



ФАКУЛЬТЕТ
ПОВЫШЕНИЯ
КВАЛИФИКАЦИИ

Новые тракторы и автомобили

ББК 40.72

Н 76

УДК 631.372 (075.8)

Авторский коллектив: кандидаты техн. наук доценты *И. А. Гончаров* (главы 1...6 раздела III), *А. А. Машенский* (введение и раздел IV), *В. С. Глушаков* (раздел I), доктор техн. наук профессор *В. А. Скотников* (глава 9 раздела III), ст. преподаватель *В. И. Тиминский* (раздел II), *В. Г. Калоша* (главы 7 и 8 раздела III).

Рецензенты: заведующий кафедрой «Тракторы и автомобили» Саратовского института механизации сельского хозяйства, профессор *В. Ф. Суханов*; доцент кафедры «Тракторы и автомобили» Московского института инженеров сельскохозяйственного производства, кандидат технических наук *А. В. Богатырев*.



Новые тракторы и автомобили/И. А. Гончаров, Н 76 А. А. Машенский, В. С. Глушаков и др.; Под ред. В. А. Скотникова.— М.: Колос, 1983.—224 с., ил.— (Учеб. пособия для фак. повышения квалификации руководящих кадров колхозов и совхозов и специалистов сел. хоз-ва).

В книге кратко освещено устройство новых агрегатов и сборочных единиц тракторов К-701, Т-150К, МТЗ-100, МТЗ-80, ДТ-75МВ, Т-150 и автомобилей ЗИЛ-130, КамАЗ, ГАЗ-53 и их модификаций. Рассмотрены мероприятия по увеличению срока их службы.

Для специалистов сельскохозяйственного производства, обучающихся на факультетах повышения квалификации.

Н $\frac{3802040400-196}{035 (01)-83}$ 244-83

ББК 40.72
631.302

© Издательство «Колос», 1983

Основные энергетические средства в сельском хозяйстве — это тракторы и автомобили. На их долю приходится 78% всех энергетических мощностей. В сельскохозяйственном производстве в настоящее время занято около 2,6 млн. тракторов и свыше 2 млн. автомобилей.

Ускоренными темпами продолжается техническое перевооружение сельского хозяйства в одиннадцатой пятилетке. В 1981... 1985 гг. село получит 1870 тыс. тракторов и 1450 тыс. грузовых автомобилей.

Научно-технический прогресс в современном автомобиле- и тракторостроении характеризуется двумя главными взаимосвязанными тенденциями: увеличением энергонасыщенности и возрастанием рабочих скоростей движения.

Все более широко внедряются в сельскохозяйственное производство скоростные энергонасыщенные тракторы: колесные МТЗ-80 и МТЗ-82, Т-150К, К-701; гусеничные ДТ-75С, Т-150 и др.

В ближайшем будущем промышленности предстоит освоить производство новых колесных и гусеничных тракторов мощностью 330...370 кВт класса тяги 8 (тяговое усилие — 80 кН), гусеничных мощностью 185 кВт класса тяги 5 и колесных мощностью 110 кВт класса тяги 2.

Значительно увеличится число модификаций тракторов применительно к различным отраслям сельскохозяйственного производства и территориально-климатическим условиям — для овощеводства, для работы на горных склонах, на переувлажненных почвах, для нужд специализированного земледелия (хлопководство, виноградарство, чаеводство), мелиорации и др.

Семейство советских автомобилей пополняется многими новыми моделями, отвечающими как растущим потребностям народного хозяйства, так и современному уровню технического прогресса. Наряду с совершенствованием широко распространенных в сельском хозяйстве автомобилей с карбюраторными двигателями в народное хозяйство все шире внедряются автомобили и

автопоезда с дизелями. На ЗИЛе, например, налаживается производство дизельных тягачей, предназначенных для работы в составе 12. . .14-тонных автопоездов. С конвейера КамАЗа сходят автомобили-самосвалы грузоподъемностью 7 т, выполненные для сельскохозяйственного производства. Для удобства работы кузов у них опрокидывается на три стороны. Минский автозавод выпускает двухосный грузовой автомобиль с бортовой платформой МАЗ-5335 грузоподъемностью 8 т с дизелем, а также двухосный автомобиль-самосвал МАЗ-5549 с опрокидывающейся назад металлической платформой, с задним бортом, открывающимся и закрывающимся автоматически.

По существу, каждый тракторный и автомобильный завод страны готовит более прогрессивные модели тракторов и автомобилей. В одиннадцати тяговых классах с диапазоном тягового усилия от 6 до 350 кН отечественной промышленностью в 1982 г. выпускалось 16 базовых моделей тракторов и 25 их модификаций. Для сельскохозяйственного производства предназначалось восемь моделей специализированных грузовых автомобилей.

В книге рассмотрены конструктивные особенности грузовых автомобилей (ЗИЛ-130, КамАЗ и ГАЗ-53А), а также колесных (К-701, Т-150К, МТЗ-100 и МТЗ-80) и гусеничных (ДТ-75МВ, ДТ-75С, Т-150) сельскохозяйственных тракторов.

Книга в основном предназначена для слушателей факультета повышения квалификации, а также будет полезна для инженерно-технических работников сельского хозяйства.

Раздел I

ДВИГАТЕЛИ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ

Глава 1

АНАЛИЗ ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ ТРАКТОРНЫХ И АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В качестве источника энергии на тракторах, грузовых автомобилях средней и большой грузоподъемности используют дизели. На легковых и грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности широкое применение находят карбюраторные двигатели. В одиннадцатой и последующих пятилетках возрастет производство грузовых автомобилей с дизелями, что обеспечит существенную экономию топлива.

Современные тракторные и автомобильные двигатели должны иметь высокую экономичность, надежность, долговечность, возможно меньшие габаритные размеры и массу, безотказный пуск при различных условиях окружающей среды и минимальную токсичность отработавших газов. Конструкция этих двигателей должна быть технологичной и по возможности простой, чтобы облегчать техническое обслуживание во время эксплуатации.

Высокая экономичность двигателя обеспечивается прежде всего минимальными удельными расходами топлива и смазочного материала на различных эксплуатационных нагрузках, особенно близких к номинальным.

Надежность и долговечность двигателя во многом зависят от качества выбранных материалов, точности изготовления деталей и от соблюдения всех правил технической эксплуатации. Кроме того, конструкцией должны быть предусмотрены возможности быстрой и удобной разборки и сборки всех ответственных деталей двигателя.

Специфичность технологии производства двигателей и повышенные требования к их качеству при всевозрастающем масштабе производства привели к созданию специализированных моторных заводов. Особое внима-

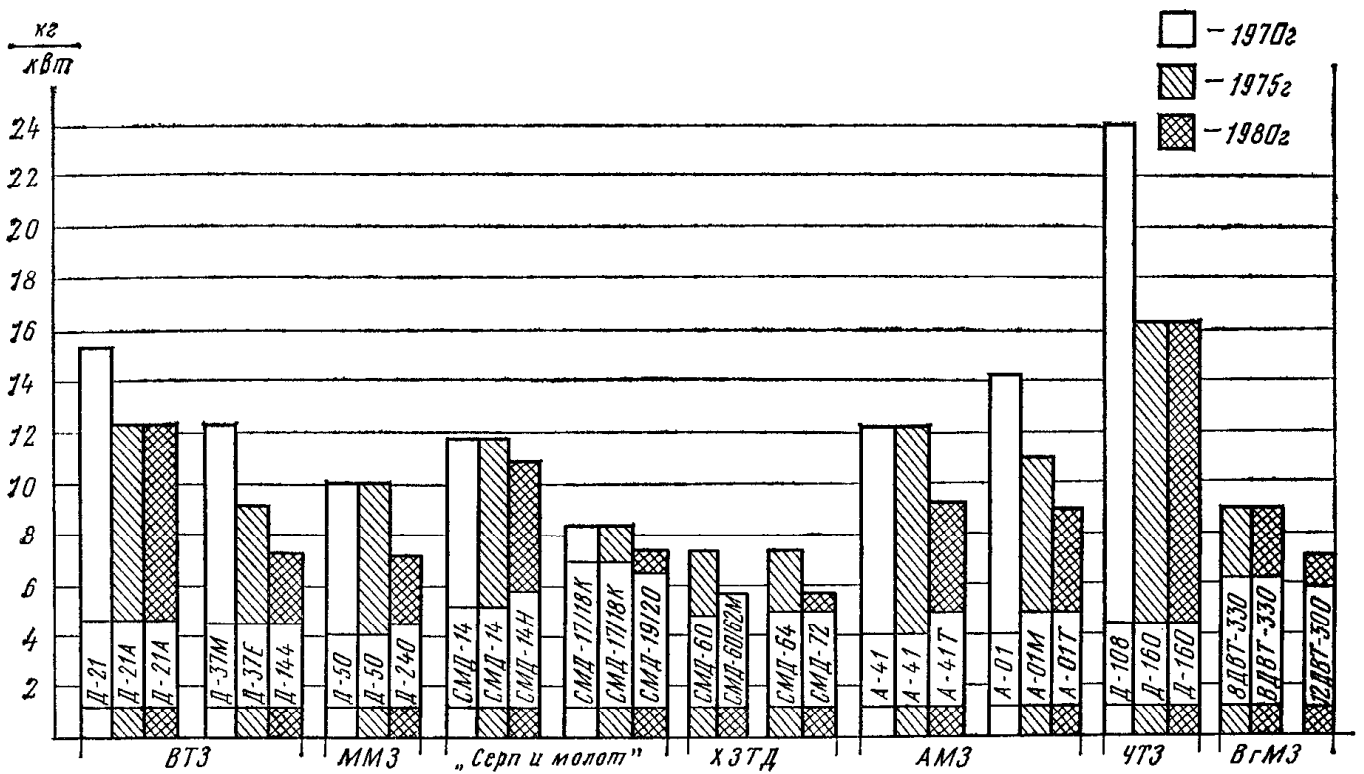


Рис. 1. Динамика изменения удельной массы отечественных тракторных и комбайновых двигателей за 1970...1980 гг.

ние при этом уделяется унификации сборочных единиц и деталей двигателей.

Тракторные двигатели имеют характерные особенности, обусловленные высокой нагрузкой и цикличностью режима работы. Для современных отечественных тракторов используют четырехтактные дизели с жидкостным или воздушным охлаждением, турбонаддувом или без него. По топливной экономичности, удельной массе и другим показателям, характеризующим уровень конструктивной отработки, современные тракторные двигатели (Д-144, Д-240, СМД-60, СМД-62, СМД-66, ЯМЗ-238 НБ, ЯМЗ-240Б) значительно превосходят предшествующие. Динамика изменения удельной массы отечественных тракторных двигателей представлена на рисунке 1.

На перспективу намечено дальнейшее совершенствование конструкций отечественных тракторных двигателей за счет повышения энергонасыщенности и экономичности, надежности и долговечности путем использования прогрессивной технологии изготовления основных деталей и снижения материалоемкости комплектующих агрегатов, таких, как турбокомпрессор, топливные и масляные насосы и фильтры, воздухоочистители.

Применение и совершенствование турбонаддува на отечественных тракторных дизелях обеспечивают прирост эффективной мощности на 35. . .67%. Основные параметры тракторных дизелей приведены в таблице 1.

Опыт эксплуатации автомобилей показывает, что большую часть времени их двигатели работают с неполной нагрузкой при различных скоростных режимах. При этом происходит частое и в некоторых случаях резкое изменение скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя. Поэтому в зависимости от назначения и условий работы автомобилей на них применяют как дизели, так и карбюраторные двигатели.

Основные преимущества карбюраторных двигателей: малые материалоемкость и габаритные размеры; более легкий запуск, особенно при низких температурах окружающей среды; лучшая приспособляемость к изменению нагрузки; меньшая жесткость и шумность работы.

Однако эти двигатели имеют и недостатки по сравнению с дизелями: низкую экономичность, большее количество вредных веществ в отработавших газах, высокие требования к качеству топлива.

Таблица 1. Параметры тракторных дизелей

Марка двигателя	V _h , л	Схема, размерность (D×S)	Номинальная мощность, кВт			n, об/мин	N _л , кВт/л	P _e , МПа	G _{уд} , кг/кВт	g _e , г/кВт·ч	Марки тракторов
			без наддува	с наддувом	с наддувом и охлажден. над. воздуха						
Д-160	13,60	4P, 145×205	—	—	125	1250	9,19	0,88	16,04	245	Т-130С
А-01М	11,15	6P, 130×140	99,3	—	—	1700	8,91	0,63	10,88	245	Т-4А
А-11ТА	11,15	6P, 130×140	—	—	165	1900	14,80	0,93	7,20	238	Т-4М
А-41	7,43	4P, 130×140	69,2	—	—	1750	9,31	0,64	13,44	252	ДТ-75МВ
А-41Т	7,43	4P, 130×140	—	93,4	—	1750	12,57	0,86	8,97	238	ДТ-75МНВ
СМД-60	9,15	6У, 130×115	117,6	—	—	2000	12,85	0,77	7,91	252	Т-150
СМД-62	9,15	6У, 130×115	—	128,6	—	2100	14,05	0,80	7,3	245	Т-150К
СМД-66	9,15	6У, 130×115	—	—	128,6	1900	14,05	0,89	7,3	238	ДТ-75С
СМД-80	12,20	8У, 130×115	—	—	194,8	2100	15,97	0,91	5,44	238	Т-150М
СМД-14НГ	6,30	4P, 120×140	61,0	—	—	1800	9,68	0,65	11,07	252	ДТ-75В
Д-240	4,75	4P, 110×125	56,6	—	—	2200	11,92	0,65	7,00	252	МТЗ-80
Д-240Т	4,75	4P, 110×125	—	77,2	—	2200	16,25	0,89	5,7	245	МТЗ-100
Д-144	4,15	4P, 105×120	39	—	—	1800	9,40	0,63	8,59	252	Т-40М
Д-145	4,15	4P, 105×120	—	62,5	—	2200	15,06	0,82	5,84	245	Т-40АМ

Т а б л и ц а 2. Параметры автомобильных двигателей

Марка двигателя	V _н , л	Схема, размерность (D×S)	Номинальная мощность, кВт			n, об/мин	N _л , кВт/л	P _е , МПа	G _{уд} , кг/Вт·к	g _е , г/кВт·ч	Где установлен
			без наддува	с наддувом	с наддувом и охлаждением воздуха						
Дизели											
ЯМЗ-8401	25,9	12У, 140×140	—	—	478	2200	18,46	1,0	3,9	220	БелАЗ
ЯМЗ-240	22,3	12У, 130×140	265	—	—	2100	11,88	0,68	5,8	227	МАЗ, КраЗ
ЯМЗ-240Н	22,3	12У, 130×140	—	368	—	2100	16,50	0,94	4,4	227	БелАЗ
ЯМЗ-238	14,86	8У, 130×140	177	—	—	2100	11,91	0,68	5,7	227	МАЗ, КраЗ
ЯМЗ-238Н	14,86	8У, 130×140	—	206	—	2100	13,86	0,79	5,6	224	МАЗ, КраЗ
ЯМЗ-236	11,15	6У, 130×140	132	—	—	2100	11,84	0,68	6,2	227	МАЗ
КамАЗ-740	10,85	8У, 120×120	155	—	—	2600	14,29	0,66	4,8	224	КамАЗ
КамАЗ-740	10,85	8У, 120×120	—	191	—	2600	17,60	0,81	4,0	224	КамАЗ
Карбюраторные											
ЗИЛ-375	7,0	8У, 108×95	132	—	—	3200	18,86	0,71	3,8	326	«Урал-375»
ЗИЛ-130	6,0	8У, 100×95	110	—	—	3100	25,0	0,75	4,0	320	ЗИЛ-130
ЗМЗ-53	4,25	8У, 92×80	85	—	—	3200	27,0	0,79	3,0	312	ГАЗ-53А

В таблице 2 для сравнения приведены основные параметры современных автомобильных дизелей и карбюраторных двигателей.

За последние годы накоплен большой опыт по эксплуатации автомобильных и тракторных дизелей воздушного охлаждения. Около миллиона дизелей воздушного охлаждения Владимирского тракторного завода эксплуатируются в сельском хозяйстве. Для тракторов большой мощности на Волгоградском моторном заводе создан V-образный дизель воздушного охлаждения.

Накопленный опыт позволяет сделать вывод о целесообразности создания дизелей воздушного охлаждения для отечественных автомобилей, предназначенных для эксплуатации в тяжелых дорожных и климатических условиях. В настоящее время Научно-исследовательским автомобильным и автомоторным институтом (НАМИ) совместно с заводами-изготовителями создано несколько моделей дизелей воздушного охлаждения для отечественных автомобилей.

Глава 2

БЛОК-КАРТЕРЫ, ЦИЛИНДРЫ И ГОЛОВКИ ЦИЛИНДРОВ

§ 1. Конструктивные особенности блок-картеров новых двигателей и применяемые материалы для их изготовления

Под влиянием силовых и термических воздействий, а также вследствие структурных изменений в материале, вызываемых его старением, блок-картер может деформироваться, поэтому конструктивное исполнение и применяемые материалы должны обеспечить блок-картеру максимальную жесткость при минимальных габаритных размерах и массе.

В современных тракторных и автомобильных рядных и V-образных двигателях жидкостного охлаждения монолитная отливка блок-картера обладает большой жесткостью в плоскостях действия сил инерции, давления газов и их моментов.

Выбор V-образной схемы двигателя обусловлен стремлением уменьшить его длину, высоту и массу, повысить жесткость блок-картера и коленчатого вала, а

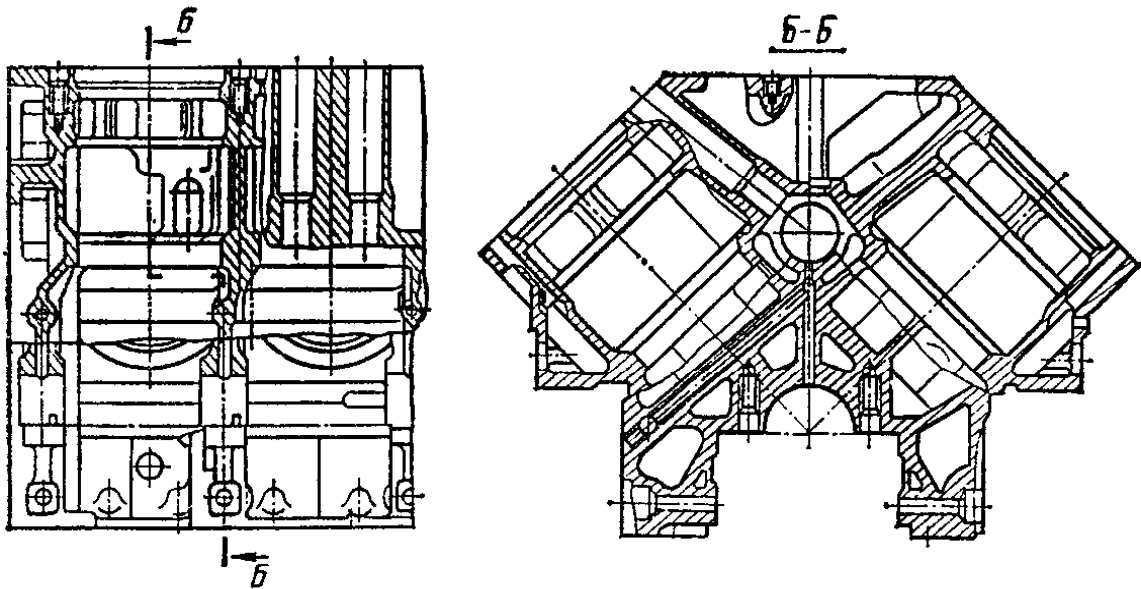


Рис. 2. Блок-картер V-образных дизелей СМД.

также обеспечить минимальные деформации коренных подшипников, гильз цилиндров и плоскости стыков блока с головкой цилиндров. На рисунке 2 изображен блок-картер V-образных тракторных дизелей СМД. На некоторых зарубежных тракторных двигателях (например, «Джон Дир») дополнительная жесткость блок-картера достигается отливкой его заодно с картером для шестерен газораспределения и фланцем для крепления сцепления и стартера.

Для крепления головки к чугунному блоку на него устанавливают либо короткие шпильки, либо несущие силовые шпильки в верхнюю половину картера (если блок отлит из алюминиевого сплава).

Жесткость блок-картера дополнительно повышается также ребрением перегородок, лежащих в плоскостях коренных подшипников; расположением плоскости крепления нижней половины картера ниже плоскости разъема коренных подшипников; применением полноопорных коленчатых валов; использованием блок-картера с сухими гильзами или отлитыми как одно целое с блоком; применением неразъемных, так называемых туннельных картеров.

Блок-картер в большинстве случаев отливают из серых мелкозернистых чугунов СЧ 18-36 и СЧ 21-40 с высокими литейными и механическими качествами, легированных хромом, никелем, молибденом и титаном.

Масса чугунного блок-картера однорядного карбюраторного двигателя составляет 25. . .35% массы двигателя, а V-образного короткоходного дизеля при $S/D <$

<1 не превышает 25% массы двигателя и при $S/D > 1$ возрастает до 26. . .29%.

Во многих автомобильных и некоторых тракторных двигателях для уменьшения массы блок-картеры отливают из алюминиевых сплавов, что позволяет уменьшить их массу примерно в два раза.

В двигателях воздушного охлаждения необходимость создания воздушных потоков не позволяет применять блок-картерный тип отливки. Цилиндры закрепляют между головкой и картером с помощью несквозных анкерных связей. Число анкерных связей, приходящееся на один цилиндр, обычно меньше, чем в дизелях с жидкостным охлаждением. В дизелях фирмы «Дойтц» каждый цилиндр крепится всего тремя анкерными связями.

Для дизелей воздушного охлаждения большой мощности картер отливают из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом.

Жесткость корпусных деталей повышается при креплении к ним жестких литых масляных поддонов (для отечественных двигателей Минского моторного завода и зарубежных марок «Камминс», «Перкинс», «Лейланд»). Конструктивная жесткость блок-картера также повышается при использовании силовых стяжных болтов крепления крышек коренных опор к боковым стенкам блок-картера (двигатели СМД, ЯМЗ, «Дойтц», МАН, «Шкода» и др.).

§ 2. Конструкция и материалы цилиндров.

Причины изнашивания

Цилиндр — наиболее ответственный элемент блок-картера. Стенки цилиндра подвергаются значительному изнашиванию, поэтому для современных тракторных и автомобильных двигателей блок-картеры в большинстве случаев изготавливают со вставными гильзами. Применяют вставные гильзы как сухие, так и мокрые.

Сухие гильзы устанавливают по всей длине цилиндра или только в его верхней части, где наблюдается максимальный износ. Толщина стенки сухой гильзы составляет 2. . .4 мм. Окончательно поверхность сухой гильзы обрабатывают после ее запрессовки в блок-картер.

Мокрые гильзы обеспечивают следующие преимущества: упрощается литье блок-картера; появляется возможность применения более износостойких материалов; повышается теплоотвод и уменьшается неравномерность

нагрева; снижается трудоемкость ремонта, так как заменять изношенные гильзы можно без снятия двигателя с шасси.

К недостаткам при использовании мокрых гильз относятся: уменьшение жесткости блок-картера; необходимость дополнительного уплотнения жидкостной рубашки; вероятность появления кавитационного разрушения.

Мокрые гильзы цилиндров для дизелей изготавливают из серого перлитного чугуна. Гильзы отечественного производства в большинстве случаев подвергают закалке токами высокой частоты. За рубежом применяют в основном незакаленные гильзы из легированного чугуна. Такие гильзы также устанавливают на некоторые рядные отечественные тракторные дизели.

Для карбюраторных двигателей находят широкое применение чугунные мокрые гильзы с запрессованной износостойкой вставкой в верхней части. Эти гильзы устанавливают в блок-картер с центровкой в одном (двигатель ЗМЗ-53) или двух поясах (двигатель ЗИЛ-130).

В дизелях с воздушным охлаждением применяют чугунные ребристые цилиндры. Ребра цилиндров обычно изготавливают литейным способом и механически не обрабатывают. Верхний торец цилиндра в большинстве случаев выполняют в виде плоской кольцевой поверхности. Обычно он контактирует с соответствующей кольцевой поверхностью днища головки, обеспечивая уплотнение газового стыка. Между нижним торцом опорного бурта и картером устанавливают металлические прокладки, служащие для уплотнения и регулирования надпоршневого зазора.

Рабочая поверхность цилиндра подвержена воздействию рабочих газов, имеющих высокие давление и температуру, которые непрерывно изменяются в зависимости от перемещения поршня. В верхней мертвой точке в момент остановки поршня и при высоком радиальном давлении поршневых колец возможны разрывы масляной пленки и возникновение граничного трения, а также схватывание микровыступов и появление мелких рисок и задиров.

Интенсивность изнашивания и возникновение задиров могут быть резко снижены путем применения высококачественных масел, улучшения маслосъемности поверхностей трения (обеспечение их оптимальной микрогеометрии, минимум отклонений в макрогеометрии сопря-

женных деталей и применение специальных покрытий — молибденирование, сульфоцианирование, фосфатирование, лужение, омеднение, сульфидирование, графитирование и др.), а также путем изготовления сопряженных деталей из стойких к износам и задирам материалов. Для лучшей приспособляемости рабочих поверхностей сопряженных деталей и создания условий их оптимального смазывания шероховатость поверхности цилиндра должна находиться в пределах 1. . 3 мкм, а глубина рисок после хонингования — 4. . 6 мкм.

§ 3. Головки цилиндров, напряжения в них, причины разрушения

Головка цилиндра вместе с его стенками и дном поршня образует камеру сгорания, которая должна обеспечивать качественное протекание процессов наполнения, смесеобразования и сгорания. Головки цилиндров в блочных конструкциях изготавливаются в виде одной отливки для одного ряда цилиндров.

В настоящее время широко распространены карбюраторные двигатели с верхним расположением клапанов, имеющие полусферические камеры сгорания с двусторонним поперечным или односторонним продольным размещением, а также клиновидные камеры с односторонним

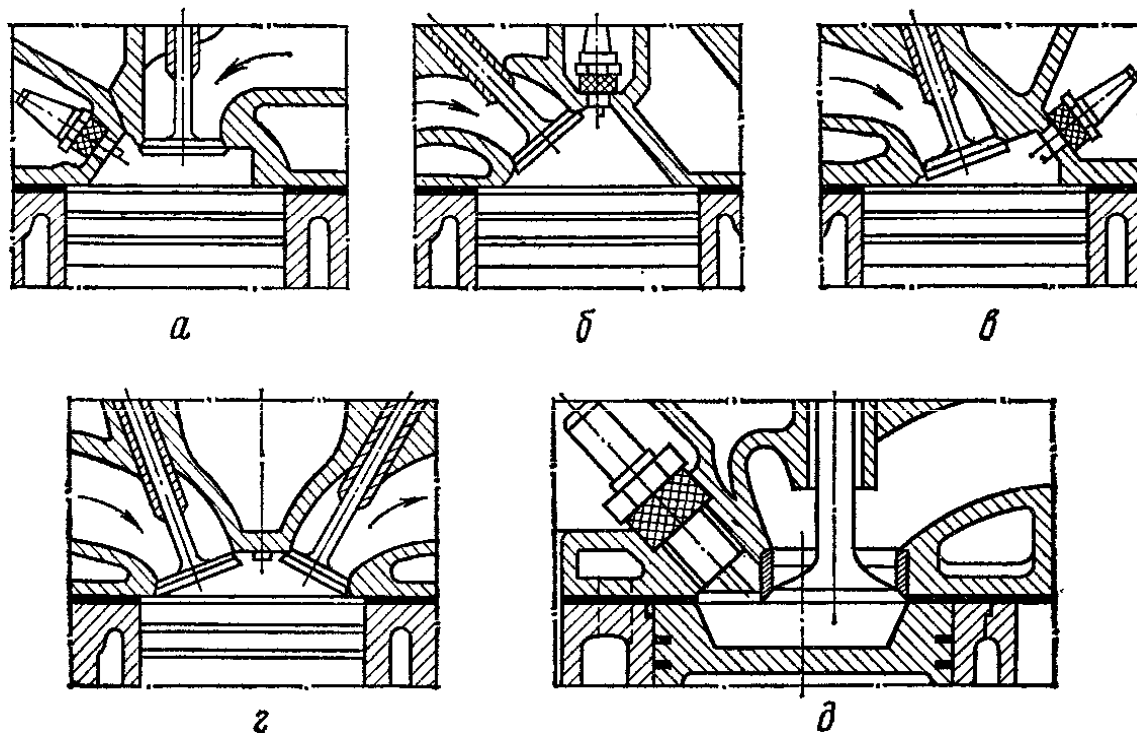


Рис. 3. Схемы камер сгорания карбюраторных двигателей:
а — плоскоовальная; *б* — шатровая; *в* — клиновидная; *г* — полусферическая;
д — в поршне.

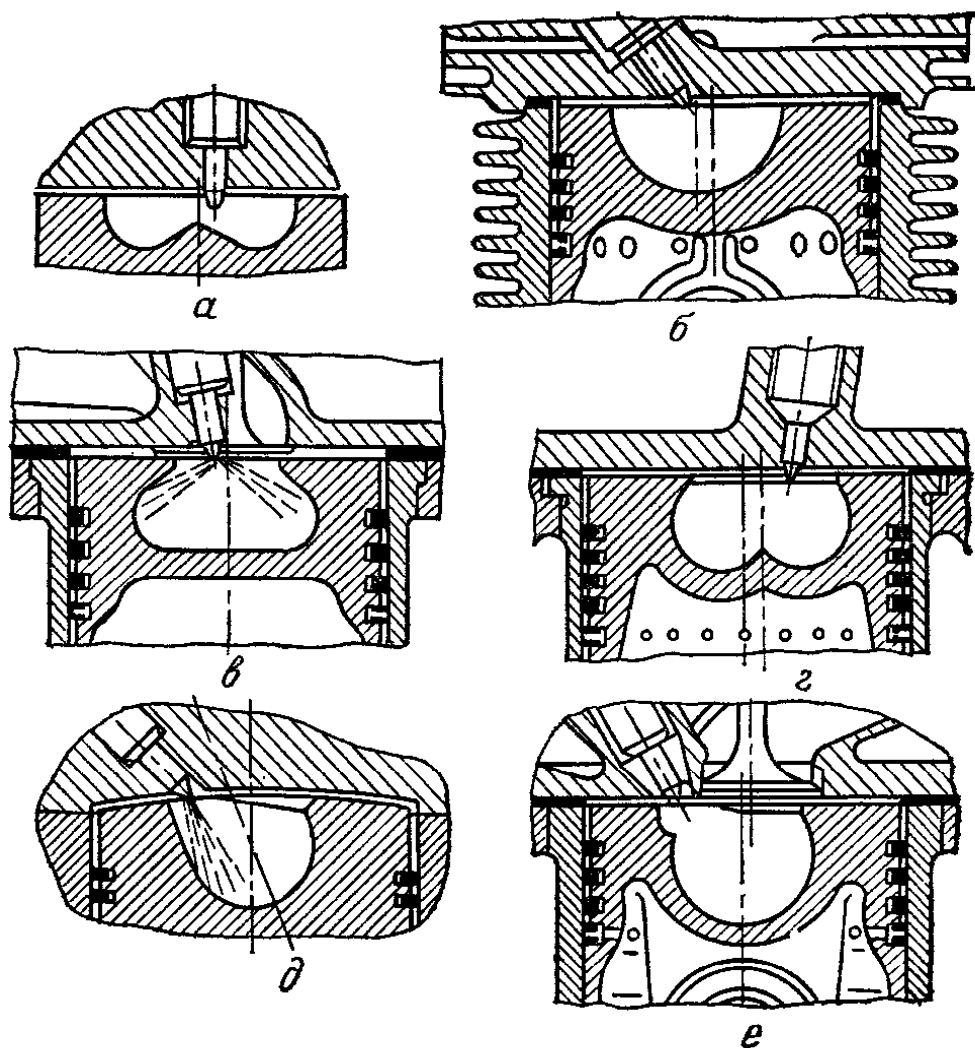


Рис. 4. Незаделенные камеры сгорания дизелей:
a — ЯМЗ-238; *б* — Д-144; *в* — дельтовидная типа ЦНИДИ; *г* — автомобиля «Татра»; *д* — «Дойтц»; *е* — фирмы МАН.

расположением клапанов в ряд (рис. 3). Головки цилиндров для этих двигателей отливают из алюминиевого сплава с вставными седлами и направляющими клапанов, впускные каналы которых обеспечивают интенсивное вращение рабочего заряда в цилиндре и его турбулизацию. Максимальная простота конструкции головки цилиндров и высокие экономические показатели достигаются на некоторых зарубежных карбюраторных двигателях при размещении симметричных камер сгорания в поршне.

Конструкция головки цилиндра дизелей зависит от способа смесеобразования и типа камеры сгорания. У дизелей с непосредственным впрыском головки цилиндров имеют сравнительно простую форму: камеры сгорания размещают обычно в поршне, форсунку располагают вертикально или наклонно с незначительным смещением

от оси цилиндра (рис. 4). При этом впускные и выпускные клапаны легко вписываются в окружность цилиндра. Впускные каналы в таких дизелях для получения интенсивных воздушных вихрей выполняются тангенциальными или винтовыми.

В последних моделях однорядных и особенно V-образных двигателей наиболее распространены двухклапанные головки с выведенными в разные стороны впускными и выпускными каналами. Такое расположение впускных и выпускных каналов дает возможность увеличить их поперечное сечение и уменьшить подогрев свежего заряда. Для большинства современных дизелей головки цилиндров отливают из низколегированного серого чугуна.

В новых отечественных двигателях для увеличения площади проходных сечений клапанов и снижения инерционных нагрузок на детали механизма газораспределения устанавливается по четыре клапана на цилиндр (например, на рядном форсированном дизеле АМЗ и V-образном ЯМЗ-8401 автомобиля БелАЗ и ЯМЗ-8403 трактора «Кировец»). Некоторые зарубежные дизели, например фирмы «Камминс» (США) и «Комацу» (Япония), также имеют по четыре клапана на один цилиндр.

Головка цилиндров относится к числу наиболее сложных и нагруженных деталей двигателя. В ней возникают следующие напряжения: остаточные, появляющиеся в процессе остывания отливок и механической обработки; монтажные — от затяжки шпилек крепления головки к блоку; от давлений газов, значения которых имеют высокие частотные и амплитудные колебания; термические из-за неравномерного и переменного нагрева нижней плиты и выпускных каналов; структурные, возникающие в результате изменения структуры металла под действием повышенных температур.

Остаточные напряжения представляется возможным снять путем искусственного старения или отжига.

Чрезмерные монтажные напряжения исключаются определенным порядком и строго нормированным предельным усилием затяжки шпилек при сборке.

Термические напряжения могут быть значительными и часто превышают механические.

Одна из основных причин, приводящих к разрушению головок цилиндров дизелей, — повышенные термические напряжения в зонах между гнездами клапанов,

а также между гнездами клапанов и отверстием под форсунку.

Цикличность нагрева и охлаждения вызывают термическую усталость и разрушение перемычек. Температура на нагреваемой газами поверхности этих зон находится в пределах 230. . .330°C, а термические напряжения — 200. . .250 МН/м². При нарушении нормальной работы топливной аппаратуры или системы охлаждения, а также при форсировании дизелей температура может достигать 380. . .430°C, а термические напряжения — 300 МН/м².

Существенное снижение температуры и термических напряжений в опасных зонах достигается путем использования специальных направляющих каналов, подающих с повышенной скоростью охлаждающую жидкость к клапанным перемычкам и форсункам.

Интенсивное охлаждение всей поверхности огневого днища головки достигается также путем отдаления стенок газовых каналов от днища. Наряду со снижением температуры это обеспечивает увеличение податливости днища в поперечном направлении, благодаря чему снижаются термические напряжения в клапанных перемычках.

Кроме того, надежность головки может быть значительно увеличена путем использования материалов повышенной прочности, применения в межклапанной зоне головки упрочняющих стальных или экранирующих жаропрочных вставок, а также азотирования межклапанных перемычек.

Значительное повышение надежности головок и уплотнения газожидкостного стыка достигается применением на современных многоцилиндровых двигателях индивидуальных головок на каждый цилиндр (дизели КамАЗ, ЯМЗ-840, «Мерседес-Бенц», «Скания Вабис» и др.) и комбинированных уплотнительных узлов. Эти узлы состоят из стальных или алюминиевых пластин (колец) для уплотнения газового стыка и резиновых элементов (прокладок или окантовок) с металлическими втулками для уплотнения водомасляного стыка. Основные преимущества использования индивидуальных головок: высокая надежность в эксплуатации; исключение влияния работы соседних цилиндров на газовый стык; возможность равномерного размещения силовых шпилек по окружности цилиндра; создание равномерного давле-

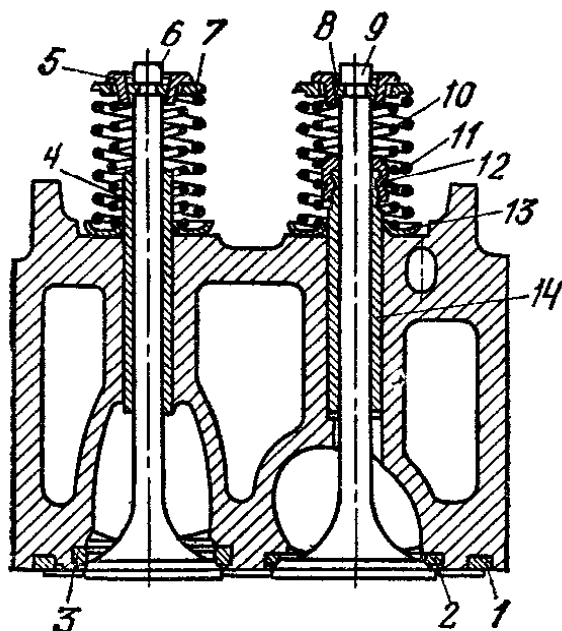


Рис. 5. Индивидуальная головка цилиндра дизеля КамАЗ-740:

1 — опорное кольцо; 2 и 3 — чугунные седла впускного и выпускного клапанов; 4 и 14 — металлокерамические направляющие втулки клапанов; 5 — втулка; 6 и 9 — впускной и выпускной клапаны; 7 — тарелка; 8 — сухари; 10 и 11 — пружины; 12 — манжета с пружиной; 13 — шайба.

на нижней плоскости головки. Впускной и выпускной каналы расположены на противоположных сторонах головки. Впускной канал имеет тангенциальный профиль, обеспечивающий вихревое движение воздуха в цилиндре и хорошее смесеобразование. Чугунные седла и металлокерамические направляющие втулки клапанов растачивают после их запрессовки в головку.

Использование на дизелях жидкостного охлаждения головок цилиндров из алюминиевого сплава дает возможность значительно снизить их температурное состояние, а также температуру седел клапанов, клапанов и корпуса распылителя форсунки. Механическая прочность головок из алюминиевого сплава при применении прогрессивных физико-химических методов обработки не уступает прочности чугунных. В результате представляется возможным форсирование двигателя и повышение его надежности и долговечности.

Головку на дизелях с воздушным охлаждением выполняют из алюминиевого сплава. Она представляет собой ребристый корпус с верхней плитой и днищем, устанавливаемый на цилиндр и закрепляемый совместно с ним на картере при помощи анкерных шпилек. В боль-

ния на прокладку стыка и как следствие уменьшение остаточных деформаций гильзы при затяжке шпилек; облегчение монтажно-демонтажных работ.

На рисунке 5 изображена индивидуальная головка цилиндров двигателя КамАЗ, изготовленная из алюминиевого сплава. Стык головки и блока уплотняют двумя прокладками; перепускные отверстия для охлаждающей жидкости и масла, а также головка по контуру уплотнены формованной резиновой прокладкой; газовый стык — стальной прокладкой, которую прижимают стальным опорным кольцом, запрессованным

шинстве случаев головки выполняют индивидуальными и двухклапанными. Газовый стык уплотняется непосредственным контактом головки из алюминиевого сплава и торцовой поверхности чугунной гильзы.

Глава 3

КРИВОШИПНО-ШАТУННЫЙ МЕХАНИЗМ

§ 1. Условия работы поршней, причины и характер износа

В современных тракторных и автомобильных двигателях, форсированных как по скоростному режиму, так и по среднему эффективному давлению, особенно при использовании турбонаддува, поршень воспринимает значительные механические нагрузки от давления газов и сил инерции, а также тепловые нагрузки от соприкосновения с горячими газами и от трения его боковой поверхности о стенки цилиндра. Характер механических нагрузок на поршень близок к ударному из-за высоких значений максимального давления газов и частоты рабочих циклов, особенно в высокооборотных двигателях. Сила инерции в этих двигателях по значению приближается к силе давления газов, а иногда и превышает ее. Эти нагрузки передаются поршнем при перемещении его внутри цилиндра с высокой скоростью. Вследствие неравномерного нагрева в теле поршня образуются значительные термические напряжения, которые суммируются с механическими. Рабочие поверхности поршня в условиях несовершенного смазывания подвергаются быстрому изнашиванию. Повышению износа способствует деформация поршня и гильзы цилиндра под влиянием действующих сил и неравномерного нагрева.

У поршней, в которых расположены камеры сгорания, поверхность соприкосновения с газами увеличивается, вследствие чего повышается их тепловая нагрузка и уменьшается надежность в работе.

Для дизелей камеры сгорания в поршне можно разделить на две основные группы — камеры с широкой и камеры с узкой горловинами (см. рис. 4). Основное преимущество камер сгорания с узкой горловиной — возможность работать без предварительной закрутки воздушного заряда на впуске. Относительно высокая ин-

тенсивность перетекания воздушного заряда и продуктов сгорания из надпоршневого зазора в камеру и обратно обеспечивает при узкой горловине достаточно качественное смесеобразование и возможность достижения высокой топливной экономичности. Однако необходимо отметить характерный недостаток камер сгорания с узкой горловиной — повышенная тепловая напряженность днища и кромок горловины, а также распылителя форсунки. Отмеченный недостаток по-разному проявляется на двигателях с различным диаметром цилиндра и в различных условиях эксплуатации.

Доля тепла, отводимого отдельными элементами поршня в стенки цилиндра, зависит от конфигурации и размеров его элементов, а также от способа охлаждения поршня. В поршнях обычной конструкции через поршневые кольца отводится основная часть тепла (60. . . 75%) и меньшая часть (20. . . 30%) — через юбку. Небольшая часть тепла (5. . . 10%) снимается воздухом и маслом внутри поверхности поршня.

В сложных условиях эксплуатации долговечность поршня тракторных и автомобильных двигателей главным образом зависит от изнашивания сопряжения поршень — верхнее компрессионное кольцо, так как оно воспринимает наибольшие температурные и механические нагрузки, имеет неблагоприятные условия смазывания и к нему больше всего поступает абразивных частиц из камеры сгорания. Температура поршня в зоне верхней канавки достигает 200. . . 280°C, из-за чего заметно снижаются твердость и износостойкость кремнеалюминиевых сплавов, применяемых обычно для изготовления поршней. Ограничение температуры поршня в зоне верхнего компрессионного кольца связано также с потерей подвижности компрессионных колец из-за коксования масла, вызывающей повышенные износы деталей цилиндропоршневой группы.

Изнашивание сопряжения поршень — верхнее компрессионное кольцо характеризуется рядом особенностей: в результате действующих газовых и инерционных сил наибольший износ наблюдается по нижним торцам кольца и канавки поршня; в чугунных поршнях (или вставках по верхнее компрессионное кольцо) скорость изнашивания кольца и канавки практически одинаковая; в алюминиевых поршнях изнашивание сопряжения в три раза больше, чем в чугунных. При этом в дизелях около

70% приходится на изнашивание чугунного кольца и 30% — алюминиевой канавки. В карбюраторных двигателях, особенно легковых автомобилей с высокой частотой вращения коленчатого вала, увеличение износа приходится главным образом на алюминиевые канавки, что объясняется пониженными твердостью и износостойкостью применяемых в них алюминиевых сплавов и относительно большой инерционной силой, действующей на кольцо.

Износ канавок поршня — результат их истирания и разбивания (смятия). Наиболее характерен повышенный износ поверхностей вблизи наружных кромок канавки и дна, а также относительно сильное округление кромок. Износ канавки по окружности обычно неравномерен.

При значительных износах сопряжения поршень — кольцо резко повышаются колебания кольца в канавке, в результате чего увеличиваются интенсивность изнашивания этого сопряжения, насосные действия колец и расход масла на угар.

В форсированных тракторных и автомобильных двигателях наиболее часто встречаются следующие дефекты цилиндропоршневой группы: залегание компрессионных поршневых колец и их последующая поломка, трещины в днище и бобышках поршня, задиры гильз и поршней, оплавление огневой поверхности днища.

Основная причина появления указанных дефектов — повышенная термическая напряженность поршня. Поэтому для увеличения надежности и долговечности форсированных двигателей предпринимают меры, с одной стороны, к снижению термической напряженности поршня, а с другой — к повышению работоспособности этих деталей в условиях повышенных температур. По данным НАТИ, предельно допустимая температура в характерных точках поршня современных тракторных дизелей при условии применения соответствующих сортов топлива и масла составляет: на поверхности днища 350°C; в зоне верхней поршневой канавки 250°C; на рабочих поверхностях бобышки 260°C.

Для обеспечения высокой надежности и долговечности поршни современных тракторных и автомобильных двигателей должны обладать жесткостью; достаточной механической прочностью и жаростойкостью; большой усталостной прочностью при высоких температурах; хорошей теплопроводностью; низким коэффициентом теп-

лового расширения; формой юбки, обеспечивающей равномерное давление на стенки цилиндра; высокой износостойкостью; стойкостью против коррозии и хорошей технологичностью.

§ 2. Конструктивные особенности поршней новых двигателей и применяемые материалы для их изготовления

В тракторных и автомобильных двигателях из общей суммы механических потерь 50...70% приходится на поршневую группу. Для этих двигателей до недавнего времени применялись поршни с круглым или овальным сечением и цилиндрическими или коническими юбками. В таких поршнях юбки контактируют с цилиндром лишь небольшими участками поверхности, на которых наблюдаются засветления, иногда возникают задиры. Большая же часть поверхности юбки не участвует в передаче бокового усилия на поршень и, будучи отделена от стенки цилиндра слоем смазки или масляной эмульсии, не отводит от поршня тепло с достаточной интенсивностью.

В настоящее время нашей промышленностью освоено выпуск двигателей, поршни которых имеют овально-бочкообразный профиль (двигатели ЯМЗ, ВАЗ и ЗИЛ). Овально-бочкообразный профиль исключает кромочный контакт поршня с цилиндром и соответствует лучшему смазыванию поверхностей при центрировании поршня подъемными гидродинамическими силами.

Профилируют боковую поверхность юбки поршня, выполняя следующие требования: максимальный диаметр юбки в нагретом состоянии должен быть расположен как можно ближе к оси поршневого пальца. Это исключит наклон поршня по отношению к оси цилиндра; радиус кривизны бочкообразной юбки поршня по высоте оси поршневого пальца должен быть возможно большим, что уменьшает угол перекоса поршня в цилиндре; зазор между цилиндром и максимальным диаметром юбки должен быть минимальным и гарантирующим работу поршня без защемления; при возможных наклонах поршня в пределах допускаемых зазоров должно быть гарантировано отсутствие кромочного контакта как вверху, так и внизу поршня.

Выполнение перечисленных требований при изготовлении поршней обеспечивает снижение температурного

уровня в районе колец и интенсивности ударов при переводе поршня в в. м. т., что повышает долговечность торцов канавок поршня и колец, исключает возможность появления кавитационного разрушения гильз цилиндров и натиров на кромках поршня.

Другой не менее важный фактор, определяющий механические потери, — число колец на поршне. Теоретически и экспериментально доказано, что в быстроходном двигателе удовлетворительная компрессия в цилиндре вполне обеспечивается всего лишь одним ком-

прессионным кольцом. Каждое кольцо — источник дополнительных механических потерь. Однако при одном кольце значительно повышается температура поршня (так как основной отвод тепла от него к цилиндру происходит через кольца). Известно, что наибольшая часть отведенного от поршня тепла приходится на первые два кольца. Роль последующих колец в теплопередаче незначительна, так как в районе их установки имеется небольшой температурный перепад между поршнем и цилиндром. В настоящее время нашли широкое применение как в карбюраторных двигателях, так и в дизелях укороченные поршни с двумя компрессионными и одним маслоъемным кольцами, расположенными выше поршневого пальца.

При уменьшении числа компрессионных колец с трех до двух целесообразно вводить между ними промежуточную канавку на поршне. При выборе оптимального объема и формы кольцевой канавки можно обеспечить такую же уплотняющую способность и температурное состояние поршневой группы при двух компрессионных кольцах, как и при трех. Этот эффект достигается благодаря аккумулярованию давления газов в пространстве между компрессионными кольцами в течение цикла при наличии промежуточной канавки. Давление газов пере-

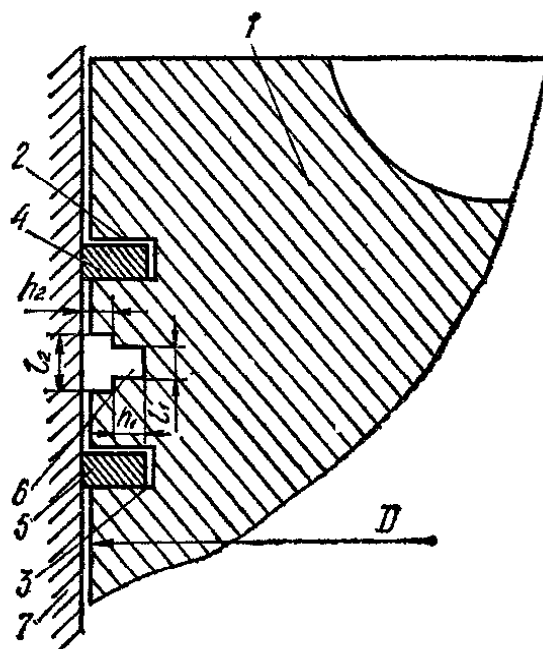


Рис. 6. Схема поршня с промежуточной канавкой:

1 — поршень; 2 и 3 — канавки для поршневых колец; 4 и 5 — поршневые кольца; 6 — промежуточная канавка; 7 — гильза цилиндра.

распределяет силы, действующие на компрессионные кольца в осевом направлении: первое кольцо прижимается к верхнему, а второе — к нижнему торцу соответствующих канавок поршня. Благодаря этому снижается прорыв газов через кольцевое уплотнение и улучшается отвод тепла от поршня. Такие поршни (рис. 6) применяются в двигателях зарубежного производства.

Эффективный способ решения проблемы сохранения подвижности поршня при минимальном зазоре — применение поршней терморегулируемых и с принудительным охлаждением.

В терморегулируемых поршнях осуществляется ограничение теплового расширения юбки путем заливки в ее тело вставок из материала с меньшим коэффициентом расширения, чем у основного металла поршня. Терморегулирование достигается как путем заливки двух отдельных поперечных пластин в зоне бобышек, так и путем заливки стальных колец прямоугольного поперечного сечения непосредственно над бобышками. При этом используют цельные, с разрывом, зубчатые кольца (для увеличения поверхности контакта и лучшего закрепления), а также полукольца.

При остывании отливки такого поршня вставки создают напряженное состояние и препятствуют значительному сокращению диаметра юбки. При нагревании поршня до рабочей температуры вставки, наоборот, ограничивают его тепловое расширение. Таким образом, общий диапазон температурного изменения диаметральных размеров поршня с вставками значительно снижается.

Снижение тепловой напряженности поршней достигается охлаждением их посредством струйной подачи масла на днище. Сопла могут располагаться неподвижно вблизи нижней мертвой точки поршня либо находиться на верхней головке шатуна. В обоих случаях такое охлаждение поршня позволяет снизить температуру наиболее нагретых точек поршня не более чем на 20 град. Конструкция поршня охлажденного струей масла, направленной из неподвижного сопла, встречается наиболее часто.

В высокофорсированных двигателях применяют охлаждение поршня с помощью прокачки масла через специальную кольцевую полость в головке поршня. Кольцевую полость при отливке поршня выполняют либо с

помощью введения специальных солевых стержней, которые после застывания металла растворяются, образуя необходимую полость, либо путем соответствующей механической обработки и изготовления поршня из двух частей с последующей их сваркой. Масло подводится в полость через вертикальный канал конического сечения, в который входит неподвижное сопло при подходе поршня к н. м. т. Масло сливается из полости через аналогичный канал на диаметрально противоположной стороне поршня. Применение такой системы охлаждения позволяет снизить температуру наиболее нагретых точек на 60. . .80 град.

Наибольшее распространение в качестве материала для поршней получили сплавы алюминия с кремнием, легируемые присадками никеля и меди. При использовании алюминиевого сплава для поршней достигается уменьшение потерь на трение, снижение массы и габаритных размеров двигателя, а также возможность значительного форсирования его по скоростному режиму.

Для современных тракторных и автомобильных двигателей, как правило, применяют литые поршни с нирезистовой вставкой под первое компрессионное кольцо. Применение износостойкой вставки из нирезистового чугуна обеспечивает повышение износостойкости сопряжения поршня с верхним компрессионным кольцом более чем в два раза. Поршни с залитой износостойкой вставкой находят широкое применение в двигателях КамАЗ, ЗИЛ, СМД и др.

При температурах до 300°C штампованным материалам свойственна более высокая прочность, чем одинаковым по составу литым, поэтому штампованные поршни находят в настоящее время применение в тракторных и автомобильных двигателях. Однако у штампованных поршней заделка износостойких вставок связана с некоторыми трудностями и требует дальнейшего совершенствования. При высоком форсировании двигателя некоторые зарубежные фирмы используют в литых поршнях объединенные вставки под два верхних кольца. Литые поршни без вставок под первое компрессионное кольцо находят применение в настоящее время только в двигателях с низкой удельной мощностью или небольшим сроком службы.

Снижение теплонапряженности алюминиевых поршней форсированных двигателей в настоящее время дости-

гается как нанесением теплоизоляционных керамических покрытий, так и твердым анодированием поверхностей днища и камеры сгорания в поршне. Эффективная защита камеры сгорания в поршне от образования термических трещин достигается также путем армирования ее кромки жаропрочным материалом.

§ 3. Условия работы, конструктивные особенности и материалы поршневых колец. Причины изнашивания

Основные функции поршневых колец: уплотнение поршня в цилиндре, передача тепла от поршня к цилиндру и предотвращение попадания смазки в камеру сгорания.

Компрессионные кольца работают в тяжелых условиях, особенно верхнее. В результате непосредственного соприкосновения с горячими газами, а также ввиду большой работы трения, производимой кольцом, оно подвергается сильному нагреву, поэтому возникают большие трудности в обеспечении надежного смазывания его, особенно при положении поршня в в. м. т. В этой зоне два первых кольца практически работают в условиях полусухого трения, что вызывает повышенный износ их и соответственного участка цилиндра. Толщина слоя смазки между кольцом и цилиндром меньше, чем между торцевой поверхностью кольца и канавкой поршня, в результате чего коэффициент теплопередачи между кольцом и цилиндром в три-пять раз больше, чем между торцевыми поверхностями кольца и канавки поршня. Поэтому градиент температур между кольцом и цилиндром меньше, чем между кольцом и поршнем, и для снижения температуры поршня наибольшее значение имеет увеличение радиальной толщины кольца, а не его высоты.

В конструкции поршневых колец большую роль играют форма поперечного сечения, свойства их материала, чистота обработки рабочих поверхностей и тип покрытия, что определяет упругость, приспособляемость к стенкам цилиндра и характер распределения давления на эти стенки, зазоры в замке и между кольцом и канавкой поршня.

На рисунке 7 приведены схемы поршневых колец, наиболее широко используемых в тракторных дизелях. На рисунке 8 приведены схемы поршневых колец, ре-

комендуемых для современных отечественных автомобильных двигателей.

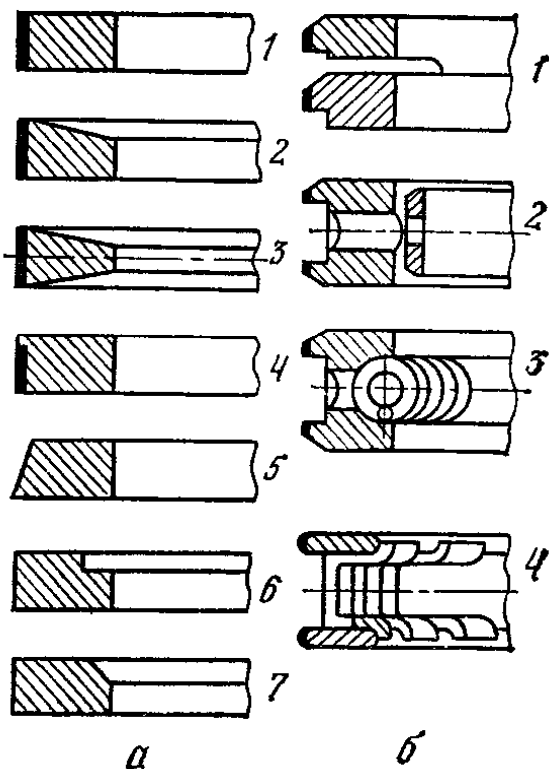
Компрессионные кольца для верхней поршневой канавки обычно имеют прямоугольную или трапециевидную форму.

Прямоугольные кольца просты по конструкции и в изготовлении, хорошо уплотняют надпоршневое пространство. Силы давления газов, действуя на кольцо, плотно закрывают газовый стык по нижнему торцу и по рабочей поверхности, что способствует хорошему уплотнению и повышенной теплоотдаче от поршня к цилиндру. В прямоугольных кольцах с относительно большой высотой для улучшения смазывания на рабочей цилиндрической поверхности протачивают одну или несколько кольцевых канавок со скруглениями или слегка коническими кромками.

Трапециевидные кольца меньше закоксовываются, чем прямоугольные, так как при их радиальных перемещениях резко изменяется объем торцового зазора между кольцом и канавкой. Это увеличивает прокачку масла через зазор и устраняет условия для коксования масла в нем. Однако трапециевидные кольца и поршни с трапециевидными канавками более сложны в изготовлении и дороже. Кроме того, у трапециевидных колец, и прежде всего с двусторонней трапецией, более часто наблюдаются поломки и износы как самого кольца, так и канавки, чем у прямоугольных колец. Кольца с двусторонней трапецией в сечении имеют лучшие газуплотнительные и теплопередающие свойства, чем с односторонней трапецией. Это достигается симметрич-

Рис. 7. Конструктивные схемы поршневых колец тракторных дизелей:

а — компрессионные: 1 и 4 — прямоугольные; 2 и 3 — трапециевидные; 5 — коническое; 6 и 7 — торсионные; *б* — маслосъемные: 1 — скребковые; 2 и 3 — коробчатые с радиальными расширителями; 4 — стальные витые с двухфункциональным расширителем.



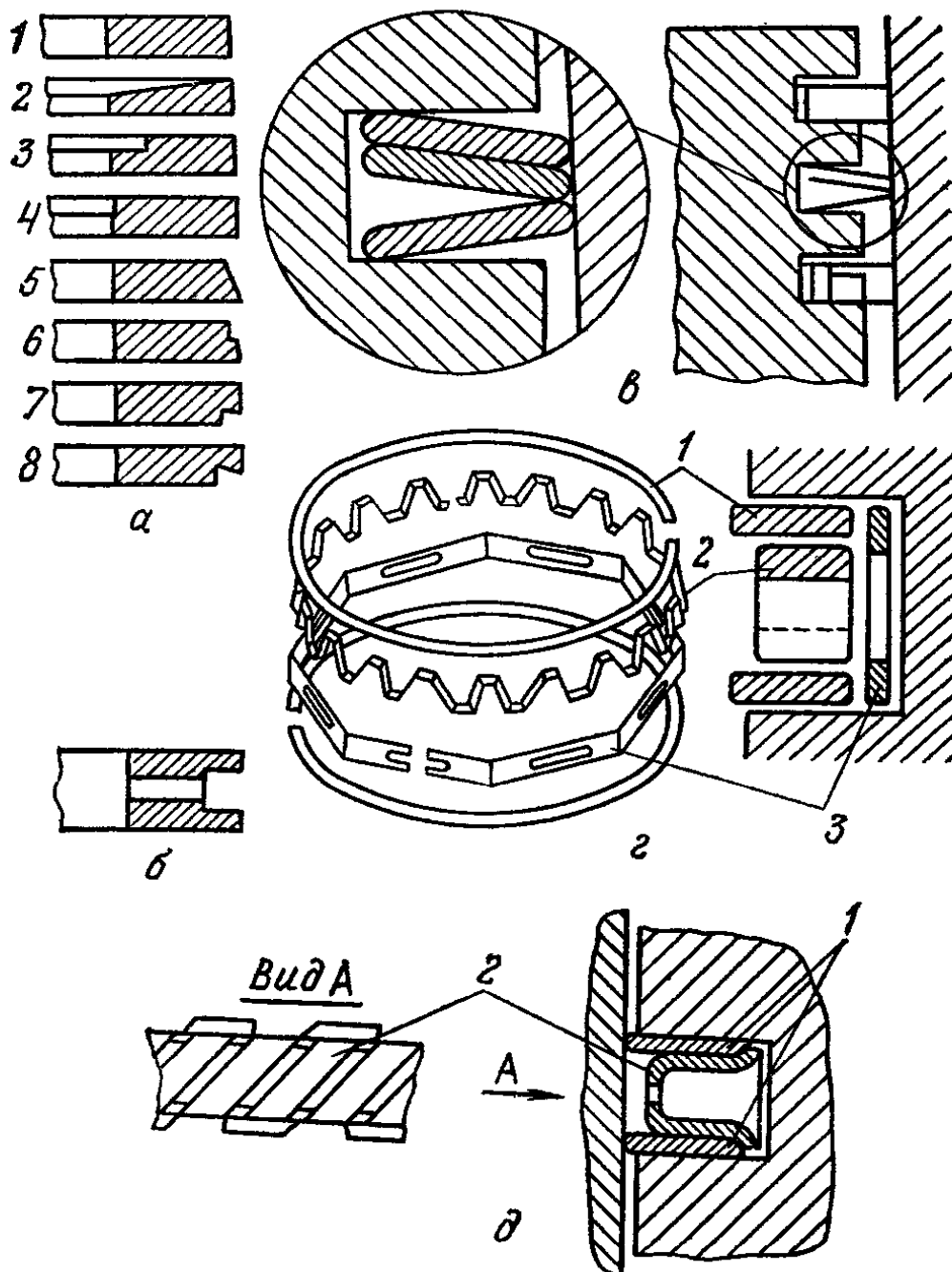


Рис. 8. Конструктивные схемы поршневых колец автомобильных двигателей:

a — компрессионные чугуины: 1 — прямоугольное; 2 — трапециевидное; 3 и 4 — торсионные; 5 и 6 — конические; 7 и 8 — скребковые; *б* — маслоъемное чугунное коробчатое; *в* — стальные витые компрессионные; 1 — стальное витое четырехэлементное маслоъемное; 2 — осевой расширитель; 3 — радиальный расширитель; *г* — стальное витое трехэлементное маслоъемное: 1 — кольцевые элементы; 2 — двухфункциональный расширитель.

ным сечением кольца, что дает возможность всей рабочей поверхности прилегать к стенке цилиндра и к конической нижней торцевой канавке поршня. Кольцо с односторонней трапецией вследствие несимметричности сечения обладает свойством торсионного кольца, т. е. оно скручивается при сжатии.

Конические компрессионные кольца имеют хорошую приработку, так как вначале кольцо прилегает к цилиндру только нижней кромкой. Кольцо такого типа в период приработки имеет повышенные маслосъемные, но пониженные газоплотнительные свойства. Теплоотдача от кольца к цилиндру в этот период понижена, что приводит к некоторому увеличению температурного состояния деталей поршневой группы. Такие кольца ввиду специфичности их работы обычно устанавливают во вторую и третью канавку поршня. В некоторых случаях кольца с углом конуса до 15° ставятся в верхнюю канавку.

Торсионные компрессионные кольца имеют на внутренней поверхности, в верхней части, выточки или фаски. Вследствие этого кольцо в рабочем состоянии принимает слегка тарельчатую форму, так что нижняя кромка выступает несколько сильнее наружу и соприкасается с рабочей поверхностью цилиндра. Это позволяет кольцу приобретать хорошие маслосъемные качества и быстро прирабатываться. Однако при специфичном скручивании и перекосе такого кольца уменьшается осевой зазор в поршневой канавке, что способствует пригоранию и поломке кольца. Поэтому торсионные кольца целесообразно применять в промежуточных канавках поршня.

Скребокковые компрессионные кольца благодаря наличию проточки в нижней части рабочей поверхности дополнительно приобретают свойства маслосъемных колец. Такие кольца целесообразно применять в качестве нижних компрессионных, если маслосъемные кольца недостаточно эффективны. Вследствие несимметричности сечения при сжатии кольца соскабливающая кромка прижимается к цилиндру с повышенным давлением.

Компрессионные кольца, предназначенные для установки в эксплуатации в изношенные цилиндры, выполняют с небольшой выточкой на верхней кромке рабочей поверхности. Эта выточка исключает поломку верхнего кольца в результате предотвращения набегания кромки кольца на уступ, образующийся в верхней части цилиндра при его изнашивании. Своевременная замена изношенных поршневых колец специальным ремонтным комплектом обеспечивает увеличение срока службы двигателя до капитального ремонта на 30. . .50%.

Основной материал компрессионных колец — серый перлитный хромотитаномедистый чугун, легированный

молибденом, ванадием или вольфрамом. Для верхних поршневых канавок форсированных дизелей и карбюраторных двигателей все чаще применяют компрессионные кольца из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом, а также из специальных чугунов, структура которых формируется путем различных термических обработок.

Рабочие поверхности верхних компрессионных колец для повышения их износостойкости покрывают слоем хрома. Для облегчения приработки на поверхности хрома образуют специальный пористый слой небольшой толщины. В этом случае пористый внешний слой хрома в эксплуатации быстро истирается в местах высокого удельного давления, при этом заеданию и задиру препятствует скопившееся в порах масло.

Для колец высокофорсированных дизелей хромовому покрытию придается бочкообразная форма путем соответствующей механической обработки. Это обеспечивает лучшую способность приработки, резко снижает износ и исключает возможность появления задира колец в цилиндре. Для некоторых двигателей поверх слоя хрома или непосредственно на основной материал колец наносят молибденовый слой толщиной до 0,25 мм. Молибденовое покрытие благодаря высокой температуре плавления, высокой твердости и наличию микропор, хорошо удерживающих смазку, имеет высокие антизадирные и повышенные противоизносные свойства.

В последние годы в высокофорсированных двигателях находят все большее применение стальные компрессионные кольца. Так, например, использование верхних компрессионных колец из нержавеющей стали типа Х12М в высокофорсированных дизелях обеспечивает не только их большую прочность, но и высокую износостойкость при работе в паре с хромокремнистой гильзой цилиндра.

Стальные витые кольца находят широкое применение как для новых двигателей, так и при ремонте и постановке поршневых колец в изношенные цилиндры. Эти кольца в комплекте имеют хорошую прирабатываемость и приспособляемость к изношенным и деформированным цилиндрам, а также упругость в осевом направлении, исключаящую насосные действия колец в изношенных канавках поршня. Однако такие кольца не обеспечивают необходимый отвод тепла от поршня и не исполь-

зуются в качестве первого, а в дизелях обычно и второго компрессионных колец.

Маслосъемные кольца работают в менее тяжелых условиях, чем компрессионные, так как подвергаются воздействию менее высоких давлений и температур и имеют лучшие условия смазывания.

Ранее распространялось мнение, что расположение ниже поршневого пальца маслосъемного кольца необходимо для предварительного дозирования масла на направляющей поверхности поршня. Это мнение оказалось несостоятельным. Применяемые в настоящее время маслосъемные кольца обладают повышенной приспособляемостью к геометрии стенок цилиндра, не теряют своей работоспособности в течение требуемого срока службы и обеспечивают удовлетворительный удельный расход масла при работе в цилиндрах, подвергающихся механической и термической деформации. Поэтому в большинстве современных тракторных и автомобильных двигатели имеют по одному маслосъемному кольцу, устанавливаемому над поршневым пальцем.

В качестве маслосъемных поршневых колец широко используют как чугунные коробчатые или скребковые, так и стальные витые кольца.

На зарубежных дизелях преимущественное распространение получили коробчатые кольца с расширителями, на отечественных — более широко используются скребковые и стальные витые кольца.

В карбюраторных двигателях широко применяют стальные сборные маслосъемные кольца ввиду их особенно высокой приспособляемости к цилиндрам. Наиболее эффективное средство для повышения долговечности чугунных маслосъемных колец — хромирование их рабочей поверхности с пористым слоем, который составляет третью часть от общей толщины покрытия. Для изготовления элементов составных поршневых колец применяют пружинную ленту из стали марок У8А, У10А, 50Г, 65Г или других с аналогичными свойствами.

Целесообразность применения различных типов поршневых колец определяется главным образом технологичностью и стоимостью их изготовления, уровнем форсирования двигателя, а также качеством используемого масла.

§ 4. Конструктивные особенности шатунов и применяемые материалы для их изготовления

Шатун — важный элемент двигателя. Он подвержен воздействию переменных по значению и направлению газовых и инерционных сил, которые нагружают его как в продольном, так и в поперечном направлении.

Особое внимание в настоящее время уделяется разработке конструкции шатуна для форсированных двигателей. Конструктивное исполнение шатуна и используемые материалы для его изготовления должны отвечать главному требованию — максимальной жесткости при минимальных габаритах и массе шатуна.

Основные элементы шатуна: верхняя (поршневая) головка, стержень, нижняя (кривошипная) головка (рис. 9).

Конструкция верхней головки шатуна определяется размерами поршневого пальца, соединяющего шатун с поршнем, и способом крепления его в поршне. Преимущественное распространение в тракторных и автомобильных шатунах получили неразъемные верхние головки с

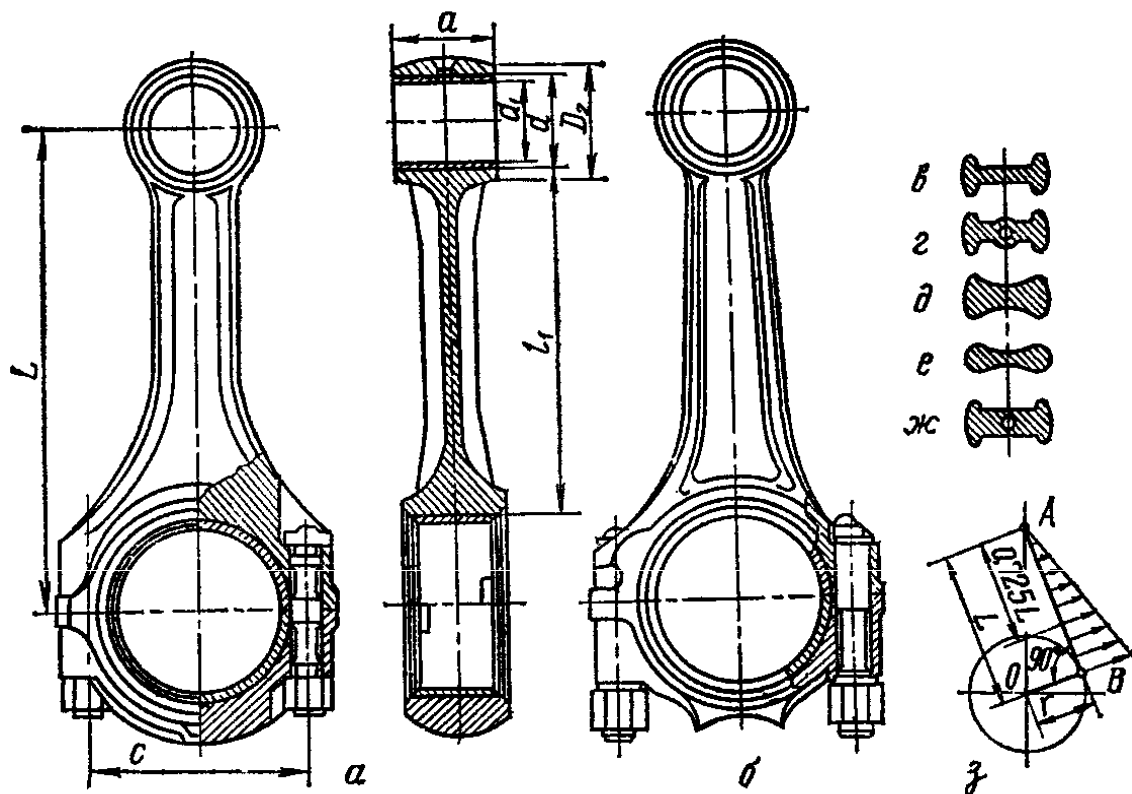


Рис. 9. Конструктивные схемы шатунов:

а — дизеля; *б* — карбюраторного двигателя; формы сечения: *в* — без масляного отверстия; *г* — с масляным отверстием; *д* — дизелей фирм «Рено», «Перкинс», «Саме», «Форд»; *е* — дизелей «Дойтц»; *ж* — дизелей фирм «Лейланд», «Джон Дир»; *з* — схема нагружения стержня шатуна инерционными силами в поперечном направлении.

