

Министерство образования Российской Федерации

Государственное образовательное учреждение высшего профессионального
образования

СЕВЕРО-ЗАПАДНЫЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЗАОЧНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

П.В. Гордин, Е.М. Росляков, В.И. Эвелеков

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Учебное пособие

Санкт-Петербург
2006

Утверждено редакционно-издательским советом университета
УДК 621.81.001

Гордин П.В., Росляков Е.М., Эвелеков В.И. Детали машин и основы конструирования: Учебное пособие. – СПб.: СЗТУ, 2006. - 186 с.

Учебное пособие разработано в соответствии с требованиями государственных образовательных стандартов высшего профессионального образования по направлению подготовки дипломированных специалистов 657800 – «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» (специальность 151001.65 – Технология машиностроения), направление 653200 – «Транспортные машины и транспортно-технологические комплексы» (специальность 190205.65 – Подъемно – транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование), направление 651400 – «Машиностроительные технологии и оборудование» (специальность 150202.65 – Оборудование и технология сварочного производства), направление 653300 – «Эксплуатация наземного транспорта и транспортного оборудования» (специальность 190601.65 – Автомобили и автомобильное хозяйство), направление 651700 – «Материаловедение, технология материалов и покрытий» (специальность 150501.65 – Материаловедение в машиностроении).

В учебном пособии изложены основы теории расчета и принципы конструирования деталей и узлов машин общего назначения: передач, подшипников качения и скольжения, валов, соединений и муфт приводов.

Содержание учебного пособия соответствует программе дисциплин СЗТУ и предназначено для студентов, обучающихся на филиалах СЗТУ.

Рецензенты: В.Н. Ченцов, канд. техн. наук, доц. каф. «Дизель генераторные установки» ВИТУ; Б.М. Борзилов, канд. техн. наук, доц. каф. «Теоретической механики и детали и механизмов» ВКА им. А.Ф. Можайского.

©Северо-Западный государственный заочный технический университет,
2006

© Гордин П.В., Росляков Е.М., Эвелеков В.И., 2006

ПРЕДИСЛОВИЕ

В соответствии с действующими образовательными стандартами дисциплина «Детали машин и основы конструирования» является неотъемлемой составной частью учебных планов подготовки многих специальностей и специализаций машиностроительного профиля. Рекомендуемые для использования в учебном процессе учебники и пособия не в полной мере отвечают требованиям и особенностям обучения студентов в Университете. Отсюда назрела необходимость создания учебного пособия, способствующего более полному усвоению требуемых вопросов и подготовки к выполнению самостоятельно курсового проекта или иных работ.

При разработке учебного пособия использован опыт преподавания дисциплины «Детали машин и основы конструирования» в условиях заочного высшего учебного заведения, проведения консультаций и других форм занятий в филиалах и представительствах..

Учебное пособие следует рассматривать как базовую часть единого комплекса обучающих материалов, включающих «Методические указания, программы, контрольные работы и вопросы, задания на курсовое проектирование» для различных специальностей, учебного пособия «Детали машин и основы конструирования», предназначенного для выполнения курсовых проектов по данной дисциплине. В качестве дополнительных источников, студентам могут быть рекомендованы учебники по дисциплине «Детали машин» различных авторов, в первую очередь, учебник «Детали машин» автора Иванова М.Н.

При подготовке пособия были учтены новейшие стандарты, применяемые в данной области знаний.

Авторы выражают благодарность рецензентам: Б.М.Борзилову, канд. техн. наук, доценту кафедры теоретической механики и деталей машин ВКА им. А.Ф. Можайского; В.Н.Ченцову, канд. тех. наук., доценту кафедры «Дизель генераторные установки» ВИТУ за их большой труд по рецензированию пособия, за предложения, пожелания и замечания, которые позволили внести существенные поправки, уточнения, что, безусловно, повысило качество содержания пособия.

ВВЕДЕНИЕ

Дисциплина «Детали машин и основы конструирования» является неотъемлемой частью подготовки инженера.

Любая машина, прибор, в общем случае изделие, состоит из деталей, которые различным образом соединены между собой.

Деталь — изделие изготовленное из однородного материала без применения сборочных операций. **Узел** — законченная сборочная единица, состоящая из ряда деталей, имеющих общее функциональное назначение. **Агрегат** — сборочная единица, обладающая полной взаимозаменяемостью, возможностью сборки отдельно от других составных частей изделия. Конструкция большинства деталей, сборочных единиц, крепежных элементов общего назначения определена и регламентируется стандартами.

В России действует единая система конструкторской документации, которая определяет порядок конструирования изделий, независимо от их назначения, а также состав и содержание документов, разрабатываемых на различных стадиях проектирования изделия.

Введение этой системы в конце 60-х годов прошлого века позволило выработать единый подход к конструированию, создать единый комплекс документов, соответствующих основным стадиям проектирования: техническое задание; техническое предложение; эскизный проект; технический проект; рабочая документация.

Эта система упорядочила процесс проектирования, упростила его, что, безусловно, положительно сказалось и сказывается в процессе создания машин и приборов независимо от их назначения и степени сложности.

В данном курсе достаточно подробно рассмотрены принципы работы, методы оценки работоспособности, проектные и проверочные расчеты, особенности конструирования деталей и узлов общего применения.

Курс «Детали машин и основы конструирования» завершает цикл общепрофессиональной подготовки, обобщает ранее изученные общенаучные и общепрофессиональные дисциплины и служит основой для последующего изучения специальных дисциплин.

Изучение курса «Детали машин и основы конструирования» и выполнение курсового проекта способствует решению одной из важнейших задач политехнического образования – преобразованию формальной логики теоретических дисциплин в логику практических инженерных расчетов и реальных конструкций.

Настоящее пособие содержит минимальный объем информации, необходимый для подготовки в высшем учебном заведении инженеров различных специальностей. Для углубления своих знаний по различным разделам дисциплины следует воспользоваться источниками, перечень которых указан в конце пособия.

1. ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

1.1. ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА МАШИН ПРИ КОНСТРУИРОВАНИИ

Качество в трактовке Международной организации по стандартизации (ИСО) представляет собой совокупность свойств и характеристик машины, обеспечивающих соответствие установленным или предполагаемым потребностям. Уровень качества определяется путем сравнения ряда показателей создаваемой машины с соответствующими показателями лучших образцов машин, составляющих базовую группу для сравнения.

Создание принципиально новой машины или совершенствование существующей начинается с четкого формулирования ее функциональных признаков, т.е. того, что должна делать машина, какую выпускать продукцию, какие осуществлять технологические процессы. Для машин каждого вида устанавливаются свои показатели качества, зависящие от их назначения, но существуют показатели качества присущие всем машинам.

Конструируемая машина – элемент существующей системы и определение её эксплуатационных показателей осуществляется во взаимосвязи с окружающей средой и всего технологического процесса. Значение того или иного критерия для данной детали зависит от ее функционального назначения и условий работы. Основными критериями качества машин являются следующие показатели:

- **производительность** – объем полезной работы в единицу времени. Для рабочих машин (машин – орудий) таким показателем является производительность, единицей измерения которой могут быть т/ч, м/ч, шт/ч;
- **надежность** – она обеспечивается прежде всего за счет приведения конструктивных решений в соответствие с нагрузками, характером взаимодействия звеньев, возможностями материалов. Элементы конструкции должны быть рассчитаны на одинаковый ресурс

- **технологичность** изготовления, сборки и ремонта при минимальных затратах на изготовление и ремонт. Это должно достигаться путем максимального использования прогрессивных технологий. Обеспечение доступа и возможность применения механизированного инструмента при сборке и ремонте;
- **стандартизация** и **унификация** позволяют оценить степень использования стандартизованных изделий и от предыдущих моделей, хорошо зарекомендовавших себя в работе. Уровень унификации показывает частоту использования деталей, имеющих одинаковую форму и размеры;
- **эстетические** показатели отражают соответствие машины требованиям и тенденциям технической эстетики. К ним относятся; внешнее оформление, отделка, окраска, компоновка, композиция, пластика форм, соответствие среде, стилю и т.д. При создании машин должно быть выдержано единство технического и художественного замысла;
- **патентно-правовые** показатели позволяют оценить степень обновления технических решений, использованных в конкретной машине, их патентную чистоту и патентную защиту;
- **эргономические** показатели отражают соответствие параметров органов управления психофизическим и антропометрическим данным оператора, удобство обслуживания, уровень вибраций и звуковой мощности;
- **металлоемкость** характеризует применение профильного проката, замена черных и цветных металлов на пластмассы и композитные материалы;

- **рентабельность** машины – это оптовая цена, полная себестоимость, т.е. быстрое возмещение всех затрат на изготовление, эксплуатацию и принесение прибыли;
- **экологичность машины**, характеризует систему человек-машина-среда с точки зрения уровня вредных воздействий эксплуатируемых машин на природу;
- **безопасность**, характеризует особенности конструкции машины, обеспечивающие безопасные условия эксплуатации для обслуживающего персонала.

1.2. СТРУКТУРА МАШИН

Любую машину (автомобиль, станок, корабль и т.д.) можно представить как техническую систему состоящую из ряда неделимых при данном рассмотрении технических объектов. Основными техническими объектами машин являются: двигатель, передача, исполнительный механизм, корпус и система управления (рис.1.1).

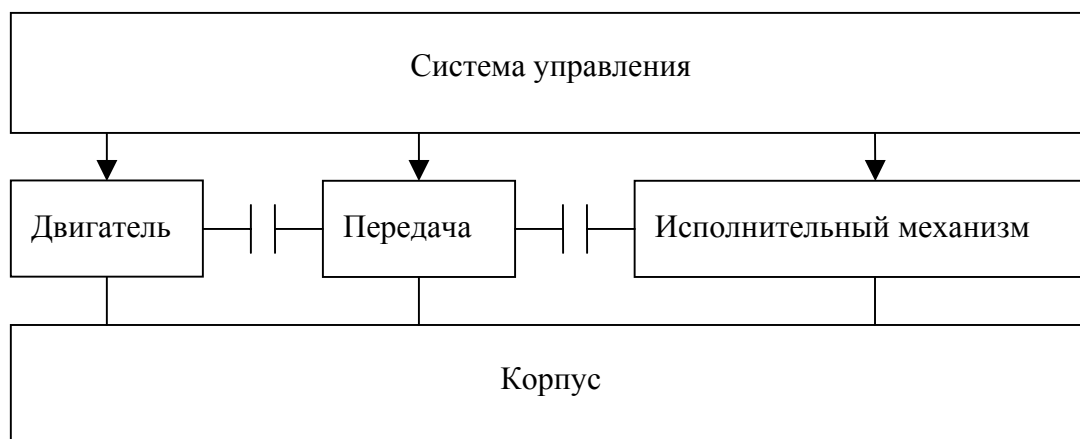


Рис. 1.1

В качестве двигателя могут применяться: электродвигатели, двигатели внутреннего сгорания, паровые или газовые турбины. Наиболее широкое применение нашли электродвигатели. По сравнению с другими двигателями они обладают рядом преимуществ: меньшей массой и габаритами, высокий

коэффициент полезного действия (0.96...0.98), высокая степень их стандартизации, удобство компоновки, экологическая чистота при работе, они выпускаются в широком диапазоне мощностей и частот вращения, просты в обслуживании. К недостаткам можно отнести неудобство подвода энергии: требуются кабели или провода.

Двигатели внутреннего сгорания могут работать на бензине, дизельном топливе, газе. Они могут работать автономно, поэтому нашли широкое применение на транспорте, а также в местах где отсутствует электроэнергия. По сравнению с электродвигателями они имеют серьезные недостатки: более низкий КПД (меньше 0.5), имеют более сложную конструкцию и систему управления, загрязняют окружающую среду выхлопными газами.

Паровые и газовые турбины применяются в энергетике, авиации, на морских и речных судах. Они изготавливаются большой мощности и с высокой частотой вращения вала. По сравнению с другими двигателями они сложны в управлении и эксплуатации, имеют самый низкий КПД (меньше 0.2).

подавляющее большинство двигателей проектируется для работы на постоянной частоте вращения вала, так как в этом случае они имеют максимальный КПД, минимальный расход топлива или энергии. Для исполнительного механизма большинства машин требуются различные частоты вращения, величины крутящего момента, законы движения (колебательный, возвратно-поступательный), передача вращения от одного двигателя нескольким исполнительным механизмам и т.д. Для получения нужного режима работы исполнительного механизма между ним и двигателем устанавливают передачу. В машиностроении широкое применение нашли механические передачи: зубчатые (цилиндрические, конические), червячные, цепные, ременные, фрикционные. Они применяются в виде передач с постоянными параметрами движения (редукторы) или с изменяющимися (коробки скоростей, вариаторы).

Исполнительные механизмы могут быть разнообразны в зависимости от функционального назначения машины. Это может быть шпиндель токарного станка для зажима и вращения заготовки или детали, колеса автомобиля или трактора, барабан конвейера и т.д. Конструкция и расчет исполнительных механизмов рассматривается в специальных курсах.

Все элементы машины размещаются в корпусе. Конструкция корпуса и требования, предъявляемые к нему, зависят от назначения машины. Корпус станка (станина) служит только для размещения составляющих элементов машины, а корпуса автомобилей, морских и речных судов для размещения элементов машины, пассажиров и груза. Конструкция и расчет корпусных деталей машин изучаются в специальных дисциплинах. Отдельный корпус имеют двигатели и передачи, которые конструируются и рассчитываются одновременно с проектированием двигателей и передач.

1.3. ОБЪЕКТЫ НОВОГО КОНСТРУИРОВАНИЯ

Изучая историю развития любой отрасли техники, можно обнаружить огромное разнообразие схем и конструктивных решений машин. Изучение предшествующего опыта позволяет избежать ошибок и правильно наметить перспективы конструкторского решения. Необходимо изучать отечественную и зарубежную техническую литературу, патенты, поисковые и перспективные работы в данной и смежных отраслях машиностроения.

Очень редко в практике конструирования встречаются случаи, когда все элементы машины создаются заново. Как правило, новой разработке подвергаются только те элементы, которые улучшают технико-экономические показатели, производительность и т.д. Смена всех или подавляющего большинства деталей при переходе с одной конструкции на другую при одном и том же типе машины объясняется недостаточной квалификацией конструктора, невнимательностью или небрежностью.

В большинстве случаев двигатели применяются те, которые выпускаются специализированными предприятиями. В этом случае задача конструктора состоит в том, чтобы подобрать двигатель, удовлетворяющий требованиям по массе, габаритам, частоте вращения вала, мощности и он должен хорошо вписываться в общую компоновку машины.

Основными параметрами, характеризующими двигатель, являются: мощность P (Вт), величина крутящего момента T (Н·м), частота вращения вала n (мин^{-1}), расход энергии или топлива.

При выборе электродвигателя необходимо учитывать, что при одинаковой мощности его масса и габариты зависят от частоты вращения вала, т.к. с увеличением частоты вращения уменьшается величина крутящего момента. Если исходить из требования минимальной массы и габаритов машины, то лучше брать высокооборотный двигатель, но далее следует посмотреть как это может отразиться на габаритах и конструкции передачи. Это будет зависеть от требуемой частоты вращения исполнительного механизма. Если для исполнительного механизма требуется, например частота вращения $n=1000 \text{ мин}^{-1}$, то при $n=3000 \text{ мин}^{-1}$, передача должна уменьшить частоту вращения в $3000:1000 = 3$ раза. Это можно легко обеспечить одноступенчатой цилиндрической, конической, цепной или ременной передачей. Если требуется $n = 300 \text{ мин}^{-1}$, то необходимо уменьшить частоту вращения в 10 раз и для этого необходима двухступенчатая зубчатая передача или комбинированная из одноступенчатой зубчатой совместно с цепной или ременной передачами. Может быть применена одноступенчатая, но червячная передача. Все эти задачи необходимо решать конструктору.

В свою очередь двигатель, передача, исполнительный механизм и корпус могут рассматриваться как технические системы, состоящие из более мелких технических объектов, которые могут быть разделены на две группы: специального и общего назначения. К последним можно отнести изделия, которые встречаются во всех машинах. Это валы, подшипники, муфты,

соединения. Они могут изучаться с двух позиций: научной, указывающей пути развития их конструкции и методов расчета, а также технической, изучающей их как стандартные детали применяемые в машинах.

1.4. ИНФОРМАЦИОННЫЙ И ПАТЕНТНЫЙ ПОИСК ПРИ КОНСТРУИРОВАНИИ МАШИН

Роль технической информации в новых разработках огромна. Основными источниками научной и производственной информации служит техническая литература, материалы конференций, научные отчеты, патенты.

В нашей стране функционирует Государственная система научно-технической информации (ГСНТИ), которая обеспечивает формирование и использование научных ресурсов и интеграции в мировое информационное пространство и созданию рынка информационной продукции и услуг.

В общей информационной структуре важное место занимает патентная информация, содержащая сведения об изобретениях и патентах. Владея патентной информацией на начальных стадиях конструирования, можно вносить в разработки самые новые, прогрессивные достижения науки и техники.

Информация, полученная в результате патентного поиска, позволяет проверить изделие на патентную чистоту, конкурентоспособность, а также установить возможность получения патента на разрабатываемую конструкцию.

При конструировании необходимо соблюдать патентную чистоту, т.е. не использовать чужое изобретение без согласия автора или собственника. Мерой ответственности может быть:

конфискация или уничтожение изделий, изготовленных с нарушением патента, а также технических средств, предназначенных для совершения нарушения;
возмещение судебных издержек, связанных с ведением судебного процесса о нарушении патента;
взыскание с нарушителя компенсации за причиненный вред в пользу патентообладателя. Размер компенсации иногда до трех крат превышает размер причиненного вреда.

. Результат научного исследования приносит доход, когда воплощается в жизнь. Тогда его можно выгодно продать. Но на каждый рубль, вложенный в

идею, требуется еще 10 рублей на создание опытного образца и 100 рублей на внедрение. При этом, прежде чем изобретение начнет приносить прибыль, может пройти и 5, и 10 лет. Внедрение изобретения во многом зависит от его эффективности и финансовых возможностей заявителя, в качестве которого выступает юридическое (предприятие, фирма) или физическое лицо. В случае ограниченных финансовых возможностей заявитель может переуступить свои права заинтересованным в реализации изобретения фирмам, заключив лицензионное соглашение.

Рассмотрим основные положения получения патента на изобретение. Изобретение должно соответствовать пяти критериям: наличие задачи, технический характер ее решения, новизна, существенные отличия от существующих изобретений и положительный эффект.

Наличие задачи для изобретения предусматривает, что в результате ее решения и в связи с использованием этого решения возникает положительный эффект, представляющий собой выражение определенной утилитарной потребности человека и общества. Задача и положительный эффект связаны между собой через цель или цели изобретения. Новизна задачи необязательна, так как решение известных задач может быть принципиально новыми.

Задачу можно считать решенной при соблюдении следующих **технических условий**:

- если содержит указание на технические средства ее решения;
- если решение раскрывает принципиально важные моменты;
- если решение осуществимо, т.е. пригодно для использования.

Новизна. Новизна свидетельствует о наличии творчества и устанавливается путем сопоставимого анализа предмета изобретения с соответствующими источниками информации.

Формула изобретения. Права, которые дает патент, защищаются надежно только в том случае, если предмет изобретения (т.е. его суть) не только правильно выявлен, но и ясно и четко изложен. Правила требуют изложения предмета изобретения в виде формулы изобретения, являющейся единственным критерием для изобретения и краткой словесной характеристикой, выражающей техническую сущность изобретения. Формула изобретения должна быть полностью основана на описании, т.е. характеризовать изобретение понятиями, содержащимися в его описании. Формула изобретения устройства должна отвечать на вопрос (как устроено?) и описывать объект в статическом состоянии. Если речь идет о способе, то формула должна характеризовать перечень действий, их особенности и порядок.

Пункт формулы состоит, как правило, из ограничительной части, включающей признаки изобретения, совпадающие с признаками наиболее близкого аналога, и отличительной части, включающей признаки, которые отличают изобретение от наиболее близкого аналога. Пункт формулы излагается в виде одного предложения

Особенностью изобретения является то, что **положительный эффект** может быть недостижим сегодня или в ближайшем будущем. Такие изобретения, для которых еще не созрели условия реализации, называются перспективными. При этом, нельзя путать положительный эффект от изобретения с экономическим эффектом, так как изобретение может не давать непосредственной экономической выгоды, но может улучшать экономическую обстановку, условия труда, повышать качество продукции, обеспечивать безопасность труда и так далее.

Высшей степенью творчества является «открытие». Открытием признается установление неизвестных ранее, объективно существующих закономерностей, свойств и явлений материального мира, вносящих коренные изменения в уровень познания.

Связь между изобретениями и открытиями является органической и двухсторонней: ученые открывают новое явление и дают богатую «пищу» изобретателям для создания новых полезных разработок (устройств, способов, веществ), изобретатели создадут такую технику, которая не укладывается в рамки существующих научных взглядов и заставляют ученых развивать новую, более совершенную теорию.

1.5. НАДЕЖНОСТЬ И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ МАШИН

С внедрением в производство и эксплуатацию сложных машин и автоматических линий вопросы их надежной работы приобретают первостепенное значение. *Надежность* – свойство машины выполнять заданные функции, сохраняя свои эксплуатационные показатели в заданных пределах в течение требуемого промежутка времени, при соблюдении правил эксплуатации, предусмотренных технической документацией. При этом понятие эксплуатации включает в себя не только применение по назначению, но и техническое обслуживание, ремонт, хранение, транспортирование. Оценка надежности может быть применима как к машине в целом, так и к отдельным сборочным единицам и деталям.

Надежность закладывается при проектировании, обеспечивается при изготовлении и реализуется при эксплуатации.

При проектировании конструктор должен отразить в чертежах, технических условиях и другой документации все факторы, обеспечивающие надежность машины; стремятся применять современные материалы и методики расчета на прочность, жесткость и т.д; не завышать запасы прочности, рассчитывать экономически оптимальный срок службы машины.

При изготовлении должны быть выполнены все требования конструкторской документации. От качества изготовления зависит практическое выполнение всех замыслов повышения надежности, заложенных в машину. С этой целью необходимо улучшать контроль прочностных и других характеристик

материалов, повышать культуру и технологическую дисциплину производства, улучшать способы транспортировки и хранения. С повышением надежности увеличиваются затраты на конструирование и изготовление машины, так как требуются более тщательные конструктивные проработки, более качественные материалы, технологические процессы. С другой стороны, с повышением надежности уменьшаются затраты на эксплуатацию и техническое обслуживание.

При эксплуатации реализуется надежность машины. Необходимо соблюдать инструкции по правилам эксплуатации, своевременно производить технические осмотры и ремонты.

Надежность – комплексное понятие, состоящее из долговечности, безотказности, ремонтпригодности и сохраняемости.

Долговечность – это способность машины не достигать предельного состояния в течение длительного времени. *Предельное состояние* – это состояние когда дальнейшее использование машины по назначению становится невозможным или нецелесообразным. Срок службы (календарная продолжительность эксплуатации от начала до перехода в предельное состояние) многих машин в нашей стране исчисляется десятками лет. Затраты средств, труда и материалов на поддержание и восстановление работоспособного и исправного состояния за полный срок службы в 5...10 раз превышает затраты на изготовление. При недостаточной надежности машины изготавливаются в большем количестве, чем нужно. Оптимальным является вариант, когда срок службы и долговечность совпадают. Долговечность характеризуется техническим ресурсом. Это суммарное время наработки от начала эксплуатации до перехода в предельное состояние.

Долговечность тесно связана с техническим старением, когда машина, сохраняя физическую работоспособность, по своим параметрам перестает удовлетворять потребителя: пониженная производительность, точность операций, большой расход энергии и на обслуживание и ремонты и как общий результат,

пониженная рентабельность машины. Наиболее действенное средство предупреждения старения – повышение степени использования машины при эксплуатации. Чем быстрее машина выработает заложенный в нее технический ресурс, тем меньше вероятность устаревания. В развитых капиталистических странах срок службы машин составляет 4...5 лет, что практически гарантирует машину от устаревания. При большой долговечности (заложенной) предупредить техническое старение машины можно повышением интенсификации ее работы: увеличением сменности работы или степени загрузки.

Одним из центральных понятий, связанных с надежностью, является понятие отказа. **Отказ** – это потеря работоспособности. Отказ может быть полным, когда наступает полностью неработоспособное состояние, и частичным. Не следует смешивать отказ с неисправностью, когда повреждения не сказываются на работоспособности (вмятины, повреждение окраски и т.д.).

Отказы могут быть постепенные и внезапные. Постепенный отказ связан с механическими, физическими или химическими процессами, которые протекают во времени. Внезапные отказы происходят в тех случаях, когда невозможно или трудно определить процесс возникновения отказа. Отказы могут быть конструкционными, технологическими (производственными) и эксплуатационными.

Показатели надежности основаны на статистической теории и применимы для машин массового или крупносерийного производства. Они не могут характеризовать надежность конкретной машины. Номенклатура показателей надежности стандартизована.

Все технические системы и объекты делятся на две группы: ремонтируемые и неремонтируемые. Ремонтируемые после восстановления вновь поступают в эксплуатацию. Неремонтируемые подлежат замене при потере работоспособности или опасно при эксплуатации.

Основным показателем надежности для неремонтируемых изделий является **вероятность безотказной работы** – вероятность того, что в пределах заданной наработки не возникнет ни одного отказа

$$P(t) = N(t)/N$$

где $N(t)$ – число изделий, оставшихся работоспособными до конца наработки t ; N – число изделий, поставленных под наблюдение.

Числовые значения этой вероятности должны достаточно близки к единице. Для различных отраслей техники существуют свои значения вероятности безотказной работы. Например, для космической техники $P(t) = 0,999999$; для лифтов и грузоподъемных машин $P(t) = 0,999$; для общего машиностроения $P(t) = 0,99$. При конструировании машин необходимо учитывать следующие рекомендации: безотказность всех элементов (деталей) должна быть одинакова, т.к. общая вероятность безотказной работы будет меньше самого ненадежного элемента, с увеличением числа элементов – надежность уменьшается. Так, например, при 100 последовательно связанных элементов с $P(t) = 0,99^{100}$ общая вероятность безотказной работы будет $P(t) = 0,37$, что явно недостаточно.

Для ремонтируемых изделий основными показателями являются:

интенсивность отказов – вероятность отказа в единицу времени

$$\lambda = \frac{N(t) - N(t + \Delta t)}{tN(t)}$$

где Δt – некоторый достаточно малый промежуток времени по сравнению с t ; $N(t + \Delta t)$ – количество изделий, оставшихся работоспособными через время Δt ;

средняя наработка на отказ

$$t_{cp} = \Sigma(t_n/n)$$

где t_n – наработка до первого отказа между отказами; n – число отказов за время сбора данных.

С повышением надежности увеличиваются затраты на конструирование и изготовление машины, так как требуются более тщательные конструктивные проработки, более качественные материалы, технологические процессы. С другой стороны, с повышением надежности уменьшаются затраты на эксплуатацию и техническое обслуживание.

1.6. СТАНДАРТИЗАЦИЯ И УНИФИКАЦИЯ ПРИ КОНСТРУИРОВАНИИ

Стандартизацией называется установление норм, которым должны соответствовать типы, параметры и качественные характеристики изделий. В зависимости от сферы действия существуют стандарты международные (ISO), Национальные (ГОСТ), отраслевые (ОСТ) и стандарты предприятий. Стандартизация имеет большое значение для машиностроения, так как сводит огромное количество различных типов и размеров одноименных изделий к целесообразно ограниченному числу. Это позволяет организовать массовое производство стандартных изделий на специализированных предприятиях наиболее прогрессивными методами, уменьшая трудоемкость изготовления, расход материала и стоимость их изготовления.

Применение стандартных изделий сокращает сроки конструирования, так как отпадает необходимость их разработки. Задача конструктора сводится к изменению только тех частей машины, которые влияют на технико-экономические показатели, надежность и удобство обслуживания. Все остальные элементы, принципиально не влияющие на эти показатели, следует по возможности оставлять неизменными, если они хорошо себя зарекомендовали в процессе эксплуатации.

Применение в машинах стандартных узлов и деталей облегчает ее эксплуатацию, упрощает и удешевляет ремонт, делает его доступным для неспециализированных предприятий, поскольку вышедшие из строя стандартные детали легко заменить взятыми со склада или магазина. Со стандартизацией тесно связана взаимозаменяемость деталей и узлов. Взаимозаменяемостью называют свойство независимо изготовленных деталей или узлов занимать свое место в машине без дополнительной механической или ручной обработки и обеспечивать нормальную работу машины. Различают геометрическую и функциональную взаимозаменяемость. Геометрическая взаимозаменяемость охватывает все вопросы, связанные с геометрическими размерами, формой, шероховатостью

поверхности и т.д. Функциональная требует обеспечения взаимозаменяемости по механическим характеристикам, работоспособности, надежности и долговечности.

Важным моментом при конструировании является унификация изделий. Унификация (согласно ГОСТ 23945-80) – это приведение изделий к единообразию на основе установления рационального числа их разновидностей. Унификация конструктивных элементов позволяет сократить номенклатуру обрабатывающего, мерительного и монтажного инструмента. Унификации подвергают посадочные сопряжения (по диаметрам, посадкам и классам точности), резьбовые соединения (по диаметрам, типам резьб, размерам под ключ), шпоночные и шлицевые соединения (по диаметрам, формам шпонок и шлицев), фаски, галтели.

Унификация марок и сортамента материалов, типоразмеров подшипников качения и других изделий облегчает снабжение завода-изготовителя и ремонтных предприятий. Степень унификации изделий можно оценить по коэффициенту унификации. Существует несколько вариантов определения коэффициента унификации. Наиболее точным считают коэффициент унификации, определяемый как отношение стоимости унифицированных изделий $\sum C_{ун}$ к стоимости машины С:

$$\eta_{ун} = (\sum C_{ун} / C) 100\%$$

Оптимальное значение $\eta_{ун} = (60 \dots 70) \%$.

В результате унификации повышается серийность и технический уровень машин путем централизации, кооперации и специализированного производства.

1.7. ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ МАШИН

Для оценки качества вновь сконструированной машины введено понятие технологичности, являющееся одним из основных показателей качества конструирования.

Технологичность – понятие комплексное, так как должно учитывать требования изготовления, ремонта и эксплуатации.

