ-66-01 с централизованной системой регулирования давления воздуха в шинах, управляемой из кабины, ступицы задних колес имеют устройства для подвода воздуха к шинам. Регулируют конические роликоподшипники ступиц задних колес гайкой, накрученной на цапфу колеса. Гайку затягивают ключом с воротком длиной 350—

400 мм усилием руки до тугого вращения колеса на подшипниках (задний мост предварительно поднимают домкратом и вынимают полуось), после чего регулировочную гайку отворачивают на $\frac{1}{8}$ оборота, стопорят, устанавливают и закрепляют полуось. Передние ведущие мосты автомобилей ГАЗ-66 и ГАЗ-66-01 имеют унифицированные главные передачи и дифференциалы. Для передачи крутящего момента к передним управляемым колесам поворотные кулаки снабжены шарнирами равной угловой скорости, допускающими поворот колес относительно переднего моста на угол до 30° .

К поворотным кулакам шпильками прикреплены фланцы поворотных цапф. На цапфах в двух конических роликовых подшипниках установлены ступицы передних колес. Поворотная цапфа опирается на два конических роликоподшипника, внутренние кольца которых установлены на приваренных к шаровой опоре шкворнях. Конические роликоподшипники шкворней регулируются прокладками толщиной 0,1 и 0,15 мм, размещаемыми сверху и снизу. Регулировка необходима, если при покачивании колеса вручную в вертикальной плоскости в нескольких положениях ощущается его перемещение (предварительно передний мост поднимается домкратом и снимаются рулевые тяги). При регулировке снимают одинаковое число прокладок сверху и снизу. Разность между суммарными толщинами прокладок не должна быть более 0,1 мм. Регулировка подшипников считается правильной, если поворотный кулак поворачивается на шкворнях от руки при небольшом усилии.

Колеса дисковые, с разъемными ободами и распорными кольцами, размер 8.00CV—18. Шины низкого давления 12.00—18. При движении по твердым грунтам давление воздуха в шинах устанавливается 0,28 МПа, а для движения по труднопроходимым участкам пути (песок, снежная целина, заболоченная местность) давление снижается, но не должно быть менее 0,05 МПа.

Углы установки передних колес: угол развала колес — $0^\circ 45'$, шкворня — 9° , угол наклона нижнего конуса шкворня вперед — $3^\circ 30'$. Схождение колес — 2—5 мм. Регулируют схождение колес изменением длины поперечной рулевой тяги — наворачиванием или отвертыванием ее наконечников. Расстояния (между задними и передними точками в горизонтальной плоскости, проходящей через центры колес) измеряют, когда колеса находятся в положении прямого хода автомобиля. Углы развала колес, наклона нижнего конца оси шкворней вперед и угол бокового наклона шкворней не регулируются.

Рама лонжеронная, состоит из двух продольных балок с шестью штампованными поперечинами, соединенными заклепками.

Подвеска имеет четыре продольные полуэллиптические рессоры с гидравлическими амортизаторами. Длина рессор 1500 мм, ширина листов 65 мм. Толщина пучка листов рессоры 97 мм. Прогиб рессор ограничивают резиновые буфера, установленные на нижних полках продольных балок рамы. Амортизаторы гидравлические, телескопические, двухстороннего действия. Диаметр рабочего цилиндра амортизатора 40 мм. В качестве рабочей жидкости применяется масло АМГ-10.

Рулевое управление (см. § 4, гл. 36). Передаточное число рулевого механизма 20,5. Диаметр рулевого колеса 425 мм. Максимальное давление насоса гидроусилителя 6,5—7,0 МПа. Производительность насоса 8—10 л/мин. Насос унифицирован с насосом гидроусилителя рулевого управления автомобиля ЗИЛ-130, за исключением шкива и пружины перепускного клапана. Диаметр силового цилиндра 50 мм. Рулевой механизм регулируется, если свободный ход рулевого колеса превышает 10° при работающем гидроусилителе, или 30° , если последний не работает. В первую очередь проверяются зазоры в шарнирных соединениях рулевых тяг и посадке сошки на шлицах вала. Шарниры поперечной рулевой тяги не регулируют. Для регулировки заднего шарнира продольной рулевой тяги затягивают пробку тяги до отказа, а затем отвертывают ее на $\frac{1}{12}$ — $\frac{1}{4}$ оборота и шплинтуют. При регулировке рулевого механизма вначале регулируют подшипники червяка, если ощущается осевое перемещение вала червяка относительно верхней крышки картера рулевого механизма при покачивании сошки рукой. Регулировка выполняется регулировочными прокладками, помещенными под крышкой картера рулевого механизма. При правильной регулировке зацепления червяка с роликом зазор на нижнем конце сошки при нейтральном положении колес не должен быть более 0,3 мм. Зазор устраняется при вращении ключом регулировочного винта по часовой стрелке.