плавающими пальцами. Если применяется поршень из алюминиевого сплава, то проворачивание его в бобышках возможно только после нагрева поршня до 100... 120° С.

В поршневые головки шатуна запрессовывают с некоторым натягом бронзовые или биметаллические (стальные с заливкой тонкого слоя бронзы) втулки. Хорошие результаты дает применение биметаллических втулок из стальной полосы или трубы с плакированным слоем бронзы БрОФ 6,5-0,15 толщиной 0,3... 0,5 мм. У некоторых шатунов быстроходных дизелей поршневые головки имеют бобышки, предназначенные для подгонки требуемой массы путем съема металла. Число бобышек обычно не более двух. У шатунов с точной штамповкой (чеканкой) заготовок или с полной механической их обработкой, включая полирование, бобышек нет.

Стержни шатунов тракторных и автомобильных двигателей обычно имеют двутавровое сечение. Для обеспечения равнопрочности по длине шатуна площадь сечения увеличивается от верхней к нижней головке. Стержень шатуна обычно симметричен относительно продольной оси кривошипной головки. В отдельных случаях стержень шатуна смещен по отношению к кривошипной головке. Это позволяет при двухпролетных валах уменьшить расстояние между осями цилиндров и длину двигателя, но в подобных конструкциях наблюдается неравномерный износ шатунных шеек и вкладышей по ширине. В некоторых шатунах выполняют сверление по всей длине стержня для подачи смазки к верхней головке.

Двутавровая форма сечения стержней шатунов большинства зарубежных дизелей характеризуется развитыми полками и сравнительно тонкой перемычкой. Однако шатуны некоторых зарубежных дизелей имеют утолщенную перемычку и полки с увеличенными радиусами перехода (рис. 9, *д* и *е*).

Сечение стержня шатуна некоторых зарубежных дизелей отличается большой толщиной перемычки, что позволяет обойтись без радиусного утолщения вокруг масляного отверстия (рис. 9, *ж*).

Нижняя (кривошипная) головка — наиболее сложный конструктивный элемент шатуна. Она должна иметь высокую жесткость для обеспечения надежной работы шатунных вкладышей, минимальные размеры и мас-

су для снижения инерционной силы; плавные переходы во избежание концентрации напряжений, обеспечить возможность демонтажа шатуна через цилиндр. Наиболее распространенные шатуны имеют кривошипную головку с прямым плоским разъемом (под углом 90° к главной оси шатуна). Крышку и шатун соединяют, как правило, закладными болтами с гайками. Для увеличения жесткости крышки кривошипных головок выполняют с одним или двумя ребрами.

В некоторых двигателях (при увеличенных размерах шатунной шейки) кривошипные головки делают с косым разъемом. Плоскость разъема располагают под углом $40 \dots 60^\circ$ к главной оси шатуна. Стыковые поверхности в этом случае выполняются не только плоскими (дизели СМД, МАН), но и шлицевыми (дизели ЯМЗ, А-41, А-01, «Зетор», «Фиат»), а также ступенчатыми типа «высота—впадина» (дизели «Кейс», «Джон Дир»).

Крышку фиксируют относительно кривошипной головки шатуна следующими способами: посредством точно обработанного пояска шатунного болта, входящего в соответствующие отверстия в шатуне и крышке; штифтами в шатунной крышке; используя выступы и впадины стыковых поверхностей; промежуточной втулкой, располагаемой между отверстием в шатуне и крышке и направляющим пояском шатунного болта.

Для создания надежного прилегания крышки при сборке шатуна болты предварительно затягиваются с усилием, в два-три раза превышающим растягивающую силу, возникающую при работе двигателя. Таким образом, шатунные болты, находясь в напряженном состоянии, подвергаются воздействию переменных нагрузок от силы инерции поступательно движущихся и вращающихся масс. Кроме того, на болты действуют изгибающие нагрузки, возникающие вследствие деформации крышки нижней головки шатуна, а также из-за возможной непараллельности опорных поверхностей под головкой болта и гайкой.

Разрыв шатунных болтов на работающем двигателе, вызывающий большие разрушения основных деталей, может происходить из-за недостаточной или чрезмерной их затяжки, а также вследствие усталостных напряжений изгиба.

§ 5. Основные требования, предъявляемые к шатунным вкладышам

В условиях постоянного роста уровня форсирования тракторных и автомобильных двигателей как по скоростному режиму, так и по среднему эффективному давлению предъявляются повышенные требования к работоспособности шатунных вкладышей, так как они работают в более тяжелых условиях, чем коренные. Это объясняется прежде всего их неравномерной нагруженностью. На верхнюю половину шатунного подшипника действует непродолжительная, но большая по значению нагрузка от газовых сил, а на нижнюю более длительно — от силы инерции поступательно движущихся и вращающихся масс. Кроме того, подвод смазки к шатунным подшипникам более затруднителен, чем к коренным.

Практически все современные тракторные и автомобильные двигатели имеют тонкостенные взаимозаменяемые шатунные вкладыши, которые устанавливают в кривошипную головку шатуна с натягом. Требуемый натяг обеспечивается удлинением дуги вкладыша на величину его сжатия по периметру постели при установке в расточку подшипника и затяжке болтами. Удлинение или «выступление» вкладыша из постели измеряют при приложении определенной нагрузки, которая обеспечивает прилегание вкладыша к постели и выбор всех первоначальных зазоров.

В отечественных двигателях с диаметром шатунной шейки до 100 мм удлинение вкладыша находится в пределах 0,03. . . 0,05 мм, а свыше 100 мм — 0,05. . . 0,1 мм.

Фирмы США и Италии рекомендуют принимать удлинение 0,025. . . 0,03 мм при диаметре шейки вала до 100 мм и 0,05 мм — при большем диаметре.

К другим основным параметрам вкладыша подшипника относятся распрямление в свободном состоянии и форма расточки.

Распрямление характеризует увеличение диаметра вкладыша в плоскости разъема, обеспечивающее прилегание вкладыша к постели при сборке. Его выбирают в зависимости от диаметра и толщины вкладыша: чем меньше толщина вкладыша, тем больше распрямление. Толщина шатунных вкладышей для карбюраторных двигателей находится в пределах 1,5. . . 2 мм и для дизелей — 2,5. . . 3 мм.

Форма расточки внутренней поверхности вкладышей зависит от жесткости и точности выполнения сопряженных деталей, в которых сделана расточка подшипника.

В зарубежной практике широко распространена цилиндрическая форма расточки вкладышей. Но при недостаточной жесткости корпус подшипника может деформироваться, что приводит к уменьшению диаметра постели в зоне разъема вкладышей. Это ухудшает условия смазывания. Во избежание этого в отечественных двигателях выполняют эксцентричную расточку, при которой толщина вкладыша в зоне плоскостей разъема несколько меньше, чем в зоне диаметрального сечения, перпендикулярного плоскости разъема.

Обеспечение точной посадки вкладышей в постель, а также создание условий оптимального нагружения и надежного смазывания в значительной степени зависят от конструктивного исполнения основных элементов вкладышей. К ним относятся: скосы (холодильники) на внутренней поверхности у плоскости разъема, отверстия и канавки для смазывания и фиксирующие устройства. Наличие скосов (холодильников) улучшает отвод масла из подшипника. В шатунных вкладышах маслораспределительные круговые канавки выполняют только при подаче масла к верхней головке шатуна. Следует отметить, что эти канавки ухудшают несущую способность подшипника, так как перерезают зону давлений масляного слоя, и по этой причине их нежелательно выполнять в шатунных подшипниках, которые более нагружены, чем коренные. Вкладыши фиксируют в расточке специальными отогнутыми усиками, что облегчает сборку подшипникового узла. От проворачивания вкладышей усики практически не предохраняют.

Условия эксплуатации тракторных и автомобильных двигателей предъявляют повышенные требования к антифрикционным материалам подшипников. Увеличение нагрузок на подшипники коленчатого вала этих двигателей в связи с их форсированием привело к резкому сокращению применения баббитов в качестве антифрикционного материала подшипников и широкому применению сплавов на основе меди и алюминия.

Сплавы на медной основе (свинцовистые и оловянно-свинцовистые бронзы) и алюминиевые сплавы (системы Al—Sn) по своей несущей способности практически равноценны, но алюминивно-оловянистые сплавы меньше

изнашивают шейку вала, быстрее прирабатываются, обладают более высокой противозадирной стойкостью, меньшей чувствительностью к сорту масла, применяемого в двигателях.

В настоящее время оба вида подшипниковых материалов широко применяются в двигателестроении и выпускаются во многих странах.

Наиболее современны, так называемые, многослойные подшипники, состоящие из стальной основы, бинарной свинцовистой бронзы, никелевого слоя, рабочего слоя из свинцово-оловянисто-медного баббита и прирабочного слоя из олова. Наибольшее развитие получают биметаллические подшипники с антифрикционным слоем из алюминиевых сплавов.

Для отечественных автомобильных двигателей организовано производство отвечающих современному техническому уровню сталеалюминиевых и сталебронзовых вкладышей. Сталеалюминиевые вкладыши в качестве антифрикционного материала имеют высокооловянистый алюминиевый сплав АМО1-20. Между слоем из антифрикционного сплава АМО1-20 и стальной основой расположен промежуточный технологический слой из чистого алюминия. Сталебронзовые вкладыши в качестве антифрикционного материала имеют сплав БрС30.

Для отечественных тракторных дизелей применяют сталеалюминиевые вкладыши. В качестве антифрикционного материала используют алюминиевые сплавы АО20 и АО6. Для тракторных модификаций автомобильных дизелей используют свинцовистую бронзу БрС30.

Значительное повышение надежности и долговечности подшипников обеспечивается высокой точностью обработки и чистотой трущихся поверхностей, применением эффективных прирабочных покрытий и улучшением фильтрации масла. Для улучшения работоспособности подшипников, изготовляемых из прочных антифрикционных материалов, их покрывают тонким слоем (0,02. . . 0,04 мм) сплава свинца с оловом.

Покрытие улучшает приспособляемость к деформациям вала, поглощает мелкие абразивные частицы, предотвращает явления схватывания в период приработки и повышает усталостную прочность основного антифрикционного материала. Эти покрытия необходимо применять в высоконагруженных подшипниках из антифрикционных сплавов типа АО6 и БрС30.

§ 6. Условия работы коленчатых валов и их конструктивные особенности

Коленчатый вал относится к числу наиболее ответственных, напряженных и дорогостоящих деталей двигателя. Газовые и инерционные силы создают значительные скручивающие и изгибающие напряжения в нем. Кроме того, периодически изменяющиеся крутящие моменты вызывают крутильные колебания вала, которые значительно повышают напряжения кручения. Шейки вала подвергаются переменным нагрузкам, достигающим больших значений, вызывающих повышенный износ.

Надежность и долговечность работы коленчатого вала определяются усталостной прочностью вала, износостойкостью шеек и вкладышей подшипников, склонностью к задирам пары шейка—подшипник, а также в значительной степени зависят от степени несоосности коренных опор и биения коренных шеек вала.

Повышение прочности коленчатого вала достигается улучшением его конструкции и материала, повышением жесткости до оптимальной, устранением концентраторов напряжения, применением полноопорных схем, гасителей крутильных колебаний, прогрессивных методов термической обработки и покрытий. Положительно влияет на надежность работы коленчатого вала снижение жесткости рабочего процесса, а также обеспечение равномерного крутящего момента.

Конструкция коленчатого вала зависит от числа и расположения цилиндров, порядка работы и тактности двигателя. Коленчатые валы V-образных двигателей короче, чем у рядных, и менее чувствительны к крутильным колебаниям.

Новые модели рядных двигателей грузовых автомобилей имеют полноопорные коленчатые валы, т. е. коренные подшипники располагаются с обеих сторон шатунной шейки. Коленчатые валы рядных тракторных двигателей также выполняют полноопорными. При такой форме коленчатого вала представляется возможным уменьшить изгибающие моменты и напряжения. В V-образных двигателях коренные опоры вала располагают через каждый отсек двух цилиндров, шатуны которых опираются на одну шейку вала.

Коленчатые валы современных двигателей штампуют из стали или отливают из специальных чугунов. Для

штампованных валов применяют среднеуглеродистые и марганцовистые стали. Коленчатые валы высоконагруженных дизелей выполняют из легированных сталей, имеющих повышенные пределы прочности, текучести и усталости.

В настоящее время широко применяют литые коленчатые валы из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом в автомобильных карбюраторных двигателях (ЗМЗ, ВАЗ и др.). Литые коленчатые валы отличаются меньшей массой и стоимостью изготовления. Графит в структуре чугуна улучшает антифрикционные свойства и снижает износ шеек.

С повышением частоты вращения коленчатого вала многоцилиндровых двигателей они должны иметь противовесы, разгружающие коренные подшипники. Однако применение противовесов имеет и отрицательные стороны. При наличии противовесов момент инерции приведенных масс кривошипа значительно повышается, что приводит к понижению частоты собственных колебаний системы вала. В многоцилиндровых двигателях с высокой частотой вращения коленчатого вала для гашения крутильных колебаний применяют гасители (демпферы).

В тракторных и автомобильных двигателях наибольшее распространение имеют гасители крутильных колебаний внутреннего (резиновые) и жидкостного (вязкостные) трения. Их устанавливают на переднем конце коленчатого вала, где амплитуды колебаний максимальны (рис. 10).

Резиновые демпферы отличаются простотой конструкции, так как вращающаяся масса соединена с резиновым слоем методом обычной вулканизации. Вращающиеся массы в резиновых демпферах могут иметь любую форму в зависимости от условий размещения демпфера. Однако стабильность упругих показателей демпфера до-

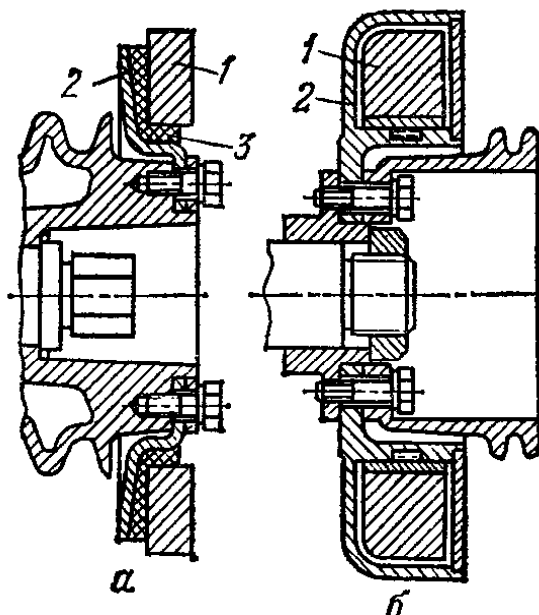


Рис. 10. Конструкция гасителей крутильных колебаний:

a — резинового; *б* — вязкостного, заполненного силиконом; 1 — инерционная масса; 2 — корпус гасителя; 3 — резиновый упругий элемент.

вольно быстро нарушается из-за старения резины и эффективность его работы снижается.

Вязкостные демпферы несколько сложнее в изготовлении, но более надежно и стабильно сохраняют рабочие свойства, поэтому имеется тенденция к их более широкому использованию на тракторных и автомобильных двигателях. Такие демпферы представляют собой запаянный кожух, внутри которого размещена инерционная масса. Зазоры и небольшую полость в корпусе с внутренней стороны массы заполняют силиконовой жидкостью с нужной характеристикой вязкости. Для заправки жидкости в корпусе имеется специальное отверстие, которое после заправки герметично закрывают. Переменные упругие свойства в этом демпфере достигаются в результате изменения зазора, в котором находится жидкость.

Глава 4

МЕХАНИЗМ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

§ 1. Условия работы и основные требования, предъявляемые к механизму газораспределения

В четырехтактных двигателях на долю газообмена затрачивается до 65. . .70% общего времени, приходящегося на рабочий процесс. Многолетний опыт производства и эксплуатации тракторных и автомобильных двигателей показывает, что бесперебойная их работа во многом зависит от надежности механизма газораспределения. Поломка клапанных пружин, обрыв и рассыхание клапанов, износы седел клапанов, поверхностей рабочего профиля кулачков и толкателей, деформация штанг — это далеко не полный перечень неисправностей, которые в значительной степени снижают общий уровень надежности и долговечности двигателей.

Современная тенденция развития тракторных и автомобильных двигателей характеризуется непрерывным увеличением их форсирования по среднему эффективному давлению и частоте вращения коленчатого вала, что вызывает рост динамических и термических нагрузок на детали механизма газораспределения. На стадии проектирования форсированных двигателей долговечность механизма газораспределения, и в первую очередь клапа-

нов, оценивают примерно в четыре раза ниже, чем, например, блок-картера, коленчатого вала, турбокомпрессора, и в два раза ниже, чем долговечность поршней и головок цилиндров.

В современных тракторных и автомобильных двигателях применяют механизмы с механическим клапанным пружинным приводом и нерегулируемыми фазами газораспределения. Основное преимущество клапанных механизмов газораспределения перед другими типами — это надежная герметизация полости цилиндра. Кроме того, эти механизмы отличаются простотой конструкции, надежны в работе и имеют сравнительно невысокую стоимость изготовления и ремонта. При проектировании клапанного механизма для форсированных двигателей необходимо по возможности выполнять условия получения максимально возможного проходного сечения клапанов и снижать поступательно движущиеся массы. Взаимная противоречивость этих требований предопределяет компромиссность выбора окончательного решения.

При механическом приводе закон движения клапанов определяется исключительно профилем кулачка распределительного вала, а фазы подбирают из условия оптимального протекания процессов газообмена в двигателе на номинальном режиме. Следовательно, для других эксплуатационных режимов выбранные фазы будут неоптимальными, что существенно ухудшает среднеэксплуатационные технико-экономические показатели тракторных и автомобильных двигателей.

При нерегулируемых фазах газораспределения пропускная способность клапанов характеризуется величиной «время-сечение», которая с увеличением скоростного режима двигателя уменьшается, особенно для высокооборотных двигателей, что отрицательно сказывается на процессе газообмена. Поэтому для форсированных по скоростному режиму двигателей более целесообразно расширение фаз газораспределения, т. е. клапаны должны открываться с большим опережением и закрываться с большим запаздыванием.

В двигателях с турбонаддувом наблюдается увеличение перекрытия клапанов для снижения термической напряженности деталей, образующих камеру сгорания, и выпускных органов на номинальном режиме работы, но при этом ухудшается наполнение цилиндров при работе двигателя на малых нагрузках и холостом ходу.

§ 2. Конструктивные особенности привода механизма газораспределения современных двигателей

Современные тракторные и автомобильные двигатели имеют верхнее расположение клапанов, что обеспечивает хорошую компактность камеры сгорания. Наибольшее распространение в таких двигателях получили двухклапанные механизмы газораспределения с однорядным расположением клапанов. В двигателях большой размерности находят применение четырехклапанные механизмы. Проведенные исследования в нашей стране и за рубежом показывают, что применение четырехклапанных механизмов газораспределения приводит к уменьшению инерционной нагрузки, действующей на клапаны, и повышению жесткости их тарелок, в результате чего увеличивается срок службы двигателей.

По способу управления клапанами механизмы газораспределения современных тракторных и автомобильных двигателей разделяются на механизмы с нижним и верхним распределительными валами.

Нижнее расположение распределительного вала. Положительная сторона механизмов с нижними распределительными валами — простая конструкция и компактность привода распределительного вала. При проектировании механизма привода для форсированных двигателей стремятся по возможности приблизить распределительный вал к клапанам, что позволяет уменьшить поступательно движущиеся массы и увеличить общую жесткость механизма привода.

Наиболее перспективными механизмами привода для карбюраторных высокофорсированных по скоростному режиму двигателей, а также для дизелей, имеющих четырехклапанные головки цилиндров, следует считать конструкции с верхним расположением газораспределительного вала.

Верхнее расположение распределительного вала позволяет уменьшить массу и увеличить жесткость механизма привода клапанов, кроме того, дает возможность улучшить наполнение двигателя свежим зарядом путем улучшения формы впускных и выпускных каналов.

Распределительный вал приводится во вращение от коленчатого вала через шестеренные передачи непосредственно, с промежуточными валами, с цепной, зуб-

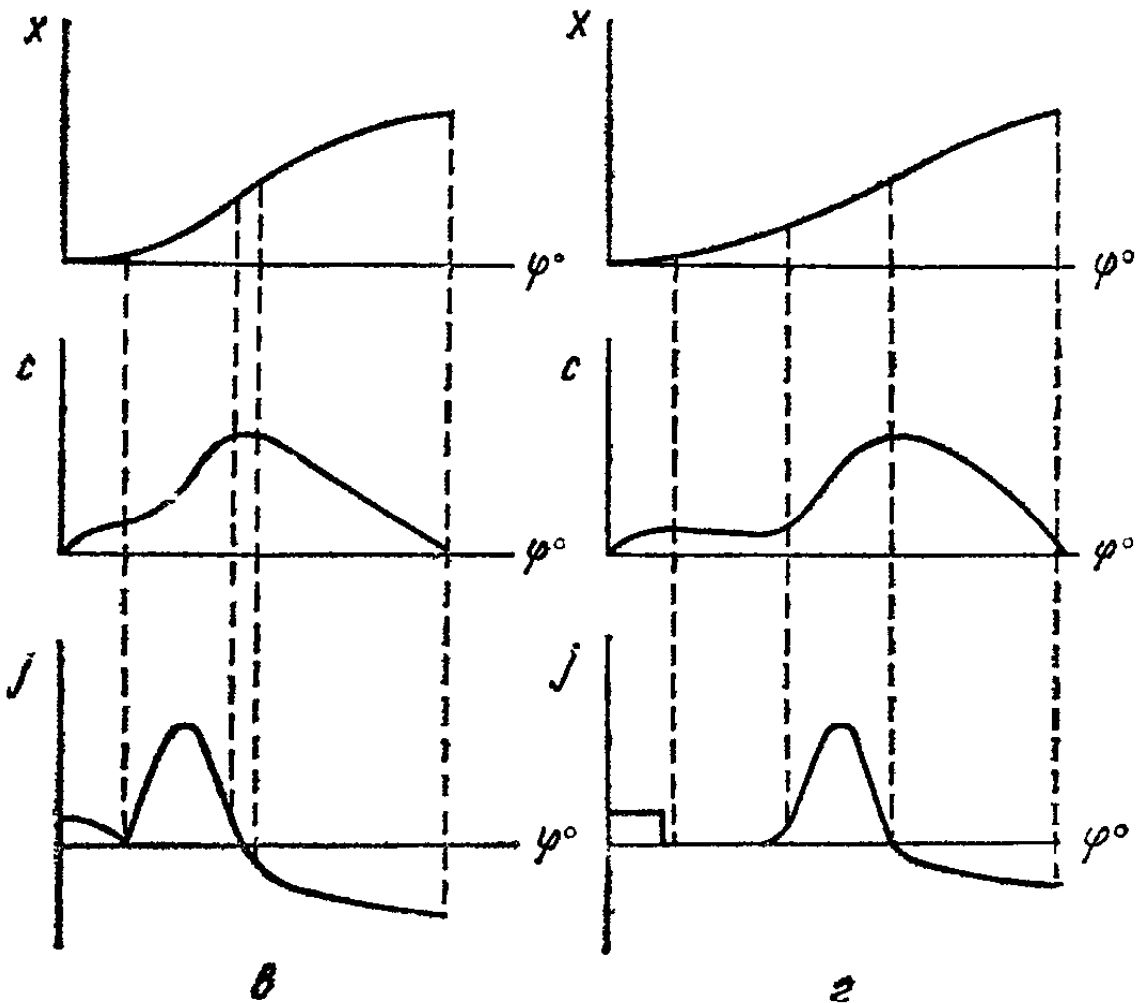
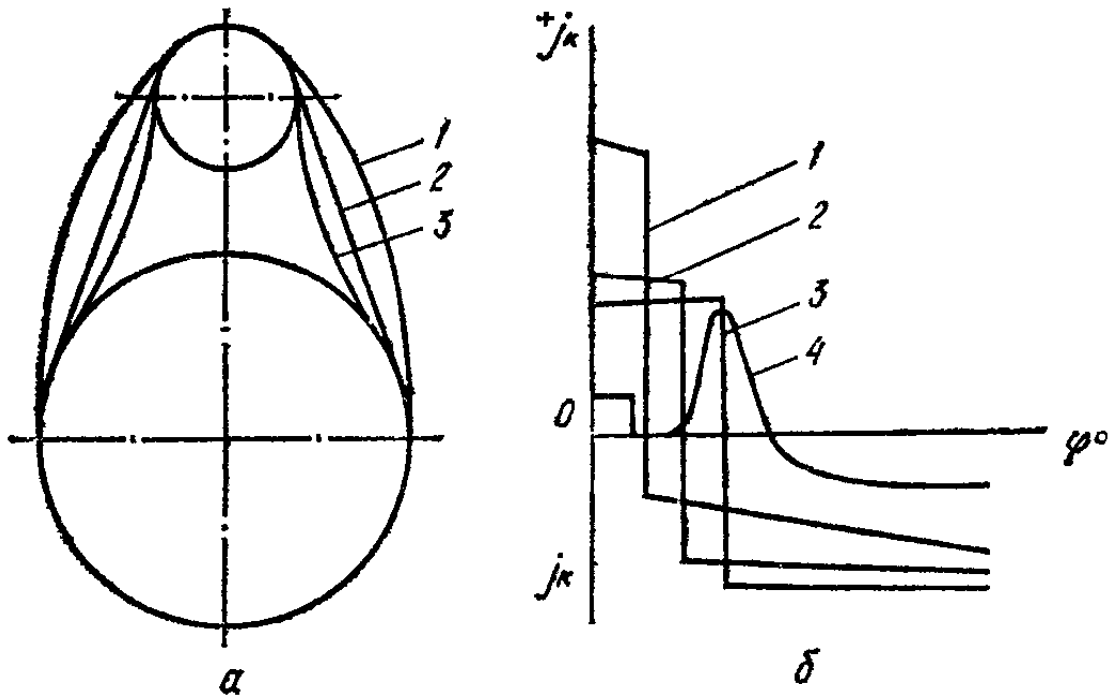


Рис. 11. Профили кулачков распределительного вала и их характеристики:

a — профиль кулачка; *б* — ускорение клапана: 1 — выпуклый; 2 — тангенциальный; 3 — вогнутый; 4 — «полидайн»; *в* — диаграмма перемещения, скорости и ускорения при безударном профиле кулачка Курца; *г* — при безударном профиле кулачка «полидайн».

чатой ременной или роликовой передачей. Наиболее распространенным приводом при нижнем расположении распределительного вала являются шестеренные передачи, а наиболее перспективным — при верхнем расположении распределительного вала — применение зубчатых синтетических ремней, армированных стальной проволокой или стекловолокном.

Конфигурация кулачков определяется требуемым законом движения клапанов. В настоящее время на тракторных и автомобильных двигателях применяются кулачки с выпуклым, вогнутым и тангенциальным профилями (рис. 11). При равных ходах и продолжительности открытия максимальные ускорения в начале подъема и конце посадки имеют клапаны с приводом от кулачков с выпуклым профилем. Для вогнутого профиля характерно постоянство ускорения при подъеме и посадке клапана. По условиям протекания процессов газообмена наиболее целесообразно применение кулачков выпуклого профиля, чем объясняется их распространение на тракторных и автомобильных двигателях.

Кулачки, очерченные несколькими дугами с постоянными радиусами, малопригодны для быстроходных двигателей вследствие того, что кривая ускорений клапана имеет разрыв, являющийся источником возникновения ударов в механизме газораспределения. Поэтому в настоящее время широко применяют безударные кулачки, профиль которых обеспечивает плавную и безразрывную кривую ускорений.

Проектирование профилей безударных кулачков выполняется без учета упругих деформаций в узлах привода (например, кулачки Курца) и с учетом упругости деталей привода (кулачки по методу «Полидайн»), имеющих благоприятный характер изменения ускорения.

На новых отечественных тракторных и автомобильных двигателях (Д-240Т, КамАЗ и др.) распределительные валы имеют безударный профиль кулачков.

§ 3. Современные методы повышения надежности и долговечности клапанов

Клапаны при их открытии и закрытии движутся с высокими ускорениями, нагружены предварительной затяжкой пружин и силами газов, имеющих высокую температуру, поэтому имеют механические, а выпускные

клапаны и их направляющие втулки — повышенные механические и термические напряжения. Надежность работы клапанов современных двигателей обеспечивается конструктивными и технологическими мероприятиями, из которых основные: выбор материалов для клапанов, седла и направляющей втулки; выбор конструктивных параметров и форм, чтобы осуществлялись наименьший приток теплоты от отработавших газов и интенсивный теплоотвод; повышение жаропрочности и износостойкости; применение механизмов поворота клапанов, действующих автоматически; эффективное охлаждение.

Для удовлетворения повышенных требований, предъявляемых к клапанам, их изготавливают, комбинируя различные материалы, с применением специальных покрытий и наплавки. В последнее время большое внимание уделяется разработке клапанных сталей и сплавов, работающих при температурах свыше 580°C . Так, например, впускные клапаны дизеля КамАЗ изготавливают из стали 40X10C2M мартенситного класса. Выпускные же клапаны, имеющие более высокую температуру, изготавливают из стали 5X20H4A19M (ЭП303M) аустенитного класса. Рабочая фаска этих клапанов наплавляется сплавом ВЗК типа стеллита, содержащим до 60% кобальта.

В настоящее время с целью замены дефицитных добавок разработаны сплавы на никелевой основе, не содержащие кобальта (ЭП615, ЭП616, ЭП649), однако они при 730°C по твердости уступают сплаву ВЗК. Проводятся также работы по выявлению возможности изготовления клапанов методом литья с местным легированием рабочей кромки, исключая необходимость наплавки.

Широкое распространение в отечественном и зарубежном моторостроении получили сварные клапаны, у которых стержень изготавливают из обычной конструкционной стали, а головку — из аустенитной, что позволяет экономить до 40% дорогостоящей аустенитной стали. Разработана технология изготовления клапанов методом сварки трением.

Для форсированных двигателей клапаны необходимо предохранять от коррозии. Наибольший защитный эффект удается получить при металлокерамическом покрытии головки клапана, которое наносят путем напыливания и последующей термической обработки. При этом на поверхности клапана образуется пористый слой с ок-

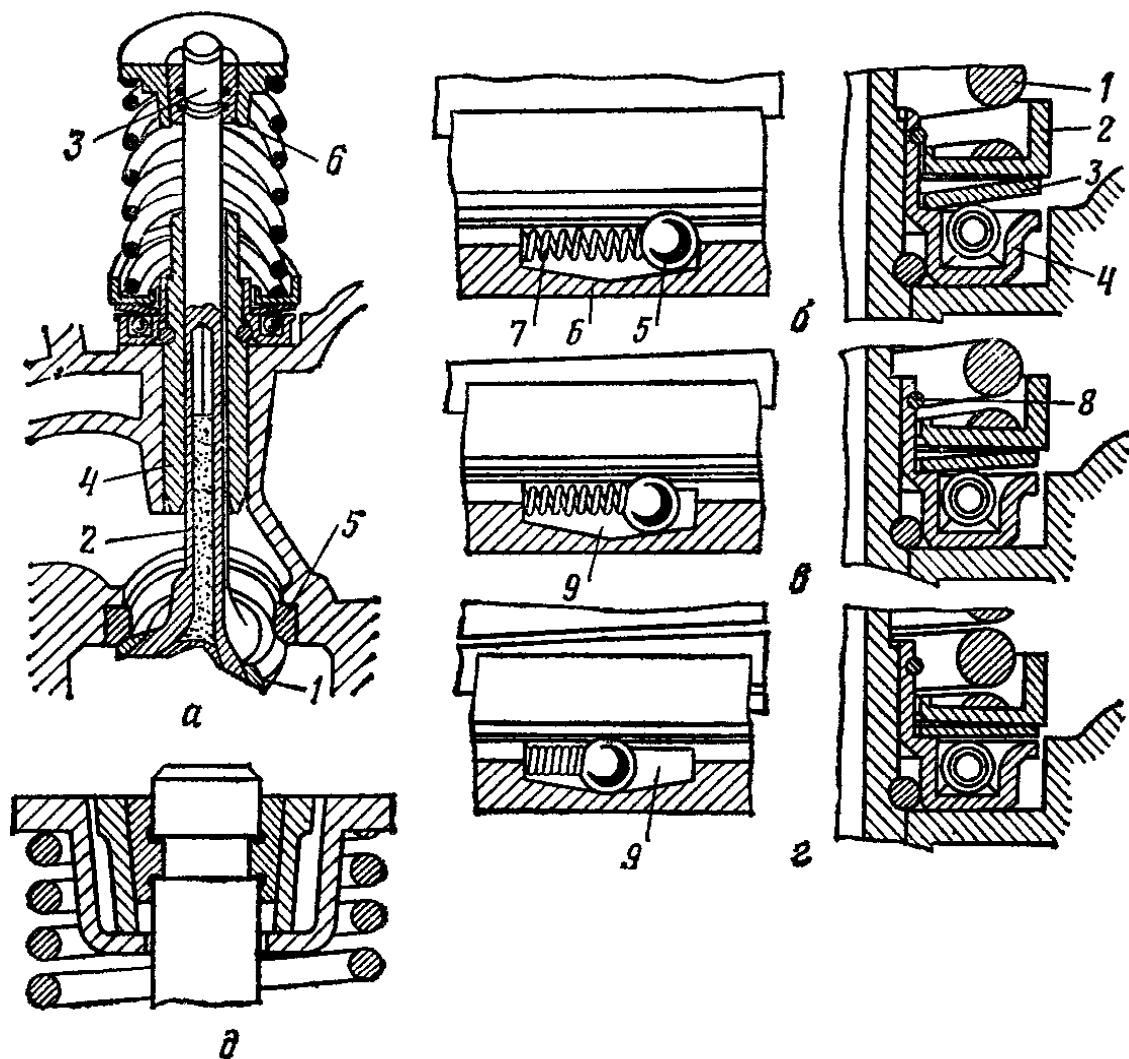


Рис. 12. Механизм вращения клапанов:

а — двигателей ЗИЛ: 1 — тарелка выпускного клапана с наплавленной фаской; 2 — полый стержень с наполнителем; 3 — хвостовик; 4 — втулка; 5 — седло; 6 — сухарики; *б, в и г* — соответственно начальное, рабочее и конечное положения механизма вращения: 1 — пружина клапана; 2 — упорная шайба; 3 — дисковая пружина; 4 и 6 — корпуса; 5 — шарик; 7 — пружина; 8 — стопорное кольцо; 9 — наклонные лунки; *д* — установка промежуточной втулки в двигателях ЗМЗ.

сидной пленкой. Клапаны с металлокерамическим защитным покрытием имеют значительно большую жаропрочность, чем клапаны, у которых посадочная фаска покрыта сплавом ВЗК.

Выпускные клапаны для некоторых двигателей (ЗМЗ, ЗИЛ) изготавливают полыми. Заполняющее на 50...60% полость клапана легкоплавкое вещество (натрий или специальные соли) во время работы двигателя плавится и интенсивно взбалтывается, что обеспечивает лучший отвод тепла от головки к стержню клапана и тем самым устраняет его перегрев.

Долговечность клапана существенно повышается при использовании механизма его принудительного вращения (ЗИЛ-130). В некоторых двигателях (ЗМЗ, ЯМЗ)

возможность проворачивания в процессе работы впускных и выпускных клапанов обеспечивается за счет введения в узлы крепления пружины на стержне клапана промежуточных втулок, имеющих сравнительно небольшую поверхность контакта с подвижными опорными тарелками пружин (рис. 12).

Глава 5

СМАЗОЧНАЯ СИСТЕМА И СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ

§ 1. Тенденции развития смазочной системы тракторных и автомобильных двигателей

Надежность и долговечность двигателя в значительной степени зависят от совершенства смазочной системы и качества применяемого масла. При этом имеют большое значение оптимизация емкости системы и производительности масляного насоса, способ и количество подаваемого масла к трущимся парам для смазывания и охлаждения, число и место размещения клапанов управления давлением масла, способы включения агрегатов очистки и охлаждения масла.

Смазочная система с мокрым картером (рис. 13) получила преимущественное распространение на современных тракторных и автомобильных двигателях. Это объясняется ее простотой, малыми габаритными размерами и приемлемыми условиями эксплуатации. Мокрые картеры имеют глубокие резервуары для масла и перегородки-успокоители. С целью снижения образования пены в них устанавливают пеногасители, представляющие собой металлическую сетку или перфорированный лист, закрывающий верхнюю часть поддона.

В системе с мокрыми картерами преимущественное распространение получили нагнетающие односекционные насосы. Однако широко применяются и двухсекционные насосы, в которых имеется дополнительная секция для прокачки масла через воздушно-масляный теплообменник и подачи его на центрифугу (двигатели КамАЗ, ЗМЗ и др.) или только для прокачки масла через воздушно-масляный теплообменник (двигатели ЗИЛ, ЯМЗ, СМД и др.).

Некоторые зарубежные фирмы также применяют двухсекционные насосы нагнетающего типа, где дополнительная секция предназначена для подачи масла на охлаждение поршней.

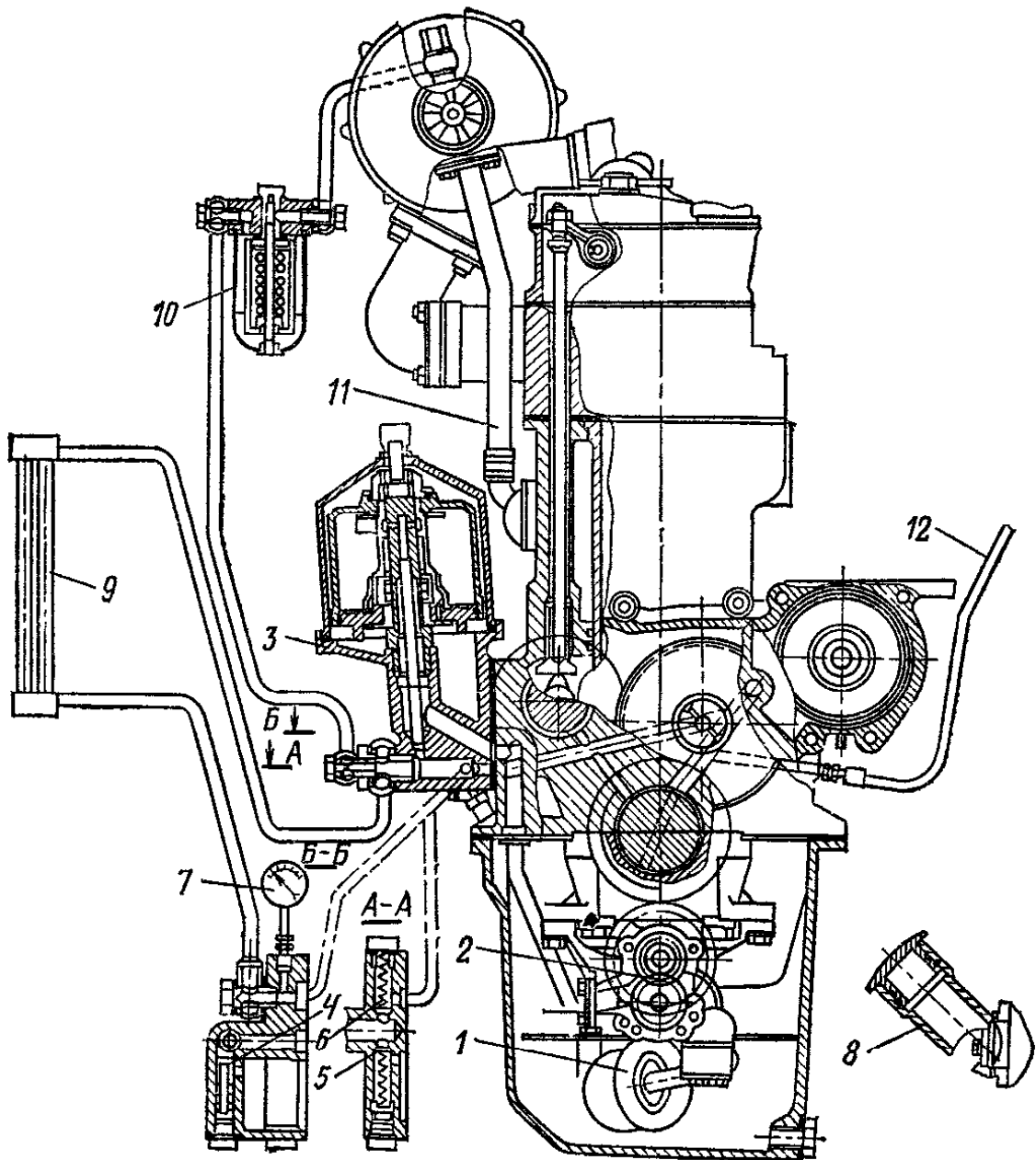


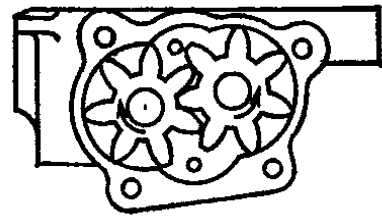
Рис. 13. Схема смазочной системы дизеля Д-240Т:

1 — маслоприемник; 2 — насос; 3 — центробежный фильтр; 4, 5 и 6 — предохранительный, сливной, радиаторный (редукционный) клапаны; 7 — манометр; 8 — маслозаливная горловина; 9 — радиатор; 10 — фильтр турбокомпрессора; 11 — сливной трубопровод; 12 — трубопровод подвода масла к компрессору пневматической системы.

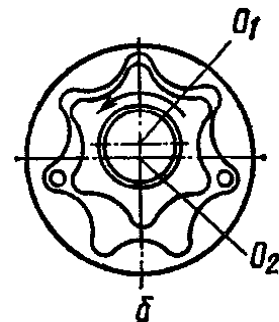
Смазочные системы с сухим и полусухим картером применяют главным образом в двигателях специальных машин с горизонтальным расположением цилиндров, а также для автомобилей, эксплуатирующихся в тяжелых дорожных условиях со значительными продольными наклонами. В таких системах устанавливают насосы с дополнительными перекачивающими секциями, что обусловлено необходимостью обеспечить работу нагнетающего насоса без подсоса воздуха. Общая производительность перекачивающих секций обычно в два раза больше производительности нагнетающей.

Рис. 14. Типы масляных шестеренных насосов тракторных и автомобильных двигателей:

а — насос с внешним эвольвентным зацеплением; *б* — насос с внутренним эпициклоидальным зацеплением; O_1 — ось вращения внутреннего ротора; O_2 — ось вращения наружного ротора.



а



б

В настоящее время наметилась тенденция в применении системы смазывания с сухим картером в двигателях легковых автомобилей, имеющих высокую частоту вращения коленчатого вала. Это объясняется стремлением снизить аэрацию масла вращающимися деталями кривошипно-шатунного механизма.

Емкость смазочной системы современных двигателей зависит от расположения цилиндров, мощности и рабочего объема, эффективности системы охлаждения, качества масла и топлива, а также от величины и метода компенсации расхода масла. Удельная емкость снижается с использованием V-образного расположения цилиндров вместо рядного, увеличением мощности двигателя, повышением эффективности системы охлаждения масла, а также при обеспечении малого расхода масла на угар.

Масляные насосы обычно применяют шестеренные с внешним эвольвентным и внутренним эпициклоидальным зацеплением качающего узла. Насосы первого типа (рис. 14, *а*) отличаются простотой устройства, малой потребляемой мощностью на привод и надежностью в эксплуатации.

В последнее время распространение получают насосы с внутренним эпициклоидальным зацеплением, которые имеют значительно меньшие габариты и металлоемкость, а также более высокий объемный КПД, чем насосы с внешним зацеплением (рис. 14, *б*). Внутренний ротор такого насоса с числом наружных зубьев z сидит на валу и зацепляется с наружным ротором, имеющим число внутренних зубьев $z+1$. При вращении внутреннего ротора вокруг оси O_1 наружный ротор вращается в корпусе насоса вокруг оси O_2 в том же направлении, что и внутренний. При вращении роторов в направлении, указанном стрелкой, объем полостей, соединяющихся с впускным каналом (расположенным слева), возрастает,

а соединяющихся с нагнетательным (расположенным справа) уменьшается. Таким образом, при вращении роторов насоса масло переносится из впускного канала в нагнетательный.

Давление масла — один из главных параметров, характеризующих смазывание пар трения, определяет в основном количество подводимого масла на смазывание и охлаждение пар трения, и главным образом подшипников коленчатого вала.

Опыт эксплуатации показывает, что при высоком давлении происходит интенсивное разбрызгивание масла на стенки цилиндров, что приводит к увеличению расхода масла на угар и к нагарообразованию в камере сгорания. Кроме того, повышенное давление ухудшает условия работы фильтров, а при малоэффективной системе очистки масла и наличии в нем абразивных частиц ведет к повышенному износу пар трения и к значительным затратам мощности на привод масляного насоса.

Низкое давление масла в смазочной системе может привести к нарушению условий жидкостного трения в подшипниках скольжения двигателя, а также к значительному росту их температуры, в результате чего возможен интенсивный износ пар трения и схватывание их поверхностей. Для каждого двигателя существует свое оптимальное давление масла в системе, которое зависит от типа двигателя, его конструктивных особенностей, режимов работы и условий эксплуатации.

Полное устранение запаздывания поступления масла к трущимся парам двигателя в пусковой и послепусковой периоды его работы достигается применением маслозакачивающих насосов с приводом от постороннего источника.

Масло в системе современного двигателя, помимо функции смазывания, все больше приобретает функцию охлаждения деталей, особенно в двигателях с турбонаддувом. Если в двигателях без наддува на номинальном режиме работы в масло отводится 1,5 . . . 4,5% от общего количества тепла, выделяемого при сгорании топлива, то в дизелях с наддувом при использовании принудительного масляного охлаждения поршней эта величина достигает 10% и более.

Высокая теплонапряженность современных дизелей и карбюраторных двигателей обуславливает широкое

применение в них принудительного охлаждения масла. Для этой цели используют масляные теплообменники жидкостного и воздушного охлаждения.

§ 2. Совершенствование методов очистки масла

По статистическим данным, около половины всех разрушений подшипников двигателей происходит из-за некачественной очистки масла. Наметившаяся тенденция к увеличению сроков смены масла и периодичности обслуживания системы очистки при повышении надежности защиты пар трения от износа и образования на деталях углеродистых отложений предъявляет дополнительные требования к очистке масла.

Для качественной фильтрации масла применяют полнопоточные фильтры тонкой очистки со сменными бумажными, картонными и другими фильтрующими элементами, а также полнопоточные центрифуги. Центрифуги просты по конструкции и эффективно удаляют из масла абразивные частицы. Наиболее эффективны центрифуги с внутренним реактивно-активным гидравлическим приводом (бессопловые центрифуги), у которых нет непроизводительных расходов масла на привод ротора, составляющих у реактивных центрифуг 20. . .30% подачи насоса.

Бессопловая центрифуга двигателя Д-240Т представлена на рисунке 13. Масло от насоса по трубке и каналам в блоке цилиндров поступает в канал центрифуги, проходит через кольцевой канал и выходные отверстия в оси ротора в насадок. Из насадка через щели масло выбрасывается тангенциально, приобретает вращательное движение, проходит через входные отверстия в корпусе ротора во внутренний стакан, отражательным буртом корпуса ротора направляется вверх и проходит зону очистки. Содержащиеся в масле продукты старения и изнашивания под действием центробежных сил вращающегося ротора отлагаются на внутренних стенках стакана ротора. Очищенное масло, проходя под давлением через тангенциальные отверстия в верхней части колонки корпуса ротора во внутреннюю проточку ротора, создает реактивную силу, которая вращает ротор. Далее через радиальные отверстия в оси ротора по центральной трубке и каналам в корпусе центрифуги масло поступает в главную магистраль двигателя.

В дизелях находят широкое применение также комбинированные системы, состоящие из полнопоточного фильтра с тонкостью очистки 25 мкм и частичнопоточного фильтра с тонкостью очистки 5 мкм и менее. Это вызвано тем, что у дизелей в результате неполного сгорания топлива в масло поступает большое количество сажи, которая имеет высокую удельную поверхность и практически не улавливается полнопоточными фильтрами, но, накапливаясь в масле, существенно повышает его вязкость, что ухудшает прокачиваемость масла и его теплопередачу. Исследования показали, что самый эффективный способ удаления сажи из масла — центробежный способ очистки масла (по тонкости очистки масла центрифуги эквивалентны фильтрам с тонкостью очистки 1...3 мкм). В нашей стране полнопоточные центрифуги с гидрприводом ротора применяют на всех тракторных дизелях.

На некоторых зарубежных тракторных дизелях применяют полнопоточные фильтры с бумажными фильтрующими элементами, которые обычно меняют через 100...250 моточасов работы. Поэтому расходы, связанные с заменой фильтров, имеют бóльший удельный вес в общих расходах на технические уходы.

Характерные особенности систем очистки масла в автомобильных двигателях: сокращение использования фильтров грубой очистки, применение легкоъемных фильтров, увеличение срока службы фильтрующих элементов до замены путем подбора эффективных фильтровальных бумаг, использование комбинированной системы очистки и применение в фильтрах индикаторов загрязненности.

Однако, какой бы эффективной ни была система очистки масла в двигателе, она не может предохранять трущиеся пары, и в первую очередь подшипники коленчатого вала от загрязнений, попадающих из каналов масляной системы (расположенных за полнопоточным фильтром) после изготовления или ремонта двигателя. Поэтому при изготовлении или после ремонта двигателей должны быть обеспечены тщательная очистка и мойка деталей. Особенно тщательно необходимо очищать каналы, по которым масло под давлением подводится к подшипникам скольжения.

В ряде существующих двигателей для предохранения шатунных подшипников от загрязнений используют центробежные ловушки — свободные полости шатунных

шек. Масло в этих полостях берется из средней зоны, откуда более тяжелые частицы удалены центробежными силами. Однако эти ловушки трудно очищать в эксплуатации.

§ 3. Совершенствование системы охлаждения тракторных и автомобильных двигателей

Главное направление в двигателестроении на современном этапе — повышение эффективной мощности при наименьшей массе и габаритных размерах двигателя. Серьезное препятствие на этом пути — теплонапряженность основных деталей двигателя. Эта проблема может быть решена путем применения жаропрочных материалов и интенсификации отвода тепла от деталей, подверженных нагреву. Применение дорогостоящих и дефицитных материалов для изготовления теплонапряженных деталей тракторных и автомобильных двигателей по экономическим и технологическим соображениям нецелесообразно, поэтому в настоящее время наибольшее внимание уделяют совершенствованию системы охлаждения с целью рациональной организации отвода тепла.

Высокая экономичность, надежность и долговечность форсированного двигателя возможны только при строго определенном тепловом его состоянии. Перегрев приводит к тепловому расширению и возможной потере подвижности деталей, коксованию масла, короблению и разрушению тарелок клапанов и головок цилиндров, ухудшению наполнения и возникновению детонации в карбюраторных двигателях. При переохлаждении ухудшается смесеобразование, затрудняется воспламенение топлива, увеличиваются тепловые потери в охлаждающую среду, возрастают механические потери и наблюдается повышенный износ деталей цилиндропоршневой группы.

В тракторных и автомобильных двигателях применяют системы жидкостного и воздушного охлаждения.

Жидкостное охлаждение. Наибольшее распространение оно получило из-за того, что охлаждающая жидкость обладает большей, чем воздух, теплопроводностью и теплоемкостью, обеспечивает необходимую интенсивность теплоотвода и, главное, обеспечивает достаточно равномерное температурное поле охлаждаемых деталей. Вследствие этого жидкостная система охлаждения допускает

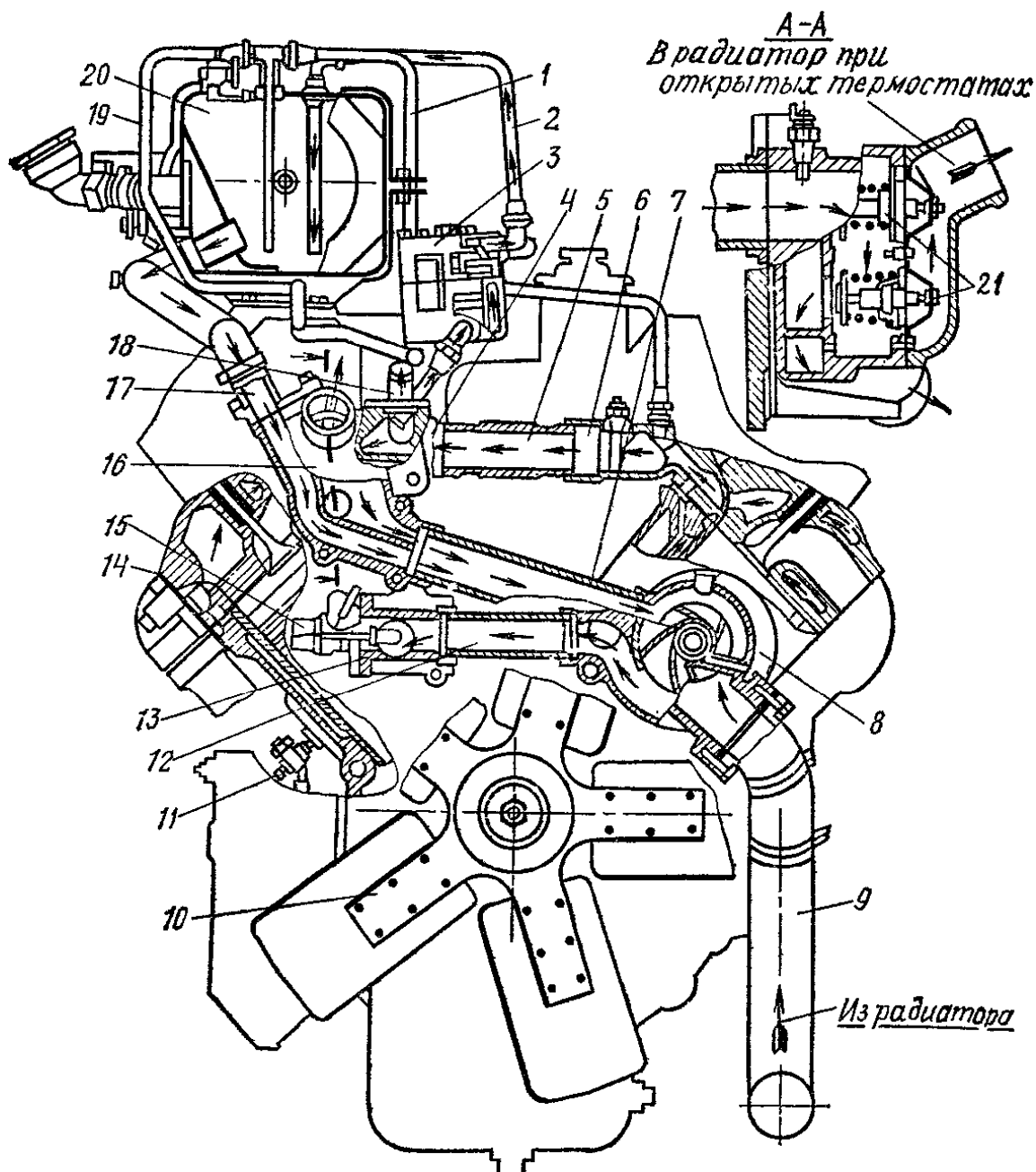


Рис. 15. Схема системы охлаждения дизеля КамАЗ-740:

1 — перепускная трубка от двигателя к расширительному баку; 2 — соединительная трубка от компрессора к баку; 3 — компрессор; 4, 5, 6, 9, 12, 13, 17 и 18 — жидкостные трубопроводы; 7 — перепускная трубка термостатов; 8 — жидкостный насос; 10 — вентилятор; 11 — сливной кран; 14 — головка цилиндра; 15 — включатель гидромuffты; 16 — коробка термостатов; 19 — воздухоотводящая трубка из радиатора к баку; 20 — расширительный бак; 21 — термостаты.

более высокую форсировку рабочего процесса и обеспечивает стабильное тепловое состояние двигателя в широком диапазоне его скоростных и нагрузочных режимов работы.

Эффективность системы жидкостного охлаждения повышается с увеличением предельной температуры охлаждающей жидкости, теплорассеивающей способности радиатора, интенсивности теплоотвода от теплонапря-

женных деталей в охлаждающую жидкость и оценивается массовыми и габаритными показателями, а также затратами мощности на привод вентилятора и жидкостного насоса.

На рисунке 15 изображена система охлаждения двигателя КамАЗ— жидкостная, закрытая, с принудительной циркуляцией охлаждающей жидкости, рассчитанная на постоянное применение всесезонных низкотемпературных жидкостей. Низкотемпературные жидкости имеют высокий коэффициент объемного расширения, поэтому в систему охлаждения включен расширительный бачок, который служит для компенсации изменения объема охлаждающей жидкости при ее расширении от нагревания, а также контроля степени заполнения системы охлаждения и удаления из нее воздуха.

В двигателях жидкостного охлаждения тепловой режим регулируется циркуляцией охлаждающей жидкости в системе и количеством охлаждающего воздуха, проходящего через радиатор.

Регулируют циркуляцию охлаждающей жидкости в системах новых двигателей термостатами с твердыми наполнителями, которые по сравнению с сифонными имеют меньшую чувствительность к изменению давления в системе и большие перестановочные усилия. Для снижения температуры в верхней части и выравнивания ее по высоте цилиндра жидкость в рубашку цилиндров от насоса подводится, как правило, в верхнюю зону блока.

Регулирование количества охлаждающего воздуха при помощи автоматических средств наиболее рационально, так как при этом существенно снижаются затраты мощности на привод вентилятора на частичных нагрузках двигателя и в условиях низких температур окружающей среды. В качестве привода вентилятора с регулируемой частотой вращения используют фрикционные, электромагнитные, вязкостные, гидродинамические муфты, а также отдельные электродвигатели.

Для двигателей тракторов и грузовых автомобилей наиболее эффективна гидродинамическая муфта с непрерывным регулированием скорости вращения вентилятора. Характерная особенность ее в отличие от других муфт — исключение повышенных динамических нагрузок, а также отсутствие поверхностей трения, подвергающихся изнашиванию.

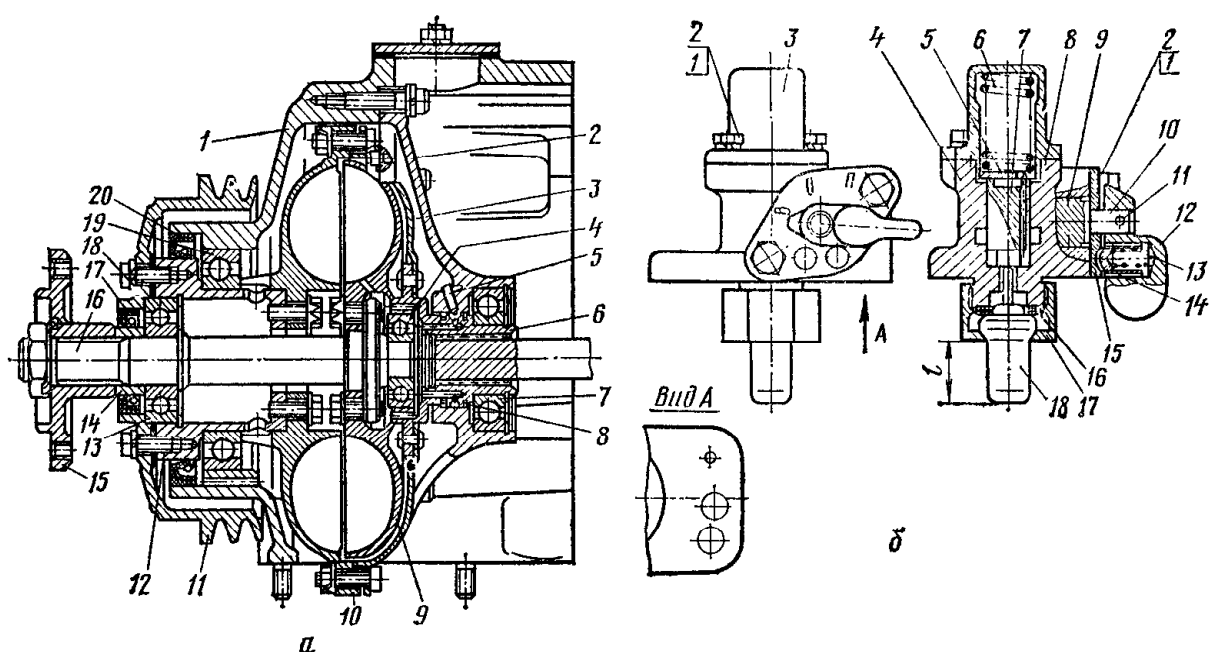


Рис. 16. Гидромуфта привода вентилятора с включателем:

a — гидромуфта; 1 — передняя крышка; 2 — корпус подшипника; 3 — кожух; 4, 7, 13 и 19 — шарикоподшипники; 5 — трубопровод; 6 — ведущий вал; 8 — уплотнительное кольцо; 9 — ведомое колесо; 10 — ведущее колесо; 11 — шкив; 12 — вал шкива; 14 — упорная втулка; 15 — ступица вентилятора; 16 — ведомый вал; 17 и 20 — манжеты с пружинами; 18 — прокладка; 6 — включатель; 1, 2, 3 и 4 — болт, шайба, крышка, корпус; 5 — шайба; 6 — возвратная пружина; 7 — золотник; 8 и 9 — уплотнительные кольца; 10, 11, 12, 13, 14 и 15 — пробка края с элементами крепления и фиксации рычага; 16 — регулировочная шайба; 17 — гайка; 18 — термосилового датчик.

На рисунке 16, а изображена гидромуфта привода вентилятора двигателя КамАЗ. Ведущий вал 6 в сборе с кожухом 3, ведущее колесо 10, вал 12 соединены между собой болтами и составляют ведущую часть гидромуфты, которая через шлицевый валик связана с коленчатым валом. Ведомое колесо 9 в сборе с валом, на котором крепится ступица 15 вентилятора, составляет ведомую часть гидромуфты.

Вентилятор может работать в одном из трех режимов: автоматический, вентилятор отключен, вентилятор включен постоянно. В автоматическом режиме гидромуфтой управляет включатель золотникового типа, термосилового датчик которого реагирует на температуру охлаждающей жидкости (рис. 16, б).

При повышении температуры охлаждающей жидкости, омывающей термосилового датчик, до установленного предела шток датчика перемещает золотник 7, который открывает масляный канал в корпусе включателя. Масло из главной магистрали двигателя по каналам в корпусе, трубопроводу и каналам в гидромуфте поступает в рабочие полости колес. При этом происходит гидродинамическая передача крутящего момента крыльчатке вентилятора.

При понижении температуры охлаждающей жидкости золотник 7 под действием возвратной пружины 6 закрывает масляный канал в корпусе 4 и подача масла в гидромуфту прекращается. При этом находящееся в гидромуфте масло через два отверстия в кожухе 3 гидромуфты сливается в картер двигателя и вентилятор отключается.

Несмотря на определенные преимущества жидкостного охлаждения, в последнее время все чаще применяют в тракторных и автомобильных двигателях воздушное охлаждение.

Воздушное охлаждение более пригодно для дизелей, чем для карбюраторных двигателей, так как при равной мощности в систему охлаждения у дизелей отводится на 10...15% меньше теплоты. Кроме того, при повышении температуры деталей, образующих камеру сгорания, у дизелей улучшается протекание процесса сгорания. У карбюраторных двигателей повышение температуры этих деталей увеличивает вероятность преждевременного самовоспламенения рабочего заряда и возникновения детонации.

Преимущество дизелей воздушного охлаждения — это большая надежность и меньшая трудоемкость обслуживания при эксплуатации тракторов и автомобилей в экстремальных климатических условиях, в безводных и высокогорных районах и на плохих дорогах. По статистическим данным известно, что более 20% эксплуатационных неисправностей тракторных и автомобильных двигателей с жидкостным охлаждением возникают из-за закипания или замерзания охлаждающей жидкости, появления течи, отложения накипи, кавитационного и коррозионного повреждения.

Система воздушного охлаждения тракторных и автомобильных двигателей имеет сравнительно простую конструкцию. Для обеспечения нормального теплового режима применяют высокоэффективные вентиляторы. Так, например, система охлаждения тракторного дизеля Д-144 состоит из вентилятора, направляющего кожуха и deflectоров. Применяют вентилятор осевого типа с направляющим аппаратом на входе охлаждающего воздуха и с клиноременным приводом.

Сезонное регулирование теплового состояния двигателя осуществляется дросселированием воздушного потока на входе в вентилятор при помощи диска, устанавливаемого в холодное время года, на направляющий аппарат вентилятора. Кроме того, масляный радиатор отключают переключателем, расположенным на корпусе центрифуги.

На тракторном дизеле воздушного охлаждения 8ДВТ-330 вентилятор подобной конструкции имеет шестеренный привод. С помощью гидродинамической муфты автоматически регулируется тепловое состояние двигателя.

Глава 6

СИСТЕМА ПИТАНИЯ

§ 1. Совершенствование систем очистки воздуха и топлива

Надежная защита цилиндров двигателя от попадания механических частиц может быть достигнута при применении воздухоочистителей с коэффициентом пропуска пыли не более 0,5% и системы фильтрации топлива с тон-

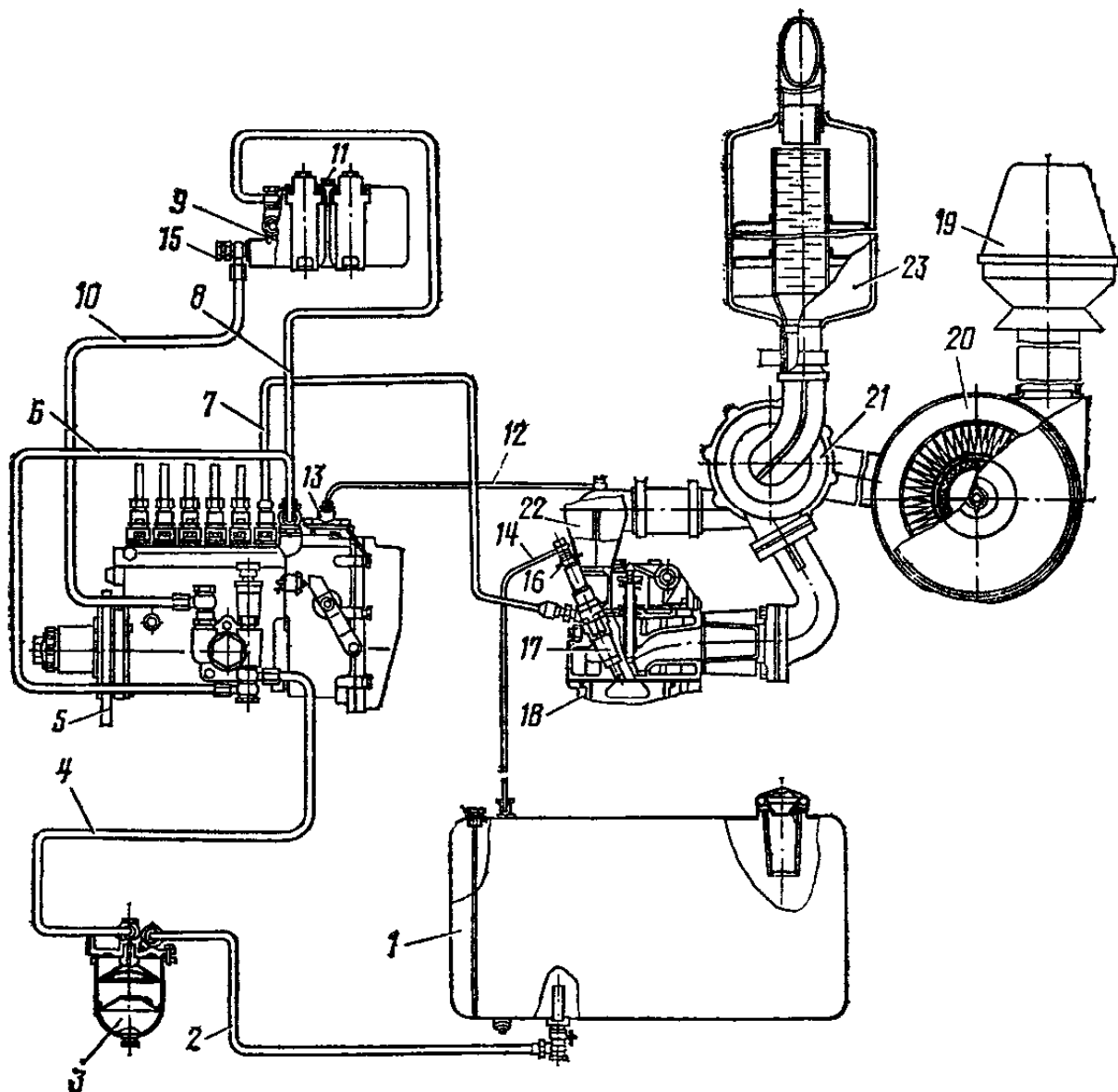


Рис. 17. Схема системы питания дизеля Д-240Т:

1 — топливный бак; 2, 4, 6, 8 и 10 — топливопроводы низкого давления; 3 — фильтр грубой очистки топлива; 5 — топливный насос; 7 — топливопровод высокого давления; 9 — фильтр тонкой очистки топлива; 11 — пробка спуска воздуха; 12 и 13 — воздухоподводящая трубка и пневмокорректор; 14 — сливной трубопровод; 15 — пробка слива отстоя топлива; 16 — дренажный топливопровод; 17 — форсунка; 18 — головка цилиндров; 19 и 20 — первая и вторая ступени воздушного фильтра; 21 — турбокомпрессор; 22 — впускной коллектор; 23 — глушитель.

костью отсева 3...5 мкм в дизелях и 15...20 мкм в карбюраторных двигателях.

Воздухоочистители по способу очистки воздуха разделяются на пять типов: инерционно-масляные, со смазываемыми маслом фильтрующими элементами, с сухими фильтрующими элементами, сухие инерционные, комбинированные.

Наиболее эффективны воздухоочистители сухого типа с бумажными фильтрующими элементами, которые в настоящее время устанавливают на новые тракторные и автомобильные двигатели. На рисунке 17 изображена

система питания нового тракторного дизеля Д-240Т с двухступенчатым воздухоочистителем сухого типа.

Коэффициент пропуска пыли у воздухоочистителей сухого типа с бумажными фильтрующими элементами составляет около 0,3%, в то время как у инерционно-масляных при работе двигателя на скоростных и нагрузочных режимах он достигает 4,5%.

Большое значение имеет продолжительность или ресурс работы воздухоочистителя и трудоемкость проведения технических уходов. Ресурс работы оценивают значением предельно допустимого сопротивления, которое для тракторных воздухоочистителей принимается равным 6,86 кПа (700 мм вод. ст.). В условиях эксплуатации воздухоочистители с бумажными фильтрующими элементами обслуживают при достижении предельно допустимого сопротивления, регистрируемого индикатором загрязненности. Серийные воздухоочистители инерционно-масляного типа из-за возможности уноса масла с пылью в цилиндры двигателя должны обслуживаться раньше срока достижения предельно допустимого сопротивления.

Воздухоочистители с бумажными фильтрующими элементами практически обеспечивают полное улавливание частиц пыли размером выше 1 мкм. Поэтому основная проблема при использовании таких воздухоочистителей — повышение их пылеемкости. Это достигается в основном путем использования в качестве предварительной ступени очистки инерционных очистителей.

Одноступенчатые (без предварительной очистки) воздухоочистители с бумажными фильтрующими элементами используются в двигателях легковых автомобилей и легких грузовиков.