В правильно сконструированной машине детали должны быть выполнены с точностью, обеспечивающей собираемость и надежность работы при комплектации любыми деталями, поступающими со склада готовой продукции. Качество сборки зависит от квалификации персонала: чем хуже сконструирована машина, тем выше должна быть квалификация сборщика и, наоборот, при грамотно сконструированной машине квалификация сборщика может быть низкой. При сборке для определения правильности положения деталей могут применяться контрольные штифты, которые должны располагаться не симметрично, иначе можно деталь поставить в перевернутом виде. Применение принципа безразличной сборки исключает возможность ошибки и повышает производительность сборочных операций, освобождая сборщика от затраты времени на выбор правильного положения детали.

Необходимо избегать установки нескольких деталей с натягом по одному диаметру. Необходимость продевать несколько деталей через посадочную поверхность усложняет монтаж и демонтаж и вызывает опасность повреждения поверхностей. Если сборка деталей автоматическая, то целесообразно применять ступенчатые валы, так как сборка ведется с одной стороны вала. Если сборка ручная, то ее можно вести с двух сторон. В этом случае обработка вала и ступиц упрощается, число номинальных размеров, номенклатура режущего и мерительного инструмента уменьшается, а каждая деталь идет на свое посадочное место без повреждения соседних поверхностей.

Необходимо обеспечить удобный подвод монтажного инструмента и возможность применения механизированного инструмента к крепежным деталям.

Головки болтов должны быть зафиксированы от провертывания и выпадения их в осевом направлении. Наиболее рациональным является применение шпилек.

Система сборки оказывает большое влияние на конструкцию машины и ее технологические и эксплуатационные характеристики. В машинах с продольной и поперечной осями симметрии возможны две основные системы сборки: осевая, при которой детали собираются в осевом направлении, и радиальная, при которой детали собираются в поперечном (радиальном) направлении. При выборе системы сборки следует учитывать удобство осмотра, проверки и регулировки узлов.

При осевой сборке полости стыка (разъем) перпендикулярны к продольной оси. В этом случае отливка корпуса проста, механическая обработка удобна, так как обрабатываемые поверхности имеют цилиндрическую форму. Внутренние полости хорошо уплотняются. Вал входит в корпус в осевом направлении. Осевую сборку целесообразно применять в тех случаях, когда ради создания прочной и легкой конструкции (транспортные машины) можно пойти на некоторые эксплуатационные неудобства. Недостатки осевой сборки: сборка агрегатов сложна, проверка и регулировка осевых зазоров затруднительна, сложен осмотр внутренних частей машины.

При радиальной сборке корпус состоит из двух частей: корпуса (нижней части) и крышки (верхней части). Сборка и разборка машины очень удобна: можно отрегулировать осевые зазоры, удобен осмотр внутренних полостей. Однако уплотнение стыка корпуса и крышки связано с некоторыми затруднениями. Упругие прокладки применять нельзя, чтобы не нарушить цилиндричность посадочных гнезд подшипников, поэтому необходима притирка поверхностей стыка и применение герметизирующих составов. Для осмотра внутренних частей машины в корпусе необходимо предусмотреть смотровые лючки.

1.8. ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭСТЕТИКА

При разработке новой конструкции машины рядом с конструкторами должен работать над проектом художник, который должен совместить внешний вид с функциональным назначением.

Практика работы при инженерном и художественном конструировании показала, что до начала разработки машины необходимо ознакомиться с имеющимися аналогами в данной области, выпускаемыми промышленностью, патентными материалами и спросом рынка сбыта на разрабатываемую машину. Особое внимание следует обратить на тенденцию развития аналогичной техники в наиболее развитых странах, особенно в последние 3...5 лет. При этом не следует забывать, что форма машины стала объектом патентования.

Художественное конструирование позволяет в короткий промежуток времени выйти на самые перспективные разработки конструируемой машины по мировой новизне, не только с точки зрения конструктивных решений, но и с точки зрения современных форм, стиля и художественного решения.

Машины, станки, приборы и т.д. являются целостными и сложными комплексами, которые механически немислимо расчленишь на форму и конструкцию. Практика художественного конструирования неопровержимо свидетельствует о том, что конструирование машины дает действительно хорошие результаты только тогда, когда дизайнер, конструктор и технолог работают в тесном творческом контакте и когда каждый из них хорошо понимает задачу другого и ее значение. В этом заключается основа художественного конструирования, свидетельствующая о конкретном проявлении связи формы и содержания машины. Далее разрабатывается объемно – пространственная структура машины с учетом отражения конструктивной основы (тектоники), для которой разрабатываются кинематические и компоновочные схемы на основании анализа многовариантных возможных решений всех элементов машины..

Технология производства оказывает все возрастающее влияние не только на инженерное конструирование, но и на работу дизайнера над формой машины. На

первых этапах совместного конструкторского и художественного проектирования необходимо учитывать основные положения эргономики - науки по изучению человеческого фактора при эксплуатации техники, так как практическое применение основных положений эргономики и законов художественного творчества для повышения работоспособности человека и составляют задачу технической эстетики. Эстетика помещений и оборудования, их окраска, форма и размещение машин, приборов и систем управления являются существенным фактором повышения эффективности труда, наряду с антропологическим подходом к оборудованию, размещаемому в рабочей зоне. Антропологический подход учитывает биомеханические условия эффективных рабочих движений при обслуживании машин, а также при считывании показаний приборов, экранов.

При проектировании пультов управления рекомендуется пользоваться следующими положениями:

количество и протяженность рабочих траекторий должно быть сокращено до минимума, как и количество органов управления;

органы управления размещать по их функциональной значимости, наиболее важные и часто применяемые – в зонах наибольшей доступности;

движения оператора должны быть округлыми, плавно переходящими одно в другое, предпочтительными движения в горизонтальной плоскости;

при работе двумя руками движения должны быть синхронными и симметричными.

Для инженеров эстетическая оценка машин вполне доступна и заключается она в связях между формой и функцией, формой и конструкцией, формой и материалом, в обусловленности формы и процессом изготовления. В настоящее время широко используются следующие средства композиции.

Пропорции – одно из основных композиционных средств, применяемых для приведения соотношений всех частей объекта конструирования в зрительную гармонию. Пропорцией называют определенное соотношение, соразмерность

частей между собой и с целым. Это относится к соразмерности линейных размеров (высота, ширина), площадей и объемов.

Масштабность – это соразмерность машины человеку и окружающей среде и восприятие человеком величины и значимости машины. В создании масштабного строя используются различные художественные приемы и средства: членение объекта, пластическая разработка деталей, фактура материала, цвет и т.д.

Контраст и нюанс – средство достижения художественной выразительности, характеризующие и выявляющие степень сходства или различия между определенными частями машины. Контрастные выражения подчеркивают резкие различия этих частей, а нюансные – очень постепенный, едва различимый переход от одной части к другой. В отношениях контраста или нюанса могут находиться размеры и форма (большое и малое, горизонтальное и вертикальное, прямолинейное и криволинейное, простое и сложное, массивное и легкое), а также фактура, окраска и освещенность.

Метрический повтор – это неоднократное с одинаковым интервалом повторение какого-либо (не менее 4-5 раз) элемента: шкалы, сигнальные лампы, кнопки, конструктивные опоры, кронштейны, отверстия, крепежные детали и т.д.

Ритм – в отличие от метрического повтора это закономерность, на которой основан ритм, выражается в постоянных количественных изменениях в ряду чередующихся элементов – в нарастании или убывании чередований, объема или площади, в сгущениях или разрежениях структуры, силы тона и т.д. Ритм задает форме активное композиционное, связанное с проявлениями динамичности и с композиционным равновесием. Изменяя порядок нарастания или убывания ритмического ряда, можно усиливать или ослаблять динамичность формы. Ритм связан с такой особенностью зрительного восприятия, как движение глаза в направлении изменения ряда по горизонтали, и по вертикали.

Цвет – это завершающий этап отделки машины, являющийся одним из существенных параметров качества промышленных изделий. Цвет, функция и форма любой машины должны быть органически увязаны между собой. Поэтому регламентация окраски должна проводиться с учетом конкретной формы машин, станков и комплексов и специфики работы, общения человека с данным изделием.

Необходимо учитывать некоторые закономерности психологического воздействия цвета. Все цвета делятся на теплые и холодные. Красные, оранжевые, желтые цвета, связанные с восприятием солнца и огня, воспринимаются как теплые. Они повышают настроение, возбуждают, привлекают внимание, повышают мышечную работоспособность. Синий, голубой цвета, напоминающие море, воду, небо, воспринимаются как холодные. Они понижают кровяное давление, успокаивают, замедляют ритм сердца и дыхания, повышают слуховую чувствительность, уменьшают напряжение зрения. Желто-зеленые и зеленые тона нейтральны по своему воздействию, поэтому они считаются физиологически оптимальными. Но ни один цвет не употребляется в одиночку, а всегда в сочетании с другими.

Хотя в последние годы появились полезные рекомендации и научные разработки по окраске машин и станков, а также комплексной производственной среды, все же каждый новый художественно-конструкторский проект – это свое особое видение цвета, теней, пластики машины. Цвет – одно из самых «субъективных» средств композиции и только профессионал способен справиться с этими задачами.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Перечислите основные показатели качества машин.
2. Что может быть объектом нового проектирования в машине?
3. Какова роль патентной информации при проектировании?
4. С какой целью стандартизируют детали и их элементы?
5. Какие основные показатели определяют надежность ремонтируемых объектов?
6. Какие основные показатели определяют надежность неремонтируемых объектов?
7. Что такое отказ? Перечислите основные виды отказов.

2. ОСНОВЫ РАСЧЕТА ДЕТАЛЕЙ МАШИН

2.1. ВИДЫ РАСЧЕТА ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Машина или ее составляющие элементы (двигатель, передача, исполнительный механизм, корпус, система управления) не рассчитываются на прочность как таковые, а рассматриваются как состоящие из отдельных деталей, которые могут рассчитываться на прочность, жесткость, износостойкость и по другим критериям.

В машиностроении существует два метода расчета: проектный и проверочный. Основу составляет проектный расчет, так как конструктору в первую очередь необходимо знать размеры деталей, которые выдержали бы действующие нагрузки и обеспечили необходимую жесткость. Последовательность проектного расчета следующая:

- определяются нагрузки, которые будут действовать в конструируемом элементе машины;
- выбирается материал для изготовления детали с учетом основного критерия работоспособности и, если необходимо, упрочняющие технологии;
- определяются допускаемые напряжения или запасы прочности;
- назначается основной конструктивный размер, на основании которого будут определены все размеры детали;
- иногда в расчетное выражение может входить несколько конструктивных параметров, тогда они могут быть выражены через безразмерные коэффициенты и основной параметр;
- рассчитывается основной размер, и определяются другие конструктивные размеры детали или узла, и приводятся к стандартным размерам.

После разработки конструкции должен быть произведен проверочный расчет, так как при конструировании могут произойти изменения размеров, формы детали и т.д. Порядок проверочного расчета примерно следующий:

- реальная конструкция заменяется расчетной схемой;
- определяются места приложения нагрузок, если необходимо, распределенные нагрузки заменяются сосредоточенными, приводятся к определенным точкам;
- намечаются опасные сечения, то есть сечения в которых может произойти поломка;
- определяется расчетное значение напряжения или коэффициента запаса усталостной прочности и их значения сравниваются с допускаемыми.

2.2. ВЫБОР МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Конструирование любого элемента машины начинается с выбора материала, так как он во многом определяет надежность, срок службы и экономические показатели машины. Следует иметь в виду, что стоимость материалов составляет значительную часть стоимости машины (в станках стоимость материалов составляет 65...70%, в грузоподъемных машинах – 70...75%). металлоемкость отечественных машин и оборудования выше зарубежного на 30...200%. На единицу продукции машиностроения в среднем расходуется материальных ресурсов в 1,5 раза больше, чем в ведущих капиталистических странах. В некоторых случаях на предприятиях до 40% металла уходит в стружку. При изготовлении деталей необходимо стремиться к малой металлоемкости, для чего применять профильный прокат, штампованные или сварные заготовки, чтобы до минимума свести операции резанием.

Уменьшение массы машин означает снижение расхода металла и стоимости изготовления. Это особенно важно при массовом производстве. Но уменьшение массы конструкции не должно стать самоцелью – не должны снижаться прочность, жесткость и надежность машины. Сравнительные весовые качества машин одинакового назначения принято оценивать показателем удельного веса, представляющего собой отношение массы машины к основному параметру. Этот показатель учитывает степень конструктивного совершенства машины, степень применения легких сплавов и неметаллических материалов.

Основными машиностроительными материалами являются сталь, чугун, сплавы цветных металлов, пластмассы, композитные материалы. По содержанию углерода стали делятся на низкоуглеродистые, содержащие углерод до 0,25%, среднеуглеродистые - 0,25...0,6%, высокоуглеродистые - 0,6...2%. Легированные стали различают по содержанию легирующих присадок на низколегированные до 2...2,5%, среднелегированные с содержанием присадок 2,5...10% и высоколегированные с содержанием присадок более 10%. Присадки придают особые свойства: жаропрочность, коррозионную стойкость и т.д.

Чугуны подразделяется на:

- серый, в котором углерод находится в виде графита;
- белый, в котором углерод находится в виде цементита;
- ковкий, полученный из белого чугуна путем отжига.

Все чугуны обладают хорошими литейными свойствами.

Из сплавов цветных металлов применяется **бронза** – сплав меди с оловом, свинцом, алюминием и др. Они обладают высокими антифрикционными и антикоррозионными свойствами и поэтому применяются в узлах трения, а также в паровой, водяной и масляной арматуре. **Латунь** – сплав меди с цинком. Они обладают хорошей коррозионной стойкостью, электропроводностью и находят широкое применение в машиностроении.

Композитные материалы обладают уникальными физико-механическими свойствами: прочностью, жесткостью, долговечностью, инертностью к агрессивным средам. Возможно создать рациональную структуру, адекватную силовым и другим воздействиям на конструкцию или деталь. При этом существенно упрощается технология изготовления деталей, что позволяет экономить энергетические, трудовые и материальные ресурсы, снизить эксплуатационные расходы. Значения прочности и жесткости представляют собой отношения сопротивления разрушению и модуля упругости к плотности

Композитные материалы состоят из матрицы и наполнителя. Высокопрочные композитные материалы состоят из металлической матрицы армированной различными волокнами из нитей бора, карбида кремния, бериллия, титана, вольфрама и т.д. механические характеристики зависят от доли волокон, их расположения и связи с матрицей и свойств матричного вещества.

Композитные материалы керамического типа на основе оксидов, нитридов, карбидов обладают тепло – и эрозионной стойкостью и применяются в виде покрытий и защитных слоев.

Выбор конкретных материалов при конструировании зависит от способа получения заготовки и критерия работоспособности детали. При выборе

материалов следует руководствоваться следующими соображениями. Детали, размеры которых определяются условиями прочности, выполняются из материалов с высокими прочностными характеристиками с применением упрочняющих технологий (легированные стали). Для деталей с большими упругими перемещениями (пружины, рессоры) применяют закаливаемые до высокой твердости стали. Если детали подвержены контактному напряжению и износу, то их рекомендуется изготавливать из качественных сталей, закаливаемых до высокой твердости (подшипники качения, зубчатые колеса). Детали, размеры которых определяются из условия жесткости, изготавливаются из материалов с высоким модулем упругости, термически не обрабатываются.

Из двух сопряженных деталей, для которых основным критерием является износостойкость в условиях скольжения, одну деталь выполняют с возможно более твердой поверхностью, а другую – из антифрикционных материалов, с низким коэффициентом трения, высокой износостойкостью, хорошей прирабатываемостью (подшипники скольжения, направляющие).

В некоторых случаях сопряженные детали в паре скольжения должны обладать высоким и постоянным коэффициентом трения, высокими износо- и теплостойкостью в условиях работы всухую или со смазкой (тормоза, фрикционные муфты и передачи). Тогда они изготавливаются из металлокерамики, пластмасс на основе асбеста, белого чугуна.

Сложные по форме детали, например корпусные, изготавливают из материалов, которые хорошо льются. Детали в форме листов, тонкостенных труб, профильных балок – из материалов, допускающих обработку давлением. Детали ферм, рам, подвергаемых резке, гибке, пробивке отверстий в холодном состоянии – из низкоуглеродистых сталей.

2.3. ПРОЧНОСТЬ

В зависимости от характера нагружения различают статическую и усталостную прочность.

Статическая прочность – способность детали сопротивляться разрушению или возникновению недопустимых остаточных деформаций под действием однократных нагрузок. Статические разрушения происходят из-за перегрузок, неучтенных при расчете, или дефектов материала детали не обнаруженных при изготовлении. Разрушение происходит сразу по всему сечению.

Оценка статической прочности производится в большинстве случаев путем сравнения расчетных внутренних напряжений, возникающих под действием внешних нагрузок, с допускаемыми

$$\sigma \leq [\sigma] \text{ или } \tau \leq [\tau]$$

где τ и σ – расчетные нормальные или касательные напряжения; $[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{[s]}$ и $[\tau] = \frac{\tau_{\text{пред}}}{[\tau]}$ – допускаемые напряжения; $\sigma_{\text{пред}}$ и $\tau_{\text{пред}}$ – предельные напряжения, при достижении которых происходит разрушение детали; для хрупких материалов предельное напряжение равно пределу прочности σ_b , а для пластичных пределу текучести σ_t запас прочности $[s] = 1.5 \dots 2.5$ для пластичных материалов и $[s] = 2 \dots 4$ для хрупких.

Статические разрушения происходят редко. Около 80% поломок вызвано усталостными явлениями. При действии переменных напряжений в деталях могут возникнуть микроскопические трещины, развитие которых вызывает поломки – разрушение усталостного характера.

Типичный усталостный излом имеет две зоны: зону усталостного разрушения, которая расположена на краю сечения и имеет гладкую (зеркальную) поверхность, и зону хрупкого разрушения, имеющая крупнокристаллическую структуру. По величине и характеру поверхности этих зон можно судить о длительности развития трещин.

Основной характеристикой усталостной прочности является предел выносливости σ_{-1} и τ_{-1} – это максимальное напряжение, которое может выдержать материал при практически неограниченном числе циклов нагружения N .

Предел выносливости геометрически подобных деталей снижается с увеличением размеров. С увеличением абсолютных размеров сечений деталей в большей степени проявляется отрицательное влияние неоднородности механических свойств металла и структурных дефектов, способствующих развитию усталостных трещин. Наряду с этим с увеличением размеров сечения снижаются градиент напряжений и положительный эффект возможного упрочняющего действия обработки. Поэтому с увеличением абсолютных размеров сечений происходит снижение их прочностных механических характеристик, полученных при испытании образцов. При расчете деталей машин снижение предела выносливости из-за влияния размеров учитывается масштабным коэффициентом, величина которого определяется по графикам справочной литературы.

В местах изменения формы деталей (галтели, кольцевые проточки, переходы от одного размера к другому, шпоночные пазы, резьбы), соединения с натягом и т.д., возникают зоны повышенных напряжений, увеличение может превышать средний уровень в 2,5 и более раз. Это явление называется концентрацией напряжений. Снижение прочности, вызванное концентрацией напряжений, зависит от материала, термообработки, технологических способов упрочнения и оценивается эффективным коэффициентом концентрации – отношение предельных напряжений при одинаковых видах нагружения гладкого образца и образца с концентратором напряжений, имеющего такие же размеры, как и гладкий образец.

Усталостная прочность зависит от состояния поверхности детали. Обычно первичные трещины возникают на поверхности, особенно при изгибе, кручении. После обработки детали на ее поверхности остаются риски, борозды, которые играют роль концентраторов напряжений. Грубая механическая обработка вызывает пластические сдвиги, надрывы, микротрещины. Влияние состояния поверхности на усталостную прочность учитывается коэффициентом качества

поверхности. Его величина определяется по справочной литературе. Более подробно об этих коэффициентах будет сказано в соответствующих разделах.

Расчет прочности производится по запасам усталостной прочности, при этом учитываются все факторы перечисленные выше. Определяются запасы усталостной прочности по нормальным напряжениям s_σ , по касательным напряжениям s_τ . При одновременном действии касательных и нормальных напряжений, определяется общий запас усталостной прочности

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} > [s] > 1.5$$

Более подробно это изложено в соответствующих разделах дисциплины.

2.4. СОПРЯЖЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Передача сил между деталями машин происходит по сопряженным поверхностям (по площадкам контакта). Сопряжения условно можно разделить на первоначальный контакт по площади, по линии и в точке. Различают подвижные и неподвижные сопряжения деталей.

Неподвижные сопряжения с первоначальным контактом по площади (резьбовые, с натягом, шпоночные и шлицевые соединения) рассчитывают по простейшим схемам. При этом напряжения смятия принимают равным нормальной силе F , деленной на всю поверхность контакта A :

$$\sigma_{см} = F/A < [\sigma_{см}]$$

При подвижном контакте по поверхности (подшипники скольжения, направляющие станков) расчет производится по удельным давлениям

$$p = F/A < [p],$$

При первоначальном контакте по линии или в точке при неподвижном контакте условие прочности имеет вид

$$\sigma_H < [\sigma_H],$$

где σ_H и $[\sigma_H]$ – расчетное и допускаемое контактное напряжение.

Контактные напряжения возникают, когда площадь контакта двух тел без нагрузки мала по сравнению с размерами самих тел, например, контакт двух цилиндров (линейный контакт), двух шаров шар и поверхность (точечный контакт). При сжатии цилиндров распределенными по их длине силами q в результате упругих деформаций образуется площадка контакта в виде полоски шириной $2a$ (рис.2.2). Решение этой контактной задачи получено Герцем из общего случая контакта двух тел. Для стальных цилиндров формула будет иметь вид

$$\sigma_H = 0.418 \sqrt{\frac{q E_{np}}{\rho_{np}}} \leq [\sigma_H]$$

где ρ_{np} – приведенный радиус кривизны по линии контакта; $E_{np} = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$ – приведенный модуль упругости стали.

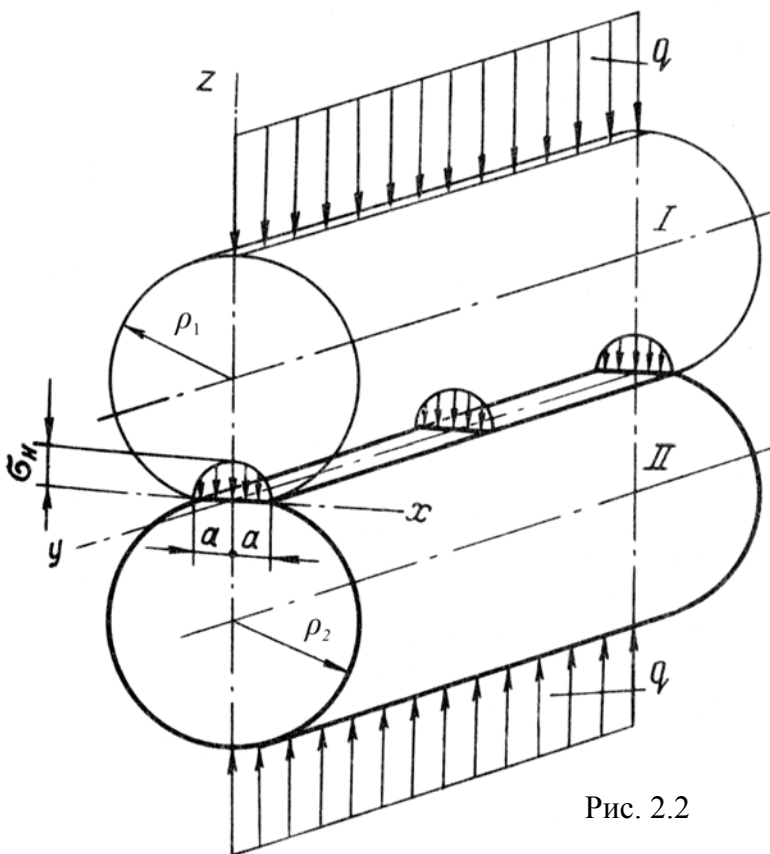


Рис. 2.2

Наибольшие контактные напряжения возникают в тонком поверхностном слое материала. Поэтому для повышения его контактной прочности достаточно упрочнить только поверхностный слой. Для зубчатых передач толщина этого слоя составляет 0.2...0.3 значения модуля. На практике это достигается различными методами химико-

термической обработки материала.

2.5. ЖЕСТКОСТЬ

Жесткость это способность детали сопротивляться изменению формы или объема под действием нагрузок. Для некоторых деталей (пружины, рессоры, корпусные детали) этот критерий является основным, а для остальных вторым после прочности. Из курса «сопротивления материалов» известно, что показателем жесткости является величина произведения $E I$

где E – модуль упругости материала; I – полярный момент инерции детали.

Жесткость определяют следующие факторы: модуль упругости E или модуль сдвига G при кручении и сдвиге, геометрические характеристики сечения, вид нагрузки (распределенная или сосредоточенная).

Актуальность критерия жесткости непрерывно возрастает, так как совершенствование материалов идет по линии увеличения прочностных характеристик, а модуль упругости остается без изменения. Таким образом, жесткость зависит только от размеров поперечного сечения детали. Недостаточная жесткость может быть причиной преждевременного выхода из строя деталей машины. Например, для валов передач деформации изгиба и кручения превышающие норму приводят к неравномерному распределению нагрузки по длине зубьев, а цапфы вала перекашиваются в опорах, что ведет к ухудшению условий работы подшипников, неравномерному износу вкладышей, если они не могут самоустанавливаться. Различают жесткость детали и жесткость конструкции.

Жесткость детали оценивается: коэффициентом жесткости – это отношение силового фактора к вызываемой им величине деформации и коэффициентом податливости – это величина деформации под действием единичной нагрузки.

Коэффициент жесткости будет

$$c = F / \Delta l, (\text{при растяжении (сжатии)})$$

$$c = T / \varphi, (\text{при кручении})$$

где F – приложенная сила; Δl – удлинение, T – крутящий момент; φ – угол скручивания вала

Коэффициент податливости будет

$$\lambda = 1 / EA, (\text{при растяжении (сжатии)})$$

$$\lambda = l / GI, (\text{при кручении})$$

где l и A – длина и площадь поперечного сечения детали, l – длина вала; G – модуль сдвига; $I = \pi d^4 / 32$ – полярный момент инерции поперечного сечения вала.

Коэффициент податливости является величиной обратной коэффициенту жесткости, то есть $c\lambda = 1$, или $\lambda = 1/c$.

Жесткость конструкции – способность конструкции (системы) сопротивляться действию внешних нагрузок с деформациями, допустимыми без нарушения работоспособности системы. Повышенные деформации могут нарушить нормальную работу конструкции задолго до возникновения опасных для прочности напряжений. Нарушая равномерное распределение нагрузки они вызывают сосредоточенные силы на отдельных участках конструкции, в результате чего появляются местные напряжения, иногда в несколько раз превышающие номинальные напряжения. Жесткость конструкции оценивается теми же параметрами что и детали.

Способы повышения жесткости конструкции: всемерное устранение изгиба, замена его растяжением или сжатием; целесообразная расстановка опор; рациональное усиление ребрами, работающими на сжатие; привлечение жесткости смежных деталей; рациональное увеличение момента инерции без возрастания массы.

2.6. ОСНОВЫ ТРИБОТЕХНИКИ МАШИН

Триботехника – наука о контактном взаимодействии твердых тел при их относительном смещении. Эта наука охватывающая весь комплекс вопросов трения, изнашивания и смазки машин, привлекла к себе внимание в связи с огромными материальными потерями, вызванными износом машин. Износ это изменение формы и размера сечений детали в результате разрушения поверхности.

Износ деталей ведет к потерям точности машин, приборов и инструментов, снижению КПД машин, прочности деталей из-за появления динамических нагрузок и уменьшения сечений, увеличению шума и т.д. и является главной причиной

выхода машин из строя. Ежегодные расходы на техническое обслуживание и восстановительные ремонты действующего парка автомобилей превышает стоимость изготовления в шесть раз, станков – до восьми раз, а строительных и дорожных машин – 15 раз.

В зонах соприкосновения двух перемещающихся относительно друг друга деталей возникает сопротивление – сила внешнего трения. В ходе этого сложного явления имеют место механические, теплофизические, физико-химические и электромеханические процессы, которые «порождают» различные формы изнашивания деталей.

Различают три вида трения:

покоя, при котором взаимное смещение деталей происходит за счет деформации. Оно характеризуется коэффициентом сцепления. Этот вид трения наблюдается в неподвижных соединениях и ему присущи разрушения рабочих поверхностей от фреттинг-коррозии, окислительного изнашивания;

скольжения – это трение движения двух твердых тел, при котором скорости тел в точках контакта различны по величине или направлению. Детали, работающие в условиях трения скольжения (диски фрикционных муфт, тормозные колодки и т.д.) подвержены контактному схватыванию (сварке), абразивному износу;

качения – это трение движения двух тел, при котором их скорости в точках касания одинаковы по значению и направлению. Повреждение деталей (зубчатых колес, фрикционных катков, подшипников качения и т.д.) происходит в форме контактной усталости, износа вследствие пластической деформации.

Свойство материала детали оказывать сопротивление изнашиванию в определенных условиях трения называют **износостойкостью**. Для количественного описания процесса изнашивания используют показатели: интенсивность изнашивания I – отношение толщины снятого слоя в результате трения к пути трения, т.е. $I = h / L$

Износостойкость величина обратная интенсивности изнашивания. Для обеспечения триботехнической надежности машин решаются две задачи: определение предельных параметров процесса изнашивания, при которых возможна нормальная работа и определение срока службы узла при заданном режиме трения.

В условиях трения качения основным износом является контактная усталость под действием переменных напряжений, вызванных перемещением зоны контакта. Образуются трещины. Их развитие приводит к появлению раковин (ямок). Длительность работы до появления выкрашивания зависит от величины контактных напряжений и срока службы в циклах нагружения.

Усталостное выкрашивание смазанных поверхностей происходит лишь при выдавливании смазки из зоны контакта

При трении скольжения наблюдается абразивный износ, коррозионно-механический, молекулярно-механический и др.

Абразивное изнашивание – представляет механическое разрушение трущихся поверхностей, возникающее в результате режущего или царапающего воздействия твердых тел и частиц. Абразивное изнашивание является результатом срезания и пластического деформирования шероховатостей. Для уменьшения абразивного изнашивания снижают уровень абразивного воздействия, повышают поверхностную твердость деталей.