Рабочая тормозная система с барабанным колодочным тормозом и гидравлическим приводом, имеющим гидровакуумный усилитель (см. § 2, гл. 37). Диаметр тормозного барабана 380 мм, ширина фрикционных накладок 78,5—81,5 мм. Диаметр цилиндров: главного 32 мм, колесных 35 мм, гидровакуумного усилителя 22 мм. Система гидравлического привода заполняется тормозной жидкостью ГТЖ-22. Регулировка привода тормозов заключается в установке зазора между толкателем и поршнем главного цилиндра в пределах 1,5—2,5 мм, что соответствует свободному ходу педали тормоза 8—13 мм.

Стояночная тормозная система имеет барабанный тормоз, установленный на раздаточной коробке. Диаметр рабочей поверхности барабана 220 мм, ширина фрикционных накладок 58,5—61,5 мм. По мере износа фрикционных накладок тормозных колодок регулируют зазоры между колодками и барабаном посредством

регулирующего винта. Регулировка привода ведется изменением длины тяги, соединяющей рычаги привода, навинчиванием или отвинчиванием ее регулировочной вилки до устранения зазоров во всех соединениях привода и последующим отвинчиванием ее на 1—2 оборота.

Коробка отбора мощности устанавливается с правой стороны на коробке передач и служит для передачи мощности к лебедке.

Коробка отбора мощности имеет две передачи для наматывания и разматывания троса. Передаточное число (от двигателя) при намотке троса 2,41, при разматке — 1,7. Привод к лебедке карданными валами. Максимальное тяговое усилие лебедки на тросе 35 кН, длина троса 50 м. Редуктор лебедки представляет собой глобондальную передачу с передаточным числом 24. Червячное колесо с числом зубьев 24 установлено в картере лебедки на двух конических подшипниках. Лебедка имеет автоматический ленточный тормоз. Для предохранения лебедки от перегрузок вал червяка редуктора соединен с вилкой карданного шарнира предохранительным пальцем. Регулируют червячную передачу только при замене каких-либо деталей или при большом износе подшипников. Положение червячного колеса регулируется прокладками, помещенными между картером редуктора и его крышкой. При правильной регулировке вал червячного колеса (барабана) должен свободно вращаться и иметь осевое перемещение не более 0,08 мм. Положение червяка в осевом направлении регулируется изменением толщины прокладок (картонная и три стальных), установленных между картерами редуктора и автоматического тормоза.

Система централизованного регулирования давления в шинах состоит из компрессора, воздушного баллона, крана управления, регулятора давления, предохранительного клапана, запорных воздушных кранов колес, блоков уплотнителей, размещенных в цапфах мостов, трубопроводов, шлангов и манометра.

Компрессор одноцилиндровый, поршневой, воздушного охлаждения, установлен на двигателе и приводится во вращение через шкив. Диаметр цилиндра компрессора 60 мм, ход поршня 38 мм, рабочий объем 107,4 см³. Производительность компрессора при противодавлении 0,6 МПа и частоте вращения 1250 об/мин составляет 68 л/мин.

Назначение воздушного баллона, регулятора давления и предохранительного клапана охарактеризовано в § 3, гл. 37. Кран управления служит для соединения камер колес с компрессором (при накачке шин) и атмосферой (при снижении давления в шинах), а также запирает их, когда давление должно сохраняться постоянным.

Электрическое оборудование. Номинальное напряжение 12 В. Аккумуляторная батарея 6СТ-75ПМС. Генератор Г250-Г1 трехфазный, синхронный, переменного тока, электромагнитного возбуждения, с реле-регулятором РР362. Стартер СТ-230А мощностью 1,02 кВт, реле включения стартера типа РС507-Б. Система зажигания контактно-транзисторная. Катушка зажигания Б114, прерыватель-распределитель РВ-Д, транзисторный коммутатор ТК102, резистор первичной цепи СЭ107. Звуковой сигнал С56-Г. Фары ФГ122-Б. Выключатель зажигания и стартера ВК330. Центральный переключатель света П38-Б, ножной переключатель света П39. Стеклоочиститель СЛ100. Переключатель указателей поворота П105-А. Выключатель стоп-сигнала ВК12.