Двухступенчатые (первая ступень моно- или мультициклоны или инерционная решетка, вторая — бумажный фильтрующий элемент) — в тракторных и автомобильных двигателях, работающих при повышенной запыленности воздуха. Первая ступень имеет устройство для автоматического удаления пыли. В этом случае первая ступень удерживает до 95% пыли, снижает напряженность работы бумажного фильтрующего элемента и во много раз увеличивает срок его службы.

В системах питания тракторных и автомобильных двигателей предусмотрена многоступенчатая очистка топлива: предварительная — в фильтре топливного бака,

грубая — в фильтрах грубой очистки, окончательная — в фильтрах тонкой очистки (см. рис. 17).

Фильтры грубой очистки защищают топливоподкачивающий насос низкого давления от попадания в него крупных частиц, благодаря чему повышается надежность его работы и увеличивается срок службы фильтров тонкой очистки. Тонкость отсева в фильтрах грубой очистки в дизелях обычно составляет от 15 до 80 мкм, в карбюраторных двигателях — 50...100 мкм.

Фильтр тонкой очистки — наиболее ответственный узел системы фильтрации топлива, так как от него во многом зависит надежность работы топливной аппаратуры и двигателя в целом. Наиболее распространенный материал фильтрующего элемента тонкой очистки дизельного топлива — высокопористая бумага, пропитанная смолами. Такой фильтр имеет относительно небольшую стоимость и обеспечивает высокую эффективность очистки топлива. В карбюраторных двигателях ввиду отсутствия прецизионных плунжерных пар не предъявляется высоких требований к тонкости отсева. Однако для защиты от интенсивного изнашивания деталей цилиндропоршневой группы необходимо удалять из топлива частицы размером выше 15...30 мкм.

§ 2. Совершенствование топливоподающей аппаратуры дизелей

В настоящее время на тракторных и автомобильных дизелях в большинстве случаев применяется топливная аппаратура раздельного типа, состоящая из многоплунжерного или распределительного топливного насоса с механическим (кулачковым) приводом плунжера и с золотниковым регулированием цикловой подачи топлива (по ее концу), трубопровода высокого давления и гидравлически управляемых форсунок. Такая система топливоподачи отличается простотой конструкции и удобством регулирования подачи топлива.

Профиль кулачка и размеры плунжера определяют закон подачи и количество подаваемого топлива. Основное требование к профилю кулачка сводится к тому, чтобы он обеспечивал закон движения плунжера, при котором за период задержки воспламенения в цилиндр подавалось бы минимальное количество топлива, необходимое для начала сгорания. При этом общая продол-

жительность впрыска топлива должна быть такой, чтобы обеспечивалось наивыгоднейшее протекание процесса сгорания в целом. При изменениях скоростного режима двигателя скорость плунжера меняется пропорционально угловой скорости, что обуславливает зависимость параметров впрыска данной топливной аппаратуры от частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Стремление устранить зависимость давления впрыска топлива от скоростного режима дизеля привело к использованию аккумуляторных систем топливоподачи, в которых функции создания высокого давления и дозирования подачи топлива разделены между насосами и дозатором. Однако серьезное препятствие к применению топливной аппаратуры аккумуляторного типа на этих двигателях — это необходимость размещения распределителя для каждой форсунки в непосредственной близости от нее. Это требует создания сложной объемной кулачково-рычажной системы привода золотников, а также реечной системы для регулирования подачи топлива, существенно загромождающих и усложняющих двигатель. Другой недостаток — наличие разветвленной и большой по объему системы высокого давления, в которой сложно обеспечить герметичность. В связи с указанными недостатками топливная аппаратура аккумуляторного типа для тракторных и автомобильных двигателей уступает наиболее простым системам золотникового типа с кулачковым приводом плунжера.

Для повышения экономичности работы дизеля в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов, а также для улучшения пусковых качеств в настоящее время находят применение устройства для изменения угла опережения впрыска топлива. На отечественных тракторных и автомобильных двигателях (СМД, ЯМЗ, КамАЗ) устанавливают автоматическую муфту центробежного типа, которая изменяет угол опережения впрыска топлива в зависимости от частоты вращения коленчатого вала.

Ограничение максимального скоростного режима, обеспечение устойчивой работы дизеля при минимальной частоте вращения и создание при необходимости устойчивого скоростного режима работы в диапазоне от минимальной частоты вращения холостого хода до номинальной достигаются путем использования различных типов регуляторов. Они по методу регулирования разделяются

на однорежимные — ограничительные, двухрежимные и всережимные. По способу создания усилия для передачи на регулирующий орган топливного насоса — на механические, пневматические и гидравлические.

Механические регуляторы. Для обеспечения устойчивой работы на различных скоростных и нагрузочных режимах в современных отечественных тракторных и автомобильных дизелях применяют всережимные механические регуляторы прямого действия, в которых муфта центробежного чувствительного элемента перемещает кинематически связанный с ней регулирующий орган насоса (рис. 18).

В различных условиях эксплуатации тракторных и автомобильных двигателей большое значение имеет степень неравномерности и степень нечувствительности системы регулирования. При уменьшении скоростного режима двигателя степень неравномерности и степень нечувствительности регулятора возрастают. Уменьшение степени неравномерности при низком скоростном режиме достигается путем использования грузов регулятора с пологой характеристикой, нескольких пружин или пружины переменной жесткости, выбором соответствующего характера изменения плеча приведения усилия пружины к муфте регулятора и др. Основное средство снижения степени нечувствительности регулятора — повышение качества изготовления деталей и увеличение восстанавливающей силы (жесткости пружины) регулятора.

Современный механический регулятор прямого действия прошел длительный путь развития и в настоящее время представляет собой компактный и надежный механизм. Одновременно с развитием и совершенствованием механических регуляторов прямого действия создаются другие типы, лишенные таких недостатков механических регуляторов, как склонность к изнашиванию трущихся поверхностей, повышение статической ошибки по мере снижения регулируемого скоростного режима.

Точность регулирования можно повысить, используя регуляторы непрямого действия, в которых орган регулирования перемещается сервомеханизмом. Сервомеханизм, в свою очередь, управляется золотником, на который воздействует чувствительный элемент регулятора.

Пневматические регуляторы. Разработка и совершенствование конструкции пневматических регуляторов, все большая приспособленность их к транспортным усло-

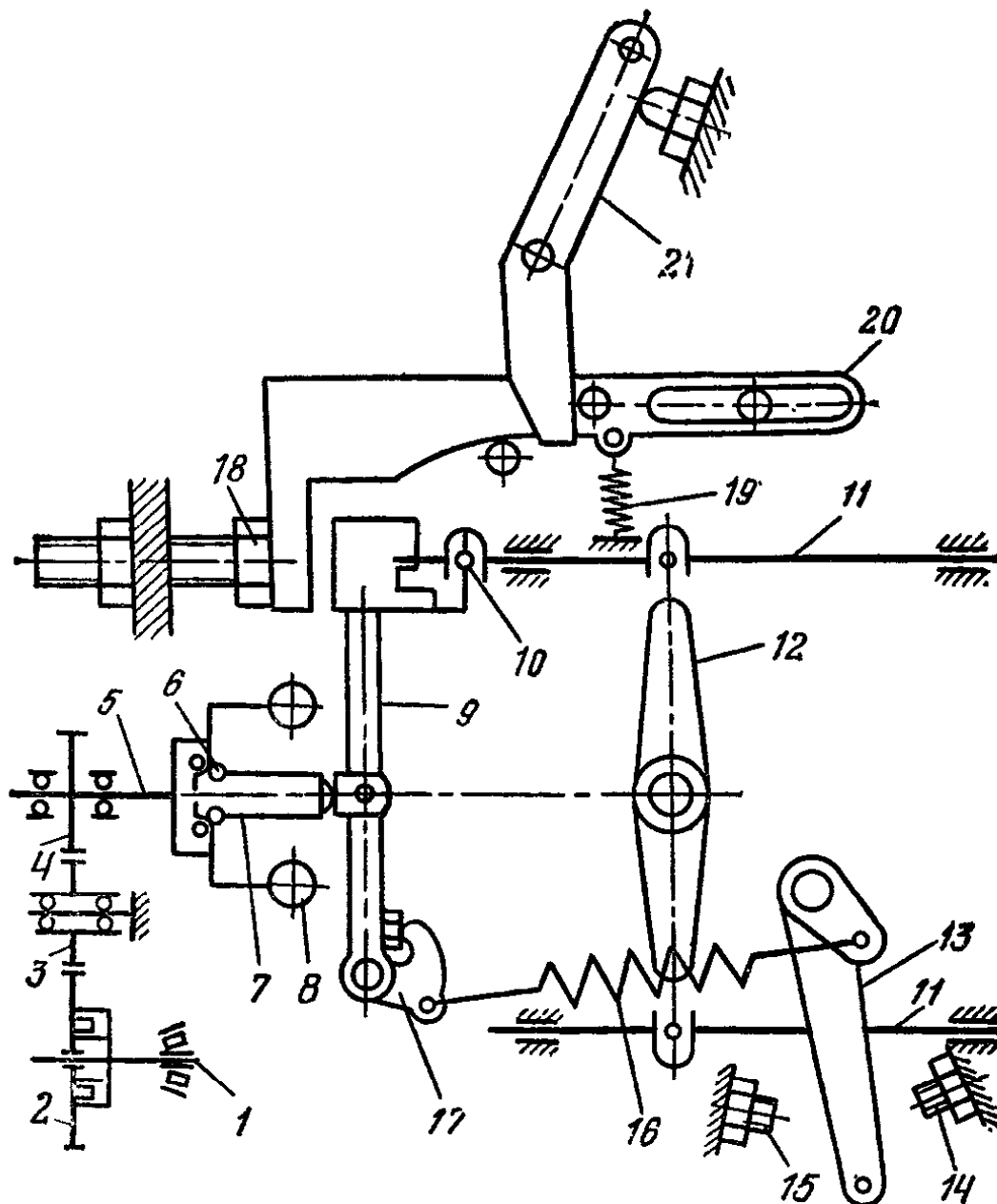


Рис. 18. Схема всережимного механического регулятора дизеля КамАЗ-740:

1 — кулачковый вал; 2, 3 и 4 — шестерни привода регулятора; 5, 6, 7 и 8 — ступица, упорный подшипник, муфта и грузы регулятора; 9, 10 и 11 — рычаг регулятора, соединительный палец и рейки топливного насоса; 12 — рычаг реек; 13 — рычаг управления регулятором; 14 и 15 — болты ограничения соответственно максимальной и минимальной частоты вращения; 16 и 17 — пружина и промежуточный рычаг; 18 — регулировочный болт подачи топлива; 19, 20 и 21 — пружина и рычаги выключения подачи топлива и остановки двигателя.

виям работы привели к тому, что их выпуск для транспортных дизелей увеличился к настоящему времени до 30% от общего выпуска регуляторов. Такие регуляторы устанавливаются на ряде зарубежных тракторных и автомобильных дизелей (рис. 19). Они значительно компактнее механических. Однако необходимость установки дроссельной заслонки во впускном коллекторе и как

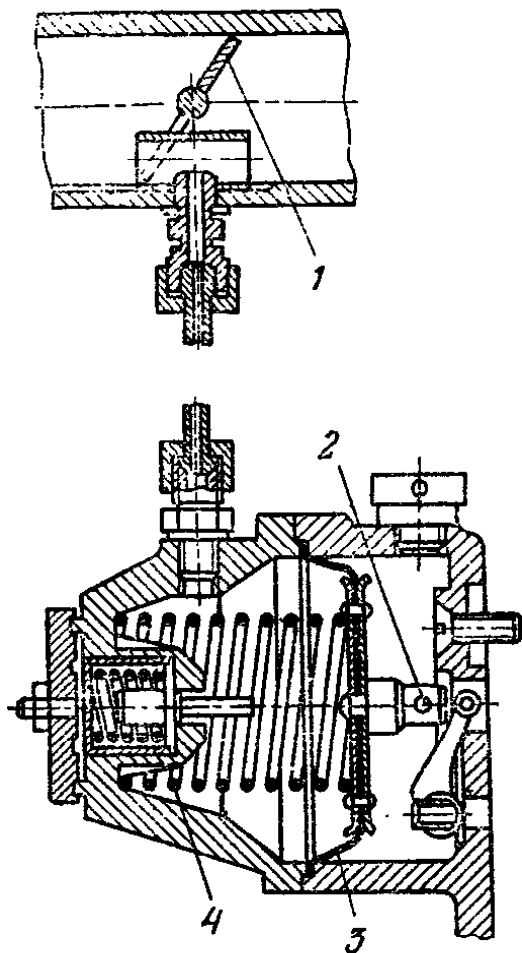


Рис. 19. Схема всережимного пневматического регулятора:
1 — дроссельная заслонка; 2 — муфта; 3 — мембрана; 4 — пружина.

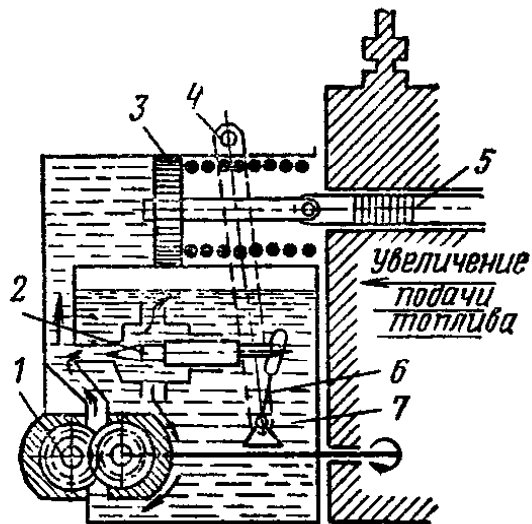


Рис. 20. Схема всережимного гидравлического регулятора:
1 — шестеренный насос; 2 — игла; 3 — поршень; 4 и 6 — рычаги; 5 — рейка топливного насоса; 7 — масляный резервуар.

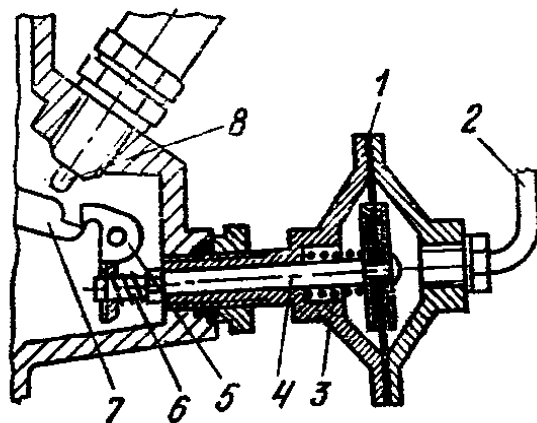


Рис. 21. Ограничитель дымления:
1 — диафрагма; 2 — трубопровод от компрессора; 3 — пружина диафрагмы; 4 — шток; 5 — подвижной упор; 6 — пружина подвижного упора; 7 — рычаг корректора; 8 — корректор.

следствие некоторое снижение коэффициента наполнения двигателя сдерживает более широкое применение пневматических регуляторов на форсированных дизелях.

Гидравлические регуляторы привлекают к себе внимание сравнительно простой конструкцией и меньшей стоимостью (рис. 20). Однако в условиях эксплуатации они не могут обеспечить равноценной в сравнении с обычными механическими регуляторами стабильности в работе.

Ограничители дымления. При форсировке тракторного и автомобильного дизеля с помощью турбонаддува возникает необходимость ограничения подачи топлива

на низких скоростных и переходных режимах, поскольку из-за несоответствия расходных характеристик топливного насоса высокого давления и турбокомпрессора на этих режимах дизель работает с повышенной дымностью. Это особенно характерно для режима разгона, когда вследствие инерции ротора турбокомпрессора расход воздуха возрастает с запаздыванием, а подача топлива при этом увеличена. Снижение дымности на этих режимах может быть обеспечено путем корректирования максимальной подачи топлива по давлению наддува.

В настоящее время существует множество вариантов конструкций корректоров по наддуву, разработанных различными фирмами. Общий принцип всех таких корректоров сводится к включению в систему регулирования диафрагменной коробки, соединенной с впускным трубопроводом за турбокомпрессором, и замене жесткого упора рейки топливного насоса на переменный, положение которого зависит от положения мембраны корректора, т. е. от давления наддува.

Ограничитель дымления подобной конструкции, разработанный в ЦНИТА, устанавливают на тракторный дизель СМД-66. Для обеспечения соответствия между подачей топлива и количеством воздуха, поступающего в цилиндр двигателя, регулятор топливного насоса НД-22/6 имеет ограничитель дымления (рис. 21), который уменьшает полную подачу при недостаточном давлении наддува, и тем самым снижает дымление дизеля на режимах разгона и в области низкой частоты вращения коленчатого вала. Кроме того, он предохраняет двигатель от аварии при отказах турбокомпрессора.

В корпусе ограничителя установлена диафрагма, на которую с одной стороны воздействует пружина, а с другой — воздух, поступающий из компрессора через трубопровод. Диафрагма 1 с помощью штока 4 связана с подвижным упором 5, который воздействует на рычаг корректора 7. В случае недостаточного давления наддува пружина 3 перемещает диафрагму 1 и воздействием штока 4 на подвижной упор 5 ограничивает ход рычага корректора в сторону увеличения подачи топлива. При достаточном давлении наддува воздух, нагнетаемый турбокомпрессором, воздействует на диафрагму, которая сжимает пружину 3 и перемещает шток 4. Подвижной упор 5 при этом под действием дополнительной пружины

6 повернется вокруг своей оси по часовой стрелке и не будет препятствовать рычагу корректора 7 перемещаться в сторону полной подачи топлива.

§ 3. Конструктивные особенности системы питания карбюраторных двигателей

В настоящее время на автомобилях карбюраторные двигатели сохраняют доминирующее положение, поэтому совершенствование их систем питания, в значительной степени определяющих уровень показателей экономичности и токсичности, остается первоочередной задачей. При этом особое внимание уделяется проблеме улучшения распыливания топлива, обеспечению равномерного распределения смеси по цилиндрам и стабилизации регулировочных параметров в процессе эксплуатации. Большое внимание уделяется режимам малых нагрузок, холостого хода и неустановившимся режимам (разгон и принудительный холостой ход) как наиболее характерным в условиях городского движения.

Мощностные и экономические показатели карбюраторных двигателей так же, как и уровень выброса токсичных веществ, прежде всего определяются совершенством топливоподающей аппаратуры. Наибольшее распространение имеют многокамерные карбюраторы с компенсацией смеси изменением разрежения в диффузоре с последовательным включением камер и карбюраторы с переменным сечением диффузоров и постоянным разрежением у распылителя, обеспечивающие удовлетворительное смесеобразование в широком диапазоне рабочих режимов при достаточно развитых проходных сечениях воздушного тракта карбюраторов. Наблюдается применение сдвоенных карбюраторов с последовательным включением ступеней.

В зависимости от направления движения воздушного потока и горючей смеси различают карбюраторы с падающим, восходящим или горизонтальным потоками. В большинстве случаев на автомобильных двигателях применяют карбюраторы с падающим потоком, что улучшает наполнение цилиндров горючей смесью вследствие более совершенной в этом случае конструкции впускного трубопровода и уменьшения его сопротивления движению горючей смеси. Кроме того, воздушный патрубок карбюратора расположен так, что на нем удобно устанавли-

ливать воздухоочиститель, легче проводить техническое обслуживание.

На отечественные двигатели для грузовых автомобилей устанавливают двухкамерные карбюраторы К-126Б (ГАЗ-53А) и К-88АЕ (ЗИЛ-130) с падающим потоком и с уравновешенной поплавковой камерой. Камеры работают параллельно, но каждая независимо подает горючую смесь к четырем цилиндрам. Воздушная заслонка, поплавковая камера, системы ускорительного насоса и экономайзера — общие для карбюратора. Каждая смесительная камера имеет главную дозирующую систему и систему холостого хода.

На двигатель легкового автомобиля ГАЗ-24 «Волга» устанавливают двухкамерный карбюратор с падающим потоком и с уравновешенной поплавковой камерой. Дроссельные заслонки этих камер открываются последовательно. При нажатии на педаль управления сначала открывается дроссельная заслонка основной смесительной камеры и только после того, как она откроется не менее чем на $\frac{2}{3}$ своего хода, начинает открываться вместе с ней дроссельная заслонка дополнительной камеры.

Современные карбюраторы с постоянным сечением диффузоров в настоящее время достигли высокой степени совершенства и по своим показателям часто не уступают системам питания с впрыском топлива. Характерное отличие таких карбюраторов — наличие автоматических вспомогательных систем, часто с электронным управлением. К числу наиболее совершенных относится и новый отечественный карбюратор «Озон». Сравнительно недавно начато массовое производство семейства унифицированных карбюраторов типа «Озон» для двигателей легковых автомобилей ВАЗ, АЗЛК, УАЗ.

«Озон» — первый отечественный серийный карбюратор, оснащенный механизмом пневматического привода дроссельной заслонки вторичной камеры. Этот привод предназначен для автоматического открытия дроссельной заслонки вторичной камеры при работе двигателя по внешней скоростной характеристике в соответствии с заданным законом и позволяет улучшить наполнение и повысить крутящий момент двигателя на низкой частоте вращения коленчатого вала, улучшить процесс смесеобразования на низкой частоте вращения при полной нагрузке (за счет повышения скорости потока воздуха в диффузоре первичной камеры), улучшить распределение

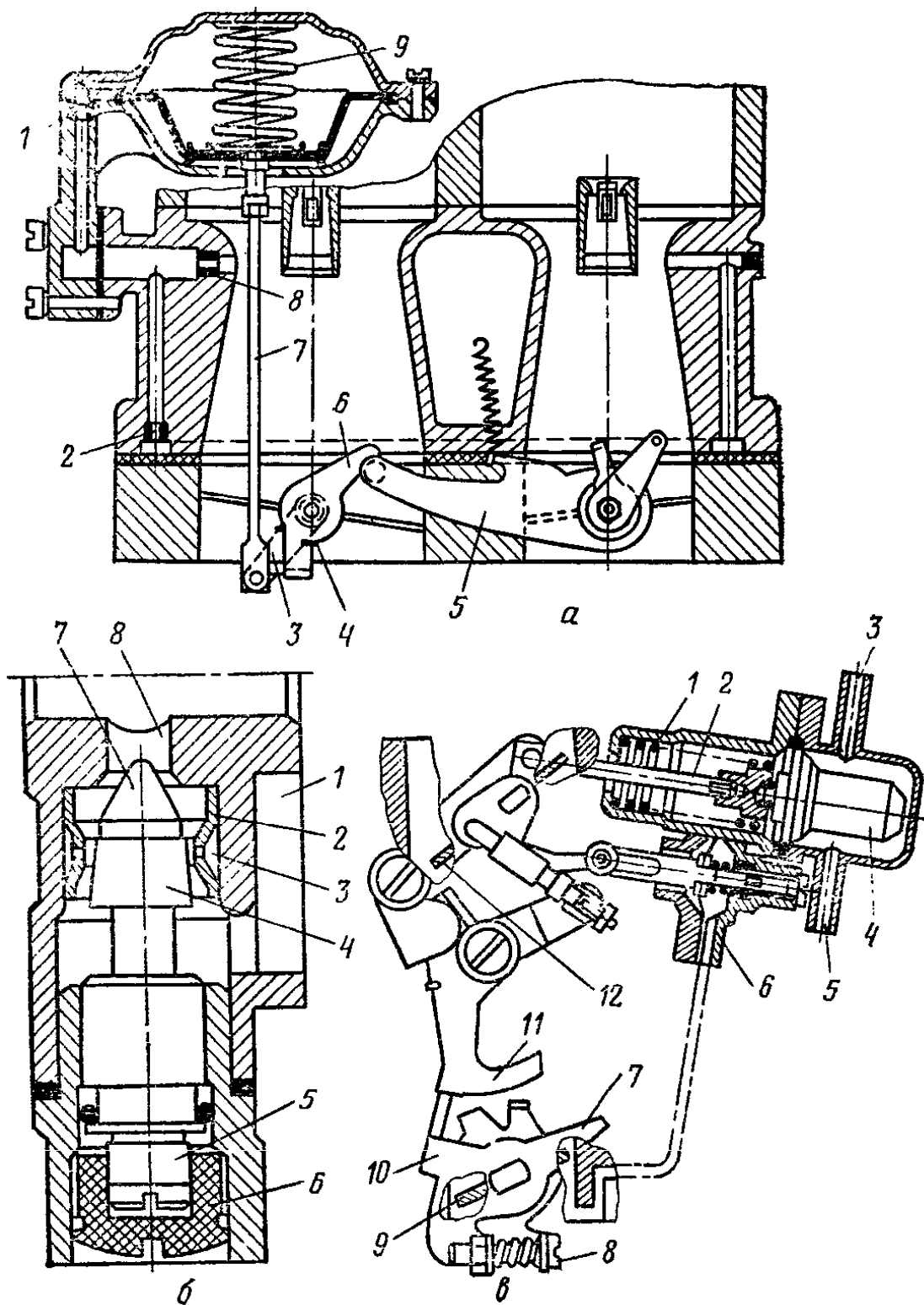


Рис. 22. Схема карбюратора «Озон»:

а — механизм пневмопривода дроссельной заслонки вторичной камеры: 1 — демпфирующий жиклер; 2 — управляющий жиклер первичной камеры; 3, 5 и 6 — промежуточный, блокировочный рычаги и рычаг оси дроссельной заслонки; 4 и 9 — промежуточная и главная пружины; 7 — шток; 8 — управляющий жиклер вторичной камеры; 6 — автономная система холостого хода: 1 — воздушный канал; 2 — распылитель; 3 — эмульсионный канал; 4, 5 и 7 — дозирующий конус, винт регулировки «количества» и регулирующий конус; 6 — ограничительная втулка поворота винта; 8 — выходное отверстие системы холостого хода; 6 — автоматическая система управления воздушной заслонкой: 1 — возвратная пружина; 2 — шток; 3 и 5 — каналы подвода охлаждающей жидкости; 4 — термословый элемент; 6 — мембранный пневматический пусковой механизм; 7 — ус приводного рычага; 8 — регулировочный винт; 9 — дроссельная-заслонка; 10 — приводной рычаг; 11 — кулачок; 12 — воздушная заслонка.

смеси по цилиндрам и несколько снизить за счет этого расход топлива, уменьшить нарушения процесса смесеобразования в момент резкого нажатия на педаль акселератора.

Механизм пневматического привода дроссельной заслонки вторичной камеры карбюратора «Озон» представляет собой диафрагменный механизм с возвратной пружиной 9 (рис. 22, а), связанной штоком 7 через промежуточную пружину 4 с рычагом на оси дроссельной заслонки.

Управляющее разрежение в рабочую полость диафрагменного механизма подается из больших диффузоров через калиброванные отверстия 2 и 8, служащие для обеспечения заданного закона открытия дроссельной заслонки. Для сглаживания резких изменений разрежения в рабочей полости диафрагменного механизма при резком изменении положения дроссельных заслонок в пневматическом канале предусмотрен демпфирующий жиклер 1. Механизм блокировки предотвращает открытие дроссельной заслонки вторичной камеры на частичных нагрузках, освобождая рычаг 6 на оси вторичной камеры только при открытии дроссельной заслонки первичной камеры на угол, превышающий заданный.

В этом карбюраторе применена принципиально новая конструкция системы холостого хода) с количественным регулированием топливовоздушной смеси постоянного состава (автономная система холостого хода) (рис. 22, б). В корпусе дроссельных заслонок выполнена камера, в которой расположены распылитель 2 и профилированный винт 5.

На режиме холостого хода дроссельные заслонки закрыты. Основная часть воздуха подается в распылитель 2 с высокими скоростями, близкими к звуковым. Топливоздушная эмульсия поступает в эмульсионный канал 3 распылителя, образуя с потоком воздуха однородную топливовоздушную смесь. Состав смеси регулируется винтом в канале подвода эмульсии к распылителю. Количество смеси регулируют изменением положения винта 5 эксплуатационной регулировки. Профиль дозирующего конуса винта обеспечивает при регулировании количества топливовоздушной смеси ее постоянный состав. Такое конструктивное выполнение обеспечивает в эксплуатации простоту регулирования двигателя на холостом ходу.

ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЕ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ

Глава I

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ СОВРЕМЕННЫХ СВИНЦОВО-КИСЛОТНЫХ АККУМУЛЯТОРНЫХ БАТАРЕЙ

В настоящее время на отечественные тракторы и автомобили устанавливаются свинцово-кислотные стартерные аккумуляторные батареи, выпускаемые в соответствии с требованиями ГОСТа и технических условий. Свинцово-кислотные батареи непрерывно совершенствуют в направлениях улучшения их электрических характеристик, применения современных термопластических материалов, создания более рациональных конструкций моноблоков и аппаратов, снижения трудоемкости технического обслуживания и обеспечения надежной работы в различных климатических условиях.

Современные батареи в сравнении с недавно выпускаемыми имеют лучшие характеристики в стартерном режиме работы. При температуре -18°C продолжительность стартерного разряда возросла с 2,7 до 3,0 мин, а начальное разрядное напряжение на 5...7 с повысилось с 8,0 до 8,4 В. При этом энергия стартерного разряда увеличилась на 19%. Эти результаты достигнуты за счет увеличения числа электродов при некотором уменьшении их толщины без изменения размеров и массы батарей.

Разработаны и освоены промышленностью новые типы батарей 6СТ-190А — для грузовиков с дизелями, 6СТ-75А — для грузовых автомобилей ГАЗ и 6СТ-65 ЭМ — для легковых автомобилей ГАЗ-3102. Моноблоки этих батарей изготовлены из морозостойкого и ударопрочного полипропилена, позволившего уменьшить толщину стенок до 1,5...3,5 мм и снизить массу с 6...12 кг до 0,75...2,5 кг. Большая эластичность полипропилена позволила соединить аккумуляторы между собой через отверстия в перегородках моноблока. Этим уменьшены длина, масса и электрическое сопротивление межэле-

ментных соединений (борнов и перемычек) и повышено разрядное напряжение на 0,1...0,2 В.

Разработаны также конструкции пластмассовых моноблоков с общей для всех банок крышкой, которую соединяют с моноблоком контактно-тепловой сваркой без применения заливочной мастики, обычно растрескивающейся при низких температурах.

Основная задача на настоящее время — производственное освоение необслуживаемых аккумуляторных батарей, не требующих доливки воды, или малообслуживаемых, нуждающихся в ней лишь через 12 месяцев.

В необслуживаемых батареях применены новый сплав для решеток пластин и мешковидные сепараторы.

Глава 2

ГЕНЕРАТОРНЫЕ УСТАНОВКИ ПЕРЕМЕННОГО ТОКА

§ 1. Генераторы переменного тока

Сейчас все отечественные тракторы и автомобили оснащают генераторами переменного тока с электромагнитным возбуждением и встроенными полупроводниковыми выпрямителями. Генераторы переменного тока имеют ряд преимуществ в сравнении с генераторами постоянного тока. Важнейшие из них: увеличение мощности, снимаемой с единицы массы; повышение срока службы; уменьшение потребности в обслуживании; отсутствие потребности в реле обратного тока и в ограничителе тока; снижение начальной частоты вращения (частоты начала отдачи тока потребителем).

Генераторы переменного тока — синхронные машины. Частота вырабатываемого напряжения в них имеет постоянную, пропорциональную зависимость от частоты вращения ротора и числа полюсов.

В зависимости от расположения обмотки возбуждения и цепи подачи питания к ней генераторы переменного тока можно разделить на два типа:

- 1) генераторы вращаемой обмоткой возбуждения, питаемой через щетки и контактные кольца;
- 2) бесконтактные индукторные генераторы с неподвижной обмоткой возбуждения.

Первый тип генератора применяют на автомобилях и тракторе К-701. Индукторные генераторы используют на тракторах и комбайнах. На автомобилях с мощными дизелями (МАЗ и КамАЗ) устанавливают генераторы с номинальным напряжением 28 В, на автомобилях с карбюраторными двигателями и тракторах генераторы имеют номинальное напряжение 14 В.

Переменная ЭДС индуктируется в неподвижных обмотках статора, пересекаемых вращающимся магнитным полем ротора. Магнитное поле ротора создает обмотка возбуждения, питаемая постоянным током.

Статор собирают из листов электротехнической стали специального профиля, образующего с внутренней стороны равномерно расположенные пазы и зубцы-сердечники. Тракторные генераторы имеют по девять пазов и зубцов (Г306) или по десять (Г309), автомобильные — по 18 (Г250), 36 (Г221) и 72 (Г290) пазов. В пазах статора вокруг зубцов размещают фазные обмотки.

Ротор автомобильных генераторов состоит из вала, на котором размещены стальная втулка с обмоткой возбуждения, две примыкающие к торцам втулки пластины с шестью клювообразными полюсными наконечниками,

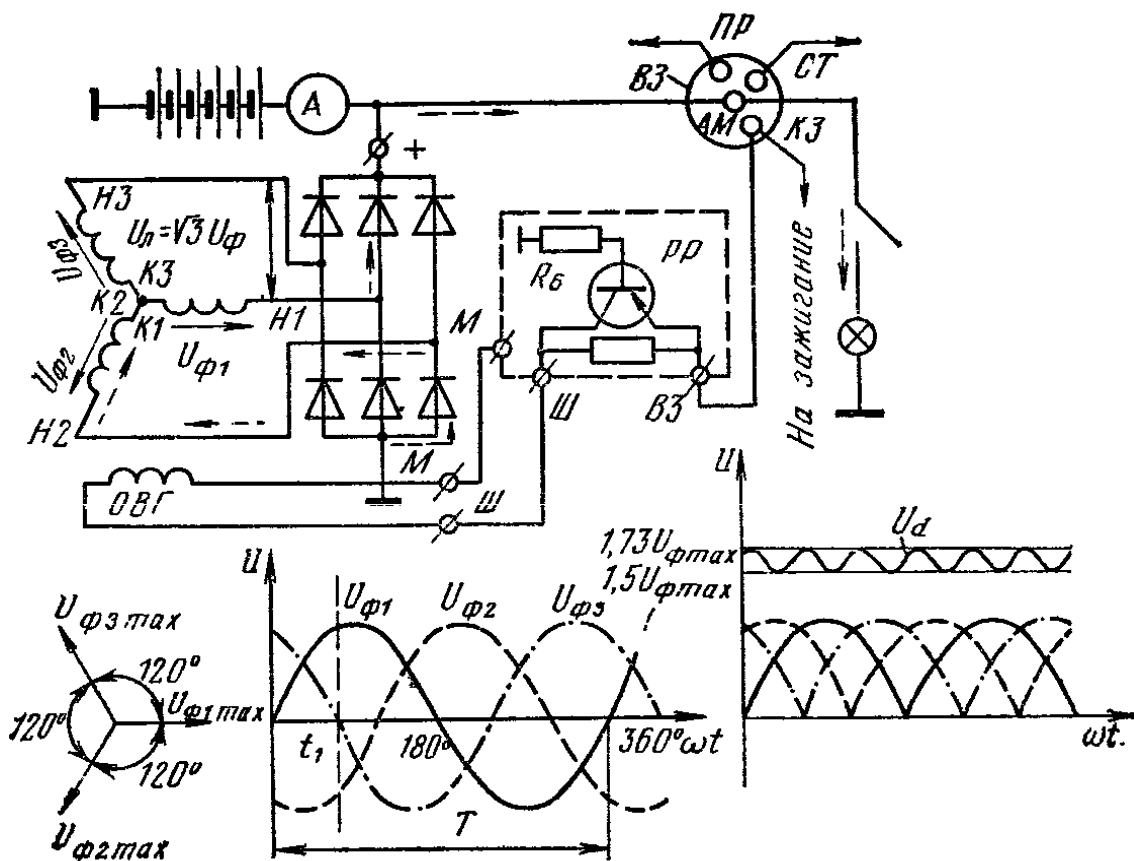


Рис. 23. Схема включения генераторной установки переменного тока с внешним возбуждением, применяемая на автомобилях.

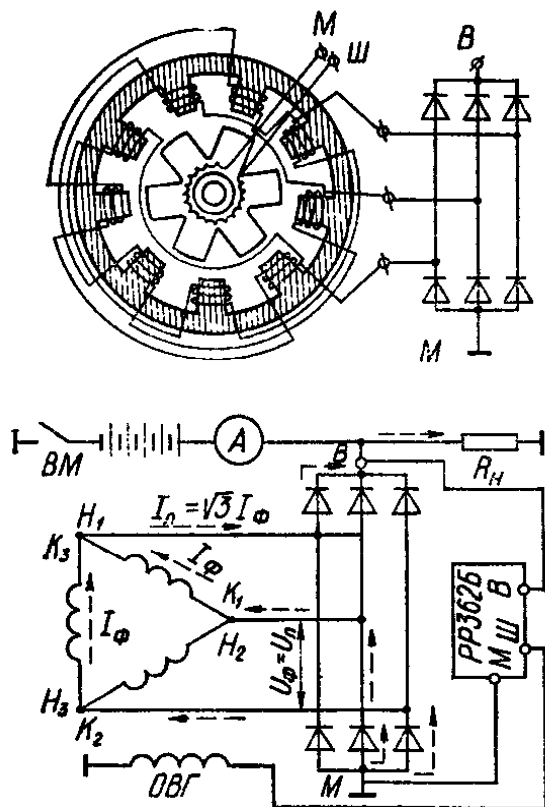


Рис. 24. Схема включения генераторной установки с внешним возбуждением, применяемая на тракторах.

образующими двенадцати-полюсный электромагнит, и два изолированных контактных кольца, к которым припаяны концы обмотки возбуждения.

Катушки статора, в которых в любой момент индуктируется одинаковое по фазе напряжение, соединены между собой последовательно. Статорные (якорные) обмотки, индуктирующие трехфазное напряжение, соединяют между собой «звездой» (рис. 23) в автомобильных генераторах мощностью до 500... 700 Вт или «треугольником» (рис. 24) в тракторных и автомобильных генераторах большей мощности.

В пазах статора генератора Г287 автомобилей ГАЗ-66 и «Урал-375» (мощность 1,1 кВт) уложена трехфазная обмотка двойной «звездой». Соединение фазных обмоток «треугольником» или двойной «звездой» позволяет использовать более тонкий провод, так как в этом случае ток в фазе генератора будет меньше, чем в линии.

Для включения фазных обмоток «звездой» концы всех фаз $K1$, $K2$ и $K3$ (см. рис. 23) соединяют между собой в общую нулевую точку 0 , которую иногда выводят отдельным нулевым проводом (генераторы Г273, Г221) или изолируют в генераторе (Г250). Начала трех фаз $H1$, $H2$ и $H3$ подведены к выпрямителю. В случае вывода нулевого провода существуют два разных напряжения: фазное U_{ϕ} — напряжение между началами фаз и нулевой точкой и линейное $U_{л}$ — напряжение между выводами начал фаз. Действующие значения линейных напряжений в $\sqrt{3}=1,73$ раза больше действующих фазных напряжений при синусоидальном изменении ЭДС, а линейные токи $I_{л}$ равны фазным I_{ϕ} , $U_{л}=\sqrt{3}U_{\phi}$.

На рисунке 23, б изображены кривые изменения фазных напряжений, подводимых к выпрямителю. Они

представляют собой проекции трех векторов максимальных фазных напряжений $U_{\phi 1 \max}$, $U_{\phi 2 \max}$, $U_{\phi 3 \max}$, сдвинутых один относительно другого на 120° и вращающихся против часовой стрелки со скоростью один оборот за период T переменного напряжения.

Для полного выпрямления трехфазного напряжения и тока используют кремниевые полупроводниковые диоды (вентили), собранные в схему двухполупериодного трехфазного выпрямителя. В нее включены три диода положительной полярности, соединенные между собой катодами, и три диода отрицательной полярности, соединенные анодами. Диоды положительной и отрицательной полярности свободными выводами соединены между собой попарно. К точке соединения их подведены линейные напряжения генератора. Когда к диодам приложено прямое отпирающее напряжение, превышающее так называемое пороговое напряжение (около 0,8 В), они проводят ток (сопротивление несколько Ом); при воздействии обратного напряжения диоды запираются (сопротивление 10 кОм и более) и пропускают лишь незначительный обратный ток, не оказывающий существенного влияния.

Если соединить фазы статора «звездой», то напряжение, подводимое к диодам выпрямителя, будет определяться ординатами, заключенными между огибающими положительных и отрицательных фазных напряжений (рис. 23, б). Это напряжение изменяется от максимального значения, равного $1,73 U_{\phi \max}$ (в точках 0° , 60° и т. д.), до минимального — $1,5 U_{\phi \max}$ (в точках 30° , 90° и т. д.), т. е. пульсирует с частотой, в шесть раз превышающей частоту переменного тока. Если пренебречь падением напряжения на диодах выпрямителя и соединительных проводах, т. е. принять указанные экстремальные значения для выпрямленного тока, то среднее выпрямленное напряжение $U_d = 1,65 U_{\phi \max}$.

Действующее (эффективное) значение напряжения переменного тока U_ϕ , измеряемое приборами, в $\sqrt{2} = 1,41$ раза меньше максимальных амплитудных значений. Поэтому среднее значение выпрямленного напряжения, выраженное через действующее значение переменного напряжения:

$$U_d = 1,65 U_{\phi \max} = 1,65 \cdot 1,41 U_\phi = 2,34 U_\phi.$$

Пульсация выпрямленного напряжения, выраженная через его среднее значение, равна $\Delta U_d = 0,139 U_d$.

Для среднего значения напряжения 14 В пульсация составляет 1,95 В.

На рисунке 23, а изображена схема включения источников электроснабжения, применяемая на отечественных автомобилях с карбюраторными двигателями, укомплектованными генераторами переменного тока и контактно-транзисторными или бесконтактными регуляторами напряжения. В этой схеме обмотка возбуждения питается от полного напряжения аккумуляторной батареи. После включения выключателя зажигания ВЗ обмотка возбуждения подключается через него и открытый выходной транзистор регулятора напряжения. Следовательно, возбуждение генератора гарантируется на всем диапазоне частот вращения.

Полное начальное возбуждение (силой тока 3...3,5 А) обеспечивает при увеличении частоты вращения пропорциональный рост напряжения от генератора до регулируемого значения. Но в выключателе зажигания и в соединениях проводов вследствие ослабления и окисления контактов возможны падения напряжения. Если падение напряжения составит 1 В, то уменьшится намагничивающая сила обмотки возбуждения и выходная мощность четырнадцативольтового генератора снизится на 5...10%. Кроме того, измерительный каскад регулятора, получая уменьшенное на 1 В напряжение, будет включаться в работу позже, а регулятор — поддерживать повышенное напряжение от генератора. При этом к батарее, осветительным приборам и другим потребителям, подключенным к указателю тока, подводится напряжение около 16 В, а к зажиганию через выключатель — около 15 В. Это приводит к сокращению срока службы батареи и осветительных ламп, к быстрому снижению уровня электролита.

Нестабильное изменение сопротивлений в цепях обмотки возбуждения и регулятора напряжения ведет к возникновению пульсаций напряжения повышенной амплитуды и малой частоты, приводящей к миганию света ламп и колебаниям стрелки указателя тока.

В регуляторах напряжения (РР-350А), не имеющих реле защиты, короткое замыкание в цепи обмотки возбуждения выводит из строя выходной транзистор.

В случаях выключения «массы» аккумуляторной ба-

тарей при работающем двигателе возникают импульсы повышенного напряжения, весьма опасные для полупроводниковых приборов.

§ 2. Бесконтактные индукторные генераторы

Индукторными называют такие генераторы, у которых в статоре и его якорных обмотках изменяется только значение магнитного потока (за счет перемещения ферромагнитной массы ротора). Схема индукторного генератора приведена на рисунке 24, а. Ротором тракторных индукторных генераторов служит сидящая на валу шестилучевая звезда, набранная из пластин электротехнической стали.

Стальная втулка с обмоткой возбуждения прикреплена к крышке генератора так, что лучи звездочки ротора движутся у торца обмотки возбуждения. Катушка возбуждения намагничивает лучи звездочки одноименными полюсами. При вращении ротора магнитный поток, пронизывающий витки фазных катушек, изменяется от максимального значения (когда луч звездочки проходит против зубца статора) до минимального (когда против зубца статора находится выемка звездочки ротора). Следовательно, изменяющийся в зубцах статора магнитный поток от максимума до минимума и наоборот будет индуцировать в катушках статора переменную ЭДС. Так как зубцов на статоре больше, чем лучей на звездочке, то в любой момент рядом расположенные катушки (три или более) будут пронизываться различно изменяющимися магнитными потоками. Однако в катушках будет индуцироваться различная по фазам ЭДС.

Катушки с одинаковым фазным напряжением соединяют между собой последовательно. Статорные обмотки с трехфазным напряжением соединяют «треугольником», а с пятифазным (Г309, 15.3701) — в пятиугольник.

При соединении «треугольником» (рис. 24, б) конец первой фазы $K1$ соединяют с началом второй фазы $H2$, конец второй фазы $K2$ — с началом третьей $H3$, конец третьей $K3$ — с началом первой $H1$. Линейные провода отводят от точек соединения фаз. В этом случае при равномерной симметричной нагрузке всех линий линейные токи будут в $\sqrt{3}$ раз больше фазных токов, текущих в обмотках генератора, а линейные напряжения будут равны фазным, т. е. $I_{л} = 1,73 I_{ф}$, а $U_{л} = U_{ф}$.

Схема внешних соединений тракторных генераторных установок с контактно-транзисторными реле-регуляторами (см. рис. 24, б) отличается от автомобильных коммутационной аппаратурой. Здесь обязательным является выключатель «массы» аккумуляторной батареи, замыкающий цепь питания обмотки возбуждения.

§ 3. Тракторные генераторные установки с ИРН

В настоящее время тракторы Т-150К, Т-130, ДТ-75С комплектуют индукторными генераторами 15.3701 со встроенными интегральными регуляторами напряжения (ИРН), а тракторы ЮМЗ-6АМ и ЮМЗ-6АЛ — генераторами 13.3701 с ИРН. Первое число в маркировках (15 или 13) обозначает модель генератора, второе (37) — группу электрооборудования, третье (01) — систему электроснабжения.

Генераторные установки 13.3701 и 15.3701 созданы на базе серийно выпускаемых генераторов соответственно Г306 и Г309 и унифицированного ИРН Я112Б.

Генератор 13.3701 (рис. 25) — трехфазная бесконтактная одноименнополюсная электрическая машина с односторонним электромагнитным возбуждением, двумя встроенными выпрямительными блоками и бесконтактным интегральным регулятором напряжения.

Статор 7 и ротор 8 набраны из пластин электротехнической стали. Статор содержит девять зубцов, ротор — шесть. В пазах статора текстолитовыми клиньями закреплены катушки трехфазной обмотки, содержащие по 28 витков провода ПЭВ-2 диаметром 1,35 мм. В каждую фазу последовательно включено по три катушки, фазы соединены «треугольником».

Ротор представляет собой шестилучевую звезду, напрессованную на вал.

Передняя крышка 10, штампованная из стали, имеет две приваренные лапы, одна из которых служит для крепления генератора, вторая — для регулировки натяжения ремня. На цилиндрической части крышки имеются три отверстия для установки стяжных болтов и два — для стока конденсата и попавшей внутрь генератора воды. В передней крышке закреплен шарикоподшипник закрытого исполнения, не требующий дополнительной смазки в течение срока службы.

На ней также размещены блок силового выпря-

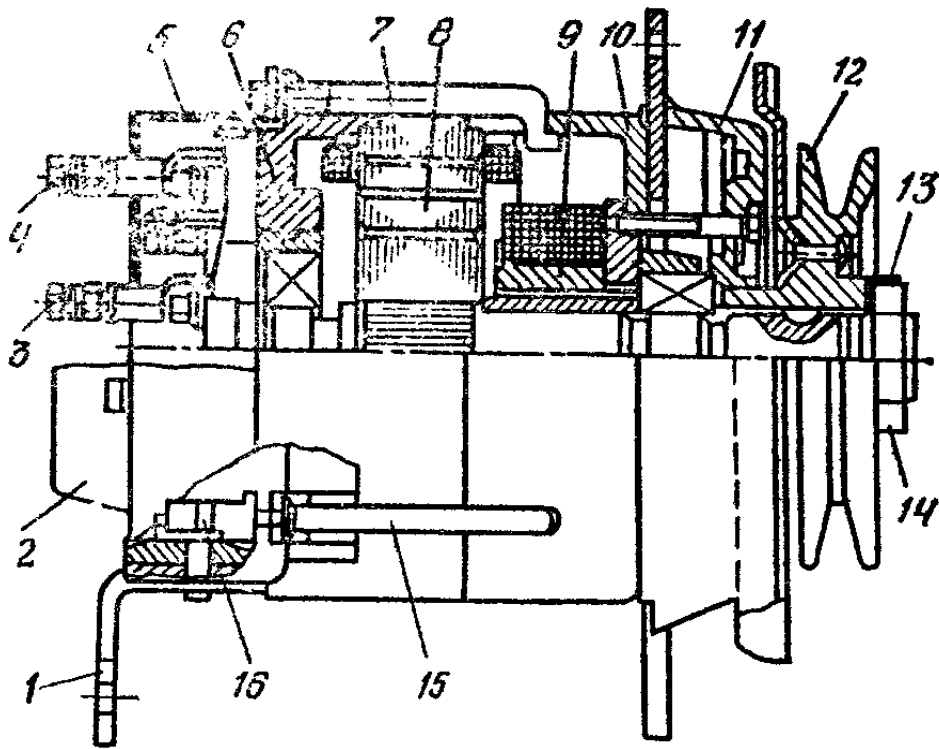


Рис. 25. Генератор 13.3701 (разрез) (обозначения — под рис.26).

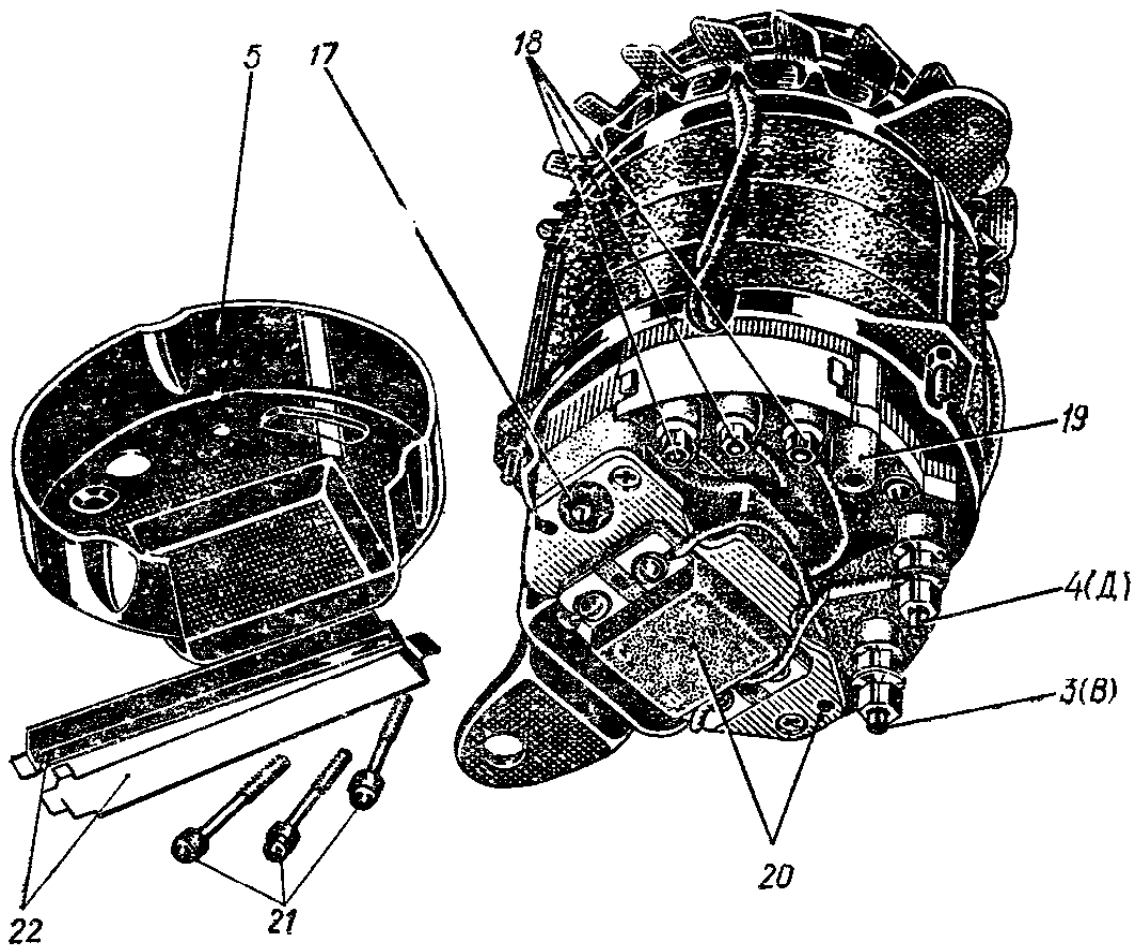


Рис. 26. Генератор 13.3701:

1 — лапа; 2 — блок регулятора; 3 — вывод В; 4 — вывод Д; 5 — крышка регулятора; 6 — задняя крышка; 7 — статор; 8 — ротор; 9 — втулка катушки возбуждения; 10 — передняя крышка; 11 — выпрямительный блок; 12 — шкив; 13 — шайба; 14 — гайка; 15 — стяжная шпилька; 16 — болт; 17 — переключатель сезонной регулировки; 18 — фазосборник; 19 — клеммник; 20 — регулятор с теплоотводом; 21 — винты крепления крышки блока БПВ13-3; 22 — защитные планки.

мителя (БПВ-30) 11 и обмотка возбуждения со своей втулкой 9 и фланцем. Обмотка возбуждения содержит 460 витков провода ПЭВ-2 диаметром 0,72 мм. Концы обмотки возбуждения соединены один с выводом Д (рис. 26) клеммника 19 и выводом дополнительного выпрямителя, второй — с выводом Ш интегрального регулятора напряжения.

Выпрямительный блок 11 состоит из оребренного корпуса и теплоотвода, изготовленных из алюминиевого сплава. В теплоотвод запрессованы три диода прямой полярности, а в корпус — три диода обратной полярности. Теплоотвод изолирован от корпуса миканитовой прокладкой и прикреплен к нему тремя изолированными винтами. Плюс вывод 3 (В) генератора гибким проводом соединен с теплоотводом.

Задняя крышка 6 отлита из алюминиевого сплава АЛ9. В ней размещен второй подшипник генератора, а на ней закреплены установочная стальная лапа 1 и клеммная колодка 19 (рис. 26), отлитая из стеклонаполненного капрона. Клеммная колодка (клеммник) — базовый конструктивный элемент блока БПВ-13-3 с ИРН. На ней размещены: три болта 18 (М4), служащие для соединения фазных выводов статора с выводами выпрямительного блока БПВ-30 и диодами дополнительного выпрямителя БПВ-13-3; теплоотвод с тремя запрессованными в него диодами прямой полярности дополнительного выпрямителя. Теплоотвод закреплен на клеммнике болтом М6, являющимся одновременно плюсом дополнительного выпрямителя и выводом Д генератора. Дополнительный выпрямитель питает обмотку возбуждения и реле блокировки стартера; алюминиевый теплоотвод с расположенным на нем ИРН 20 и закрепленным четырьмя винтами М4 с прокладками таким образом, что обеспечивается изоляция наконечников, накладываемых на контактные площадки (выводы ИРН), от винтов.

Блок с ИРН закрывают защитным кожухом 5, штампованным из алюминия. К кожуху имеются отверстия для выхода наружу выводных болтов В и Д, а также винта 17 переключателя «Зима — лето».

Контактные площадки ИРН соединены проводами: вывод В с клеммой В генератора; вывод Ш с болтом М4 клеммника и выведенным на него концом обмотки возбуждения; вывод С с плюсовым, изолированным выво-

дом конденсатора входного фильтра (типа К50-3А, 10 мкФ, 25 В) и резистором посезонной регулировки; конденсатор и резистор расположены в специальных пазах клеммника; вывод Д ИРН соединен с клеммой Д генератора; минусовой вывод регулятора, которым является его основание, соединен с корпусом генератора.

Схема интегрального регулятора Я112Б (рис. 27) составлена из двух функциональных каскадов. Измеритель напряжения (чувствительный каскад) включает в себя стабилитрон $V_{ст}$ с входным делителем напряжения на резисторах R_4 , R_5 и $R_{рег}$. Резистор $R_{рег}$ служит для настройки регулятора на требуемый уровень напряжения. В регулирующий каскад входит составной транзистор V_2-V_3 , управляемый транзистором V_4 . Кроме того, для обеспечения требуемых режимов работы генераторной установки в различных условиях в схему регулятора подключены дополнительные элементы: резистор подпитки R_n (между клеммами Б и Д), улучшающий самовозбуждение генератора; конденсатор $C_{ф}$, обеспечивающий работу генераторной установки без аккумуляторной батареи (сглаживает пульсацию выпрямленного напряжения); резистор R с переключателем посезонной регулировки «Зима — лето» для повышения уровня регулируемого напряжения на 0,8...1,2 В при работе зимой.

При включении «массы» аккумуляторной батареи ее ток течет через входной делитель напряжения и через резистор R_n , базоэмиттерные переходы составного транзистора $V_2=V_3$ и резистор R_2 . Составной транзистор открывается и пропускает незначительный ток через резистор подпитки R_n в обмотку возбуждения генератора (до 0,035 А).

После запуска двигателя обмотку возбуждения питает генератор от дополнительного выпрямителя. Пока напряжение генератора не достигло регулируемого значения, ток в обмотку возбуждения течет через открытый

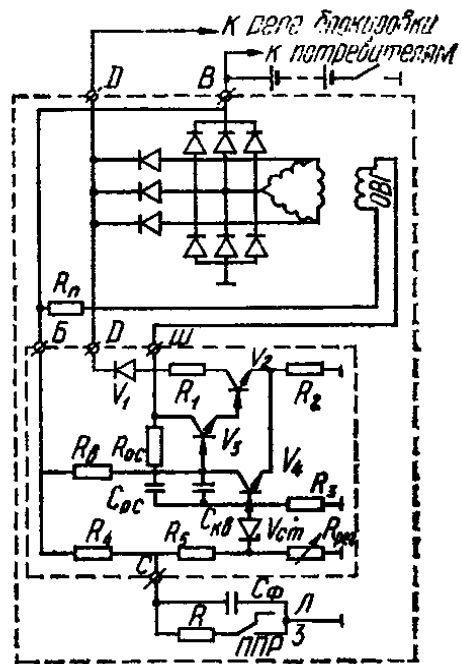


Рис. 27. Схема генераторной установки 13.3701 с интегральным регулятором напряжения.

составной транзистор. Когда напряжение генератора достигает регулируемого уровня, увеличивается ток в делителе напряжения, и возросшее падение напряжения на резисторе $R_{\text{рег}}$ переводит стабилитрон в проводящее состояние. Потенциал базы входного транзистора V_4 повышается и он открывается, сопротивление его перехода эмиттер—коллектор резко снижается, и он шунтирует переходы база—эмиттер транзисторов V_2-V_3 . Транзисторы V_2-V_3 закрываются, замыкая цепь питания обмотки возбуждения. Ток в обмотке возбуждения снижается не резко: его поддерживает ЭДС самоиндукции через гасящий диод V_1 . Напряжение генератора уменьшается, снижается падение напряжения на резисторе $R_{\text{рег}}$, стабилитрон переходит в непроводящее состояние, транзистор V_4 закрывается, а транзисторы V_2-V_3 открываются, ток в обмотке возбуждения увеличивается и напряжение генератора снова повышается до регулируемого уровня, и процесс повторяется.

С увеличением частоты вращения генератора время открытого состояния транзисторов V_2-V_3 уменьшается, поэтому уменьшается и среднее значение тока в обмотке возбуждения. Регулятор поддерживает заданный уровень выпрямленного напряжения (между клеммой B и «массой») при изменении в рабочем диапазоне частоты вращения генератора, токовой нагрузки и температуры воздуха.

Цепочка обратной связи $C_{o.c} - R_{o.c}$ обеспечивает четкость переключения транзисторов V_2-V_3 из открытого состояния в закрытое, а также необходимую частоту переключения. Конденсатор $C_{\text{кв}}$ способствует четкому переключению их из закрытого состояния в открытое. Резистор R_1 снижает мощность, рассеиваемую транзистором V_2 . Резистор обратной связи R_2 уменьшает ошибку регулирования.

Генераторная установка 15.3701 создана на базе генератора Г309, на котором сначала был установлен ИРН, а затем — переключатель посезонной регулировки. В настоящее время генератор 15.3701 — это бесконтактная, индукторная, пятифазная, одноименнополюсная машина с односторонним электромагнитным возбуждением и встроенным выпрямителем и ИРН.

В отличие от установки 13.3701 статор генератора 15.3701 имеет десять зубцов, на которых закреплены катушки пятифазной обмотки, соединенные в пятиуголь-

ник. Силовой выпрямитель БПВ-5-100 собран на десяти кремниевых вентилях ВА-20 по мостовой двухполупериодной схеме и размещен у задней крышки генератора. Между задней крышкой генератора и корпусом выпрямителя на валу ротора закреплена алюминиевая штампованная крыльчатка, служащая для охлаждения выпрямителя.

Дополнительный выпрямитель, предназначенный для питания обмотки возбуждения, собран на пяти диодах и размещен в одном корпусе с основным выпрямителем.

Схема соединений генераторной установки 13.3701 (см. рис. 27) с питанием обмотки возбуждения от дополнительного выпрямителя имеет ряд преимуществ. Соединения генератора с ИРН выполнены короткими проводами без каких-либо выключателей (измерительный каскад регулятора подключен к основному выпрямителю, а обмотка возбуждения, питаемая от дополнительного выпрямителя, — к выходному, исполнительному каскаду), поэтому сопротивление этих цепей незначительно и регулятор поддерживает стабильное напряжение.

Включение резистора подпитки $R_{\text{д}}$ в цепь: аккумуляторная батарея — обмотка возбуждения — ИРН — улучшает самовозбуждение генератора и предотвращает быстрый разряд аккумуляторов через обмотку возбуждения при включенной «массе». Но генераторные установки с подпиткой обмотки возбуждения через резистор возбуждаются с резким ростом напряжения при повышенной частоте вращения, а при малых частотах и большой нагрузке возможны скачкообразные падения напряжения и тока. Поэтому при использовании таких схем включения необходимо обеспечить генератору на холостом ходу двигателя повышенную частоту вращения для исключения разрядной работы батареи.

§ 4. Схема системы электроснабжения автомобилей КамАЗ

Система электроснабжения автомобилей КамАЗ состоит из генератора переменного тока Г273А (рис. 28) со встроенным выпрямительным блоком БПВ4-45 и интегральным регулятором напряжения Я120АТ, двух аккумуляторных батарей 2 типа 6СТ-190ТР, выключателя 1 аккумуляторных батарей типа ВК860 с дистанционным управлением, указателя 3 тока (АП170), выключо-

Тродвигателя отопителя через клемму КЗ выключателя 4 и предохранитель 7. Нормально замкнутые контакты реле размыкаются, предотвращая выключение «массы» аккумуляторных батарей при работающем двигателе, а нормально разомкнутые контакты замыкаются и подводят напряжение к выключателю электродвигателя отопителя.

После запуска двигателя обмотка возбуждения питается от нулевой точки обмотки статора напряжением, не превышающим 14 В. Такое подключение цепи обмотки возбуждения позволило защитить аккумуляторные батареи от разряда на цепь обмотки возбуждения при неработающем двигателе с не выключенными выключателем «массы» и выключателем приборов и стартера. Ток, проходящий в обмотку возбуждения через подпиточный резистор R_1 , не превышает 0,05 А, что не приводит к заметному разряду батареи. Питание обмотки возбуждения напряжением 14 В позволило также унифицировать ротор двадцативосьмивольтового генератора с четырнадцативольтовым и снизить перенапряжение выходного транзистора регулятора напряжения при сбросе нагрузки примерно в два раза, так как напряжение между нулевым выводом обмотки статора и «массой» генератора в два раза меньше напряжения на выходе генератора.

Генераторы Г273, Г273А автомобилей КамАЗ имеют сезонную регулировку «Зима — лето», так как аккумуляторы установлены снаружи. Резистор $R_{\text{п}}$ сезонной регулировки (6,8 кОм, мощностью 0,25 . . . 0,5 Вт) подключают между клеммой С и массой регулятора при помощи винта в кожухе ИРН.

Конденсатор 9, подключенный между клеммой В и «—» генератора, снижает радиопомехи.

§ 5. Основные правила эксплуатации и технического обслуживания тракторных генераторных установок с ИРН

Чтобы не вывести из строя выпрямитель генератора и ИРН, нельзя допускать ошибочного подключения аккумуляторной батареи в сеть. Включать в сеть можно только «+» батареи, а «—» — на «массу». Недопустимо бить предметами по корпусу генератора и крышке регулятора напряжения. Это приводит к смещению статорных пластин, задеванию ротора за статор и заклини-

ванию. Вмятины на крышке регулятора выводят его из строя.

Во избежание перегрева и выхода из строя генератор необходимо содержать в чистоте, очищать ветошью, смоченной в воде, с последующей прочисткой дренажных отверстий в крышках. Нельзя допускать попадания масла на генератор. Оно нарушает электрический контакт между корпусом генератора и регулятором напряжения и стабильность работы регулятора. Запрещается открывать крышку регулятора напряжения при работающем генераторе.

Нельзя выключать «массу» аккумуляторной батареи при работе двигателя с большой частотой вращения. Выключение батареи вызывает импульсное повышение напряжения и может привести к выходу из строя полупроводниковых приборов или потребителей.

Необходимо своевременно подтягивать гайки крепления контактных проводов на выводных клеммах генератора, проверять и регулировать натяжение приводного ремня.

Если при работе трактора без аккумуляторной батареи генератор не возбуждается, его можно возбудить от постороннего источника постоянного тока напряжением не более 13 В. Для этого отключают все потребители, кроме плафона, соединяют отрицательный вывод источника тока с корпусом генератора и при номинальной частоте вращения двигателя касаются оголенным концом провода от «+» источника тока выводной клеммы генератора. Горение лампы плафона после снятия провода с клеммы указывает, что генератор возбужден. В случаях невозбуждения генератора при установленной на тракторе аккумуляторной батарее нужно кратковременно (на 2...3 с) перемкнуть клеммы *В* и *Д*.

§ 6. Проверка генераторных установок с ИРН

Контроль за работой генераторной установки необходимо вести ежедневно по указателю тока и состоянию аккумуляторных батарей: не замеченный вовремя отказ в работе ИРН может привести к выходу из строя обмотки возбуждения генератора и аккумуляторной батареи.

Если приходится часто доливать дистиллированную воду в аккумуляторы и наблюдать длительные повышенные или незначительные зарядные токи с прогрессирую-

щим разрядом батареи, то генераторную установку надо проверять (табл. 3). Лучше всего проверку генератора с регулятором напряжения вести на стенде в мастерской. Там проверяют начальную частоту, при которой установка начинает отдавать ток в сеть (достигает напряжения 12,5 В) или развивает номинальное напряжение (14 или 28 В), максимальный отдаваемый ток, а также регулируемое напряжение при заданных частотах и нагрузках.

Таблица 3. Контрольные точки для проверки генераторов

Марка генератора	Частота вращения, об/мин	Ток нагрузки, А	Напряжение, В	Примечание
13.3701	1400	0	Не менее 12,5	ППР — в полож. «Лето»
	2600	Не менее 23,5	Не менее 12,5	
	3600	14 (с аккумулят. бат.)	13,2...14,1	
15.3701	1150	0	Не менее 12,5	ППР — в полож. «Лето»
	6000	Не менее 95	Не менее 12,5	
	4500	36 (с аккумулят. бат.)	13,7...14,5	
Г273А с ИРН Я120АТ	1550	10 (с аккумулят. бат. 28 В)	28	При возбуждении от другого источника постоянного напряжения 14 В ППР — в полож. «Лето»
	2100	20 (с аккумулят. бат. 28 В)	28	
	3500 ± 200	20 (с аккумулят. бат. 28 В)	27,1...28,1	

Для проверки генераторной установки на тракторе необходим вольтметр постоянного тока первого класса со шкалой на 20...30 В, который подключают между клеммой В и незакрашенной частью корпуса генератора. Проверяют натяжение ремня вентилятора. Устанавливают номинальную частоту вращения двигателя, включают все потребители и замеряют напряжение. Оно должно быть при включенной аккумуляторной батарее и пере-

ключателе сезонной регулировки в положении *Л* 13,2...14,1 В для генератора 13.3701 и 13,7...14,5 В для генератора 15.3701; при выключенной аккумуляторной батарее и потребителях в положении *З* переключателя ППР напряжение должно быть выше на 0,8...1,3 В.

Если напряжения превышают указанные пределы, то неисправен регулятор напряжения.

Генераторная установка не дает напряжения. Для определения неисправного узла необходимо остановить двигатель, отключить аккумуляторную батарею, снять защитную крышку регулятора напряжения, запустить двигатель и установить по тахометру 1000 об/мин. Затем отрезком провода кратковременно замкнуть клемму *Ш* на «массу». Если напряжение появится (загорится включенная лампа плафона), неисправен ИРН. Если напряжения нет, неисправен генератор.

Вышедший из строя генератор или регулятор напряжения заменяют исправным. Неисправный узел заменяют в мастерской. Сначала снимают защитную крышку регулятора, затем внимательно и осторожно отворачивают четыре винта крепления регулятора, снимают с клемм регулятора изолирующие прокладки (отъединяют конденсатор в установке 15.3701) и отъединяют регулятор.

Монтаж регулятора на генераторе производят в обратной последовательности, обращая внимание на правильность установки его на теплоотводе. Клемма *Д* регулятора должна быть обращена в сторону зажима *В* генератора. Неправильно установленный регулятор напряжения может выйти из строя.

Перед установкой ИРН на генератор необходимо убедиться в его исправности. Для того чтобы проверить работоспособность ИРН, необходимы источник постоянного тока, позволяющий получать напряжение 12...12,5 и 16 В, и контрольная лампа (3...5 Вт). В качестве источника постоянного тока можно использовать две аккумуляторных батареи (рис. 29, *а* и *б*), выпрямитель или генератор, установленный на стенде.

Для проверки тракторных регуляторов Я112Б собирают схему по рисунку 29, *а*, а для автомобильных регуляторов Я112А по рисунку 29, *б*. Минус аккумуляторной батареи соединяют с теплоотводом ИРН, а «+» через переключатель напряжений *S1* — с клеммой *Б* или *В* — для регулятора Я112А. Клемму *Ш* обоих ти-

пов регуляторов соединяют через контрольную лампу с «+» двенадцативольтового источника напряжения. Выключатель $S3$ включен, $S2$ выключен. Если регулятор исправен, то при установке переключателя напряжения $S1$ в положение «12 В» лампочка должна гореть (выходной транзистор открыт), а в положении переключателя на «16 В» — лампочка должна гаснуть. Если лампочка не горит в обоих случаях, то, значит, в выходной цепи регулятора обрыв, а если горит в том и другом случаях — пробит выходной транзистор.

ИРН Я120АТ проверяют по схеме (рис. 29, а), но при этом надо использовать аккумуляторные батареи на 24...32 В и контрольную лампочку на 24 В. «Плюс» батареи надо соединять с клеммой B и через лампочку с клеммой $Ш$.

Для того чтобы убедиться, обеспечивает ли ИРН номинальный ток возбуждения генератору, надо измерить падение напряжения между клеммами $Ш$ и M . Падение напряжения в регуляторе можно проверить по схеме, приведенной на рисунке 29, а. К клемме B (B) и M (теплоотводу) ИРН подключают соответственно «+» и «—» аккумуляторной батареи на 12 В (для Я120—24 В). Клемму $Ш$ ИРН соединяют через реостат (начальное сопротивление не менее 4 Ом) и амперметр с клеммой «+» батареи. Между клеммой $Ш$ и теплоотводом регулятора устанавливают вольтметр класса не ниже первого со шкалой 3...5 В. Переключатель 1 устанавливают в положение «12 В», выключатель 2 — включен, 3 — выключен. Реостатом устанавливают ток 3 А, соответствующий максимальному току возбуждения, и вольтметром замеряют падение напряжения. Оно не должно превышать 1,7 В. Падение напряжения в ИРН можно

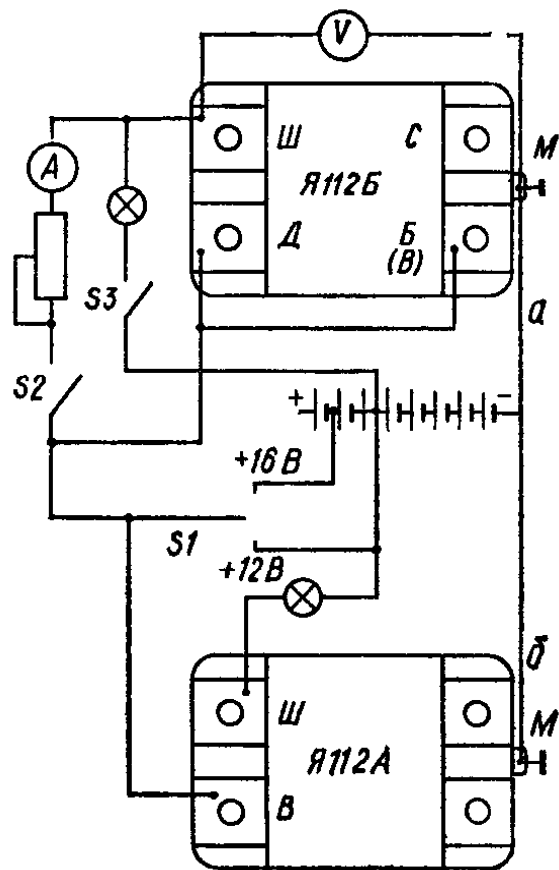


Рис. 29. Схемы проверки ИРН: а — работоспособности и падения напряжения Я112Б, б — работоспособности Я112А.