Коррозионно-механическое изнашивание распространено в машинах, в которых трущиеся поверхности вступают в химическое взаимодействие с окружающей средой. Разрушение поверхности трения происходит под воздействием двух одновременно протекающих процессов: коррозии и механического изнашивания.

Молекулярно-механическое изнашивание наблюдается при высоких контактных напряжениях и возникает в результате схватывания, глубинного вырывания материала, переноса материала с одной поверхности трения на

другую. Этот процесс называют заеданием, он проявляется в виде глубоких борозд, вырывов, рисок. При смазке условием возникновения заедания является нарушение промежуточных масляных слоев относительного перемещения и взаимодействие физически чистых контактирующих поверхностей.

Обеспечение триботехнической надежности деталей машин должно быть комплексным с использованием конструктивных, технологических и эксплуатационных методов повышения износостойкости.

К конструктивным методам можно отнести:

- оптимальный выбор пары трения;
- снижение концентрации нагрузки в узлах трения;
- оптимизация формы изнашивающейся поверхности с приближением ее к форме естественного износа;
- самокомпенсация износа (прижатие манжеты к валу пружиной).

Технологические методы повышения триботехнической надежности:

- снижение шероховатости поверхностей;
- применение покрытий, предохраняющих поверхности от схватывания, упрочнение поверхностных слоев деталей.

К эксплуатационным методам можно отнести: обкатку машин, своевременную замену смазочных материалов и изнашивающихся элементов (вкладышей, вставок и др.).

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Изложите порядок проектного и проверочного расчетов.
2. Перечислите материалы применяемые в машиностроении.
3. Что такое статическая прочность деталей?
4. Какие факторы учитываются при расчете деталей на усталостную прочность?
5. Какие сопряжения могут быть в деталях?
6. Какие параметры характеризуют жесткость деталей?
7. Перечислите конструктивные факторы повышения триботехнической надежности.

3. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

3.1. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЕРЕДАЧ

Механической передачей называют механизм, который преобразует параметры движения двигателя при передаче исполнительным органам машины.

Параметрами движения при вращательном движении является крутящий момент T и угловая скорость ω или частота вращения n , при поступательном движении – сила F и линейная скорость v .

Передача предназначена для согласования режимов работы двигателя и исполнительных органов машины.

Основные характеристики передач: мощность P_1 на входе и P_2 на выходе, Вт; быстроходность, которая выражается частотой вращения n_1 на входе и n_2 на выходе, мин⁻¹ или угловыми скоростями ω_1 и ω_2 , с⁻¹.

Коэффициент полезного действия (КПД)

$$\eta = P_2/P_1 \text{ или } \eta = 1 - P_r/P_1,$$

где P_r - потери мощности в передаче;

Передаточное отношение, определяемое в направлении потока мощности:

$$i = \omega_1/\omega_2 = n_1/n_2.$$

При $i > 1$, т.е., $n_1 > n_2$ – передача понижающая и называется **редуктор**. При $i < 1$, т.е., $n_1 < n_2$ – передача повышающая, или **мультипликатор**.

Передачи выполняют с постоянным или переменным передаточным отношением. Регулирование, т.е. изменение передаточного отношения может быть ступенчатым и бесступенчатым. Ступенчатое регулирование выполняют с помощью коробок скоростей с зубчатыми колесами, ременных передачах со ступенчатыми шкивами и т.п.; бесступенчатое регулирование – с помощью фрикционных или цепных вариаторов.

Механические передачи ступенчатого регулирования обладают высокой работоспособностью и поэтому находят широкое применение. Механические передачи бесступенчатого регулирования обладают меньшей нагрузочной

способностью и имеют меньшее распространение. Их применяют в основном для малых мощностей (до 10...15 кВт).

При расчете передач часто используют следующие зависимости между параметрами: выражение мощности P , Вт, через окружную силу F_t , Н, и окружную скорость v , м/с, колеса, шкива, барабана и т.п.:

$$P = F_t v;$$

выражение вращающего момента T , Нм, через мощность P , Вт, и угловую скорость ω , с⁻¹:

$$T = P/\omega, \text{ где } \omega = \pi n/30;$$

связь между вращающимися моментами на одном T_1 и другом T_2 валах через передаточное отношение i и КПД η в линии передачи между этими валами в направлении потока мощности:

$$T_2 = T_1 \cdot i \cdot \eta.$$

3.2. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ.

3.2.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ.

Принцип действия и классификация. Принцип действия зубчатой передачи основан на зацеплении пары зубчатых колес (рис.3.1).

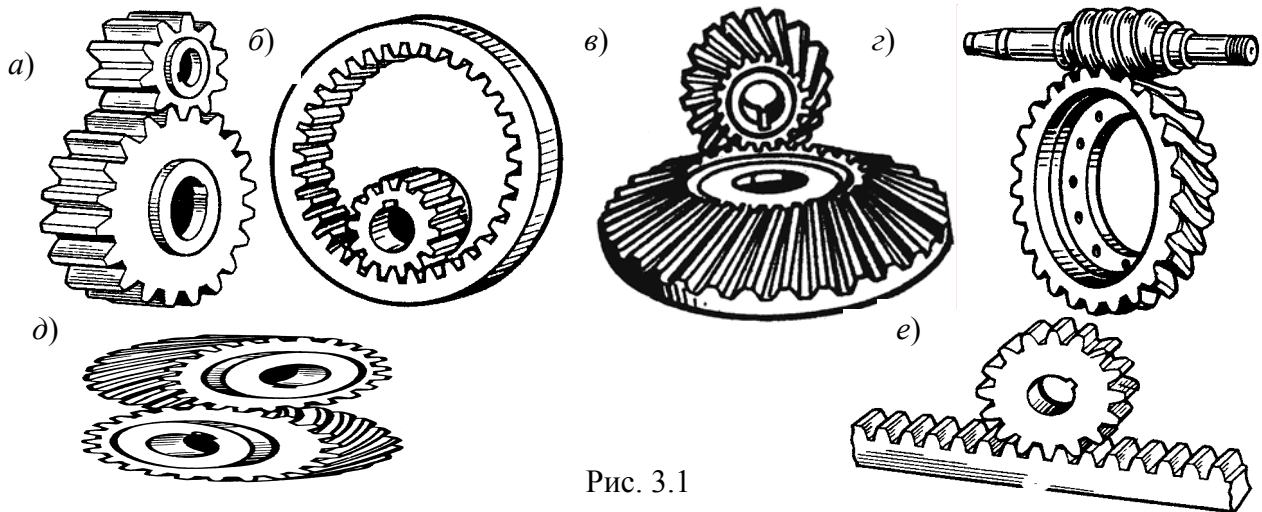


Рис. 3.1

По расположению осей валов различают: передачи с параллельными осями, которые выполняют с цилиндрическими колесами внешнего или внутреннего зацепления, (рис.3.1, а, б), передачи с пересекающимися осями – конические колеса (рис. 3.1, в), с перекрещивающимися осями – червячные (рис. 3.1, г), цилиндрические винтовые (рис. 3.1, д). Кроме того, применяют передачи между зубчатым колесом и рейкой (рис. 3.1, е).

По расположению зубьев на колесах различают передачи: прямозубые и косозубые. По форме профиля зуба различают: эвольвентные и круговые. Наиболее распространен эвольвентный профиль зуба, предложенный Эйлером в 1760 году. Он обладает рядом технологических и эксплуатационных преимуществ. Круговой профиль предложен М.Л. Новиковым в 1954 году. Этот профиль обладает повышенной нагрузочной способностью, однако очень требователен к смазке.

Оценка и применение. Основные преимущества зубчатых передач: высокая нагрузочная способность и, как следствие, малые габариты; большая

долговечность и надежность работы (до 30000 час.); высокий КПД – до 0.97...0.98 в одной ступени; постоянство передаточного отношения (отсутствие проскальзывания); возможность применения в широком диапазоне скоростей (до 150 м/с), мощностей (до десятков тысяч кВт) и передаточных отношений (до нескольких сотен и даже тысяч).

К недостаткам зубчатых передач можно отнести повышенные требования к точности изготовления, шум при больших скоростях, высокую жесткость, не позволяющую компенсировать динамические нагрузки. Однако отмеченные недостатки не снижают существенного преимущества зубчатых передач перед другими. Вследствие этого зубчатые передачи нашли наиболее широкое распространение во всех областях техники.

Из всех перечисленных разновидностей зубчатых передач наибольшее распространение имеют передачи с цилиндрическими колесами, как наиболее простые в изготовлении и эксплуатации, надежные и малогабаритные. Конические, винтовые и червячные передачи применяют лишь в тех случаях, когда это необходимо по условиям компоновки машины.

3.2.2. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ И КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ.

Основные понятия. Меньшее из пары зубчатых колес называют *шестерней*, а большее – *колесом*. Термин «зубчатое колесо» является общим. Параметрам шестерни приписывают индекс 1, а параметрам колеса – 2 (рис. 3.2.) Кроме того, различают индексы, относящиеся: w – к начальной поверхности или окружности; b – к основной поверхности или окружности; a – к поверхности или окружности вершин и головок зубьев; f – к поверхности или окружности впадин и ножек зубьев. Параметрам, относящимся к делительной поверхности или окружности, дополнительного индекса не приписывают.

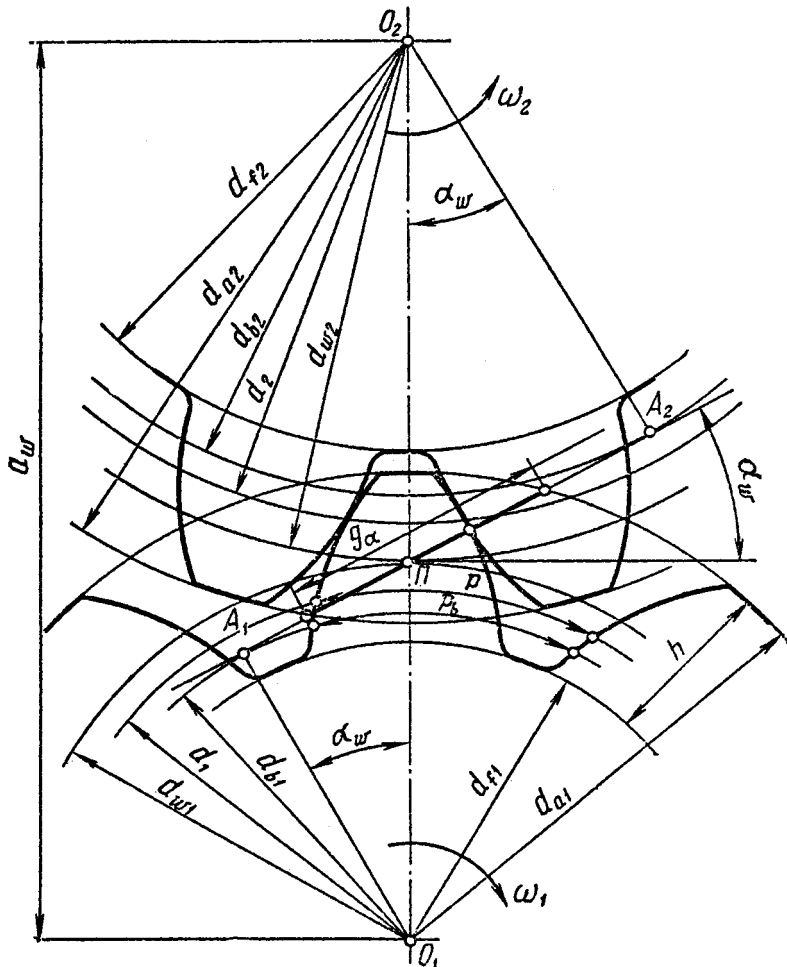


Рис. 3.2.

Общие понятия о параметрах пары зубчатых колес и их взаимосвязи проще всего уяснить, рассматривая прямозубые колеса. При этом особенности косозубых колес рассматривают отдельно. Число зубьев шестерни и колеса соответственно: z_1 и z_2 . Передаточное число $u=z_2/z_1$ — отношение большего числа зубьев к меньшему, т.е. u всегда больше 1; этот параметр удобен при расчетах зубчатых пар по контактным напряжениям (не путать с передаточным

отношением i).

Делительный окружной шаг зубьев — p (равен шагу исходной зубчатой рейки); $p_b = p \cdot \cos \alpha$ — основной окружной шаг зубьев; α — угол профиля делительный, равный углу профиля исходного контура, стандартное значение $\alpha = 20^\circ$; α_w — угол зацепления или угол профиля начальный, определяется выражением

$$\cos \alpha_w = (a \cdot \cos \alpha) / a_w;$$

Основная характеристика размеров зубьев — окружной модуль зубьев, определяемый как $m = p/\pi$. Значения модулей стандартизованы в диапазоне 0,05...100 мм (табл. 3.1.).

Основными геометрическими параметрами зубчатых колес являются (рис.3.2):

$d=pz/\pi=mz$ – делительный диаметр (диаметр окружности, по которой обкатывается инструмент при нарезании);

$d_b=d \cdot \cos \alpha$ – основной диаметр (диаметр окружности, разверткой которой являются эвольвенты зубьев);

Таблица 3.1

Ряды	Модуль, мм
1-й	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25
2-й	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22

d_{w1} и d_{w2} – начальные диаметры (диаметры окружностей, по которым пары зубчатых колес обкатываются в процессе вращения):

$$d_{w1}=2a_w/(u+1); d_{w2}=2a_w-d_{w1}.$$

У передач без смещения и при суммарном смещении $x_\Sigma=0$ начальные и делительные окружности совпадают, то есть:

$$d_{w1}=d_1=mz; d_{w2}=d_2=mz.$$

Для колес без смещения $h=2.25m$; $d_a=d+2m$; $d_f=d-2.5m$; A_1A_2 – линия зацепления (общая касательная к основным окружностям); g_α – длина активной линии зацепления (отсекаемая окружностями вершин зубьев); Π – полюс зацепления (точки касания начальных окружностей и одновременно точки пересечения линии центров колес O_1O_2 с линией зацепления).

Коэффициент торцового перекрытия ε_α и изменение нагрузки по профилю зуба. При вращении колес линия контакта зубьев перемещается в поле зацепления (рис. 3.3, а), из которого одна сторона равна длине активной линии зацепления g_α , а другая – рабочей ширине зубчатого венца b_w .

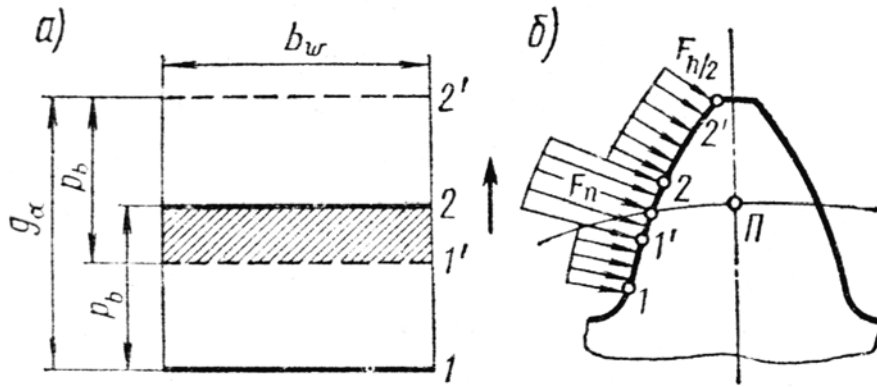


Рис. 3.3

Пусть линия контакта 1 первой пары зубьев находится в начале поля зацепления, тогда при $p_b < g_\alpha$ в поле зацепления находится еще и линия контакта 2 второй пары

зубьев. При вращении колес линии контакта 1 и 2 перемещаются в направлении, указанном стрелкой. Когда вторая пара придет на границу поля 2', первая пара займет положение 1'. При дальнейшем движении на участке 1'-2 зацепляется только одна пара зубьев. Однопарное зацепление продолжается до тех пор, пока линия контакта 1' не займет положение 2. В этот момент в зацепление вступит следующая пара зубьев и снова начнется двухпарное зацепление.

Рассмотрим профиль зуба (рис. 3.3, б). Здесь зона однопарного зацепления 1'...2 располагается посередине зуба или в районе полюса зацепления (см. также рис. 3.2). В зоне однопарного зацепления зуб передает полную нагрузку F_n , а в зонах двухпарного зацепления только половину (приблизленно) нагрузки. *Размер зоны однопарного зацепления зависит от значения коэффициента торцового перекрытия*

$$\varepsilon_\alpha = g_\alpha / p_b.$$

По условиям непрерывности зацепления и плавности хода передачи должно быть $\varepsilon_\alpha > 1$ (расчет показан ниже).

3.2.3. ТОЧНОСТЬ ИЗГОТОВЛЕНИЯ КОЛЕС И ЕЕ ВЛИЯНИЕ НА КАЧЕСТВО ПЕРЕДАЧИ.

Основными ошибками изготовления зубчатых колес являются: ошибка шага и формы профиля зубьев, ошибка в направлении зубьев относительно образующей делительного цилиндра.

Ошибка шага и профиля нарушает кинематическую точность и плавность работы передачи. В передаче сохраняется постоянным только среднее значение передаточного отношения i . Мгновенные значения i в процессе вращения меняются.

Колебания передаточного отношения особенно нежелательны в кинематических цепях, выполняющих следящие, делительные и измерительные функции. В силовых быстроходных передачах с ошибками шага и профиля связаны дополнительные динамические нагрузки, удары и шум в зацеплении.

Ошибки в направлении зубьев в сочетании с перекосом валов вызывают неравномерное распределение нагрузки по длине зуба.

Точность изготовления зубчатых передач регламентируется стандартом (СТ СЭВ 641–77), который предусматривает 12 степеней точности. Каждая степень точности характеризуется тремя показателями: 1) *нормой кинематической точности*, регламентирующей наибольшую погрешность передаточного отношения или полную погрешность угла поворота зубчатого колеса в пределах одного оборота (в зацеплении с эталонным колесом); 2) *нормой плавности работы*, регламентирующей многократно повторяющиеся циклические ошибки передаточного отношения или угла поворота в пределах одного оборота; 3) *нормой контакта зубьев*, регламентирующей ошибки изготовления зубьев и сборки передачи, влияющие на размеры пятна контакта в зацеплении (распределение нагрузки по длине зуба).

Степень точности выбирают в зависимости от назначения и условий работы передачи, в первую очередь в зависимости от окружной скорости. Наибольшее распространение имеют 6, 7, 8 и 9 степени точности (табл. 3.2.).

Во избежание заклинивания зубьев в зацеплении должен быть боковой зазор. Размер зазора регламентируется видом сопряжения зубчатых колес. Согласно ГОСТ 1643–81 устанавливается шесть видов сопряжений, обозначаемых

Таблица 3.2

Степень точности	Окружная скорость, м/с, не более		Область применения
	прямозубая	косозубая	
6 (высоко-точные)	15	30	Высокоскоростные передачи, механизмы точной кинематической связи, отсчетные и др.
7 (точные)	10	15	Передачи при повышенных скоростях и умеренных нагрузках или при повышенных нагрузках и умеренных скоростях.
8 (средней точности)	6	10	Передачи общего машиностроения, не требующие особой точности.
9 (пониженной точности)	2	4	Тихоходные передачи с пониженными требованиями к точности.

A, B, C, D, E, H, при которых реализуются по величине гарантированные зазоры, и восемь допусков на боковой зазор: x, y, z, a, b, c, d, h. Обозначения даны в порядке убывания величины гарантированного зазора и допуска на зазор. Здесь x, y, z –дополнительные допуски.

Поскольку величина бокового зазора зависит от изменения межосевого расстояния, ГОСТ 1643-81 устанавливает шесть классов отклонений межосевого расстояния, обозначаемых в порядке убывания точности цифрами от I до VI. Например, для сопряжений H и E соответствует II класс точности межосевого расстояния.

Условное обозначение точности зубчатого колеса включает группу цифр – степени точности и группу букв – виды сопряжений и допуски на них. Например: 7–6–7–Вх ГОСТ 1643-81, означает: 7 – степень точности по нормам кинематической точности; 6 – по нормам плавности; 7 – по нормам контакта; В – вид сопряжения, х – вид допуска на сопряжении.

Виды разрушения зубьев. При передаче крутящего момента в зацеплении кроме нормальной силы F_n возникает сила трения $F_{тр} = F_n f$ (см. рис. 3.4, а), действие которой проявляется при скольжении профилей. Под действием этих сил материал зуба находится в сложном напряженном состоянии. На рабочих поверхностях возникают периодические контактные напряжения σ_H , в сечениях зуба – периодические нормальные напряжения изгиба σ_F . Для каждого зуба эти напряжения не являются постоянно действующим. Они изменяются во времени по некоторому прерывистому отнулевому циклу (рис. 3.4, б)

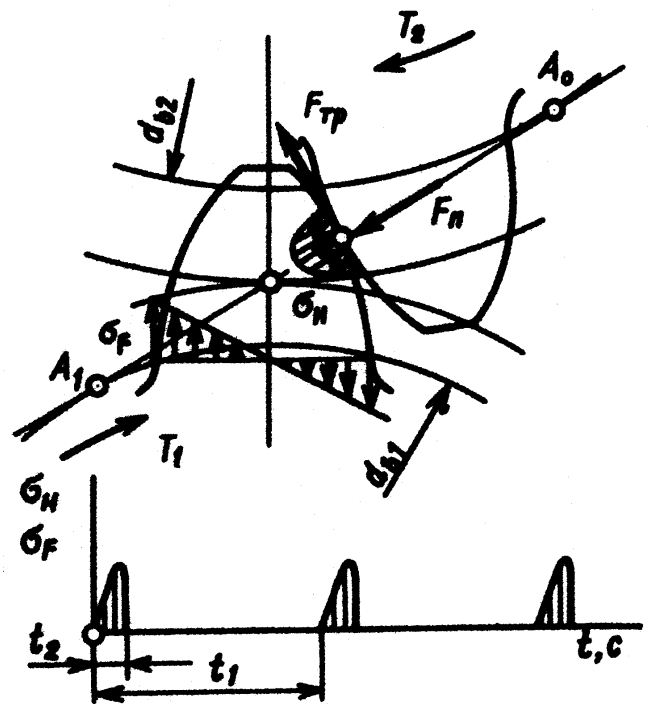


Рис. 3.4

Время действия σ_F за один оборот колеса t_1 равно продолжительности зацепления одного зуба t_2 . Напряжение σ_H действует еще меньше время. Это время равно продолжительности пребывания в зацеплении данной точки поверхности зуба с учетом зоны распространения контактных напряжений.

Переменность напряжений является причиной усталостного разрушения зубьев: поломки зубьев от напряжений изгиба и выкрашивание поверхности от контактных напряжений.

Различают два вида поломки зубьев: *поломка от больших перегрузок* ударного или статического действия; *усталостная поломка*, происходящая от действия переменных напряжений в течение сравнительно длительного срока службы. Для предупреждения усталостных поломок особое значение имеют меры по устранению концентраторов напряжений (рисок от обработки, раковин, трещин и т.п.). *Общие меры предупреждения поломки зубьев* – увеличение модуля, положительное смещение при нарезании зубьев, термообработка, наклеп, уменьшение концентрации нагрузки по краям (жесткие валы, зубья со срезанными углами).

Повреждение поверхности зубьев.

Все виды повреждения поверхности зубьев (рис. 3.5) связаны с контактными напряжениями и трением.

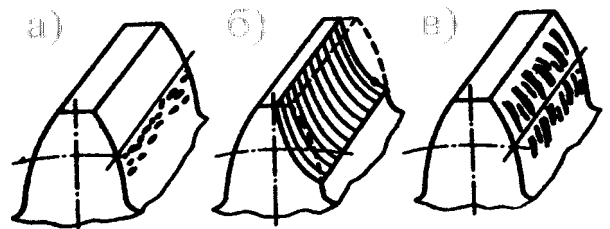


Рис. 3.5

Усталостное выкрашивание от контактных напряжений (рис. 3.5, а) является основным видом разрушения поверхностей зубьев закрытых передач, с хорошей смазкой.

Выкрашивание (сначала образуются оспинки, потом раковины) начинается вблизи полюсной линии на ножках зубьев, там, где нагрузка передается одной парой зубьев, а скольжение и перекатывание зубьев направлены так, что масло запрессовывается в трещины и способствует выкрашиванию материала.

Основные меры предупреждения выкрашивания: повышение твердости материала путем термообработки; повышение степени точности, в особенности по норме контакта зубьев.

Абразивный износ (рис. 3.5, б) является основной причиной выхода из строя передач при плохой смазке. Это, как правило, открытые передачи или плохо защищенные от пыли закрытые передачи. Основные меры предупреждения износа – повышение твердости поверхности зубьев, защита от загрязнения, применение специальных масел.

Заедание (рис. 3.5, в) наблюдается преимущественно в высоконагруженных и высокоскоростных передачах. В местах соприкосновения зубьев этих передач развивается высокая температура, способствующая разрыву масляной пленки и образованию металлического контакта. Здесь происходит как бы сваривание частиц металла с последующим отрывом их от менее прочной поверхности. Образовавшиеся наросты задирают рабочие поверхности зубьев в направлении скольжения. Меры предупреждения заедания – те же, что и против износа. Желательно фланкирование зубьев (срезание верхних кромок зуба) и интенсивное охлаждение смазки.

Из всех видов разрушения поверхности зубьев наиболее распространено и изучено выкрашивание. Это позволило выработать нормы допускаемых контактных напряжений, устраняющих выкрашивание в течение заданного срока службы. Расчеты по контактным напряжениям, предупреждающие выкрашивание, получили применение в практике конструирования.

В современной методике расчетов из двух напряжений σ_H и σ_F в качестве основных в большинстве случаев приняты контактные напряжения, так как в пределах заданных габаритов колес σ_H остаются постоянными, а σ_F можно уменьшить путем увеличения модуля.

3.3. РАСЧЕТ ПРЯМОЗУБЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ НА ПРОЧНОСТЬ.

3.3.1. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ПРЯМОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

Знание сил в зацеплении необходимо для расчета на прочность зубьев колес, валов и их опор. Силы в зацеплении определяют в полюсе Π в зоне однопарного зацепления (рис. 3.6), т.е. в зоне наибольшего нагружения зубьев.

Распределенную вдоль линии контакта зубьев нагрузку заменим результирующим вектором F_n в нормальной плоскости к линии контакта. Данный вектор раскладывается по осям координат в прямозубой передаче в окружном F_t и в радиальном F_r направлениях (рис. 3.6). При заданном крутящем моменте T_1 , и без учета силы трения в зацеплении, будем иметь:

$$F_{n1}=F_{n2}=F_n, F_{t1}=F_{t2}=F_t, F_{r1}=F_{r2}=F_r.$$

При этом окружная сила $F_t = \frac{2T_1}{d_{w1}}$; радиальная сила $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w$.

Нормальная сила F_n может быть выражена через окружную силу, т.е.

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w}. \quad (3.1)$$

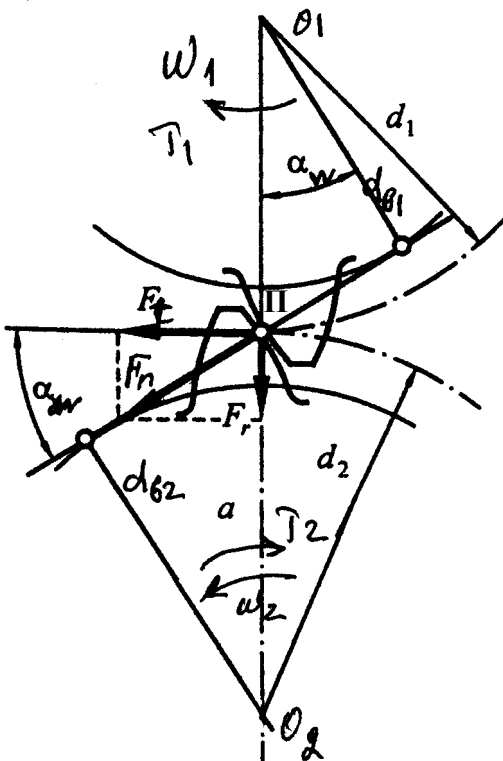


рис. 3.6

3.3.2. РАСЧЕТНАЯ НАГРУЗКА

При работе передачи в зубчатом зацеплении возникают дополнительные нагрузки из-за ошибок изготовления деталей и их деформаций или особых условий эксплуатации.

Расчетная нагрузка при определении прочности зубьев равна произведению номинальной нагрузки и коэффициента нагрузки $K > 1$.

Коэффициент нагрузки определяется

отдельно для контактных напряжений K_H и напряжений изгиба K_F , следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} K_H &= K_{H\beta} K_{HV} K_{H\alpha}; \\ K_F &= K_{F\beta} K_{FV} K_{F\alpha}, \end{aligned} \right\} \quad (3.2)$$

где $K_\beta (K_{H\beta}, K_{F\beta})$ – коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий (их значения лежат в пределах 1.05...1.2);

$K_V (K_{HV}, K_{FV})$ – коэффициенты, учитывающие дополнительную динамическую нагрузку, возникающую вследствие неточности изготовления колес (в зависимости от степени точности принимают значения в диапазоне от 1.05 до 1.5);

$K_\alpha (K_{H\alpha}, K_{F\alpha})$ – коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки между зубьями (в зависимости от степени точности и окружной скорости диапазон изменения от 1.02 до 1.1).

Раскроем содержание указанных коэффициентов.

Коэффициенты неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий ($K_{H\beta}, K_{F\beta}$). Концентрация возникает вследствие ошибок направления зубьев, упругих деформаций зубьев, валов и их опор (рис. 3.7, а, б, в). Вследствие указанных причин сопряженные профили зубьев будут испытывать различную нагрузку по длине линии соприкосновения (рис. 3.7, г). При нагружении вращающимися моментами зубья деформируются и контактируют по всей длине (рис. 3.7, д). Нагрузка распределится по длине контактной линии неравномерно, так перемещения сечений зуба одинаковы, что показано на эпюре, (рис. 3.7, е).

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки K_β определяется отношением q_{\max}/q_{cp} и зависит от угла перекоса, ширины колеса b_w (или отношения $\psi_{b,d} = b_w/d_1$) и расположения колес относительно опор (рис. 3.7, а, б, в).

При проектировочном расчете передачи ГОСТ 21354-87 рекомендует определять коэффициенты концентрации нагрузки $K_{H\beta}, K_{F\beta}$ по графикам в зависимости от относительной ширины колеса, твердости материала и расположения колес относительно опор (рис. 3.8).