Автомобиль ЗИЛ-133Г1 с удлиненной базой, колесная формула 6×4, общего назначения с деревянной бортовой платформой, имеющей металлическую окантовку и металлические поперечные брусья в основании. Задний и боковые борта откидные, приспособлены для установки тента. Кабина цельнометаллическая трехместная, отопляемая, оборудована вентиляцией, обдувом и омывателем лобового стекла. Сиденье водителя отдельное, регулируемое.

Масса автомобиля, кг: полная 15175, снаряженного 6875, полезная 8000. Распределение веса автомобиля на дорогу: снаряженного автомобиля через переднюю ось 27 кН, через заднюю тележку 41,75 кН полного веса через переднюю ось 41,75 кН, заднюю тележку 110 кН. Габаритные размеры автомобиля, мм: длина 8902, ширина 2500, высота 3410.

Наименьший дорожный просвет 250 мм. Наименьший радиус поворота по оси следа переднего внешнего колеса 11 м. Наибольшая скорость 22,2 м/с (80 км/ч). Наибольший подъем, преодолеваемый автомобилем, 35°. Запас хода (по контрольному расходу топлива) 700 км. Контрольный расход топлива при скорости 8,34 м/с (30 км/ч) 36 л/100 км.

Сцепление — фрикционное, однодисковое с пружинным нажимным механизмом, гасителем крутильных колебаний и механическим приводом. Диаметр фрикционных накладок ведомого диска, мм: наружный 342, внутренний 186. Гаситель крутильных колебаний пружинно-фрикционный. Свободный ход педали сцепления 35—50 мм.

Коробка передач ступенчатая, с пятью передачами, для включения второй, третьей, четвертой и пятой передач предусмотрены синхронизаторы инерционного типа. Шестерни этих передач — косозубые. В постоянном зацеплении находятся четыре пары шестерен. Передаточные числа: на первой передаче 7,44; второй 4,10; третьей 2,29; четвертой 1,47; пятой (прямой) 1,0; на передаче заднего хода 7,09.

Карданная передача имеет четыре карданных вала открытого типа с двумя промежуточными опорами, расположенными на раме. Карданные шарниры жесткие, на игольчатых подшипниках. Два вала имеют телескопические шлицевые соединения с вилками карданного шарнира.

Главная передача гипоидная. В проходном редукторе промежуточного ведущего моста размещен конический межосевой дифференциал и пара косозубых цилиндрических шестерен. Межосевой дифференциал блокируемый. Механизм блокировки дифференциала имеет муфту блокировки, привод которой осуществляется пневматической диафрагменной камерой.

Полуоси промежуточного и заднего ведущих мостов разгруженные.

Рама лонжеронная, штампованная, клепаная. Балка переднего моста двутаврового сечения, балки промежуточного и заднего мостов неразъемные. Буксирные устройства рамы впереди состоят из двух жестких буксирных крюков, а сзади предусмотрена жесткая петля (для буксировки прицепов не предназначена).

Передняя подвеска зависимая, на двух продольных листовых полуэллиптических рессорах. Передний конец рессоры закреплен посредством накладного ушка и пальца, задний — скользящий. Каждая рессора имеет по одному основному и дополнительному буферу.

Задняя подвеска рычажная на двух продольных листовых рессорах. Рессоры полуэллиптические, безушковые, со скользящими концами. Каждая рессора имеет по два буфера хода сжатия. Толкающее усилие и реактивные моменты передаются на раму через систему реактивных штанг.

Колеса дисковые. Обода 178—503 (7,0—20). Общее число колес — 11, в том числе одно запасное. Колеса промежуточного и заднего мостов двоянные. Запасное колесо помещено в держателе, установленном на раме автомобиля горизонтально с правой стороны. Размер шин 260—508 или 260—508 типа P. Давление воздуха в шинах передних колес (в скобках указано давление воздуха в шинах типа P) — 0,48 (0,55) МПа, задних — 0,35 (0,45) МПа.

Рулевое управление с двухступенчатым рулевым механизмом и гидравлическим усилителем. Рулевой механизм состоит из винтовой передачи и зубчатой пары (винт — шариковая гайка и рейка — сектор). Передаточное число рулевого механизма 20. Гидравлический усилитель расположен в общем картере с рулевым механизмом. Насос гидроусилителя лопастной, двойного действия, давление, развиваемое им, 6,5 МПа.