замерять и на собранной генераторной установке. Реостат здесь не нужен. Его заменяет обмотка возбуждения.

Глава 3

СИСТЕМА ЭЛЕКТРОПУСКА

Система пуска предназначена для перевода двигателя из состояния покоя в режим устойчивой самостоятельной работы. В ее функции входят подготовка оптимальных условий для запуска и раскрутка коленчатого вала до пусковой частоты, обеспечивающей образование и воспламенение рабочей смеси.

Системы электрического пуска тракторных дизелей. Все современные отечественные тракторы оборудуют электропусковой системой для пускового двигателя или для прямого пуска основного двигателя. Применяют стартеры с дистанционным управлением.

Прямой электрический пуск тракторных дизельных двигателей получает все большее распространение. Повышение мощностей тракторных двигателей влечет за собой необходимость совершенствования и увеличения мощности стартеров.

Внедрена новая разработка двадцатичетырехвольтового стартера 15.3708 мощностью 17,6 кВт для тракторов К-701 и Т-130. Модернизированы стартеры малой и средней мощности, на которых применяют торцовые коллекторы. Разработано четыре типовых размера стартеров с торцовыми коллекторами. Это стартеры СТ 362 и СТ 368 с диаметром корпусов 80 и 90 мм и стартеры 22.3708 и 18.3708, разработанные на базе стартеров СТ 221 и СТ 230, с диаметром корпусов 100 и 115 мм.

Применение стартеров с торцовым коллектором уменьшает расход коллекторной меди примерно в два раза, исключает применение дорогостоящей миканитовой изоляции ламелей, снижает трудоемкость изготовления, уменьшает массу и длину стартера, повышает эксплуатационную надежность и долговечность (на пусковых двигателях — с 5 до 6 тыс. моточасов).

Система электрического пуска двигателя КамАЗ. Систему пуска (рис. 30) составляют стартер 7 (СТ 142Б) мощностью 7,73 кВт с электромагнитным тяговым реле 6, две аккумуляторные батареи 2 (6СТ-190ТР), дистанци-

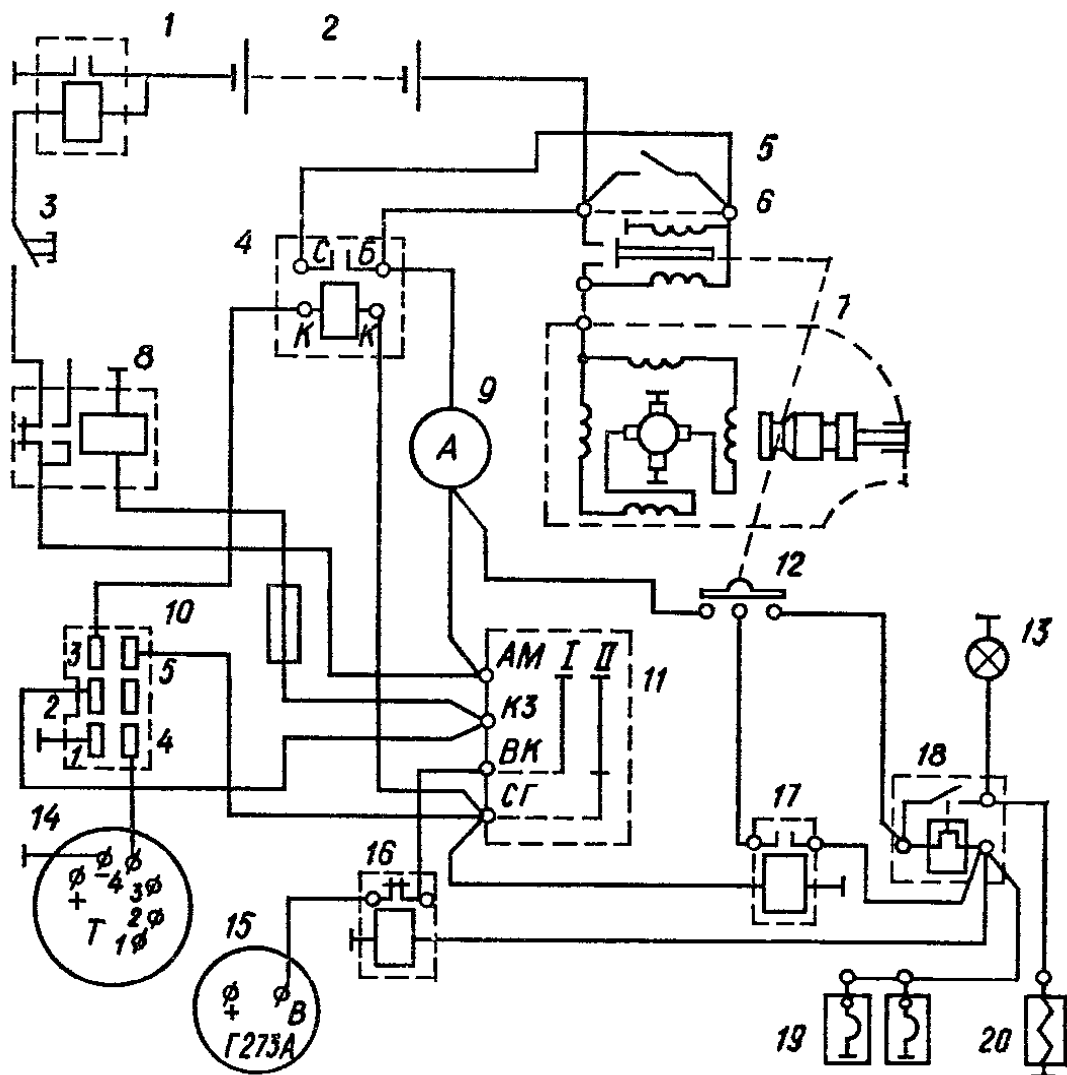


Рис. 30. Схема системы пуска автомобиля КамАЗ:

1 — выключатель аккумуляторных батарей; 2 — аккумуляторные батареи; 3 — кнопка; 4 — реле включения стартера; 5 — дублирующий выключатель стартера; 6 — электромагнитное тяговое реле; 7 — стартер, 8, 16 и 17 — реле; 9 — указатель тока; 10 — реле блокировки стартера; 11 — выключатель стартера и приборов; 12 — кнопочный выключатель; 13 — контрольная лампа; 14 — тахометр; 15 — генератор; 18 — резистор; 19 — искровые свечи зажигания; 20 — электромагнитный топливный клапан.

онный выключатель 1 (ВК860) аккумуляторных батарей, управляемый кнопкой 3 из кабины водителя, выключатель 11 (ВК353) стартера и приборов с замочным устройством, дублирующий выключатель 5 (ВК317-А2) стартера, реле 4 (РС530) включения стартера, реле 10 блокировки стартера, электрический тахометр 14 (121.3813).

Для облегчения пуска при отрицательных температурах воздуха (до -25°C) система оборудована электрофакельным устройством, в которое включены две штифтовые свечи зажигания 19 (11.3740.000), рассчитанные на номинальное напряжение 19 В и силу тока 11,5 А, электромагнитный топливный клапан 20 (11.3741.000), резистор 18 (12.3741.000) с биметаллическим контактом

(номинальная сила тока 22,8 А), два реле 8 и 17 (11.3747.010) и кнопочный выключатель 12 (11.3704.000).

Система пуска работает следующим образом.

Аккумуляторные батареи включают в сеть нажатием кнопки 3 дистанционного выключателя «массы». При этом ток от положительной клеммы аккумуляторной батареи поступает в обмотку выключателя батареи 1 через указатель тока 9, клемму АМ выключателя стартера и приборов 11 и нормально замкнутые контакты реле 8 электродвигателя отопителя. Включенное положение выключателя фиксируется замочным устройством.

С переводом выключателя стартера и приборов в положение 1 подается ток через его клемму КЗ в обмотку реле 8 электродвигателя отопителя и на клемму «2» реле блокировки стартера 10 (РБС). В реле 8 электродвигателя отопителя размыкаются нормально замкнутые контакты и разрывают цепь реле 1 выключателя «массы». Напряжение, подаваемое через клемму «2» в реле блокировки стартера, открывает его выходной транзистор (переводит в состояние насыщения). Для включения свечей электрофакельного устройства нажимают кнопку 12; при этом подается ток через клеммы стартера, реле 4 включения стартера, указатель тока, резистор 18 термореле на штифтовые факельные свечи 19, расположенные во впускном трубопроводе. Когда свечи разогреются до требуемой температуры, контакты термореле замыкаются и включают ток в электромагнитный клапан 20 подачи топлива на факельные свечи и контрольную лампу 13, расположенную на щитке приборов.

Контрольная лампа сигнализирует о готовности двигателя к пуску. Топливо, подаваемое на раскаленные свечи, воспламеняется. Водитель устанавливает ключ выключателя 11 в положение 11; при этом подается ток через клемму СТ в обмотку реле стартера 4 и в обмотку реле 17 выключателя электрофакельного устройства (ЭФУ). Контакты реле ЭФУ замыкаются и шунтируют дополнительный резистор 18 термореле. Одновременно подается ток в реле 16, которое размыкает цепь питания обмотки возбуждения генератора для предохранения свечей от перегорания, так как последние рассчитаны на напряжение 19 В, а генератор может дать напряжение 28 В.

Контакты реле 4 стартера, замыкаясь, включают ток в тяговое реле 6 стартера. Тяговое реле вводит ше-

стерню привода в зацепление с венцом маховика и замыкает основную цепь питания стартера.

Когда двигатель заведется и наберет определенную частоту вращения (больше максимальной пусковой частоты, но меньше минимальной частоты холостого хода), частотный сигнал с тахометра 14, подаваемый в реле блокировки стартера 10, пройдя ряд преобразований в его каскадах, закроет выходной транзистор, который и разомкнет цепь обмотки реле стартера РС530. Реле стартера выключит ток тягового реле, контакты которого замыкают ток стартера. Если после выключения стартера двигатель заглохнет, блокировка стартера сохраняется. Для повторного включения стартера необходимо установить выключатель стартера и приборов в нулевое положение и повторно перевести выключатель в положение II. Реле блокировки стартера — сложный электронный аппарат, но имеет небольшие габариты и массу.

Стартер может быть включен при поднятой кабине дублирующим выключателем 5, установленным в моторном отсеке.

Для пуска двигателя при температурах окружающего воздуха ниже -25°C автомобиль снабжен предпусковым подогревателем.

Глава 4

БЕСКОНТАКТНАЯ ТРАНЗИСТОРНАЯ СИСТЕМА ЗАЖИГАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ ЗИЛ, УралАЗ И ГАЗ

Бесконтактная система зажигания «Искра» предназначена для восьмицилиндровых двигателей автомобилей ЗИЛ-130Е, ЗИЛ-133, ЗИЛ-131, «Урал-375Д», ГАЗ-66, работающих в тяжелых условиях эксплуатации (рис. 31 и 32).

Она выполнена в герметичном экранированном исполнении и состоит из датчика-распределителя Р351 (для автомобилей ЗИЛ-131, ЗИЛ-133, «Урал-375Д») или Р352 (для автомобилей ГАЗ-66), транзисторного коммутатора ТК-200, катушки зажигания Б-118, добавочного резистора СЭ326 (0,6...0,80 Ом), выключателя зажигания ВК350-Б, искровых свечей зажигания СН307В, фильтра

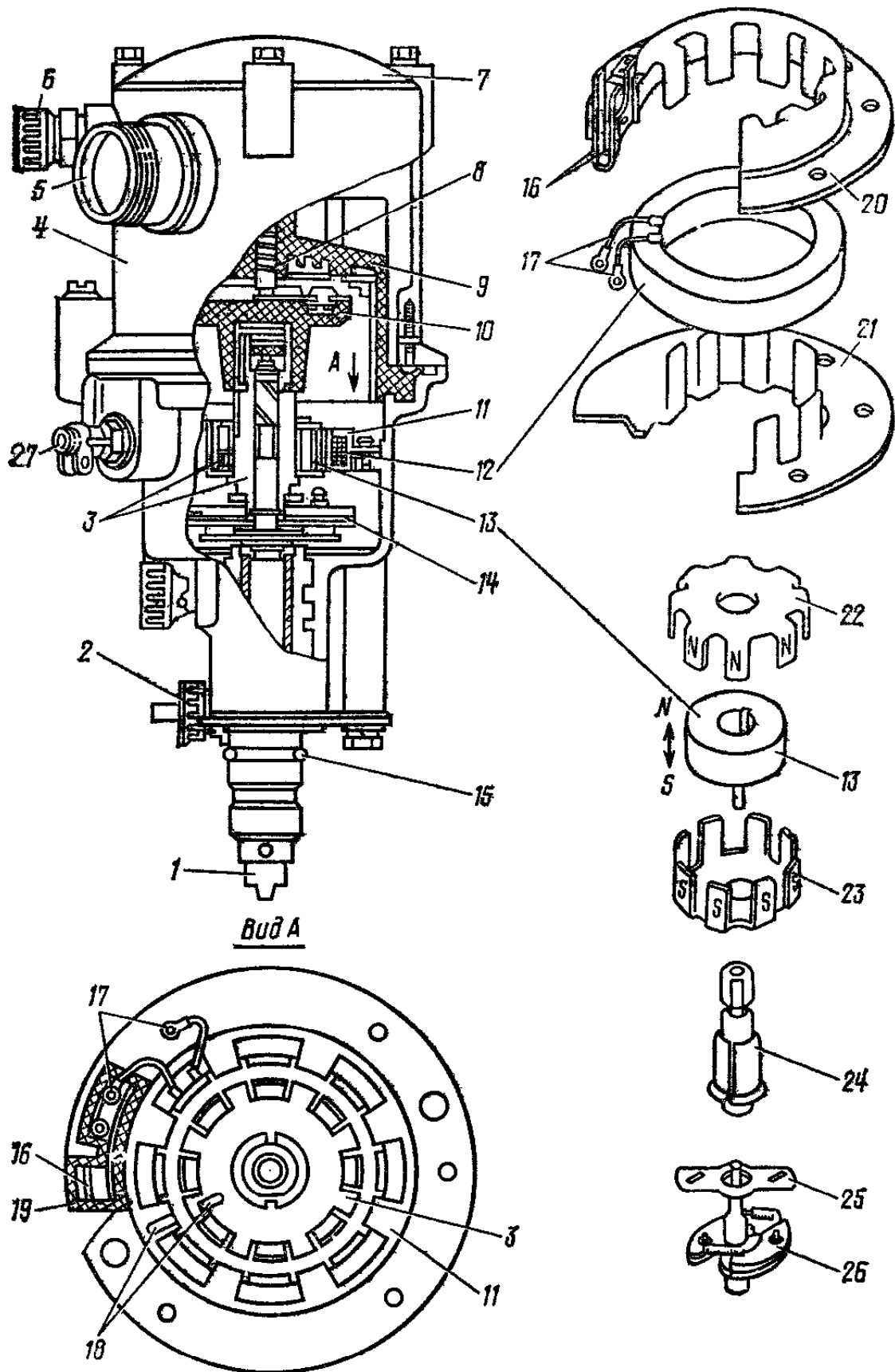


Рис. 31. Датчик-распределитель Р351:

1 — вал; 2 — винт октан-корректора; 3 — ротор; 4 — корпус экрана; 5 — патрубок; 6 и 27 — муфты вывода проводников; 7 — крышка экрана; 8 — уголок; 9 — крышка распределителя; 10 — бегунок; 11 — статор; 12 — катушка; 13 — магнит; 14 — центробежный регулятор; 15 — уплотнительное кольцо; 16 — контактная пластина; 17 — концы обмотки; 18 — установочные метки; 19 — изолирующая колодка; 20 и 21 — пластины статора; 22 и 23 — полюсные наконечники ротора; 24 — бронзовая втулка; 25 — пластинна регулятора; 26 — грузики регулятора.

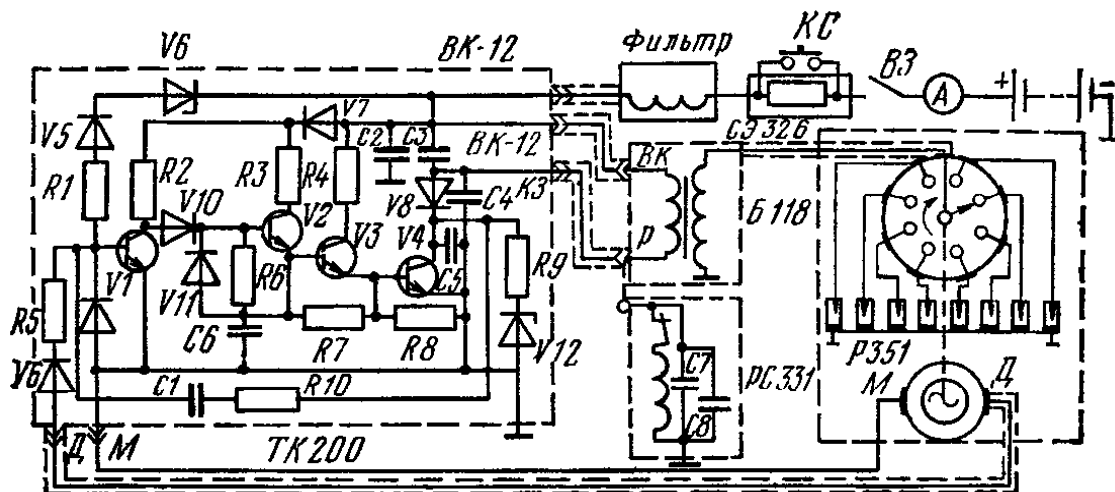


Рис. 32. Схема бесконтактной транзисторной системы зажигания.

подавления радиопомех в низковольтной цепи ФР-82Ф, проводов высокого и низкого напряжения, аварийного вибратора РС331.

Датчик-распределитель Р351 (рис. 31) служит для подачи электрических импульсов в моменты зажигания рабочей смеси и распределения тока высокого напряжения по свечам цилиндров.

Магнитно-электрический датчик распределителя представляет собой однофазный генератор синусоидального переменного тока. Ротор датчика — постоянный кольцевой магнит 13, с обоих торцов которого размещены два магнитопровода 22 и 23, имеющие по восемь полюсных наконечников. Наконечники северного полюса размещены между наконечниками южного полюса с зазором 1,5 мм. Ротор крепится на бронзовой втулке 24, которая, в свою очередь, закреплена в поводковой пластине 25 центробежного регулятора опережения зажигания. Поводковая пластина своими прорезями установлена на шипы грузов 26 регулятора.

Ротор приводится во вращение через центробежный регулятор опережения зажигания валиком 1.

Статор датчика выполнен из двух скрепленных между собой стальных пластин 20 и 21, в полую часть которых помещена обмотка 12. Обе пластины статора имеют по восемь зубцов. Зубцы верхней пластины размещены в пазах между зубцами нижней пластины. Статор прикреплен двумя винтами к корпусу датчика. Один конец обмотки 17 статора соединен с помощью заклепки с корпусом, а второй — припаян к контактной пластине 16, закрепленной на изолирующей колодке 19 пластины 20.

Пластина 16 соединена с выводным зажимом. На роторе и статоре нанесены метки 18 для установки момента зажигания в первом цилиндре.

Распределитель высокого напряжения состоит из бегунка 10, карболитовой крышки 9 с высоковольтными выводами, контактного уголька 8 с подавительным резистором.

Механизмы датчика и распределителя герметизированы и экранированы корпусом 4 и крышкой 7 экрана с уплотнительной прокладкой. Провода высокого напряжения выводятся через муфту 6. Патрубок 5 предназначен для принудительной вентиляции распределителя с целью уменьшения коррозии внутренних пластмассовых и металлических деталей. Озон из распределителя отсасывается в воздушный фильтр карбюратора.

Картер двигателя в месте установки датчика-распределителя герметизируется резиновым кольцом 15.

Датчик-распределитель Р351 снабжен центробежным регулятором опережения зажигания 14 и октан-корректором, которые выполнены подобно соответствующим механизмам базового прерывателя-распределителя Р102.

Датчик-распределитель Р352 имеет вакуумный регулятор опережения зажигания.

Транзисторный коммутатор ТК-200 предназначен для усиления сигналов датчика и коммутации тока первичной обмотки катушки зажигания.

Элементы схемы коммутатора собраны в оребренном корпусе с тремя крышками и герметизированы (залиты) компаундной массой.

Клеммные соединения коммутатора (рис. 32) обозначены буквами *Д*, *КЗ*, *ВК-12*, *М* и предназначены:

Д — для подключения датчика-распределителя;

КЗ — для соединения проводом низкого напряжения с клеммой *Р* катушки зажигания;

ВК-12 — одна для подключения аккумуляторной батареи через фильтр радиопомех и дополнительный резистор, вторая — для соединения с клеммой *ВК* катушки зажигания;

М — для соединения с массой автомобиля.

Катушка зажигания Б118 экранирована и герметизирована. Она служит для создания импульсов высокого напряжения, обеспечивающих воспламенение рабочей смеси. Использование катушек зажигания других

моделей с транзисторным коммутатором ТК-200 недопустимо.

Выводы проводов низкого и высокого напряжения от катушки зажигания уплотнены резиновыми кольцами. Второй вывод вторичной обмотки соединен с корпусом.

Аварийный вибратор РС331 предназначен для обеспечения временной работы (не более 30 ч) двигателя при выходе из строя транзисторного коммутатора или датчика.

Подключают аварийный вибратор пересоединением провода от разъема КЗ транзисторного коммутатора на разъем вибратора.

Вибратор — это электромагнитное, экранированное и герметизированное реле, изготовленное на базе реле блокировки РБ-1. При включении зажигания выключателем ВЗ течет ток от «+» аккумуляторной батареи через дополнительный резистор СЭ326, фильтр радиопомех, разъемы ВК-12 транзисторного коммутатора, первичную обмотку катушки зажигания, замкнутые контакты и обмотку вибратора на массу и «—» аккумуляторной батареи. Силы электромагнитного поля, создаваемого током в обмотке вибратора, притягивают якорек, преодолевая усилие пружины, и размыкают контакты вибратора.

Ток в первичной обмотке катушки зажигания прерывается, а изменяющийся магнитный поток наводит во вторичной обмотке катушки импульсы высокого напряжения, которые через провода высокого напряжения и ротор подводятся к той или иной свече зажигания.

Частота размыкания контактов вибратора находится в пределах 200...400 Гц, что позволяет двигателю работать с частотой до 2000 об/мин.

Конденсаторы С₇ и С₈ служат для уменьшения искрения между контактами реле и повышения частоты вибрации якорька.

Действие бесконтактной транзисторной системы зажигания. Ток первичной обмотки катушки зажигания прерывает мощный высоковольтный транзистор V4 (см. рис. 32) выходного каскада.

При включенном выключателе зажигания и неподвижном коленчатом вале двигателя в системе зажигания текут токи управления, открывающие транзисторы V2, V3 и V4, и ток первичной обмотки катушки зажигания, идущий через открытый выходной транзистор V4. В этом

случае транзистор *V1* закрыт, так как его база стабилизируется транзисторами *V5* и *V6* разъединена с положительной клеммой батареи. Ток управления, открывающий транзистор *V2*, течет по цепи: «+» аккумуляторной батареи, выключатель *B3*, резистор СЭ326, фильтр радиопомех, диод *V7*, резистор *R2*, диод *V10*, переход база — эмиттер транзистора *V2*, резисторы *R7*, *R8*, «масса» *M*, «—» аккумуляторной батареи. Открытый транзистор *V2* подает положительный потенциал на базу транзистора *V3*. *V3* открывается и подает положительный потенциал через резистор *R4*, коллекторный и эмиттерные переходы *V3* на базу транзистора *V4*. Ток первичной обмотки течет по цепи: «+» аккумуляторной батареи, выключатель *B3* добавочный резистор, фильтр, клеммы *BK12* транзисторного коммутатора, первичная обмотка диод *V8*, транзистор *V4*, «масса», «—» аккумуляторной батареи.

При вращении коленчатого вала и ротора датчика в обмотке его статора индуктируется переменное синусоидальное напряжение, которое подается через диод *V9*, резистор *R5* на базу транзистора *V1*. Положительный импульс напряжения открывает транзистор *V1*. Открытый транзистор *V1* шунтирует эмиттерный переход транзистора *V2* (понижает потенциал его базы). Транзистор *V2* закрывается и прерывает ток управления транзисторов *V3* и *V4*. Транзисторы *V3* и *V4* закрываются. Первичная обмотка катушки зажигания размыкается. Исчезающий магнитный поток индуктирует во вторичной обмотке высокое (до 30 кВ) напряжение, которое подводится к соответствующей искровой свече зажигания.

ЭДС самоиндукции первичной обмотки заряжает конденсаторы *C3* и *C4*. В контуре конденсатор *C3* — первичная обмотка возникают затухающие колебания. Эти колебания по цепочке *V8—R10—C1* (положительной обратной связи) передаются на базу транзистора *V1*. Во время пуска двигателя, когда положительный импульс датчика действует на базу транзистора *V1* продолжительное время, колебания ЭДС самоиндукции первичной обмотки закрывают транзистор *V1* до 10 раз. Следовательно, транзистор *V4* будет прерывать ток в первичной обмотке также до 10 раз, а со вторичной обмотки будет подаваться на одну и ту же свечу до десяти импульсов высокого напряжения. После пуска двигателя с увеличением частоты вращения коленчатого вала

выше 600 об/мин время перезаряда конденсатора $C1$ становится больше периода изменения ЭДС датчика-распределителя и многоискровость исчезает.

В режиме пуска двигателя, когда значение и скорость нарастания напряжения датчика невелики, положительная обратная связь с коллектора транзистора $V4$ к базе транзистора $V1$ позволяет получить бесперебойное искрообразование при меньшей частоте вращения валика датчика-распределителя.

Стабилитрон $V12$ с резистором $R9$ защищают транзистор $V4$ от повышенной ЭДС самоиндукции первичной обмотки. Диод $V8$ защищает транзистор $V4$ от обратного напряжения, возникающего в первичной обмотке во время колебательного процесса.

Диод $V9$ и резистор $R5$ защищают эмиттерный переход транзистора $V1$ от перенапряжений и перегрузок по току при большой частоте вращения ротора, ограничивая подводимое к транзистору напряжение датчика.

Стабилитроны $V6$, $V5$ и резистор $R1$ защищают транзисторный коммутатор от перенапряжения в цепи питания; при повышении напряжения генератора выше 16...17 В цепочка $V6—V5—R1$ пропускает положительный потенциал на базу-эмиттер транзистора $V1$. Последний открывается и запирает транзисторы $V2$, $V3$, $V4$ на время действия перенапряжения. Диоды $V10$, $V11$ и резисторы $R6$, $R7$, $R8$ предназначены для надежного запирания транзисторов $V2$, $V3$, $V4$ при открытии транзистора $V1$. Конденсатор $C2$ исключает взаимное влияние каскадов при переходных режимах в катушке зажигания.

Потребляемый ток при включенном зажигании, неработающем двигателе и напряжении батареи 12 В составляет 4,7...6,5 А. Наибольшее среднее значение тока, потребляемого аварийным вибратором, 2 А.

Искровой промежуток в экранированных свечах СН307В 0,6...0,75 мм.

Глава 5

СИСТЕМЫ ОСВЕЩЕНИЯ И СВЕТОВОЙ СИГНАЛИЗАЦИИ

Современные тракторы и автомобили оборудуют следующими обязательными светотехническими приборами с осветительными, светосигнальными и опознавательными

огнями: фарами и дальним и ближним светом, указателями поворотов оранжевого света, сигналами торможения красного света, передними габаритными огнями белого света, задними — красного света; фонарями освещения номерного знака; световозвращателями (катафотами): передние белые (только для прицепов), задние красные, боковые оранжевые (для транспортных средств, имеющих длину более 6 м); опознавательными знаками автопоезда — желтый треугольник или три фонаря оранжевого цвета, установленные над кабиной в линию. Кроме указанных приборов, для облегчения управления в трудных метеорологических условиях, передачи участникам движения информации о присутствии, габаритах и состоянии автомобиля применяют дополнительные приборы: противотуманные фары, стояночные и контурные огни, аварийную сигнализацию и др.

§ 1. Системы освещения

В настоящее время в мировой практике наибольшее распространение получили системы освещения с европейским (европейский луч) и американским асимметричным светораспределением ближнего света. Обе эти системы имеют как двухфарное, так и четырехфарное исполнение. В нашей стране до 70-х годов все автомобили оснащались фарами, имеющими светораспределение, близкое к американскому. В настоящий период завершается перевод всех отечественных автомобилей и колесных тракторов на комплектацию фарами с европейским светораспределением. Ближний свет этих фар, направленный на вертикальный экран, имеет резкую границу между светом и тенью. Левее вертикальной плоскости, проходящей через ось фары, эта граница горизонтальна, а правее — направлена вверх под углом 15° . Такое светораспределение обеспечивается конструкцией лампы и рассеивателя. Спираль ближнего света расположена перед нитью дальнего света, помещенной в фокусе параболического отражателя. Под спиралью ближнего света находится экран. Передняя кромка экрана загнута вверх, так, чтобы прямой свет не попадал в глаза водителей. С правой стороны экран доведен до горизонтальной плоскости, проходящей через ось фары, слева экран не доходит до плоскости на 15° . Таким образом, лучи спирали ближнего света попадают только на верхнюю поло-

вину отражателя и в секторе 15° ниже горизонтали на левую нижнюю часть отражателя. Отраженные лучи направляются с наклоном вниз и вправо вверх под углом 15° . Нити дальнего света как европейской, так и американской ламп находятся в фокусе отражателя и лучи с его поверхности направляются к рассеивателю параллельным пучком. Рассеиватель распределяет лучи так, что на вертикальном экране создается освещенная поверхность эллиптической формы.

Спираль ближнего света американской лампы расположена над нитью дальнего света с небольшим смещением влево. В результате отраженные лучи направляются со смещением вниз и вправо. Лампы А12-45+40, А24-55+50, А12-35+35 предназначены для фар европейского асимметричного ближнего света. В маркировке первое число после буквы обозначает напряжение, второе и третье — мощность в ваттах, потребляемая нитями соответственно дальнего и ближнего света. Для фар старого образца (американского светораспределения) выпускаются лампы А12-50+21, А12-60+40, А24-60+40 и др. Для этих типов ламп в маркировке после черточки приведена сила света в канделах. Отечественная промышленность изготавливает также галогенные лампы типов Н1 (АКГ12-55, АКГ24-70) для противотуманных фар и прожекторов; Н3 (АКГ12-50-1, АКГ24-70-1); двухнитевые лампы Н4 (АКГ12-60+55, АКГ24-75+70) для головных фар с европейским светораспределением. Галогенные лампы намечены к применению в фарах рабочего освещения на тракторах.

Галогенные лампы имеют световую отдачу 22...25 лм/Вт, в то время как у обычных автомобильных ламп она составляет 14...18 лм/Вт. Увеличение световой отдачи примерно в 1,5 раза удалось достичь благодаря повышению рабочей температуры нити накала до $2730...2930^\circ\text{C}$ (т. е. примерно на 500°) и галогенному циклу, возвращающему испарившийся вольфрам обратно на нить. Колба галогенной лампы изготовлена из тугоплавкого кварцевого стекла малого размера и заполнена смесью инертных газов с некоторым количеством паров йода или брома. В процессе работы она нагревается до температуры не менее $330...430^\circ\text{C}$. При этой температуре галогены образуют с испарившимся и осевшим на стенки колбы вольфрамом газообразное соединение, которое в районе тела накала при температуре $2730...2930^\circ\text{C}$ распадается, и

вольфрам осаждается на раскаленной нити. В результате колба сохраняет свою прозрачность, а нить — свою массу. Но вследствие неравномерности обратного осаждения частиц вольфрама на нити образуются утонченные места, и она работает не дольше обычной лампы.

Нашей промышленностью выпускаются противотуманные фары ФГ 152 с галогенными лампами для автомобилей КамАЗ и других грузовых автомобилей и 11.3743 — для легковых автомобилей. Противотуманные фары с галогенными лампами позволяют повысить безопасность скоростного движения в тумане на 10...20%. Они также облегчают движение на крутых поворотах благодаря расширенной зоне освещения и увеличенному световому потоку.

Галогенные лампы в фарах-прожекторах и фарах головного света увеличивают дальность видимости на 30% и более по сравнению с соответствующими фарами, оснащенными обычными лампами. Так, при освещении дороги дальним светом обычными и галогенными лампами видимость объектов по оси движения составляет соответственно 127 и 176 м, а при освещении ближним светом — 42 и 64 м.

В то же время использование галогенных фар с отклонением регулировки от оптимальной на 0,5...1,0%, а также на дорогах с неровным покрытием приводит к значительному ослеплению. Поэтому галогенные лампы в фарах головного света будут иметь ограниченное применение, пока не будут созданы корректоры наклона фар.

Для сохранения светотехнических характеристик фар при движении по заснеженной или загрязненной трассе новые легковые автомобили оборудуют фарочистителями и фароомывателями.

Прямоугольные блок-фары современных автомобилей объединяют в себе головной свет, габаритные огни и указатели поворотов.

Регулируют световой поток блок-фары в горизонтальной и вертикальной плоскостях поворотом отражателя при неподвижном рассеивателе. Неподвижность рассеивателя сохраняет композиционное сочетание фар с облицовкой радиатора и облегчает очистку.

Несмотря на имеющиеся достижения в развитии автомобильной светотехники, остается много нерешенных проблем. Среди них проблема исключения слепящего

действия фар для обеспечения безопасности встречных разъездов, создания широкоугольного света, необходимого при движении по дорогам с крутыми поворотами (горных дорогах) и на перекрестках, обеспечения эффективного освещения дороги при загородном движении в темное время с интенсивным встречным потоком, когда дальний свет используется мало, а ближний свет не обеспечивает достаточной видимости в этих условиях.

§ 2. Системы световой сигнализации

Основную информацию о предстоящем маневре транспортного средства и его состоянии участники движения получают при помощи зрительного восприятия действия сигнальных фонарей. В настоящее время минимально обязательный комплект светосигнальных приборов (габаритные огни, сигналы торможения, указатели поворотов, фонари освещения номерного знака, опознавательные знаки автопоезда, задние световозвращатели), как правило, дополняется рядом световых приборов, повышающих безопасность движения; среди них сигналы аварийного состояния транспортного средства, стояночные огни, свет заднего хода, противотуманные задние фонари, огни увеличенных габаритов, а также габаритные световозвращатели.

Наибольшее значение для обеспечения безопасного движения имеют указатели поворотов и сигналы торможения. В последние годы создано несколько моделей новых прерывателей указателей поворотов с применением полупроводниковой электроники. Функции новых прерывателей расширены.

Схема системы световой сигнализации поворотов, торможения и аварийного состояния автомобиля КамАЗ приведена на рисунке 33. В нее включены контактно-транзисторный прерыватель тока указателей поворотов РС951А: выключатель аварийной сигнализации (ВК-422), переключатель указателей поворотов (*S1*), входящий в состав комбинированного переключателя света (П245); передние 1 и задние 9 фонари; боковые повторители 2 указателей поворотов; датчик 8 контрольной лампы 6 стояночного тормоза ММ124-Б; реле-прерыватель 5 контрольной лампы стояночного тормоза (РС491); выключатель 7 сигналов торможения (ММ125-Б); реле 4 сигналов торможения (РС529), разделительный диод *V1*

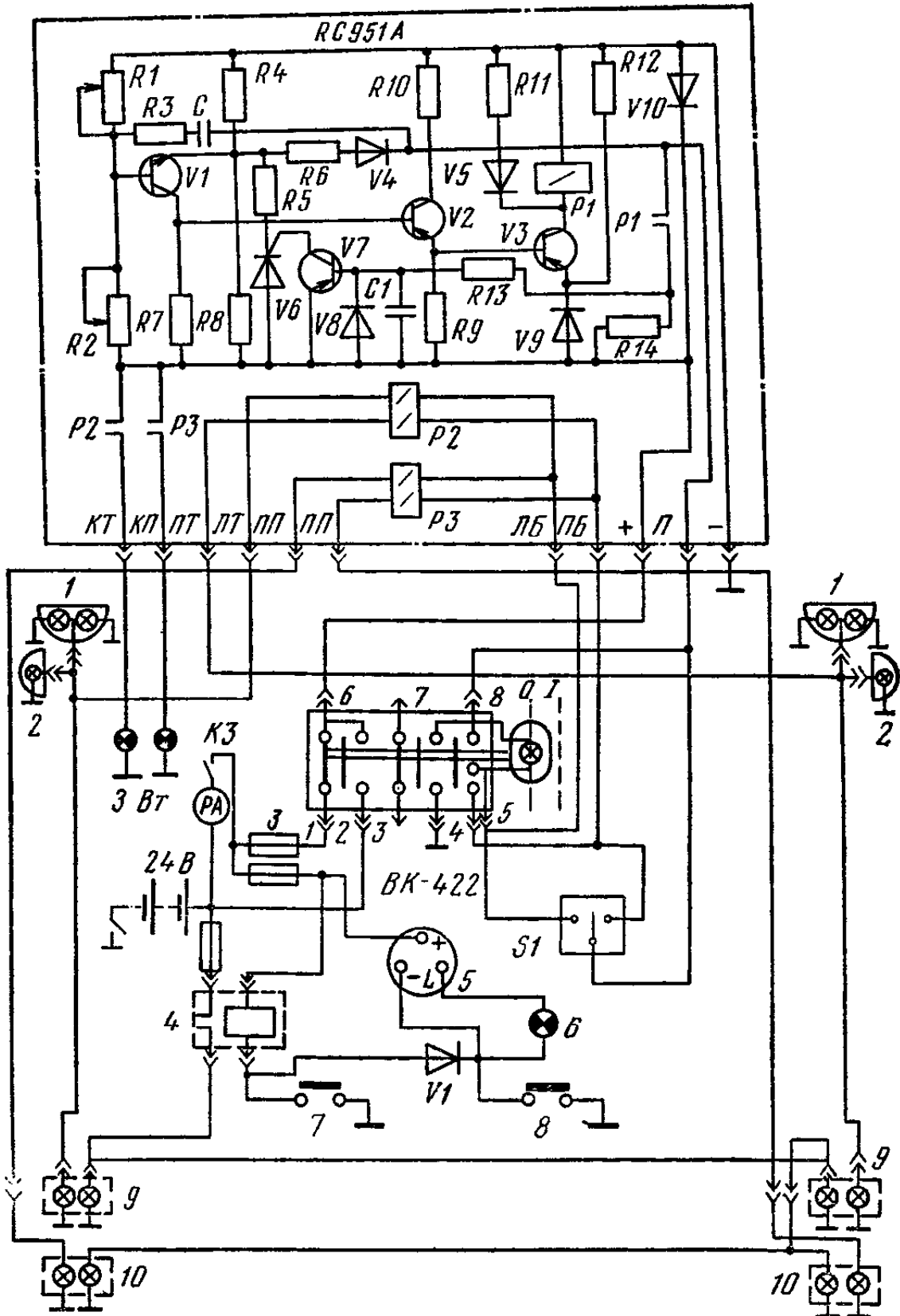


Рис. 33. Схема системы сигнализации автомобилей КамАЗ:

1 — передние фонари; 2 — боковые повторители указателей поворота; 3 — предохранитель; 4 — реле; 5 — реле-прерыватель; 6 — контрольная лампа; 7 и 8 — контакты; 9 и 10 — задние фонари.

из блока контрольных ламп П512; задние фонари 10 прицепа (для автопоезда); предохранители.

Контактно-транзисторный прерыватель указателей поворотов РС951А, рассчитанный на напряжение 24 В, обеспечивает прерывистые сигналы указателей поворотов автомобиля и прицепа, подачу сигналов аварийного состояния автомобиля мигающим светом ламп всех указателей поворотов, отдельный контроль исправности ламп автомобиля и прицепа при включенных указателях поворотов. Частота прерываний не зависит от количества включаемых ламп (две по 21 Вт и одна 5 Вт у маневрирующего автомобиля или шесть ламп 21 Вт при аварийной сигнализации автомобиля с прицепом).

Все элементы прерывателя смонтированы на общей печатной плате и помещены в пластмассовый пылезащитный корпус. Схема прерывателя содержит генератор импульсов тока требуемой частоты и длительности (астабильный мультивибратор с электромеханической положительной обратной связью), исполнительное электромагнитное реле *P1*, коммутирующее ток ламп указателей поворотов и боковых повторителей, реле *P2* контроля исправности ламп автомобиля, реле *P3* контроля исправности сигнальных ламп прицепа. Контактная пара палладий — серебро исполнительного реле коммутирует ток до 30 А. Прерыватель имеет схему электронной защиты от перегрузок в случае коротких замыканий в цепях ламп указателей поворотов.

Реле контроля исправности ламп автомобиля и прицепа имеют по две встречно включенные обмотки. В реле контроля исправности ламп автомобиля по одной обмотке текут токи ламп указателей поворотов и бокового повторителя одного борта, по второй — токи ламп второго борта. Каждая обмотка реле контроля ламп прицепа нагружена током одной сигнальной лампы прицепа. В случае перегорания одной из ламп указателей поворотов автомобиля или прицепа перестает мигать соответствующая контрольная лампа на щитке приборов водителя, так как уменьшенный ток не замыкает контакты реле.

Выключатель аварийной сигнализации ВК422. Включение аварийной сигнализации производится независимо от положения переключателя указателя поворотов и выключателя зажигания. В ручке выключателя аварийной сигнализации имеется индикаторная лампочка, которая

мигает синхронно с лампами обоих бортов. При этом контрольные лампы указателей поворотов не горят, так как по обмоткам реле контроля текут токи в противоположных направлениях. В случае перегорания одной из ламп указателя поворотов прицепа при включенной аварийной сигнализации контрольная лампа прицепа начинает мигать. На перегорание лампы указателя поворотов автомобиля-тягача в режиме аварийной сигнализации контрольная лампа не реагирует.

В исходном состоянии, когда не включены указатели поворотов и аварийная сигнализация, транзистор $V1$ закрыт, так как к его эмиттеру и базе через подобранные резисторы $R2$, $R1$ и $R8$, $R4$ подведено запирающее напряжение (потенциал базы ниже потенциала эмиттера). В этом случае транзисторы $V2$ и $V3$ также закрыты, так как цепи их баз разомкнуты транзистором $V1$.

При включении переключателем $S1$ указателей поворотов или включателем ВК-422 аварийной сигнализации заряжается конденсатор C . Одновременно с этим параллельно резистору $R4$ подключается резистор $R6$ через диод $V4$, переключатель $S1$ (или включатель ВК-422), обмотки реле $P2$ и $P3$ и холодные нити ламп одного или двух бортов. Это вызывает понижение потенциала эмиттера транзистора $V1$ и его открытие. Вместе с транзистором $V1$ открываются транзисторы $V2$ и $V3$. Через открытый транзистор $V3$ поступает ток в обмотку исполнительного реле $P1$, контакты которого $P1$ замыкаются и включают ток в лампы указателей поворотов. Ток в лампы течет по цепи: источник питания, клеммы «1» (или «2»), «6» включателя ВК-422, резистор $R14$ (0,08 Ом) контакты $P1$, переключатель $S1$ или включатель ВК-422 (клеммы «8» и «4») и обмотки контрольных реле. Конденсатор C начинает разряжаться, удерживая в процессе разряда транзистор $V1$ в открытом состоянии. После разряда конденсатора транзисторы $V1$, $V2$, $V3$ закрываются. Транзистор $V3$ разрывает цепь реле $P1$, контакты которого размыкаются. При этом накал ламп снижается, так как к ним течет ток через резисторы $R8$, $R6$ и диод $R4$. Транзистор $V1$ находится в закрытом состоянии за счет заряда конденсатора C , несмотря на подключенный резистор $R6$ параллельно резистору $R4$. После некоторого снижения тока, заряжающего конденсатор C , транзисторы $V1$, $V2$, $V3$ вновь открываются, и процесс питания ламп повышенным током повторяется.

Диод $V5$ с резистором $R11$ гасят ЭДС самоиндукции обмотки реле $P1$, возникающую при запираии транзисторов. Диод $V9$ обеспечивает надежное запираие транзистора $V3$. Диод $V10$ шунтирует выбросы отрицательной полярности генератора импульсов, возникающие при изменении нагрузки.

Схема электронной защиты состоит из тиристора $V6$, транзистора $V7$, диода $V8$, конденсатора $C1$ (50,0 мкФ) и резисторов $R5$, $R13$ и $R14$.

В случае короткого замыкания в цепях ламп указателей поворотов увеличенный ток вызывает повышенное падение напряжения на резисторе $R14$, и потенциал базы транзистора $V7$ становится ниже потенциала эмиттера, транзистор открывается и подает на управляющий электрод тиристора положительный потенциал. Тиристор открывается и потенциал эмиттера транзистора $V1$ становится выше потенциала базы. Транзистор $V1$ закрывается и генератор импульсов прекращает работу. Диод $V8$ ограничивает максимальное смещение напряжений между эмиттером и базой транзистора на уровне 0,7...0,8 В. Конденсатор $C1$ предотвращает срабатывание схемы защиты от импульсных повышений тока.

Сигналы торможения автомобилей КамАЗ (стоп-сигналы) в задних фонарях автомобиля и прицепа включаются при срабатывании тормозных механизмов задних колес. В этом случае замыкаются контакты 7 пневматического выключателя сигналов торможения, которые включают цепь обмотки промежуточного реле 4. Последнее срабатывает, и его контакты замыкают цепь ламп сигналов торможения в задних фонарях. Лампы сигналов торможения загораются также при включении стояночного тормоза. При этом замыкаются контакты 8 датчика контрольной лампы, установленного в контуре пневмопривода стояночного тормоза. Контрольная лампа 6 горит мигающим светом, так как в цепи питания ее установлен реле-прерыватель 5. Одновременно с включением контрольной лампы контакты 8 замыкают цепь обмотки реле 4, которое включает лампы сигналов торможения.

На легковых автомобилях применяются контактно-транзисторные прерыватели токов указателей поворотов и аварийной сигнализации РС950Е («Москвич-2140»), 23.3747 (ВАЗ-2106 и ВАЗ-2121), РС950И (для автомобилей «Волга» и прицепа).

ШАССИ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ

Глава 1

ТИПЫ ТРАНСМИССИЙ И ИХ ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ

Трансмиссии на тракторах и автомобилях предназначены для преобразования по значению и направлению крутящего момента и частоты вращения двигателя, а также передачи их ведущим колесам. Трансмиссии бывают механические, гидродинамические, электрические, гидрообъемные.

Механическая трансмиссия — наиболее распространенный тип трансмиссий. Хотя ей присущ существенный недостаток — ступенчатое регулирование скорости движения, — она имеет высокий КПД, сравнительно низкую стоимость изготовления и простоту для технического обслуживания.

Гидродинамическая трансмиссия. Основным элементом гидродинамической трансмиссии — гидротрансформатор, который изменяет (трансформирует) значение крутящего момента двигателя и передает его на ведущие мосты машины. Главное ее преимущество — автоматическое бесступенчатое в заданных пределах регулирование скорости движения. Эта трансмиссия сложнее, чем механическая, и имеет более низкий КПД, что является главной причиной ее недостаточного распространения. За последнее время проведены широкие испытания тракторов с гидромеханической трансмиссией, которые показали ее конкурентную способность с механической.

Поэтому применение гидромеханической трансмиссии — один из путей совершенствования тракторов и автомобилей.

Электромеханическая трансмиссия представляет собой совокупность электрических и механических агрегатов, передающих крутящий момент двигателя ведущим колесам. Преимущество — автоматическое бесступенчатое регулирование. Но существенные недостатки

(большая масса, низкий КПД, большая стоимость) не позволяют широко использовать ее в автотракторостроении. Этот тип используется пока только на мощных машинах (трактор ДЭТ-250).

Гидрообъемная трансмиссия мало распространена на тракторах и автомобилях из-за низкого КПД, трудностей изготовления ее агрегатов. Гидрообъемная трансмиссия имеет бесступенчатое регулирование и возможность передачи момента на расстояние, обусловленное длиной трубопроводов машины.

Особенность тракторных трансмиссий по сравнению с автомобильными — передача мощности от двигателя не одним потоком, а двумя или тремя потоками. Например, мощность передается не только к ведущим колесам, но и к заднему или боковому валу отбора мощности (ВОМ). Особенно важна такая передача мощности у энергонасыщенных тракторов, в которых невозможно реализовать всю мощность двигателя на тягу прицепной или навесной сельскохозяйственной машины.

Глава 2

ГЛАВНЫЕ СЦЕПЛЕНИЯ

Главные сцепления необходимы для плавного соединения и разъединения двигателя с трансмиссией при переключении передач и остановке двигателя. Кроме этого, они предохраняют механизмы двигателя и трансмиссию от поломок при перегрузках во время трогания трактора (автомобиля) и резко меняющемся режиме нагружения.

Сцепления бывают фрикционные, гидравлические и электромагнитные.

§ 1. Фрикционные сцепления

Эти сцепления передают крутящий момент двигателя трением, возникающим между ведущими и ведомыми поверхностями при их сжатии. Их недостаток в том, что трение вызывает износ трущихся поверхностей.

Момент трения фрикционных сцеплений без учета трения в шлицах дисков определяют по уравнению

$$M_{\text{ф}} = 2\pi\mu qbR^2z,$$

где μ — коэффициент трения между поверхностями; q — среднее давление; b — ширина диска трения; R — средний радиус трения; z — число пар трения.

Момент трения должен быть больше подводимого номинального момента двигателя M_n на величину β , которая называется коэффициентом запаса сцепления $\beta = M_\phi / M_n$.

Коэффициент запаса β зависит от возникающих в трансмиссии динамических нагрузок; изменения коэффициента трения в дисках; от неточности изготовления деталей. Значение его варьирует у тракторов от 1,5 до 3,5; у автомобилей от 1,5 до 2,5. Чем продолжительнее работает машина, тем меньше становится коэффициент запаса сцепления. Большее значение соответствует новым накладкам ведомого диска.

Правильно выбранный при расчете коэффициент запаса способствует предохранению трансмиссии от ударных нагрузок.

Казалось бы, для выполнения этой функции необходимо выбирать наименьший коэффициент. Но тогда эффективность работы сцепления уменьшится. Оно будет пробуксовывать при незначительных перегрузках машины. Учитывая все это, рекомендуется [11] для пропашных тракторов классов тяги 1,4...2,0 $\beta = 1,5...2,7$.

Нарушение постоянства коэффициента запаса сцепления в период эксплуатации машины быстро нарастает, если установленные заводом регулировки зазоров не проводят в соответствии с требованиями технических уходов.

Применяемые на сельскохозяйственных тракторах и автомобилях фрикционные сцепления классифицируются по различным признакам.

По способу выключения муфты: механический, пневматический, гидравлический.

По конструкции механизма включения: центробежный, рычажный, пружинный.

По числу ведомых дисков: однодисковые, двухдисковые, многодисковые.

По передаче мощности к трансмиссии: однопоточные и двухпоточные.

По конструкции нажимного диска: постоянно замкнутого и непостоянно замкнутого типа.

Улучшение теплонапряженности сцеплений. Для стабильности коэффициента запаса β возникает необходи-

мость интенсивного отвода тепла. Конструктивно это решается по-разному. У однодискового сцепления ГАЗ-53А фрикционные накладки ведомого диска выполнены с вентиляционными канавками, которые направляют часть общего потока воздуха, проникающего внутрь сцепления через окна, отверстия и прорези, на продувку поверхностей трения. Вентиляция сцепления уменьшает температуру нажимного диска трактора Т-40А примерно на 50°.

В некоторых сцеплениях автомобилей для направления на элементы муфты потока продувочного воздуха ставят специальные щитки (рис. 34, б); воздух из окон, где создается при работающем двигателе разрежение, идет к окнам избыточного давления. Способствует хорошему отводу тепла от поверхностей трения большая масса маховика. Ведущие диски сцепления изготавливают обычно из серого чугуна, обладающего хорошей теплопередающей способностью.

Управление сцеплением. Главная тенденция в совершенствовании механизма выключения и включения сцепления — уменьшение усилия, передаваемого водителем к рычагам управления, а также быстрая остановка вала для безударного включения передач. Последнее достигается постановкой дискового или колодочного тормозка. Для этих же целей стремятся уменьшить массу (момент инерции) ведомых дисков. Уменьшение усилия на педали или рычаге управления достигается постановкой сервомеханизмов. На тракторе Т-150К установлен пневмосервомеханизм, состоящий из пневматической камеры и следящего устройства. Следящее устройство соединяет рычаг отводки выключения сцепления с нажимной педалью. Воздух из пневматической системы трактора при нажатии на педаль сцепления через специальный клапан следящего устройства поступает в камеру привода управления. Шток пневматической камеры поворачивает рычаг валика, выключая сцепление. При обратном движении педали через следящее устройство сервомеханизма воздух выходит из пневматической камеры.

На тракторе МТЗ-80 установлен механический сервомеханизм; при нажатии на педаль (рис. 34) точка упора пружины переходит через нейтраль и пружина сервоусилителя, действуя на педаль в обратном направлении, снижает усилие на педали. Сервомеханизмы рычажного

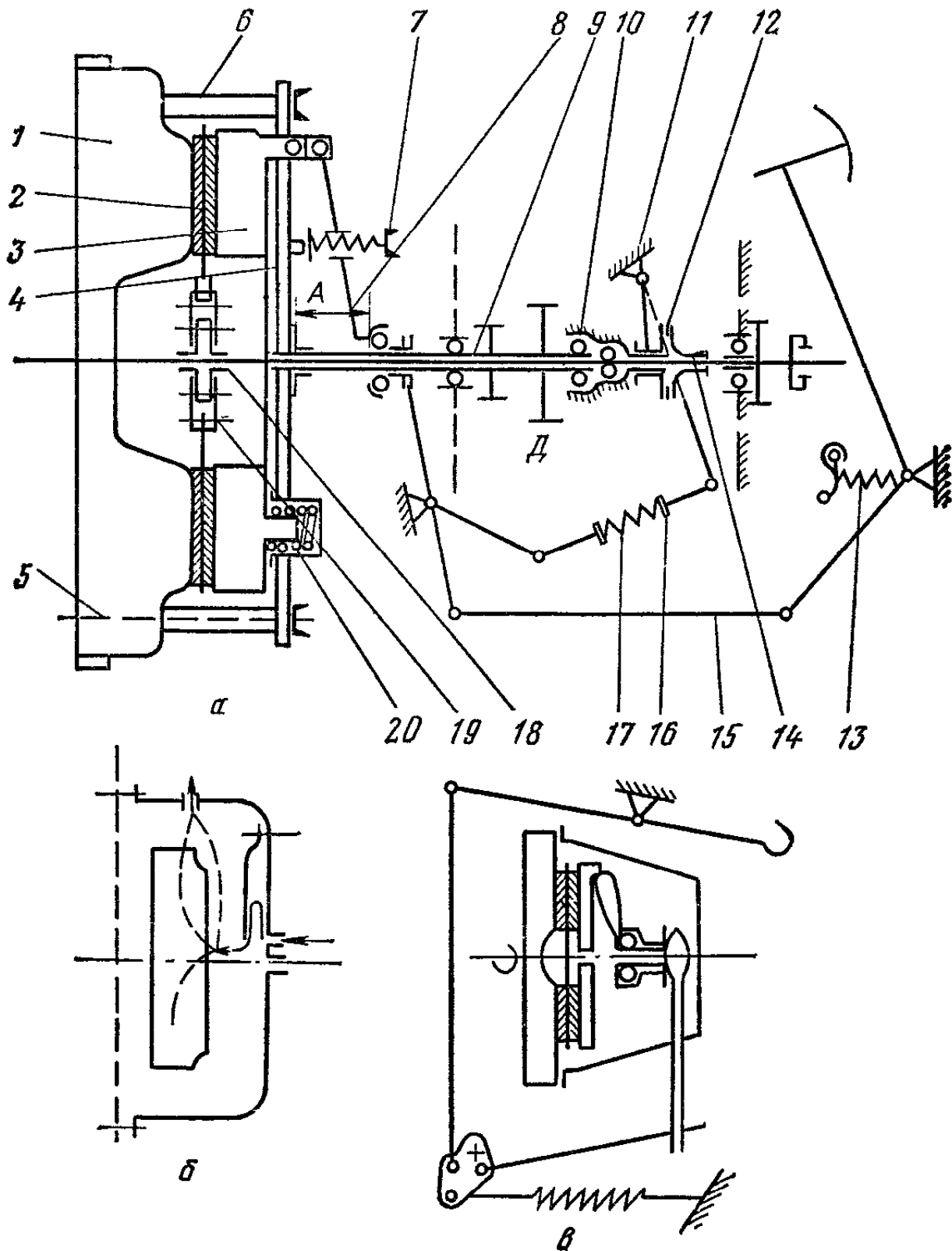


Рис. 34. Особенности конструкций фрикционных сцеплений:
 а — схема сцепления МТЗ-80: 1 — маховик; 2 — ведомый диск; 3 — нажимной диск; 4 — опорный диск; 5 — палец; 6 — дистанционная втулка; 7 — винт; 8 — отжимные рычаги; 9 — вал; 10 — кронштейны; 11 — рычаг отводки; 12 — отводка; 13 и 17 — пружины; 14 — ведущий диск тормоза; 15 и 16 — тяги; 18 — вал сцепления; 19 — демпферное устройство; 20 — нажимные пружины; б — схема потока продувочного воздуха автомобиля «Москвич-412»; в — схема сцепления с выносной нажимной пружиной.

типа применяются на тракторе Т-130 и автомобилях ГАЗ-53А, ЗИЛ-130.

Особенности конструкции сцеплений. Сцепление трактора МТЗ-80 — однодисковое, сухое (рис. 34, а). Ведущие части: маховик 1, нажимной 3 и опорный 4 диски. Опорный диск крепится к маховику пальцами 5 с корончатыми гайками. Расстояние между маховиком и опорным диском определяется дистанционной втулкой 6. Двенадцать периферийных нажимных пружин 20 располагаются в стаканах между опорным и нажимным диском. Замена обычного кожуха сцепления опорным диском улучшает отвод тепла от трущихся поверхностей. На нажимном диске устанавливаются отжимные рычаги 8, регулировка положения которых проводится винтами 7. Винты ввертываются в рычаги и упираются в опорные штифты, к ним рычаги прижимаются пружинами. Регулировка рычагов заключается в установке расстояния А от торца ступицы опорного диска до выступов отжимных рычагов, которыми они соприкасаются с упорным шарикоподшипником отводки выключения сцепления. Это расстояние должно быть в пределах $12 \pm 0,5$ мм. Отклонение каждого рычага от размера не более 0,3 мм.

Ведомый диск 2 состоит из ступицы со шлицами, демпферного устройства, стального диска с фрикционными накладками. Демпферное устройство имеет восемь резиновых вкладышей и находится между стальным диском и его ступицей. Ведомый диск с пружинными пластинками позволяет иметь осевую податливость, благодаря этому улучшается плавность включения.

Привод выключения сцепления — механический. Педаль выключения при ее замкнутом положении удерживается пружиной 13 механического сервоусилителя.

Чтобы быстрее остановить вал сцепления и первичный вал коробки передач, ставится тормозок. Ведущий диск 14 тормозка имеет фрикционные накладки и установлен на валу 18 сцепления. Отводка 11 установлена на кронштейне 10. Управление тормозком и сцеплением заблокировано тягой 16. В блокировочной тяге установлена пружина 17, через которую усилие от рычага сцепления передается к тормозку. При выключении сцепления отводка тормозка прижимается к его ведущему диску и затормаживает силовой вал сцепления.

Для согласования работы муфты и тормозка устанавливается зазор между ведущим диском тормозка и его

отводкой. Регулировка проводится тягой 15. Сцепление двухпоточное. Один поток мощности через вал 18 передается к коробке передач, а второй через шестерню Д привода ВОМ.

Сцепление трактора МТЗ-100 не отличается от сцепления трактора МТЗ-80, за исключением следующего: вместо одного ведомого диска ставят два (той же размерности), изменено вследствие этого число нажимных пружин.

Сцепление трактора ДТ-75С — фрикционное, двухдисковое, постоянно замкнутое, однопоточное. Ведущие части — маховик, нажимной диск и ведущий диск, расположенный между ведомыми дисками. В расточках маховика ведущего диска и нажимного диска вставлены витые пружины, которые после выключения сцепления способствуют отводу от маховика и друг от друга обоих дисков.

Ведомые два диска имеют фрикционные накладки; в дисках установлены гасители крутильных колебаний.

Выключение сцепления производят скользящей по валу сцепления отводкой и двуплечими рычагами.

Сцепление автомобиля КамАЗ — фрикционное, сухое, двухдисковое и с периферийным расположением витых нажимных пружин. Ведущие части — маховик, нажимной и средний диски. Положение среднего диска по отношению маховика и нажимного диска автоматически регулируется специальным механизмом. Для вентиляции и отвода тепла в ведущем диске выполнены окна.

Нажимной диск для установки нажимных пружин имеет двенадцать выступов (бобышек), а через каждые три выступа имеется резьбовое отверстие для стяжных болтов при монтаже сцепления.

Демпферное устройство ведомого диска состоит из двух обоев, двух дисков, двух колец и восьми пружин. Момент от стального ведомого диска передается через восемь постоянно сжатых витых пружин на диск демпфера, ступицу и первичный вал коробки передач (КП) или делителя, если он установлен на КП. Диски демпфера это тарельчатые пружины, которые прижимаются к кольцам, образуя фрикционную пару.

Привод выключения сцепления (рис. 35) — гидравлический с пневмогидравлическим усилителем. Привод должен обеспечить свободный ход $3,6 \pm 0,4$ мм, рабочий

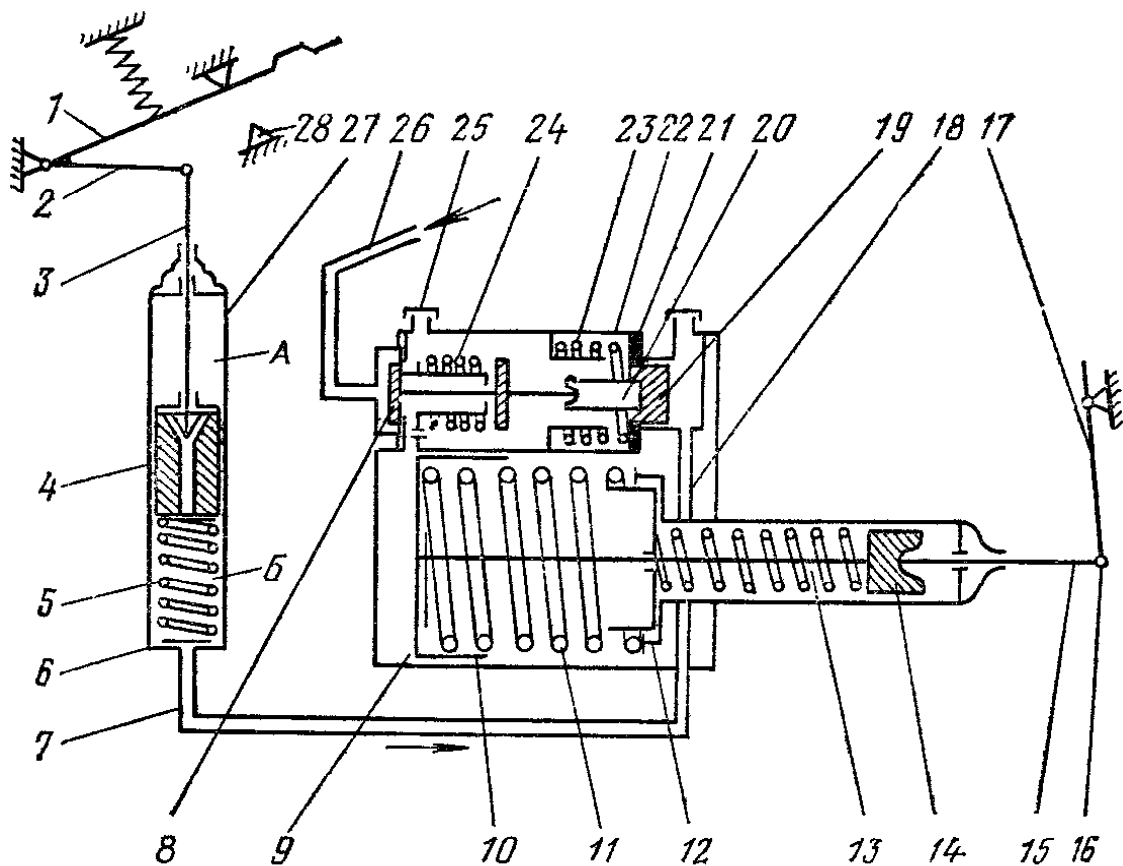


Рис. 35. Гидравлический привод управления с усилителем:

1 — педаль сцепления; 2 — рычаг; 3 — толкатель; 4 — поршень; 5 — пружина; 6 — главный цилиндр; 7 и 26 — трубопроводы; 8 — впускной клапан; 9 — корпус усилителя; 10 — поршень; 11 — пружина; 12 — цилиндр поршня; 13 — шток; 14 — поршень; 15 — шток; 16 — шарнир; 17 — рычаг; 18 — канал; 19 — следящий поршень; 20 — толкатель; 21 — диафрагма; 22 — корпус; 23 и 24 — пружины; 25 — крышка; 27 — цилиндр.

ход 12 мм, полный ход при включении делителя КП (дополнительного редуктора увеличения числа передач) $18 \pm 0,4$ мм.

Гидравлический привод состоит из педали сцепления 1, цилиндра 27, усилителя и системы проводов. Ход педали ограничивается двумя упорами. Главный цилиндр имеет толкатель 3, который получает движение от рычага 2, приваренного к педали, поршень 4, пружину 5 и корпус цилиндра. Последний имеет две камеры А и Б. Камера А служит для заправки жидкости до 0,75 ее объема. Полость Б — рабочая полость цилиндра и включает поршень 4 и пружину 5. Когда педаль отпущена, толкатель 3 находится в верхнем положении, а поршень прижат пружиной 5 к перегородке корпуса. Обе полости А и Б сообщаются между собой. При нажатии на педаль толкатель опускается вниз и закрывает отверстие поршня, камеры разъединяются, а поршень двигается вниз, выдавливая жидкость через малое отверстие по трубопроводу к усилителю.

Жидкость, проходя по сверлениям в усилителе, попадает в полость цилиндра поршня 14 и далее по каналу 18 к следящему поршню 19, который сжимает пружину 23 и перемещает седло диафрагмы 21 влево по чертежу, отводит впускной клапан 8 от седла крышки подвода воздуха. Сжатый воздух поступает по трубопроводу 26 в пространство над поршнем 10. Поршень, имея большую площадь, перемещается вправо под небольшим давлением воздуха, сжимает пружину, а поршень 14, действуя на шток 15, выключает сцепление. Часть воздуха подводится в полость диафрагмы 21. Следящий поршень 19 находится под действием двух усилий — одно усилие от жидкости, второе, противоположное, от пружины 23 и давления воздуха на диафрагму. Увеличение давления жидкости одновременно повышает давление воздуха на диафрагму 21, что и обеспечивает следящее действие пневмогидроусилителя. Поршни 10, 19, диафрагма 21 и пружина 23 подобраны так, что усилие на педали выключения сцепления находится в пределах до 200 Н. Когда педаль 1 отпущена, вся система занимает исходное положение.

Соединительная муфта трактора К-701 занимает особое положение. Муфта полужесткая. Ведомый диск передает момент через резиновые амортизаторы к зубчатому венцу, а последний валу-шестерне. На шлицах вала-шестерни установлен фланец, который соединяется с фланцем вилки карданного вала КП. Подшипник вала-шестерни смазывается маслом из гидравлической системы коробки передач. Такая муфта не разъединяет двигатель и трансмиссию. Переключение передач не требует такого разъединения, а производится устройствами в самой коробке передач. Установленные резиновые втулки — амортизаторы гасят ударные нагрузки и плавно передают момент трансмиссии.

Уход за сцеплениями заключается в строгом выполнении регулировок, предусмотренных в инструкциях по техническим уходам. Нарушение рекомендуемых заводом установочных размеров приводит к быстрому изнашиванию поверхностей трения, уменьшению коэффициента запаса и уменьшению передаваемого момента.

Необходимо следить во время постановки сцепления на двигатель за совпадением различных меток на маховике и кожухе (опорном диске). Несовпадение меток приводит к биению ведомых элементов и быстрой их

поломке. Для балансировки сцепления иногда ставят балансировочные пластины, и потеря их при монтаже недопустима.

§ 2. Гидравлические сцепления

Гидравлическое сцепление (рис. 36, а) состоит из насосного колеса 3, соединенного с ведущим валом 1, и турбинного колеса 2, связанного с ведомым валом 4. Со стороны турбины сцепление закрыто кожухом. Внутренняя полость заполнена жидкостью. Мощность двигателя передается насосному колесу, от него жидкости. Жидкость выбрасывается насосным колесом, поступает

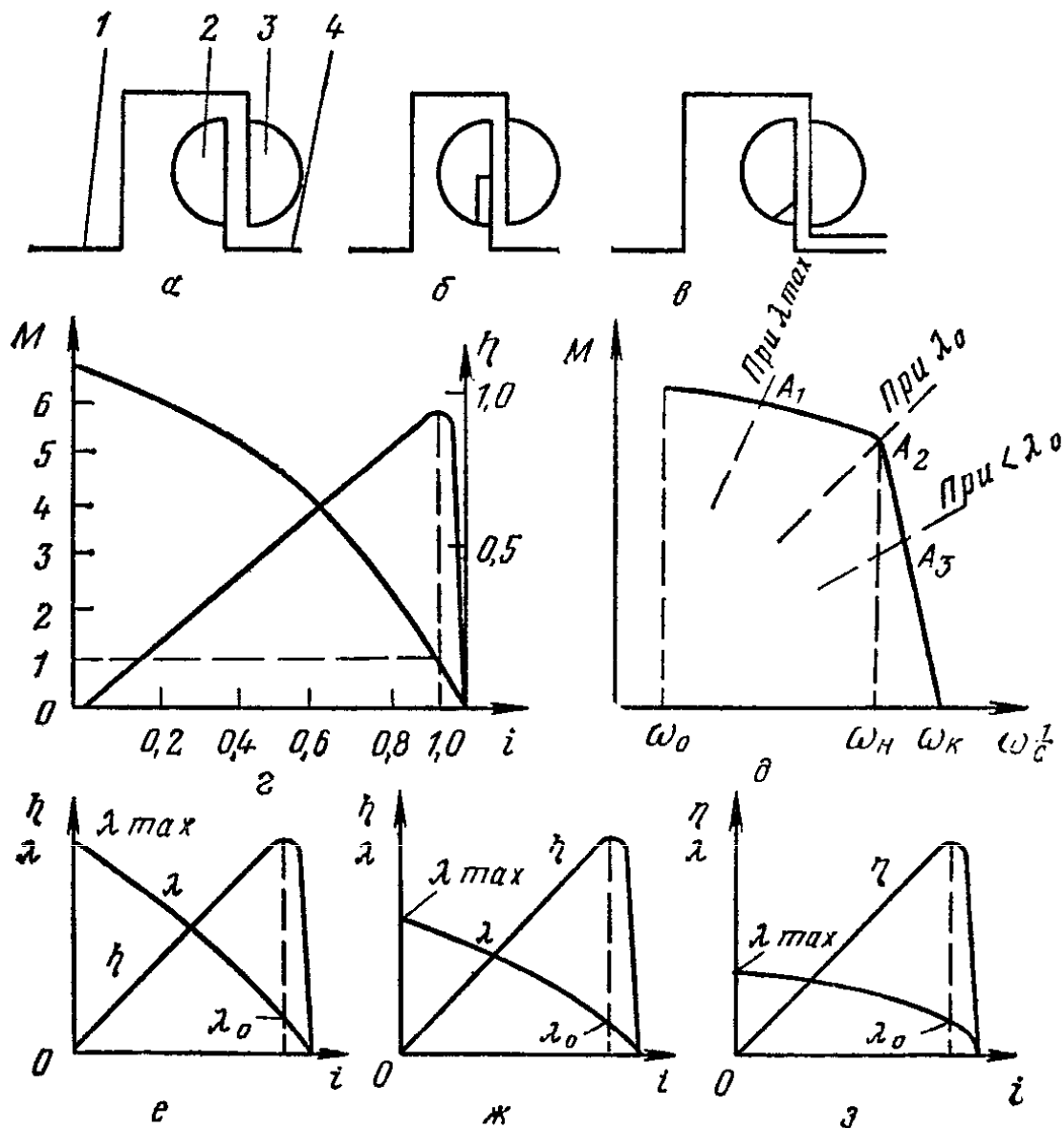


Рис. 36. Схемы гидромуфт и их характеристики:

а — простейшей муфты; б — с пороговым устройством; в — с камерой опорожнения; г — совмещенная характеристика двигателя и муфты; д — характеристика гидромуфты в абсолютном виде; е, ж и з — относительном виде.