Динамическая нагрузка в зацеплении (K_{HV}, K_{FV}). На величину дополнительной динамической нагрузки оказывают влияние ошибки основного шага зубьев, регламентированные кинематической точностью, деформации от

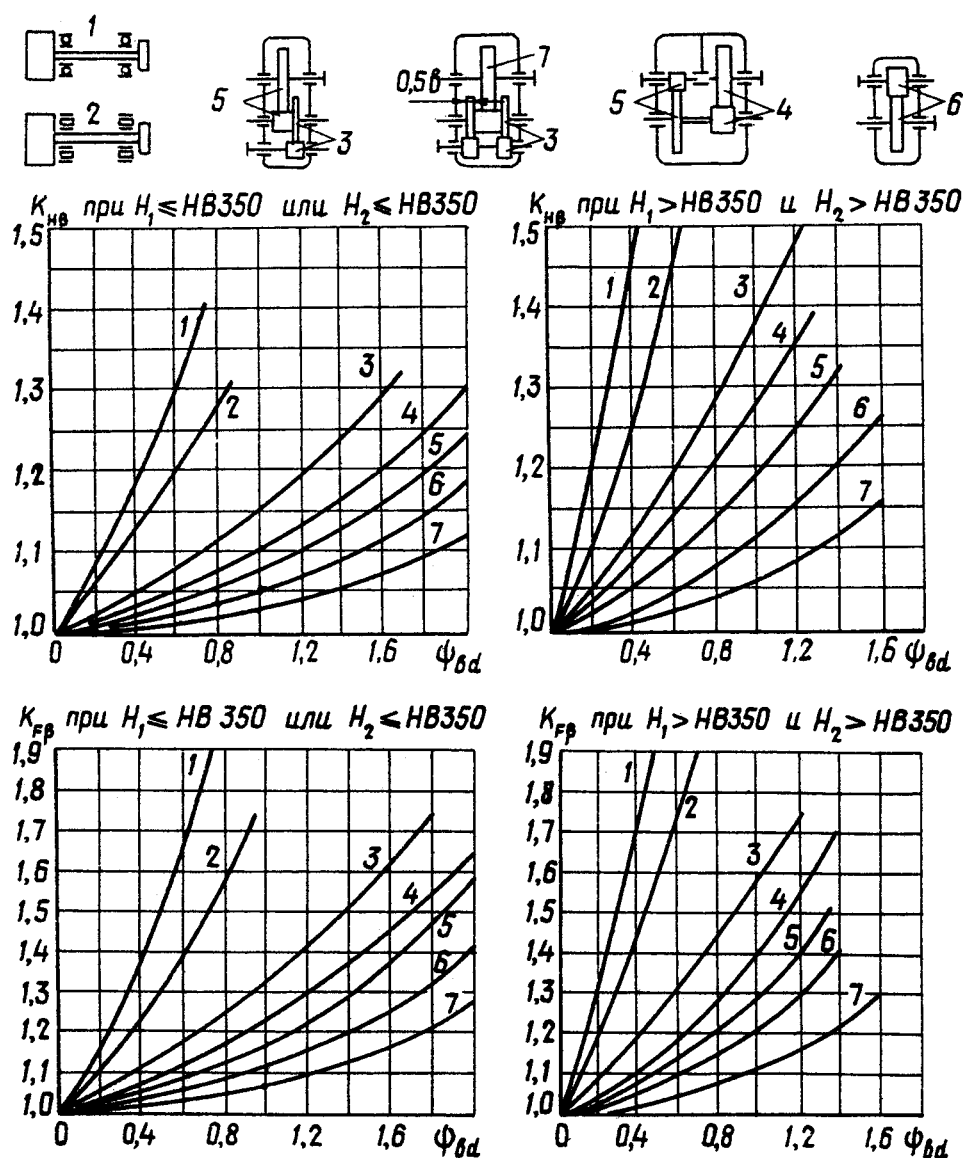


Рис. 3.8 Рис. 3.7

изгиба зубьев под нагрузкой, переменная жесткость зубьев и опор вала на подшипниках качения, окружная скорость.

Существенную роль в формировании дополнительной динамической нагрузки играют ошибки основного шага зубьев и деформация зубьев при изгибе,

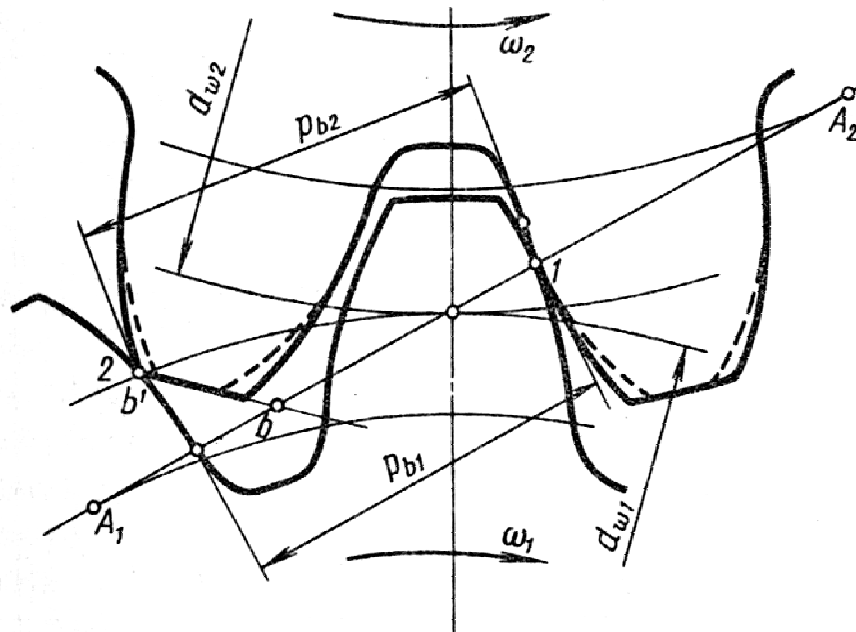


Рис 3.9

которые вызывают ударные нагрузки на входе зубьев в зацепление (рис. 3.9). Эти нагрузки отсутствуют, если контакт зубьев происходит по линии зацепления A_1A_2 , а их основные шаги равны $p_{b1} = p_{b2}$. Если шаг зубьев шестерни меньше шага зубьев колеса, то контакт возникнет в точке b' . Для контакта по линии зацепления шаги выравниваются в результате деформирования, возникает удар и изменение мгновенного передаточного отношения.

Сила удара зависит от величины ошибки шага, жесткости зубьев, окружной скорости и т.п. Значения коэффициентов в зависимости от степени точности, твердости зубьев и окружной скорости сведены в табличные формы, например, Таб. 3.7 [4,9].

3.3.3. РАСЧЕТ ПРЯМОЗУБЫХ КОЛЕС НА ПРОЧНОСТЬ

Зубчатые колеса рассчитываются на контактную и изгибную прочность.

Расчет на контактную прочность. За расчетное положение зубьев сцепляющейся пары принимается касание зубьев в полюсе зацепления Π (рис. 3.10, а), поскольку выкрашивание поверхностей начинается у начальной линии. Касание двух эвольвентных зубьев в процессе расчета аппроксимируем касанием двух круговых цилиндров, радиусы которых равны радиусам кривизны эвольвентных профилей в точке их контакта ρ_1 и ρ_2 . Далее используется формула Герца для случая контакта 2-х цилиндров, имеющих погонную нагрузку в зоне контакта q_H . По величине этой нагрузки определяются максимальные контактные напряжения и сравниваются с допускаемыми. В качестве исходной примем формулу Герца вида:

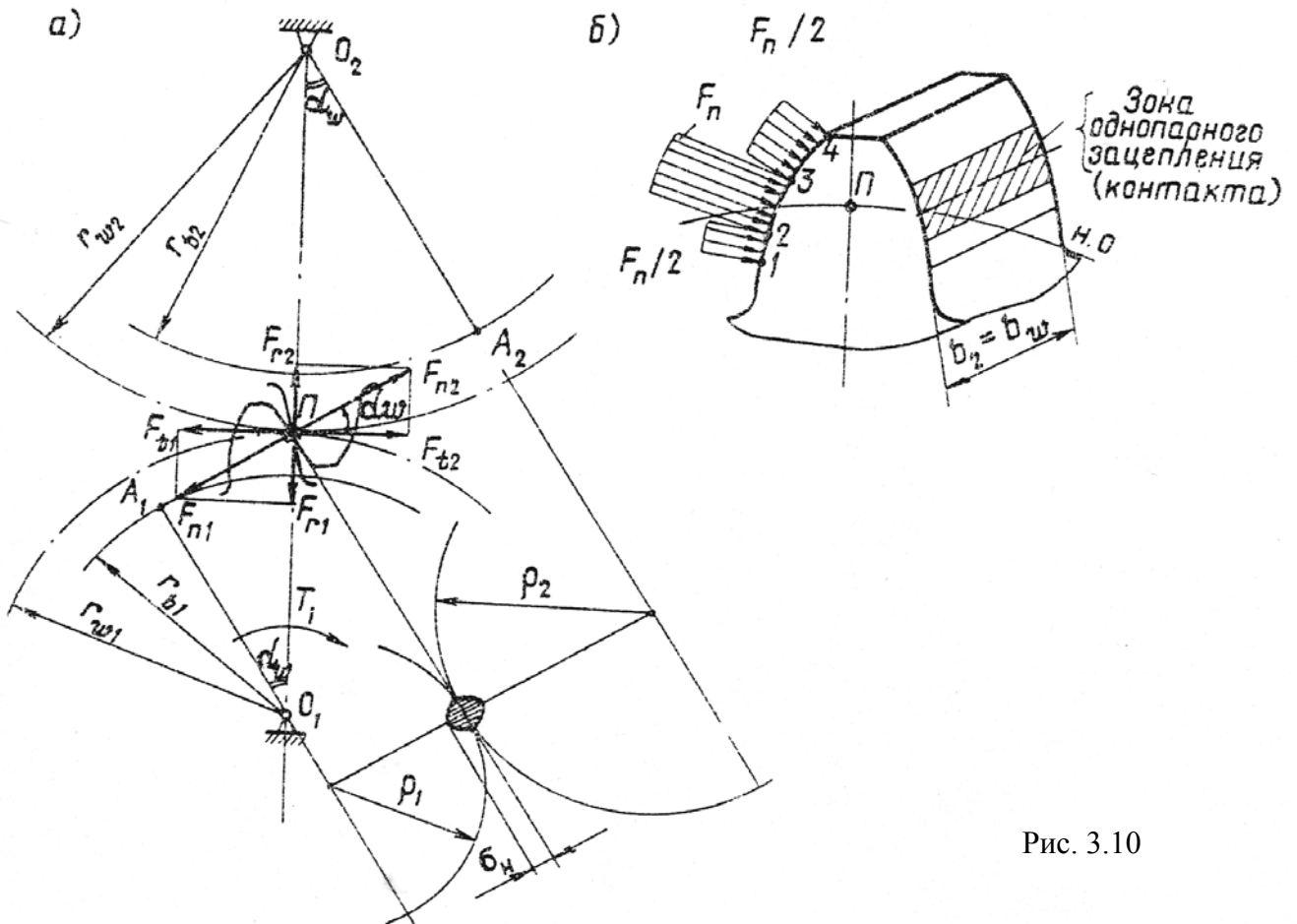


Рис. 3.10

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q_H}{\rho_{np}} \frac{E_{np}}{2\pi(1-\mu^2)}} \leq [\sigma_H] \quad (3.3)$$

Здесь q_H погонная нагрузка в зоне контакта, определяемая выражением

$$q_H = \frac{F_n}{l_K} K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}, \quad (3.4)$$

где F_n – нормальная сила в зацеплении (по выражению 3.1); $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по линии контакта; $K_{H\nu}$ – коэффициент, учитывающий дополнительные динамические нагрузки, которые являются следствием неточности зубчатых колес; l_K – длина контактной линии в расчетном положении.

Длина l_K контактной линии для прямозубой передачи с коэффициентом перекрытия $2 \leq \varepsilon_\alpha \leq 1$ изменяется в процессе зацепления, принимая два значения: $2b_w$ – в зоне двухпарного зацепления и b_w – в зоне однопарного зацепления (см. рис. 3.10, б).

Приблизительно длину контактной линии l_K определяется по эмпирической формуле

$$l_k = \frac{b_w}{z_\varepsilon^2} \quad (3.5)$$

Погонная нагрузка q_H в зацеплении с учетом (3.4) и (3.5.) определяется

$$q_H = \frac{F_t \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot z_\varepsilon^2}{b_w \cdot \cos \alpha_w} = \frac{w_{Ht} \cdot z_\varepsilon^2}{\cos \alpha_w}, \quad (3.6)$$

где w_{Ht} - удельная расчетная окружная сила,

$$w_{Ht} = \frac{F_t}{b_w} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}.$$

На основании свойства эвольвенты имеем (рис. 3.10.):

$$\rho_1 = A_1 \Pi = \frac{d_{w1}}{2} \cdot \sin \alpha_w;$$

$$\rho_2 = A_2 \Pi = \frac{d_{w2}}{2} \cdot \sin \alpha_w = \frac{d_{w1}}{2} \cdot u \cdot \sin \alpha_w,$$

где $u = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{z_2}{z_1}$ - передаточное число.

После подстановки значений ρ_1 и ρ_2 в выражение для приведенного радиуса кривизны $\rho_{np} = \frac{\rho_1 \rho_2}{(\rho_2 \pm \rho_1)}$ получим:

$$\rho_{np} = \frac{d_{w1}^2 \cdot \sin^2 \alpha_w \cdot u}{2(d_{w2} \pm d_{w1}) \sin \alpha_w} = \frac{d_{w1} \cdot u \cdot \sin \alpha_w}{2(u \pm 1)}. \quad (3.7)$$

Выражение (3.3.) после преобразований примет вид

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{w_{Ht} \cdot z_\varepsilon^2}{\cos \alpha_w} \cdot \frac{2(u \pm 1)}{d_{w1} \cdot u \cdot \sin \alpha_w} \cdot \frac{E_{np}}{2\pi(1-\mu^2)}} = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_w}} \cdot z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{E_{np}}{\pi(1-\mu^2)}} \cdot \sqrt{\frac{w_{Ht}(u \pm 1)}{d_{w1}u}} \leq [\sigma_H]$$

Окончательно получим

$$\sigma_H = z_H \cdot z_\varepsilon \cdot z_M \cdot \sqrt{\frac{w_{Ht}(u \pm 1)}{d_{w1}u}} \leq [\sigma_H] \quad (3.8)$$

где $z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_w}}$ – учитывает геометрию зацепления; $z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}}$ – учитывает эффект

двухпарной зоны зацепления; $z_M = \sqrt{\frac{E_{i0}}{\pi(1-\mu^2)}}$ – учитывает свойства материала зубчатых колес.

Формула (3.8) при подстановке параметров наиболее часто используемых материалов (например, для стальных зубчатых колес при $E = 2.1 \cdot 10^5$ МПа и $\mu = 0.3$, величина $z_M = 275$ МПа) приобретет следующий вид

$$\sigma_H = K \sqrt{\frac{F_t(u+1)}{d_2 b_2} K_{H\alpha} K_{HV} K_{H\beta}} \leq [\sigma_H] \quad (3.9)$$

Здесь вспомогательный коэффициент $K = 436$ – для прямозубых передач; $K = 376$ – для косозубых передач.

Расчет на изгибную прочность. В формуле расчета σ_H не учитывается число зубьев колес z . Однако, этот параметр весьма важен и его влияние на прочность рассматривается при расчете изгибной прочности.

За расчетное положение зуба принимают касание его вершиной (начало или конец зацепления), при этом считают, что вся нагрузка воспринимается одной парой зубьев (рис. 3.11, а), а зацеплением второй парой пренебрегают.

К вершине зуба приложена нормальная сила F_n (рис. 3.11, б). Введем понятие *расчетная нормальная сила* $F_{n\text{расч}}$, которая равна

$$F_{n\text{расч}} = F_n \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} = \frac{F_t}{\cos \alpha} K_{F\beta} \cdot K_{FV}, \quad (3.10)$$

Перенесем эту силу по линии ее действия на ось симметрии зуба и разложим на составляющие F_t' и F_r' (рис. 3.11., б).

Одна составляющая (F_t') изгибает зуб, вторая (F_r') – сжимает.

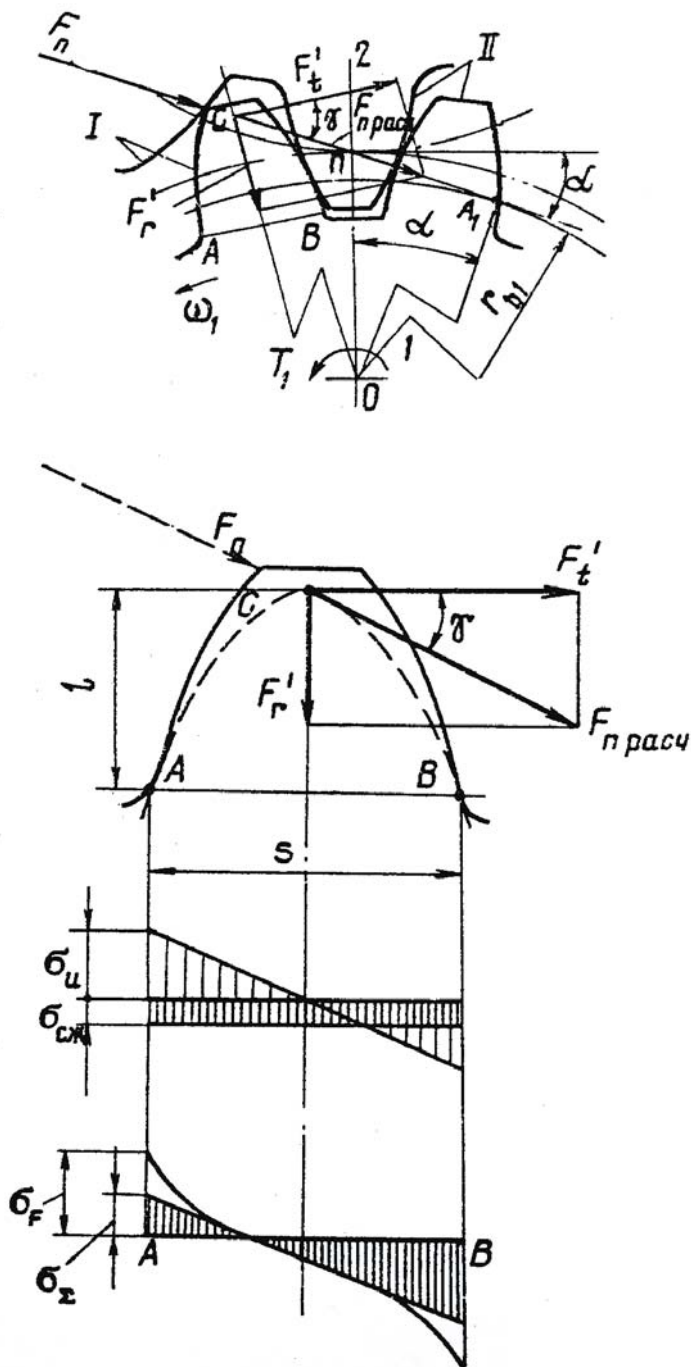


Рис. 3.11

Полагаем, что зуб представляет собой балку переменного сечения, при этом максимальные изгибные напряжения возникают у основания зуба. Кроме того, у основания существует концентрация напряжений, которая может быть учтена теоретическим коэффициентом концентрации α_σ .

Экспериментально установлено, что развитие усталостных трещин начинается на стороне растяжения, хотя здесь суммарные напряжения от изгиба и сжатия меньше, чем на стороне сжатия (рис. 3.11, в). Поэтому расчетная зависимость выводится для напряжений растяжения.

Номинальное суммарное напряжение составляет

$$\sigma_\Sigma = \sigma_u - \sigma_{сж} = \frac{M_u}{W_u} - \frac{F_r'}{A} = \frac{F_t' \cdot l \cdot 6}{b_w \cdot s^2} - \frac{F_r'}{b_w \cdot s}. \quad (3.11)$$

После ряда преобразований и подстановок можно получить формулу для определения максимальных местных напряжений и записать условие прочности:

$$\sigma_F = \sigma_\Sigma = \frac{F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}}{b} \left(\frac{6 \cdot l \cdot \cos \gamma \cdot m}{s^2 \cdot \cos \alpha} - \frac{\sin \gamma \cdot m}{s \cdot \cos \alpha} \right) = \frac{w_{Ft} \cdot Y_F}{m} \leq [\sigma_H] \quad (3.12)$$

где m – модуль зацепления; w_{Ft} – удельная окружная расчетная сила, отнесенная к диаметру делительной окружности; Y_F – коэффициент формы зуба, определяемый по выражению

$$Y_F = \left(\frac{6 \cdot l \cdot m \cdot \cos \gamma}{s^2 \cdot \cos \alpha} - \frac{m \cdot \sin \gamma}{s \cdot \cos \alpha} \right) \cdot \alpha_\sigma; \quad (3.13)$$

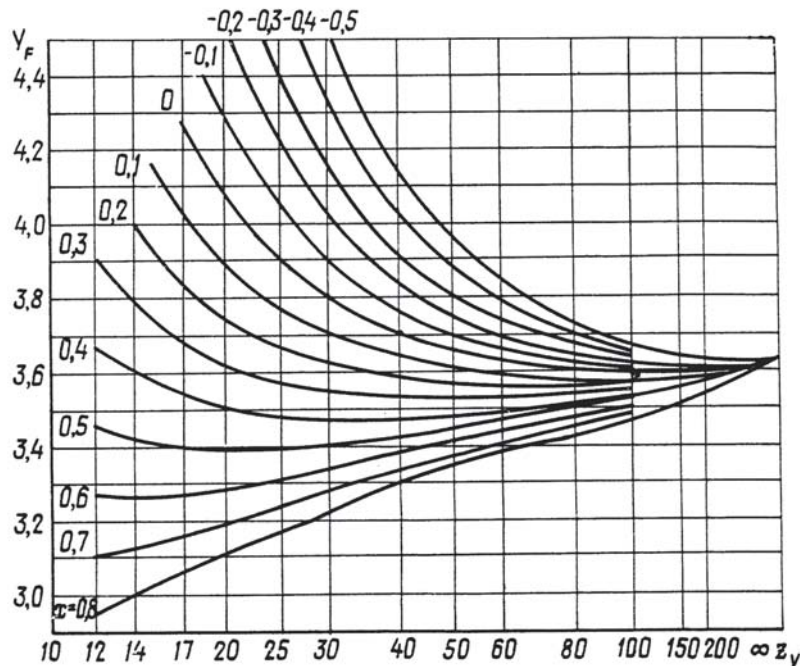


Рис. 3.12

Коэффициент Y_F зависит от числа зубьев z (или для косозубых колес от эквивалентного числа зубьев z_v), коэффициента смещения x исходного контура и от радиуса выкружки u основания зуба, который определяется формой режущей кромки инструмента. Значения величины Y_F для колес с внешними зубьями и стандартным исходным контуром могут быть определены по графикам рис. 3.12 и табл. 3.8 [4, 9].

Поскольку числа зубьев у шестерни и колеса, как правило, различны, поэтому значения Y_{F1} и Y_{F2} также будут различаться и, соответственно, будут иметь различные значения напряжений σ_{F1} и σ_{F2} . Допускаемые напряжения также

могут оказаться различными для шестерни и колеса. Поэтому расчет по изгибным напряжениям проводят и для шестерни и для колеса по следующим формулам

$$\begin{aligned}\sigma_{F1} &= \frac{w_{F1} \cdot Y_{F1}}{m} \leq [\sigma_{F1}] \text{ для шестерни,} \\ \sigma_{F2} &= \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_{F2}] \text{ для колеса.}\end{aligned}\tag{3.14}$$

3.4. РАСЧЕТ КОСОЗУБЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

В основе расчета косозубых передач на контактную прочность и изгиб заложены те же предпосылки, что и для прямозубых, но имеются особенности, которые учитываются при определении нормальной силы в зацеплении, приведенного радиуса кривизны, длины контактной линии и коэффициентов формы зубьев. Кроме того, приходится учитывать неравномерность распределения нагрузки между зубьями, поскольку суммарный коэффициент перекрытия в косозубой передаче принимается больше двух ($\varepsilon_\gamma > 2$). Косозубые колеса выполняются, как правило, без смещения исходного контура ($x_1 = x_2 = 0$), поэтому все расчетные зависимости относятся к случаю, когда начальные окружности совпадают с делительными.

Силы в зацеплении косозубых колес. Равнодействующая нормальных сил в контакте зубьев косозубых колес считается приложенной по середине зубчатого венца в полюсе зацепления (рис. 3.13). Силу F_n раскладывают на составляющие: окружную F_t , радиальную F_r и осевую F_a . В нормальной плоскости сечения зуба (n-n) силу F_n раскладывают на две составляющие: касательную к делительным цилиндрам силу $F_c = F_n \cos \alpha_n$ и радиальную силу

$$F_r = F_c \operatorname{tg} \alpha_n,$$

где α_n – угол профиля зуба в нормальном сечении (при $x_\Sigma = 0$, $\alpha_n = \alpha$, т.е. угол профиля зуба равен профильному углу исходного контура).

Далее силу F_c раскладывают на окружную F_t и осевую F_a :

$$\begin{aligned}F_t &= F_c \cdot \cos \beta = F_n \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta; \\ F_a &= F_t \operatorname{tg} \beta,\end{aligned}\tag{3.15}$$

где β – угол наклона зуба на делительном цилиндре.

При заданном моменте на шестерне получим:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}; F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta; F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}\tag{3.16}$$

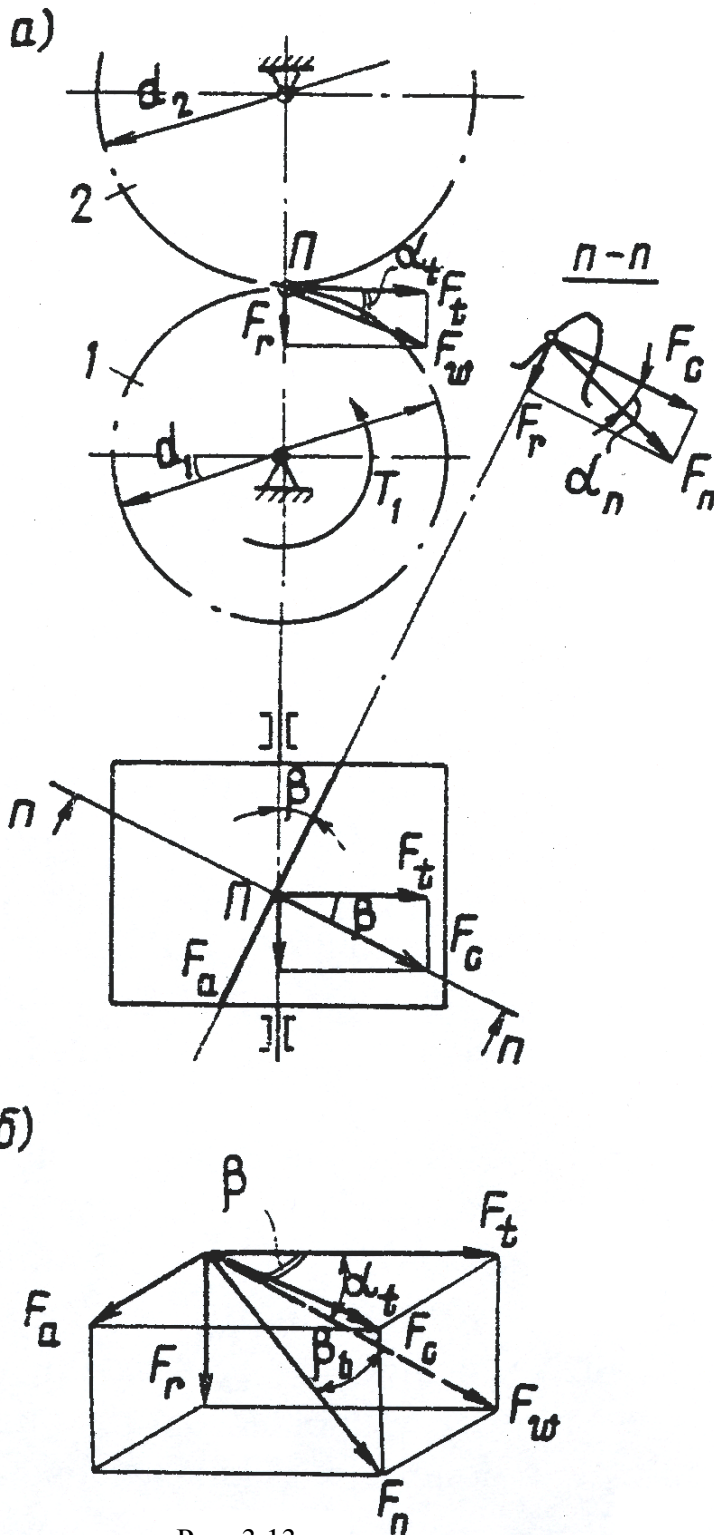


Рис. 3.13

Окончательно имеем

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha \cdot \cos \beta} \quad (3.17)$$

Полученные значения составляющих нормальной силы используется при определении реакций в опорах валов. На рис. 3.13, б показан параллелепипед сил, действующих в зацеплении косозубой передачи. Вектор F_w равен геометрической сумме окружной и радиальной составляющих и расположен в торцевой плоскости. Векторы сил F_n и F_w расположены в плоскости зацепления. Угол между ними равен β_b ($\beta_b < \beta$), т.е. углу наклона зубьев на основных цилиндрах.

В некоторых случаях удобнее выразить нормальную силу F_n через угол β_b вместо β . Из прямоугольных треугольников, образуемых

векторами сил F_a , F_w , F_n и F_t , F_r , F_w , получим следующие выражения

$$F_n = \frac{F_w}{\cos \beta_b} = \frac{F_t}{\cos \beta_b \cdot \cos \alpha_t}, \quad (3.18)$$

где α_t – угол зацепления в торцевой плоскости.

Из формулы (3.18) следует, что при прочих равных условиях результирующая сила F_n , действующая на зуб в косозубой передаче, будет больше, чем в прямозубой.