Наибольший угол поворота управляемых колес (внутренний) вправо и влево 30°. Углы наклона шкворня: продольный (с полезной нагрузкой к верхней полке продольной балке рамы) 3°22', поперечный 8°. Угол развала колес 1°, схождение колес (по ободам) 1—4 мм. Свободный ход рулевого колеса в положении движения по прямой с работающим гидроусилителем 15°.

Рабочая тормозная система имеет барабанные тормоза на все колеса с пневматическим тормозным приводом. Размеры переднего и заднего тормозного механизма, мм: внутренний диаметр тормозного барабана — 420; толщина тормозных накладок (число тормозных накладок на один тормозной механизм — четыре) — 19. Угол охвата тормозной накладкой — 57°. Ширина тормозных накладок переднего и заднего тормозных механизмов соответственно 70 и 140. Тормозная система имеет пневматический тормозной привод. Пневматический тормозной привод на тормозные механизмы переднего, промежуточного и заднего мостов раздельный. Зазор между накладками колодок и тормозным барабаном около осей колодок 0,20 мм, около разжимного кулака 0,4 мм. Нормальный ход штока тормозной камеры передних колес 15—25 мм, задних 20—30 мм. Свободный ход педали тормозной системы 40—60 мм.

Пневматический тормозной привод имеет одноступенчатый двухцилиндровый воздушный компрессор. Диаметр цилиндра и ход поршня компрессора 60×38 мм. Регулятор давления шарикового типа. Воздушных баллонов 4 емкостью 20 л каждый. Тормозной кран двухсекционный, одна секция для тормозной системы переднего и промежуточного мостов, а другая для заднего моста. Пневматические выводы имеют кран отбора воздуха. Давление воздуха в системе 0,6—0,77 МПа. Давление срабатывания предохранительного клапана 0,9—0,95 МПа. Путь торможения с начальной скоростью 11,1 м/с (40 км/ч) — 19 м.

Стояночная тормозная система имеет барабанный тормоз с механическим приводом. Перемещение стопорной защелки рычага тормоза при полном затормаживании соответствует 2—6 зубьям фиксатора.

Электрооборудование. Номинальное напряжение 12 В. Генератор Г250-И1 переменного тока с встроеным кремниевым выпрямителем. Максимальный ток нагрузки при 5000 об/мин 40 А. Обмотка возбуждения: число витков в катушке 490, диаметр провода (без изоляции) 0,74 мм, сопротивление 3,7 Ом. Обмотка статора: число катушек 18, число катушек в одной фазе 6, число витков в одной катушке 13, диаметр провода 1,35 мм. Выпрямительный блок ВБГ-1. Максимальное обратное напряжение выпрямительного блока 100 В, сила выпрямительного тока 10 А. Регулятор напряжения РР350-А транзисторный (бесконтактный), соединяется с генератором посредством штекерного разъема. Аккумуляторная батарея 6СТ-90ЭМС. Стартер СТ-130А1 мощностью 1,18 кВт с тяговым реле РС14-Б. Система зажигания батарейная контактно-транзисторная. Катушка зажигания Б114 маслonaполненная с выносным двухэлементным добавочным сопротивлением СЭ107. Прерыватель-распределитель Р4-Д без конденсатора с центробежным и вакуумным автоматами опережения зажигания и октан-корректором. Транзисторный коммутатор ТК102 с германиевым транзистором ГТ701-А.

Указатель литературы

- Артамонов М. Д. и др. Основы теории и конструкции автомобиля. М., «Машиностроение», 1974.
- Борисов В. И. и др. Автомобиль ГАЗ-53А. М., «Машиностроение», 1973.
- Бугара В. А. и др. Трактор Т-150К. М., «Колос», 1976.
- Гуревич А. М., Сорокин Е. М. Тракторы и автомобили. М., «Колос», 1974.
- Злотник М. И. и др. Трактор Т-130. М., «Высшая школа», 1973.
- Ильин Н. М. Электрооборудование автомобилей. М., «Транспорт», 1975.
- Ксеневич И. П. и др. Тракторы МТЗ-80 и МТЗ-82. М., «Колос», 1975.
- Лазарев А. А. и др. Двигатели Д-130 и Д-160. М., «Машиностроение», 1974.
- Судницын В. И. Методические указания по изучению теории качения колеса. Кировский сельскохозяйственный институт. Киров, 1976.
- Трактор К-701. Производственное объединение «Кировский завод». Руководство по эксплуатации. Л., 1974.
- Фрумкис И. В. Гидравлическое оборудование тракторов, автомобилей и сельскохозяйственных машин. М., «Колос», 1974.
- Ховак М. С. и др. Автомобильные двигатели. М., «Машиностроение», 1971.
- Чудаков Д. А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. М., «Колос», 1972.
- ГОСТ 18667—73. Автомобили. Основные агрегаты и механизмы. Термины и определения. М., 1973.
- ГОСТ 17697—72. Автомобили. Качение колеса. Термины и определения. М., 1972.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Раздел первый