на лопатки турбины, вращает ее и передает мощность ведомому валу, а затем трансмиссии. В сцеплении жидкость циркулирует по замкнутому кругу: насос — турбина — насос. Связь двигателя с трансмиссией осуществляется через жидкость, при этом происходит потеря энергии. Частота вращения n_2 ведомого вала меньше ведущего n_1 . Проскальзывание (разница в частоте вращения) 1,5...3%.

КПД сцепления $\eta = \frac{M_2 n_2}{M_1 n_1}$. При номинальном режиме $\eta = 0,97...0,98$. Это сравнительно высокий КПД.

Сцепление не преобразует передаваемый момент. Если не учитывать потери на скольжение, то моменты на ведущих M_1 и ведомых валах M_2 равны, тогда $\eta = \frac{M_2 n_2}{M_1 n_1} = \frac{n_2}{n_1} = i$

Гидромуфта имеет существенные преимущества перед муфтами фрикционного типа.

1. Разгон машины (агрегата) проводится плавно на всех передачах.

2. Сцепление предохраняет механизмы трансмиссии от перегрузок; гасит крутильные колебания. Оно снижает продольные колебания машины, что улучшает условия труда водителя.

3. Так как она не имеет трущихся деталей, то в работе долговечна и надежна.

На рисунке 37, д приведена внешняя характеристика сцепления с постоянной частотой вращения ведущего вала. КПД зависит от приложенной нагрузки. Если нагрузку уменьшать, то обороты n_2 ведомого вала возрастают, а следовательно, растет передаточное число и КПД сцепления, которые пропорциональны n_2 при постоянной величине n_1 . Увеличение КПД идет до i примерно равным 0,97, а затем резко падает почти при неизменяющемся значении i . Падение обусловлено соизмеримой величиной передаваемого момента при $i > 0,97$ с потерями в сцеплении (трение элементов его о воздух, трение в уплотнениях, подшипниках и др.).

Внешнюю характеристику можно представить не только в абсолютном (изменение момента M от i), но и в безразмерном относительном виде (рис. 36, е, ж, з) — изменение коэффициента момента λ от i . Такая характеристика позволяет установить взаимосвязь показателей гидравлического сцепления независимо от его размеров и частоты вращения ведущего вала. Коэффициент мо-

мента имеет размерность, $\text{мин}^2/\text{м} \cdot \text{обор}^2$, и равен

$$\lambda = \frac{M}{\gamma D^5 n^2},$$

где D — активный диаметр (максимальный смачиваемый жидкостью рабочей полости), м; γ — удельный вес рабочей жидкости, $\text{Н}/\text{м}^3$; M , n — передаваемый момент и частота вращения колеса сцепления.

Гидравлические сцепления характеризуются еще коэффициентом прозрачности $\Pi = \lambda_{\text{max}}/\lambda_0$, где λ_{max} и λ_0 — коэффициенты момента при максимальном моменте и при $i=0,97$. Этот коэффициент показывает возрастание момента, передаваемого сцеплением при преодолении временного сопротивления к номинальному моменту двигателя.

На рисунке 36 *а* и *б* приведены схемы гидравлических сцеплений: простейшего, с пороговым устройством, с камерой опорожнения — и даны их безразмерные характеристики. На тракторах простейшее гидравлическое сцепление не используют из-за большой прозрачности, ($\Pi \approx 9$), так как оно имеет возможность передавать временно возросший момент сопротивления движению, в несколько раз превышающий момент двигателя, и он заглохнет. Чтобы уменьшить коэффициент прозрачности, применяют различные способы опорожнения сцепления, сущность которых заключается в перепуске части жидкости из общего потока в специальные камеры. Перепуск жидкости происходит при пониженных передаточных числах, когда частота вращения турбинного колеса снижается из-за роста нагрузки на машину. При этом замедляется увеличение коэффициента момента сцепления λ или прекращается полностью.

Пониженную прозрачность имеют сцепления (по сравнению с простейшим) с пороговым устройством или с камерой опорожнения. Первые имеют коэффициент прозрачности примерно 3,5 и используются на автомобилях и на тракторах малого класса; вторые имеют прозрачность еще меньше — 2,5 и применяются с двигателями, имеющими перегрузочную ветвь характеристики.

На рисунке 36, *д* приведена совместная характеристика двигателя и гидравлического сцепления. На графике нанесены регуляторная характеристика двигателя в функции его оборотов и нагрузочная характеристика сцепления, построенная по уравнению $M = \lambda \gamma D^5 n^2$. Точки

A_1, A_2, A_3 определяют совмещенные режимы работы двигателя и сцепления, соответствующие коэффициентам момента $\lambda_{\max}; \lambda_0; < \lambda_0$

Обычно совмещают характеристики на тракторах в зоне точки A_2 при номинальном моменте двигателя и при моменте гидравлического сцепления с коэффициентом момента λ_0 и $i=0,97$. Этот режим соответствует высокому КПД сцепления и наилучшим показателям по мощности и удельному расходу топлива на турбинном колесе.

Совмещение характеристик в зоне точки A_3 можно проводить для энергонасыщенных тракторов, когда важно учитывать защитные свойства сцепления, которые характеризуются степенью возрастания коэффициента момента от изменения передаточного числа ($d\lambda/di$). Защитные свойства сцепления улучшаются, но несколько ухудшаются показатели по использованию мощности и расходу топлива. Если часть мощности при этом идет на привод ВОМ, то показатели по мощности и расходу топлива улучшаются даже при совмещении характеристик на средних нагрузках двигателя.

Совмещение в точке A_1 также ухудшает показатели по мощности и расходу топлива.

Следовательно, условия работы машинно-тракторного агрегата (МТА) могут потребовать различного совмещения характеристики двигателя и сцепления, т. е. в процессе работы агрегата необходимо изменение нагрузочной характеристики сцепления. Это условие выполнимо при регулируемых сцеплениях. В какой-то мере эти вопросы разрешаются применением сцеплений с частичным перепуском жидкости из общего потока.

Время частичного опорожнения круга циркуляции жидкости, ограничивающее максимальное значение коэффициента момента, должно соответствовать времени нарастания перегрузки трактора. При отсутствии такого согласования коэффициент момента может резко возрасти и двигатель от перегрузки заглохнет.

Для универсально-пропашного трактора класса тяги 2 рекомендуется [11] на режиме совмещения $i=0,97$ коэффициент момента $\lambda=0,965 \cdot 10^{-6}$, мин²/м·обор², а коэффициент прозрачности 3...4.

Гидравлическое сцепление трактора МТЗ-100 — постоянного наполнения, с автоматическим опорожением круга циркуляции в нерабочей зоне характеристики. По

присоединительным размерам взаимозаменяемо с фрикционным сцеплением.

Насосное колесо крепится к маховику болтами и центрируется по отношению к нему цилиндрическим пояском. Турбинное колесо крепится к турбинному валу, который устанавливается на двух шарикоподшипниках. Вал соединяется с выходным валом коробки передач посредством внутренних шлицев. Жидкость заливается через отверстие в маховике, закрытое пробкой. Специальная полость в насосном колесе служит для перепуска жидкости при работе на малых оборотах двигателя и передачи уменьшенного крутящего момента. Для охлаждения на насосном колесе имеются ребра.

§ 3. Электромагнитные сцепления

Простейшее электромагнитное сцепление с ферронаполнителем (рис. 37, а) имеет маховик 1, в который вставлена кольцевая обмотка возбуждения 2. Маховик — ведущая часть, он связан с коленчатым валом, а ведомой частью является диск 3, который установлен в полость, заполненную ферромагнитной смесью 4, и связан с коробкой передач. Ведущая и ведомая часть имеют большую магнитную проницаемость и обладают малым остаточным магнетизмом для более полного выключения

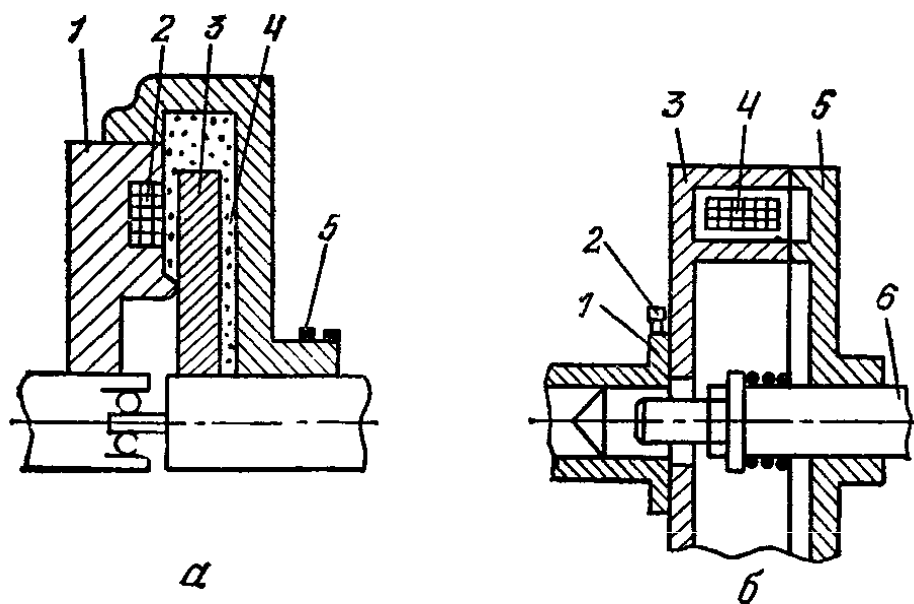


Рис. 37. Схема электромагнитной муфты:

а — с ферронаполнителем: 1 — маховик; 2 — кольцевая обмотка возбуждения; 3 — диск; 4 — ферромагнитная смесь; 5 — контакты; б — без ферронаполнителя: 1 — кольцо; 2 — щетка; 3 — сердечник; 4 — обмотка; 5 — якорь; 6 — вал.

сцепления. Основной магнитопровод — обмотка возбуждения 2 между маховиком и его съёмным ободом. Питание обмотки возбуждения проводится через контакты 5. Сцепление управляется путем изменения тока возбуждения. Чем больше ток, тем больше передается момент.

На рисунке 37,б показана схема сцепления без ферронаполнителя, которая состоит из сердечника 3, электромагнита 4 обмотки, якоря 5, который установлен на шлицах вала 6. Напряжение тока подводится через щетку 2, кольцо 1 и «массу» автомобиля. Ток протекает через обмотку 4 и притягивает, созданным магнитным полем, якорь 5 к сердечнику 3, связанному с маховиком двигателя. Возникает трение между сердечником 3 и якорем 5, которое обеспечивает передачу момента двигателя к трансмиссии.

Преимущество таких сцеплений перед фрикционными — возможность плавного нарастания передаваемого момента. Оно имеет постоянный момент трения при буксовании и неподвижном состоянии, работает без рывков, имеет хороший отвод тепла, не нуждается в регулировке воздушных зазоров.

К недостаткам этих сцеплений можно отнести уплотнение ферромагнитного порошка (у сцеплений с ферронаполнителем) под действием центробежной силы; неравномерность распределения порошка по окружности ведомого элемента, вследствие чего передаваемый момент не стабилен, ведомый диск (барабан) обычно массивный и имеет большой момент инерции, а это затрудняет переключение передач.

§ 4. Пути совершенствования механических сцеплений

Совершенствование механических сцеплений идет по пути увеличения передаваемого момента, повышения трения между фрикционными дисками, надежности и долговечности, а также по пути облегчения управления.

Автоматизация управления, направленная на уменьшение затрат энергии водителя. В какой-то степени автоматизируют работу сцепления центробежные грузы, которые вместе с нажимными пружинами увеличивают момент трения при росте оборотов двигателя.

Для автоматизации работы применяют различного рода сервомеханизмы, которые уменьшают усилие на педали управления. При наличии сервомеханизмов усилие на рычаг выключения сцепления не должно быть больше 60 Н, а на нажимной педали — до 120 Н. Полная автоматизация управления заключается в том, что сцепление реагирует на действие водителя, стремящегося переключить передачу, разъединением поверхностей трения, а после переключения передач — плавным их соединением.

При этом также регулируется момент трения в зависимости от частоты вращения двигателя или от угла открытия дроссельной заслонки карбюратора (рейки топливного насоса).

Основной элемент системы — регулятор разрежения.

Повышение стабильности коэффициента запаса сцепления путем применения более стойких к изнашиванию и нагреванию материалов.

Применение пружин растяжения вместо пружин сжатия [4], что позволяет упростить привод управления и уменьшить силу нажатия на педали выключения сцепления путем изменения передаточного отношения рычагов.

Схема сцепления с выносной нажимной пружиной дана на рисунке 34, в. Сцепление выключается гибким тросом рычага и через тягу действует на отводку и нажимной диск.

Обеспечение соосности ведущих и ведомых элементов сцепления. Во время работы двигателя его опоры на базисных деталях (рамы) изнашиваются и при сборке и разборке ведущая часть может смещаться по отношению к ведомой, что вызывает повышенный износ поверхностей трения, а также уменьшение коэффициента ее запаса.

Улучшение вентиляции картера сцепления для обдува поверхностей трения.

Применение ведомых дисков с сегментными фрикционными элементами также можно считать одним из основных путей совершенствования механических сцеплений.

Постановка мокрых муфт. Они имеют меньшие размеры и повышенный срок службы. По имеющимся данным срок службы по сравнению со сроком службы сухих муфт повышается в 20 раз.

Срок службы сцепления увеличивается, если применить автоматическое переключение передач. Сущность которого заключается в выравнивании при переключении частот вращения ведущих и ведомых элементов сцепления.

Глава 3

ПРИСТАВКИ И СПЕЦИАЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ К КОРОБКАМ ПЕРЕДАЧ

На современных тракторах и автомобилях широкое распространение получила постанковка к коробкам передач специальных механизмов (приставок), которые улучшают динамические и экономические качества машин. К таким приставкам относятся увеличители крутящего момента (УКМ), гидротрансформаторы, различного рода устройства, работающие с использованием гидравлических усилий (гидроприставки).

§ 1. Увеличители крутящего момента (УКМ)

УКМ — это механизмы, которые без разрыва потока мощности увеличивают крутящий момент, передаваемый от двигателя к коробке передач при разгоне или перегрузках.

Соотношение передаточных чисел УКМ низшей и высшей ступеней находится в пределах 1,2...1,35. Есть УКМ, у которых это отношение равно 1,5...1,6. УКМ бывают с планетарными и непланетарными редукторами; внешнего и смешанного зацепления шестерен. УКМ имеет три звена: ведущее 1, ведомое 2, тормоз 3 (рис. 38,а).

Если тормоз остановлен, то отношение частот вращения ведомого и ведущего звена выражается уравнением $\omega_2 = \omega_1/i$, а если выключены муфта Φ и тормоз 3, то под действием момента M_c может остановиться ведомый вал 2. Тогда получим

$$\omega_T = \frac{\omega_i}{1-i},$$

где ω_T и i — частота вращения диска тормоза и передаточное число редуктора.

При $i \approx 1$ ω_T возрастает до бóльшего значения и ведет к изнашиванию подшипников, зубьев шестерен

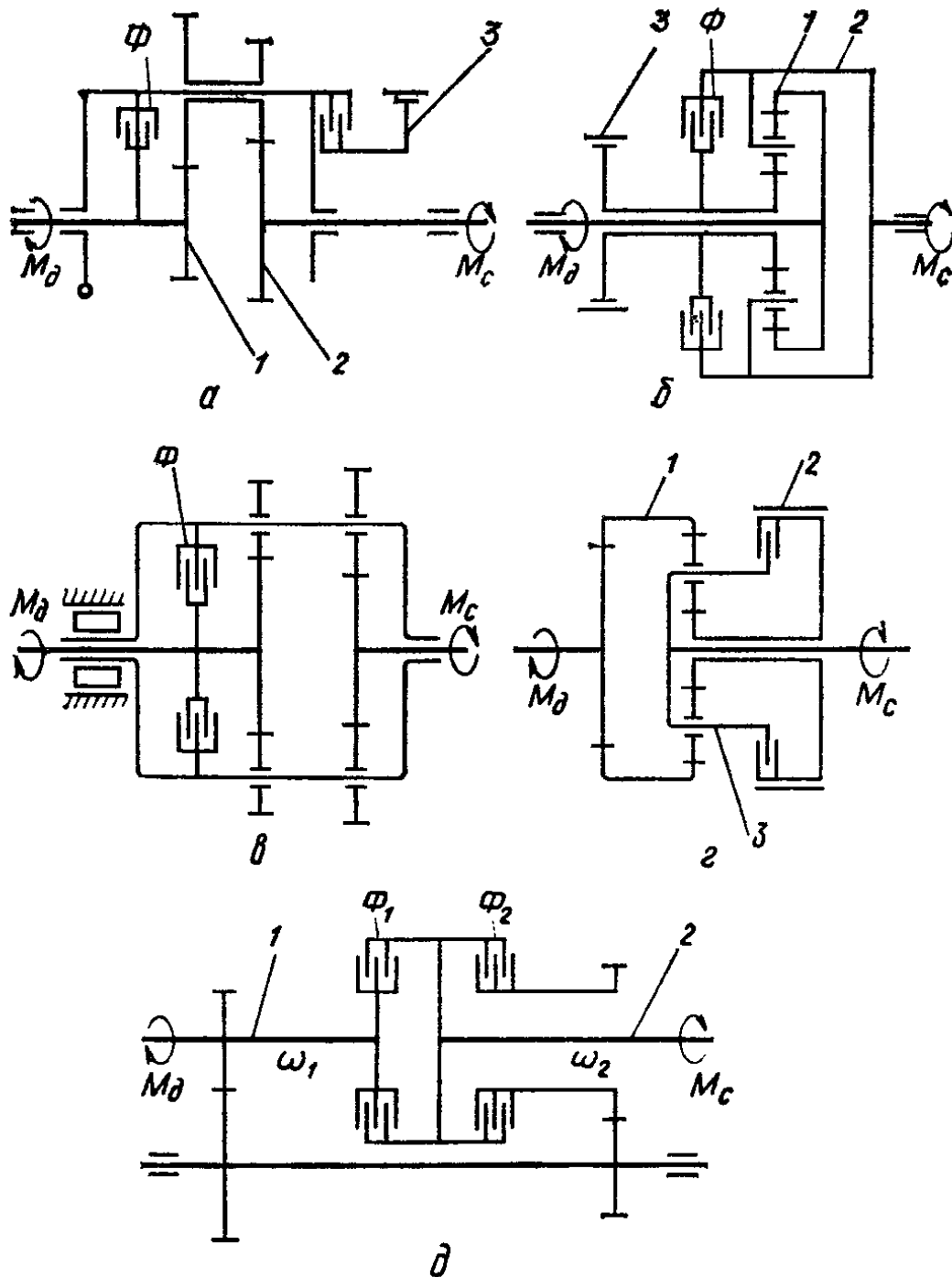


Рис. 38. Схема УКМ:

a — внешнего зацепления; *б* — смешанного зацепления: 1 — ведущее звено; 2 — ведомое звено; 3 — тормоз; *в* — с муфтой свободного хода; *г* — смешанного зацепления с ленточным тормозом: 1 — коронная шестерня; 2 — ленточный тормоз; 3 — водило; *д* — планетарный механизм: 1 — ведущий вал; 2 — ведомый вал; 3 — промежуточный вал.

редуктора. Для устранения этого недостатка в таких УКМ вместо тормоза ставят муфту свободного хода, при которой ω_2 не может возрасти больше ω_1/i . При включении сцепления Φ муфта свободного хода замыкается, а при выключении Φ замыкается на корпус из-за воздействия M_c на ведомое звено 2, при этом останавливается водило и включает низшую передачу. УКМ с муфтой сво-

бодного хода применяют на ДТ-75МВ, К-701, МТЗ-80. УКМ управляется ленточными тормозами или гидроприводом.

На рисунке 38, з показан УКМ смешанного зацепления, применяемый на тракторе «Зетор» (ЧССР). Управляют им ленточным тормозом 2 и блокировочной муфтой 3 с гидровключением. Ведущее звено — коронная шестерня 1, ведомое — водило 4.

Пример непланетарного УКМ показан на рисунке 38, д и имеет ведущий 1, ведомый 2 и промежуточный 3 валы. Высшая передача включается фрикционом Φ_1 , минуя редуктор, низкая — Φ_2 , которую можно устанавливать на любом из трех валов. Фрикционные сцепления могут иметь различного вида привод управления (нижнее — механический, высшее — гидравлический), что усложняет конструкцию УКМ.

УКМ может быть вмонтирован и после основной коробки передач. УКМ может, используя подвижный блок шестерен, иметь несколько ступеней и режимов работы, что расширяет диапазон передач и повышает эффективность его применения.

§ 2. Гидротрансформаторы

Гидротрансформатор крутящего момента (ГТКМ) отличается от гидравлического сцепления постановкой третьего колеса — реактора, который устанавливается неподвижно. Насосное колесо приводится во вращение от двигателя, а турбинное колесо соединено с выходным (ведомым) валом. При вращении коленчатого вала в насосном колесе масло перетекает от внутренних краев лопаток к внешним, ударяясь о лопатки турбины, отдает часть накопленной кинетической энергии и турбина вращается. От турбины масло идет к реактору и от него к внутренним краям лопаток насоса.

Крутящий момент гидротрансформатора на турбинном колесе не равен (как у гидравлических сцеплений) моменту насосного колеса M_1 , а изменяется на величину момента реактора M_3 :

$$M_2 = M_1 + M_3.$$

Следовательно, ГТКМ преобразует крутящий момент двигателя. С увеличением нагрузки и уменьшением оборотов турбины по сравнению с оборотами насосного

колеса турбина воспринимает больше кинетической энергии от жидкости и растет момент M_2 . Если турбина остановлена (заторможена моментом сопротивления M_c), то частота ее вращения $n_2=0$ и момент M_2 будет максимальный, а проскальзывание $S=1$. Когда частота вращения n_2 равна частоте вращения насосного колеса n_1 , проскальзывание $S=0$, и момент турбины $M_2=0$. Таким образом, проскальзывание гидротрансформатора — необходимое условие передачи момента от насоса к турбине.

Преобразующие свойства ГТКМ характеризуются коэффициентом гидротрансформации

$$k = \frac{M_2}{M_1},$$

где M_2 и M_1 — соответственно моменты на ведомом и ведущем валах (турбинное и насосное колеса).

КПД гидротрансформатора находят по уравнению

$$\eta = \frac{M_2 n_2}{M_1 n_1} = k i.$$

Из уравнения видно, что при передаточном числе, равном нулю ($n_2=0$), КПД также равен нулю. Это начало работы гидротрансформатора. Когда турбина заторможена, то M_2 максимальный, а передаточное число тоже равно нулю и опять $\eta=0$. Следовательно, КПД гидротрансформатора имеет максимум.

Характеристики ГТКМ определяются зависимостями η , λ , $k=f(i)$ (рис. 39, в и г).

Нагрузочные свойства ГТКМ определяются:

— максимальным коэффициентом входного момента λ_{\max} ;

— коэффициентом момента при $i=0$;

— коэффициентом момента λ_m , соответствующего передаточному отношению перехода на режим гидравлического сцепления ($k=1$);

— коэффициентом прозрачности $P=\lambda_{\max}/\lambda_m$ и обратной прозрачности $P_0=\lambda_{\max}/\lambda_0$.

По прозрачности ГТКМ подразделяются на прозрачные с коэффициентом $P=1,7\dots 2,6$; полупрозрачные — $P=1,45\dots 1,65$; малопрозрачные — $P\leq 1,4$.

У непрозрачных ГТКМ нагрузки на валу турбины не влияют на изменение нагрузки насоса (или двигателя). В прозрачных ГТКМ нагрузки на турбине влияют

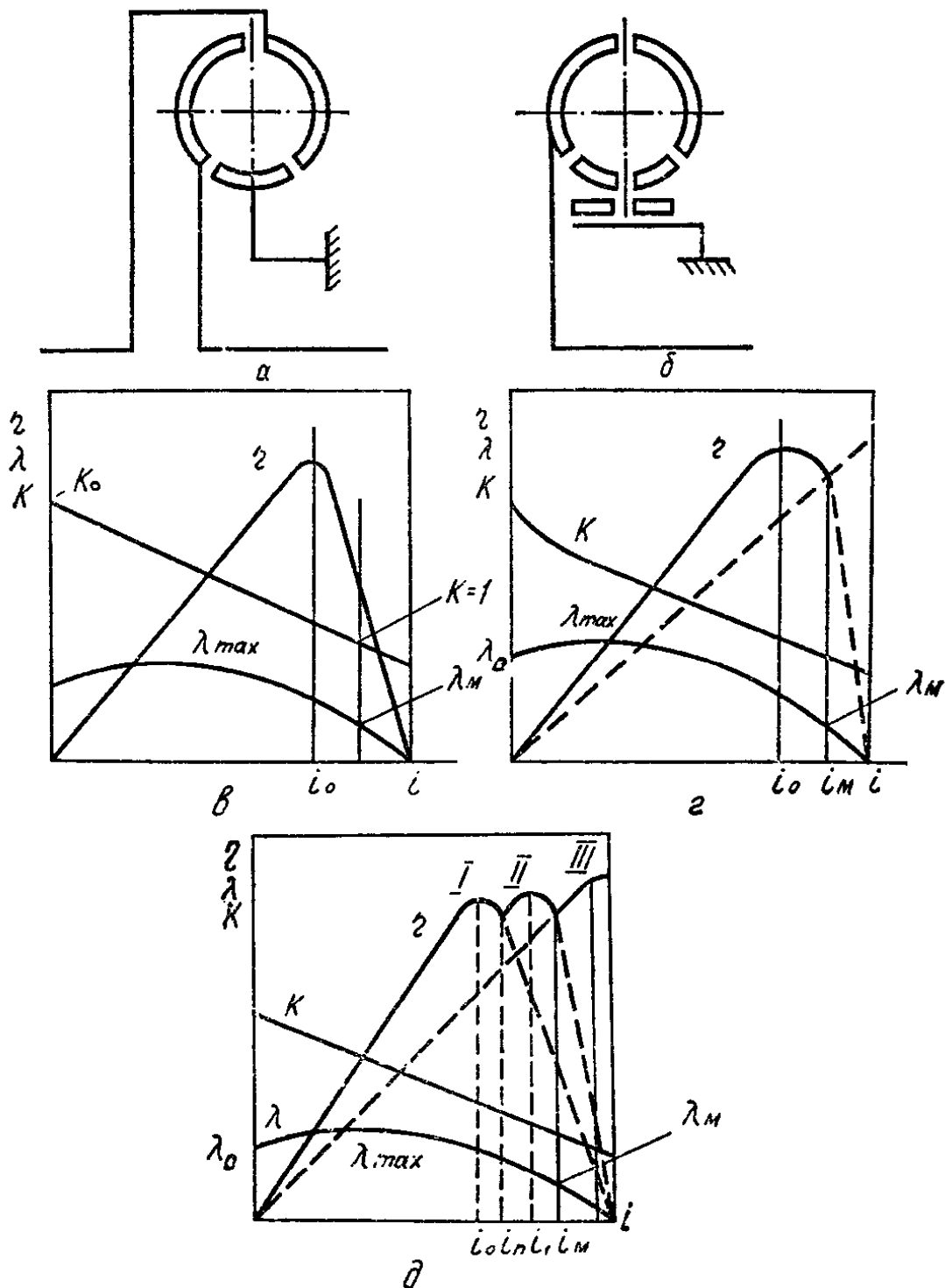


Рис. 39. Схема характеристики гидротрансформатора:

a — одноступенчатого с осевым турбинным колесом; *б* — комплексного с двумя реакторами на муфте свободного хода; *в* — характеристика гидротрансформатора; *г* и *д* — характеристика гидротрансформатора двухфазного и трехфазного.

на работу насоса или двигателя, и наоборот. Параметры, характеризующие ГТКМ, определяются геометрией лопастей рабочих колес.

Комплексные ГТКМ, у которых реактор устанавливается на муфте свободного хода, имеют более приемлемую характеристику работы. КПД при средних значе-

ниях передаточного числа i имеет максимальное значение, а при увеличении i он начинает уменьшаться. При $i=i_m$ ГТКМ переходит на режим гидравлического сцепления, реактор вращается и КПД опять растет, при $i=0,97$ он максимальный. Общий КПД в зависимости от i показан сплошной линией.

На тракторе ДТ-75С ставят комплексный одноступенчатый (ступень определяется числом турбин, две турбины — двухступенчатый, три турбины — трехступенчатый) гидротрансформатор с двумя реакторами на муфте свободного хода с блокировочным устройством для полного отключения ГТКМ от трансмиссии (рис. 40, б). Блокировка производится рычагом из кабины тракториста путем соединения зубчатой муфтой насосного и турбинного валов. Блокировка разрешается при работе с ВОМ на стационаре и при пуске дизеля с буксира.

При включении ГТКМ (не заблокирован) он работает вначале с двумя неподвижными реакторами, и КПД его изменяется с увеличением i (см. рис. 39, д) примерно по кривой I . Этот режим соответствует максимальной

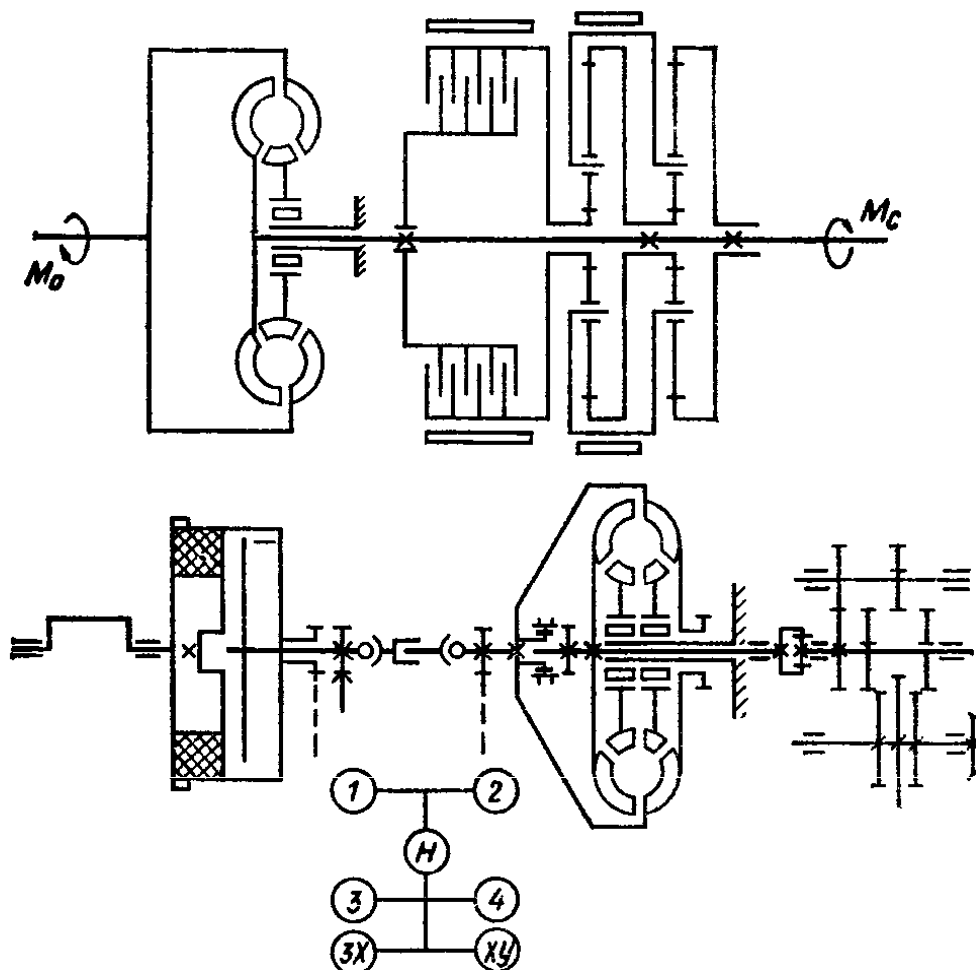


Рис. 40. Схема гидродинамических коробок передач.

нагрузке. Как только изменится частота вращения турбинного колеса до значения i_1 , ГТКМ начинает работать с одним реактором, второй свободно вращается и КПД изменяется по кривой *II*, что соответствует оптимальному режиму работы. Возрастание турбинной частоты вращения до i_m ГТКМ переходит на работу гидравлического сцепления, при этом первый и второй реакторы свободно вращаются, что соответствует транспортному режиму работы.

На автомобилях высокой проходимости и большой грузоподъемности, а также легковых автомобилях высокого класса ставят гидротрансформаторы.

Так как гидротрансформатор имеет максимальный КПД в узком диапазоне передаточных чисел и, следовательно, его применение не дает хорошей эффективности при расширении передаточного числа ниже i_0 (см. рис. 39), то требуется его совместная работа с шестеренными редукторами (коробками передач). Такие трансмиссии называются гидромеханическими.

§ 3. Гидроприставки к коробке передач

В качестве гидроприставок применяют механизмы, включающие гидронасос или гидромотор. Такие приставки монтируют в ходоуменьшители и ставят между двигателем и коробкой передач. Если ходоуменьшитель имеет гидронасос или гидромотор, то его называют гидроходоуменьшителем и применяют для тех же целей, что и шестеренные ходоуменьшители. В сочетании с коробкой передач они расширяют диапазон скоростей. Гидроходоуменьшители, которые ставятся на современные тракторы, работают по принципу объемного гидротормоза дроссельного регулирования и имеют следующие положительные качества: малые габариты, небольшую массу, просты в конструкции и дешевле из-за применения только одной гидромашины (насоса).

На рисунке 41, *a* приведена схема ходоуменьшителя, разработанного НАТИ для тракторов класса тяги 3 (ДТ-75МВ).

Для работы на пониженных скоростях диапазонная шестерня *11* находится в зацеплении с шестерней *10* и солнечная шестерня *13* заторможена, а частота вращения вала *21* и шестерня *19* ниже вала *12* на величину передаточного числа планетарного редуктора.

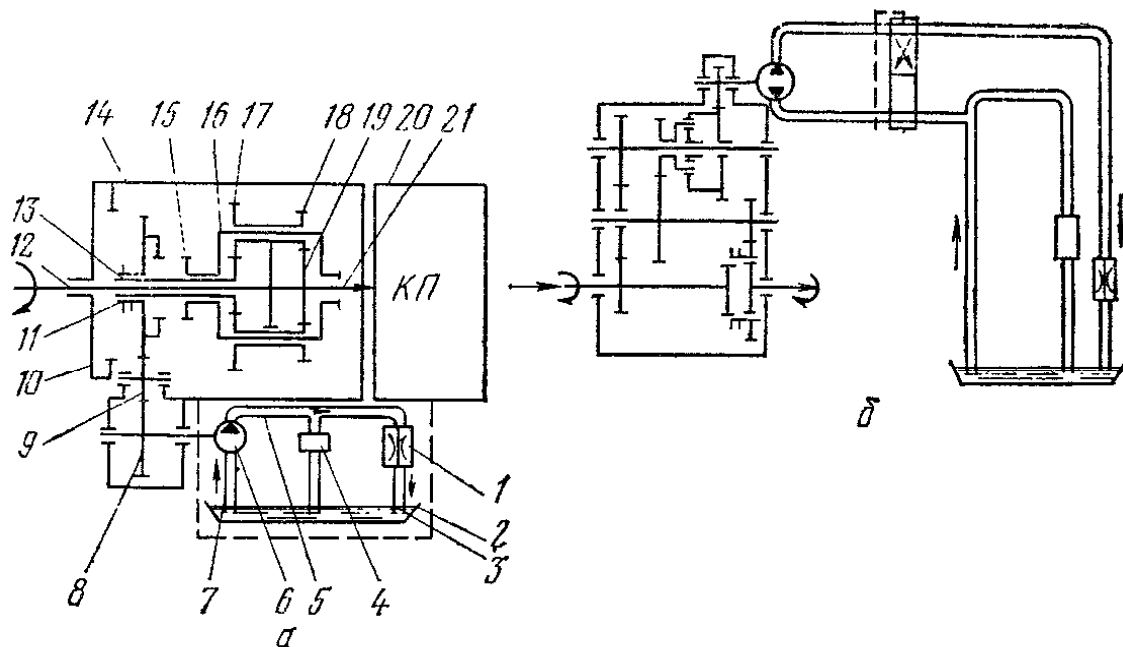


Рис. 41. Схема гидравлических ходоуменьшителей ДТ-75В (а) и Т-150К (б):

1 — регулятор скорости; 2 — емкость; 3 — жидкость (масло); 4 — гидравлический клапан; 5 и 7 — маслопроводы; 6 — насос; 8, 9, 10, 11 и 15 — шестерни; 12 — вал; 13 — солнечная шестерня; 14 — корпус; 16 — водило; 17 и 18 — шестерни планетарного редуктора; 19 — шестерня; 20 — КП; 21 — вал.

Если трактор работает на основных передачах, шестерня 11 соединяется с шестерней 15 и блокирует все три элемента планетарного ряда, при этом частота вращения вала 12 равна частоте вращения вала 21 коробки передач, гидроходоуменьшитель выключен. При «ползучих» скоростях шестерня 11 соединена с шестерней 9 и вращает шестерню 8, приводя насос 6 в движение. Насос нерегулируемый, подает масло по маслопроводам 5 и 7 к регулятору скорости 1 дроссельного типа. Водитель задает постоянную, необходимую по технологии сельскохозяйственной операции скорость движения, действуя на дроссель; скорость поддерживается независимо от нагрузки. Гидравлический клапан 4 предохраняет систему от перегрузок. Если плавно изменять настройку дросселя, то скорость изменяется бесступенчато. Давление, создаваемое насосом, 6 МПа.

На таком же принципе были разработаны гидроходоуменьшители других тракторов. Например, для трактора Т-150К (рис. 41, б) разработан ходоуменьшитель из двух основных сборочных единиц — редуктора с планетарным дифференциалом (ставится между КП и задним мостом) и гидротормоза. Заданный водителем расход жидкости поддерживается независимо от нагрузки трактора дросселем-регулятором.

КПД ходоуменьшителя с дросселем-регулятором из-за больших потерь на перепуск жидкости меньше, чем ходоуменьшителей с полной (насос + мотор) гидрообъемной трансмиссией. Но ходоуменьшители с дросселем проще в конструкции и дешевле (нет гидромотора), их проще автоматизировать. В качестве управляющего сигнала можно использовать давление рабочей жидкости, которое растет с увеличением скорости движения. Однако их применение целесообразно в том случае, если они значительно повышают производительность машины.

Глава 4

КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

При помощи коробок передач изменяют крутящий момент по величине и направлению. Существующие коробки классифицируются: по принципу действия — механические и гидромеханические; по числу неподвижных валов — двух-, трех- и многовальные; по числу ступеней движения вперед — двух-, трех-, четырех-, пяти- и многоступенчатые (последние применяются в основном на современных тракторах и автомобилях большой грузоподъемности); по способу управления — неавтоматические, полуавтоматические и автоматические; по расположению валов относительно продольной оси симметрии — с поперечным и продольным расположением; по процессу переключения передач — переключение с остановкой и без остановки машины.

К коробкам передач предъявляют следующие требования: обеспечить высокие тягово-динамические и экономические показатели трактора или автомобиля; по конструкции они должны быть компактны, иметь небольшую массу, легко управляемы и сравнительно низкую стоимость; не должны иметь место включение одновременно двух передач и самопроизвольное выключение передач.

Широкое распространение получили механические ступенчатые коробки передач. Тип коробки определяется способом переключения передач: переключение поджимными шестернями, зубчатыми муфтами, муфтами с синхронизаторами, различными фрикционными и электромагнитными устройствами.

На тракторах при их работе на участках относительно малых размеров с неровной поверхностью требуется для поддержания высокой загрузки двигателя частое переключение передач. Это вызывает снижение средней скорости движения и производительности. Чтобы устранить это, необходимо поставить устройство, позволяющее изменять передачу без остановки трактора.

Для обработки ровных полей, значительной длины гона, где переключение передач менее частое и падение скорости небольшое, можно применять устройства изменения передач с подвижными муфтами и муфтами с синхронизаторами. Отсюда следует, что на тракторах возможны те или другие типы управлений КП, но наиболее перспективны КП с переключением на ходу без разрыва потока мощности.

На автомобилях выбор типа коробки передач основан на обеспечении наибольшей интенсивности его разгона.

§ 1. Коробки передач с фрикционными муфтами

На тракторах для обеспечения более легкого маневрирования скоростями при различных встречающихся нагрузках ставят многоступенчатые коробки передач, имеющие 12 или 16 передач, при этом ступени разделяются на три или четыре диапазона. Они включаются зубчатыми муфтами или муфтами с синхронизаторами, а внутри диапазона включение передач проводится фрикционными муфтами в масле (рис. 42, а) без разрыва потока мощности в трансмиссии.

Число передач в диапазоне выбирают (если диапазонная структура ряда по геометрической прогрессии [11]) по уравнению

$$z = 2 + \frac{\lg \frac{v_{\max}}{v_{\min}}}{\lg q},$$

где v_{\max} , v_{\min} , q — максимальная, минимальная скорости движения в данном диапазоне, знаменатель геометрической прогрессии, равный коэффициенту допустимой перегрузки двигателя $\gamma = M_c / M_c$, где M_c и M_c — моменты сопротивления машинно-тракторного агрегата до и после перегрузки при условии равенства КПД на всех передачах данного диапазона и равенства коэффициента загрузки двигателя на всех передачах.

Число диапазонов и число передач зависит от разницы скоростей — минимальной, необходимой для сельско-

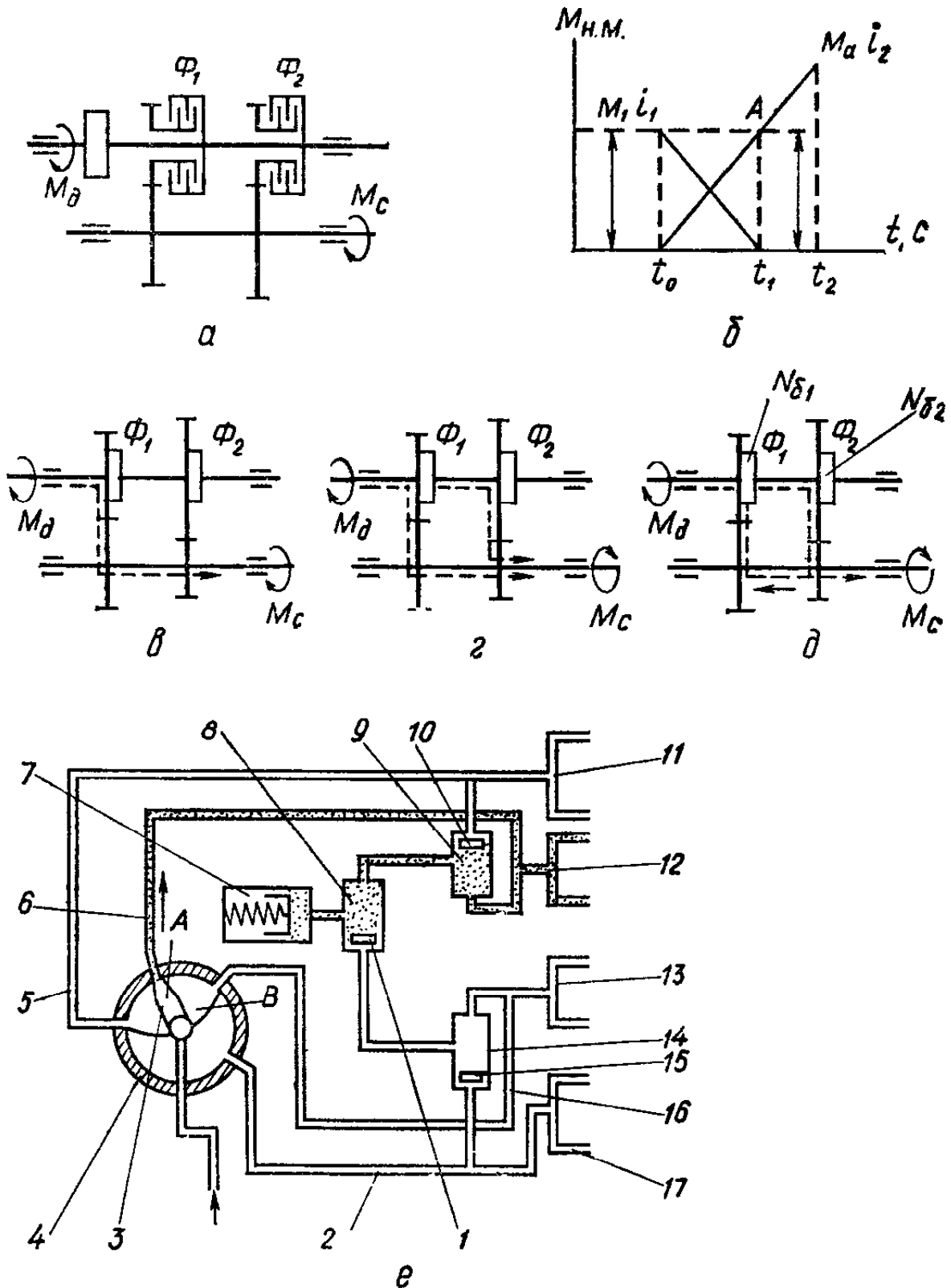


Рис. 42. Различные схемы работы коробок передач с фрикционными муфтами:

a — схема включения передач с фрикционными муфтами; *б* — изменения моментов на включаемой (M_1) и выключаемой (M_2) муфтах; *в* — схемы работы муфт перед началом перекрытия; *г* — схемы потоков мощности при оптимальном перекрытии; *д* — схемы потоков мощности при излишнем перекрытии; *е* — механизм подключения гидроаккумулятора к силовой магистрали: 1, 10 и 15 — клапаны; 2 и 3 — маслопроводы; 4 — распределитель; 5, 6 — каналы; 7 — гидроаккумулятор; 8 — камера клапана 1; 9 — камера клапана 10; 11, 12, 13 и 17 — цилиндры муфт; 14 — камера клапана 15; 16 — маслопровод (сверление).

хозяйственных работ, и максимальной, используемой на транспорте.

Переключение передач внутри диапазонов в планетарных коробках проводится при помощи дисковых или ленточных тормозов.

Требование к стабильности работы фрикционных муфт переключения передач по сравнению с главными сцеплениями еще больше увеличивается. Определяющий параметр их работы — постоянство коэффициента запаса муфты, который выбирается в пределах 1,5...2,5. Так как пары трения работают в масле и имеют металлокерамические диски (вместо асбофрикционных накладок, как у главного сцепления), то износ их меньше и диапазон коэффициента запаса может быть уменьшен. На изменчивость этого коэффициента влияет нестабильность параметров гидравлической системы трансмиссии, особенно чистота масла и продолжительность включения муфты (время от начала подачи жидкости в магистраль включаемой передачи до достижения максимального усилия сжатия дисков). Гидравлическая система обеспечивает давление порядка 0,8...1,5 МПа и необходимое быстрое действие цилиндров фрикционных муфт на всех режимах работы в течение определенного срока службы. Привод насоса должен быть непосредственно от двигателя. Если насос имеет привод от ведомых элементов сцепления, то фрикционная муфта первой передачи диапазона выходит из строя через 100...200 ч работы [11], а с приводом от двигателя работает более 3000 ч. Причина в том, что включение сцепления без нагрузки заканчивается раньше, чем муфты коробки, и нагрузка воспринимается муфтой первой передачи диапазона.

Когда происходит переключение передач, то одна муфта выключается, вторая включается, а чтобы подвод мощности к ведущим колесам не прекратился и машина не остановилась, необходимо иметь перекрытие их работы по времени (т. е. какое-то время работают две муфты одновременно). Время перекрытия зависит от многих факторов: давления жидкости в гидравлической системе, схемы коробки передач, режима работы и др.

Рассмотрим схематично эти явления.

При переключении с низшей передачи на высшую на выключаемой муфте передаваемый ею момент с течением времени падает (рис. 42, б), и во время $t=t_1$ он равен нулю. На включаемой передаче от начала включения

момент возрастает, и в точке A он равен моменту сопротивления M_c . Чтобы трактор не остановился, сумма моментов в обеих муфтах должна быть больше M_c . В этот период обе муфты пробуксовывают, но их ведомые диски вращаются в одну сторону, вращая вал (рис. 42, z). Мощность на этот вал передается через обе муфты. Скорость движения трактора остается той же, которую обеспечивала выключаемая муфта Φ_1 , так как она еще не буксует; муфта Φ_2 пробуксовывает и часть передаваемой мощности N_6 от двигателя теряется на трение в дисках. В точке A (см. рис. 42, b) момент на высшей передаче вырос до момента M_c и начинается при избыточном моменте $M_2 i_2 - M_c$ разгон трактора. В период перекрытия от $t=t_0$ до $t=t_1$ циркуляции мощности в замкнутом контуре нет.

Таким образом, разгон на включенной муфте Φ_2 производится от скорости, которую обеспечивала до разгона муфта Φ_1 , а при разгоне с главным сцеплением начальная скорость равняется нулю; в этом их существенная разница.

Обороты двигателя в первом случае почти не изменяются и производительность МТА не уменьшается.

Время перекрытия $\Delta t = t_1 - t_0$ не может быть постоянным и изменяется с изменением M_c . Если этот момент уменьшается, то Δt тоже уменьшается и конструкция трансмиссии, предусмотренная для постоянного значения Δt , не будет обеспечивать работу муфт, рассмотренную ранее, так как муфта Φ_1 к времени t_1 не будет выключаться и продолжается перекрытие передач. Муфта Φ_1 препятствует разгону вала I , который еще замыкается на эту муфту, что приводит к циркуляции мощности (рис. 43, d). Нагрузка на муфту Φ_1 возрастает, а так как она еще включена после t_1 , то разгон на Φ_2 происходит с пробуксовкой дисков. Циркуляция мощности приводит к перегрузке двигателя, который может в конечном счете заглохнуть.

Когда трактор двигается без нагрузки и момент сопротивления M_c уменьшен до момента перекачивания трактора, то время перекрытия должно быть еще меньше, а при конструкции коробки, выполненной с постоянным перекрытием, излишнее перекрытие возникает еще больше. Муфта Φ_1 под действием циркулирующей мощности начинает пробуксовывать, что ухудшает плавность хода трактора.

Время перекрытия включения муфт выбирается таким, чтобы оно удовлетворяло работе при моменте M_c , близком нормальной нагрузке.

Процесс переключения с высшей передачи на низкую с перекрытием протекает этапами: первый — перекрытие передач, второй (после перекрытия) — начало работы низшей передачи.

Вначале буксует только муфта Φ_1 , затем обе муфты и потом одна муфта Φ_2 . Когда буксует только Φ_1 , то ее ведомые диски вращаются быстрее ведущих (муфта Φ_2 еще не выключена), действуя на ведомый вал в противоположном направлении, чем направление, получаемое от Φ_2 . В элементах узла переключения возникает паразитная мощность, догружая муфту Φ_2 . При увеличении момента включаемой муфты Φ_1 догрузка растет и может произойти ее пробуксовка и с этого момента буксуют муфты Φ_1 и Φ_2 , вал разгоняется (момент M_1 растет), а вал 2 замедляется. Кинетическая энергия трактора, возникающая при замедлении, устраняет перегрузку двигателя, которая могла быть вначале (буксование только Φ_1). Скорость движения трактора уменьшается до скорости, обеспечиваемой муфтой Φ_1 . Затем пробуксовывает муфта Φ_2 при включении Φ_1 , на которой и происходит разгон.

Плавный разгон трактора на муфтах переключения передач достигается благодаря буксованию дисков, при этом снижаются динамические нагрузки в трансмиссии, устраняется опасность остановки двигателя.

Разгон трактора можно провести на двух передачах с использованием двух муфт переключения. Эта необходимость возникает на тракторах, у которых отсутствует обычное главное сцепление. Одна муфта не обеспечивает трогание с места трактора, так как сильно перегревается. В момент трогания на одной муфте к ней на некоторое время подключается вторая.

Механизмы переключения передач имеют необходимый набор узлов гидросистемы: насос, фильтры, клапаны, регулирующие требуемое давление и слив масла, маслораспределители для подвода масла к гидроцилиндрам и др. Для современных тракторов ставятся гидроаккумуляторы, которые поддерживают некоторое время давление в выключаемой муфте, тем самым обеспечивая перекрытие включаемой муфты.

На отечественных тракторах применяют механизм с подключением гидравлического аккумулятора к сливной магистрали (рис. 43, *е*). Все четыре цилиндра *11*, *12*, *13*, *17* муфт обслуживают один пружинный гидроаккумулятор *7*, который подключается к ним с помощью клапанов *1*, *10*, *15*. Клапаны соединяют гидроаккумулятор с цилиндром *12*, у которого давление выше, чем в других цилиндрах. Чтобы выключить цилиндр *11*, распределитель поворачивают против часовой стрелки до совпадения каналов *A* и *5*, при этом гидроаккумулятор будет разряжаться, а масло из канала *6* через канал *B* идет на слив, постепенно снижая давление в цилиндре *12* и задерживая ее выключение. Задержка выключения, а следовательно, и перекрытия передач заканчивается, когда цилиндр *11* частично включится от давления масла, поступающего по каналу *5*. Давление в канале повышается и клапан *10* опустится вниз (по чертежу), соединив цилиндр *11* с гидроаккумулятором, который начинает подзаряжаться.

Длительность одновременной работы двух муфт будет ограничена, даже при заклинивании клапанов, окончанием разрядки гидроаккумулятора.

На тракторах фрикционные муфты ставятся как на первичном, так и на вторичном валу коробки передач. Если переключение происходит с низшей передачи i_1 на высшую i_2 , то при передаточном отношении на высшей передаче больше единицы муфты с точки зрения уменьшения буксования следует устанавливать на первичном валу. В этом случае нагрузка на муфту передачи и величина перекрытия уменьшится, что, в свою очередь, уменьшает работу буксования.

Исследования показали, что при установке на первичном валу работа буксования равнялась 1240 Н·м, а на вторичном — 1400 Н·м.

При передаточном отношении на высшей передаче меньше единицы муфты лучше устанавливать на вторичном валу.

Если переключение с высшей i_2 на низшую передачу i_1 , то кинетическая энергия агрегата понижается, при этом оптимальный режим переключения должен происходить при разрыве потока мощности, а следовательно, не будет циркуляции мощности в замкнутых контурах коробки передач и отсутствует почти работа буксования муфты. Вместе с этим большой разрыв от вклю-

тока мощности в трансмиссии (переключение на ходу).

Коробка с переключением передач на ходу с шестернями постоянного зацепления имеет шестнадцать передач переднего и восемь заднего хода (т. е. имеет четыре диапазона с четырьмя фрикционными муфтами переднего хода, два диапазона с этими муфтами — заднего хода) и включает редукторную часть, механизм управления и гидравлическую систему управления.

Редукторная часть состоит из соосных первичного 1, вторичного 8 и полого промежуточного 14 валов, дополнительного вала — шестерни 13 и параллельного вала блока шестерен 28.

Первичный вал расположен в корпусе коробки на двух шарикоподшипниках, помещенных в стаканах, которые фиксируются от осевых перемещений. На шлицах вала размещены два фрикциона 3 и 6 и на подшипниках качения четыре шестерни 2, 4, 5, 7.

Вал имеет четыре продольных сверления для подвода масла от распределителя к муфтам и одно продольное сверление для масла, расходуемое на смазывание и охлаждение муфт. В шесть кольцевых канавок вала установлены чугунные уплотнительные кольца, обеспечивающие уплотнение от протекания масла, поступающего под давлением от распределителя к вращающемуся валу. Шесть канавок служат для подвода масла к осевым каналам вала.

Шестерни 2, 4, 5, 7 находятся в постоянном зацеплении с шестернями 39, 38, 37, 36 промежуточного вала, установленными на конических подшипниках. На этом валу установлена на бронзовой втулке шестерня 11 третьего диапазона. На шлицевой поверхности вала пониженных передач 31 расположены втулки 17, 18, 21, 22. На шлицах вала 31 размещена скользящая шестерня 24 привода ходоуменьшителя. На цилиндрической поверхности вала 31 установлены на бронзовых втулках ведомые шестерни 26, 27 первого и второго диапазонов переднего и заднего хода.

Смазывание сопряжений шестерни с валом и втулками принудительное. Масло поступает со слива переливного клапана гидросистемы через торцовый подвод. Вал-шестерня четвертого диапазона установлена в стакане задней стенки коробки передач на двух конических подшипниках. На вторичном валу 8 установлены на ко-

нических подшипниках ведомые шестерни диапазонов первого, второго, третьего 9, четвертого и заднего хода 10 редуктора.

Промежуточный блок шестерен 30 установлен на валу 28 привода вспомогательного насоса и зафиксирован на нем штифтом. На валу пониженных передач 31 размещены зубчатые муфты 25 включения первого (технологического) и второго (пониженного рабочего) диапазонов, а муфта 16 включения диапазонов переднего и заднего хода.

На промежуточном валу посажена зубчатая муфта 12 включения третьего и четвертого диапазонов. Внутри вала 14 и дополнительного вала-шестерни 13 размещен вал отбора мощности 15.

Вращение от двигателя через главное сцепление передается на первичный вал 1. Четыре фрикционные муфты вала обеспечивают получение четырех передач в каждом диапазоне. Шестерни вторичного вала 8, промежуточного вала и вала пониженных передач находятся в постоянном зацеплении, а переключение диапазонов осуществляется зубчатыми муфтами 16 — переднего и заднего хода, 25 — первого и второго, 12 — третьего и четвертого. При включении третьего и четвертого диапазонов вращение с первичного вала через промежуточный передается на вторичный вал. При работе на первом и втором диапазонах переднего и заднего хода включается вал пониженных передач и блок промежуточных шестерен.

Фрикционные муфты включаются силой давления масла. Масло насосами из картера подается к распределителю через фильтры. В нейтральном положении золотника распределителя силовые цилиндры муфт соединены со сливом. При повороте золотника силовой цилиндр одной из муфт соединяется с нагнетательной магистралью, поршень сжимает пакет дисков, блокируется шестерня первичного вала и вращение передается на промежуточный вал. Выключается муфта тем же золотником, когда он поворачивается и соединяет магистраль нагнетания масла со сливом. Поршень возвращается в первоначальное положение пружинами. Для сброса давления масла в поршне имеются два сливных отверстия, которые начинают работать в начале выключения и перекрыты при полностью включенной муфте. Смазывание и охлаждение муфты осуществляются маслом, поступающим

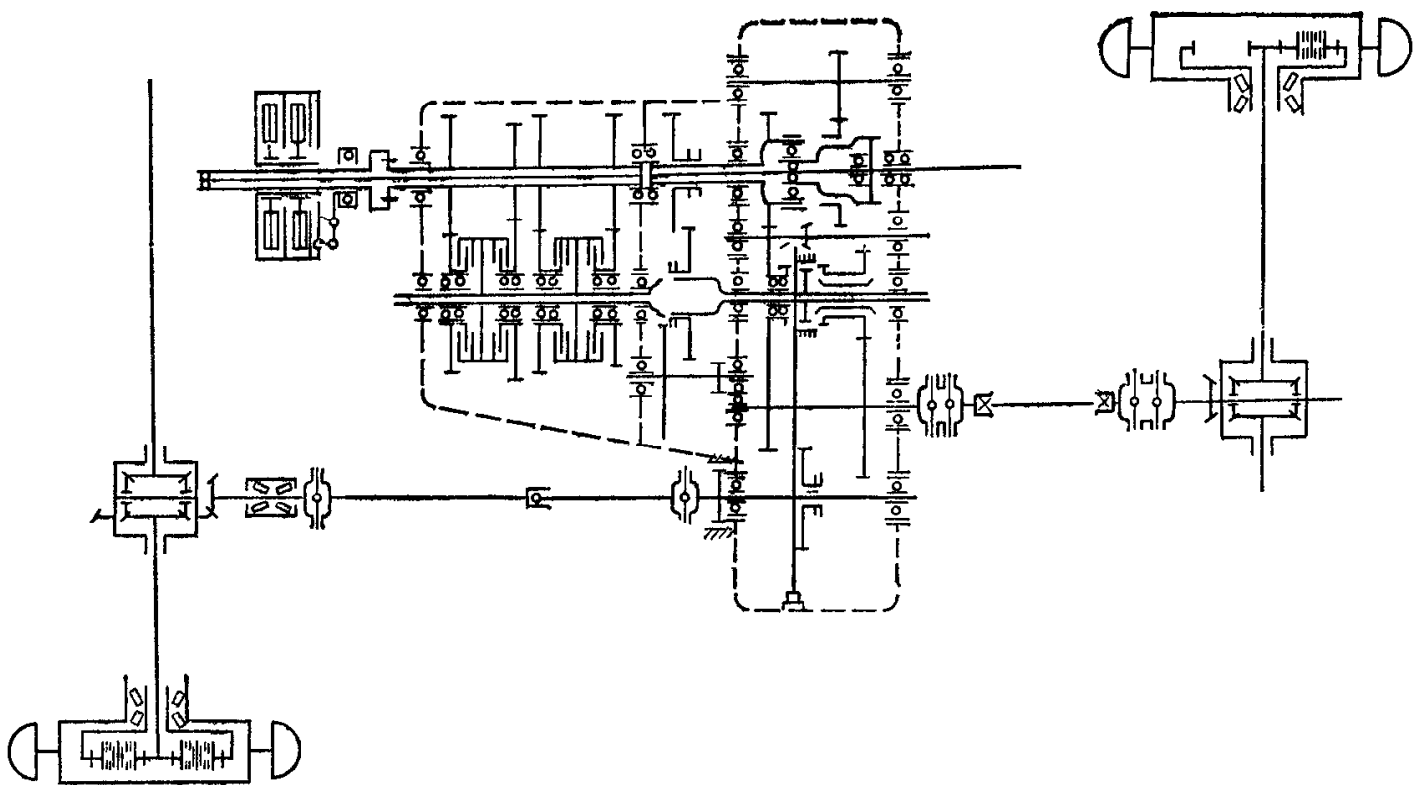


Рис. 44. Схема трансмиссии трактора Т-150К.

по каналу и раздаточным отверстиям первичного вала.

Коробка передач трактора Т-150К (рис. 44) — механическая, четырехскоростная с шестернями постоянного зацепления; передачи переключают на ходу, без разрыва потока мощности в трансмиссии. Она имеет раздаточную коробку, которая в сочетании с фрикционными муфтами дает восемь скоростей движения вперед, четыре заднего хода и восемь замедленных скоростей.

Муфты располагаются на вторичном валу; на него монтируется и распределитель масла. Так как на вторичный вал подводится разный момент, то муфты не должны иметь одинаковое число ведущих и ведомых дисков.

Гидроаккумулятор пружинного типа вместимостью 160 см³ поддерживает давление в выключенной муфте 0,6...0,8 МПа. Раздаточная коробка размещается за коробкой передач. При переключении диапазонов для разъединения силовой передачи от двигателя можно применять не только главное сцепление, но и фрикционные муфты КП.

Коробка передач трактора Т-150 — механическая, четырехскоростная (по числу фрикционных муфт на вторичном валу), с четырьмя диапазонами (основной, транспортный, задний ход и замедленный с ходоуменьшителем). В коробке передач имеются два вторичных вала (правый и левый), которые передают мощность на соответствующую бортовую передачу и ходовую часть трактора. Поэтому поворот трактора можно осуществлять такими способами:

1) включением на вторичных валах разноименных муфт. При этом можно получить различные по значению радиусы поворота — при сочетании передач I—IV радиус поворота — 5 м, при сочетании I—III и II—IV радиус — 7 м, а при I—II, II—III, III—IV радиус — 13 м. Поворот этим способом осуществляется рычагами управления;

2) включением на вторичном валу какой-либо передачи, а на втором — выключением всех фрикционных муфт.

При торможении вала при всех выключенных муфтах трактор поворачивается с минимальным радиусом поворота, равным поперечной базе трактора. Поворот этим способом осуществляется рулевым колесом. Поворотом

колеса через систему тяг воздействуют на клапан сброса давления в муфтах (клапан располагается в поддоне коробки передач). Каждому положению рулевого колеса соответствует определенное давление жидкости во фрикционных муфтах. Полное размыкание дисков муфты происходит при повороте колеса на 42° . Дальнейший ее поворот включает (через рычаг привода) тормоз. Полная затяжка тормоза приводит к повороту с радиусом поперечной базы трактора.

Для запуска двигателя с буксира имеется поршневой насос, который присоединен к нагнетательному каналу левого борта через обратный клапан. При помощи насоса создается вручную давление в гидросистеме левого борта порядка $0,6 \dots 0,7$ МПа (рукояткой штока дать семь-восемь нагнетаний). После этого начинают запуск двигателя с буксира.

Коробка передач трактора К-701 — механическая с переключением передач на ходу трактора, имеет шестнадцать передач переднего и восемь заднего хода. Четыре ступени обеспечиваются фрикционными муфтами на первичном валу и четырьмя диапазонами переднего хода (два зубчатыми муфтами на грузовом валу и два на раздаточном валу). Изменение вращения грузового и раздаточного валов (задний ход) производится введением паразитной шестерни.

Коробка передач автомобилей КамАЗ имеет автомобильную схему с ведущим, промежуточным и вторичным валом. У автомобилей, работающих без прицепа, коробка имеет пять передач вперед и одну назад. Для автомобилей с прицепами перед основной пятиступенчатой коробкой ставят редуктор-делитель, который удваивает число передач, при этом пятая основная передача прямая, а пятая высшая — ускоряющая. Основная коробка снабжена двумя синхронизаторами инерционного типа для второй-третьей, четвертой-пятой передач. Делитель имеет один синхронизатор включения высших и низших передач. Первая передача и заднего хода включается подвижными прямозубыми шестернями.

При работе с делителем нужно уметь правильно сочетать его передачи с передачами коробки передач. Обычно пользуются такой последовательностью:

1) переключатель крана управления делителя переводится в крайнее положение, соответствующее высшей и низшей передаче;

2) педаль сцепления выжимается до упора и держится до полного включения передачи в делителе. При этом открывается клапан включения делителя и происходит автоматическое переключение делителя на выбранную передачу;

3) плавно отпускается педаль сцепления.

§ 3. Гидромеханические коробки передач

Гидромеханические КП имеют гидротрансформатор и редукторную часть. Применение таких КП позволяет получить достаточно высокий КПД силовой передачи в широком диапазоне передаточных чисел.

На рисунке 40 приведена схема ГТКМ с редуктором трактора ДТ-75С. Рычагом переключения передач коробки можно получить четыре скорости вперед и одну назад; одно положение рычага служит для включения ходоуменьшителя.

Редукторная часть может быть планетарным механизмом, при помощи которого включение передач происходит без разрыва мощности в трансмиссии.

Управление коробкой передач — автоматическое путем нажатия водителем соответствующей кнопки.

Преимущество коробок передач с гидротрансформатором заключается в том, что возможно обеспечить плавное, автоматическое изменение передаваемого момента в зависимости от нагрузки. Так же, как и у гидравлического сцепления, поглощаются крутильные колебания; улучшается благодаря непрерывной передаче момента проходимость машины. Но такие КП имеют пока невысокий КПД по сравнению со ступенчатыми механическими коробками; сложны конструктивно и имеют большую массу; небольшой коэффициент трансформации момента (2,5...3,0). Поэтому требования к ним сводятся к обеспечению широкого диапазона передаточных чисел, меньший расход топлива, чем с обычными ступенчатыми коробками; уменьшение массы коробки; хорошая долговечность и возможность пуска двигателя от буксира, небольшая стоимость и удобство обслуживания.

Однако перечисленные недостатки коробок передач с ГТКМ не уменьшают ее преимуществ, особенно в части плавности и автоматичности передавать крутящий момент на ведущие органы машины в зависимости от нагрузок.

Глава 5

ВЕДУЩИЕ МОСТЫ

§ 1. Общие сведения

Ведущие мосты состоят из корпуса главной передачи; механизма поворота; конечной передачи и служат для увеличения передаточного числа, передачи момента на валы, расположенные в поперечной плоскости трактора или автомобиля и для обеспечения поворотов (обычно гусеничных тракторов).

Основные требования, которым должны удовлетворять ведущие мосты, следующие:

- 1) должны обладать требуемой долговечностью и надежностью;
- 2) иметь высокий КПД на всех режимах работы;
- 3) быть бесшумными в работе, удобными в обслуживании;
- 4) иметь малые габаритные размеры и удельную массу.

Главные передачи преобразуют крутящий момент и передают его на дифференциал или на вал заднего моста гусеничных тракторов. По числу пар шестерен в зацеплении передачи различают одинарные или двойные, а по типу шестерен цилиндрические и конические.

Одинарные передачи состоят из одной пары спиральных или гипоидных конических шестерен (у автомобилей малой грузоподъемности) или цилиндрических шестерен (у тракторов с коробкой передач, имеющих поперечные валы коробки передач,— Т-25А, Т-40АМ).

Двойные передачи могут размещаться в одном картере или разнесены: одна остается в картере совместно с дифференциалом, а вторая вынесена в привод каждого ведущего колеса. Вторая пара шестерен обычно имеет прямозубые или косозубые шестерни. Особенностью задних ведущих мостов за последнее время стала постановка однорядных планетарных передач для дальнейшего увеличения передаточного числа и момента на колесах. Планетарные передачи становятся в расточках рукава ведущего моста у колес или рядом с картером дифференциала.

Дифференциалы находятся у колесных тракторов между полуосями ведущего моста и называются межко-

лесными, а если они между ведущими мостами, то межосевыми.

По конструкции делятся на шестеренные, кулачковые, червячные и с механизмом свободного хода. Существенным недостатком работы дифференциалов на почвах с различным коэффициентом сцепления колес является их свойство передавать на ведущие колеса равные моменты. Работа дифференциала характеризуется коэффициентом блокировки, который представляет собой отношение моментов на отстающем и забегающем колесах:

$$k_{бл} = \frac{M_1}{M_2}.$$

Суммарная касательная сила тяги ведущих колес равна

$$P_{к. бл} = P_{к. мин} (1 + k_{бл}),$$

где $P_{к. мин}$ — касательная сила тяги колеса, которое имеет худшее сцепление с почвой.

Чем больше $k_{бл}$, тем выше $P_{к. бл}$ и, следовательно, выше проходимость машины. Коэффициент $k_{бл}$ выбирается по величине таким, чтобы колесо с лучшим сцеплением могло реализовать касательную силу тяги по сцеплению или чтобы $P_{\varphi \max} \geq k_{бл} P_{\varphi \min}$.

Моменты на передние и задние ведущие мосты распределяются пропорционально сцепным весам, такое распределение осуществляется несимметричными межосевыми дифференциалами.

Ведущий передний мост конструктивно почти не отличается от заднего, он используется для поворота колесной машины, поэтому между полуосью и цапфой колеса в некоторых машинах ставят шарнир «равных угловых скоростей», так как простой карданный шарнир не обеспечивает равномерного вращения колес.