Используя формулу (3.8) для приведенного радиуса кривизны, после ряда преобразований получим формулу для вычисления приведенного радиуса кривизны в зацеплении косозубой передачи

$$\rho_{n.пр} = \frac{\rho_{n1} \cdot \rho_{n2}}{(\rho_{n2} \pm \rho_{n1})} = \frac{d_1 \cdot u \cdot \sin \alpha_t}{2 \cos \beta_b \cdot (u \pm 1)} \quad (3.19)$$

Из анализа формулы (3.19) следует, что приведенный радиус в косозубой передаче больше, чем в прямозубой.

Длина контактной линии.

Параметры косозубой передачи выбираются такими, чтобы суммарный коэффициент был больше двух, т.е. в зацеплении находилось не менее двух пар зубьев. В косозубых передачах это обеспечивается за счет того, что суммарный коэффициент перекрытия ε_γ включает слагаемое ε_β , учитывающее наклон зубьев:

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta, \quad (3.20)$$

где $\varepsilon_\beta = \frac{b_w}{p_x}$; p_x – осевой шаг.

Как видно, с ростом b_w растет ε_β и соответственно увеличивается ε_γ . Линия контакта на активной поверхности зуба наклонена к начальной линии. На рис. 3.14, а показано последовательное

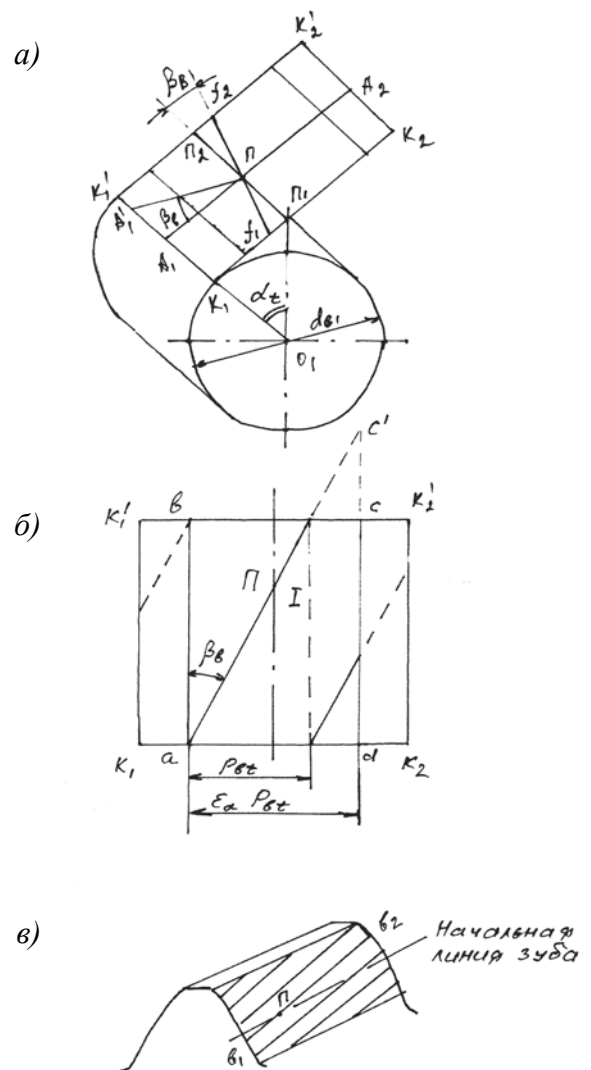


Рис. 3.14

положение линий контакта на активной поверхности зуба. На рис. 3.14, б изображена плоскость зацепления, в которой находятся линии контакта. Эти линии контакта перемещаются в процессе зацепления по ее активному участку длиной $g_\alpha = \varepsilon_\alpha p_{bt}$ (p_{bt} – шаг зацепления в торцевой плоскости). Параметры передачи приняты такими, чтобы $b_w = p_x$. В этом случае в процессе зацепления суммарная длина контактных линий остается постоянной. При перемещении линии I влево она будет выходить из активного участка, уменьшаясь в длине. Но это уменьшение будет скомпенсировано за счет увеличения длины линии II контакта второй пары зубьев. Постоянство суммарной длины контактной линии сохраняется при ε_α , равном любому целому числу. В рассматриваемом случае суммарная длина контактной линии может быть определена выражением

$$l_k = l_{kI} + l_{kII} = ac' = \frac{b_w \cdot \varepsilon_\alpha}{\cos \beta_b} \quad (3.21)$$

Если ε_β и ε_α не равны целым числам, то длина суммарной линии контакта не остается постоянной и формула (3.21) в этом случае приближенно дает среднее значение l_k , которое и используется в расчетах.

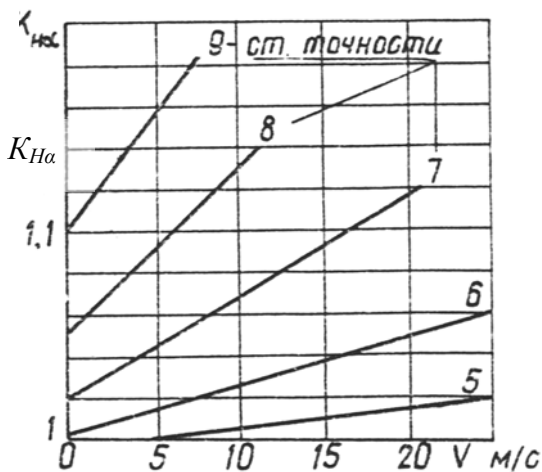


Рис. 3.15

Удельная расчетная нагрузка q_H . Поскольку в косозубой передаче одновременно находятся в зацеплении не менее двух пар зубьев, постольку неизбежно нарушение пропорциональности распределения усилий между зубьями, определяемых длинами участков линии контакта. Поэтому для учета неравномерности распределения нагрузки между зубьями вводят

коэффициент $K_{H\alpha}$. Значения коэффициента зависят от точности изготовления колес и окружной скорости и определяется по графикам рис. 3.15. С учетом вышеуказанного, а также формулы (3.21) имеем

$$q_H = \frac{F_n}{l_k} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} = \frac{F_t \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} \cdot \cos \beta_b}{\cos \beta_b \cdot \cos \alpha_t \cdot b_w \cdot \varepsilon_\alpha} = \frac{F_t \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}}{b_w \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \cos \alpha_t} = \frac{w_{Ht}}{\varepsilon_\alpha \cdot \cos \alpha_t} \quad (2.22)$$

где w_{Ht} – расчетная окружная удельная нагрузка для косозубой передачи,

$$w_{Ht} = \frac{F_{1t}}{b_w} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}.$$

Расчет косозубой передачи на контактную прочность. Подставив в формулу Герца полученные выражения для q_H и $\rho_{пр}$, а также выполнив ряд преобразований, получим формулу

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_\Sigma \cdot Z_M \sqrt{\frac{w_{Ht}(u \pm 1)}{d_1 u}} \leq [\sigma_H], \quad (3.23)$$

где $Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\sin 2\alpha_t}}$; $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$; $Z_M = \sqrt{\frac{E_{i\sigma}}{\pi(1-\mu^2)}}$.

Суть коэффициентов Z_H , Z_ε и Z_M указана выше. Для косозубых колес коэффициент $Z_M = 275$ МПа.

Расчет косозубой передачи на изгибную прочность. В расчете косозубых передач на изгибную прочность по сравнению с расчетом прямозубых передач можно отметить следующие особенности:

а) в расчетные формулы подставляется модуль в нормальном сечении ($m_n = m$);

б) коэффициенты формы зубьев определяются по эквивалентным числам зубьев $z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta}$ и $z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta}$ (рис. 3.13);

в) коэффициент $K_{F\alpha}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, определяется по эмпирической формуле

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n - 5)}{4\varepsilon_\alpha},$$

где n – степень точности по нормам контакта; если $\varepsilon_\alpha < 1$, то принимают $K_{F\alpha} = 1$; если $n < 5$, то принимают $n = 5$; если $n > 9$, то принимают $n = 9$;

г) введен коэффициент Y_β , учитывающий влияние угла наклона зубьев на изгибную прочность и определяемый по формуле $Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140}$, где β – в градусах.

При заданном крутящем моменте T_1 на шестерне получим

$$\sigma_{F1} = \frac{2T_1 \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot Y_{F1} \cdot Y_{F\beta}}{d_1 \cdot b_w \cdot m} \leq [\sigma_{F1}] \quad (3.24)$$

3.5. ДОПУСКАЕМЫЕ КОНТАКТНЫЕ И ИЗГИБНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ.

Допускаемые контактные напряжения определяются по зависимости

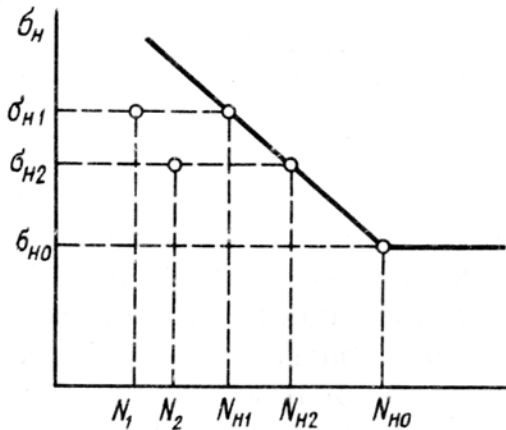


рис.3.16

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H0}}{S_H} \cdot K_{HL}, \quad (3.25)$$

где σ_{H0} – предел контактной выносливости, соответствующий базовому числу циклов N_{H0} (рис. 3.16); S_H – коэффициент безопасности (коэффициент запаса прочности); K_{HL} – коэффициент долговечности.

Предел контактной выносливости и базовое число циклов в основном зависят от твердости активных поверхностей зубьев. В

Таблица 3.3.

Термическая или термохимическая обработка	Твердость поверхностей зубьев	σ_{H0} МПа	S_H
Нормализация или улучшение	HB≤350	2HB + 70	1.1
Объемная закалка	HRC=40...50	17HRC + 100	1.1
Поверхностная закалка	HRC=40...56	17HRC + 200	1.2
Цементация или нитроцементация	HRC=56...64	23HRC	1.2
Азотирование	HV=55...65	1050	1.2

таблице 3.3 приведены зависимости, по которым рекомендуется определять σ_{H0} . Здесь же указаны и допускаемые значения коэффициентов безопасности S_H .

Коэффициент долговечности K_{HL} учитывает влияние срока службы и режима нагрузки передачи. Расчет K_{HL} основывается на известной зависимости, выражающей кривую выносливости $\sigma_{H0}^m \cdot N = C$ (здесь C – некоторая постоянная величина). Для контактных напряжений принято значение $m = 6$, поэтому можно записать

$$\sigma_{HO} = \sigma_{H \lim b} \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_H}} = \sigma_{H \lim b} \cdot K_{HL}, \quad (3.26)$$

где N_{HO} – базовое число циклов; базовое число циклов N_{HO} определяется по таблице 3.2 [4]. График перевода единиц HRC в единицы HB изображен на рис.3.1. [4]. N_H – реальное (фактическое) число циклов изменения контактных напряжений.

Тогда коэффициент K_{HL} определяется по формуле:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_H}}. \quad (3.27)$$

При $N_H > N_{HO}$ предел контактной выносливости остается примерно постоянным, поэтому принимается $K_{HL} = 1$. Верхнее значение K_{HL} во избежание пластического деформирования и заедания в зоне контакта ограничивают величиной 2,4. для однородной структуры материала зубьев. При поверхностном упрочнении зубьев K_{HL} ограничивают величиной 1,8. Учет срока службы позволяет повышать нагрузку кратковременно работающих передач. Расчет числа циклов N_H выполняется с учетом режима работы передачи.

Различают *режим постоянной и переменной нагрузки*. На практике режимы со строго постоянной нагрузкой встречаются достаточно редко. Однако при расчетах принимают именно постоянный режим даже для неопределенных режимов нагрузки. В качестве расчетной обычно рассматривают нагрузку, соответствующую номинальной мощности двигателя.

При постоянном режиме нагрузки расчетное число циклов определяется для шестерни и колеса

$$N_H = 60ncL_h - \text{для нереверсивной нагрузки}; \quad (3.28)$$

$$N_H = 30ncL_h - \text{для реверсивной нагрузки}$$

где n – частота вращения шестерни или колеса, мин^{-1} ; c – число полюсов зацепления, равное числу колес, находящихся в зацеплении с рассчитываемым; L_h – число часов работы передачи за расчетный срок службы, час.

Допускаемое напряжение определяется отдельно для шестерни и колеса. Для прямозубой передачи за расчетное значение допускаемого напряжения принимается меньшее из полученных.

Для косозубой передачи расчетное допускаемое напряжение в первом приближении рекомендуется принимать для $HV \leq 350$ равным полусумме допускаемых напряжений для шестерни и колеса, т.е.

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]}{2}. \quad (3.29)$$

В косозубых передачах целесообразно применять высокий перепад твердостей, т.е. выполнять зубья шестерни с твердостью, значительно превышающей твердость зубьев колеса.

Для случая $HV_1 > 350$ и $HV_2 > 350$ за расчетное значение для косозубой передачи рекомендуется принимать наименьшее из полученных $[\sigma_{H1}]$ и $[\sigma_{H2}]$, как и для прямозубой передачи.

Допускаемые напряжения изгиба определяются по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL}, \quad (3.30)$$

где $\sigma_{F \lim b}$ – предел выносливости зубьев по изгибным напряжениям при базовом числе циклов; K_{FC} – коэффициент, учитывающий характер нагружения зубьев, при односторонней нагрузке (неревверсивной передаче) $K_{FC} = 1$; при двухсторонней нагрузке $K_{FC} = 0.7 \dots 0.8$ (большие значения K_{FC} – при $HV > 350$); K_{FL} – коэффициент долговечности, учитывающий число циклов изменения напряжений изгиба:

для $HV \leq 350$

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_F}} \leq 2.0 \text{ при } N_F > N_{FO} \quad K_{FL} = 1;$$

для $HV > 350$

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_F}} \leq 1.6 \text{ при } N_F > N_{FO} \quad K_{FL} = 1.$$

В обоих случаях принимается базовое число циклов $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ для всех сталей.

В табл. 3.4. приведены значения базовых пределов выносливости $\sigma_{F \lim b}$ и коэффициентов безопасности S_F для наиболее распространенных марок сталей, используемых при изготовлении зубчатых колес. S_F

Таблица 3.4.

Вид термообработки и марки стали	Твердость зубьев HRC		$\sigma_{F \lim b}$ МПа	S_F
	поверхности	сердцевины		
Цементация легированных сталей:				
Стали марок 20ХН2М, 12ХН2, 12ХН3А и др	57...63	32...45	950	1.7
18ХГТ, 30ХГТ, 12Х2Н4Аи др...	57...63	32...45	800	1.7
Нитроцементация легированных сталей:				
25ХГМ	57...63	32...45	1000	1.7
25ХГТ, 30ХГТ и др	57...63	32...45	750	1.7
Закалка при нагреве ТВЧ по всему контуру:				
55ПШ	58...62	28...35	900	1.7
60ХВ, 60Х, 60ХН и др	54...60	25...35	700	1.7
35ХМА, 40Х, 40ХН и др	48...60	25...35	600	1.65
Нормализация или улучшение	НВ=180..350	НВ=180..350	1.8НВ	
Азотирование легированных сталей		24...40	18HRC+ 50	2.0

3.6. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

3.6.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В передачах, в которых оси валов пересекаются под некоторым углом Σ , применяют конические зубчатые колеса. Наиболее распространены передачи с углом $\Sigma=90^\circ$.

Конические передачи сложнее цилиндрических в изготовлении и монтаже. Для нарезания конических колес требуются специальные станки и инструмент. Выполнить коническое зацепление с той же степенью точности, что и цилиндрическое, значительно труднее. Одно из конических колес, как правило, располагают консольно. При этом увеличивается неравномерность распределения нагрузки по длине зуба. В коническом зацеплении действуют осевые силы, наличие которых усложняет конструкцию опор. Все это приводит к тому, что, по опытным данным, нагрузочная способность конической прямозубой передачи составляет лишь около 85% цилиндрической. Однако, несмотря на очевидные недостатки, конические передачи имеют широкое применение в тех случаях, когда по условиям компоновки машин и механизмов необходимо располагать валы под углом.

Геометрические параметры. Аналогами начальных и делительных цилиндров цилиндрических передач в конических передачах являются начальные и делительные конусы с углами δ_1 и δ_2 . Конусы, образующие которых перпендикулярны образующим делительных конусов, называют *дополнительными конусами*. Сечение зубьев дополнительным конусом называют *торцовым сечением*. Размеры, относящиеся к внешнему торцовому сечению, сопровождаются индексом e , например, d_e , R_e и др. Размеры в среднем сечении сопровождаются индексом m : d_m , R_m . Эти и остальные параметры показаны на рис.

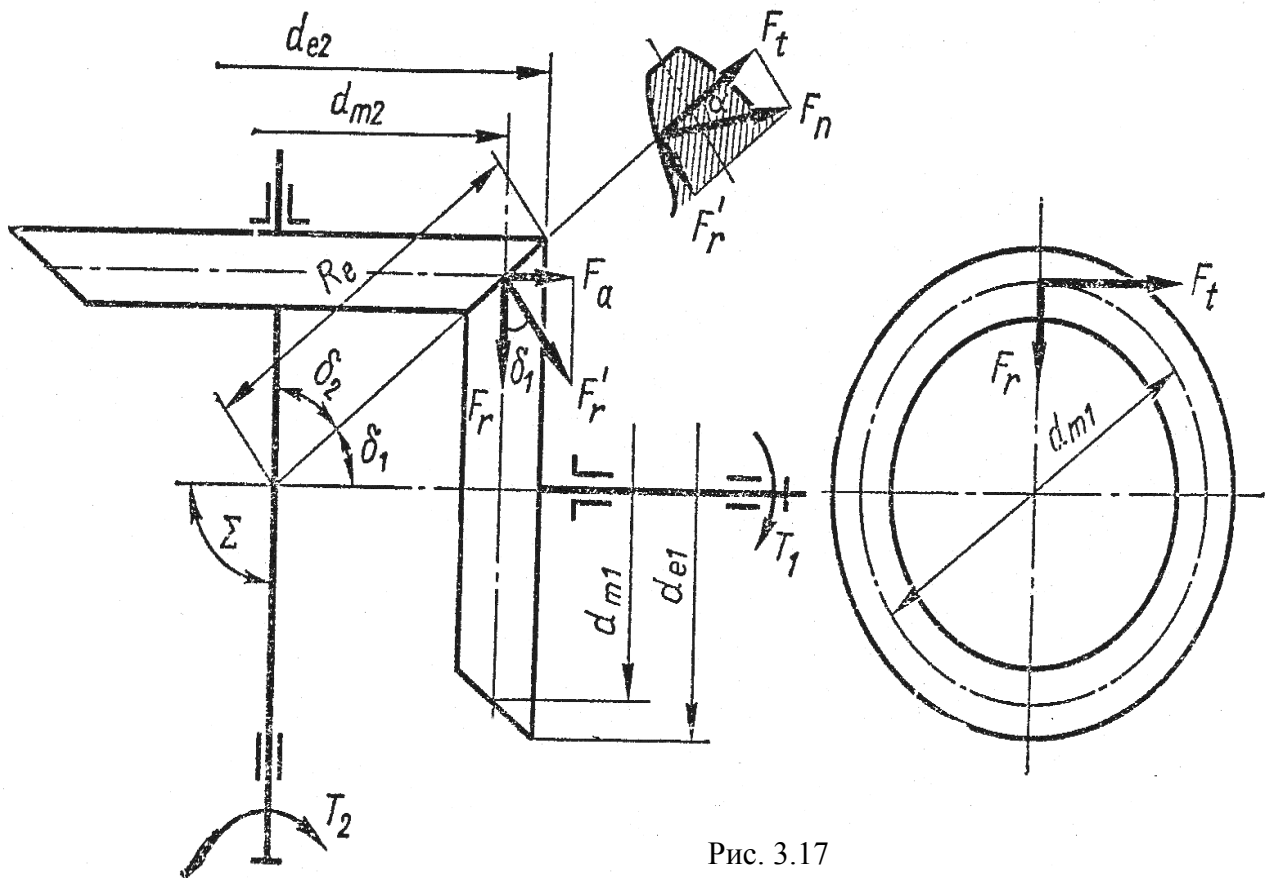


Рис. 3.17

3.17.

В основу расчета конических передач положены формулы для определения контактных σ_H (3.9) и изгибных σ_{F1} и σ_{F2} (3.14) напряжений цилиндрических колес, в которых некоторые параметры заменены на эквивалентные, отражающие особенности конических передач.

Для эквивалентных цилиндрических колес числа их зубьев определяются по формулам

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2},$$

где z_1 и z_2 – числа зубьев конических колес; δ_1 и δ_2 – углы делительных конусов конических колес (как правило выполняется условие $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$).

Передаточные отношения, при $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ можно представить

$$i_{12} = u = z_2/z_1 = d_2/d_1.$$

Кроме того, передаточное число u можно представить в виде

$$u = \sin \delta_2 / \sin \delta_1$$

$$\text{при } \Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ \quad u = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1 \quad (3.31)$$

3.6.2. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ПРЯМОЗУБОЙ КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

В зацеплении конической передачи действуют силы окружная F_t , радиальная F_r и осевая F_a . Зависимость между этими силами можно установить с помощью рис. 3.17, где силы изображены приложенными к шестерне.

По нормали к зубу действует сила F_n , которую раскладывают на F_t и F_r^1 . В свою очередь, F_r^1 раскладывают на F_a и F_r . Тогда силы равны

$$\begin{aligned} F_t &= 2T_1 / d_{m1}, \\ F_n &= F_t / \cos \alpha; F_r^1 = F_t \operatorname{tg} \alpha, \\ F_r &= F_r^1 \cos \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1, \\ F_a &= F_r^1 \sin \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1. \end{aligned} \quad (3.32)$$

Приведение прямозубого конического колеса к эквивалентному прямозубому цилиндрическому. Параметры эквивалентных колес используют при расчете на прочность.

Диаметры эквивалентных колес

$$\begin{aligned} d_{ve1} &= d_{e1} / \cos \delta_1 \\ d_{ve2} &= d_{e2} / \cos \delta_2 \end{aligned} \quad (3.33)$$

Числа зубьев эквивалентных колес

$$\begin{aligned} z_{v1} &= z_1 / \cos \delta_1 \\ z_{v2} &= z_2 / \cos \delta_2 \end{aligned} \quad (3.34)$$

Тогда основные расчетные формулы для конической передачи будут выглядеть следующим образом:

для расчета по критерию контактной прочности $\sigma_H \leq [\sigma_H]$:

$$\sigma_H = Z_H Z_\varepsilon Z_M \sqrt{\frac{w_{Ht} \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 \cdot u \cdot d_{m1}}} \leq [\sigma_H]; \quad (3.35)$$

для расчета по критерию изгибной прочности $\sigma_F \leq [\sigma_F]$:

$$\sigma_{F1} = \frac{w_{Ft}}{0,85 m_m} Y_{vt1} \leq [\sigma_{F1}]; \quad \sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{vt2}}{Y_{vt1}} \leq [\sigma_{F2}]. \quad (3.36)$$

Формулы (3.35) и (3.36) после подстановки конкретных значений некоторых параметров, а также ряда преобразований можно представить в виде более удобном для практического применения

$$\sigma_H = 470 \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot \sqrt{u_\phi^2 + 1}}{0,85 \cdot d_{e2} \cdot b}} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \leq [\sigma_H]. \quad (3.37)$$

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{F2} &= Y_{F2} \frac{F_t}{0,85 \cdot b \cdot m_e} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \leq [\sigma_{F2}] \\ \sigma_{F1} &= \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma_{F1}] \end{aligned} \right\} \quad (3.38)$$

Здесь коэффициенты формы зубьев Y_{vt1} и Y_{vt2} выбираются соответственно для z_{v1} и z_{v2} ; $d_{m1} = z_1 \cdot m_m$ – средний делительный диаметр конической шестерни.

В приведенных формулах учтено, что на основании экспериментальных данных конические колеса могут нести нагрузку на 15% меньшую, чем цилиндрические таких же размеров.

Рекомендации по определению коэффициентов $K_{H\beta}$ ($K_{F\beta}$) и K_{HV} (K_{FV}), входящих в формулы (3.37) и (3.38) даны в работах [2,4].

3.7. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

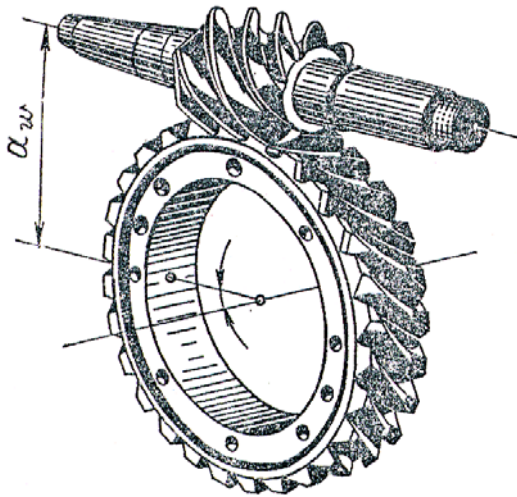


Рис. 3.18

3.7.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Червячные передачи служат для преобразования вращательного движения звеньев при скрещивающихся осях их вращения (рис. 3.18). Обычно угол скрещивания равен 90° .

Область применения червячных передач довольно незначительна. Они применяются в передачах сравнительно небольшой мощности

(до 60 кВт); для кратковременно работающих устройств, которые имеют значительные перерывы в работе; при необходимости обеспечения низкой шумности работы передачи; для обеспечения плавности работы и т.д. Область и режимы применения червячных передач обусловлены их достоинствами и недостатками.

Достоинствами червячных передач являются: большой кинематический эффект, т.е. возможность реализации большого передаточного отношения в одной паре (теоретически в пределах от 8 до 200 и даже до 500), при достаточно малых габаритах; наличие эффекта самоторможения ведомого червячного колеса; плавность хода и бесшумность работы;

К недостаткам червячной передачи можно отнести следующие:

меньший по сравнению с зубчатыми передачами КПД ($\eta=0.6...0.9$); необходимость применения для выполнения колес дорогих антифрикционных материалов (бронз); повышенные требования к точности изготовления и сборки передачи; значительные осевые силы, действующие на опоры червяка и усложняющие конструкцию опор.

Наиболее широкое распространение в практике общепромышленного производства нашли червячные механизмы с цилиндрическим, т.е. архимедовым червяком.

3.7.2. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ.

В червячной передаче, так же как и в зубчатой, различают диаметры начальных и делительных цилиндров (рис. 3.19): d_{w1} , d_{w2} – начальные диаметры червяка и колеса; d_1 , d_2 – делительные диаметры червяка и колеса. Точка касания начальных цилиндров является полюсом зацепления. В передачах без смещения выполняются условия: $d_1 = d_{w1}$, $d_2 = d_{w2}$.

Червяк. Различают по следующим признакам: форме поверхности, на

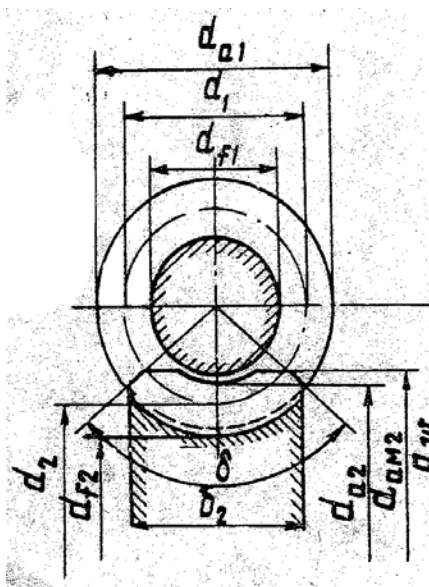


рис. 3.19

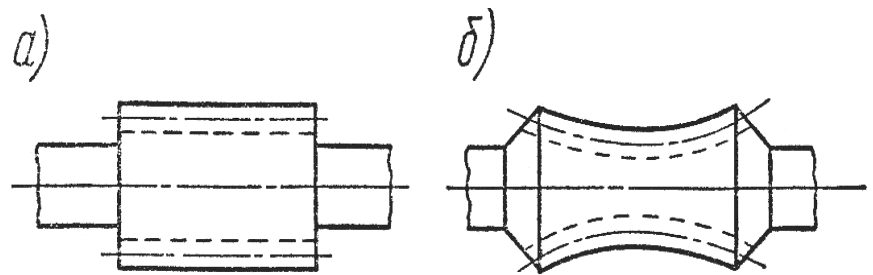


рис. 3.20

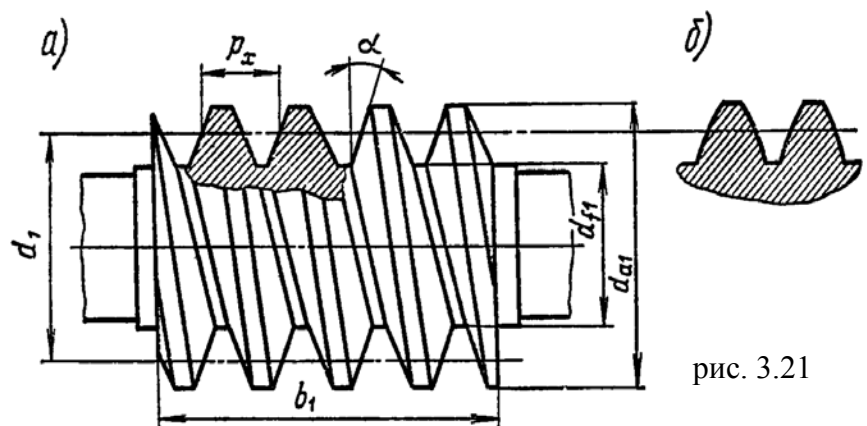


рис. 3.21

которой образуется резьба, – цилиндрические (рис. 3.20, а) и глобоидные (рис. 3.20, б); форме профиля резьбы – с прямолинейным (рис. 3.21,а) и криволинейным (рис. 3.21,б) профилем в осевом сечении. Наиболее распространены цилиндрические червяки с прямолинейным профилем (архимедов червяк).

Основными параметрами червяка являются: профильный угол $\alpha = 20^\circ$; осевой модуль $m = p/\pi$. Резьба червяка может быть однозаходной или многозаходной. Число заходов червяка обозначают z_1 . Червяки могут быть одно-, двух- и четырехзаходные. Значения осевого модуля m , принимаются по стандарту из следующего ряда: 2.0; 2.5; (3.0); 3.15; (3.5); 4.0; 5.0.(6.0); 6.3; (7.0); 8.0; 10.0.... Значения модулей, не заключенные в скобки, являются предпочтительными.