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТРАКТОРАХ И АВТОМОБИЛЯХ

Глава 1. Основные этапы отечественного тракторо- и автомобилестроения . . .	3
§ 1. Основные этапы развития отечественного тракторостроения	3
§ 2. Основные этапы развития отечественного автомобилестроения	4
Глава 2. Классификация тракторов и автомобилей и их основные механизмы	5
§ 1. Классификация тракторов и автомобилей	5
§ 2. Основные механизмы тракторов и автомобилей	10

Раздел второй

ОСНОВЫ ТЕОРИИ ТРАКТОРНЫХ И АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Глава 3. Общее устройство и работа двигателя внутреннего сгорания	14
§ 1. Классификация двигателей тракторов и автомобилей	14
§ 2. Основные механизмы и системы двигателей внутреннего сгорания	14
§ 3. Основные понятия и определения	15
§ 4. Рабочий цикл четырехтактного карбюраторного двигателя	17
§ 5. Рабочий цикл четырехтактного дизеля	18
§ 6. Рабочие циклы двухтактных двигателей	20
§ 7. Сравнение четырехтактных и двухтактных двигателей	23
§ 8. Сравнение дизелей с карбюраторными двигателями	24
§ 9. Работа многоцилиндрового двигателя	24
Глава 4. Топливо для автотракторных двигателей	25
§ 1. Классификация автотракторных топлив	25
§ 2. Топливо для карбюраторных автотракторных двигателей	26
§ 3. Топливо для автотракторных дизелей	28
Глава 5. Действительные процессы в двигателях. Определение основных размеров двигателя	30
§ 1. Процесс впуска	30
§ 2. Процесс сжатия	32
§ 3. Процесс сгорания (общие положения)	32
§ 4. Процесс сгорания в карбюраторных двигателях	33
§ 5. Процесс сгорания в дизелях	34
§ 6. Процесс расширения	35
§ 7. Процесс выпуска	36
§ 8. Показатели, характеризующие рабочий цикл двигателя	36
§ 9. Показатели, характеризующие эффективную работу двигателя	38
§ 10. Тепловой баланс двигателя	40
§ 11. Основные сравнительные параметры двигателей	41
§ 12. Определение основных размеров двигателя	42

Раздел третий

КРИВОШИПНО-ШАТУННЫЙ МЕХАНИЗМ И МЕХАНИЗМ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Глава 6. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма	43
§ 1. Основные сведения	43
§ 2. Уравновешивание двигателя	47

Глава 7. Устройство и работа кривошипно-шатунного механизма	54
§ 1. Цилиндры и блок-картеры	54
§ 2. Головка цилиндров	59
§ 3. Поршни, поршневые кольца и пальцы	62
§ 4. Шатуны и шатунные подшипники	70
§ 5. Коленчатые валы и коренные подшипники	73
§ 6. Гаситель крутильных колебаний	80
§ 7. Маховик	81
§ 8. Крепление двигателя на раме трактора и автомобиля	81
§ 9. Неисправности кривошипно-шатунного механизма и их устранение	83
Глава 8. Устройство и работа механизма газораспределения	86
§ 1. Работа клапанного механизма газораспределения	86
§ 2. Детали клапанного механизма газораспределения	89
§ 3. Декомпрессионный механизм	98
§ 4. Неисправности механизма газораспределения и их устранение	99