§ 2. Особенности конструкции ведущих мостов

Ведущие мосты автомобилей КамАЗ. Крутящий момент главным передачам ведущих мостов передается через дифференциал 4 (рис. 45). Главная передача двойная с парой конических и парой цилиндрических косозубых шестерен 2. Межосевой симметричный дифференциал установлен в среднем мосту в отдельном картере

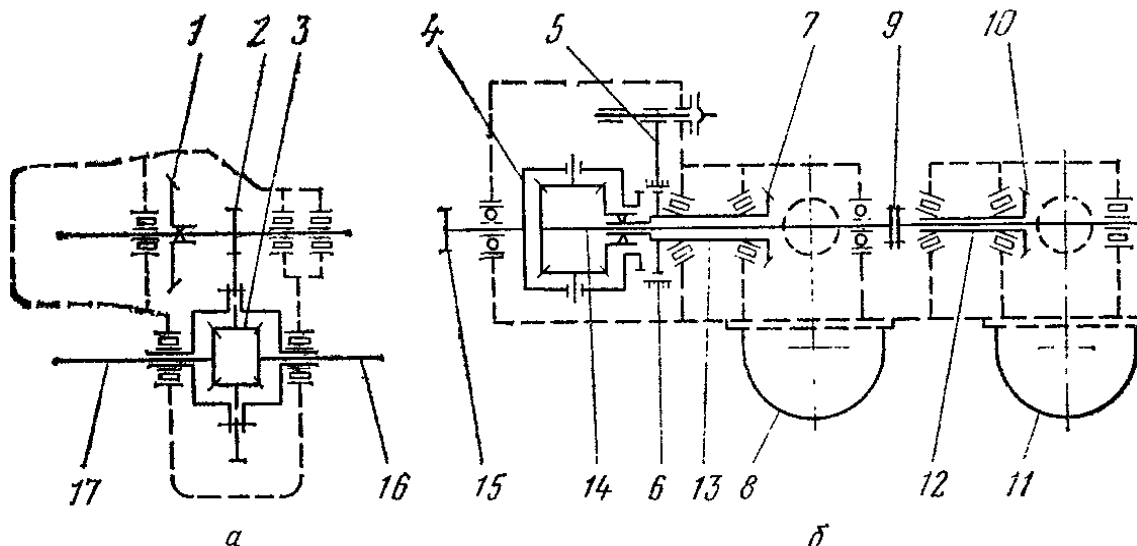


Рис. 45. Схема ведущих среднего и заднего мостов КамАЗ:

a — поперечный вид одного моста (оба вида мостов идентичны); *б* — продольный вид; 1 — ведомая шестерня; 2 — цилиндрическая шестерня; 3 — ведомая шестерня дифференциала; 4 — дифференциал; 5 — перегородка; 6 — зубчатая муфта; 7 и 10 — ведущие конической шестерни; 8 — средний ведущий мост; 9 — фланец; 11 — задний ведущий мост; 12 — вал шестерни 10; 13 — вал шестерни 7; 14 — вал; 15 — фланец; 16 и 17 — полуоси.

и передает крутящие моменты на задний 11 и средний 8 ведущие мосты. Кроме этого, предотвращает циркуляцию мощности между ведущими мостами при движении по дорогам с высоким коэффициентом сцепления при различной разнице радиусов ведущих колес. Ведущие конические шестерни 7 и 10 отличаются размерами хвостовиков, а ведомые шестерни 1 одинаковы.

Блокировка межосевого дифференциала проводится зубчатой муфтой 6 с пневматическим приводом. Полуоси 16 и 17 полностью разгружены. Блокировку проводят на стоянке или при медленном движении, когда предполагается работа на скользких размокших грунтовых дорогах, а также на участках в поле с малой несущей способностью. Движение с блокируемым дифференциалом отмечается загоранием контрольной лампочки на щитке приборов. Для подвода и отвода смазки к подшипникам в картере предусмотрены продольные и поперечные каналы.

Вал 14 передает момент на задний мост через фланец 9.

Межколесные дифференциалы мостов симметричные, неблокируемые с коническими шестернями. Для предотвращения износа между сателлитами и поверхностями чашек дифференциала ставятся опорные стальные шайбы.

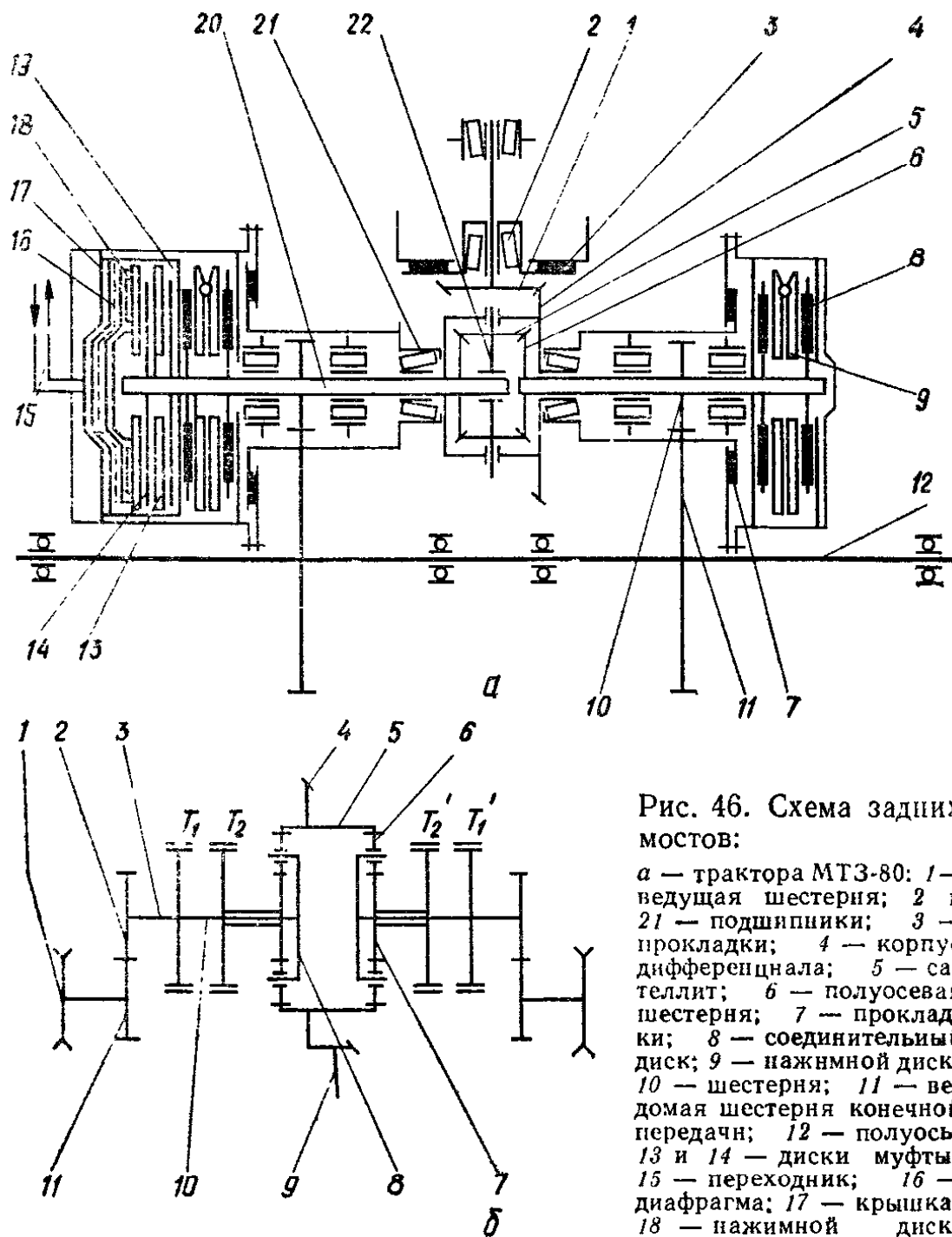


Рис. 46. Схема задних мостов:

a — трактора МТЗ-80: 1 — ведущая шестерня; 2 и 21 — подшипники; 3 — прокладки; 4 — корпус дифференциала; 5 — сателлит; 6 — полуосевая шестерня; 7 — прокладки; 8 — соединительный диск; 9 — нажимной диск; 10 — шестерня; 11 — ведомая шестерня конечной передачи; 12 — полуось; 13 и 14 — диски муфты; 15 — переходник; 16 — диафрагма; 17 — крышка; 18 — нажимной диск; 19 — корпус муфты бло-

кировки; 20 — вал блокировки; 22 — крестовина; *b* — трактора ДТ-75С: 1 — ведущая шестерня конечной передачи; 2, 4 и 11 — шестерни; 3 — вал; 5 — зубчатое колесо; 6 — полуось; 7 — шестерня; 8 — водило; 9 — ведущая шестерня; 10 — вал.

Задний мост трактора МТЗ-80. В корпусе заднего моста (рис. 46, *a*) размещены главная передача, дифференциал, конечная передача, тормоза и вал отбора мощности.

Ведущая шестерня главной передачи установлена на шлицах вторичного вала коробки передач, ведомая крепится к корпусу дифференциала. Дифференциал имеет четыре сателлита; полуосевые шестерни *b* посажены на шлицы валов ведущих шестерен *10*.

Дифференциал блокируется автоматически специальным устройством, состоящим из исполнительного механизма и смонтированным в кожухе левого тормоза и датчика, расположенного в гидроусилителе рулевого управления.

Исполнительный механизм состоит из дисковой фрикционной муфты с гидроуправлением. Ведущие диски 14 соединяются со шлицами наружного конца левой ведущей шестерни 10 конечной передачи, ведомые 13 с пазами корпуса 19 муфты блокировки. Вал 20 блокировки проходит внутри полой шестерни 10 конечной передачи, жестко связан с корпусом 19 и шлицами соединен с крестовиной дифференциала.

Масло при срабатывании датчика поступает от гидроусилителя руля в пространство между крышкой 17 и диафрагмой 16.

Давление от масла через нажимной диск 18 передается на диски 13 и 14 муфты. Сжатые диски блокируют шестерню 10, левую полуосевую шестерню 6, вал блокировки 20 и крестовину 22 в одно целое, так как сателлиты не могут проворачиваться относительно левой полуосевой шестерни.

Дифференциал включается при повороте направляющих колес на угол 8° . Работа с заблокированным дифференциалом на скоростях выше 3 м/с не рекомендуется из-за возможного заноса трактора.

При регулировке зацепления по длине зуба шестерен главной передачи необходимо устанавливать расстояние от задней стенки коробки до наружного торца ведущей шестерни, равное $58 \pm 0,5$ мм. Оно достигается подбором прокладок 3 между фланцем стакана подшипника и задней стенкой коробки. Зазор между зубьями шестерен 0,25...0,5 мм, регулируя прокладками 7, чтобы не нарушать регулировку подшипников 21, общее число прокладок остается тем же, а регулировку зазора шестерен проводят переносом прокладок с одной стороны на другую.

Задний мост МТЗ-100 конструктивно не отличается от МТЗ-80.

Задний мост трактора ДТ-75С схематично не отличается от моста ДТ-75. Вращение от ведущей шестерни 9 (рис. 46, б) на вторичном валу КП передается на шестерню 4 и коронное зубчатое колесо 5, а от нее на сателлиты 6, которые обкатываются вокруг заторможенной солнеч-

ной шестерни, увлекают водило 8 и полуось (вал) 10. От полуоси вращение передается через шестерни 2 и 11 на ведущее колесо гусениц. При прямолинейном движении тормоза T_2 заторможены лентами с помощью постоянно действующих усилий пружин; полуосевые тормоза T_1 отпущены, и их шкивы свободно вращаются.

Момент, подведенный к корпусу планетарного механизма M_k , распределяется по полуосям поровну: $M_1 = M_2$, а $M_1 + M_2 = M_{\text{вед}} i_{\text{пл}}$, где $i_{\text{пл}}$ — передаточное число планетарного ряда, равное $1 + \frac{z_7}{z_5}$. Для поворота с большими радиусами частично отпускаются тормоза T_2 той стороны, куда поворачивается трактор, при этом момент M_1 (отстающая гусеница) уменьшается, а M_2 увеличивается. Когда тормоз T_2 полностью отпущен, то весь момент $M_{\text{вед}}$ идет на забегающую гусеницу.

При малых радиусах поворота тормоза T_1 начинают затягивать и чем больше эта затяжка, тем меньше радиус поворота. При полной затяжке полуось останавливается. В тормозе создается отрицательный тормозной момент $M_{\text{гт}}$, который помогает создавать большой поворачивающий момент трактора. Поворот осуществляется с радиусом половины поперечной базы трактора. Общий момент на полуосях 10 будет равен $M_{\text{вед}} i_{\text{п. п}} + M_{\text{гт}}$.

Уход за ведущими мостами и коробками передач должен проводиться в сроки и в последовательности, указанные в требованиях технического обслуживания. Кроме этого, необходимо регулярно добавлять масло в мосты и заменять в указанные сроки. Заливать до уровня, ограниченного контрольными отверстиями.

Особенно необходимо следить за каналами сапунов; их засорение повышает давление в картере мостов и приводит к течи масла через сальники и соединения. При демонтажных и монтажных работах следить за состоянием прокладок между соприкасающимися поверхностями. Нарушение их исправности приводит не только к просачиванию масла, но и к просачиванию внутрь картера воздуха, несущего частицы пыли, загрязняющей масло и ускоряющей износ деталей. В большинстве своем подшипники выбраковываются не по причине усталостного разрушения, а по наличию большого зазора, который вызывает перекосы валов, шум шестерен и быстрое разрушение самого подшипника. В результате газообмена в картерах трансмиссии загрязнение масла

достигает выше допустимых норм в три раза [7]. Для борьбы с этим явлением на тракторах (К-701, Т-150К, МТЗ-100 и др). устанавливаются фильтры очистки масла.

Глава 6

РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ АВТОМОБИЛЕЙ И КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ

Рулевое управление предназначено для устойчивого сохранения заданного направления движения и для желаемого изменения направления движения автомобиля и трактора. Другими словами, оно должно обеспечить курсовую устойчивость и поворотливость машины.

Схемы и кинематика поворота. Чтобы автомобиль или трактор двигался на повороте без бокового скольжения колес, оси всех колес должны пересекаться в одной точке O , называемой центром поворота (рис. 47).

Для обеспечения этого условия наибольшее распространение получили две схемы поворота: с двумя передними управляемыми колесами (рис. 47, а) и с шарнирно-сочлененной (ломающейся) рамой (рис. 47, б).

По первой схеме производится поворот автомобилей и универсально-пропашных тракторов, а также тракторов общего назначения, имеющих расставленные передние колеса меньшего диаметра по сравнению с задними. В этом случае производится одновременный поворот передних колес, установленных на поворотных цапфах, которые шарнирно соединены с неповорачивающейся передней осью трактора или автомобиля.

Качение ведущих колес по различным радиусам относительно центра поворота без скольжения и буксования обеспечивается дифференциальным механизмом ведущего моста. Передние же управляемые колеса необходимо поворачивать на разные углы: внутреннее колесо (по отношению к центру поворота) должно быть повернуто на больший угол, наружное — на меньший (см. рис. 47, а).

Соблюдение требуемого соотношения между углами α и β достигается путем применения для поворота цапф управляемых колес специального шарнирного четырехзвенного механизма, называемого рулевой трапецией.

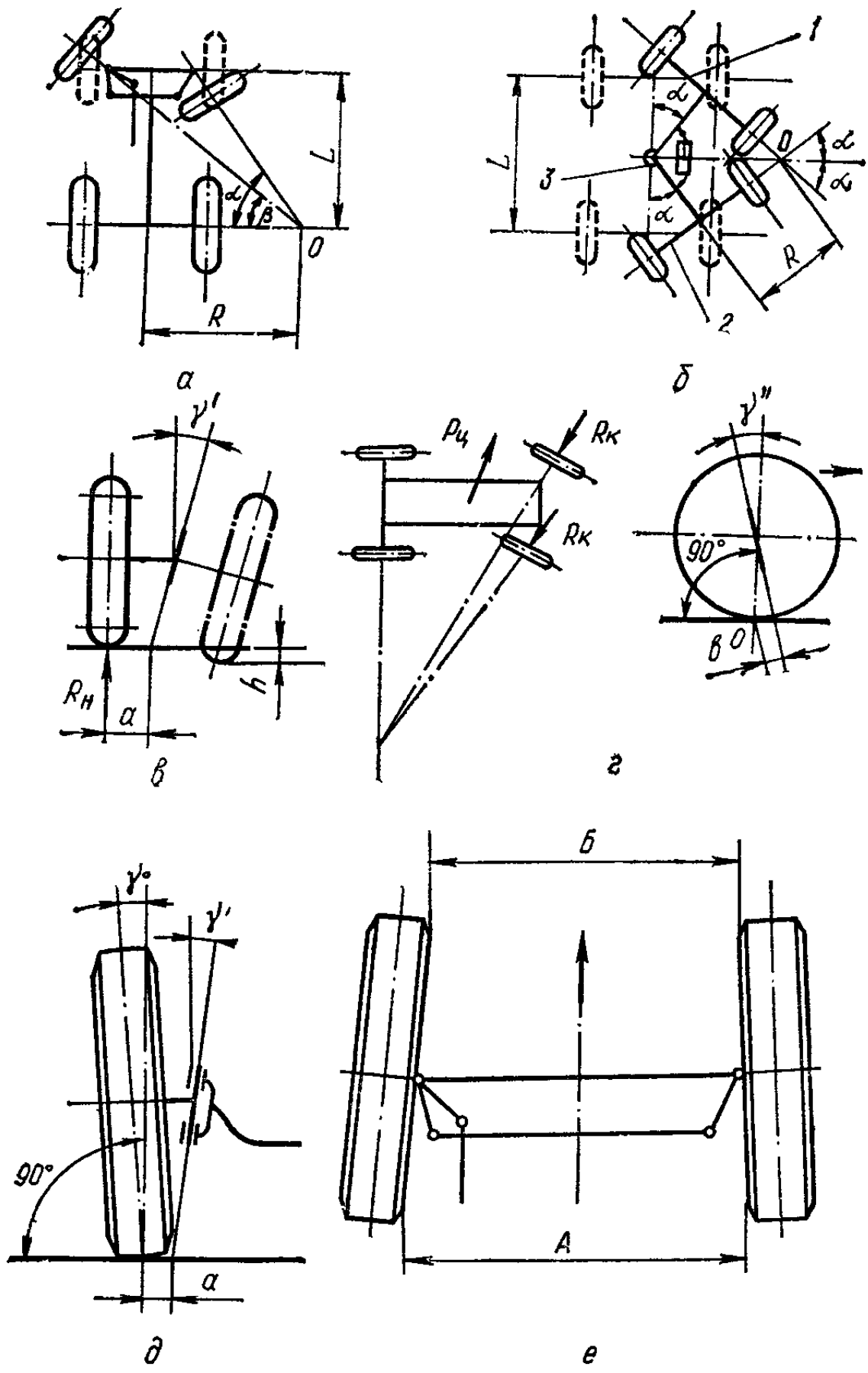


Рис. 47. Схемы поворота и стабилизации управляемых колес автомобилей и колесных тракторов:

a — с двумя передними управляемыми колесами; *b* — с шарнирно-сочлененной рамой; *c* — угол наклона шкворня к поперечной плоскости; *d* — схема возникновения боковых реакций на управляемые колеса при криволинейном движении и угол наклона шкворня в продольной плоскости; *e* — угол развала колес; *e* — схождение колес; 1 и 2 — полурамы; 3 — силовой цилиндр.

Расстояние R от центра поворота до середины заднего моста называют радиусом поворота.

В рассматриваемой схеме поворота установившийся радиус поворота определяется из условия

$$R = L \frac{\operatorname{ctg} \alpha + \operatorname{ctg} \beta}{2},$$

где L — база машины.

На мощных колесных тракторах со всеми ведущими колесами одинакового диаметра применяется вторая схема поворота (см. рис. 47, б). Поворот трактора осуществляется путем относительного перемещения полурам 1 и 2 в горизонтальной плоскости вместе с осями колес с помощью гидравлических силовых цилиндров 3.

Радиус поворота при этой схеме

$$R = a \cdot \operatorname{ctg} \alpha/2,$$

где a — расстояние от середины заднего моста до оси поворота полурам.

Курсовая устойчивость машин обеспечивается главным образом стабилизацией управляемых колес, т. е. их способностью устойчиво сохранять прямолинейное движение и возвращаться в исходное положение после поворота. Стабилизация управляемых колес достигается благодаря созданию соответствующих стабилизирующих моментов относительно осей поворота цапф колес путем использования реакций дороги (опорной поверхности), действующих на колеса. Желательное использование реакций дороги достигается соответствующим подбором углов установки шкворней поворотных цапф и управляемых колес.

Угол γ' поперечного наклона шкворня (рис. 47, в) служит для самовозврата колес к прямолинейному движению после поворота за счет использования нормальной реакции R_n на колесо. При повороте относительно шкворня колесо стремится опуститься ниже плоскости дороги на величину h . Но, так как это невозможно, на величину h происходит подъем передней части автомобиля, что приводит к росту реакции R_n . Возрастая, реакция R_n стремится вернуть колесо в нейтральное положение, соответствующее прямолинейному движению. Углы поперечного наклона шкворней относительно велики и составляют 6...10°.

Наклон шкворней в продольной плоскости машины на угол γ'' (рис. 47, *г*) выполняется так, чтобы нижние концы шкворней смещались вперед относительно вертикали и их оси образовывали относительно точек касания колеса с дорогой плечо b . В случае криволинейного движения машины возникает центробежная сила $P_{ц}$, вызывающая со стороны дороги боковые реакции $P_{к}$ на колеса, приложенные в точке O касания колеса с дорогой. В результате на колесе появляется стабилизирующий момент $P_{к} b$, стремящийся вернуть управляемые колеса в положение прямолинейного движения. С ростом скорости движения на повороте центробежная сила $P_{ц}$, реакция $P_{к}$ и стабилизирующий момент увеличиваются. Созданию стабилизирующего момента на повороте способствует также боковая эластичность шин. Угол γ'' обычно находится в пределах $1...3,5^\circ$; меньшие углы применяются для шин с большей боковой эластичностью.

С целью уменьшения сопротивления качению и износа шин при движении с нагрузкой на машину управляемые колеса устанавливаются первоначально под наклоном к плоскости, перпендикулярной дороге; угол наклона γ_0 называют углом развала колес (рис. 47, *д*). Обычно $\gamma_0 = 0...2^\circ$, дальнейшее увеличение угла развала приводит к боковому проскальзыванию шин. Развал колес совместно с поперечным наклоном шкворней уменьшает расстояние a между средней плоскостью колеса и точкой пересечения оси шкворня с поверхностью дороги, называемое плечом обкатки.

Уменьшение плеча обкатки уменьшает усилие, необходимое для поворота колеса относительно шкворня (облегчает управление машиной).

В результате установки колес с развалом появляются силы, вызывающие разворот колес по расходящимся дугам. Это явление устраняют схождение колес в горизонтальной плоскости (рис. 47, *е*). Схождение оценивают разностью расстояний A и B между краями ободьев колес, которое обычно находится в пределах $0...12$ мм. Схождение регулируют изменением длины поперечной рулевой тяги.

§ 1. Рулевое управление автомобилями

Конструкция рулевого управления должна обеспечить точность и надежность управления автомобилем и не требовать от водителя затрат больших усилий.

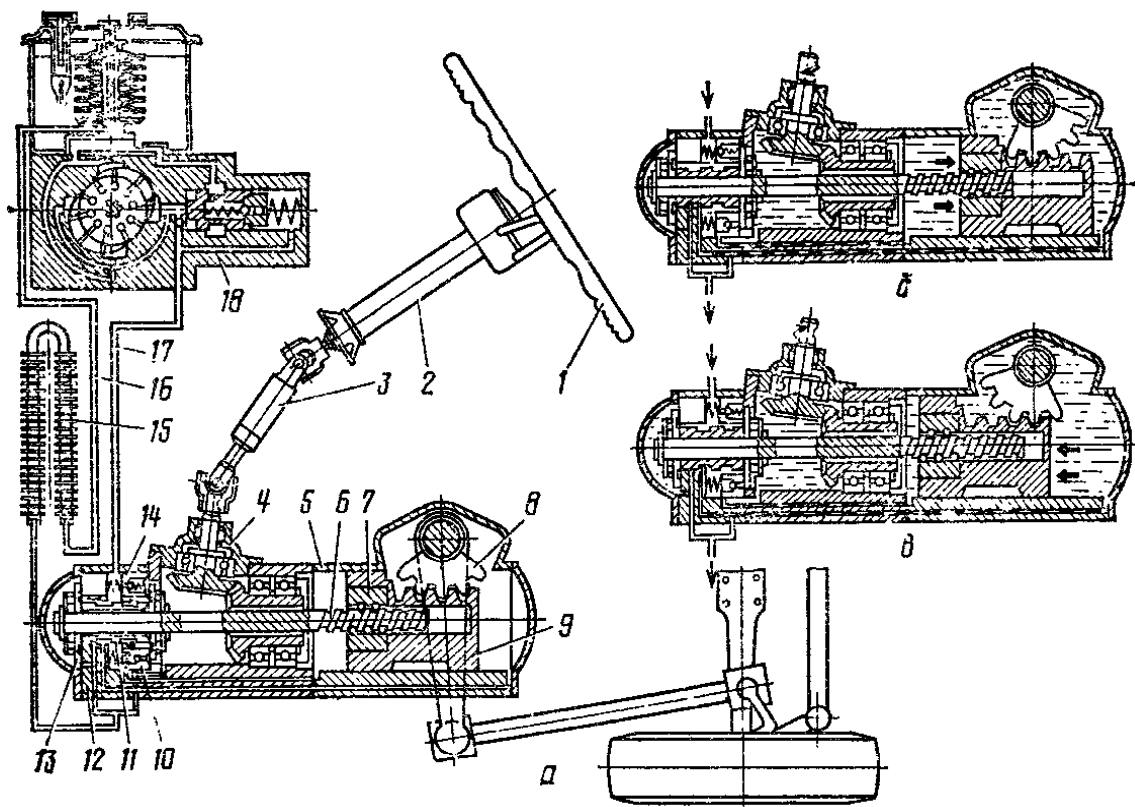


Рис. 48. Рулевое управление автомобилей КамАЗ (схема работы):
а — принципиальная схема; *б* — при повороте направо; *в* — при повороте налево; *1* — рулевое колесо; *2* — рулевая колонка; *3* — карданный вал; *4* — угловой редуктор; *5* — картер рулевого механизма; *6* — винт; *7* — шариковая гайка; *8* — вал сошки с зубчатым сектором; *9* — поршень рейки; *10* — перепускной клапан; *11* — золотник; *12* — клапан управления; *13* — упорный подшипник; *14* — предохранительный клапан; *15* — масляный радиатор; *16* — маслопровод низкого давления; *17* — маслопровод высокого давления; *18* — насос гидроусилителя.

Структура основных элементов рулевого управления современной конструкции видна на примере устройства этой системы у автомобилей семейства КамАЗ (рис. 48).

Рулевые механизмы, их устройство и работа. Рулевой механизм предназначен для преобразования вращательного движения рулевого колеса в угловое перемещение рулевой сошки и связанной с ней рулевой трапеции.

Рулевой механизм (табл. 4) — одна из наиболее ответственных сборочных единиц автомобиля и должна удовлетворять следующим основным требованиям:

1) обеспечивать минимальный свободный ход рулевого колеса;

2) обеспечивать небольшое усилие на рулевом колесе, необходимое для поворота автомобиля, что достигается выбором соответствующего передаточного отношения рулевого механизма и применением усилителей;

3) под действием стабилизирующего момента колес автомобиль при свободном рулевом колесе должен возвращаться в положение прямолинейного движения.

Т а б л и ц а 4. Характеристика рулевых механизмов отечественных грузовых автомобилей

Марка автомобиля	Масса, приходящаяся на передние колеса, кг	Тип передачи рулевого механизма	Передаточное число	Тип усилителя
ГАЗ-53А	1875	Глобоидальная с трехгребневым роликом на иголках	20,5	—
КАЗ-606 «Колхида»	2300		23,5	—
ГАЗ-66	3030		20,5	Гидравлический, встроенный в рулевой привод
ЗИЛ-130	2600	Винтовая с циркулирующими шариками и зубчатой парой	20	Гидравлический, встроенный в рулевой механизм
КамАЗ	3200		20	
«Урал-375»	3900	Червячная с торцовыми зубьями на секторе	21,5	Гидравлический, встроенный в рулевой привод
МАЗ-5335	4950	Винтовая с циркулирующими шариками и зубчатой передачей	23,6	То же
КрАЗ-257	5800	Червячная с торцовыми зубьями на секторе	21,5	»

В рулевых механизмах автомобилей применяются передачи с шестеренной, винтовой, кривошипной и червячной парами.

Наибольшее распространение в современных конструкциях рулевых механизмов получили пара глобоидальный червяк — ролик для машин малой и средней грузоподъемности и комбинированный механизм из двух пар: винт — гайка с циркулирующими шариками и рейка — сектор — для машин средней грузоподъемности. Указанные механизмы обладают наиболее высокими КПД по сравнению с другими рулевыми механизмами. На автомобилях большой грузоподъемности используется также червячная передача с торцовыми зубьями на секторе.

Рулевой механизм винтового типа с циркулирующими шариками и зубчатой парой используется на автомобилях ЗИЛ, КамАЗ и МАЗ.

Усилители рулевого управления автомобилей. Усилителем рулевого управления называется сервомеханизм, предназначенный для создания момента, вызывающего поворот управляемых колес автомобиля при приложении усилия к ободу рулевого колеса и суммирующегося с моментом, создаваемым этим усилием.

Усилители рулевого управления — элементарные следящие системы автоматического регулирования с механической обратной связью.

По виду используемой энергии усилители разделяют на гидравлические, пневматические, пневмогидравлические, электрические, вакуумные и механические.

В автомобилях получили распространение вакуумные, пневматические и гидравлические усилители. Последние имеют значительные преимущества перед пневматическими; поэтому гидроусилители вытесняют пневмоусилители даже на автомобилях с пневматическим оборудованием. К основным преимуществам гидроусилителей относятся: бесшумность в работе, меньшие размеры и масса из-за использования в гидросистемах больших (6...10 МПа) давлений, значительно меньшее время срабатывания (0,05 с) по сравнению с пневмоусилителями (0,3...0,4 с); плавное включение, незаметное для водителя; возможность сохранения направления движения при сильном уводе в случае внезапного разрыва передней шины во время движения с большой скоростью.

В связи с тем, что рулевое управление с гидроусилителем является следящей системой с обратной связью, вопросы взаимного расположения отдельных узлов системы на автомобиле приобретают существенное значение, так как от характера связей между ними зависит быстрдействие системы и ее устойчивость.

В зависимости от взаимного расположения рулевого механизма, клапана управления и силового цилиндра получили распространение четыре схемы компоновок.

Первая схема компоновки характеризуется расположением в одном агрегате всех механизмов гидроусилителя. Применяется на автомобилях ЗИЛ-130, ЗИЛ-131, КамАЗ всех модификаций (см. рис. 48).

Преимущества компоновки — компактность, минимальное количество трубопроводов, малое время сраба-

тивания, а также отсутствие склонности к возбуждению колебаний управляемых колес. К недостаткам можно отнести сложность изготовления агрегата.

Вторая схема компоновки — расположение в одном блоке клапана управления (распределителя) и силового цилиндра, а в отдельном картере — рулевой пары. Такая схема применена на автомобилях семейства МАЗ и большегрузном автомобиле БелАЗ-540. Она позволяет использовать стандартный рулевой механизм, однако имеет бóльшую, чем у первой схемы, «массу» и незначительную склонность к возбуждению колебаний управляемых колес.

Третья схема компоновки. При ней имеет место раздельное расположение механизма рулевого управления, силового цилиндра и распределителя. Так скомпонован усилитель на автомобиле ГАЗ-66; распределитель размещен в продольной тяге, а силовой цилиндр — на переднем мосту.

Схема позволяет использовать стандартный рулевой механизм, но требует большого количества трубопроводов и склонна к возбуждению автоколебаний.

Четвертая схема компоновки. По этой схеме распределители расположены в одном картере с рулевым механизмом, а силовые цилиндры — в рулевом приводе («Урал-375»). Основной недостаток схемы — склонность к автоколебаниям.

Рассмотрим работу усилителей, скомпонованных по наиболее прогрессивной для автомобилей первой схеме.

Гидроусилитель автомобилей КамАЗ (см. рис. 48). При осуществлении поворота в ту или другую сторону вследствие сопротивления повороту колеса создается сила, стремящаяся сдвинуть винт 6 в осевом направлении. В случае если эта сила превышает предварительное сжатие пружин плунжеров, то винт вместе с золотником 11, зажатым в упорных подшипниках, перемещается относительно корпуса клапана управления 12. При этом одна полость картера рулевого механизма 5 сообщается с линией высокого давления, а другая — со сливом. Масло, поступающее из насоса, давит на рейку-поршень, создавая усилие на валу сошки, и способствует повороту автомобиля.

Давление в рабочей полости цилиндра возрастает с повышением сопротивления колес. При этом увеличивается и давление под реактивными плунжерами, которые

стремятся вернуть винт и золотник в среднее положение, и пропорционально возрастает усилие на рулевом колесе. Увеличение (снижение) усилия на рулевом колесе с увеличением (снижением) сопротивления повороту колес создает «чувство дороги» у водителя. При прекращении поворота рулевого колеса под действием реактивных плунжеров золотник смещается в среднее положение, движение поршня и поворот колес прекращается.

Перепускной клапан *10*, расположенный в одном из плунжеров, при неработающем насосе *18* соединяет линию высокого давления с линией слива. В этом случае клапан обеспечивает работу рулевого механизма, как обычного, без гидроусилителя.

Предохранительный клапан *14*, расположенный в другом плунжере, открывается при достижении давления $6,5...7,0$ МПа ($65...70$ кгс/см²) и соединяет линию высокого давления с линией слива, чем предохраняет гидронасос *18* от перегрузок.

§ 2. Рулевое управление колесных тракторов

Конструктивные особенности рулевого управления колесных тракторов. К рулевому управлению колесных тракторов по сравнению с рулевым управлением автомобилей предъявляется ряд специфических требований, вызванных существенно иными условиями эксплуатации; эти требования находят отражение в конструкциях рулевого управления тракторов.

Тракторы работают в тяжелых грунтовых условиях, где их поворот затруднен; пропашные тракторы имеют изменяемую колею, что требует частой регулировки рулевого привода; тракторы обладают меньшими по сравнению с автомобилями скоростями движения, что уменьшает склонность к возбуждению колебаний управляемых колес.

Учет перечисленных факторов определяет ряд особенностей конструкций рулевого управления колесных тракторов:

1) наряду со схемой поворота с передними управляемыми колесами для универсальных и универсально-пропашных тракторов в более тяжелых тракторах применяется схема поворота с шарнирно-сочлененными полурамами, позволяющая поворачивать тракторы с большими передними колесами;

2) уже начиная с тягового класса 0,9 (тяговое усилие 9 кН), рулевое управление оборудуется гидравлическими усилителями;

3) в системах гидравлического усиления рулевых управлений используются насосы шестеренного типа, обеспечивающие работу системы на высоких давлениях (7...10 МПа);

4) на пропашных тракторах рулевой механизм с сошкой размещаются на середине передней оси, а поперечная рулевая тяга делается разрезной, благодаря чему рулевое управление не мешает регулировке колеи — достаточно удлинить или заменить поперечные тяги;

5) на ряде пропашных тракторов рулевое колесо регулируется по вертикали (подгонка под тракториста) и откидывается вперед по ходу трактора для удобства входа и выхода из кабины (тракторы МТЗ-80, МТЗ-100);

6) для длительной работы на реверсе рулевая колонка может быть переставлена.

Для универсально-пропашных тракторов характерным является известное рулевое управление с объединенными в одном блоке рулевым механизмом червячного типа с гидроусилителем (Т-40М/АМ, МТЗ-80, МТЗ-100). Однако для нового универсального сельскохозяйственного трактора класса тяги 2 (тяговое усилие 20 кН) Минским тракторным заводом разработано гидрообъемное рулевое управление (ГОРУ).

Для тракторов с шарнирно-сочлененной рамой характерно рулевое управление трактора Т-150К.

Обе указанные схемы описаны ниже.

Гидрообъемное рулевое управление трактора класса тяги 2. Гидрообъемное рулевое управление предназначено для управления поворотом направляющих колес, уменьшения усилия на рулевом колесе и обеспечения управления поворотом при реверсе. ГОРУ, гидравлическая схема, объединенная с гидросистемой тормозов, приведена на рисунке 49, включает насос-дозатор 2, расположенный в рулевой колонке; две плиты установки дозатора закреплены на кронштейнах пола кабины; механизм поворота, установленный на переднем бруске трактора; насос НШ-10ЛУ 4, расположенный на двигателе; бак-аккумулятор 5, установленный перед радиатором; предохранительный клапан 3 на передней панели кабины и обратный клапан 6, ввернутый в корпус тормозного крана 12.

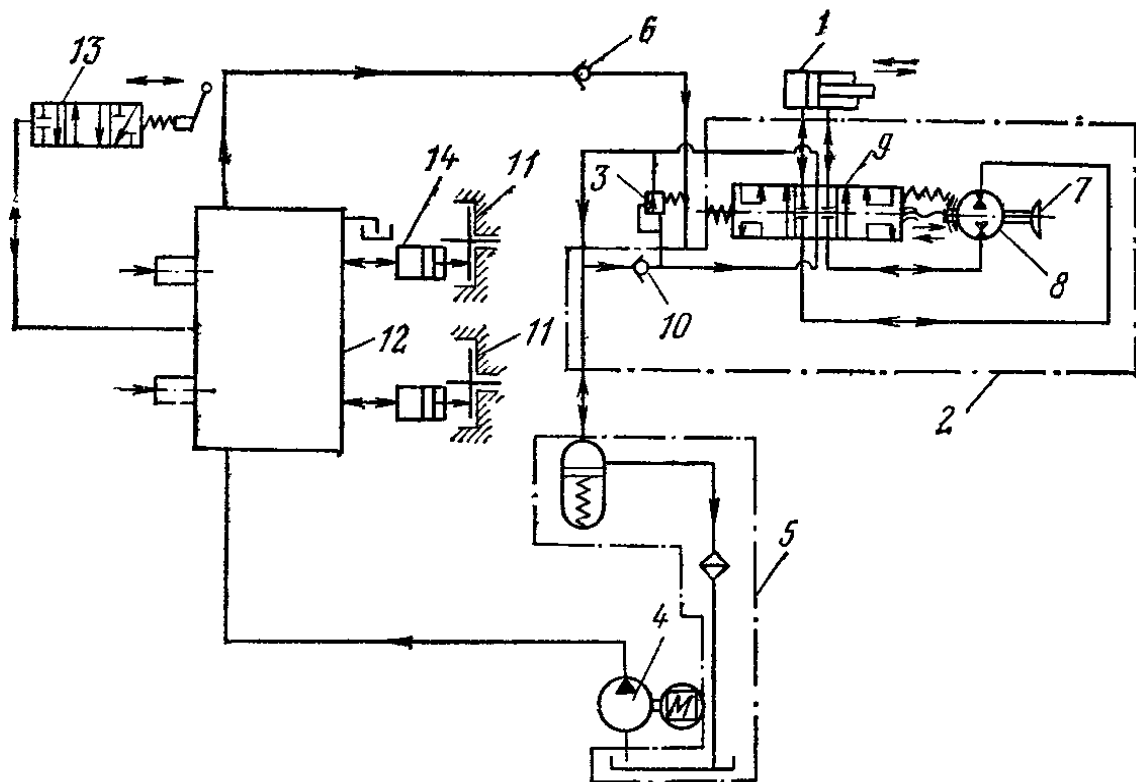


Рис. 49. Схема гидравлической системы рулевого управления и тормозов трактора класса тяги 2:

1 — цилиндр; 2 — насос-дозатор; 3 — предохранительный клапан; 4 — насос; 5 — бак-аккумулятор; 6 — обратный клапан; 7 — рулевое колесо; 8 — качающий узел; 9 — распределитель; 10 — шариковый обратный клапан; 11 — остановочный тормоз заднего колеса; 12 — тормозный край; 13 — кран включения переднего ведущего моста; 14 — цилиндр тормоза.

Наличие двух плит установки дозатора, соединенных между собой маслопроводами, позволяет осуществлять перестановку дозатора с рулевой колонкой для управления поворотом при реверсе.

В нейтральном положении рулевого колеса 7 масло от насоса 4 поступает к тормозному крану 12, затем через обратный клапан 6 к дозатору 2 и от него в бак-аккумулятор 5. Полости цилиндра при этом заперты поясками распределителя 9.

При повороте рулевого колеса смещается золотник распределителя 9, сообщая насос с одной из магистралей дозатора, вторая магистраль дозатора сообщается при этом с одной из полостей цилиндра 1, противоположная полость цилиндра — со сливом.

Вал дозатора вращается синхронно с рулевым валом, обеспечивая подачу в силовой цилиндр количества масла, пропорционального углу поворота рулевого колеса.

При заглушенном двигателе и вращении рулевого колеса дозатор работает, как насос, перекачивая масло в соответствующую полость силового цилиндра.

Насос-дозатор 2 содержит качающий узел 8, распределитель 9 и шариковый обратный клапан 10. Качающий узел — аксиально-поршневого типа с шаровыми поршнями. Распределитель золотникового типа. Золотник связан с рулевым валом винтовой парой и перемещается в осевом направлении при вращении рулевого вала, в нейтральном положении удерживается пружиной.

Механизм поворота включает два цилиндра, закрепленных на корпусе механизма поворота; штоки цилинд-

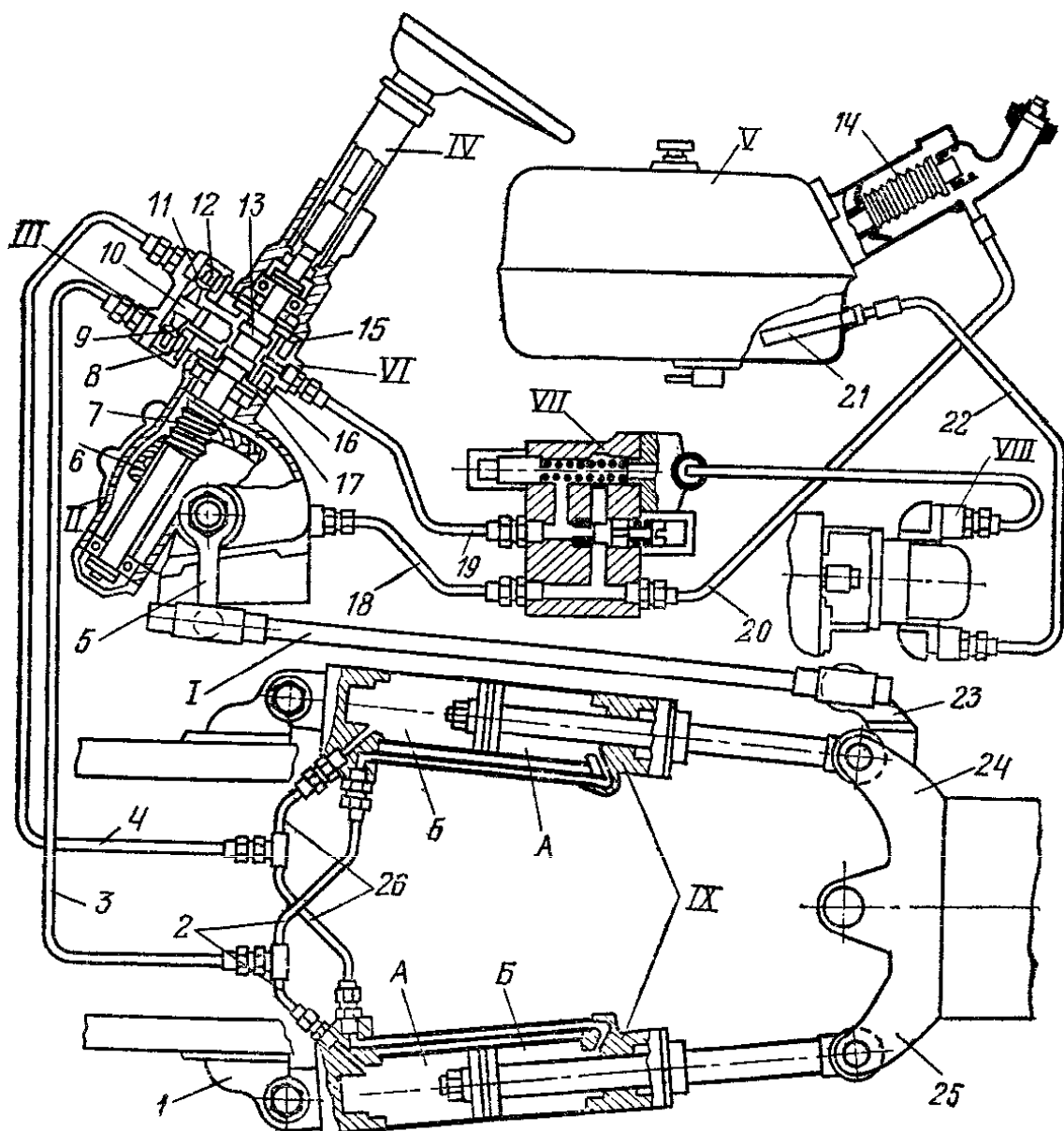


Рис. 50. Схема рулевого управления трактора Т-150К:

1 — тяга обратной связи; 11 — рулевой механизм; 111 — запорный клапан; IV — рулевая колонка; V — бак; VI — распределитель; VII — клапан расхода; VIII — насос; IX — силовой цилиндр; 1 — кронштейн крепления силового цилиндра; 2, 3, 4, 18, 19, 20, 22 и 26 — трубопроводы; 5 — сошка; 6 — сектор; 7 — червяк; 8 и 12 — пружины клапанов; 9 и 11 — грибовые клапаны; 10 — плунжер; 13 — золотник распределителя; 14 — фильтр ааливной горловины; 15 и 17 — плунжеры; 16 — пружина плунжеров; 21 — фильтр всасывания; 23 — поворотный рычаг тяги; 24 и 25 — поворотные рычаги силовых цилиндров.

ров связаны с рычагом поворотного вала сошки. Сошка связана с рулевой трапецией.

Рулевое управление тракторов с шарнирно-сочлененной рамой. Направление движения тракторов с шарнирно-сочлененной рамой (Т-150К, К-700А, К-701) изменяется путем взаимного углового смещения полурам трактора вокруг вертикального шарнира рамы гидравлическими силовыми цилиндрами поворота, являющимися исполнительными механизмами рулевого управления.

В качестве примера рассмотрим конструкцию рулевого управления трактора Т-150К, схема которого приведена на рисунке 50. Она состоит из механической части и гидравлического усилителя рулевого управления. К механической части относятся рулевая колонка *IV*, рулевой механизм *II* и тяга обратной связи *I*; в состав гидравлического усилителя входят шестеренный насос *VIII*, клапан расхода *VII*, распределитель *VI*, запорный клапан *III*, силовые цилиндры *IX*, бак *V* и соединительные трубопроводы.

При движении трактора прямо золотник *13* находится в нейтральном положении. Рабочая жидкость, засасываемая насосом *VIII* из бака *V*, через клапан *VII* расхода подается к центральному ряду сверлений в корпусе распределителя и затем поступает в картер рулевого механизма *II*. Из картера по трубопроводам *18* и *20* рабочая жидкость проходит через фильтр *14* заливной горловины в бак.

Так как цилиндры поворота *IX* одновременно закреплены и к передней и к задней полурамам трактора, то при наезде на препятствия и возникновении усилий, стремящихся взаимно повернуть полурамы вокруг вертикального шарнира, штоки цилиндров с поршнями будут стремиться вытеснить рабочую жидкость из одной полости цилиндров.

Однако этому препятствуют закрытые грибковые клапаны *9* и *11*, прижимаемые пружинами *8* и *12* к своим седлам, и самопроизвольного поворота полурам трактора происходить не будет.

Вращение рулевого колеса передается через вал колонки и вал рулевого механизма к червячной передаче. Сектор *6* червячной передачи, связанный через сошку *5* и тягу *1* с задней полурамой, не имеет возможности обкатываться по червяку, так как полости силовых ци-

цилиндров заперты и поворота не происходит. Вал же рулевого механизма на величину зазора между упорными шайбами и корпусом распределителя может перемещаться в осевом направлении, и червячная пара начинает работать, как винт и гайка.

При повороте рулевого колеса вправо червяк навинчивается по червячному сектору и вал рулевого механизма с золотником смещается вниз. При этом верхняя упорная шайба, действуя на плунжеры 15, сжимает пружины 16, усилие которых воспринимается как усилие на рулевом колесе. Золотник 13, смещаясь вниз, отъединяет нагнетающую полость насоса от сливной магистрали и соединяет ее с полостью грибкового клапана 9, а сливную магистраль — с полостью грибкового клапана 11.

Рабочая жидкость своим давлением открывает грибковый клапан 9 и поступает в полость А силовых цилиндров. Одновременно рабочая жидкость сдвигает плунжер 10 запорного клапана, который своим хвостовиком открывает грибковый клапан 11, соединяя полости Б цилиндров со сливом. Поршни силовых цилиндров совершают рабочий ход, поворачивая полурамы трактора вправо.

При повороте полурам рычаг 23 перемещает следящую тягу вперед. При этом поворачиваются сошка 5 и сектор 6. Сектор перемещает червяк вверх, давая возможность плунжерам 15 и 17 установить золотник в нейтральное положение и прекратить поворот полурам трактора.

Пока скорость вращения рулевого колеса больше скорости воздействия обратной связи на золотник, полурамы трактора поворачиваются. С прекращением вращения рулевого колеса тяга обратной связи устанавливает золотник в нейтральное положение и поворот трактора прекращается.

Грибковые клапаны под воздействием пружин запирают силовые цилиндры и направление движения трактора стабилизируется.

Такой же порядок работы механизмов и при левом повороте.

Аналогичное устройство рулевого управления имеют и тракторы «Кировец» (К-700А и К-701).

Глава 7

ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ

Тормозные системы представляют собой совокупность устройств, обеспечивающих снижение скорости движения автомобиля и трактора или их полную остановку, а также удержание на месте неподвижно стоящей машины.

Различают следующие виды тормозных систем, которые в зависимости от назначения машины могут быть установлены на автомобиле и тракторе:

1) рабочую, используемую для снижения скорости с необходимой эффективностью и полной остановки машины;

2) стояночную, служащую для удержания остановленной машины на месте;

3) вспомогательную, используемую при движении на пологих и длинных спусках, позволяющую снижать нагрузку на рабочие тормоза и увеличивать их срок службы;

4) запасную, предназначенную для остановки автомобиля или трактора при выходе из строя рабочей тормозной системы;

5) тормозную систему прицепа, работающего в составе поезда, служащую как для снижения скорости прицепа синхронно с тягачом, так и для автоматического торможения прицепа в случае обрыва сцепки с тягачом.

Каждая тормозная система состоит из тормозного механизма, служащего для непосредственного создания искусственного сопротивления движению — тормозного момента, и тормозного привода, служащего для передачи энергии к тормозным механизмам и управления ими в процессе торможения.

Наибольшее распространение в колесных машинах получили фрикционные тормозные механизмы с тормозами барабанного и дискового типа.

Тормозные приводы по принципу действия бывают механическими, гидравлическими, пневматическими и электрическими.

Тормозные качества автомобиля и трактора принято оценивать максимальной величиной замедления $j_{т. \max}$, значением минимального пути торможения $S_{т. \min}$ и минимальным временем торможения T_{\min} , необходимым для прохождения пути $S_{т. \min}$. Величины $S_{т. \min}$ и T_{\min} —

функции замедления $j_{т.мах}$, которое может быть достигнуто при торможении в заданных условиях; замедление j , в свою очередь, определяется значением тормозного момента $M_{тор}$, прикладываемого к тормозным колесам с помощью тормозной системы.

Взаимосвязь между замедлением машины j , тормозным моментом $M_{тор}$, прикладываемым к колесу, и возможностью реализации момента $M_{тор}$ по условиям сцепления колес машины с почвой или дорогой определяется формулой

$$M_{тор} = j \frac{G_{т}}{g} \frac{r_{т}}{im} \leq P_{\phi} r_{т} \frac{1}{im},$$

где $G_{т}$ — вес машины, приходящийся на тормозные колеса; $r_{т}$ — радиус заторможенного колеса; i — передаточное число между заторможенным колесом и тормозом (при наличии колесного редуктора); m — число одновременно работающих тормозов; P_{ϕ} — сила сцепления заторможенных колес с почвой.

Для удержания остановленной машины на подъеме или уклоне необходим тормозной момент

$$M'_{тор} = \frac{G_{м} \sin \alpha \cdot r_{т}}{im},$$

где $G_{м}$ — вес (сила тяжести) машины; α — угол подъема (или уклона).

§ 1. Тормозные системы автомобилей

Конструкция и техническое состояние тормозной системы оказывает решающее влияние на безопасность движения. Требуемая эффективность торможения автомобилей при скорости движения 30 км/ч приведена в таблице 5.

Таблица 5. Тормозной путь и допустимое замедление автомобилей

Тип автомобилей	Наибольший тормозной путь, м	Наименьшее допустимое замедление, м/с ²
Легковые	7,2	5,8
Грузовые с разрешенной максимальной массой до 8 т	9,5	5,0
Грузовые с разрешенной максимальной массой более 8 т	11,0	4,2

Стояночный тормоз должен удерживать автомобиль независимо от его нагрузки на подъеме или спуске с уклоном 16%.

В связи со значительным увеличением интенсивности движения и возросшими скоростями для выполнения указанных требований современные автомобили оборудуются все более совершенными и сложными тормозными системами.

В качестве колесных тормозов на грузовых автомобилях ГАЗ-53А, ЗИЛ-130, МАЗ-5335, КамАЗ-5320 используются барабанно-колодочные тормоза, при этом тормоза передних и задних колес имеют практически одинаковую конструкцию и отличаются лишь размерами деталей. Барабанно-колодочные тормоза применяют на задних колесах и всех легковых отечественных машин.

Тормозные системы с гидравлическим приводом. В качестве рабочего тела в гидравлических тормозных системах используется тормозная жидкость. Тормозные системы с гидравлическим приводом используются на легковых автомобилях и грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности, не предназначенных для работы с прицепами.

На грузовых автомобилях используется одноконтурный гидравлический привод тормозов с вакуумным усилителем (ГАЗ-53А, ГАЗ-66).

На легковых автомобилях применяются тормозные системы повышенной надежности с двухконтурным (раздельным) гидравлическим приводом тормозов передних и задних колес.

В качестве наиболее совершенной в настоящее время рассмотрим схему гидравлического привода тормозов автомобилей ВАЗ-2103, ВАЗ-2106 «Жигули» (рис. 51.)

При движении автомобиля с работающим двигателем в полостях *A* и *B* вакуумного усилителя создается разрежение, передаваемое от впускного трубопровода двигателя.

Водитель, нажимая на тормозную педаль 2, перемещает толкатель клапана усилителя; клапан усилителя разобщает атмосферную полость *B* и вакуумную полость *A* усилителя. Поршень клапана с диафрагмой уходит вперед и полость *B* соединяется с атмосферой, благодаря чему создается давление на диафрагму и корпус клапана

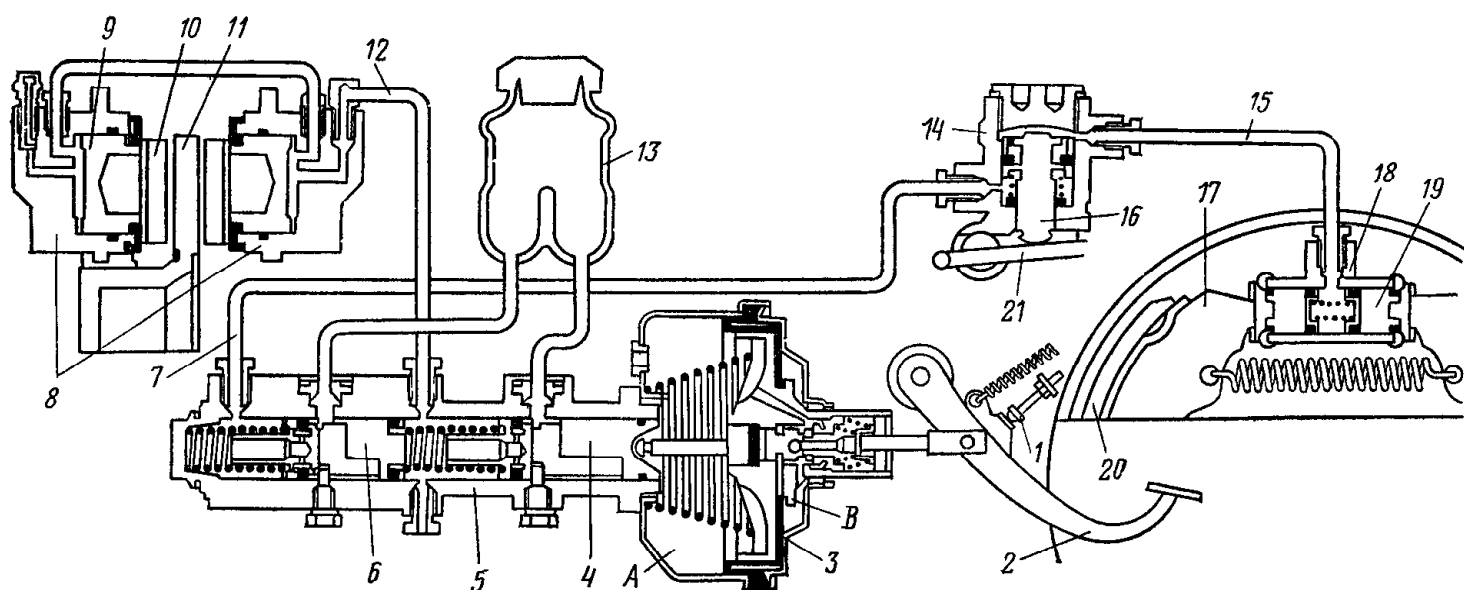


Рис. 51. Схема тормозной системы с гидравлическим приводом автомобилей ВАЗ-2103, ВАЗ-2106 «Жигули»:

1 — выключатель сигнала торможения; 2 — тормозная педаль; 3 — вакуумный усилитель; 4 — поршень гидропровода передних тормозов; 5 — главный тормозной цилиндр; 6 — поршень гидропровода задних тормозов; 7 — трубопровод контура гидропровода задних тормозов; 8 — колесные цилиндры (внутренний и наружный) передних тормозов; 9 — поршень цилиндров передних тормозов; 10 — тормозные колодки; 11 — тормозной диск; 12 — контур гидропровода передних тормозов; 13 — питательный бачок; 14 — регулятор давления; 15 — трубопровод задних тормозов; 16 — поршень регулятора; 17 — тормозная колодка; 18 — колесный цилиндр заднего тормоза; 19 — поршни колесного цилиндра; 20 — накладка тормозной колодки; 21 — короткое плечо рычага.

и снижается усилие на тормозной педали. Вместе с корпусом клапана перемещается шток, воздействующий на поршень 4 тормозного цилиндра.

После перекрытия поршнем 4 полости питательного бачка 13 давление тормозной жидкости передается по трубопроводам 12 в колесные цилиндры передних тормозов, которые воздействуют на тормозные диски. Если продолжать нажимать на педаль тормоза, то возрастающее давление тормозной жидкости начнет перемещать поршень 6 гидропривода задних тормозов. Возрастающее давление будет передаваться по трубопроводу 7, через регулятор давления 14 в колесные цилиндры 18 задних тормозов.

С начала торможения возникает сила инерции и нагрузка на переднюю подвеску возрастает, на заднюю — уменьшается. Задняя часть кузова начнет приподниматься, короткое плечо 21 рычага привода регулятора опустится вниз, так как другое (длинное) плечо рычага, связанное с балкой заднего моста, копирует перемещение подвески. Поршень регулятора 16 под давлением тормозной жидкости, преодолевая сопротивление пружины, начнет опускаться.

В момент полного торможения разгрузка задней подвески максимальная, вследствие чего сцепной вес задних колес с дорогой уменьшается. В это время поршень 16 соприкасается с уплотнителем и перекрывает подачу жидкости в цилиндры задних тормозов. Дальнейшее затормаживание их прекращается, предотвращаются проскальзывание задних колес относительно дороги и возможный их занос.

Тормозные системы с пневматическим приводом. Пневматический тормозной привод позволяет развивать большие тормозные силы при небольшом усилии водителя, необходимом лишь для управления воздухораспределительными устройствами; он особенно удобен для использования в тормозных системах прицепов и полуприцепов. В этой связи пневмопривод широко применяется на автомобилях и автопоездах средней и большой грузоподъемности, в частности ЗИЛ-130, автомобилях МАЗ и КамАЗ.

Наиболее современной конструкцией пневматического привода тормозов обладают автомобили семейства КамАЗ. Он состоит из пяти независимых пневмоконтуров, что повышает надежность тормозной системы:

- 1) привода тормозных механизмов колес передней оси;
- 2) привода тормозных механизмов колес среднего и заднего мостов;
- 3) привода механизмов стояночного и запасного тормозов, а также комбинированного привода тормозных механизмов колес прицепа или полуприцепа;
- 4) привода механизма вспомогательного тормоза и питания прочих потребителей сжатого воздуха (стеклоочистителя, пневмосигнала и пр.);
- 5) системы аварийного растормаживания стояночного тормоза.

Автомобили КамАЗ оборудованы одно- и двухпроводным приводом тормозов прицепа. При включении прицепа по однопроводной схеме и отторможенном состоянии тормозные камеры прицепа сообщаются с атмосферой, а сжатый воздух из ресивера тягача поступает в воздушный баллон прицепа.

При торможении поступление воздуха от тягача к прицепу прекращается (аналогично приводу тормозов прицепа ЗИЛ-130).

При двухпроводном приводе воздух от тягача постоянно подается через питающую магистраль к баллону прицепа, а включение и выключение тормозов производится с помощью другой, управляющей магистрали, в которую при отторможенном состоянии воздух не поступает.

Двухпроводный привод повышает надежность тормозной системы прицепа, гарантируя наличие достаточного давления воздуха в баллоне прицепа при любом режиме пользования тормозами.

Отличительная особенность колесных тормозов автомобилей КамАЗ — установка на задних тележках тормозных камер с пружинными энергоаккумуляторами. Устройство и работа тормозной камеры с пружинным энергоаккумулятором при различных способах торможения и растормаживания показаны на рисунке 52.

Пневматический привод тормозов (рис. 53) обеспечивается сжатым воздухом от двухцилиндрового компрессора поршневого типа, одноступенчатого сжатия. Компрессор установлен на картере блока распределительных шестерен двигателя и приводится от этого блока с помощью шестеренного привода.

Автоматическое поддержание давления в системе пневмопривода тормозов автомобиля в пределах 0,62...

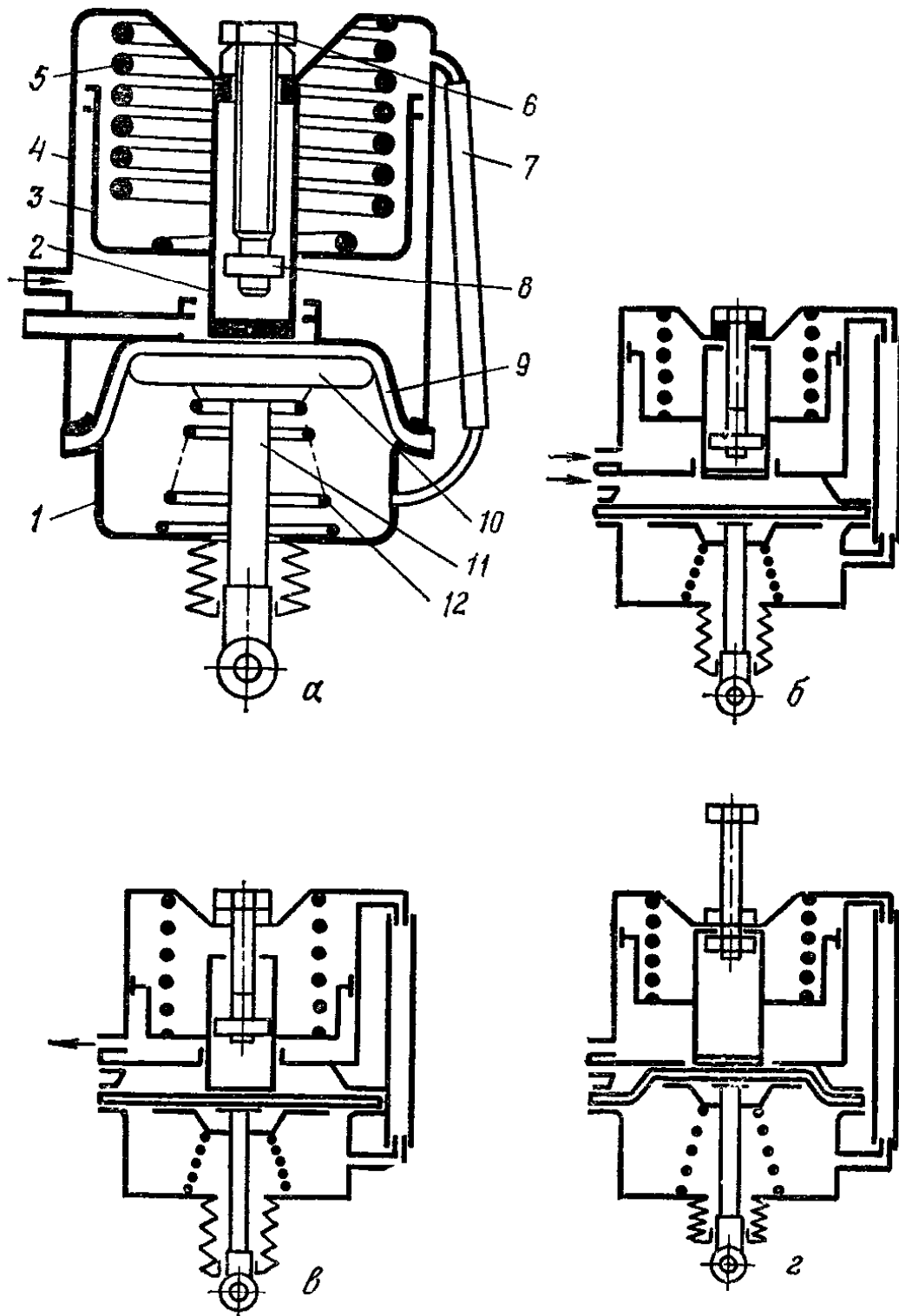


Рис. 52. Рабочие положения тормозной камеры с пружинным энергоаккумулятором автомобиля КамАЗ:

a — оттоорможенное положение; *б* — при торможении рабочей тормозной системой; *в* — при торможении запасной тормозной системой; *г* — при механическом растормаживании; 1 — корпус камеры; 2 — толкатель; 3 — поршень; 4 — цилиндр энергоаккумулятора; 5 — силовая пружина; 6 — винт механизма аварийного растормаживания; 7 — дренажная трубка; 8 — упорный подшпник; 9 — диафрагма; 10 — опорный диск; 11 — шток; 12 — возвратная пружина.

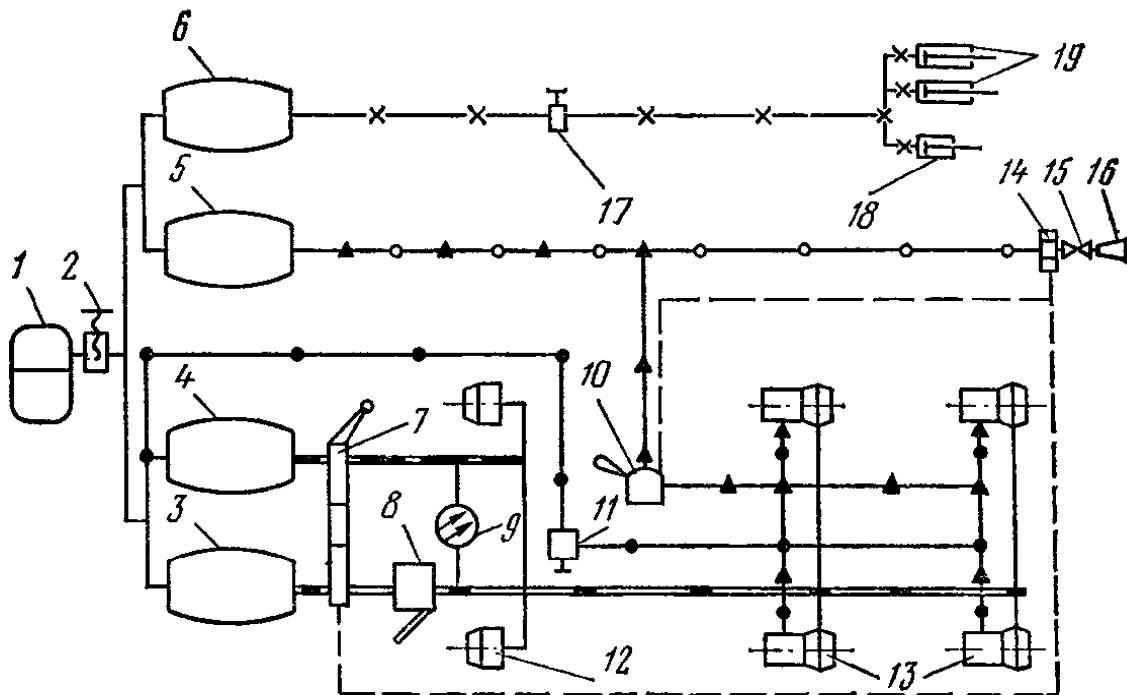


Рис. 53. Схема пневматического привода тормозов автомобиля КамАЗ (упрощенная):

1 — компрессор; 2 — регулятор давления; 3 — баллон рабочего тормоза и контура аварийного растормаживания; 4 — баллон тормоза передних колес и контура аварийного растормаживания; 5 — баллоны стояночного тормоза и тормозов прицепа; 6 — баллон вспомогательного тормоза; 7 — двухсекционный тормозной кран; 8 — регулятор тормозных сил; 9 — двухстрелочный манометр; 10 — край стояночного тормоза; 11 — кран аварийного растормаживания; 12 — тормозные камеры передних колес; 13 — тормозные камеры колес задних тележек с энергоаккумуляторами; 14 — клапан управления тормозами прицепа; 15 — разобщительный край; 16 — соединительная головка; 17 — кран включения вспомогательного тормоза; 18 — цилиндр отключения подачи топлива; 19 — цилиндры заслонок вспомогательного тормоза.

0,75 МПа (6,2...7,5 кгс/см²) обеспечивается регулятором давления 2.

Трубопроводы и приборы тормозного привода защищены от замерзания предохранителем против замерзания конденсата испарительного типа. В качестве рабочей жидкости используется этиловый спирт.

Перед началом движения систему нужно заполнить сжатым воздухом, что контролируется сигнальными лампочками и зуммером. При достижении давления 0,5 МПа (5 кгс/см²) лампы гаснут, а зуммер перестает звучать. При достижении давления 0,7...0,75 МПа (7,0...7,5 кгс/см²) включается регулятор давления и наполнение системы прекратится. В случае падения давления в системе до 0,62...0,65 МПа (6,2...6,5 кгс/см²) регулятор давления выключается и происходит наполнение системы компрессором.

При движении автомобиля воздушные баллоны 3, 4, 5 и 6 заполнены сжатым воздухом под номинальным

давлением, а рукоятка ручного крана 10 находится в исходном переднем крайнем положении. Сжатый воздух из баллона 5 через кран 10 заполняет цилиндры энергоаккумуляторов над тормозными камерами 13, удерживая их в отторможенном состоянии.

Тормозят нажатием на педаль тормоза. Усилие передается на тормозной кран 7, при этом сжатый воздух из баллона 4 через верхнюю секцию тормозного крана 7 поступает в передние тормозные камеры 12 и в магистраль клапана 14 управления тормозами прицепа.

Одновременно из воздушного баллона 3 через нижнюю секцию тормозного крана 7 воздух поступает через автоматический регулятор тормозных сил 8 к тормозным камерам задней тележки 13. Таким образом, колеса автомобиля затормаживаются с интенсивностью, выбранной водителем. Если имеется прицеп, то вследствие срабатывания клапана 14 воздух из баллона 5 поступит в тормозную систему прицепа и последний также затормозится.