Диаметр делительного цилиндра червяка определяется по формуле

$$d_1 = m q_1, \quad (3.39)$$

где q_1 – коэффициент диаметра червяка. Этот параметр также принимается по стандарту из ряда: 8; 9; 10; 12.5; 14; 16; 20.

С уменьшением модуля m рекомендуется значения коэффициента q увеличивать для обеспечения достаточной жесткости червяка на изгиб. Коэффициент диаметра червяка определяет номенклатуру фрез для нарезания червячных колес.

Угол подъема винтовой линии по делительному цилиндру равен

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q_1}. \quad (3.40)$$

Диаметр вершин червяка $d_{a1} = d_1 + 2m$ (рис. 3.20).

Диаметр впадин червяка $d_{f1} = d_1 - 2.4m$.

Длина нарезанной части червяка в передачах с нулевым смещением ($x=0$):

для $z_1 = 1,2$: $b_1 \geq (11 + 0.06z_1) \cdot m$;

для $z_1 = 4$: $b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m$.

Червячное колесо. Делительный диаметр червячного колеса $d_2 = m z_2$ (рис. 3.19). Число зубьев червячного колеса рекомендуется принимать в пределах $28 \leq z_2 \leq 120$. В особых случаях допускается принимать z_2 до 1000. При $z_2 \leq 28$

появляется опасность подрезания зубьев и уменьшается суммарная длина линии контакта.

Для обеспечения стандартного или заданного значения межосевого расстояния, червячная передача может выполняться со смещением исходного контура червячного колеса. Червяк всегда нарезается без смещения.

Размеры червячного колеса без смещения:

$$\text{диаметр вершин колеса } d_{a2} = d_2 + 2m;$$

$$\text{диаметр впадин колеса } d_{f2} = d_2 - 2.4m;$$

наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}; \quad (3.41)$$

ширина венца червячного колеса

$$b_2 \leq 0.75d_{a1} \text{ при } z_1=1,2;$$

$$b_2 \leq 0.67d_{a1} \text{ при } z_1=4;$$

межосевое расстояние (при $x=0$)

$$a_w = 0,5 (q + z_2)m = \frac{d_1 + d_2}{2}. \quad (3.42)$$

Передаточное отношение червячной передачи (для одноступенчатой совпадает с передаточным числом u) равно:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = u. \quad (3.43)$$

КПД червячной передачи. В червячной передаче имеются потери в зацеплении η_z , в опорах (подшипниках) η_n и на разбрызгивание смазки η_p , которые учитываются соответствующими КПД:

$$\eta = \eta_z \eta_n \eta_p. \quad (3.43)$$

КПД зацепления в червячной паре определяется по формуле, аналогичной для КПД винтовой пары:

$$\eta_3 = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi^1)}, \quad (3.44)$$

где γ – угол подъема винтовой линии червяка; φ^1 – угол трения, который равен $\varphi^1 = \operatorname{arctg} f'$.

Угол γ зависит от числа заходов z_1 и коэффициента q , так что КПД увеличивается с ростом z_1 и уменьшением q .

Коэффициент трения f' определяется экспериментально в зависимости от скорости скольжения в зацеплении, сорта смазки и материалов трущихся поверхностей. С увеличением скорости скольжения коэффициент f' уменьшается вследствие усиления поддерживающего эффекта масляного клина.

Зависимость угла трения φ^1 при бронзовом венце червячного колеса и стальном червяке от скорости скольжения $v_{ск}$ приведены в табл. 3.5. Меньшие значения φ^1 соответствуют передаче со шлифованными червяками ($R_a \leq 0.4 \text{ мкм}$) с твердостью активных поверхностей витков $\text{HRC} \geq 45$.

Таблица 3.5

$v_{ск}, \text{м/с}$	$\varphi^1, \text{град}$	$v_{ск}, \text{м/с}$	$\varphi^1, \text{град}$
0.01	6.283...6.850	2.5	1.717...2.283
0.1	4.567...5.150	3.0	1.600...2.000
0.25	3.717...4.283	4.0	1.317...1.717
0.50	3.150...3.713	7.0	1.039...1.483
1.00	2.283...2.867	10	0.917...1.363
2.00	2.000...2.583	15	0.800...1.150

Приведенные в табл. 3.5 значения φ^1 найдены с учетом потерь в опорах и на разбрызгивание, поэтому при использовании этих данных в формуле (3.43) можно принять $\eta_n = 1$, $\eta_p = 1$.

Скорость скольжения определяется по формуле

$$v_{ск} = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cos \gamma}, \quad (3.45)$$

где n_1 – частота вращения червяка, мин^{-1} .

В зависимости от конкретного исполнения и условий работы КПД червячной передачи колеблется в пределах $\eta = 0.6 \dots 0.95$.

3.7.3. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ.

Равнодействующая нормальных сил в зацеплении червячной передачи приводится к полюсу зацепления, расположенному в средней плоскости, и раскладываются на составляющие: окружную F_t , осевую F_a и радиальную F_r . Из

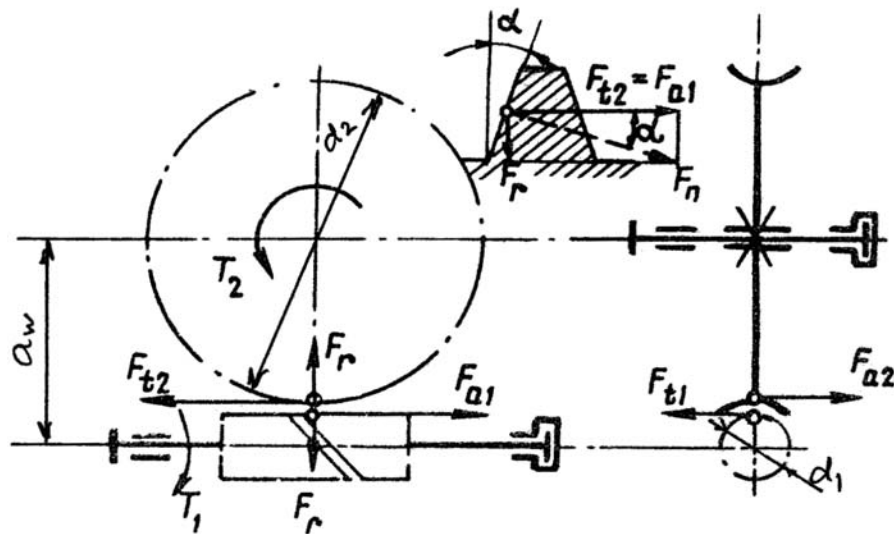


Рис. 3.22

условия равновесия при установившемся движении можно записать: $F_{t2} = F_{a1}$,
 $F_{t1} = F_{a2}$,
 $F_{r1} = F_{r2}$ (см. рис. 3.22).

При заданном крутящем моменте на червячном колесе получим (для передачи без смещения):

$$\begin{aligned} F_{t2} &= \frac{2T_2}{d_2}; \\ F_{t1} &= \frac{2T_1}{d_1}; \\ F_r &= F_{t2} \operatorname{tg} \alpha. \end{aligned} \quad (3.46)$$

Соотношение между окружной и осевой силами на червяке получены по аналогии с соотношением сил в винтовой паре.

3.7.4. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ.

В основу расчета червячных передач положен условный расчет по контактным напряжениям, определяемым по формуле Герца (3.3).

При вычислении $\rho_{пр}$ червячную передачу условно заменяют реечной косозубой с углом наклона зубьев, равным углу подъема винтовой линии на делительном цилиндре, т.е. $\beta = \gamma$. Суммарная длина контактных линий равна в среднем $l_k = \frac{1.3d_1}{\cos \gamma}$. Для наиболее распространенного случая, когда в качестве материала червяка применяются сталь, а червячного колеса – бронза, можно принять $E_1 = 2.1 \cdot 10^5$ МПа и $E_2 = 0.9 \cdot 10^5$, $\gamma = 10^\circ$, а также средние значения коэффициентов z_H и z_ϵ , тогда после подстановки принятых значений в формулу Герца и некоторых преобразований получим

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{2.31 \cdot 10^5 \cdot T_2 \cdot K_{H\beta}}{d_2^2 \cdot d_1}} \leq [\sigma_H], \quad (3.47)$$

где $K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактной линии; при маломеняющейся по величине нагрузке принимают $K_{H\beta} = 1$; при значительно меняющейся нагрузке – $K_{H\beta} > 1$; далее: T_2 – крутящий момент на колесе, Н·м; d_1 и d_2 – диаметры длительных окружностей червяка и колеса соответственно, мм; σ_H , $[\sigma_H]$ – фактическое и допускаемое соответственно значения контактных напряжений, МПа.

Чтобы получить из (3.47) формулу для определения размеров червяка и колеса, произведем следующие преобразования

$$d_1 = mq = \frac{d_2}{z_2} \cdot q.$$

Решив формулу (3.47) относительно d_2 , получим

$$d_2 \geq 60 \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot z_2}{q \cdot [\sigma_H]^2}}. \quad (3.48)$$

Расчет на изгиб зубьев произвести только для червячного колеса. Он выполняется как проверочный по формуле

$$\sigma_F = \frac{1.5 \cdot T_2 \cdot K_{F\beta} \cdot \cos \gamma \cdot Y_{F2}}{d_2 \cdot d_1 \cdot m} \leq [\sigma_F], \quad (3.49)$$

где $K_{H\beta} = K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по линии контакта; Y_{F2} – коэффициент формы зуба, определяемый в зависимости от эквивалентного числа зубьев по табл. 3.6.

$$z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}$$

Коэффициент формы зубьев червячных колес

Таблица 3.6.

Z_{v2}	26	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150	300
Y_{F2}	1.85	1.80	1.70	1.71	1.64	1.61	1.55	1.48	1.45	1.40	1.34	1.30	1.27	1.27

3.7.5. МАТЕРИАЛЫ И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ.

Материалы червячной пары должны обладать антифрикционными свойствами, хорошей прирабатываемостью, стойкостью против заедания и повышенной теплопроводностью.

Червяки изготавливаются из сталей. Поверхность витков подвергается цементации с последующей закалкой до твердости HRC =56...63 или закалке ТВЧ до твердости HRC =45...50. Крупные червяки подвергаются азотированию. Наиболее часто применяют под цементацию сталь –18 ХГТ, для закалки ТВЧ стали – 40Х, 35 ХМ, 40 ХН и при азотировании 30ХМ10А. После термообработки поверхности витков обычно шлифуются. Азотированию подвергаются шлифованные червяки.

Червячные колеса обычно изготавливаются составными: обод из бронзы, ступица – из чугуна. В неответственных передачах обод может выполняться также из чугуна. Наилучшими для червячных колес являются оловянистые бронзы типа БрО10НЖ и БрО10Ф1, однако они весьма дороги и применяются лишь в ответственных передачах. Безоловянистые бронзы (БрА10Ж4Н4, БрА10Ж3Мц1.5 и др.) обладают повышенными механическими характеристиками, но имеют пониженные противозадирные свойства. Поэтому их рекомендуется применять при $v_{ск} \leq 10$ м/с.

Значения допускаемых напряжений для материалов червячных колес приводятся в таблицах в виде зависимостей $[\sigma_H]_o$ и $[\sigma_F]_o$ от значений σ_b и c_v при

базовых числах нагружений: для контактных напряжений $N_{H0} = 10^7$, для изгибных $N_{F0} = 10^6$.

Особенностью бронз является отсутствие горизонтального участка на кривой выносливости, поэтому для них используют условный предел выносливости при некотором базовом числе циклов.

Расчетные допускаемые напряжения определяются с учетом действительных чисел циклов N_H и N_F изменения напряжений у зубов червячных колес по формулам

$$\left. \begin{aligned} [\sigma_H] &= [\sigma_H]_O \cdot K_{HL} \\ [\sigma_F] &= [\sigma_F]_O \cdot K_{FL} \end{aligned} \right\} \quad (3.50)$$

где K_{HL} и K_{FL} – коэффициенты долговечности, определяемые по формулам

$$K_{HL} = m_H \sqrt{\frac{10^7}{N_H}}; K_{FL} = m_F \sqrt{\frac{10^6}{N_F}}. \quad (3.51)$$

Кривые выносливости аппроксимируются степенной зависимостью по двум участкам с различными показателями степени. Для $N_H \leq 10^7$ принимают $m_H=8$. Для $N_F \leq 10^6$ принимают $m_F=9$.

Для всех бронз ограничивается интенсивность изнашивания активных поверхностей зубьев червячного колеса. У оловянистых бронз это учитывается коэффициентом c_v , зависящим от скорости скольжения (табл. 3.7), у безоловянистых бронз непосредственно величиной скорости скольжения, входящей в выражение для допускаемых контактных напряжений.

Таблица 3.7

$v_{ск}, \text{ м/с}$	1	2	3	4	5	6	7	8
c_v	1.33	1.21	1.11	1.02	0.95	0.88	0,83	0.8

При проектировочном расчете скорость скольжения неизвестна. Поэтому, ожидаемую скорость скольжения рекомендуется определять по эмпирической зависимости

$$v_{ск}^1 \approx \frac{4n_1}{10^4} \sqrt[3]{T_2}, \quad (2.52)$$

где n_1 – частота вращения червяка, мин^{-1} ; T_2 – крутящий момент на червячном колесе, Н·м.

3.7.6. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ НА НАГРЕВ.

Известно, что КПД червячной передачи относительно невысок. Большая часть потерь энергии, подводимой к редуктору, переходит в теплоту, что вызывает перегрев передачи и, возможно, отказ.

Одним из основных ограничивающих параметров по нагреву передачи является предельно допустимые температуры масла $[t_m]$, при котором масло сохраняет свои смазывающие свойства. Обычно принимают $[t_m] = 80 \dots 95^\circ\text{C}$. Для некоторых специальных масел – $[t_m] = 100 \dots 110^\circ\text{C}$.

Количество выделяемой в передаче теплоты в установившемся режиме

$$Q_1 = P_{вх} (1 - \eta),$$

где $P_{вх}$ – мощность на ведущем валу; η – КПД передачи.

Количество теплоты, отводимой с поверхности корпуса редуктора в окружающую среду:

$$Q_2 = k_t S (t_m - t_0),$$

где k_t – коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/\text{м}^2\text{град}$; S – площадь поверхности охлаждения редуктора, м^2 ; t_m – температура масла, $^\circ\text{C}$; t_0 – температура окружающей среды, $^\circ\text{C}$.

При расчете рекомендуется принимать $k_t = 12 \dots 19 \text{ Вт}/\text{м}^2\text{град}$, $t_0 = 20^\circ\text{C}$.

Под поверхностью охлаждения понимают только ту часть наружной поверхности корпуса передачи, которая внутри омывается маслом или его брызгами, а снаружи – свободно циркулирующим воздухом, при этом не учитывается поверхность днища корпуса. Если корпус снабжен ребрами, то учитывается только 50% их поверхности.

Для передач, работающих при постоянной нагрузке в течение времени, достаточного для установившегося теплового режима, должно соблюдаться условие теплового баланса ($Q_1 \leq Q_2$). Если данное условие не соблюдается,

применяют дополнительное искусственное охлаждение, например: обдув корпуса воздухом, с помощью вентилятора, насаженного на быстроходный вал; устройство в масляной ванне змеевиков, через которые пропускается холодная вода; применение рециркуляционной смазки со специальными холодильниками (водяными или воздушными).

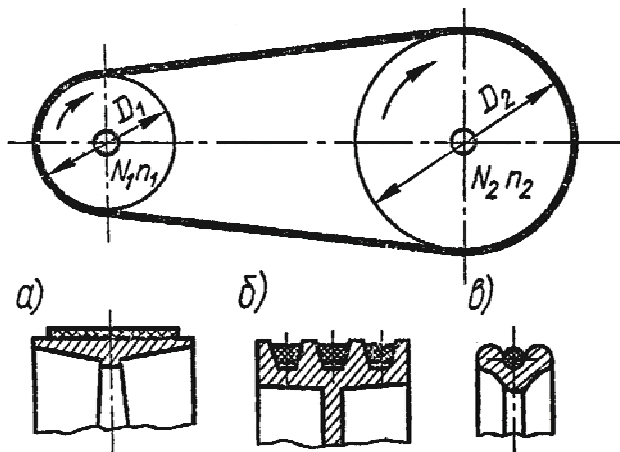


Рис. 3.23

3.8. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

3.8.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Принцип действия и

классификация

Ременная передача (рис. 3.23, а) состоит из двух шкивов, закрепленных на валах, и ремня, охватывающего шкивы. Нагрузка передается силами трения,

возникающими между шкивами и ремнем вследствие его натяжения.

В зависимости от формы поперечного сечения ремня различают: плоскоремennую (рис. 3.23, б), клиноремennую (рис. 3.25, в) и круглоремennую (рис. 3.25, г) передачи.

Ременные передачи по сравнению с другими типами передач обладают рядом преимуществ, среди которых можно выделить следующие: возможность передачи крутящих моментов на значительные расстояния (до 15 м и более); плавность и бесшумность работы; высокие скорости; предохранение механизмов от резких колебаний нагрузки вследствие упругости ремня; предохранение механизмов от перегрузки за счет возможного проскальзывания ремня; простота конструкции и эксплуатации.

Основными недостатками ременной передачи являются: большие габариты передач (для одинаковых условий диаметры шкивов примерно в 5 раз больше диаметров зубчатых колес); непостоянство передаточного отношения, вызванное явлением проскальзывания ремня; повышенная нагрузка на валы и их опоры,

связанная с большим предварительным натяжением ремня (увеличение нагрузки на валы в 2...3 раза по сравнению с зубчатой передачей); низкая долговечность ремней (в пределах 1000...5000 часов).

Ременные передачи применяют преимущественно в тех случаях, когда по условиям конструкции валы расположены на значительных расстояниях или высокие скорости не позволяют применять другие виды передач. Мощность ременных передач не превышает, как правило, 50 кВт. Ременную передачу устанавливают в комбинацию с зубчатой передачей на быстроходную ступень как менее нагруженную.

В настоящее время наибольшее распространение получили *клиновые* ремни. Находят применение также *плоские* ремни из пластмасс в высокоскоростных передачах. *Круглые* ремни применяют только для малых мощностей: в приборостроении, бытовой технике и т.п.

Кинематика передачи. Окружные скорости на шкивах определяются выражениями

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000}; v_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000}; \text{ м/с}, \quad (3.55)$$

где d_1 и d_2 – диаметры шкивов, мм; n_1 и n_2 – частота вращения шкивов, мин^{-1} .

Для ременной передачи характерно упругое скольжение ремня (см. ниже), что приводит к разности скоростей, т.е. $v_2 < v_1$. Это явление учитывается введением коэффициента скольжения ε и тогда справедлива формула

$$v_2 = v_1 (1 - \varepsilon). \quad (3.56)$$

При этом передаточное отношение будет равно

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{v_1 \cdot d_2}{v_2 \cdot d_1} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)}. \quad (3.57)$$

Установлено, что значение ε зависит от величины нагрузки, следствием чего является непостоянство передаточного отношения i в ременной передаче. Обычно

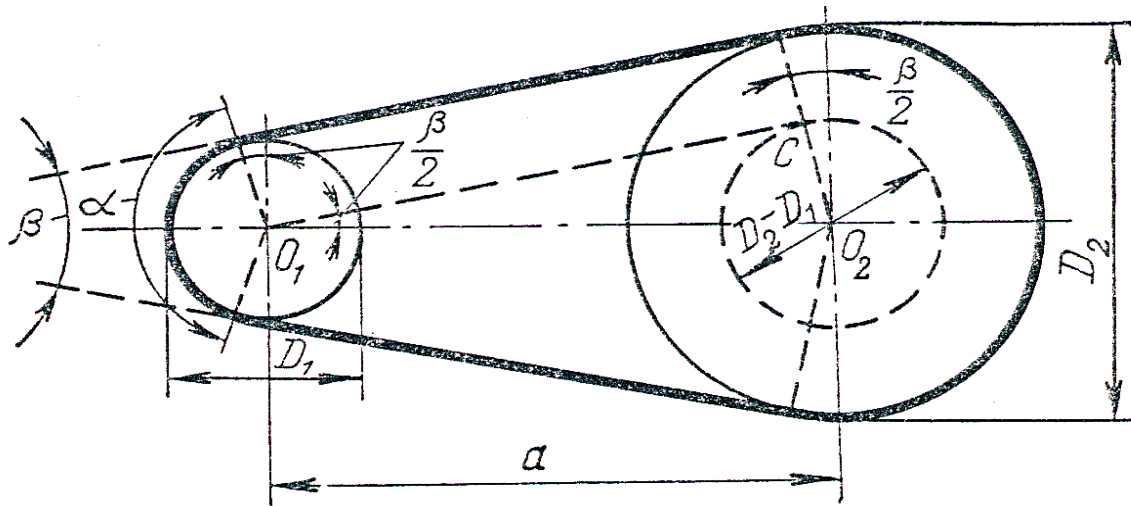


Рис.3.24

при нормальных условиях работы коэффициент скольжения лежит в пределах $\varepsilon = 0.01 \dots 0.02$. В приближенных расчетах допустимо принимать

$$i \approx \frac{d_2}{d_1}. \quad (3.58.)$$

Геометрия передачи. Основные геометрические характеристики показаны на схеме ременной передачи (рис. 3.24). Здесь: a – межосевое расстояние; β – угол между ветвями ремня; α – угол обхвата ремнем малого шкива.

При геометрическом расчете известными обычно являются d_1 , d_2 и a , определяются угол α и длина ремня l .

Вследствие вытяжки и провисания ремня величина α и l не являются строгими, а поэтому могут определяться приближенно

$$\alpha \approx 180^\circ - \beta.$$

Опуская вывод, запишем выражение для определения длины ремня

$$\begin{aligned} l &= 2a \cos \beta/2 + \frac{d_1}{2}(\pi - \beta) + \frac{d_2}{2}(\pi + \beta) = \\ &= 2a \cos \beta/2 + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{\beta}{2}(d_2 - d_1). \end{aligned}$$

Или, используя приближенную зависимость $\cos \beta/2 \approx 1 - \frac{1}{2}(\beta/2)^2$, после преобразований получим

$$l \approx 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}. \quad (3.59)$$

3.8.2. СИЛЫ И СИЛОВЫЕ ЗАВИСИМОСТИ

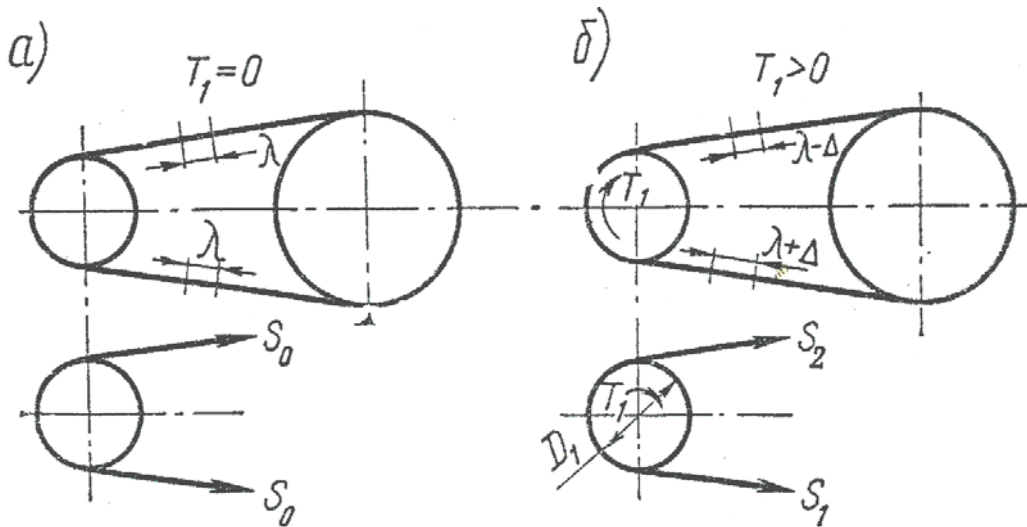


Рис. 3.25

На рис. 3.25 показано нагружение ветвей ремня в двух случаях: без нагрузки $T_1 = 0$ (рис. 3.25, а) и под нагрузкой $T_1 > 0$ (рис. 3.25, б).

При отсутствии нагрузки в передаче ($T = 0$) в каждой ветви ремня имеет место предварительное натяжение ремня – F_0 ; при наличии нагрузки – F_1 и F_2 – натяжение ведущей и ведомой ветвей; $F_t = 2T_1/d_1$ – окружная сила передачи.

По условию равновесия шкива имеем:

$$T_1 = \frac{d_1}{2} (F_1 - F_2) \text{ или } F_1 - F_2 = F_t.$$

Связь между F_0 , F_1 , F_2 (опуская вывод) можно представить в виде следующей системы

$$\begin{aligned} F_1 &= F_t \cdot \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}; \\ F_2 &= F_t \cdot \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}; \\ F_0 &= \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right), \end{aligned} \quad (3.60)$$

где e – основание натурального логарифма; f – коэффициент трения; α – угол обхвата.

Формула (3.60) позволяет определить минимально необходимую величину предварительного натяжения ремня S_0 при котором возможна передача заданной

нагрузки F_t . Из формулы (3.60) видно, что увеличение значений f и α благоприятно отражается на работе передачи.

Напряжение в ремне. Наибольшие напряжения действуют в ведущей ветви ремня. Они складываются из напряжений растяжения σ_1 , изгиба σ_u и напряжений от центробежных сил σ_v (σ_v – напряжения от центробежных сил при скорости $v < 25$ м/с незначительны и не учитываются при расчете).

Напряжение растяжения σ_1 можно представить в виде

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2A} = \sigma_0 + \frac{\sigma_F}{2}, \quad (3.61)$$

где $\sigma_F = F_t/A$ – полезное напряжение; σ_0 – напряжение от предварительного натяжения.

Как было установлено ранее, полезное напряжение можно представить как разность напряжений ведущей и ведомой ветвей: $\sigma_F = \sigma_1 - \sigma_2$.

В той части ремня, которая огибает шкив, возникают напряжения изгиба σ_u (рис. 3.26). По закону Гука

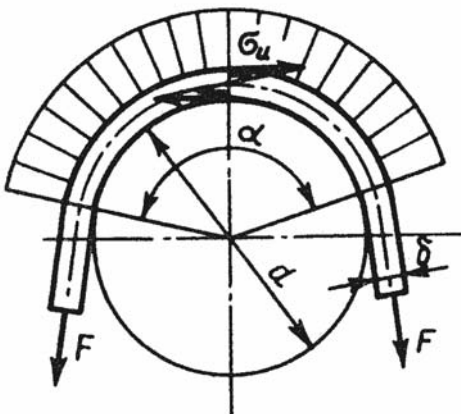


Рис. 3.26

$$\sigma_u = \varepsilon E,$$

где ε – относительное удлинение наружных волокон; E – модуль упругости.

Известно, что при чистом изгибе

$$\varepsilon = y / r.$$

Здесь y – расстояние от нейтрального слоя ремня; r – радиус кривизны нейтрального слоя.

Для ремня, огибающего шкив, $y = \delta/2$, $r \approx d/2$

(δ – толщина ремня). При этом $\varepsilon = \delta/d$, а

$$\sigma_u = (\delta/d)E. \quad (3.62).$$

Формула (3.62) позволяет заметить, что основным фактором, определяющим величину напряжений изгиба, является отношение толщины ремня к диаметру шкива. Чем меньше это отношение, тем меньше напряжение изгиба в ремне.

Суммарное максимальное напряжение в ведущей ветви в месте набегания ремня на малый шкив

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_u = \sigma_0 + \frac{\sigma_F}{2} + \sigma_u. \quad (3.63)$$

Эпюра распределения напряжений по длине ремня изображена на рис. 3.27.

Скольжение в передаче. Исследования Н.Е.Жуковского показали, что в ременных передачах следует различить два вида скольжения ремня по шкиву: *упругое скольжение и буксование*. Упругое скольжение наблюдается при любой нагрузке передачи, а буксование только при перегрузке.

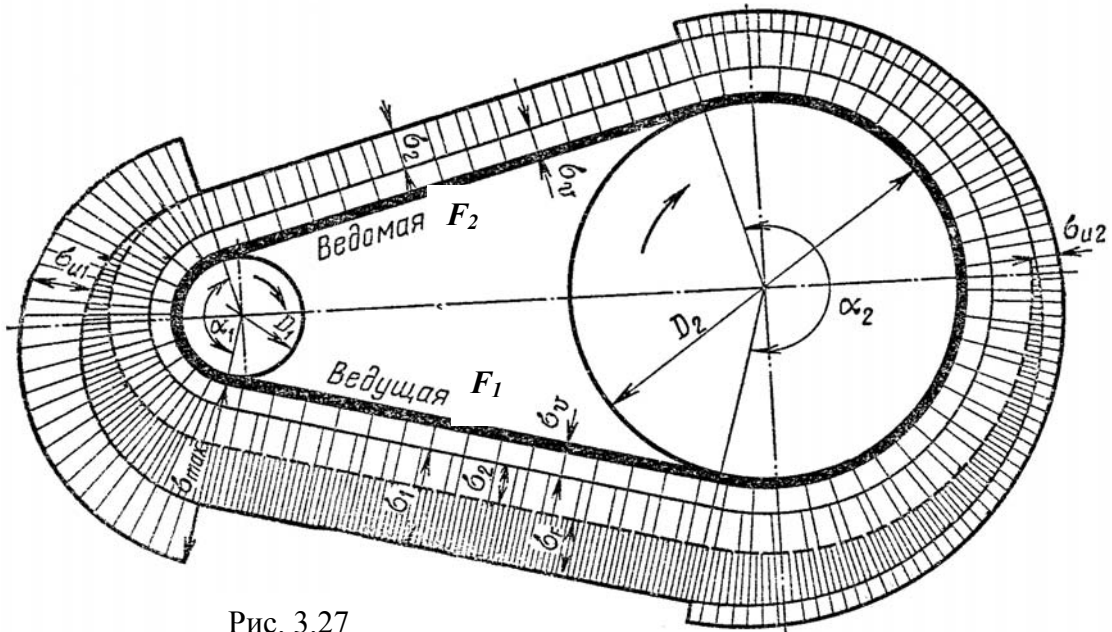


Рис. 3.27

Разность натяжения ведомой и ведущей ветвей, создаваемая нагрузкой, вызывает упругое скольжение в ременной передаче. При этом дуги упругого скольжения располагаются со стороны сбегающей ветви (рис. 3.28).