Раздел четвертый

СИСТЕМА ПИТАНИЯ И РЕГУЛЯТОР СКОРОСТИ ДВИГАТЕЛЯ

Глава 9. Схемы систем питания двигателей. Устройство топливных баков, фильтров и топливоподкачивающих насосов	102
§ 1. Схемы систем питания двигателей	102
§ 2. Топливные баки	102
§ 3. Топливные фильтры	105
§ 4. Топливоподкачивающие насосы	110
§ 5. Техническое обслуживание топливных баков, фильтров и топливоподкачивающих насосов	114
Глава 10. Воздухоочистители, впускные и выпускные трубопроводы, турбокомпрессоры	116
§ 1. Воздухоочистители	116
§ 2. Впускные и выпускные трубопроводы	120
§ 3. Наддув двигателей турбокомпрессором	122
§ 4. Техническое обслуживание воздухоочистителей, впускных и выпускных трубопроводов и турбокомпрессоров	124
Глава 11. Карбюраторы	125
§ 1. Схема работы простейшего карбюратора	125
§ 2. Работа карбюратора при различных режимах работы двигателя	127
§ 3. Устройство карбюратора для получения горючей смеси требуемого состава	128
§ 4. Устройство и работа карбюратора К-06	132
§ 5. Устройство и работа карбюратора К-88А	134
§ 6. Устройство и работа ограничителя максимальной частоты вращения коленчатого вала двигателя	137
§ 7. Техническое обслуживание карбюраторов	139
Глава 12. Смесеобразование в дизелях. Топливные насосы и форсунки	139
§ 1. Смесеобразование в дизелях	139
§ 2. Устройство и работа рядных топливных насосов высокого давления	142
§ 3. Распределительный топливный насос высокого давления	152
§ 4. Привод топливных насосов	155
§ 5. Автоматическая муфта опережения впрыска топлива	156
§ 6. Форсунки и топливопроводы	157
Глава 13. Регуляторы скорости	161
§ 1. Назначение и классификация регуляторов скорости	161
§ 2. Однорежимные регуляторы	162
§ 3. Всережимные регуляторы	163
§ 4. Основные показатели работы регулятора	173
Глава 14. Техническое обслуживание топливных насосов, регуляторов и форсунок, их проверка и регулировка :	174
§ 1. Техническое обслуживание приборов топливной системы и регуляторов	174
§ 2. Удаление воздуха из топливоподающей системы	175
§ 3. Проверка работы форсунки и регулировка ее на нормальное давление впрыска топлива	175

§ 4. Проверка состояния насосных элементов	177
§ 5. Проверка и регулировка угла опережения подачи топлива насосом	177

Раздел пятый

СИСТЕМЫ СМАЗКИ И ОХЛАЖДЕНИЯ

Глава 15. Смазочные материалы и охлаждающие жидкости	180
§ 1. Общие сведения о трении и смазочных материалах	180
§ 2. Смазочные масла и их свойства	182
§ 3. Пластичные смазки	184
§ 4. Охлаждающие жидкости	186
Глава 16. Система смазки двигателей	186
§ 1. Классификация систем смазки двигателей	186
§ 2. Схемы систем смазки	187
§ 3. Вентиляция картера двигателя	191
§ 4. Устройство масляных насосов	194
§ 5. Устройство фильтров очистки масла	194
§ 6. Устройство масляных радиаторов, поддонов картеров и контрольных приборов	198
§ 7. Техническое обслуживание системы смазки	200
Глава 17. Система охлаждения двигателей	201
§ 1. Классификация и схемы действия систем охлаждения	201
§ 2. Устройство радиаторов и термостатов	205
§ 3. Устройство насосов и вентиляторов	210
§ 4. Закрытая система охлаждения с принудительной циркуляцией	214
§ 5. Техническое обслуживание системы охлаждения	216

Раздел шестой

ЭЛЕКТРИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Глава 18. Источники электрической энергии	218
§ 1. Общие сведения	218
§ 2. Генераторы переменного тока с электромагнитным возбуждением и контактным устройством	220
§ 3. Бесконтактные индукторные генераторы переменного тока с электромагнитным возбуждением	221
§ 4. Транзисторные регуляторы напряжения	223
§ 5. Аккумуляторные батареи	227
Глава 19. Зажигание рабочей смеси электрической искрой	231
§ 1. Общие сведения	231
§ 2. Свечи зажигания	232
Глава 20. Системы батарейного зажигания и зажигания от магнето	234
§ 1. Общие сведения о батарейном зажигании	234
§ 2. Катушки зажигания и прерыватели-распределители	236
§ 3. Транзисторные системы зажигания	239
§ 4. Принцип действия и устройство магнето	242
Глава 21. Электрические стартеры	245
§ 1. Общие сведения	245
§ 2. Механизмы привода и управления стартеров	246
§ 3. Стартер СТ-103 с электромагнитным приводом и дистанционным управлением	248
Глава 22. Приборы освещения, контроля и вспомогательное электрооборудование	251
§ 1. Осветительные, контрольно-измерительные и сигнальные приборы	251
§ 2. Распределительная аппаратура, электродвигатели, провода	255