При оттормаживании тягача водитель отпускает педаль тормоза. В тормозном кране 7 обе секции соединяются с атмосферой и сжатый воздух выходит из передних и задних тормозных камер. Тормозная магистраль прицепа клапаном 14 отсоединяется от питающей магистрали и соединяется с атмосферой. Прицеп растормаживается.

Таким образом, тормозят с помощью трех контуров и при повреждении одного из них другие остаются работоспособными:

а) при повреждении рабочего тормоза передней оси торможение осуществляется рабочим тормозом задней тележки и тормозами прицепа;

б) при повреждении привода тормоза задней тележки работают тормоза передней оси и прицепа;

в) при повреждении привода прицепа вступают в действие цилиндры с пружинными энергоаккумуляторами задних тормозных камер 13 и автоматически затормаживают колеса задней тележки тягача. Продолжать движение можно только после их принудительного растормаживания.

Торможение автомобиля стояночным тормозом. Для торможения автомобиля на стоянке следует отвести рукоятку тормозного крана 10 в крайнее заднее положение, где она фиксируется. Магистраль задних тормозов отъе-

диняется от питающей магистрали и соединяется с атмосферой. Сжатый воздух из цилиндров энергоаккумуляторов выпускается в атмосферу, и пружинные энергоаккумуляторы затормаживают колеса задней тележки автомобиля.

При торможении автомобиля стояночным тормозом срабатывает также пневматический привод тормозов прицепа. Одновременно с выпуском воздуха из цилиндров энергоаккумуляторов срабатывает клапан 14, соединяя питающую магистраль от баллонов 5 с тормозной магистралью. При этом происходит торможение прицепа как по однопроводному, так и двухпроводному приводу тормозов.

Для оттормаживания стояночного тормоза водитель должен перевести рукоятку ручного тормозного крана 10 в крайнее переднее положение. При этом воздух из баллона 5 через кран 10 поступает в управляющую магистраль клапана 14. Клапан срабатывает, и воздух из баллона 5 поступает в цилиндры с пружинными энергоаккумуляторами тормозных камер 13 и, сжимая пружины, дает возможность вернуться штокам тормозных камер в отторможенное положение.

Аварийное торможение автомобиля также осуществляется тормозным краном 10 (запасной тормоз). Однако в отличие от стояночного тормоза интенсивность аварийного торможения выбирается водителем из условий движения и в соответствии с этим водитель поворачивает рукоятку крана 10 на нужный угол.

Принцип аварийного торможения такой же, как и выключение стояночного тормоза (см. ранее). Одновременно приводится в действие привод тормозов прицепа.

Оттормаживание происходит автоматически: при отпуске водителем рукоятки крана 10 она возвращается в исходное положение и тормоз оттормаживается.

Эффективность запасного тормоза (определяется пружинами энергоаккумулятора) в два раза ниже эффективности рабочего тормоза.

Торможение автомобиля вспомогательным тормозом производится при нажатии и удержании в нажатом положении кнопки крана 17, расположенной на полу под левой колонкой. При этом сжатый воздух поступает в рабочий цилиндр 18, шток которого связан с рейкой топливного насоса, и в цилиндры 19, связанные с рычагами заслонок на выпускных газопроводах двигателя. Подача

топлива отключается и одновременно выпускные газопроводы двигателя перекрываются заслонками. Двигатель переводится на режим принудительного вращения (компрессорный), поглощая кинетическую энергию движущегося автомобиля (автопоезда).

При отпускании кнопки крана 17 сжатый воздух выходит из цилиндров 18 и 19 в атмосферу, рейка топливного насоса и заслонки на выпускных газопроводах двигателя возвращаются в исходное положение.

Оттормаживание стояночного тормоза в случае выхода из строя его привода. При повреждении контура привода стояночного тормоза сжатый воздух из баллона 5 выходит в атмосферу. Вследствие этого происходит автоматическое торможение автомобиля стояночным тормозом задней тележки. Если аварийная остановка произошла в запрещенном месте (перекресток, мост, железнодорожный переезд), то тормоз нужно растормозить для кратковременного продолжения движения. Это достигается нажатием на кнопку крана 11, расположенную слева от рулевой колонки, и удерживанием ее в нажатом положении. При этом сжатый воздух из баллонов 3 и 4 поступает в цилиндры с пружинными энергоаккумуляторами задней тележки автомобиля и растормаживает колеса. Необходимо иметь в виду, что при неработающем двигателе запаса сжатого воздуха в баллонах 3 и 4 хватит только на три растормаживания стояночного тормоза.

Механическое оттормаживание аварийного (запасного) и стояночного тормозов при отсутствии сжатого воздуха в пневматическом приводе тормозов производится путем выворачивания болтов механического растормаживания (см. рис. 52), т. е. выключения из работы стояночного тормоза. Этот способ можно применять только в исключительных (аварийных) случаях.

§ 2. Тормозные системы тракторов

Конструктивные особенности. Наряду с функциями торможения машин тормоза колесных, и особенно гусеничных тракторов, используются для уменьшения радиусов поворота путем притормаживания одного ведущего колеса или гусеницы.

В отечественных колесных тракторах тормоза устанавливаются как в трансмиссии (заднем мосту) трактора,

обычно дискового типа сухого и мокрого трения, так и непосредственно в колесах (колесные тормоза) колодочного типа. Ряд колесных тракторов с передними ведущими мостами оборудуется стояночными тормозами, как правило, ленточного типа. Стояночные тормоза устанавливаются на выходе привода из коробки передач к переднему мосту или на входном валу переднего ведущего моста.

Привод дисковых трансмиссионных тормозов бывает механическим или гидравлическим; привод колесных тормозов — пневматический; привод стояночных тормозов — механический.

Большинство колесных тракторов оборудуется пневматической системой для управления тормозами прицепов.

Остановочные тормоза гусеничных тракторов обычно монтируются в специальных отсеках корпуса заднего моста трактора. Как правило, они бывают ленточными, самозатягивающимися, плавающего типа и позволяют одинаково надежно тормозить при переднем и заднем ходах трактора. Они же используются, когда необходимо затормозить трактор при стоянке на подъеме или спуске.

При торможении ленты воздействуют на тормозные шкивы, каждый из которых связан с конечной передачей правой или левой гусеницы и движение гусеницы прекращается.

Привод остановочных тормозов — механический, от тормозных педалей.

Тормозная система трактора Т-150К (рис. 54) имеет однопроводный пневматический привод и включает: компрессор 3 с регулятором давления 19, два воздушных баллона 7 и 17, предохранительный клапан 16, тормозной кран 15, управляемый педалью 4, тормозные камеры 11 колесных тормозов 10, соединительную головку 13, разобщительный кран 12, кран отбора воздуха 8.

Давление воздуха в системе контролируют двухстрелочным воздушным манометром 18, установленным на приборной панели. Колесными тормозами управляют с помощью педали 4, соединенной через тяги с тормозным краном.

В кабине установлен рычаг 9 независимого торможения прицепа, связанный через тягу с рычагом 6 стояночного (центрального) тормоза. Рычаг 9 служит для подтор-

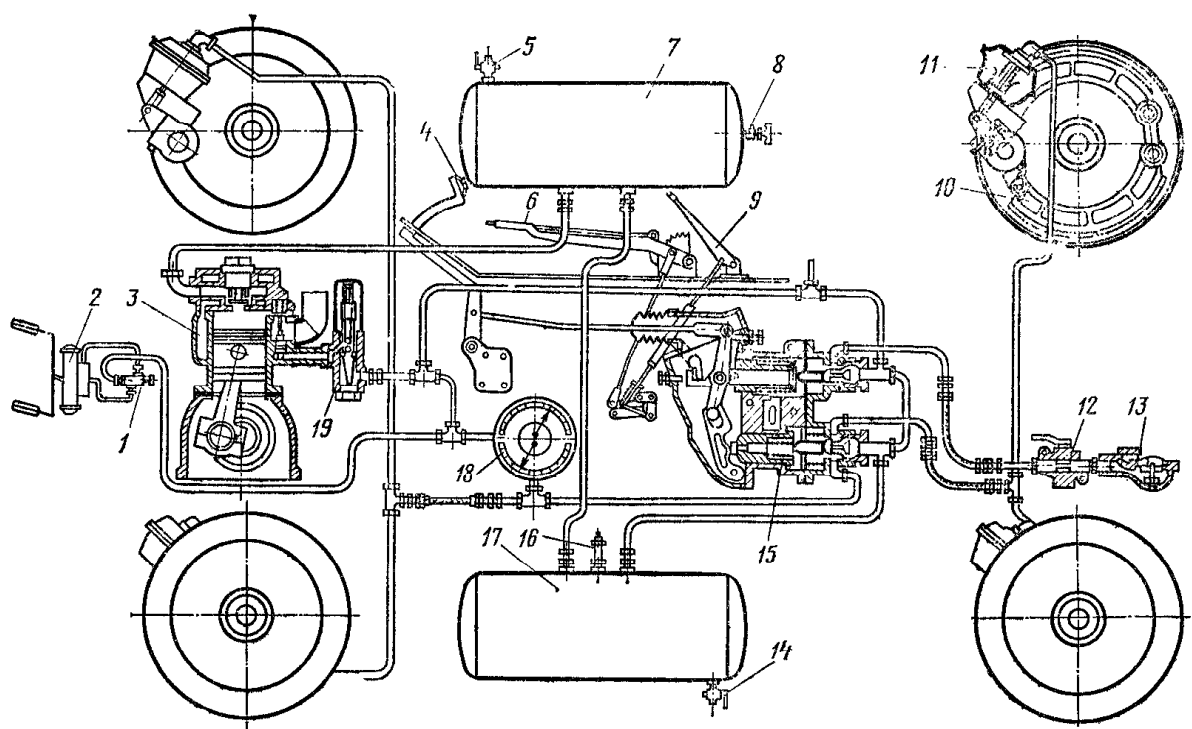


Рис. 54. Схема пневматической тормозной системы трактора Т-150К:

1 — кран стеклоочистителя; 2 — стеклоочиститель; 3 — компрессор; 4 — педаль тормоза; 5 и 14 — спускные краники; 6 — рычаг центрального тормоза; 7 и 17 — воздушные баллоны; 8 — кран отбора воздуха; 9 — рычаг независимого торможения прицепа; 10 — колесный тормоз; 11 — тормозная камера; 12 — разобщительный кран; 13 — соединительная головка; 15 — тормозной кран; 16 — предохранительный клапан; 18 — манометр; 19 — регулятор давления.

маживания прицепа (не притормаживая трактор), чтобы избежать наката прицепа на трактор при движении на спусках, поворотах и т. п. При торможении трактора центральным тормозом приводятся в действие также тормоза прицепа.

Колесные тормоза колодочного типа установлены на всех колесах трактора.

Поддержание требуемого давления воздуха в системе (не ниже 0,6 МПа и не выше 0,765 МПа) обеспечивается совместной работой разгрузочного устройства компрессора и регулятора давления; посредством предохранительного клапана система защищена от повышения давления более 1 МПа (10 кгс/см²).

На тракторе используют комбинированный двухсекционный тормозной кран для управления тормозами трактора и прицепа.

Центральный тормоз ленточного типа установлен на валу привода переднего моста у раздаточной коробки.

Аналогичную конструкцию тормозного привода имеет трактор К-701 «Кировец», за исключением места установки стояночного тормоза, который располагается на входном валу переднего ведущего моста.

Тормозная система трактора класса тяги 2 (см. рис. 49) с гидравлическим приводом включает два отдельных остановочных тормоза *11* задних колес, двухсекционный тормозной кран с педалями *12* и кран включения переднего ведущего моста *13*, автоматически включающий привод передних колес при одновременном торможении обоих колес, обеспечивая участие передних колес в процессе торможения. Трактор также оборудован центральным стояночным тормозом.

Остановочные тормоза — двухдисковые, мокрого типа, смонтированы в корпусе заднего моста. Для торможения диски сжимаются тремя поршнями цилиндров *14*, равнорасположенными в корпусе тормоза. Управление их отдельным и одновременным торможением осуществляется тормозным краном *12*.

Колодочно-дисковый центральный тормоз смонтирован внутри коробки передач и действует на фрикционную муфту привода переднего ведущего моста. При торможении происходит блокирование переднего и заднего ведущих мостов между собой и их затормаживание. Управляется тормоз ручным рычагом.

На тракторе установлена также пневматическая система торможения прицепов, сблокированная с остановочными и стояночными тормозами.

Однопроводная пневматическая система управления тормозами прицепов работает от одноцилиндрового компрессора с воздушным охлаждением и управляется отдельным тормозным краном привода тормозов прицепа.

Глава 8

ХОДОВЫЕ ЧАСТИ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ

§ 1. Назначение ходовой части и требования к ней

Ходовая часть предназначена для обеспечения ряда эксплуатационных свойств тракторов и автомобилей: опорных и тягово-сцепных свойств, плавности хода, агротехнических свойств, управляемости, устойчивости и др. Ходовая часть состоит из колес (или гусениц), деталей и сборочных единиц, соединяющих колеса (или гусеницы) с остовом машины.

Для обеспечения заданных опорных свойств колеса и гусеницы тракторов и колеса автомобилей должны обладать заданной грузоподъемностью и иметь достаточную опорную поверхность в контакте с почвой или дорогой. При этом среднее $p_{ср}$ и наибольшее p_{max} давление колес и гусениц в контакте не должно быть больше значений, обусловленных допустимой глубиной h оставляемого следа.

Для обеспечения заданных тягово-сцепных свойств (значений коэффициента сцепления $\varphi_{сц}$, коэффициента сопротивления перекачиванию f и КПД $\eta_{вед}$) колеса и гусеницы должны иметь определенных размеров и формы почвозацепы и достаточную опорную поверхность, чтобы создавать требуемую касательную силу тяги без существенного роста силы сопротивления качению.

Для обеспечения агротехнических свойств колеса и гусеницы не должны оказывать отрицательного воздействия на плодородие почвы, на урожайность сельскохозяйственных культур. Колеса и гусеницы не должны буксовать (или скользить) и уплотнять почву пахотного слоя и грунт подпахотного слоя более определенных допустимых пределов. Кроме этого, колеса и гусеницы не

должны портить растения при их обработке (пропашные культуры) и возделывании.

Для обеспечения требуемой плавности хода колеса и гусеницы должны присоединяться к остову машины с помощью специальных упругих и демпфирующих элементов, которые гасят вибрации, толчки и удары, передаваемые машине от дороги или поля. Если таких специальных элементов нет — это жесткая подвеска, если есть — эластичная. Бывает и полужесткая подвеска.

Для обеспечения машине управляемости и устойчивости колеса должны обладать требуемыми физико-механическими свойствами (определенной радиальной, окружной, боковой и угловой податливостью), т. е. обладать определенной геометрической формой и устанавливаться под определенными углами в пространстве. При этом колеса и гусеницы должны иметь ресурс не менее заданного ГОСТом (6000 ч при наработке на один отказ не менее 1500 ч) и быть ремонтно-способными.

§ 2. Колеса тракторов и автомобилей

На современных тракторах и автомобилях используются колеса с пневмошинами, протектор которых имеет развитые почвозацепы, а давление воздуха внутри шины находится в пределах 60...150 кПа для тракторных шин и 200...500 кПа для автомобильных шин.

Все пневматические шины имеют единую структуру своей конструкции (рис. 55): состоят из каркаса, брекера и протектора. Однако соотношения объемов и размеров отдельных частей шины у тракторных и автомобильных шин резко отличаются одно от другого. Кроме того, у универсально-пропашных тракторов отличаются также шины передних ведомых колес от шин ведущих задних колес (из-за значительной разницы в нормальной нагрузке на колеса).

Протектор тракторных шин ведущих колес оснащен развитыми почвозацепами, опорная площадь которых составляет 22...35% от общей опорной площади протектора шины, а высота почвозацепов находится в пределах 35...50 мм. Форма расположения протектора — «елочка» (рис. 56, а) для всех тракторов.

Исследования последних лет показывают, что высокие показатели опорных и тягово-сцепных свойств (минимум значений $p_{ср}$, p_{max} , h и f) обеспечиваются у тех

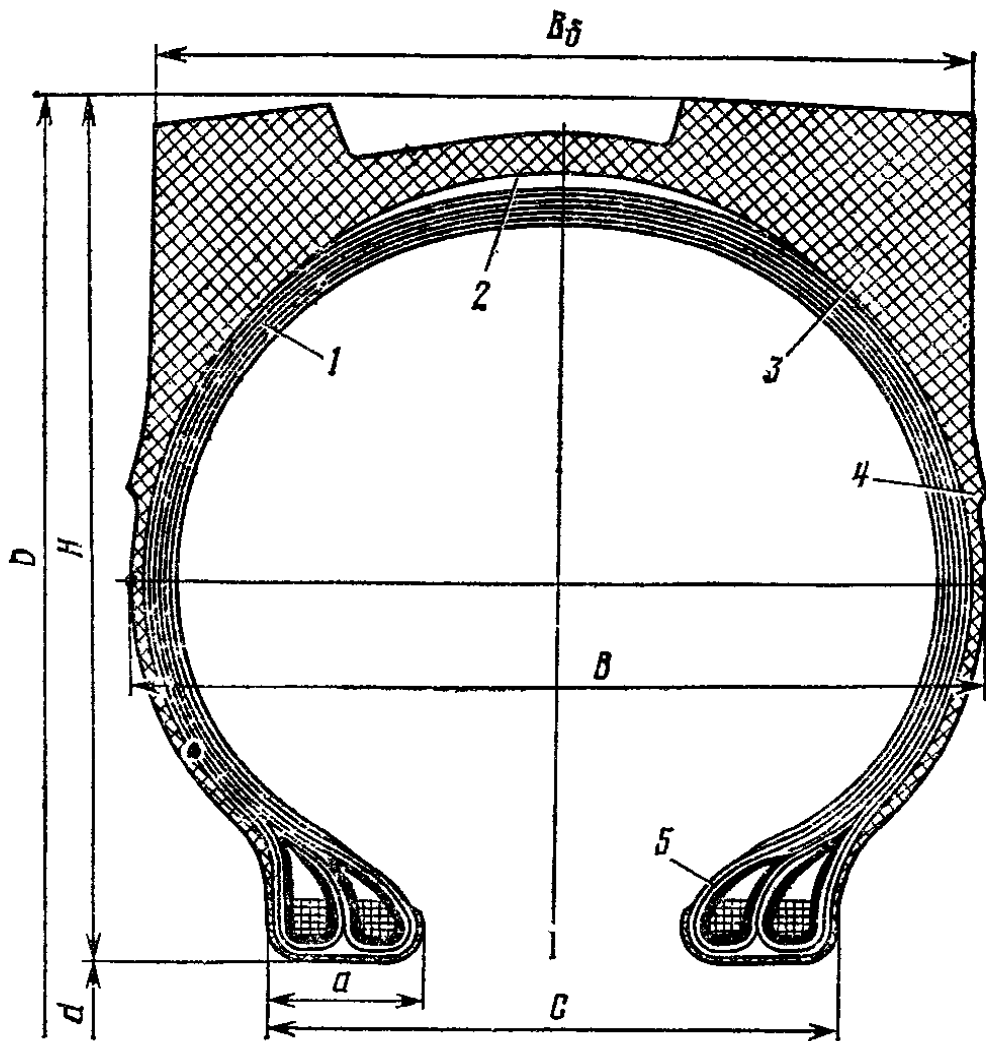


Рис. 55. Схема (разрез) колеса:

1 — каркас; 2 — брекер (подушечный слой); 3 — протектор; 4 — боковина; 5 — борт; H — высота профиля шины; B — ширина профиля; B_δ — ширина беговой дорожки протектора; D , d — наружный и внутренний диаметры шины; a , c — ширина и раствор борта.

тракторов, у которых размеры и формы колес и гусениц удовлетворяют требованиям агротехнической проходимости: буксование колес не более 8...12% (в зависимости от вида и состояния почвы) и давление на почву не более 0,03...0,08 МПа. На рисунке 56, б показаны эпюры нормальных давлений колес трактора МТЗ-50 на стерне суглинистой почвы при влажности $W=9\%$ и давлении воздуха в шинах 0,12 МПа. На рисунке 56, в показаны эпюры давлений под колесом того же трактора, но на почве влажностью 24,3% при $p_N=0,1$ МПа. Поэтому на практике (для обеспечения не только опорных, тягово-сцепных, но и агротехнических свойств) шины сдваивают (иногда устанавливают и по три шины на каждый борт), устанавливают арочные или широкопрофильные шины; переходят от колес к гусеницам, используют специальные съемные почвозацепы. Кроме этого, с указан-

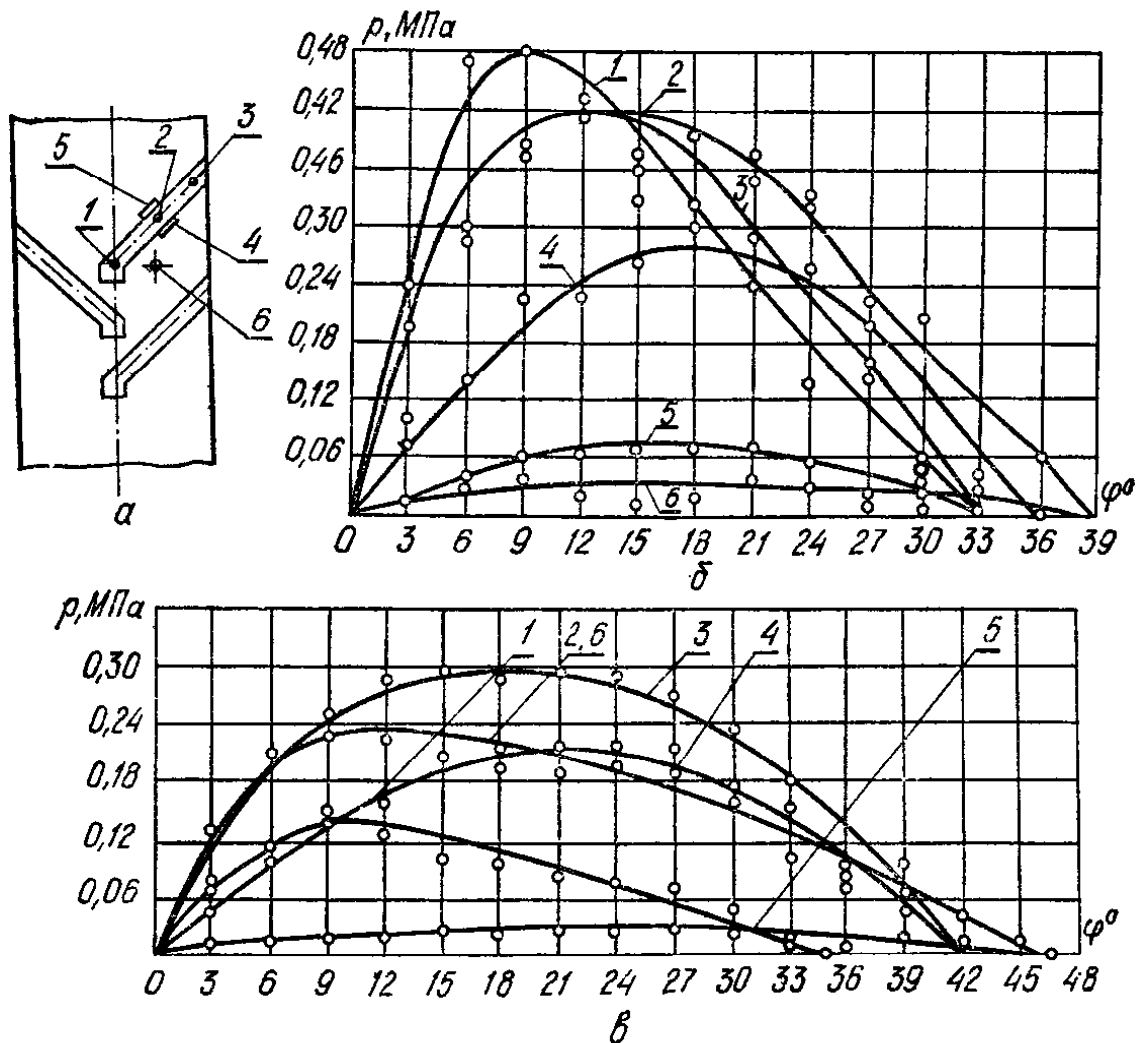


Рис. 56. Эпюры нормальных давлений под ведущим (задним) колесом трактора МТЗ-50 (по О. В. Яблонскому):

a — схема расположения датчиков давлений на протекторе и его почвозацепах; *б, в* — эпюры давлений в пятне контакта; 1, 2, 3, 4, 5, 6 — места расположения датчиков и соответствующие им эпюры давлений; φ_0 — центральный угол, соответствующий длине пятна контакта колеса с почвой.

ной ранее целью рекомендуется создание многоколесных тракторов и автомобилей. Критерием выбора числа колес или размеров уширителей может служить значение плотности γ_n почвы после прохода машины, определенное по формуле

$$\gamma_n = \gamma_0 (1 + p_{cp} h e^{-kz}),$$

где γ_0 — плотность почвы до прохода колеса; p_{cp} — среднее давление колеса на почву; h, k — коэффициенты, зависящие от типа и состояния почвы; z — глубина слоя почвы.

В ряде стран предложены оригинальные конструкции колес, обеспечивающие значительную длину пятна контакта (рис. 58).

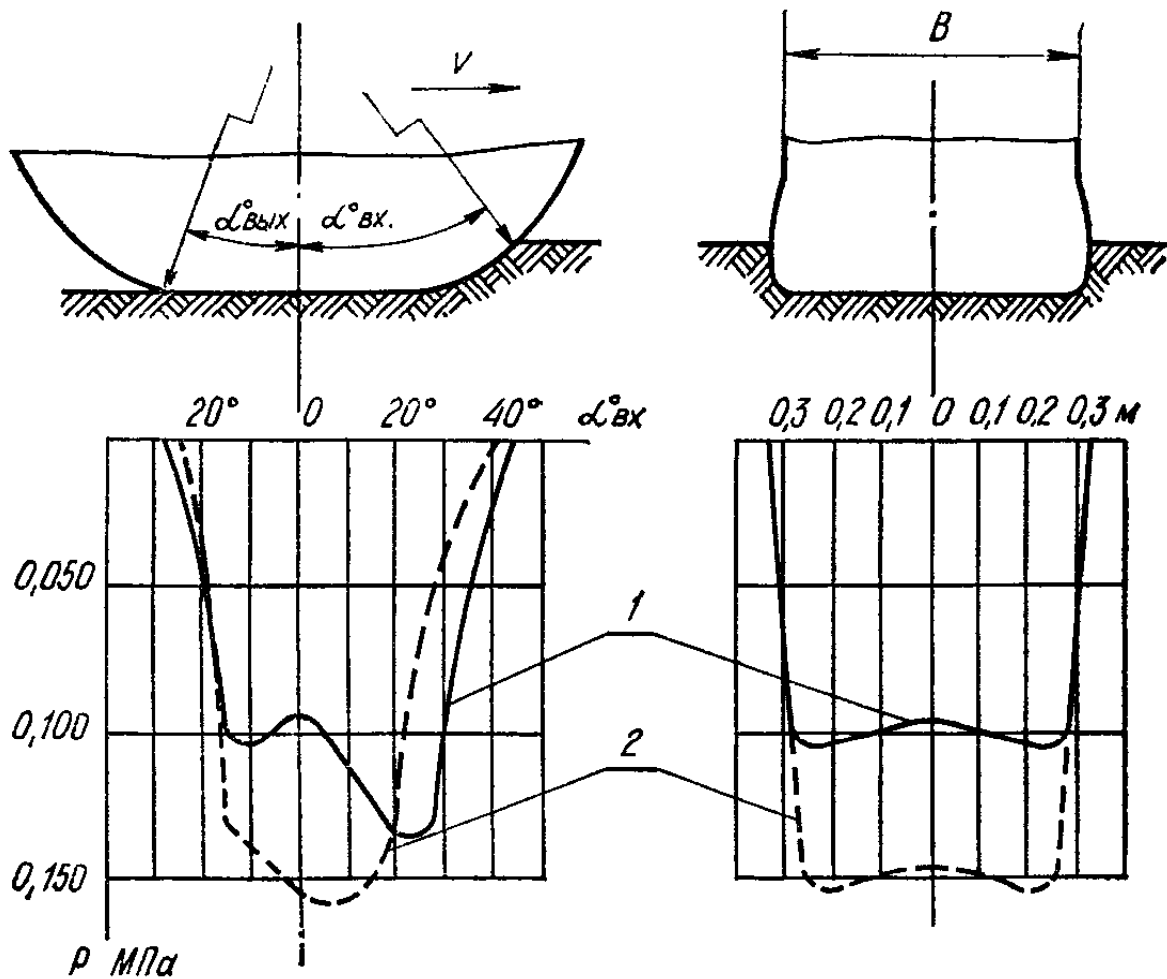


Рис. 57. Эпюры нормальных давлений под арочным колесом 1140-600 на стерне многолетних трав торфяно-болотной почвы влажностью 72% 1— $p_w=60$ кПа; 2—100 кПа.

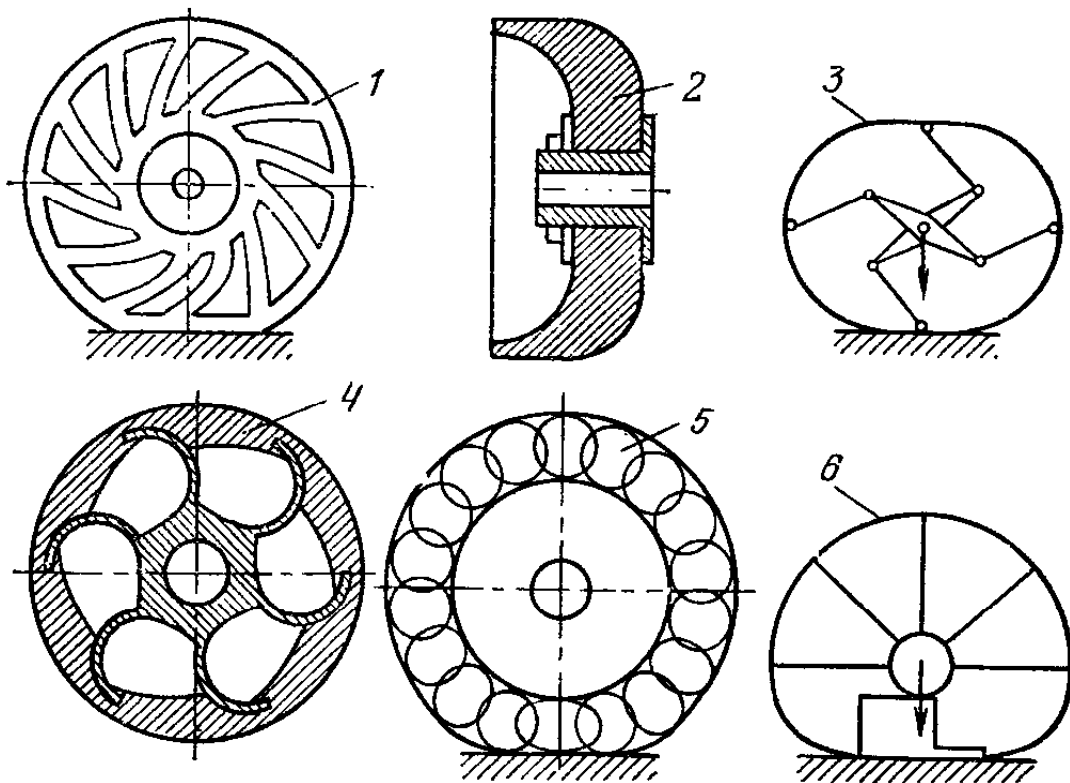


Рис. 58. Схема эластичных колес (по Водянику И. И.):

1, 2 — резиновые колеса; 3 — с эластичным ободом; 4 — с резиновым фигурным ободом; 5 — с эластичным ободом и шиной, образованной упругими кольцами; 6 — с эластичным ободом.

§ 3. Гусеничные движители

Гусеничный движитель — это механизм для передвижения машин посредством двух замкнутых, параллельно-вращающихся шарнирных гусениц или сплошных лент.

Основные конструктивные и эксплуатационные параметры, определяющие кинематику и динамику гусеничного движителя, показаны на рисунке 59.

Отличительные особенности гусеничного движителя от колес следующие:

1) большая длина $L_{гус}$ пятна контакта с почвой ($1,2 \leq \leq L_{гус} \leq 4$ м) и вследствие этого большая по сравнению с колесным движителем касательная сила тяги.

На рисунке 60 показаны эпюры давлений под гусеницами тракторов типа ДТ-75 ($l_k/t_{зв} \geq 22$) и Т-130Б ($l_k/t_{зв} \leq 1,7$);

2) неравномерность натяжения гусеницы по периметру обвода (рис. 61) и неравномерность движения из-за звенчатости гусеницы;

3) движение с дифферентом Δ в сторону, противоположную направлению поступательной скорости (см. рис. 62) из-за увеличивающейся во времени деформации почвы вдоль длины опорной ветви;

4) значительные внутренние механические потери в движителе из-за трения в шарнирах, в осях опорных и поддерживающих катков, на удары и в зацеплении звеньев с ведущими звездочками (рис. 62);

5) дополнительные потери на смятие почвы из-за угловых поворотов звеньев на опорной ветви.

Улучшение опорных, тягово-сцепных и агротехнических свойств гусеничных движителей осуществляется путем уширения и удлинения гусениц (вплоть до создания бесклиренсных гусениц с размером площади пятна контакта $B \times L_{гус}$ в шарнирно-сочлененных гусеничных машинах, где B — габаритная ширина трактора или тягача); заменой металлических башмаков-звеньев на пневматические траки (рис. 63) и использованием резинометаллических гибких лент дополнительно или вместо шарнирных гусениц (рис. 64).

Названные меры позволяют снизить среднее нормальное давление на почву до 20...30 кПа. Одновременно наряду с этим применяют регулирование положения центра давления тракторов, что обеспечивается передвижением

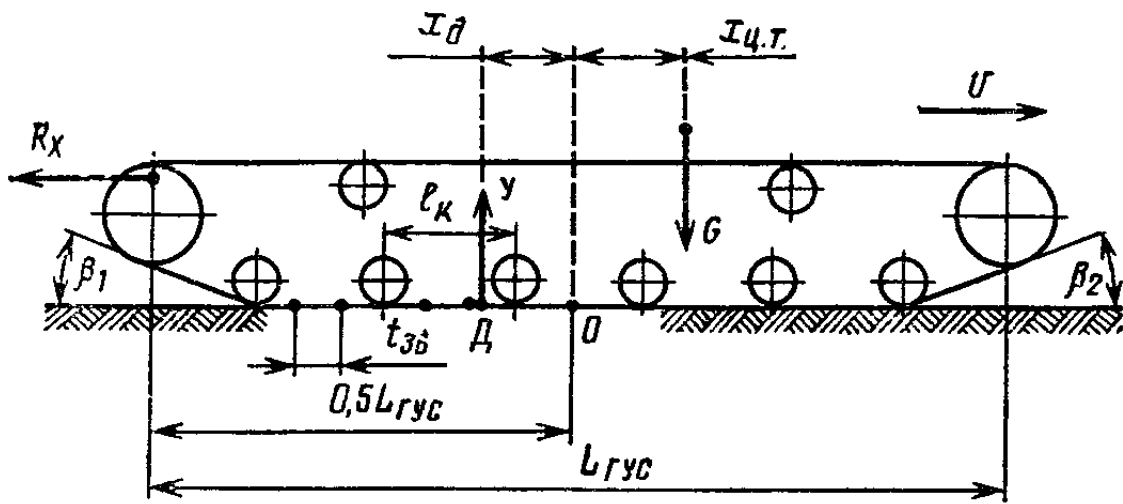


Рис. 59. Параметры гусеничного движителя:

$L_{гус}$ — длина опорной поверхности гусениц; O — середина опорной поверхности гусениц; $X_{ц.т.}$ — продольная координата центра тяжести трактора относительно точки O ; l_k — шаг опорных катков; G — нормальная нагрузка на гусеницы трактора; R_x — тяговое сопротивление орудия; $t_{зб}$ — шаг гусеничных звеньев; D — центр давления (точка приложения результирующей нормальных давлений почвы); X_d — смещение центра давления; β_1, β_2 — углы подъема передней и ведущей ветвей гусениц.

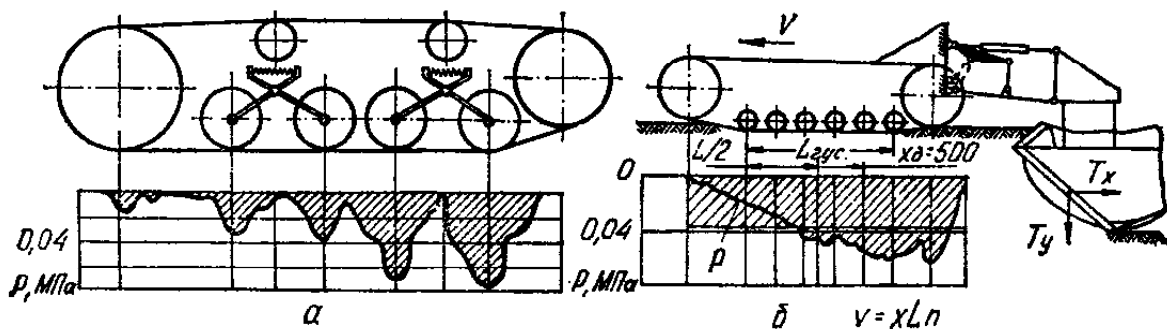


Рис. 60. Эпюры нормальных давлений под гусеницами тракторов ДТ-75(а) Т-130(б).

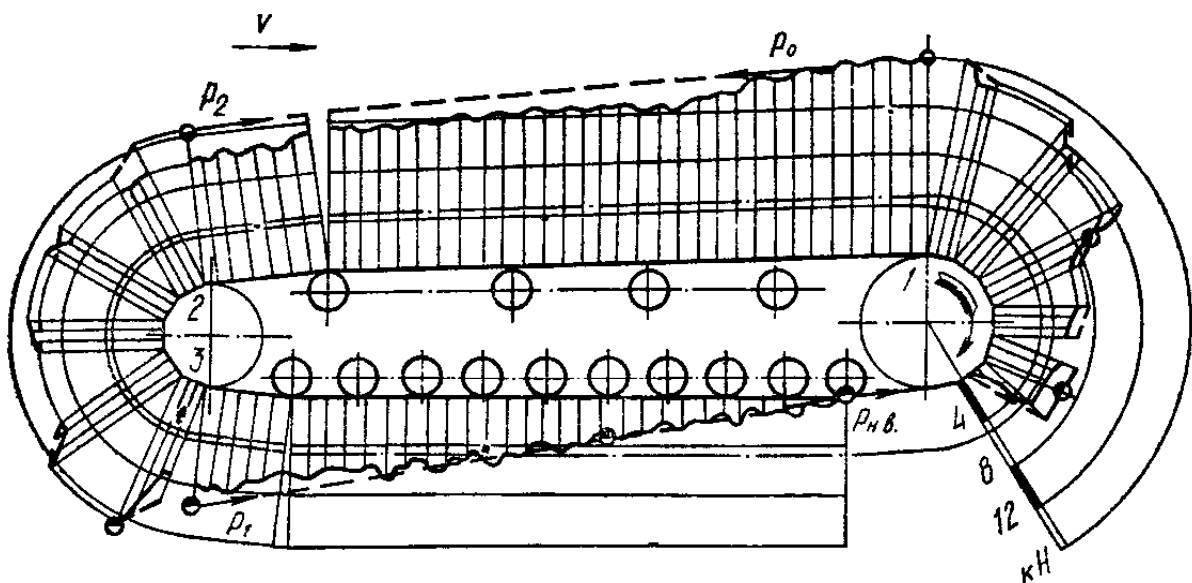


Рис. 61. Эпюры растягивающих гусеницу сил трактора Т-130 при переднем положении ведущей звездочки (задний ход).

Рис. 62. Схема движения гусеничного трактора с дифферентом: $L_{гус}$ — длина опорной ветви; h_{max} — глубина колеи; Q — нормальная нагрузка на гусеницы; $P_{п}$ — сила смятия почвы.

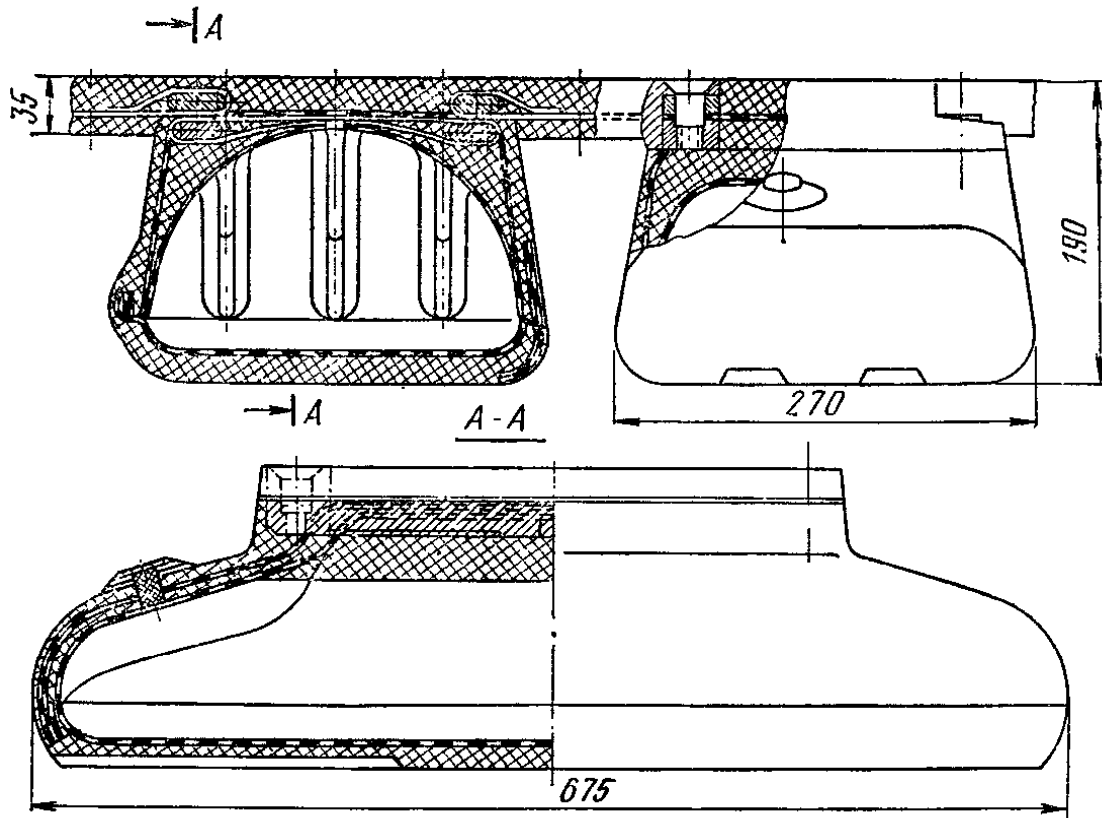
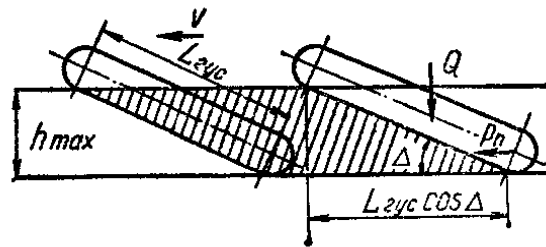


Рис. 63. Пневматический трак.

центра тяжести трактора с помощью подвижных переставляемых блок-противовесов (рис. 65). Эта мера позволяет снизить наибольшее давление под гусеницей до отличающихся от указанных средних не более чем в 1,1...1,2 раза. При таких давлениях вредное уплотняющее воздействие машин на почву практически отсутствует.

§ 4. Подвеска ходовой части

У большинства колесных тракторов роль подвески исполняют только пневмошины низкого давления, обладающие определенной податливостью и демпфированием. У пропашных тракторов, кроме этого, специально подпрессоривается передний мост.

Исследования показывают, что жесткость пневмошин, их способность гасить и поглощать удары, вибрации зависят от площади пятна контакта с почвой и от нормаль-

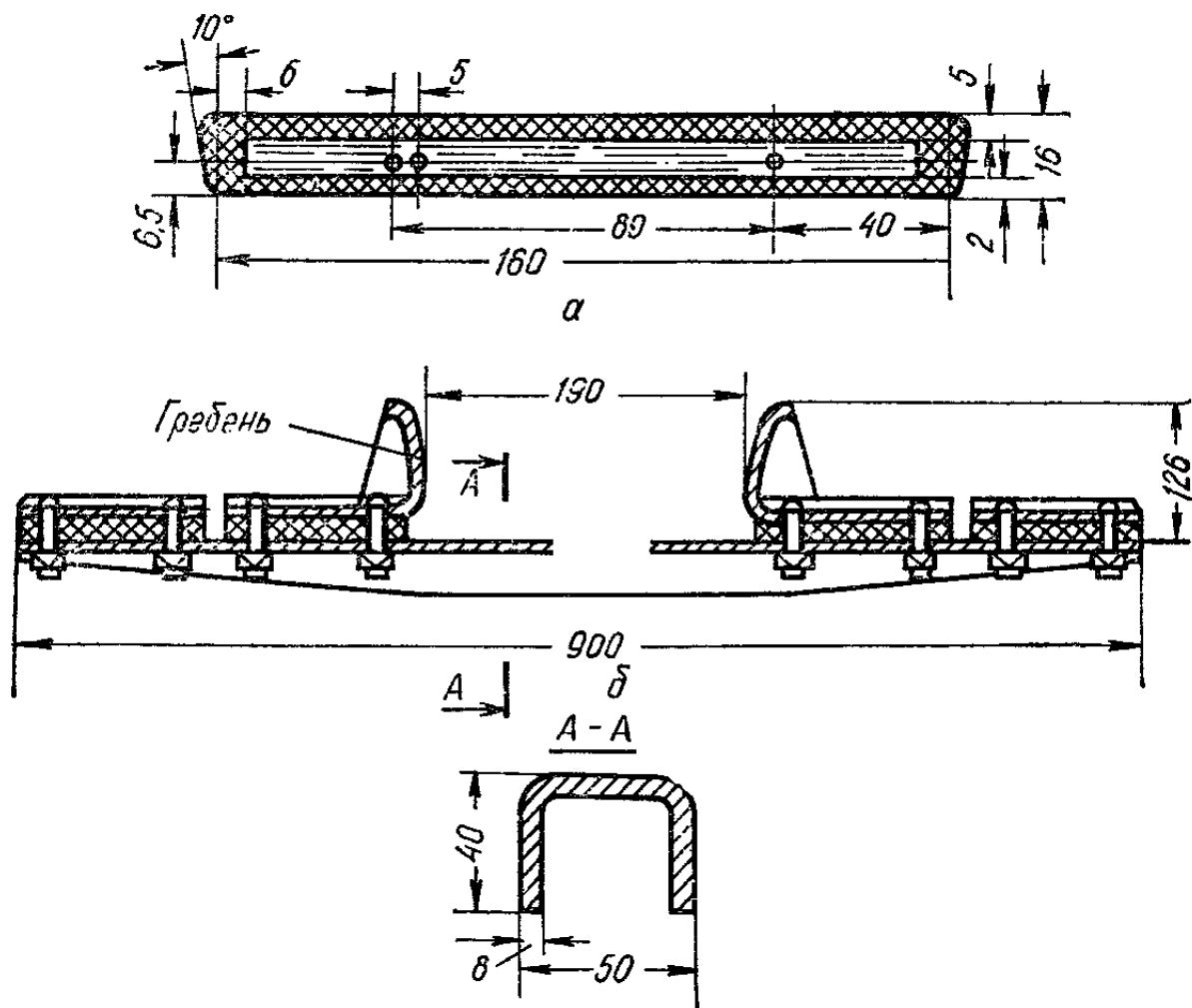


Рис. 64. Резинометаллическая лента:
a — поперечное сечение ленты; *б* — поперечное сечение гусеницы из резинометаллических лент.

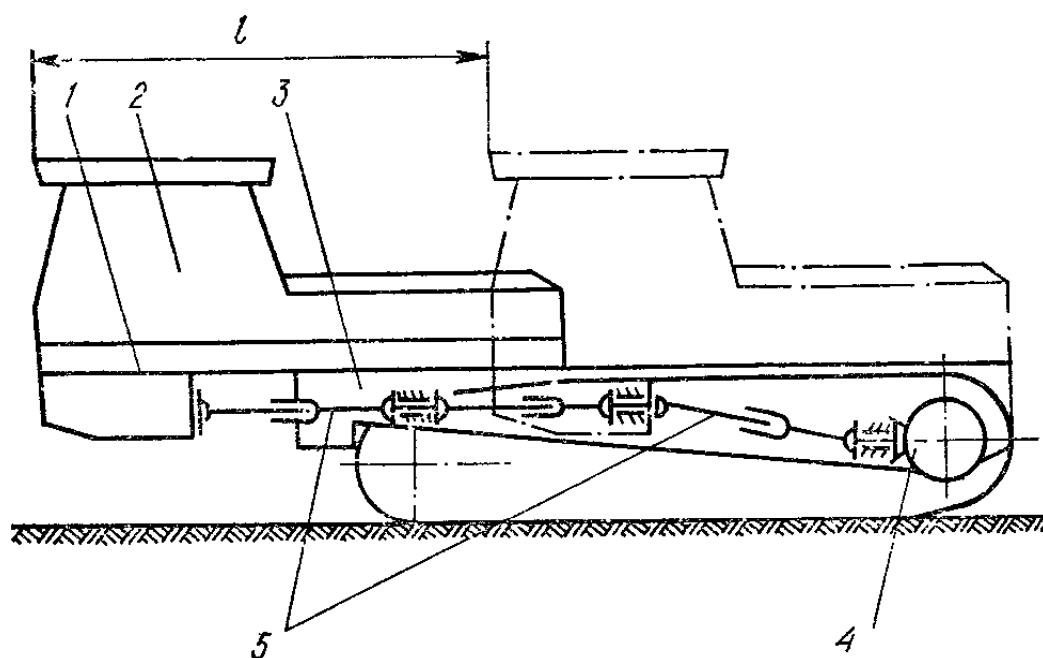


Рис. 65. Схема трактора типа Т-130 с переставляемым блок-противовесом:
1 — рама блок-противовеса; *2* — кабина; *3* — основная рама трактора; *4* — ведущая звездочка и конечный редуктор; *5* — карданные телескопические валы.

ной нагрузки на колесо. Из этого следует, что физико-механические свойства пневмошин следует выбирать исходя из таких условий работы трактора, которые характеризуют наибольшую годовую долю работ. В иных условиях плавность хода будет другой. Применение арочных, широкопрофильных пневмошин с низким давлением улучшает показатели плавности хода тракторов и при скоростях движения не более 30...35 км/ч позволяет отказаться от специальной подвески.

Гусеничные движители подвешиваются к остову трактора через упругие элементы (листовые рессоры, как у тракторов типа Т-100 и Т-130, или цилиндрические пружины в балансирных подвесках тракторов типа ДТ-75) с гасителями колебаний (гидравлические амортизаторы, трение в листах рессор или установка специальных пружин-гасителей).

Колеса автомобилей подвешены обычно к остову вместе с мостами (передним и задним) через рессоры, как

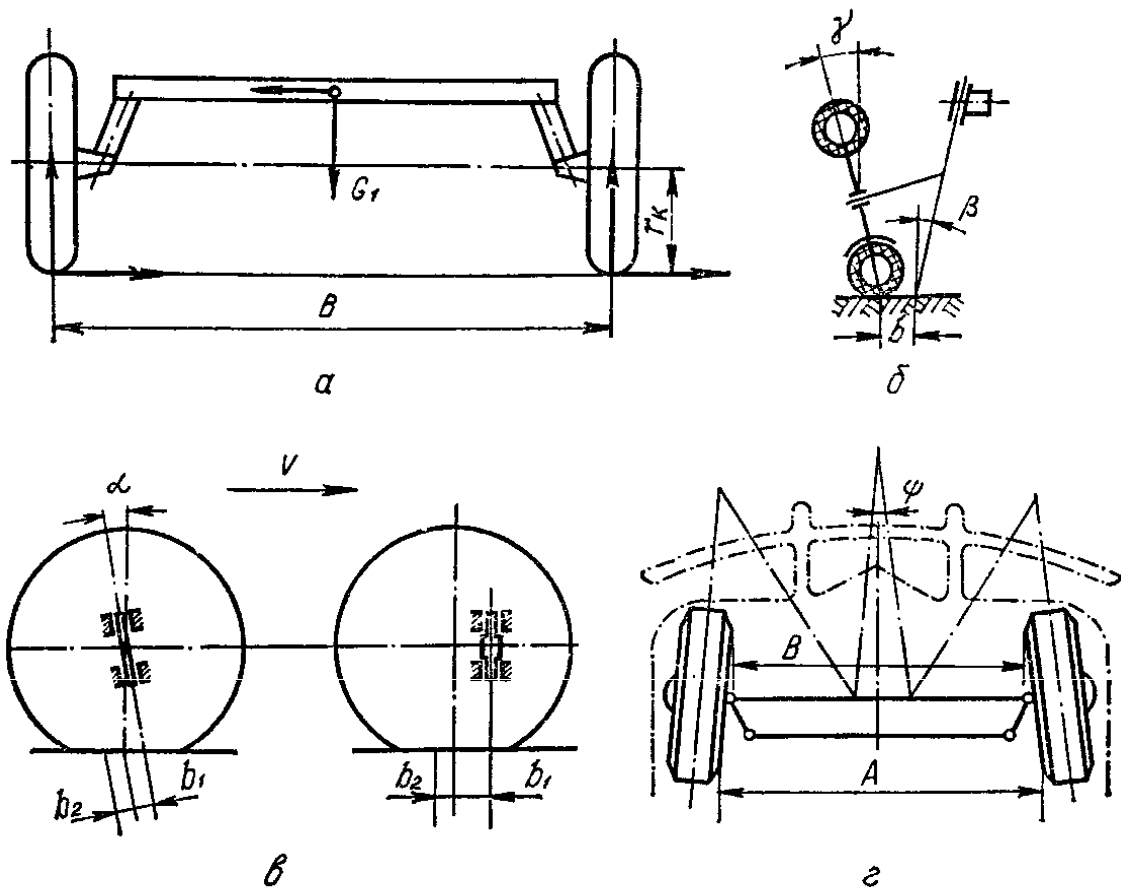


Рис. 66. Углы установки управляемых колес трактора:

a — размеры передней оси силы, действующей на нее; *б* — развал колеса и поперечный наклон шкворня; *в* — продольный наклон и вынос шкворня; *г* — сходимость колес (*A* и *B* — расстояния по внутренним кромкам передних колес, повернутых на угол сходимости $\psi_{сх}$; *v* — направление скорости движения).

правило, листовые. Расчет таких рессор производится исходя из допустимых статических нагрузок на колесо и дополнительных динамических нагрузок, возникающих при низкочастотных колебаниях остова автомобиля при встрече с неровностями дороги.

§ 5. Специальные и соединительные устройства ходовых частей тракторов и автомобилей

У пропашных колесных тракторов класса тяги от 0,6 до 2 передние управляемые колеса установлены на балке передней оси (рис. 66, а) или переднего моста, если колеса ведущие, под определенными углами в продольной, поперечной и горизонтальной плоскостях с целью обеспечения устойчивого прямолинейного движения. Четыре вида углов (α , β , γ , ψ) установки применяют для следующих целей:

1) для устойчивого прямолинейного движения передних колес при небольших внешних воздействиях, возникающих со стороны дороги (поперечный угол β наклона шкворней — рис. 66, б, продольный угол α наклона шкворней — рис. 66, в и угол γ развала колес). Момент реакций почвы (дороги) в пятне контакта всегда возвращает колесо в нейтральное (первоначальное) положение;

2) для уменьшения усилий поворота управляемых колес (развал γ колес и поперечный наклон β у шкворней) и износа шин. Оба угла уменьшают плечо b поворота колеса (см. рис. 66, б);

3) для уменьшения износа шины по ширине (сходимость колес, характеризуемая углом ψ , — рис. 66, г) и нейтрализации поворота колес из-за их развала.

Раздел IV

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ И РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ

Глава 1

ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ

§ 1. Основные направления совершенствования элементов гидравлического оборудования

Рассмотрим основные направления совершенствования элементов гидравлического оборудования новых тракторов и автомобилей.

Насосы. В настоящее время около 90% гидравлических приводов тракторов оборудованы шестеренными и лопастными насосами постоянного рабочего объема (соответственно 56 и 24%). На остальных тракторах используют поршневые насосы преимущественно также постоянного рабочего объема.

Свыше 70% выпускаемых за рубежом тракторов имеют максимальное давление насосов в пределах 14...18 МПа, причем наиболее распространены насосы с давлением 17,5 МПа. У отечественных тракторов этот показатель равен 10...16 МПа.

Таким образом, шестеренные насосы ввиду простоты и технологичности конструкции, меньшей материалоемкости, дешевизны, меньшей чувствительности к загрязнению рабочей жидкости и малых затрат на техническое обслуживание продолжают наиболее широко использовать в гидравлических приводах тракторов и автомобилей.

Средние значения удельной мощности для различных типов насосов составляют: для шестеренных— 3,9...4 кВт/кг, для лопастных— 2,5...2,6, для поршневых с постоянным рабочим объемом — 1,7...1,8 кВт/кг.

До 32% шестеренных насосов от общего числа их выпуска в США рассчитаны на максимальное давление

21 МПа и выше (номинальное 14...17,5 МПа). Уже выпускаются насосы, развивающие давление до 35 МПа.

Частота вращения насосов составляет до 2400 об/мин на гусеничных и до 3500 об/мин на колесных тракторах и автомобилях.

Наиболее характерными являются мощность на выходе насосов до 30 кВт, производительность 100 л/мин и выше. Используются насосы, рассчитанные на расход рабочей жидкости от 30 до 650 л/мин. При этом повышение давления, например, с 10 до 16 МПа позволяет снизить расход жидкости с 580 до 300...360 л/мин. На отечественных сельскохозяйственных тракторах (МТЗ-80, Т-150К, ДТ-75В и др.) в навесных и других системах преимущественно используются шестеренные насосы производительностью 45...90 л/мин.

Иногда в гидравлических системах зарубежных тракторов с двумя ведущими колесами используют сдвоенный гидравлический насос, в корпусе которого размещается поршневой насос с переменной производительностью и шестеренный насос с постоянной производительностью. Первый приводит в действие силовую передачу трактора, а также навесное устройство и периферийную гидросистему;

второй обеспечивает работу механизмов поворота всех колес и торможение.

Характерные особенности шестеренных насосов рассмотрим на примере насоса НШ-32-2 трактора МТЗ-80.

Насос (рис. 67) состоит из корпуса 1, закрытого крышкой 3. В корпусе размещен качающий узел, сос-

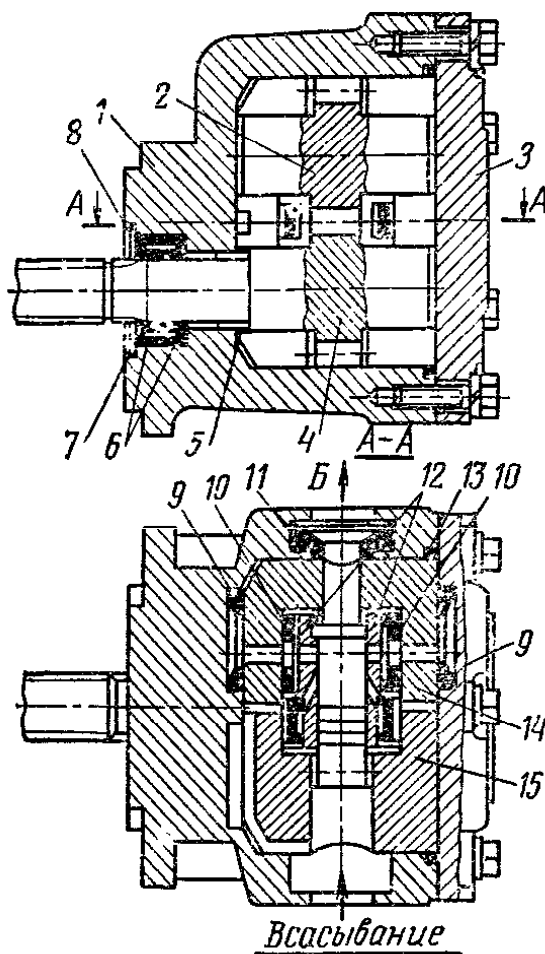


Рис. 67. Конструктивная схема шестеренного насоса НШ-32-2:

1 — корпус; 2 — ведомая шестерня; 3 — крышка; 4 — ведущая шестерня; 5 — центрирующая втулка; 6 — сальник; 7 — опорное кольцо; 8 — стопорное кольцо; 9, 10 и 11 — мажеты; 12 — пластик; 13 — кольцо; 14 — поджимная обойма; 15 — подшпиковая обойма.

стоящий из ведущей 4 и ведомой 2 шестерен, уложенных в подшипниковую обойму 15 (полуцилиндр с четырьмя подшипниковыми гнездами), платиков и манжет торцового уплотнения.

Если смотреть (разрез А — А) со стороны нагнетательного отверстия Б, сверху расположена поджимная обойма 14, опирающаяся на цапфы шестерен и огибающая наружную поверхность зубьев. В зоне нагнетательного отверстия Б давление рабочей жидкости через манжету 11 обеспечивает постоянный поджим уплотняющей обоймы 14 к наружной поверхности зубьев шестерен, обеспечивая тем самым требуемый зазор между наружной поверхностью зубьев и уплотняющей поверхностью обоймы.

Уплотнение по торцам шестерен обеспечивается двумя платиками 12, установленными в углублениях подшипниковой и поджимной обойм.

В зоне манжет 10 торцового уплотнения давлением жидкости осуществляется поджим платиков к шестерням.

В углублениях корпуса 1 и крышки 3 установлены манжеты 9, создающие зоны противодействия с тем, чтобы разгрузить поджимную обойму 14 от напряжений, возникающих со стороны манжет 10.

Следовательно, в насосе НШ-32-2 осуществляется автоматический гидравлический поджим как по торцам зубьев, так и по их поверхностям, что обеспечивает уплотнение зазоров по мере износа деталей качающего узла.

Чтобы во время работы насоса не происходило проворачивания качающего узла, в отверстие корпуса 1 запрессована центрирующая втулка 5. В то же время вал ведущей шестерни 4 уплотняется в корпусе двумя сальниками 6. Первый, внутренний, сальник установлен пружиной наружу, второй — пружиной внутрь корпуса. Фиксация сальников осуществляется опорным 7 и стопорным 8 кольцами. Разъем корпуса с крышкой уплотняется кольцом 13.

Распределители. Моноблочные конструкции продолжают сохранять ведущее место в выпуске золотниковых распределителей. Так, в США в 1980 г. выпущено около 55% моноблочных и 45% распределителей секционного типа.

В настоящее время уже выпускаются распределители с диаметром условного прохода 12,7 мм на номинальное давление 35 МПа. 65,5% всех распределителей, выпускаемых в США, имеют номинальное давление 14...17,5 МПа и 23% — номинальное давление 21 МПа. Давление слива у 46% выпускаемых распределителей не может превышать 2,4 МПа, у 27% — 7...10 МПа, а у остальных оно соответствует давлению нагнетания, что дает возможность применять их в схемах с последовательным соединением. У 85% распределителей предохранительный клапан выполнен в корпусе распределителя.

Потери давления не превышают 3...6% от номинального при нейтральном и рабочем положениях золотников. Распределители сохраняют работоспособность в течение 10^7 рабочих циклов, что соответствует 12...14 тыс. моточасов работы трактора.

До сих пор преобладает ручное управление золотниками распределителей. Так, 84% моделей выпускаемых в США распределителей имеет ручное управление, 11% — электромагнитное и 5% — гидравлическое. Аналогичные показатели имеют отечественные распределители.

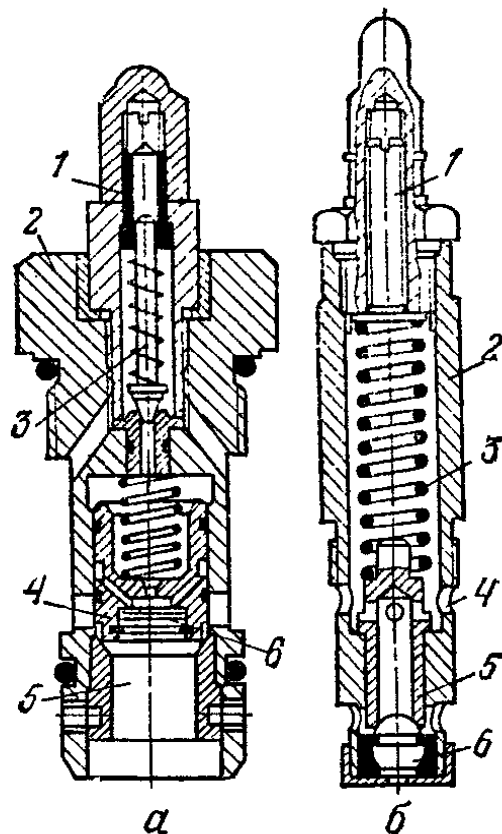
Особенно большое внимание уделяется созданию распределителей, обеспечивающих простоту и удобство управления исполнительными механизмами. Известен [3] селективный распределитель, обеспечивающий раздельное управление несколькими выносными гидроцилиндрами от одной рукоятки. Рукоятка посредством кулисы кинематически связывается с золотником, соответствующим конкретному потребителю.

Система фирмы «Дойтц» (ФРГ) предусматривает с помощью одной рукоятки осуществление не только управления, но и регулирования скорости группы исполнительных механизмов. Рукоятка перемещается в пазах кулисы таким образом, что при ее введении в любой из шести продольных пазов путевой выключатель включает соответствующий этому пазу электромагнит дистанционно управляемых распределителей. Рукоятка связана с дросселем, расположенным в линии питания всех распределителей.

Использование электрогидравлических распределителей позволяет не только усовершенствовать управление, но и сократить количество и длину магистралей благодаря установке распределительной аппаратуры непосредственно у исполнительных механизмов.

Рис. 68. Конструктивные схемы предохранительных клапанов:

a — главного: 1 — регулировочный винт; 2 — корпус; 3 — пилот управления; 4 — плунжерный затвор, 5 — седло, 6 — фильтрующий элемент; *б* — дополнительного: 1 — регулировочный винт; 2 — корпус; 3 — пружина; 4 — отверстие; 5 — плунжерный затвор; 6 — седло.



В настоящее время выпускаются распределители на расход 115...700 л/мин и максимальное давление до 25 МПа. Распределители отечественных тракторов имеют расход до 150 л/мин и максимальное давление — 16 МПа.

Гидрораспределители снабжаются, как правило, главным предохранительным, дополнительными предохранительными и антикавитационными клапанами [6].

В качестве главного предохранительного клапана применяют устройства двух типов — дифференциального или с пилотом управления. На рисунке 68, *a* представлена конструкция клапана с пилотом управления. В корпусе 2 размещается основной плунжерный затвор 4 и пилот управления 3. Настраивают клапаны регулировочным винтом 1. Особенностью клапана является наличие фильтрующих элементов 6 в основном затворе 4. Фильтрующие элементы выполнены в виде круглых металлических сеток с размером ячеек 30 мкм (две сетки) и 100 мкм (две сетки) и предназначены для защиты дроссельных каналов от попадания грязи и продуктов износа деталей гидропривода.

Предохранительный клапан работает следующим образом. При настройке главного клапана, например на давление 14 МПа, пилот 3 управления регулируется на давление 12,6 МПа. При достижении в гидросистеме давления 12,6 МПа клапан 3 смещается от седла, сливая небольшое количество масла в бак. При дальнейшем повышении давления масло продолжает вытекать в бак и при достижении давления более 14 МПа затвор 4 отрывается от седла 5 и основной поток масла направляется в бак.

На рисунке 68, б показана конструкция дополнительного предохранительного клапана, устанавливаемого в одном или двух рабочих выводах корпуса гидравлического распределителя и предназначенного для защиты маслопроводов и цилиндров от пиковых нагрузок при нейтральном положении золотника гидравлического распределителя.

Настройка дополнительных клапанов на давление обычно производится на значение, немного превышающее значение настройки главного предохранительного клапана гидрораспределителя.

Клапан выполнен в виде патрона. В корпусе 2 помещен пустотелый плунжерный затвор 5, опирающийся на сферическое седло 6, и регулировочный винт 1.

Клапан представляет собой устройство дифференциального типа, так как давление масла действует только по кольцевой поверхности, равной разности площадей плунжерного затвора 5 и седла 6, что позволяет уменьшить габариты и жесткость регулировочной пружины 3.

При резком увеличении давления в полости цилиндра затвор 5 смещается, сжимая пружины 3, и масло выпускается через отверстие 4 в бак.

Антикавитационный всасывающий клапан конструктивно выполнен аналогично дополнительному предохранительному клапану и служит для подачи масла из сливной гидролинии в рабочие выводы гидрораспределителя в случае возникновения разрежения в них, устраняя явления кавитации в гидросистеме. При возникновении разрежения давлением масла из сливной гидролинии подвижное седло 6 смещается и поток направляется в рабочие выводы гидрораспределителя.

Гидравлические цилиндры. Современные гидроцилиндры имеют ход до 9 диаметров поршня, рассчитаны на давление до 32 МПа и скорость движения поршня до 1 м/с. При таких давлениях предъявляются повышенные требования к уплотнению поршней и других деталей гидроцилиндров.

Расположение уплотняющих и направляющих элементов в конструкции современных гидравлических цилиндров показано на рисунке 69. В состав уплотнений входят направляющие элементы 1 и 3 с внутренней рабочей поверхностью, тандемное уплотнение 2, прецизионные комбинированные уплотняющие кольца 4 и 5 с маслоъемными манжетами, компактный блок 6 со

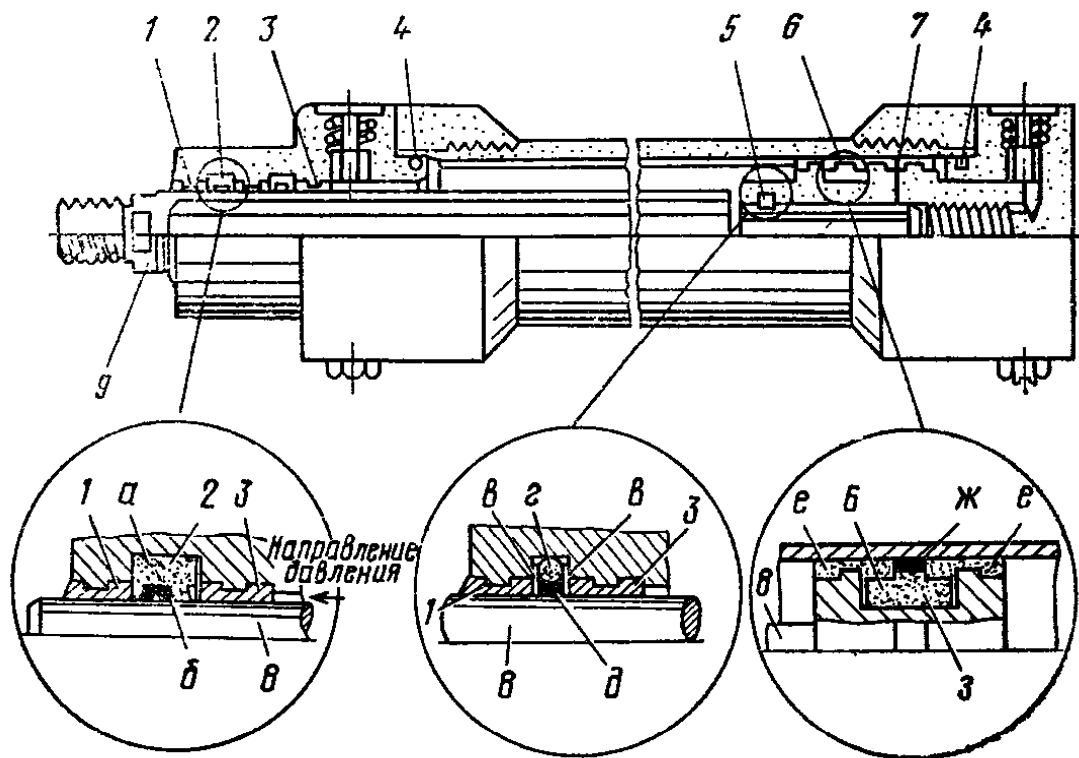


Рис. 69: Гидравлический цилиндр современных тракторов:
 1, 3 и 7 — направляющие элементы; 2 — тандемное уплотнение; 4 и 5 — уплотняющие кольца; 6 — компактный блок.