Отметим некоторый участок ремня длиной λ в ненагруженной передаче и затем дадим нагрузку (рис. 3.28). При прохождении ведущей ветви отмеченный

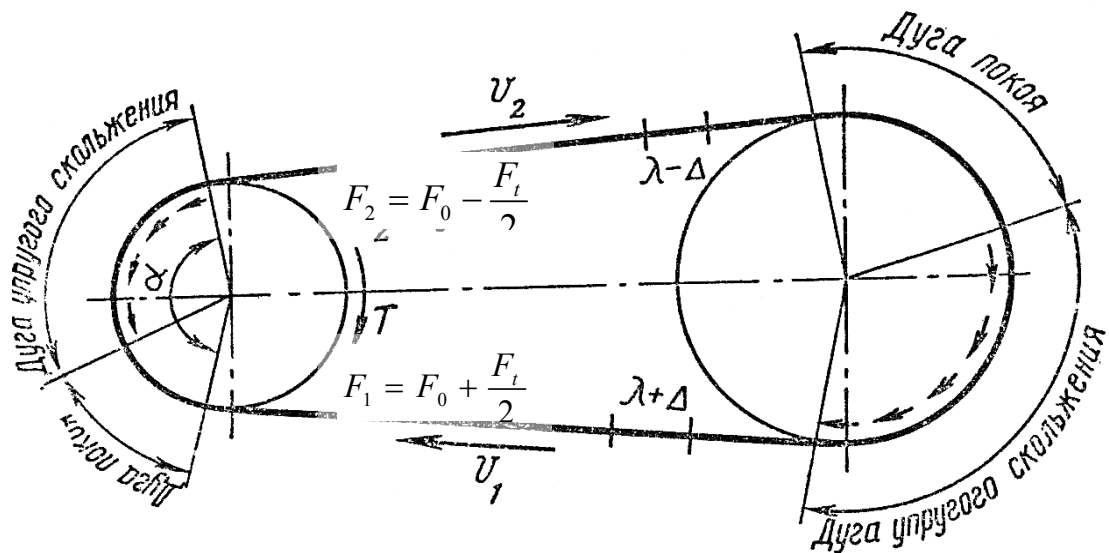


Рис. 3.28

участок удлинится до $(\lambda + \Delta)$, а на ведомой сократится до $(\lambda - \Delta)$.

Определяя окружные скорости шкивов по совместному перемещению с ремнем на участках дуг покоя, получаем:

для ведущего шкива $v_1 = (\lambda + \Delta) / \Delta t$;

для ведомого шкива $v_2 = (\lambda - \Delta) / \Delta t$;

где Δt – время набегания отмеченного участка ремня на шкивы.

Очевидно что $v_2 < v_1$. Разность скоростей v_1 и v_2 учитывается в формулах (3.56) и (3.57) коэффициентом скольжения ε . По мере увеличения нагрузки (увеличивается Δ) разность окружных скоростей возрастает, а передаточное отношение изменяется.

Упругое скольжение является причиной некоторого непостоянства передаточного отношения в ременных передачах. При перегрузке передачи дуга покоя уменьшается до нуля, ремень начинает скользить по всей поверхности соприкосновения со шкивом. Такое скольжение получило название *буксования*. При буксовании ведомый шкив останавливается, а КПД передачи становится равным нулю.

Потери в передаче и КПД. Потери мощности в ременной передаче складывается из: потерь в опорах валов; потерь от скольжения ремня по шкивам; потерь на внутреннее трение в ремне, связанное с периодическим изменением деформаций изгиба; потерь от сопротивления воздуха движению ремня и шкивам.

Все эти потери учитываются КПД передачи, который определяют экспериментально. При нагрузках, близких к расчетным, среднее значение КПД обычно принимают для плоскоремennых передач $\eta \approx 0.97$, а для клиноремennых $\eta \approx 0.96$.

3.8.3. КЛИНОРЕМЕННАЯ ПЕРЕДАЧА

Применяется при сравнительно малых межосевых расстояниях и больших передаточных отношениях. В этой передаче (рис. 3.29) ремень имеет трапецидальную (клиновую) форму поперечного сечения и располагается в соответствующих канавках шкива. В передаче работают обычно несколько ремней, но может быть и один. Несколько тонких ремней применяют вместо одного толстого с целью уменьшения напряжений изгиба.

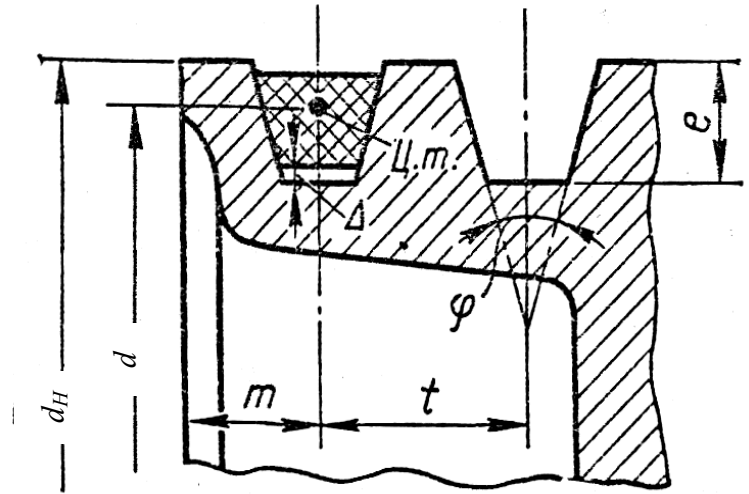


Рис. 3.29

Форма канавки шкива выполняется так, чтобы между ее основанием и ремнем был зазор, в этом случае рабочими поверхностями являются боковые поверхности ремня.

Расчетным диаметром d шкива является диаметр, соответствующий окружности расположения центров тяжести поперечных сечений ремня. Все размеры, определяющие форму обода шкива (e , m , t , d_H , d), выбирают по соответствующим таблицам стандартов в зависимости от поперечного сечения ремня, которым также стандартизованы.

Для передач общего назначения по ГОСТ 1284-80 приняты семь типов клиновых ремней О, А, Б, В, Г, Д, Е, отличающихся размерами поперечного сечения. Размеры сечения увеличиваются от О к Е.

Применение клинового ремня позволяет увеличить тяговую способность передачи за счет повышения трения. Угол клина φ существенно влияет на величину силы трения: с уменьшением φ трение в передаче увеличивается.

Величину

$$\frac{f}{\sin \varphi / 2} = f' \quad (3.64)$$

называют приведенным коэффициентом трения.

Для стандартных ремней угол φ принят равным 40° . При этом

$$f' = f / \sin 20^\circ \approx 3f.$$

Таким образом, клиновья форма ремня увеличивает его сцепление со шкивом примерно в три раза.

С целью лучшего использования возможностей клиноременной передачи на практике рекомендуется принимать угол охвата $\alpha_k \geq 120^\circ$ (допускается до 70°). Относительно малая величина допускаемых углов охвата α позволяет строить клиноременные передачи с малыми межосевыми расстояниями a и с большими передаточными отношениями i , а также передавать работу с одного ведущего шкива нескольким ведомым (рис. 3.30).

Сечение клинового ремня (рис. 3.31) представляет собой трапецию. Основным несущим элементом ремня является слой шнурового корда 1, которые изготавливаются из различных материалов на основе искусственных волокон, а в настоящее время находят широкое применение корды из синтетических волокон и стальных тросов. Тканевая обертка 3 увеличивает прочность ремня и предохраняет его от износа. Резина 2 служит наполнителем, который образует форму ремня и придает ему эластичность.

Методика расчета клиноременных передач. Ограниченное число типоразмеров стандартных клиновых ремней позволило определить допустимую нагрузку для каждого типоразмера ремня, а расчет передачи свести к подбору типа и числа ремней по таблицам и графикам, приведенным в ГОСТ 1284.1 – 1281.3 – 80.

Тип и число ремней выбирают и рассчитывают, используя формулу (3.65) и графики (рис. 3.32...3.34). Мощность, передаваемая ременной передачей

$$P = P_0 K_\alpha K_H z, \quad (3.65)$$

где P – мощность передачи; P_0 – мощность, передаваемая одним ремнем в условиях типовой (стандартной) передачи ($\alpha = 180^\circ$, нагрузка равномерная) – определяется по графикам рис.3.34...3.36; K_α – коэффициент угла обхвата – по табл. 3.8; K_H – коэффициент режима нагрузки – по табл. 3.9; z – число ремней.

Коэффициент угла обхвата K_α для клиновых ремней. Таблица 3.8

α°	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90	80	70
K_α	1.0	0.98	0.96	0.93	0.90	0.87	0.83	0.79	0.74	0.68	0.62	0.56

Коэффициент режима нагрузки K_H . Таблица 3.9.

Характер нагрузки	Равномерная	С умеренными колебаниями	Со значительными колебаниями	Ударная и резко переменная
K_H	1	0.9...0.8	0.8...0.7	0.7...0.6

Значения мощностей на графиках (рис. 3.32...3.34.) даны применительно к

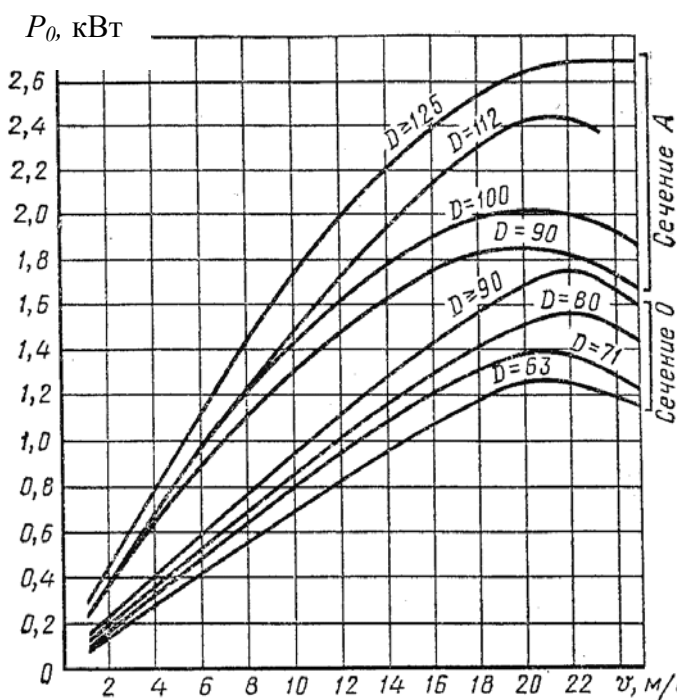


Рис. 3.32

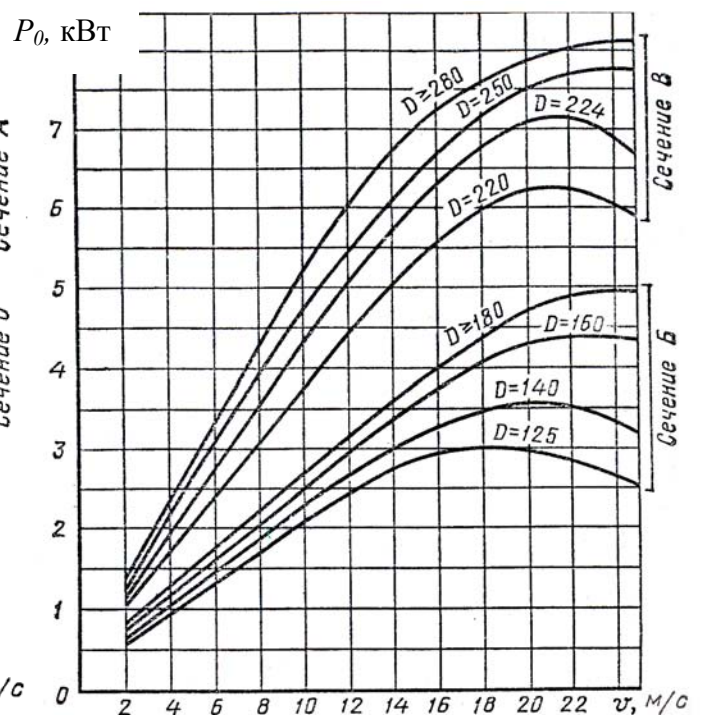


Рис. 3.33

ремням с кордом на основе искусственных волокон; рис. 3.32 – для сечений ремней О и А, рис. 3.33. – для сечений Б и В, рис. 3.34 – для сечений Г, Д и Е. В случае применения синтетических волокон значение мощностей можно увеличить примерно на 10%. Расчет выполняют по диаметру малого шкива –D.

В формуле (3.65) предполагается равномерное распределение нагрузки между всеми ремнями передачи. Однако, в действительности из-за различных отклонений в размерах ремней, канавок шкивов это условие не соблюдается. Чем больше число ремней, тем труднее получить их равномерную загрузку. Поэтому рекомендуется ограничивать число ремней по условию $z \leq 8$.

Выполняя расчет, необходимо стремиться, чтобы рассматриваемые параметры лежали в следующих пределах:

$$\alpha \geq 120^\circ (90^\circ); i \leq 7 (10);$$

$$v = v/l \leq 10 (20) \text{ с}^{-1} \text{ – число пробегов ремня}$$

где v – скорость, l – длина ремня;

$$2(d_1+d_2) \geq a 0,55(d_1+d_2)+h,$$

где h – высота поперечного сечения ремня.

Рекомендуемое межосевое расстояние a следует выбирать по табл. 3.10 в зависимости от i и d_2 .

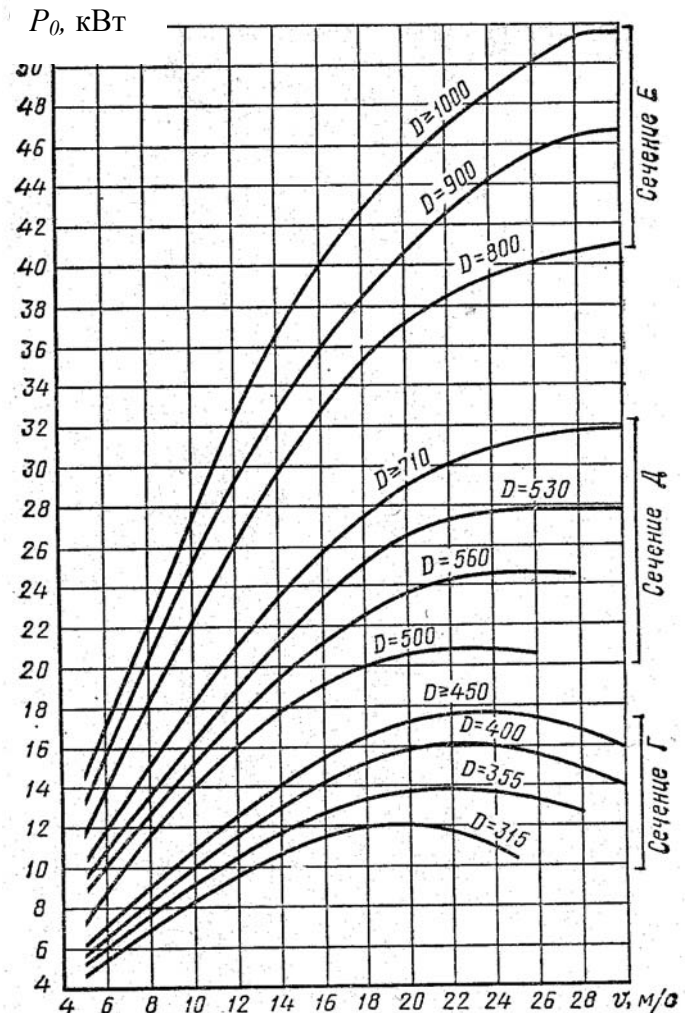


рис. 3.34

Рекомендуемые значения межосевого расстояния Таблица 3.10.

i	1	2	3	4	5	6
a	$1.5d_2$	$1.2d_2$	d_2	$0.95d_2$	$0.9d_2$	$0.85d_2$

Предварительное натяжение ремня – по рекомендации табл. 3.11.

Рекомендуемое общее натяжение ремня $2F_0$. Таблица 3.11.

Сечение ремня	О	А	Б	В	Г	Д	Е
$2F_0, \text{ Н}$	110...170	200...300	350...500	600...850	1300...1800	1900...2700	3200...4500

3.9. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

3.9.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Назначение, устройство. Цепные передачи служат для передачи вращательного момента между валами, расположенными на значительном расстоянии, при необходимости сохранения точного значения передаточного числа. Передачи используют, как правило, для мощностей до 100 кВт, при окружных скоростях до $v \leq 15$ м/с и передаточных числах $u \leq 7$. Они применяются в металлорежущих станках, сельскохозяйственных машинах, велосипедах, транспортерах, угольных комбайнах и др. машинах.

В простейшем случае цепная передача состоит (рис. 3.35) из цепи 3 и двух звездочек – ведущей 1 и ведомой 2. Вращение ведомого вала осуществляется за счет тянущего усилия цепи, создаваемого зубьями ведущей звездочки.

Классификация. Цепные передачи различают:

по типу цепей – передачи с роликовыми, втулочными и зубчатыми цепями,
 по скорости ведомого вала – понижающие и повышающие,
 по количеству цепей, передающих нагрузку, – однорядные и многорядные,
 по количеству ведомых звездочек – нормальные (одна ведомая звездочка) и специальные (многозвездные – ведомых звездочек несколько).

Передачи могут выполняться открытыми, с легкими защитными кожухами и в закрытых корпусах; могут быть горизонтальными, наклонными и вертикальными, с системой периодической и непрерывной подачи смазочного

материала (в виде брызг, создаваемых механическим устройством, или с циркулированием от смазочного насоса к поверхностям трения).

Достоинства, недостатки. Основные *достоинства* передачи: отсутствие скольжения тягового органа – цепи; применимость при значительном расстоянии между валами $l \leq 5$ м; достаточно высокий КПД; меньшая, чем в ременных передачах, нагрузка на валы и возможность передачи вращения нескольким валам.

Недостатки – неравномерность движения ведомого вала, шум цепи в процессе эксплуатации; повышенные требования к точности монтажа; необходимость постоянного контроля; непригодность передачи при периодическом реверсировании без пауз; сравнительно высокая стоимость.

Конструкция и материалы. Наиболее широкое распространение получили приводные роликовые цепи (ПР), приводные втулочные цепи (ПВ), а также зубчатые цепи.

Приводная роликовая цепь (ПР) состоит из последовательно чередующихся внутренних 1 и внешних 2 звеньев (рис. 3.36), шарнирно соединенных между собой. Каждый шарнир состоит из валика 3, впрысванного во внешние пластины, и втулки 4, закрепленной в отверстиях внутренних пластин. Ролик 5, надетый на втулку, предназначен для уменьшения износа зубьев звездочки.

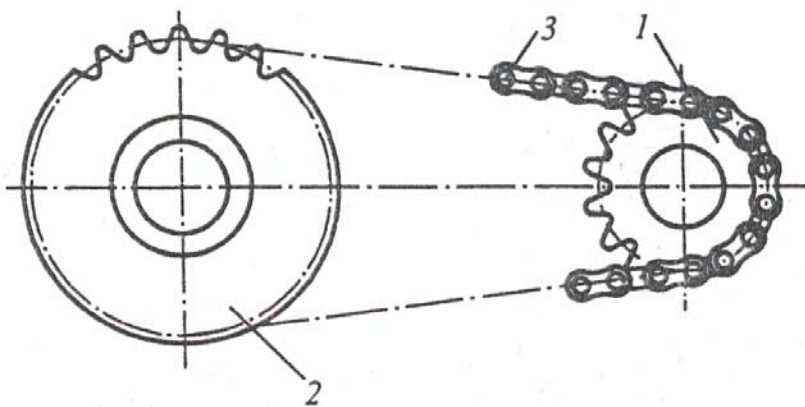


Рис. 3.35

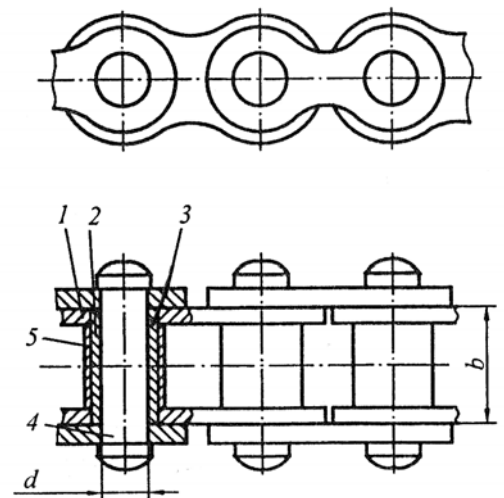


Рис. 3.36

Приводные втулочные цепи (ПВ) отличаются отсутствием роликов, что приводит к повышению интенсивности износа зубьев звездочек. Основным параметром цепи является шаг p – расстояние между осями двух смежных роликов. В зависимости от отношения шага цепи p к диаметру ролика d различают цепи легкой и нормальной серии при $p/d < 2$ и длиннозвенные при $p/d \geq 2$ (ГОСТ 13568-75).

Роликовые цепи изготавливают одно- двух- и трехрядными нормальной и легкой серии, а также длиннозвенные (ПРД). Втулочные цепи изготавливают одно- и двухрядными. Многорядные цепи применяют для передачи больших усилий.

Материалы деталей цепи должны обладать высокими износостойкостью и прочностью. Для пластин используют сталь 45; 50; 40Х; 40ХН; 30 ХНЗА; с закалкой до твердости 34...41 HRC; для валиков и втулок – сталь 15; 20; 15Х; 20Х и др. при твердости 55...63 HRC; для роликов – те же стали при твердости 48...56 HRC.

Звездочки. Работоспособность цепной передачи в значительной степени зависит от качества изготовления элементов звездочки, твердости и качества поверхности зубьев. Для роликовых и втулочных цепей зубья звездочек профилируют по ГОСТ 591-69, для зубчатых – по ГОСТ 13576-81.

Конструкции звездочек отличаются большим разнообразием (рис. 3.37): дисковые (а) и со ступицей; цельные (б) и составные (в). Ведущие звездочки изготавливают из стали 15; 20 (при ударных нагрузках) и 15Х; 20Х (при больших окружных силах). Для работы без толчков применяют сталь 45; 45Х; 50; 45Л; 50Л; при необходимости

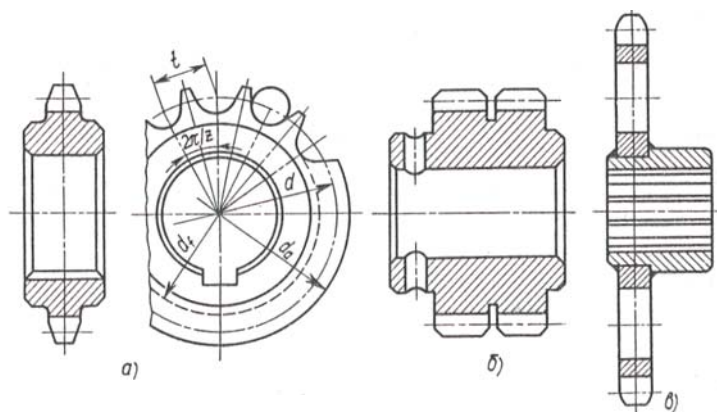


Рис. 3.37

обеспечивать высокую износостойкость и прочность – сталь 40Х; 45ХН; 45Г2. Для ведомых звездочек при окружной скорости $v \leq 3$ м/с используют чугун марки СЧ 18, МС 28 и др.

Кожух и картер. По условиям правил и мер безопасности передачи ограждают решетчатыми и сплошными кожухами. Кожух предохраняет от попадания в передачу пыли и грязи; между внутренними стенками кожуха и цепью предусматривается зазор не меньше 30 мм в плоскости звездочек и по оси валов.

Приспособления для регулирования натяжения цепи. Для обеспечения нормальной работы цепной передачи необходимо устранение провисания ветвей цепи. В процессе эксплуатации цепь вытягивается, что также приводит к удлинению цепи и появлению провисания. Наиболее простое регулирование натяжения достигается удалением из цепи одного или двух звеньев. Так поступают при небольших нагрузках, скорости цепи $v \leq 5$ м/с, при ее горизонтальном расположении и межосевом расстоянии $a \leq 30r$. Наряду с передвижными опорами применяют натяжные и оттяжные звездочки в местах наибольшего ее провисания.

Нарушение режима работы и виды повреждений. Основные причины отказов цепных передач – износ и разрушение шарниров, усталостное разрушение пластин и износ зубьев звездочки. Из-за износа шарниров в процессе эксплуатации передачи происходит увеличение шага и удлинение цепи, вследствие чего она неправильно ложится на зубья звездочки; появляется вибрация, резонансные явления, опасность нарушения зацепления, деформация валиков и пластин, захлестывание и соскакивание цепи со звездочки. Перетяжка цепи вызывает усиленный износ шарниров и зубьев. Предельное удлинение цепи не должно превышать 3%, а при скорости $v > 6$ м/с должно быть еще меньше.

3.9.2. РАСЧЕТ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Критерии расчета цепных передач. Для обеспечения передачи заданной нагрузки, цепь рассчитывают на *тяговую способность, износостойкость и усталостную прочность*. Поскольку на работу передачи существенно влияет растяжение цепи, то в качестве основного критерия расчета принимают допусковое относительное увеличение шага износа. Ограничение износа осуществляется расчетом давления в шарнире. Исходя из этих положений, определяют величину минимальной разрушающей нагрузки и шаг цепи.

Расчетная нагрузка. На работу передачи действует большое число взаимосвязанных факторов, учет которых, весьма сложен. Ввиду этих обстоятельств, расчетная нагрузка определяется с помощью коэффициентов, характеризующих условия эксплуатации рассчитываемой передачи:

$$F = F_t \cdot K = F_t \cdot K_s \cdot K_v \cdot K_a \cdot K_\psi \cdot K_{p_2} \cdot K_c \cdot K_p \cdot K_z, \quad (3.66)$$

где коэффициенты: K_s – эквивалентной нагрузки; K_v – динамичности нагрузки (при спокойной нагрузке – $K_v = 1$, с толчками $1.2 \dots 1.5$, с сильными ударами – 1.8); K_a – влияние длины цепи (при $a = (60 \dots 80)p$ – $K_a = 0.9$, при $a = (30 \dots 50)p$ – $K_a = 1$; при $a \leq 25p$ – $K_a = 1.25$); K_ψ – наклона линии центров к горизонтали (при $\psi < 70^\circ$ – $K_\psi = 1$, $\psi > 70^\circ$ – $K_\psi = 1.25$); K_{p_2} – регулировки натяжения (передвигающиеся опоры – $K_{p_2} = 1$, нажимные или оттяжные звездочки (ролики) – $K_{p_2} = 1.15$, нерегулируемое натяжение – $K_{p_2} = 1.25$); K_c – условий смазывания (для разбрызгивающей или струйной смазочной системы $K_c = 0.8$, капельной системы периодической подачи $K_c = 1.5$); K_p – режима работы (при односменной – $K_p = 1$, двухсменной – $K_p = 1.25$, трехсменной – $K_p = 1.45$); K_z – числа рядов цепи ($K_z = 1$ при $z_{ц} = 1$, $K_z = 1.17$ при $z_{ц} = 2$, $K_z = 1.2$ при $z_{ц} = 3$, $K_z = 1.33$ при $z_{ц} = 4$).

Расчет на износостойкость. Условие обеспечения износостойкости цепи

$$p_u = \frac{F}{(A_{ш} \cdot z_u)} \leq [p_u] \quad (3.67)$$

где – p_u , $[p_u]$ фактическое и допустимое значения давления в шарнире цепи, МПа; F – расчетная окружная сила, Н; $A_{ш}$ – диаметральная проекция опорной поверхности шарнира, мм². Величину $A_{ш}$ определяют в зависимости от значения шага p .

Так как для роликовой цепи $A_{ш} \approx 0.25p^2$, то шаг

$$p = 2 \cdot \sqrt{\frac{F}{z_u [p_u]}} \quad (3.68).$$

Если заданы передаваемая мощность P_1 , и частота вращения n_1 , мин^{-1} , ведущей звездочки, то $F = 6 \cdot 10^7 P_1 K / (z_1 p n_1)$, и после подстановки значения силы F в формулу (3.68) получим

$$p = 620 \sqrt{PK / (z_2 z_1 n_1 [p_u])}. \quad (3.69)$$

Число зубьев ведущей звездочки принимают из условий обеспечения минимальных габаритных размеров и плавного хода передачи: при скорости $v < 2$ м/с можно принимать $z_1 = 13; 15$; при $v > 2$ м/с

$$z_{1\min} = (29 - 2v) \geq 19. \quad (3.70).$$

Для более равномерного износа цепи число зубьев на малой звездочке следует принимать нечетным, на большой – четным. Максимальное число зубьев z_2 ограничивается величиной допустимого удлинения цепи. Для роликовых цепей $z_{2\max} \leq 120$; для зубчатых – $z_{2\max} \leq 140$. Допускаемые значения давления $[p_u]$ приводятся в справочных таблицах в зависимости от шага p и частоты вращения n_1 малой звездочки в [1,2,4].

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ.

1. Перечислите основные преимущества и недостатки передач: а) зубчатых; б) червячных; в) ременных; г) цепных.
2. Назовите основные геометрические параметры передач: а) зубчатых цилиндрических; б) конических; в) червячных; г) ременных; д) цепных.
3. Какие параметры характеризуют точность зубчатых передач?
4. Назовите силы действующие в передачах: а) цилиндрических; б) конических; в) червячных; г) ременных; д) цепных.
5. Какие геометрические параметры влияют на контактную прочность зубчатых передач?
6. Что влияет на изгибную прочность зубьев зубчатых и червячных передач?
7. Почему тепловой расчет производится только для червячных передач?
8. Какие силы возникают в ремне при работе передачи?

4. ВАЛЫ И ОСИ

4.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

На валы и оси устанавливаются вращающиеся детали: зубчатые колеса, шкивы, звездочки и др. Вал предназначен для передачи крутящего момента, воспринимаемого или передаваемого, установленным на валу деталями. При работе машины вал испытывает изгиб и кручение, а в некоторых случаях дополнительно растяжение или сжатие. Ось отличается от вала тем, что не передает крутящего момента.

Валы и оси подразделяются на прямые, коленчатые и гибкие. В данном курсе изучаются только прямые валы и оси. Конструктивно прямые валы выполняются гладкими и ступенчатыми. Чаще исполнение валов бывает ступенчатым, т.е. диаметры участков вала к середине вала увеличиваются. Пример ступенчатого вала показан на рис. 4.1.