Раздел седьмой

ПУСК ДВИГАТЕЛЕЙ

Глава 23. Система пуска двигателей	257
§ 1. Система пуска	257
§ 2. Подогреватели	238

Глава 24. Система пуска вспомогательным бензиновым двигателем	261
§ 1. Пусковые двигатели ПД-10У, ПД-8 и П-23М	261
§ 2. Силовая передача системы пуска вспомогательным двигателем	263
§ 3. Техническое обслуживание системы пуска	266
Глава 25. Пуск двигателей	267
§ 1. Пуск и остановка карбюраторного автомобильного двигателя	267
§ 2. Пуск и остановка тракторного дизеля	268
§ 3. Пуск двигателей в условиях низких температур	270

Раздел восьмой

ХАРАКТЕРИСТИКИ И ИСПЫТАНИЯ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Глава 26. Характеристики двигателей	271
§ 1. Общие сведения	271
§ 2. Скоростные характеристики	272
§ 3. Нагрузочные характеристики	275
§ 4. Регулировочные характеристики	276
§ 5. Пусковые характеристики и характеристики продолжительности пуска. Расход масла на угар	277
Глава 27. Стенды и стендовые испытания	279
§ 1. Устройство стендов	279
§ 2. Общая методика испытаний	281

Раздел девятый

ТРАНСМИССИЯ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ

Глава 28. Общие сведения о трансмиссиях	283
§ 1. Назначение и классификация трансмиссий	283
§ 2. Механические трансмиссии	283
§ 3. Крутящий момент колеса, передаточные числа и к. п. д. механической трансмиссии	285
§ 4. Гидромеханические трансмиссии	289
§ 5. Гидрообъемные трансмиссии	291
§ 6. Крутящий момент, передаточное число и к. п. д. гидрообъемного преобразователя	292
§ 7. Регулирование крутящего момента в гидрообъемных преобразователях	294
§ 8. Конструктивные схемы гидрообъемных трансмиссий	295
§ 9. Электромеханические трансмиссии	296
Глава 29. Сцепления	297
§ 1. Общие сведения	297
§ 2. Типовые схемы сцеплений	299
§ 3. Сцепления с механическим приводом и пружинным усилителем	301
§ 4. Сцепления с механическим или гидравлическим приводом	303
§ 5. Сцепления с механическим приводом и пневматическим или гидравлическим усилителем	305
Глава 30. Коробки передач, раздаточные коробки и ходоуменьшители	308
§ 1. Общие сведения	308
§ 2. Основные детали и элементы коробок передач	310
§ 3. Автомобильные трехвальные коробки передач с прямой передачей	314
§ 4. Тракторные коробки передач с переключением передач при остановленном тракторе	316
§ 5. Тракторные коробки передач с переключением передач на ходу	319
§ 6. Раздаточные коробки	325
§ 7. Ходоуменьшители	326
Глава 31. Промежуточные соединения и карданные передачи	327
§ 1. Промежуточные соединения	327
§ 2. Карданные передачи	329
Глава 32. Ведущие мосты тракторов и автомобилей	330
§ 1. Общие сведения	330
§ 2. Главная передача	331

§ 3. Дифференциал и валы ведущих колес	332
§ 4. Механизм поворота гусеничных тракторов	336
§ 5. Приводы механизмов поворота гусеничных тракторов	339
§ 6. Конечные передачи	340
§ 7. Ведущие мосты колесных тракторов общего назначения	340
§ 8. Ведущие мосты колесных универсально-пропашных тракторов	342
§ 9. Ведущие мосты гусеничных тракторов	345
§ 10. Ведущие мосты автомобилей	347
§ 11. Техническое обслуживание механизмов ведущих мостов	348