скользящим плоским кольцом, направляющий элемент 7 с внешней рабочей поверхностью.

Тандемное уплотнение 2 предназначено для герметизации поршня или штока гидроцилиндра в среде гидравлической жидкости на основе минеральных масел. Состоит из двух частей: внешнего полиуретанового кольца *a* с уплотняющей манжетой и внутреннего скользящего кольца *б* из стойкого к истиранию фторопластового компаунда с примесью бронзы. Последнее также имеет уплотняющую манжету.

Тандемное уплотнение в стандартном исполнении рассчитано на долговечную работу (до 10 млн. рабочих ходов) при максимальном рабочем давлении до 30 МПа в диапазоне температур от -30 до $+100^{\circ}\text{C}$ и скорости движения поршня до 1 м/с.

Компактный уплотняющий блок со скользящим кольцом применяется в качестве уплотняющих направляющих элементов для поршней гидроцилиндров двойного действия. Блок состоит из четырех частей: эластичного внутреннего полиуретанового кольца, уплотнения, выполненного из фторопластового компаунда с примесью бронзы, и двух направляющих колец из смеси полиоксиметилена и политетрофторэтилена, отличающихся низ-

ким коэффициентом трения. Применение блока в гидроцилиндрах предназначено для исключения контакта металла поршня с металлом гидроцилиндра.

Комбинированное уплотняющее кольцо круглого сечения в обойме для уплотнения штока гидроцилиндра состоит из одного профилированного скользящего кольца, изготовленного из фторопластового компаунда, одного кольца круглого сечения и двух поддерживающих колец, выполненных из компаунда на основе полиоксиметилена. Форма деталей этого уплотнения выбрана такой, что она надевается на внутреннюю сторону кольца круглого сечения и призвана обеспечивать уплотнение рабочей поверхности без зазора. Функцию уплотнения выполняет профилированное среднее кольцо, прижимаемое к поверхности силой упругости кольца круглого сечения. С применением этого уплотнения трение, возникающее в процессе работы, примерно в четыре раза меньше, чем при использовании резинового уплотнения. После нескольких миллионов ходов этого уплотнения на реальном гидроцилиндре практически не было обнаружено износа уплотнения.

Внешняя утечка через уплотнения штока при испытании без пыли в интервале 0. . . 25 тыс. рабочих ходов составила 0,00015 мл на рабочий ход, при испытании с пылью в интервале 25. . . 33 тыс. рабочих ходов — 0,00018 мл на рабочий ход.

Широко используется уплотнение поршней кольцами из синтетических материалов и другими зарубежными фирмами. Так, на поршне гидроцилиндров тракторов фирмы «Катерпиллер» (США) устанавливают кольцо шириной, равной 0,25. . . 0,35 диаметра поршня, которое является центрирующим элементом, а узкое кольцо (шириной 0,055. . . 0,075 диаметра поршня) служит для обеспечения герметичности в паре поршень—цилиндр. Для уплотнения кольца в канавке под ним устанавливается кольцо из эластичной резины.

Общий КПД таких цилиндров на 3. . . 5% выше по сравнению с КПД цилиндров с манжетными резиновыми уплотнениями, широко используемыми в гидроагрегатах отечественных тракторов и автомобилей.

В гидроцилиндрах отечественных сельскохозяйственных тракторов при использовании в качестве рабочей жидкости масла М10Г потери усилия относительно суммарных при рабочей скорости движения поршня 0,1 м/с,

давлении 10 МПа и температуре рабочей жидкости +50°C распределяются следующим образом: потери усилия, не зависящие от давления и скорости (потери холостого хода), — 3. . . 5% (40. . . 85 Н), потери усилия, зависящие от давления, — 16. . . 17%, потери усилия на преодоление сопротивления вязкости гидравлических сопротивлений (инерционные потери) — 72. . . 75%.

В цилиндрах с применением синтетических уплотнений кольцевого типа все эти потери на 20. . . 30% ниже.

Очевидно, отсюда и основные пути повышения грузоподъемности гидроцилиндров навесных систем тракторов и подъемных механизмов автомобилей-самосвалов: уменьшение гидравлических сопротивлений каналов, применение в уплотняющих элементах поршней и штоков антифрикционных синтетических материалов, использование в качестве рабочей жидкости менее вязких масел, повышение тонкости очистки последних.

Рукава высокого давления (РВД). РВД относятся к числу наиболее ответственных элементов гидропривода, так как они должны обеспечивать надежность гидролиний в условиях изгибных деформаций, сочетающихся с давлением рабочей жидкости. На практике, однако, до 90% отказов гидросистем вызваны отказами РВД (течь, разрыв, перетирание и т. п.).

В настоящее время освоен выпуск РВД с внутренним диаметром 4. . . 75 мм. В связи с тем, что применение крестообразных проволочных оплеток свыше трех практически не позволяет увеличить рабочее давление, в настоящее время выпускаются в основном РВД с числом оплеток от одной до трех и навивок от двух до шести.

Долговечность РВД зависит от правильности их применения, включающего выбор типоразмера рукава, характер монтажа и эксплуатации, регламентируемые ГОСТом.

Для уменьшения перегибов и деформаций рукавов высокого давления широко применяются поворотные соединительные муфты.

Элементы очистки рабочей жидкости. Ранее отмечались причины, вызывающие повышенную тонкость очистки рабочей жидкости. Здесь рассматриваются только пути совершенствования рабочих элементов очистки рабочей жидкости.

Заливные фильтры на всасывании продолжают изготавливать преимущественно из сетки с размером ячейки не менее 150 мкм.

Основные фильтры устанавливают, как правило, в сливных магистралях. Тонкость их фильтрации 10. . . 65 мкм, которую планируется повысить в будущем до 3. . . 5 мкм. Последняя необходима при электрогидравлическом управлении, причем в этом случае фильтр устанавливают в нагнетательной магистрали и он не имеет перепускного клапана.

В фильтрах все шире используют бумажные сменные фильтрующие элементы, потери давления в которых на рабочем режиме составляют 2. . . 15 кПа. Срок службы первого фильтра, установленного после сборки или ремонта гидропривода, 25. . . 250 моточасов, последующих — 500. . . 1000 моточасов. Для контроля степени загрязненности фильтроэлементов широко используются манометры или специальные индикаторы загрязненности.

Зачастую для предварительной прокачки рабочей жидкости через фильтры используют специальные насосы низкого давления.

Для очистки рабочей жидкости от металлических частиц используются (наряду с фильтрами) и магнитные уловители.

Весьма эффективным средством защиты рабочей жидкости от загрязнения продолжает оставаться применение герметичных гидроприводов с избыточным давлением в баке (до 0,2 МПа) с установкой в нем распределителей, клапанов, фильтров, а иногда и насосов. Гидроприводы этого типа устанавливают на всех тракторах ведущих зарубежных фирм («Катерпиллер», «Комацу» и др.).

В том случае, если по условиям компоновки невозможна установка одного бака достаточной вместимости с расположением в нем гидроагрегатов, устанавливают второй для необходимого количества рабочей жидкости.

Так, в баке трактора Д-96 фирмы «Катерпиллер» (США) (рис. 70) установлены следующие гидравлические агрегаты: фильтр 2, индикатор 3 загрязненности, всасывающая труба 4, распределитель 5 перекоса бульдозера, рычаг 6 управления этим распределителем, распределители 7 и 12 соответственно бульдозеру и рыхлителю с рычагами управления 9 и 10, главный предохранительный клапан 8, сливные трубопроводы 11 и 13. Рабочую жидкость заливают через горловину 1.

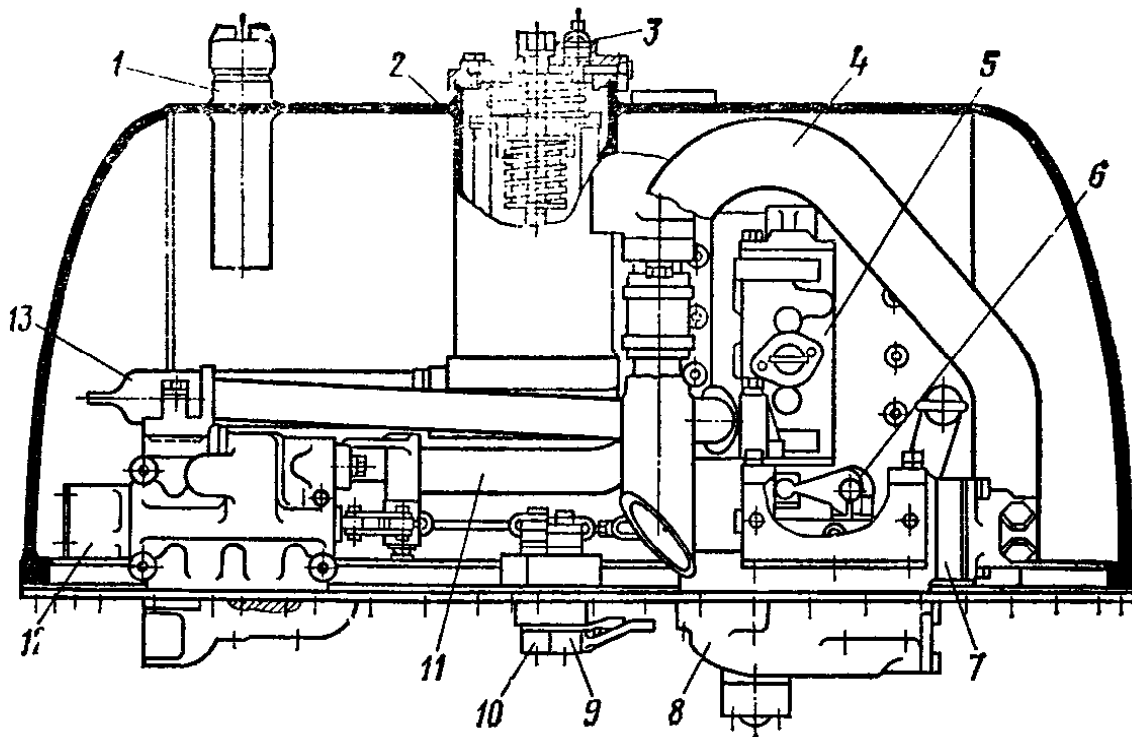


Рис. 70. Баки гидравлических систем зарубежных тракторов: 1 — горловина; 2 — фильтр; 3 — индикатор; 4 — всасывающая труба; 5 — распределитель перекоса; 6 — рычаг; 7 — распределитель бульдозера; 8 — предохранительный клапан; 9 и 10 — рычаги управления; 11, 13 — трубопроводы; 12 — распределитель рыхлителя.

Другим средством защиты рабочей жидкости от загрязнения является применение уровнемеров, позволяющих контролировать уровень жидкости без вскрытия бака, а также использование специальных маслозаправщиков и герметичной малогабаритной тары разового пользования.

§ 2. Гидравлические управляющие устройства систем автоматического регулирования тракторов

Широкое распространение в последнее время получили системы автоматического регулирования (САР) навесных устройств.

САР обеспечивает поддержание заданного режима работы навесных и полунавесных орудий, облегчая и повышая удобство управления ими с места водителя, повышает (на 20...30% на тракторах малой и средней мощности) производительность и экономичность МТА благодаря улучшению тягово-сцепных свойств тракторов, снижению тягового сопротивления орудий, уменьшению динамических нагрузок и экономии топлива.

В настоящее время создаются универсальные конст-

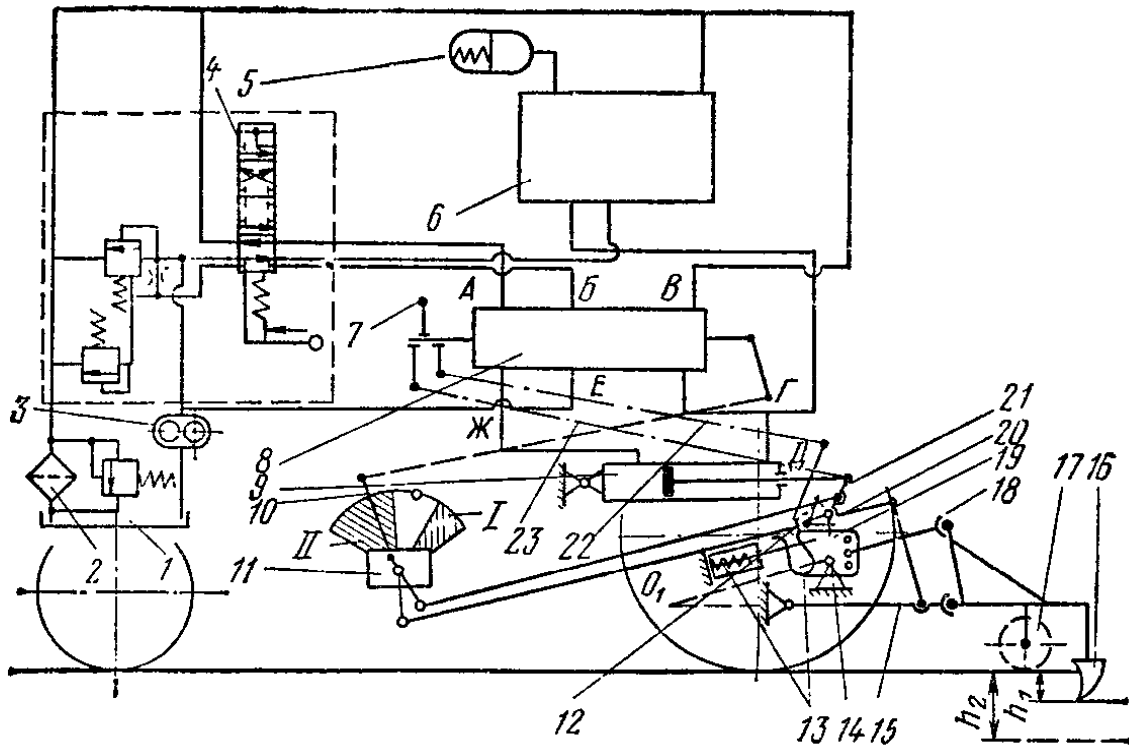


Рис. 71. Принципиальная схема системы автоматического регулирования положения навесных агрегатов трактора МТЗ-80:

1 — бак; 2 — фильтр; 3 — насос; 4 — распределитель; 5 — гидроаккумулятор; 6 — гидроувелнчитель сцепного веса; 7 — рукоятка; 8 — регулятор; 9 — цилиндр; 10 — рукоятка; 11 — переключатель видов регулирования; 12 — промежуточный валнк; 13 — датчик; 14 — палец; 15 — мехаиизм навески; 16 — навесное орудие; 17 — опорное колесо; 18 — тяга; 19 — серьга; 20 — подъемные тяги; 21 — рычаг; 22 и 23 — тяги.

рукции регулятора навесных систем тракторов, обеспечивающих в зависимости от вида агрегатирования и условий работы возможность применения различных видов регулирования: силового, позиционного, комбинированного, высотного с коррекцией вертикальных нагрузок.

Высотное регулирование заключается в установке специального опорного колеса 17 (рис. 71) орудия на различную высоту h относительно рабочих органов 16. Опорное колесо копирует рельеф поля и сохраняет заданную глубину обработки. Гидравлическая навесная система выполняет роль подъемника.

При силовом регулировании наиболее значительно повышается производительность агрегатов (на 25...30%), но получаются большие отклонения от заданной глубины пахоты по сравнению с высотным регулированием (с опорным колесом) на полях с переменными физико-механическими свойствами почвы, так как поддержание заданного значения тягового усилия при силовом регулировании сопряжено с изменением глубины пахоты.

Коэффициенты вариации глубины пахоты навесными плугами составляют при силовом регулировании 10. . . 12%; при высотном — 6. . .9%.

Позиционное регулирование, предназначенное для поддержания заданного положения рабочего орудия относительно трактора, применяется при пахоте, как правило, только с полунавесными плугами. Навесные плуги, имеющие при работе с позиционным регулированием жесткую связь с трактором, выдерживают агротехнические требования по глубине пахоты на очень ровных полях.

Комбинирование силового и позиционного регулирования при достаточно высокой эффективности обеспечивает удовлетворительную равномерность глубины пахоты на полях с плавным рельефом и переменными физико-механическими свойствами почвы. Особенно широкое распространение получили комбинированные системы с изменяемой пропорцией смешения сигналов, например от силового до позиционного. Другим направлением является применение нескольких (двух, трех) фиксированных соотношений сигналов.

Расширяется применение корректоров вертикальных нагрузок (догружателей ведущих колес), обеспечивающих поддержание заданного давления в гидроцилиндре навесного устройства. При наличии других видов регулирования (силового, позиционного, комбинированного) корректоры повышают универсальность САР, расширяют возможность использования агрегата в различных условиях.

Работа гидронавесной системы при использовании силового регулятора δ основана на том, что тяговое сопротивление навесного орудия 16 в известных пределах поддерживается постоянным. А так как тяговое сопротивление в достаточной степени пропорционально глубине обработки почвы при постоянной ширине захвата, то система силового регулирования обеспечивает и заданную глубину хода рабочих органов навесного орудия.

На тракторах МТЗ-100 и МТЗ-80 при работе силового регулятора поддерживается в требуемых пределах усилие в центральной тяге 18 и, следовательно, тяговое сопротивление орудия 16 и глубина h обработки почвы. Датчик 13 , установленный в серье 19 и воспринимающий растягивающее усилие в тяге 18 , связан с золотни-

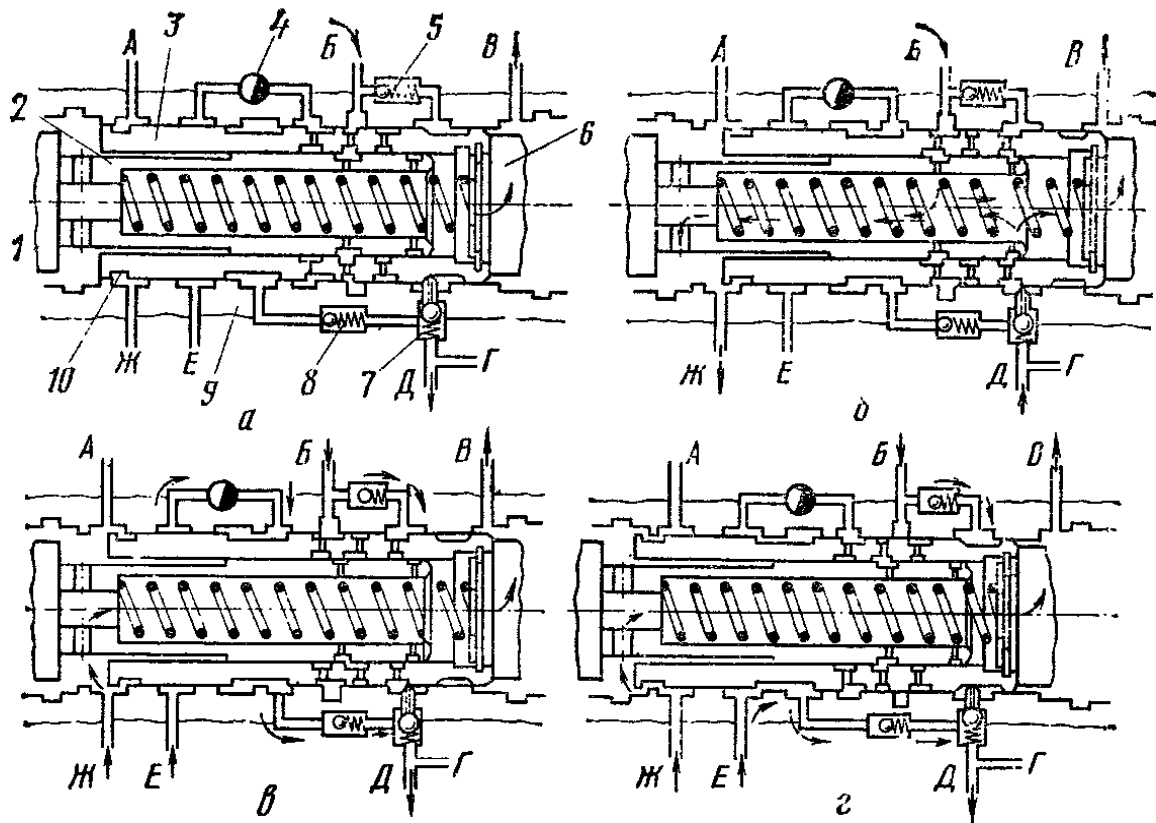


Рис. 72. Схема работы силового (позиционного) регулятора:

а — регулятор выключен; *б* — подъем навесного орудия регулятором; *в* — коррекция на опускание; *г* — коррекция на подъем; 1 и 6 — гайки; 2 — золотник; 3 — гильза; 4 — регулирующий край; 5 — обратный клапан; 7 и 8 — запорные клапаны; 9 — корпус; 10 — пружина.

ком силового регулятора 8, управляющим положением поршня цилиндра 9.

При использовании позиционного регулятора навешенное на механизм 15 навески орудие 16 удерживается в заданном положении относительно остова трактора. В этом случае датчиком, определяющим положение механизма навески, является рычаг 21, шарнирно связанный со штоком поршня цилиндра 9.

В случае работы с регулятором вся масса рабочего орудия и вертикальная сила, действующая на него, передаются на трактор, увеличивая нагрузку на ведущие колеса.

Силовой регулятор 8 трубопроводами соединен с нагнетательной магистралью насоса 3 (параллельно с распределителем 4), с полостями опускания и подъема золотника распределителя 4, а также с каналом управления последнего. С баком 1 регулятор соединен через сливной трубопровод гидроувеличителя 6 сцепного веса и фильтр 2, с цилиндром 9 — через запорные устройства рукавами высокого давления.

В корпусе 9 (рис. 72) регулятора расположена подвижная гильза 3, а внутри ее — золотник 2. Пружина 10 отжимает золотник и гильзу в противоположные стороны к соответствующим гайкам 1 и 6. Положение гильзы в корпусе определяется рукояткой 10 (см. рис. 71) переключателя 11 видов регулирования. При перемещении рукоятки по сектору через систему рычагов и тягу движение передается винту и далее поступательно движущейся в пазах корпуса гайкой 6 (см. рис. 72) гильзе 3.

Золотник 2 управляется (перемещением в гильзе) от сигналов силового 13 (см. рис. 71) или позиционного 21 датчика через тяги 23 и 22.

Датчик силового регулирования размещен в кронштейне поворотного вала механизма 15 навески. Усилие, возникающее в центральной тяге 18 при работе с навесным орудием 16, передается серьге 19, которая может поворачиваться вокруг пальца 14. Усилие сжатия воспринимается пластинчатой пружиной, усилие растяжения — четырьмя цилиндрическими пружинами, установленными в расточке кронштейна навески. Усилие от деформации пружин передается на промежуточный валик 12 поводком, приваренным к серьге 19, и далее через тягу 22 золотнику 2 (см. рис. 72) регулятора.

В качестве датчика позиционного регулирования используется поворотный рычаг 21 (см. рис. 71), связанный со штоком цилиндра 9. При перемещении последнего сигнал передается через тягу 23 на золотник 2 (см. рис. 72).

При управлении гидросистемой силовым регулятором рукоятки распределителя устанавливаются в нейтральное положение, а гидроувеличителя сцепного веса — в позицию «Заперто» или «ГСВ выключен».

Рассмотрим работу системы при некоторых положениях рукоятки управления регулятором.

Рукоятка 10 в положении I «Регулятор выключен» (см. рис. 71). Управляют гидронавесной системой посредством распределителя 4 и гидроувеличителя 6 сцепного веса. Гильза 3 (см. рис. 72, а) регулятора установлена так, что канал Е от насоса перекрыт, канал Б управления соединен перепускным клапаном распределителя со сливом, канал Ж полости опускания цилиндра соединен кольцевой выточкой в корпусе с каналом А распределителя, запорные клапаны 7 и 8 перекрывают выход масла из цилиндра.

При подъеме механизма задней навески масло от распределителя 4 (см. рис. 71) через гидроувеличитель 6 по каналам Г и Д (см. рис. 72, а) поступает в подъемную полость цилиндра 9 (см. рис. 71), минуя регулятор 8. Из полости опускания цилиндра масло через корпус регулятора направляется в распределитель (через каналы Ж и А) и далее на слив в бак 1.

Рукоятка 10 в зоне II регулирования. Гильза 3 (см. рис. 72, б) регулятора устанавливается в заданное положение рукояткой 10 (см. рис. 71), а золотник 2 (см. рис. 72, б) силовым или позиционным датчиком (в зависимости от включенного вида регулирования рукояткой 7) (см. рис. 71) в нейтральное положение относительно гильзы. Канал В (см. рис. 72, б) перепускного клапана через гильзу и золотник соединен со сливом. Подъемная полость гидроцилиндра отъединена от гидросистемы обратными клапанами 7 и 8, золотником 2 и гильзой 3.

Если глубина обработки почвы увеличивается, возрастает тяговое сопротивление орудия, а следовательно, и растягивающее усилие в центральной тяге 18 (см. рис. 71), что вызовет деформацию пружины датчика 13. В результате через поводок, промежуточный валик 12 и тягу 23 переместится золотник 2 (см. рис. 72, б) регулятора. Последний частично или полностью перекроет канал В управления и масло от насоса через обратные клапаны 7 и 8 направится в цилиндр. В результате подъема навесного орудия 16 (см. рис. 71) уменьшится глубина обработки, изменится усилие натяжения пружин датчика 13 и тяга 23 установит золотник регулятора в плавающее положение.

При работе тракторов с сельскохозяйственными машинами возникает необходимость в корректировании нагрузок на опорные колеса навесного агрегата в соответствии с условиями работы.

Простейший способ — изменение угла наклона верхней тяги 18 навесного устройства (регулируется положение мгновенного центра O_1 вращения навесной машины). По этому принципу действуют механические догрузатели ведущих колес (ДВК) тракторов ЮМЗ-6Л, Т-40М.

Более доступный способ — использование для этих целей гидроподъемников (тракторы МТЗ-100, МТЗ-80).

Например, давление 2,5 МПа в цилиндре 9 увеличивает нагрузку на заднюю ось трактора МТЗ-80 при работе с плугом на 4000. . . 5000 Н. Увеличение давления

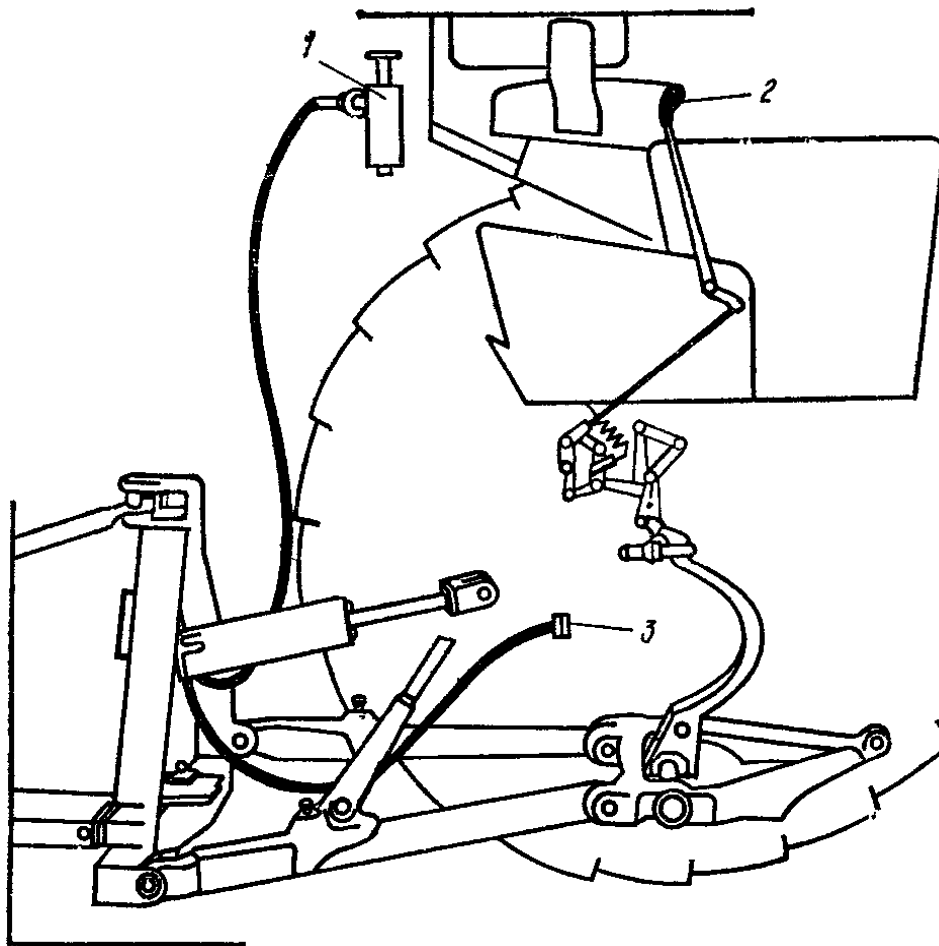


Рис. 73. Догрузатель ведущих колес трактора фирмы «Джон Дир» (США):

1 — указатель догрузки; 2 — рычаг; 3 — силовой датчик.

в цилиндре 9 на 0,1 МПа снижает буксование трактора примерно на 1%. Таков общий принцип работы ГСВ.

Гидрокорректор с регулированием по тяговому сопротивлению (рис. 73) применен на тракторе «Джон Дир» 4230 (США), на котором используется сигнал силового датчика 3 (усилие в нижних тягах) для автоматического изменения давления подпора, контролируемого визуально по манометру. Догрузку колес контролируют по указателю догрузки 1, установленному в кабине трактора. Для управления гидрокорректором служит рычаг 2.

§ 3. Возможные неисправности гидравлического оборудования и уход за ним

Техническое обслуживание гидрооборудования заключается прежде всего в периодическом наблюдении за герметичностью уплотнений и соединений маслопроводов и корпусных деталей гидроагрегатов, в своевременном устранении выявленных неисправностей.

Таблица 6. Возможные неисправности гидравлической насосной системы и способы их устранения

Причины	Способы устранения
Навешенная машина не поднимается	
<p>Не включен насос Самопроизвольное выключение насоса</p>	<p>Включить насос Заменить фиксатор или пружину фиксатора механизма включения насоса</p>
<p>В масляном баке мало масла</p>	<p>Долить масло до середины масломерного стекла</p>
<p>Холодное масло</p>	<p>Прогреть масло до 30°C путем попеременной установки рычага распределителя в положение «Подъем» и «Опускание»</p>
<p>В гидравлическую систему попал воздух</p>	<p>Установить поршень цилиндра сначала в заднее, а затем в переднее положение, отпустить пробки-заглушки в крышке цилиндра и выпустить воздух</p>
<p>Засорен замедлительный клапан гидроцилиндра</p>	<p>Снять наставку на крышке цилиндра и промыть клапан</p>
<p>На рабочей кромке гнезда перепускного клапана распределителя находятся посторонние частицы</p>	<p>Вынуть перепускной клапан, очистить, промыть и установить на место</p>
<p>Хвостовик (цилиндрическая часть) перепускного клапана распределителя туго ходит в направляющей или совершенно неподвижен</p>	<p>Промыть, очистить и смазать клапан и направляющую, добиваясь свободного их взаимного перемещения</p>
Отсутствует автоматический возврат рычагов распределителя из рабочих положений	
<p>Давление срабатывания предохранительного клапана равно или ниже давления срабатывания автоматического устройства</p>	<p>Отрегулировать предохранительный клапан и проверить по манометру: давление срабатывания клапана должно быть 13...14 МПа</p>
<p>Засорен фильтр (сетка) автоматического устройства распределителя</p>	<p>Снять распределитель, вынуть золотник, разобрать его и промыть внутренний фильтр</p>
<p>Заедание золотника в корпусе распределителя</p>	<p>Промыть золотник</p>
<p>Неисправен насос, не обеспечивает заданную подачу при определенном давлении</p>	<p>Заменить насос</p>

Причины	Способы устранения
Рычаг распределителя не фиксируется при установке в положение «Подъем»	
<p>Неправильно подобран навешиваемый агрегат</p> <p>Завышенное сопротивление почвы при выглублении рабочих органов</p> <p>Заниженное давление срабатывания автоматики распределителя</p>	<p>Уменьшить массу</p> <p>Проверить правильность величины заглубления</p> <p>Отрегулировать гильзу золотника на давление 11...12,5 МПа</p>
Навешенная машина поднимается и опускается рывками	
<p>Подсос воздуха через сальник, уплотнительное кольцо выпускного патрубка или соединения маслопровода с баком и насосом</p> <p>Мало масла в баке гидравлической системы</p>	<p>Проверить герметичность соединений, при необходимости заменить уплотнения</p> <p>Довести уровень масла до середины масломерного стекла</p>
Навешенная машина не удерживается в поднятом положении	
<p>Износилось уплотнительное кольцо поршня</p> <p>Износился золотник или корпус распределителя</p>	<p>Снять силовой цилиндр и заменить уплотнительное кольцо поршня</p> <p>Перейти на другой золотник или заменить распределитель</p>
Увеличение уровня масла в коробке передач	
<p>Течь масла через манжетное уплотнение гидравлического насоса</p>	<p>Заменить манжетное уплотнение гидравлического насоса</p>
Масло и пена выбрасываются через сапун масляного бака	
<p>Подсос воздуха через манжету насоса, уплотнительное кольцо поворотного угольника в магистрали всасывания или в соединении маслопровода с баком и насосом</p> <p>Ненормальный уровень масла в баке</p>	<p>Заменить манжету или уплотнительное кольцо, проверить герметичность всасывающего маслопровода</p> <p>Довести уровень до середины масломерного стекла</p>

Причины	Способы устранения
---------	--------------------

Подтекание масла

*по разъему верхней и нижней крышки
с корпусом распределителя*

<p>Отвернуты болты или гайки шпилек Разрушены прокладки Засорен фильтр гидравлической системы, слив происходит через предохранительный клапан фильтра</p>	<p>Завернуть болты или гайки шпилек Заменить прокладки Промыть фильтр гидравлической системы</p>
---	--

по сферам рычагов распределителя

<p>Изношено уплотнительное кольцо Засорен фильтр гидравлической системы</p>	<p>Заменить уплотнительное кольцо Промыть фильтр гидравлической системы</p>
---	---

по штуцерам распределителя и насоса

<p>Изношено уплотнительное кольцо</p>	<p>Подтянуть штуцер или отвернуть штуцер и заменить уплотнительное кольцо</p>
---------------------------------------	---

На кронштейнах, удерживающих верхнюю ось навески, появляются трещины

<p>Неправильно отрегулированы ограничительные цепи (при поднятии машины натягиваются)</p> <p>Рычаг штока жестко соединен с левым подъемным рычагом, используется принудительное опускание при установленной скобе</p>	<p>Отпустить регулировочные муфты цепей, поднять навеску с орудием в верхнее положение и отрегулировать цепи так, чтобы концы продольных тяг имели боковое качание до 20 мм в каждую сторону</p> <p>Снять прицепную скобу, вынуть палец соединения штока и подъемного рычага. Не допускать силового заглубления. При опускании машин ставить рычаг распределителя только в положение «Плавающее»</p>
---	--

Глава 2

РАБОЧЕЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

§ 1. Механизмы отбора мощности

На сельскохозяйственных тракторах для передачи мощности к рабочим орудиям активного типа применяются валы отбора мощности (ВОМ), имеющие чаще всего механический привод.

Параметры ВОМ сельскохозяйственных тракторов отечественного производства регламентируются ГОСТом.

Таблица 7. Технические характеристики ВОМ

Тип хвостовика	Тяговое усилие трактора, кН	Частота вращения, об/мин	Мощность, передаваемая хвостовиком, кВт, не более
1	6...40	540	60
2	6...20	1000	92

В зависимости от типа хвостовики ВОМ имеют различное число (8 и 21) и форму шлицев (прямобочные или эвольвентные).

Тракторы класса тяги 2 (тяговое усилие — 20 кН) должны иметь две частоты вращения хвостовика ВОМ — 540 и 1000 об/мин. С этой целью в приводе ВОМ устанавливают редуктор с двумя ступенями (МТЗ-80) или предусмотрены сменные шестерни (Т-150К, Т-150).

Включают ВОМ чаще всего при помощи многодисковой фрикционной муфты мокрого типа с гидравлическим (зарубежные тракторы, Т-150К и Т-150) или механическим (ДТ-75В и др.) управлением.

Обязательное для задних ВОМ отечественных сельскохозяйственных тракторов — независимый привод. По согласованию с потребителем для тракторов класса тяги от 0,6 до 2 может устанавливаться синхронный привод ВОМ с различной частотой вращения хвостовиков (3,3...3,5 об/м расчетного пути и 6,1...6,5 об/м расчетного пути). В этом случае на тракторах устанавливают комбинированный ВОМ, который может иметь как независимый, так и синхронный привод.

Независимый привод связан непосредственно с маховиком двигателя, что обеспечивает постоянную частоту

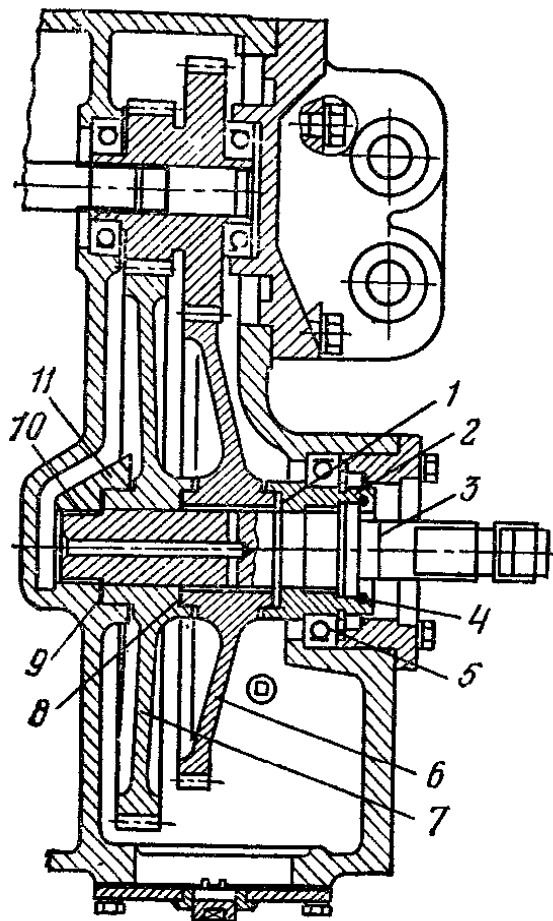


Рис. 74. Конструктивные схемы заднего ВОМ трактора «Форд 8000» (США):

1, 8 и 9 — шайбы; 2 — втулка; 3 — хвостовик; 4 — стопорное кольцо; 5 — подшипник; 6 и 7 — шестерни; 10 — подшипник; 11 — прилив.

ту вращения ВОМ независимо от скорости движения трактора, а также от того, включена или выключена муфта сцепления.

Синхронный привод связан с коробкой передач трактора и частота вращения ВОМ определяется включенной передачей, т. е. скоростью движения трактора. В этом случае частота вращения ВОМ, приходящаяся на 1 м пройденного пути, для данного

трактора — постоянная величина.

На зарубежных тракторах изменение частоты вращения ВОМ осуществляется по-иному. В соответствии с международными стандартами хвостовики ВОМ, рассчитанные на 540 и 1000 об/мин, имеют разное число шлицев (соответственно 6 и 21). Переналаживают ВОМ с частоты вращения 540 на 1000 об/мин либо заменой хвостовика (тракторы фирм «Джон Дир» и «Форд»), либо путем переворота его на 180° и установки в редуктор то одним, то другим концом (тракторы фирм «Аллис — Чалмерс», «Мэсси — Фергюсон»).

На тракторах фирм «Форд» и «Джон Дир» применяют другой способ переналадки редуктора ВОМ, обеспечивающий более быструю смену хвостовика. Например, для переналадки ВОМ трактора «Форд 8000» с частоты вращения 540 на 1000 об/мин (рис. 74) достаточно снять стопорное кольцо 4, вынуть шестишлицевый хвостовик 3 и установить вместо него другой (с 21 шлицем), имеющийся в комплекте запчастей к трактору, после чего установить стопорное кольцо 4 на место. Поскольку уровень масла в редукторе ВОМ значительно ниже оси вращения шестерен, масло при смене хвостовика через открытое отверстие не вытекает.

Изменение частоты вращения ВОМ при смене хвостовика обеспечивается тем, что при установке в редуктор эти хвостовики сцепляются с разными шестернями. Так, хвостовик, имеющий на заднем конце шесть шлицев для присоединения сельскохозяйственных машин, рассчитанных на частоту вращения ВОМ 540 об/мин, при установке в редуктор соединяется своим передним концом с внутренними шлицами в ступице ведомой шестерни 7 низшей ступени, а хвостовик с 21 шлицем, предназначенный для привода сельскохозяйственных машин с частотой вращения ВОМ 1000 об/мин, — с ведомой шестерней 6 высшей ступени.

Представляет интерес способ фиксации шестерен 7 и 6 в редукторе ВОМ при отсутствии хвостовика ВОМ в момент переналадки. Передняя часть ступицы шестерни 7 входит в гнездо прилива 11 в передней стенке отсека редуктора ВОМ. Длина сопрягаемой поверхности гнездо — ступица шестерни обеспечивает консольное удержание шестерни 7 в гнезде прилива 11 при отсутствии остальных деталей. С другой стороны ступицы шестерни 7 имеется расточка, в которую заходит передняя часть ступицы шестерни 6. Задний конец ступицы шестерни 6 входит в расточку втулки 2, установленной на шарикоподшипнике 5 в корпусе заднего моста. Осевые перемещения шестерни 7 и 6 ограничены шайбами 9, 8 и 1, установленными в гнезде прилива 11, в расточках шестерен 7 и втулки 2 и выполняющими роль упорных подшипников. При установке в редуктор хвостовика ВОМ последний своим передним концом опирается на игольчатый подшипник 10, а в средней части — на втулку 2, образуя тем самым жесткую опору ведомой шестерни, через которую передается момент (в данном случае 7). Другая шестерня 6 при этом свободно вращается в расточках шестерен 7 и втулки 2. Аналогичный способ фиксации шестерен в момент переналадки используется и в редукторе ВОМ тракторов фирмы «Джон Дир» (США).

В последние годы на мощных зарубежных сельскохозяйственных тракторах колесной формулы 4×4 начал получать распространение гидростатический привод ВОМ (рис. 75). Он включает регулируемый насос 11 аксиально-поршневого типа с приводом непосредственно от двигателя 6, нерегулируемый аксиально-поршневой гидромотор 4, бак 9 для рабочей жидкости, фильтр 10, охла-

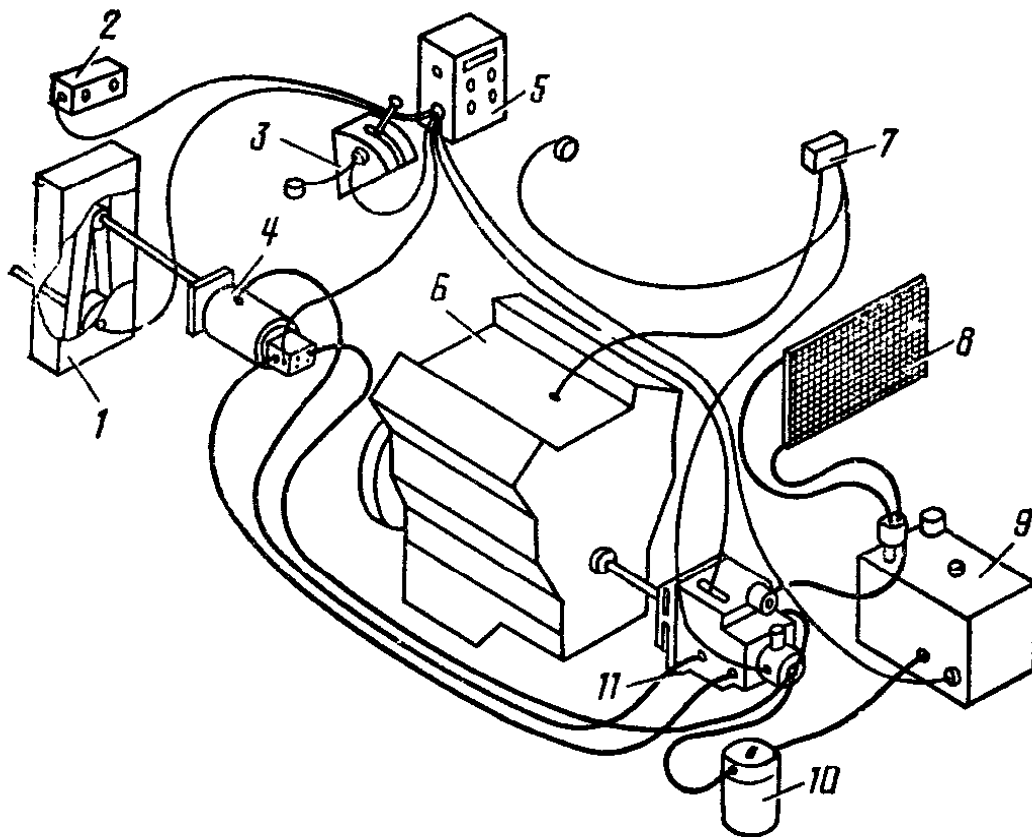


Рис. 75. Конструктивная схема ВОМ с гидростатическим приводом:
 1 — хвостовик; 2 — выносной пульт; 3 — рукоятка; 4 — гидромотор; 5 — электронное устройство; 6 — двигатель; 7 — система защиты; 8 — охладитель; 9 — бак; 10 — фильтр; 11 — насос.

датель 8 и электронно-гидравлическое управление, обеспечивающее работу ВОМ как в режиме постоянной выходной мощности на хвостовике 1 (77,2 кВт), так и в режиме постоянной частоты его вращения (1000 об/мин), причем в последнем случае в условиях отсутствия неполной и полной нагрузки.

Частоты вращения хвостовика ВОМ регулируют изменением рабочего объема насоса 11.

Электронно-гидравлическое управление гидростатическим приводом ВОМ осуществляется посредством электрогидравлического механизма, встроенного в насос, и датчика давления, размещенного на гидромоторе. Основным элементом — электронное управляющее устройство 5. Кроме того, в состав электронно-гидравлического управления входят система защиты ВОМ от перегрузки, система 7 защиты, отключающая подачу топлива в двигатель при падении давления подпитки в гидроприводе ВОМ, система световой и звуковой сигнализации, а также индикатор частоты вращения хвостовика ВОМ и индикатор нагрузки.

При работе ВОМ в режиме, когда отбор мощности с

хвостовика превышает 77,2 кВт, система сигнализации срабатывает и загорается лампочка на приборном щитке в кабине водителя. При дальнейшем повышении нагрузки на хвостовик ВОМ (при мощности 91,9 кВт) в дополнение к световому сигналу включается звуковой сигнал, после чего ВОМ продолжает работать в течение 6 с и автоматически отключается (срабатывает система защиты ВОМ от перегрузки). При повышении температуры в гидросистеме привода ВОМ выше нормы также срабатывает световая сигнализация.

Достоинство гидростатического привода ВОМ — возможность реверсирования вращения хвостовика ВОМ, которое бывает необходимо при забивании сорной массой рабочих органов агрегируемой с трактором сельскохозяйственной машины или орудия с активными рабочими органами.

В электронно-гидравлическом управлении (см. рис. 75) предусмотрен выносной пульт 2 (длина кабеля 6,1 м), позволяющий оператору, находящемуся вне кабины, отключать гидростатический привод ВОМ при работе тракторного агрегата на стационаре. Возможно и ручное управление скоростным режимом хвостовика ВОМ рукояткой 3 (в тех случаях, когда по эксплуатационным условиям целесообразно работать с частотой вращения хвостовика менее 1000 об/мин).

В настоящее время около 20% мирового производства тракторов имеет передний ВОМ (помимо заднего) и около 10% — дополнительно еще и боковой ВОМ. Привод задних и боковых ВОМ обычно рассчитан на передачу всей мощности двигателя.

§ 2. Прицепные устройства

Прицепное устройство современных тракторов состоит из левого 1 (рис. 76) и правого 5 прицепных бугелей, каждый из которых прикреплен четырьмя болтами 2 к кронштейнам бугелей навесной системы; прицепной скобы 8, упряжной вильчатой серьги 7, пальцев 3, крепящих прицепную скобу, пальцев 6, крепящих упряжную серьгу, и шкворня 4. В зависимости от типа агрегируемых с трактором машин и орудий упряжная серьга 7 может устанавливаться шарнирно с соединением одним пальцем 6 или жестко с помощью дополнительного пальца, устанавливаемого во второе отверстие на

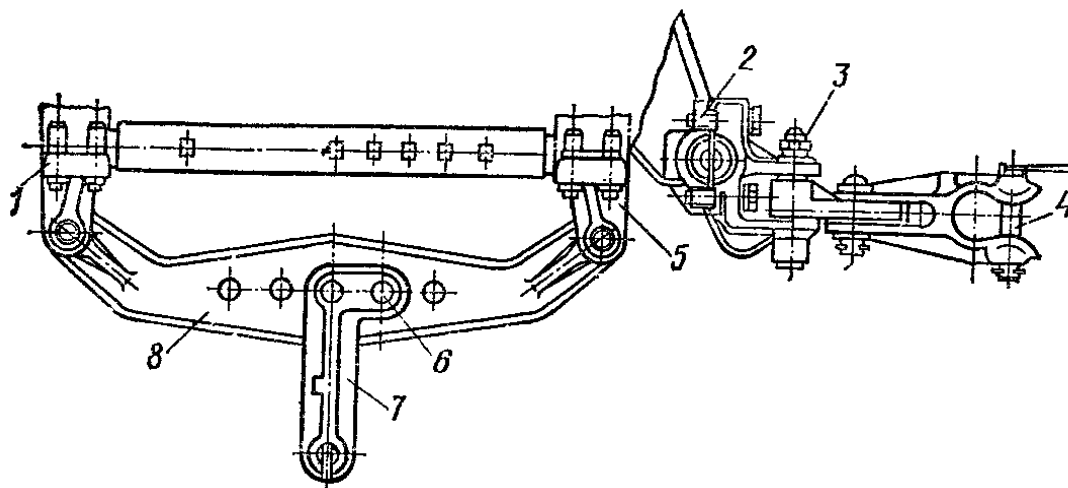


Рис. 76. Прицепное устройство трактора Т-150К:

1 — левый прицепной бугель; 2 — болт; 3 — палец; 4 — шкворень; 5 — правый прицепной бугель; 6 — палец; 7 — серьга; 8 — прицепная скоба.

переднем конце упряжной вильчатой серьги (преимущественно для машин с приводом рабочих органов от ВОМ). Упряжную серьгу обычно устанавливают на высоте 369 мм (Т-150К) от поверхности земли. Конструкция же бугелей и прицепной скобы такова, что при повороте их относительно горизонтальной оси плоскости присоединения смещаются. При различных сочетаниях положений бугеля и скобы могут быть получены еще три дополнительных значения высоты точки прицепа над поверхностью земли (404, 483 и 518 мм). При работе с навесными орудиями прицепная скоба с серьгой снимается.

Для соединения с полуприцепными разбрасывателями удобрений и другими машинами на шасси полуприцепов современные тракторы (Т-150К, МТЗ-80 и др.) имеют гидрофицированный крюк. Устанавливается при необходимости вместо нижних продольных тяг заднего навесного устройства. Управляется рукояткой распределителя гидравлической системы заднего навесного устройства.

§ 3. Кабины и кузова

Для обеспечения максимума удобств оператору при управлении на современных тракторах устанавливают кабины автомобильного типа (ДТ-75В и др.) и их интерьер практически не отличается от интерьера салонов автомобилей. Кабины оборудуют вентилятором, кондиционером, защитным каркасом и ремнями безопасности, сиденьем, регулируемым по массе тракториста, высоте,

вперед-назад и по наклону спинки, удобным пультом управления, регулируемой рулевой колонкой, тонированными панорамными передними и боковыми стеклами (площадь остекления достигает 4. . .5 м²), а зачастую радиоприемниками, магнитофонами и другим оборудованием.

Иногда для наблюдения из кабины за работой орудий устанавливается телевизионная система (тракторы серии «Биг-Бад» мощностью 184 кВт фирмы «Нозерн Мэньюфэктуринг» США и др.).

Следует отметить, что после появления в последние годы аэродинамических кабин с наклонными стойками, но с дверями причудливой конфигурации, оставляющими суженный и угловатый проход, конструкторы возвращаются к кабинам с прямыми или почти прямыми стойками, что позволяет одновременно иметь широкие прямые двери и более практичные подножки. Предпочтительная высота нижней подножки находится в диапазоне 350. . .400 мм, расстояние между подножками 270. . . 295 мм.

Особенно жесткие требования предъявляются в последнее время к снижению уровня шума в кабинах тракторов.

Тракторы фирмы «Джон Дир» модели 8630 и 8430 с кабиной типа «Саунд Гард» имеют уровень шума (рекламный) при максимальной мощности соответственно 81,5 и 80 дБ. Кабина типа «Акуста Кэб» тракторов фирмы «Аллис—Чалмерс» (США) имеет минимальный уровень шума при максимальной мощности 79 дБ.

Кабины отечественных тракторов имеют реальный уровень шума (при максимальной мощности), равный 86. . .92 дБ.

Для снижения шума в кабине, как правило, используют специальные шумоизоляционные экраны, включающие противозумную обивку внутренних стенок (отечественные и многие зарубежные тракторы).

Зачастую дополнительно кабина зарубежных тракторов (фирмы «Рено», «Интернациональ», «Интернэшнл», «Хорвестер» и др.) устанавливается на резиновых амортизаторах (в трех или четырех точках), иногда низкий уровень шума (83. . .86 дБ) достигается благодаря применению косозубых шестерен в коробке передач и силовой передаче (тракторы фирмы «Джон Дир»). Снижение уровня шума достигается также применением шумопог-

лощающих мастик, поролона, прессованного картона и других материалов.

Значительное внимание уделяется снижению вибрационных и ударных нагрузок, испытываемых кабиной трактора. Нормативными международными документами в наибольшей степени ограничиваются вертикальные колебания с частотой 4. . .8 Гц и горизонтальные — с частотой 1. . .2 Гц.

Кабина трактора воспринимает колебания в широком диапазоне частот. От микрорельефа дороги через подвеску остова передаются низкочастотные колебания обычно до 10 Гц случайного характера. От двигателя и силовой передачи кабина воспринимает периодические колебания с более высокой частотой (свыше 20 Гц). И если крепление кабины к остову трактора через резиновые амортизаторы и антивибрационное кресло водителя позволяют достаточно эффективно бороться с вертикальными колебаниями (сила толчков, передаваемых рамой на тело водителя, снижается в два раза и более), то системы поглощения горизонтальных колебаний еще недостаточно эффективны. Экспериментальные исследования в полевых условиях при высоте препятствия 15 см показали, что при горизонтальных колебаниях голова водителя отклонялась в среднем на 5,1 см, плечи на 8. . .9, бедра — на 12 см. Вертикальные колебания тела при этом были от 1,5 до 3,8 см [14].

Очень эффективным с точки зрения понижения вибрации является применение трехслойного демпфирующего материала, состоящего из двух листов металла и неметаллической прослойки.

Органы управления трактором в кабине размещаются с учетом максимальных удобств для пользования ими.

Для защиты от пыли и воздействия окружающей среды обычно применяют герметизированные закрытые кабины с уплотненными дверями и окнами, а иногда с незначительным избыточным давлением внутри кабины. Широко применяется кондиционирование воздуха в кабине.

Кондиционирование воздуха в кабине требует поддержания повышенного давления (герметизация), движения воздуха, обдува ветрового стекла (размораживание), фильтрации, подогрева и охлаждения воздуха.

На рисунке 77, а показана типичная система кондиционирования воздуха в кабине. Установленный в ка-

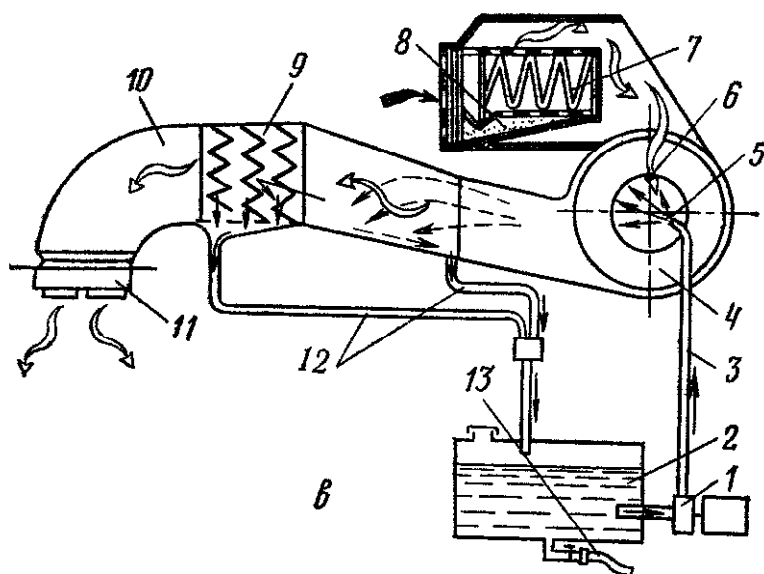
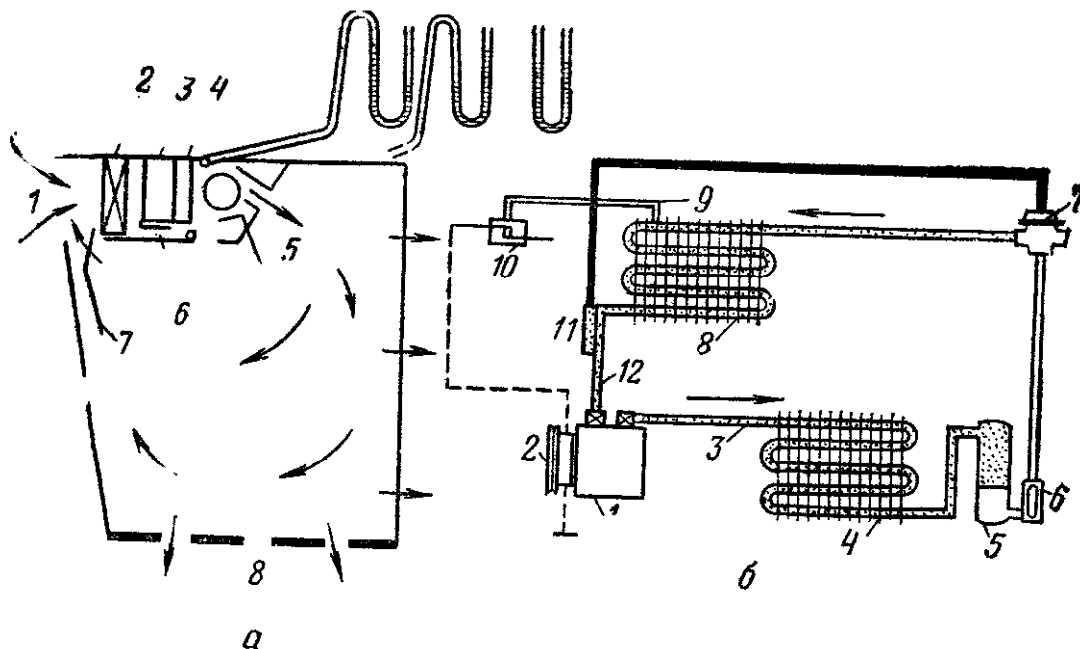


Рис. 77. Принципиальная схема герметизированной кабины:

a — воздушный поток в кабине; 1 — вход свежего воздуха; 2 — фильтр; 3 — испаритель; 4 — подогреватель; 5 — вентилятор; 6 — дренажное отверстие; 7 — заслонка; 8 — щель; 6 — холодильная установка; 1 — компрессор; 2 — электромагнитная муфта; 3 — нагревательная линия; 4 — конденсатор; 5 — резервуар; 6 — контрольное стекло; 7 — расширительный клапан; 8 — испаритель; 9 — датчик; 10 — переключатель; 11 — датчик; 12 — всасывающая линия; 8 — воздухоохладитель; 1 — водяной насос; 2 — бак; 3 и 13 — трубопровод; 4 — вентилятор; 5 — сопло; 6 — воздух; 7 — фильтр тонкой очистки; 8 — сброс пыли; 9 — каплеуловитель; 10 — воздухопровод; 11 — воздухохораспределитель; 12 — трубки возврата.

бине вентилятор 5 создает разность давлений между воздухом в кабине и вне ее, что препятствует попаданию пыли и грязи внутрь кабины. В большинстве случаев достаточна производительность вентилятора $14 \text{ м}^3/\text{мин}$ при избыточном давлении $1,8 \text{ кПа}$. Вход 1 воздуха надо закрывать сеткой и располагать по возможности дальше от выпускной трубы и особо запыленных зон.

Проблема удаления влаги из всасывающего воздуха может быть решена различными методами: устройством дренажных отверстий 6 в нижней части испарителя 3, применением всасывания типа жалюзи, расположением всасывания в защищенной зоне под козырьком крыши. Для подогрева воздуха наиболее часто используется подогреватель 4, питаемый теплом двигателя с помощью змеевика с горячей водой. При применении двигателя с воздушным охлаждением используются другие источники тепловой энергии: например, электрические сопротивления, газопламенные подогреватели и т. п.

Наиболее распространенный тип охладителей — фреоновая холодильная установка.

Компрессор 1 (рис. 77, б) всасывает охлаждающий газ — теплоноситель, поступающий от испарителя 8 через всасывающую линию 12, сжимает его и подает через нагнетательную линию 3 к конденсатору 4. Конденсатор представляет собой охлаждающий змеевик для поступающего в него нагретого газа — фреона высокого давления. Образующаяся в конденсаторе жидкость под высоким давлением поступает в осушительный резервуар 5, а затем — в термостатический расширительный клапан 7, где давление падает. Датчик 11 расширительного клапана реагирует на температуру теплоносителя, выходящего от испарителя, и посылает сигнал расширительному клапану, поддерживающему необходимое наполнение испарителя жидким фреоном. В испарителе теплоноситель отбирает тепло из внутренней полости кабины и постепенно превращается из жидкости низкого давления в газ низкого давления. Из испарителя газ возвращается в компрессор и цикл повторяется.

Работа водоиспарительного воздухоохладителя трактора Т-150К (рис. 77, в) основана на принципе отбора тепла при испарении воды в контакте с воздухом. Водяной насос 1 центробежного типа забирает воду из бака 2 по трубопроводу 3 и сопло 5 распылителя подает ее к дисковому вентилятору 4. К вентилятору поступает воздух 6 через фильтр 7 тонкой очистки, имеющий сброс 8 пыли. Воздух смешивается с каплями воды, охлаждается и подается через каплеуловитель 9, воздухопровод 10 и воздухо-распределитель 11 в кабину. Вода по трубкам возврата 12 поступает в бак. Трубопроводы 3 и 13 подачи и слива воды выполнены из алюминия.

ЛИТЕРАТУРА

1. Акимов С. В., Рябов Н. Н., Дементьев С. А. Ранняя диагностика отказов тракторных генераторных установок с интегральными регуляторами напряжения.— М.: Сборник «Автотракторное электрооборудование», 1981, № 4.
2. Барун В. Н. и др. Автомобили КамАЗ.— М.: Недра, 1981.
3. Барышев В. И., Любимов Б. А., Попов Ю. Г. Тенденции развития конструкций гидроприводов управления насосным оборудованием промышленных тракторов зарубежных фирм. Обзорная информация. Серия «Тракторы, самоходные шасси и двигатели, агрегаты и узлы».— М.: ЦНИИТЭИ тракторосельхозмаш, 1977.
4. Василевский В. И., Купеев Ю. А. Автомобильные генераторы.— М.: Транспорт, 1978.
5. Взоров Б. А. и др. Тракторные дизели. Справочник.— М.: Машиностроение, 1981.
6. Герцберг А. С. Предохранительные клапаны гидрораспределителей фирмы «Коммершел — Хайдроликс» (США). Экспресс-информация. Серия «Тракторы, самоходные шасси и двигатели, агрегаты и узлы».— М.: ЦНИИТЭИ тракторосельхозмаш, 1981, № 5.
7. Григорьев М. А., Делецкий В. А. Обеспечение надежности двигателей.— М.: Издательство стандартов, 1978.
8. Гришкевич А. И. и др. Применение ЭВМ при проектировании и расчете автомобиля.— Минск: Высшая школа, 1978.
9. Гуськов В. В. и др. Тракторы, ч. III. Конструирование и расчет.— Минск: Высшая школа, 1981.
10. Дмитриевский А. В. и др. Конструктивные особенности систем питания современных карбюраторных двигателей.— М.: НИИавтопром, 1980.
11. Ксенович И. П. и др. Проектирование универсально-пропашных тракторов.— Минск: Наука и техника, 1980.
12. Мартынов Р. А., Трынов В. А., Прокопьев В. С. Автомобили КамАЗ. Под общей редакцией Л. Р. Пергамента.— М.: Недра, 1981.
13. Сороков С. В., Акимов С. В., Плешко В. А. Новые генераторные установки со встроенными интегральными регуляторами напряжения для тракторов и с.-х. машин.— Тракторы и сельхозмашины, 1980, № 6.
14. Чудин Е. И. Новое в конструкции сельскохозяйственных тракторов за рубежом. Обзорная информация. Серия «Механизация сельскохозяйственного производства».— М.: ЦНИИТЭИ тракторосельхозмаш, 1977.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
РАЗДЕЛ I. ДВИГАТЕЛИ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ	5
Глава 1. Анализ технического уровня отечественных тракторных и автомобильных двигателей	5
Глава 2. Блок-картеры, цилиндры и головки цилиндров	10
§ 1. Конструктивные особенности блок-картеров новых двигателей и применяемые материалы для их изготовления	10
§ 2. Конструкция и материалы цилиндров. Причины изнашивания	12
§ 3. Головки цилиндров, напряжения в них, причины разрушения	14
Глава 3. Кривошипно-шатунный механизм	19
§ 1. Условия работы поршней, причины и характер износа	19
§ 2. Конструктивные особенности поршней новых двигателей и применяемые материалы для их изготовления	22
§ 3. Условия работы, конструктивные особенности и материалы поршневых колец. Причины изнашивания	26
§ 4. Конструктивные особенности шатунов и применяемые материалы для их изготовления	32
§ 5. Основные требования, предъявляемые к шатунным вкладышам	35
§ 6. Условия работы коленчатых валов и их конструктивные особенности	38
Глава 4. Механизм газораспределения	40
§ 1. Условия работы и основные требования, предъявляемые к механизму газораспределения	40
§ 2. Конструктивные особенности привода механизма газораспределения современных двигателей	42
§ 3. Современные методы повышения надежности и долговечности клапанов	44
Глава 5. Смазочная система и система охлаждения	47
§ 1. Тенденции развития смазочной системы тракторных и автомобильных двигателей	47
§ 2. Совершенствование методов очистки масла	51
§ 3. Совершенствование системы охлаждения тракторных и автомобильных двигателей	53
Глава 6. Система питания	58
§ 1. Совершенствование систем очистки воздуха и топлива	58
§ 2. Совершенствование топливоподающей аппаратуры дизелей	61
§ 3. Конструктивные особенности системы питания карбюраторных двигателей	67

РАЗДЕЛ II. ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЕ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ	71
Глава 1. Конструктивные особенности современных свинцово-кислотных аккумуляторных батарей . . .	71
Глава 2. Генераторные установки переменного тока . . .	72
§ 1. Генераторы переменного тока	72
§ 2. Бесконтактные индукторные генераторы	77
§ 3. Тракторные генераторные установки с ИРН	78
§ 4. Схема системы электроснабжения автомобилей КамАЗ	83
§ 5. Основные правила эксплуатации и технического обслуживания тракторных генераторных установок с ИРН	85
§ 6. Проверка генераторных установок с ИРН	86
Глава 3. Системы электропуска	90
Глава 4. Бесконтактная транзисторная система зажигания автомобилей ЗИЛ, «Урал» АЗ и ГАЗ . . .	93
Глава 5. Системы освещения и световой сигнализации	99
§ 1. Системы освещения	100
§ 2. Системы световой сигнализации	103
РАЗДЕЛ III. ШАССИ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ	108
Глава 1. Типы трансмиссий и их основные элементы . . .	108
Глава 2. Главные сцепления	109
§ 1. Фрикционные сцепления	109
§ 2. Гидравлические сцепления	117
§ 3. Электромагнитные сцепления	121
§ 4. Пути совершенствования механических сцеплений	122
Глава 3. Приставки и специальное оборудование к коробкам передач	124
§ 1. Увеличители крутящего момента (УКМ)	124
§ 2. Гидротрансформаторы	126
§ 3. Гидроприставки к коробке передач	130
Глава 4. Коробки передач	132
§ 1. Коробки передач с фрикционными муфтами	133
§ 2. Особенности конструкции коробок передач	139
§ 3. Гидромеханические коробки передач	145
Глава 5. Ведущие мосты	146
§ 1. Общие сведения	146
§ 2. Особенности конструкции ведущих мостов	147
Глава 6. Рулевое управление автомобилей и колесных тракторов	152
§ 1. Рулевое управление автомобилей	155
§ 2. Рулевое управление колесных тракторов	160
Глава 7. Тормозные системы	166
§ 1. Тормозные системы автомобилей	167
§ 2. Тормозные системы тракторов	176
Глава 8. Ходовые части тракторов и автомобилей	180
§ 1. Назначение ходовой части и требования к ней	180
§ 2. Колеса тракторов и автомобилей	181
§ 3. Гусеничные движители	185
§ 4. Подвеска ходовой части	187
§ 5. Специальные и соединительные устройства ходовых частей тракторов и автомобилей	189

РАЗДЕЛ IV. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ И РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ	191
Глава 1. Гидравлическое оборудование тракторов и авто- мобилей	191
§ 1. Основные направления совершенствования элементов гидравлического оборудования	191
§ 2. Гидравлические управляющие устройства систем автома- тического регулирования тракторов	201
§ 3. Возможные неисправности гидравлического оборудова- ния и уход за ним	207
Глава 2. Рабочее и вспомогательное оборудование . . .	211
§ 1. Механизмы отбора мощности	211
§ 2. Прицепные устройства	215
§ 3. Кабины и кузова	216
<i>Литература</i>	<i>221</i>

Иван Андреевич Гончаров
Александр Александрович Машенский
Василий Сергеевич Глушаков
Валерий Александрович Скотников
Вольдемар Иванович Тиминский
Виктор Григорьевич Калоша

НОВЫЕ ТРАКТОРЫ И АВТОМОБИЛИ

Заведующая редакцией **Л. И. Чичёва**
 Редактор **С. А. Карпушин**
 Художественный редактор **С. В. Соколов**
 Технические редакторы **Н. В. Суржева, Е. В. Соломович**
 Корректор **Н. Я. Туманова**

ИБ № 3067

Сдано в набор 13.01.83. Подписано к печати 07.06.83. Т-13617. Формат 84×108^{1/32}. Бумага тип. № 3. Гарнитура литературная. Печать высокая. Усл. печ. л. 11,76. Усл. кр.-отт. 11,97. Уч.-изд. л. 12,08. Изд. № 128. Тираж 100 000 экз. Заказ № 524. Цена 40 коп.

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Колос»,
 107807, ГСП, Москва, Б-53, ул. Садовая-Спаская, 18

Набрано в ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного
 Знамени Первой Образцовой типографии имени А. А. Жданова
 Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам
 издательств, полиграфии и книжной торговли.
 Москва, М-54, Валовая, 28.

Отпечатано с матриц во Владимирской типографии «Союзполиграфпрома»
 при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии
 и книжной торговли. 600000, г. Владимир, Октябрьский проспект, д. 7



**УЧЕБНЫЕ ПОСОБИЯ ДЛЯ ФАКУЛЬТЕТОВ
ПОВЫШЕНИЯ КВАЛИФИКАЦИИ РУКОВОДЯЩИХ КАДРОВ
КОЛХОЗОВ И СОВХОЗОВ
И СПЕЦИАЛИСТОВ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА**

Новые тракторы и автомобили

**Под редакцией доктора техн. наук
профессора Скотникова В. А.**

Допущено Главным управлением высшего и среднего сельскохозяйственного образования Министерства сельского хозяйства СССР в качестве учебного пособия для факультетов повышения квалификации руководящих кадров и специалистов сельского хозяйства



МОСКВА «КОЛОС» 1983