Раздел десятый

ХОДОВАЯ ЧАСТЬ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ

Глава 33. Общие сведения	350
§ 1. Основные элементы ходовой части и их назначение	350
§ 2. Проходимость трактора (автомобиля)	350
§ 3. Плавность хода	353
Глава 34. Несущие системы и подвески	354
§ 1. Несущие системы. Общие сведения	354
§ 2. Устройство несущих систем тракторов и автомобилей	355
§ 3. Подвески. Общие сведения	357
§ 4. Устройство подвесок автомобиля и колесного трактора	360
§ 5. Устройство подвесок гусеничного трактора	362
Глава 35. Колесные и гусеничные движители	365
§ 1. Колесный движитель	365
§ 2. Колеса	366
§ 3. Гусеничный движитель	369
§ 4. Устройство гусеничного движителя с упругой балансирной подвеской	372
§ 5. Устройство гусеничного движителя с полужесткой подвеской	373
§ 6. Техническое обслуживание ходовой части тракторов и автомобилей	375

Раздел одиннадцатый

РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ И ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ

Глава 36. Рулевое управление	377
§ 1. Общие сведения	377
§ 2. Кинематика поворота и передаточное число рулевого управления	380
§ 3. Стабилизация, развал и сходжение управляемых колес	381
§ 4. Рулевое управление тракторов и автомобилей с передними управляемыми колесами	382
§ 5. Рулевое управление тракторов с неуправляемыми колесами	386
§ 6. Техническое обслуживание рулевого управления	389
Глава 37. Тормозные системы автомобилей и колесных тракторов	390
§ 1. Общие сведения	390
§ 2. Тормозные системы с гидравлическим тормозным приводом	392
§ 3. Тормозные системы с пневматическим тормозным приводом	398
§ 4. Техническое обслуживание тормозных систем	403

Раздел двенадцатый

РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ

Глава 38. Гидравлические навесные системы	405
§ 1. Общие сведения	405
§ 2. Насосы и распределители	405
§ 3. Силовые цилиндры	410
§ 4. Баки, трубопроводы и арматура	411
§ 5. Навесные устройства	412
§ 6. Регуляторы глубины обработки почвы	414

§ 7. Догружатели ведущих колес	418
§ 8. Техническое обслуживание гидравлической навесной системы	420
Глава 39. Рабочее и вспомогательное оборудование тракторов и автомобилей	421
§ 1. Рабочее оборудование тракторов и вспомогательное оборудование автомобилей	421
§ 2. Кабины тракторов и автомобилей	427

Раздел тринадцатый

ОСНОВЫ ТЕОРИИ ТРАКТОРА И АВТОМОБИЛЯ

Глава 40. Теория трактора и автомобиля	431
§ 1. Качение колеса	431
§ 2. Тяговый баланс колесной машины	434
§ 3. Баланс мощности колесной машины	436
§ 4. Нормальные реакции опорной плоскости на колеса	437
§ 5. Динамическая характеристика автомобиля	439
§ 6. Ускорение, время и путь разгона автомобиля	440
§ 7. Топливная экономичность автомобиля	442
§ 8. Баланс мощности, тяговый баланс и центр давления гусеничного трактора	444
§ 9. Измерители тормозных качеств автомобиля	446
Глава 41. Испытания тракторов	449
§ 1. Определение общетехнических показателей трактора и испытания двигателя	450
§ 2. Требования техники безопасности и гигиены труда	451
§ 3. Тяговые испытания трактора и испытания гидравлической навесной системы	452
§ 4. Эксплуатационно-технологические испытания и испытания на надежность	457
Приложения	458
Указатель литературы	473

**Александр Михайлович Гуревич,
Евгений Михайлович Сорокин**

ТРАКТОРЫ И АВТОМОБИЛИ

**Редакторы И. С. Сороко,
О. Д. Александров**
Художественный редактор **З. П. Зубрилина**
Технический редактор **В. А. Зорина**
Корректор **В. Л. Непомнящая**

ИБ № 944

Сдано в набор 09.12.77. Подписано к печати 06.05.78. Формат 70×108^{1/16}. Бумага тип. № 1. Гарнитура литературная. Печать высокая. Усл. печ. л. 42. Уч.-изд. л. 43,44. Изд. № 219. Тираж 500.000 экз. (2-й завод 40 001—80 000 экз.). Заказ № 405а. Цена 2 руб.

Ордена Трудового Красного Знамени
издательство «Колос», 103716, ГСП, Москва, К-31,
ул. Дзержинского, д. 1/19

Владимирская типография Союзполиграфпрома
при Государственном комитете Совета Министров
СССР по делам издательств, полиграфии и
книжной торговли
600000, г. Владимир, Октябрьский проспект, д. 7