Цилиндрические поверхности ступеней имеют различное назначение. Так, например, у вала (рис. 4.1.) поверхности 1 и 4 являются

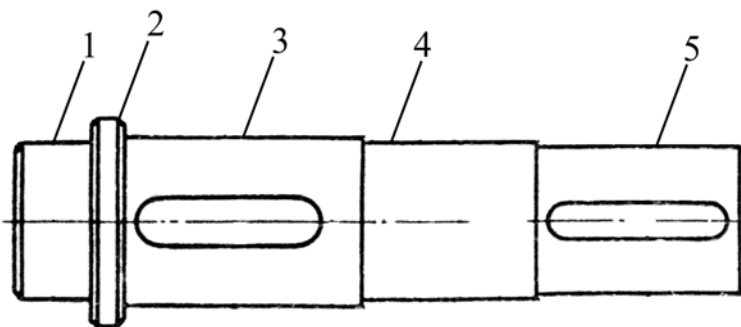


Рис.4.1

опорными или цапфами, и служат для установки на них подшипников. Цапфа 4, расположенная в средней части вала, называется шейкой, а цапфа 1, находящаяся в конце вала, называется шипом. Пятой называют торцевую поверхность цапфы, через которую на опору, называемую подпятником передается осевая нагрузка. На валу также выполнены ступени 3 и 4, на которых устанавливаются детали. Эти поверхности иногда называют несущими поверхностями. Поверхность 2 – промежуточная, служит для упора ступицы.

Как видно из рисунка, форма ступенчатого вала приближается к форме двухопорной балки равного сопротивления изгибу. Ступенчатость вала

обеспечивает удобство сборки механизма и приблизительное равенство напряжений по длине вала.

С целью уменьшения массы валы иногда выполняют полыми. Наличие внутренней полости практически не влияют на прочность вала. Например, если по оси вала выполнено отверстие диаметром вдвое меньшим внешнего диаметра вала, то его масса уменьшается на 25%, а напряжение изгиба и кручения при прочих неизменных условиях возрастут всего на 6%.

В случае применения подшипников качения валы и оси изготавливаются преимущественно из углеродистых и малолегированных сталей марок 45, 40Х, 40ХМ. Если валы и оси установлены на подшипниках скольжения, то они изготавливаются из малоуглеродистых сталей 20, 20Х, 15ХНЗА. Цапфы таких валов и осей для повышения износостойкости подвергают поверхностному упрочнению (цементации и закалке), шлифованию и полировке.

К типичным видам разрушения валов относится усталостный излом, являющийся следствием воздействия циклически изменяющихся напряжений от изгиба и кручения. Напряжения от растяжения или сжатия обычно бывают небольшим. В соответствии с этим основным видом расчета валов является расчет на усталость.

Как известно, усталостная прочность определяется действующими нагрузками, размерами детали, наличием и видом концентраторов напряжений, качеством обработки поверхности и т.д. Влияние этих факторов трудно учесть на первой стадии проектирования, поэтому расчет на усталостную прочность выполняют как проверочный после разработки конструкции машины. Для предварительного определения диаметра вала проводят проектировочный расчет, носящий условный характер.

Проектный расчет валов. При проведении проектировочного расчета учитывают воздействие только крутящего момента T , так как величина изгибающего момента M определяется размерами вала и может быть найдена

только после разработки конструкции машины в целом. Действие изгибающего момента, которое может быть более существенным по сравнению с крутящим, влияние концентраторов напряжений и других факторов, уменьшающих прочность, при проектировочном расчете, приближенно учитывают значительным снижением допускаемых касательных напряжений $[\tau]$. В результате расчета обычно *определяют диаметр концевого участка вала*. Для промежуточных валов *определяют диаметр под деталью, устанавливаемой на валу*. Остальные диаметры валов определяются при конструировании.

Исходя из условия $\tau \leq [\tau]$ и считая момент сопротивления площади поперечного вала равным $W = \frac{\pi}{16} \cdot d^3 \approx 0.2 \cdot d^3$, получают формулу:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0.2[\tau]}}, \quad (4.1)$$

где $[\tau]$ – допускаемые касательные напряжения, которые обычно принимают для валов редукторов в пределах 15...20 МПа.

Существует стандарт, устанавливающий значения диаметров выходных участков валов редукторов в зависимости от величины передаваемого крутящего момента и прочностных характеристик материала вала, определяемых через твердость (ГОСТ 24266-80). Этот же стандарт определяет конструкцию концевых участков валов и все их размеры. Сам проектировочный расчет входного и выходного валов фактически сводится к нахождению размеров концевых участков всех валов по ГОСТу. Благодаря применению указанного стандарта сокращается число типоразмеров муфт, используемых для соединения валов.

4.2. Проверочный расчет валов.

Валы проверяются на прочность, жесткость, а в ряде случаев на колебания (критическую частоту вращения). Задачей проверочного расчета на прочность является определение запаса усталостной прочности в сечении вала, где этот запас минимален, и сравнении полученного запаса прочности с допусκαемым, т. е. критерием прочности вала является выполнение условия $s \geq s_{\min}$.

В процессе проверочного расчета принимаются следующие допущения:

действующие на вал распределенные нагрузки заменяют сосредоточенными силами;

нагрузки, передаваемые на вал со стороны надетых на него деталей, принимают приложенными в середине ширины ступицы;

подшипники рассматривают как шарнирные опоры, одна из которых считается неподвижной;

сам вал считают шарнирно опертым круглым брусом, работающим на изгиб и кручение;

влиянием силы тяжести валов и надетых на него деталей, как правило, пренебрегают.

В качестве примера на рис. 4.2, а,б приведена схема нагружения вала одноступенчатого редуктора.

В середине концевых участков входного и выходного валов прикладываются так называемые консольные нагрузки, возникающие от неточностей монтажа, неизбежных при соединении валов.

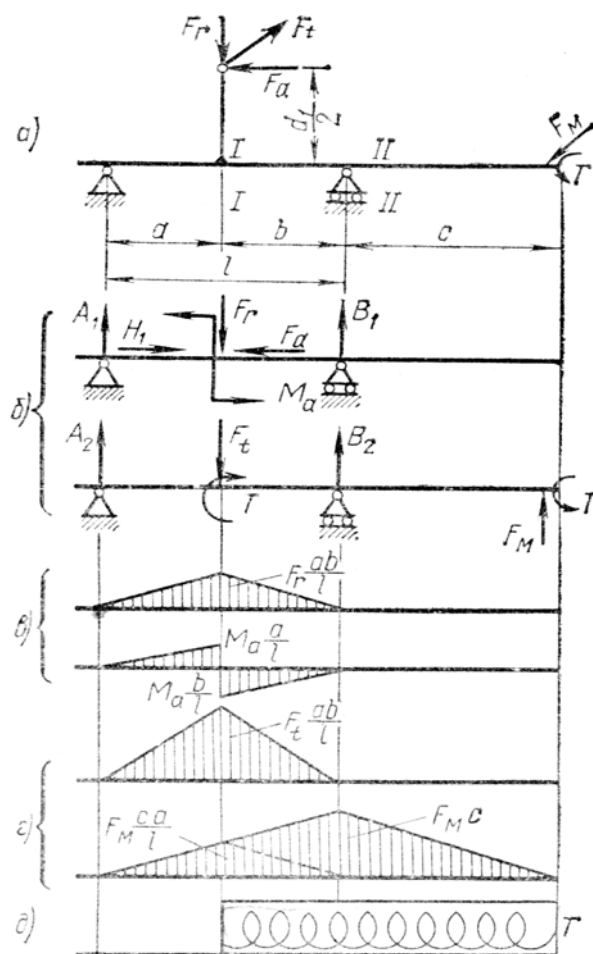


Рис.4.2

Величины консольных нагрузок определяются по эмпирической формуле

$$F_k = (120 \dots 280) \sqrt{T} , \quad (4.2)$$

где F_k – консольная нагрузка, Н; T – момент на валу, Нм.

В общем случае валы нагружены пространственной системой сил, поэтому эпюры изгибающих моментов, необходимые для проведения расчета, строят в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, проходящих через ось симметрии вала.

Построение эпюр производят на основе схемы нагружения приемами, излагаемыми в курсе сопротивления материалов. Предварительно в каждой из плоскостей определяют составляющие реакции опор. Для определения этих составляющих используются два уравнения моментов относительно опор, а уравнение в проекциях на ось, перпендикулярно ось вала, применяют для контроля правильности произведенных вычислений.

Примерный вид эпюр изгибающих моментов M_z и M_y , действующих на вал в плоскостях xoy и xoz соответственно, показаны на рис. 4.2, в, г. Там же показана эпюра результирующего изгибающего момента M_Σ , являющегося геометрической суммой моментов M_z и M_y . Величина этого момента вычисляется по очевидной формуле:

$$M_\Sigma = \sqrt{M_z^2 + M_y^2} \quad (4.3)$$

При принятых допущениях эпюры M_y и M_z линейны, но эпюра M_Σ в общем случае нелинейна и является пространственной; однако этим обстоятельством можно пренебречь, считать ее кусочно-линейной и строить эпюру M_Σ по точкам, в которых эпюры M_y и M_z имеют изломы.

Под эпюрой M_Σ показана эпюра крутящего момента и схематический чертеж вала. Сопоставляя эпюры с чертежом вала, можно наметить расчетные сечения, которые предположительно могут быть опасными сечениями вала. В

одном из этих сечений запас усталостной прочности будет наименьшим. *Это сечение называется опасным.*

При выборе расчетных сечений руководствуются значениями крутящего и изгибающего моментов, размерами и формой поперечного сечения вала, наличием концентраторов напряжений (канавок, выточек, шпоночных пазов, посадок и т.д.), качеством (чистотой) обработки поверхности. Однозначно определить опасное сечение без проведения расчетов в нескольких сечениях, как правило, не представляется возможным.

В рассматриваемом примере в качестве расчетных целесообразно рассмотреть сечения I–I и II–II. В сечении I–I действует максимальный изгибающий момент (M_{Σ}^{\max}), имеются концентраторы напряжений в виде шпоночного паза, посадки с натягом; в сечении II–II действует также значительный изгибающий момент и концентраторы напряжения в виде переходов от одного диаметра к другому, а также посадка с натягом.

В каждом из расчетных сечений вычисляют напряжения изгиба σ_u , сжатия или растяжения σ и кручения τ :

$$\sigma_u = \frac{M_{\Sigma}}{W_u}; \quad \sigma = \frac{F_a}{A}; \quad \tau = \frac{T}{W_{кр}}. \quad (4.4)$$

Для поперечного сечения в форме окружности диаметром d существуют следующие зависимости

$$W_u = 0.1d^3; \quad W_{кр} = 2W_u; \quad A = \pi d^2/4. \quad (4.5)$$

Найденные напряжения являются исходными для определения амплитудных σ_a , τ_a и средних σ_m , τ_m напряжений циклов нагружения вала от изгиба и кручения.

Обычно вал *вращается относительно неподвижных векторов внешней нагрузки*. При этом напряжения изгиба меняются по симметричному циклу, т.е. $\sigma_a = \sigma_u$, $\sigma_m = 0$. Напряжения сжатия или растяжения будут пренебрежимо малы,

т.е. $\sigma = 0$. Напряжения от кручения изменяются только при изменении величины крутящего момента на переходных режимах, при остановках и пусках и изменении направления вращения вала (реверсе). Однако, в практике расчетов обычно принимают, что при *неревверсивной* нагрузке *касательные напряжения* изменяются по пульсирующему (отнулевому) циклу, т.е.

$$\tau_a = \frac{\tau}{2} \text{ и } \tau_m = \frac{\tau}{2} \quad (4.6)$$

А при реверсивной нагрузке – по симметричному циклу, т.е.

$$\tau_a = \tau \text{ и } \tau_m = 0. \quad (4.7)$$

Более подробно порядок проверочного расчета вала излагается в пособиях [1,2,4], здесь лишь укажем общий подход к расчету.

Зная марку материала и вид термообработки вала, определяют характеристики усталостной прочности материала вала, т.е. пределы усталостной прочности σ_{-1} и τ_{-1} и значения коэффициентов ψ_σ и ψ_τ , учитывающих воздействие средних напряжений цикла.

При ориентировочных расчетах и отсутствии данных можно принимать для сталей

$$\sigma_{-1} = (0.4 \dots 0.46) \sigma_s; \tau_{-1} = 0.6 \sigma_{-1}. \quad (4.8)$$

Для среднеуглеродистых сталей можно принимать $\psi_\sigma = 0.1$, $\psi_\tau = 0.05$; для легированных сталей - $\psi_\sigma = 0.30$, $\psi_\tau = 0.10$.

После конструирования вала, т.е. определение его формы, размеров, качества обработки и т.д., используя справочные таблицы [1, 2, 4], определяют значения коэффициентов, учитывающих влияние на прочность вала концентраторов напряжения, размеров вала и обработки поверхности.

Располагая этими данными, вычисляют значения коэффициентов $K_{\sigma д}$ и $K_{\tau д}$, которые учитывают комбинированное действие различных факторов на снижение

пределов выносливости. Затем в каждом из выбранных сечений определяют запасы усталостной прочности по изгибу s_σ и кручению s_τ по формулам

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a K_{\sigma D} + \sigma_m \psi_\sigma}; \quad (4.9)$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a K_{\tau D} + \tau_m \psi_\tau}. \quad (4.10)$$

Затем определяют общий запас усталостной прочности s по формуле:

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}}. \quad (4.11)$$

В опасном сечении должно выполняться условие

$$s \geq s_{\min} = 1.5 \quad (4.12)$$

Оптимально спроектированный вал должен иметь запас усталостной прочности несколько больший 1.5. Если он существенно превышает указанный, то это свидетельствует о том, что конструкция вала перетяжелена и с целью снижения металлоемкости машины ее следует переработать. Однако, часто это невозможно, т. к. размеры вала определяются его жесткостью или грузоподъемностью и размерами устанавливаемых на вал подшипников.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ.

1. Для чего предназначены валы и оси.
2. Назовите основные критерии работоспособности валов.
3. Как рассчитать вал на усталостную прочность?

5. ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ.

Назначение, устройство. Подшипники скольжения служат для соединения валов и вращающихся осей с корпусом. Их применяют в паровых турбинах и турбогенераторах, прокатных станах, конвейерах, кранах, станках и др. Особенно широкое распространение подшипники скольжения получили для быстровращающихся валов – в сепараторах, центрифугах, газовых турбинах и т. д. Устройство подшипников скольжения основано на способности воспринимать нагрузку, обеспечивая разделение смазочным материалом 3 движущихся относительно друг друга поверхностей 1 и 2 до полного исключения их непосредственного контакта, т.е. переход от сухого трения (рис. 5.1, а) к

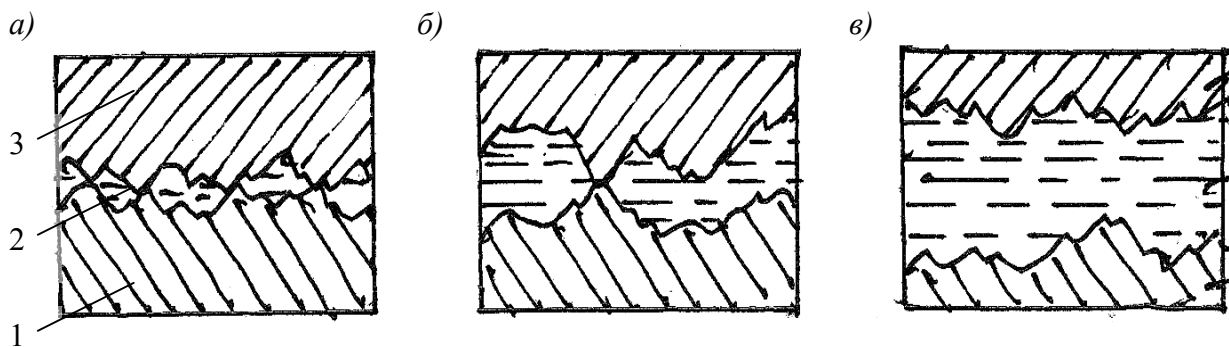


Рис. 5.1

полужидкостному (рис. 5.1, б) и, наконец, к жидкостному (рис. 5.1, в).

Классификация. По направлению внешней нагрузки относительно оси вращения различают радиальные, осевые подшипники (подпятники) и комбинированные. Существуют неразъемные и разъемные радиальные и осевые подшипники.

Радиальный подшипник (рис. 5.2, а) состоит из корпуса 1, вкладыши 2, вкладыша 3, в котором помещается вал, и крепежных деталей 4. Осевой подшипник (рис. 5.2, б) состоит из корпуса 1, крышки 2, упорных колец (или сегментов) 3, на которые опирается пята вала, и крепежных деталей 4. Обязательной частью подшипника скольжения является смазочное устройство,

предназначенное для образования устойчивого масляного слоя, непрерывной подачи смазочного материала, поддержания постоянной температуры и др.

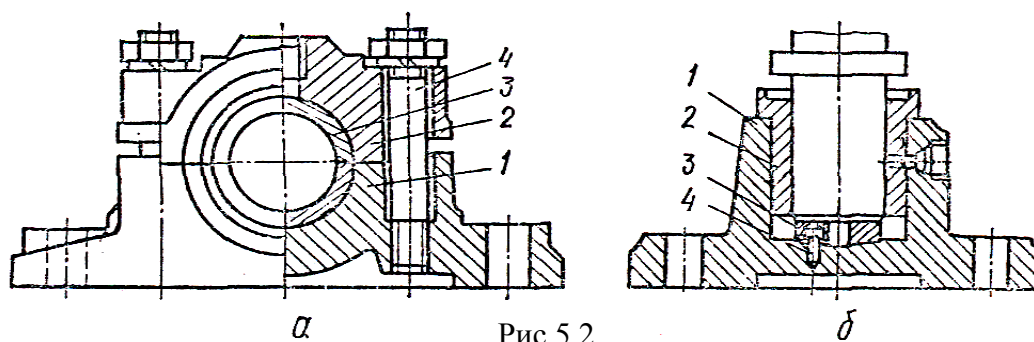


Рис.5.2

Достоинства и недостатки. Гидродинамические простейшие подшипники могут быть выполнены практически в любых производственных условиях. Разъемные удобны при сборке, особенно в конструкциях машин с коленчатыми валами. В регулируемых радиальных подшипниках при износе вкладышей можно изменять зазор, обеспечивая работоспособность на весь срок эксплуатации.

Недостатки – большие потери на трение в периоды пуска и возможный износ в установившейся период работы, если нельзя обеспечить жидкостный режим трения. Гидростатические подшипники в этом отношении имеют преимущества перед гидродинамическими, но они сложнее и дороже.

Достоинство осевых подшипников для малых нагрузок и частот вращения – простота конструкции. Однако они отличаются большими потерями на трение.

Конструкция и материалы некоторых типов подшипников. Радиальные

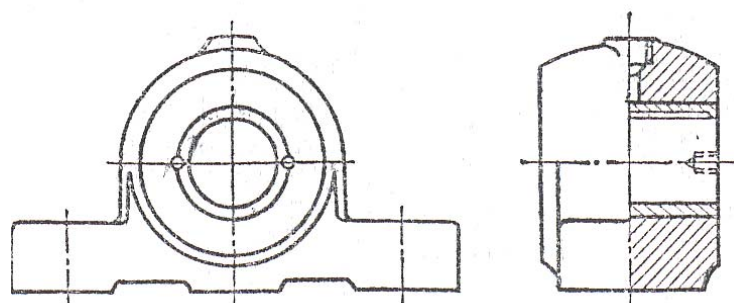


Рис. 5.3

подшипники. Неразъемные подшипники (рис. 5.3) снабжены втулками различных конструкций (рис. 5.4), которые запрессованы в корпус или удерживаются от проворачивания стопорными винтами. В разъемных

подшипниках (рис. 5.2, а) для повышения точности установки крышки стык ее с корпусом выполняется с уступами. Вкладыши могут состоять из двух или большего числа частей или в виде сегментов; по мере износа таких вкладышей зазор можно регулировать с помощью винтов или клиньев. Если подшипник должен иметь значительную длину, применяют самоустанавливающиеся вкладыши со сферической наружной поверхностью. Корпуса подшипников могут

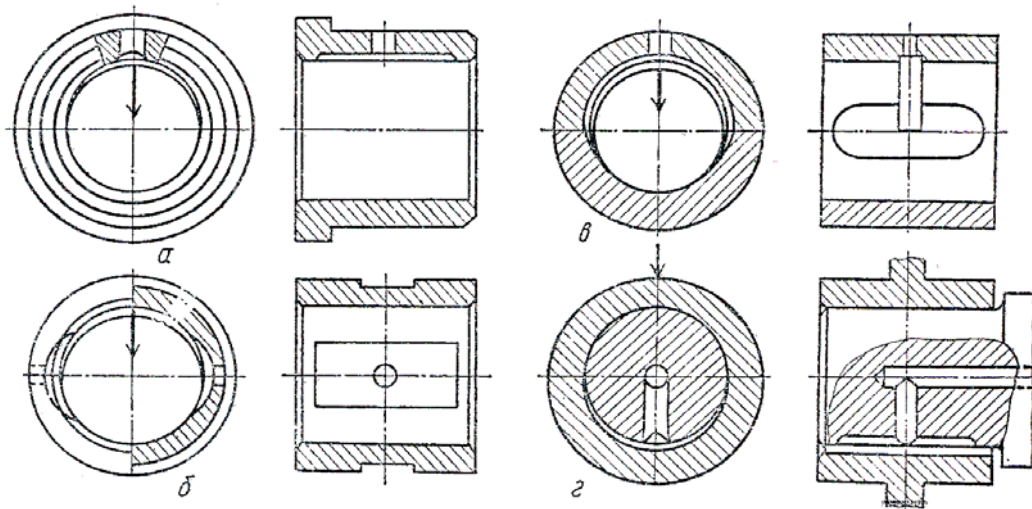


Рис. 5.4

быть выполнены либо заодно с какой-либо деталью машины – рамой, кожухом, шатуном, либо в виде отдельного изделия. Материалом для литых корпусов служит обычно серый чугун, для сварных – низкоуглеродистая сталь.

Для смазывания во вкладыше предусматривают сверления (рис.5.4), а для распространения масла на внутренней поверхности – продольные и кольцевые (распределительные) канавки.

Материал для вкладышей. Материал вала и вкладыша должны образовать антифрикционную пару, которая обладает низким коэффициентом трения, отсутствием склонности к схватыванию и заеданию, способностью прирабатываться, хорошо сопротивляться изнашиванию. Широкое распространение в подшипниках скольжения получили баббиты, бронзы, латуни, сплавы алюминия, неметаллические и порошковые материалы, которыми покрывают рабочую поверхность вкладышей. Наилучшим материалом считается

высокооловянистый баббит марки Б83; при скоростях скольжения менее 3 м/с применяют баббит марки БН. Оловянные, оловянно-цинково-свинцовистые и безоловянные бронзы применяют при различных скоростях при постоянной нагрузке для вкладышей подшипников электродвигателей, компрессоров; алюминиевые бронзы, как правило, применяют в подшипниках редукторов, станков. Латунни применяются при больших давлениях – до 12 МПа, но малых скоростях скольжения – до 2 м/с (краны, конвейеры и др.); антифрикционные чугуны – при малых нагрузках и обильном смазывании.

В подшипниках скольжения применяют твердые породы дерева, резину, пластмассы (текстолит, нейлон, капрон и др.). Эти материалы отличаются хорошей прирабатываемостью, отсутствием опасности схватывания. В качестве смазки применяют воду, которая, обычно, служит и для отвода тепла от трущихся пар. Пластмассы имеют низкий коэффициент трения, при этом их износостойкость выше в 5...6 раз, чем у бронзы.

Порошковые материалы применяют для втулок подшипников, работающих при давлениях 1.0...4.0 МПа и окружных скоростях $v = 5...30$ м/с. Благодаря пористому строению металлокерамических втулок (вкладышей) в них сохраняется некоторое количество масла, в связи с чем, эти подшипники не требуют дополнительной смазки.

Смазочные устройства. В своем большинстве подшипники скольжения весьма требовательны к смазке. Подача смазочного материала в подшипниках осуществляется либо самотеком, либо под давлением с помощью индивидуальных средств или централизованно.

Получили распространение капельное или капиллярное смазывание, а также смазывание с помощью смазочных систем, в которых масло подается по маслопроводам под давлением, развиваемым специальным масляным насосом.

Основы теории подшипников скольжения. В подшипниках скольжения реализуется полусухое, полужидкостное или жидкостное трение, последовательно

переходящее одно в другое по мере возрастания скорости вращения вала. При неподвижном вале его цапфа лежит на вкладыше и ось вала лежит ниже центра вкладыша, естественно, при наличии зазора δ (рис. 5.5, а). Вокруг вала внутри вкладыша образуется клиновидный зазор, который заполнен смазочным материалом (маслом).

Наибольшая величина зазора $\delta = D - d$ определяется видом посадки цапфы вала во вкладыш. С началом вращения вала, он, вследствие прилипаемости (адгезии) и вязкости масла, увлекает смазку в сужающуюся часть клиновидного зазора, где за счет этого создается повышенное гидродинамическое давление. Под действием давления, эпюра которого показана на рис. 5.5, б, цапфа всплывает. Чем больше вязкость масла и угловая скорость вала, тем ближе ось вала смещается

к

оси

вкладыша.

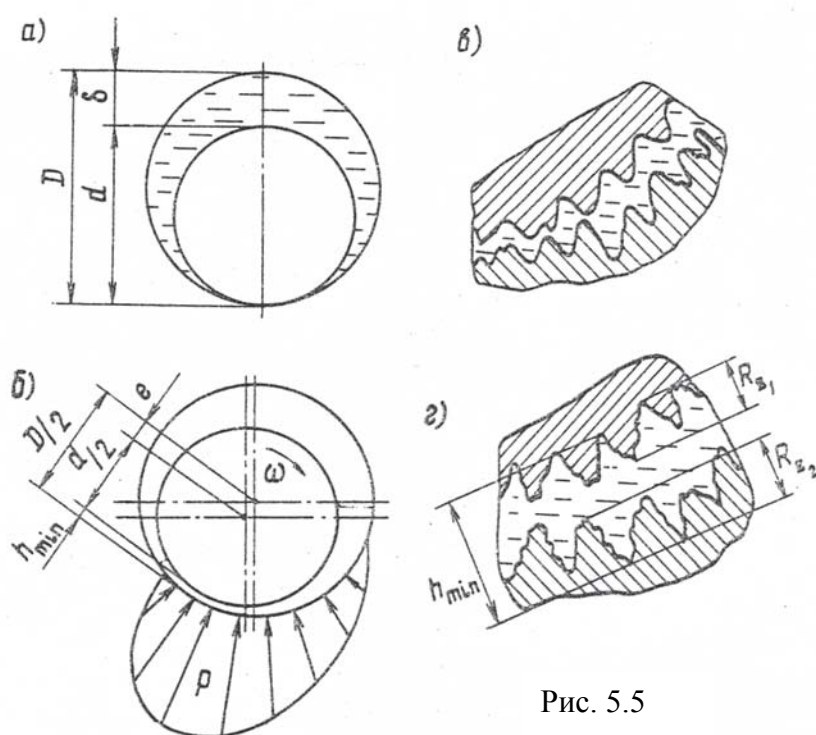


Рис. 5.5

Рассмотрим режимы трения в зависимости от скорости вращения вала. При малой скорости вращения (в начале пуска) большая часть поверхностей трения не разделена смазкой и трение будет полусухим. При увеличении скорости вращения толщины слоя смазки

увеличивается, но отдельные выступы микронеровностей будут соприкасаться (рис. 5.5, в) Трение в этом случае полужидкостное. При дальнейшем увеличении скорости наступит момент, когда появится сплошной устойчивый слой смазки, полностью разделяющий шероховатые поверхности цапфы и вкладыша (рис. 5.5,

г) устанавливается жидкостный режим трения, при котором в случае чистой не загрязненной смазки не будет износа цапфы и вкладыша.

Основным видом разрушения подшипников скольжения является износ, который может быть механическим (абразивный) и молекулярно – механическим (схватывание, заедание).

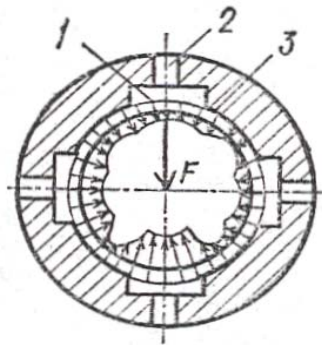


Рис. 5.6

Схватывание обычно появляется как результат потери масляным слоем своей защитной способности из-за повышения общей и особенно местной температуры. Конечной стадией отказа подшипника вследствие схватывания, если вовремя не остановить вращение, является выплавление антифрикционного слоя из вкладыша и полное схватывание цапфы в подшипнике.

Сравнительно редко встречается усталостное разрушение фрикционного слоя, наблюдающееся при значительной пульсации нагрузки.

Наиболее тяжелым и опасным является режим пуска, т.к. в этот период имеет место сухое или полусухое трение. Для устранения этого режима применяются гидростатические подшипники (рис. 5.6), в которых трущиеся поверхности разделяются масляным слоем, который создается принудительной подачей масла еще до пуска машины и изменение режимных параметров – скорости и нагрузки – не сказываются на работоспособности подшипников. Давление масла в карманах 1 определяется величиной и направлением нагрузки, соотношением гидравлических сопротивлений в дозирующих отверстиях (2) и в зазорах (3). При указанном направлении нагрузки несущим является нижний карман; в боковых карманах давление взаимно уравновешено. Смещение цапфы в каком – либо направлении вследствие изменения направления нагрузка приводит к увеличению давления масла в камерах той зоны, куда направлено смещение, что автоматически обеспечивает точное центрирование вала.

Принцип расчета подшипника скольжения. Условный расчет включает в себя проверки по среднему давлению и по средней удельной мощности трения, приходящейся на единицу поверхности контакта цапфы и вкладыша в соответствии с принятыми критериями $p \leq [p]$ и $pv \leq [pv]$. Оба указанных параметра определяются при допущениях, делающих расчет условным (упрощенным). Расчет по давлению проводят в предположении, что оно постоянно и действует на половине площади охвата цапфы вкладышем

$$p_m = \frac{F_r}{ld} \leq [p], \quad (5.1)$$

где F_r – нагрузка на подшипник; l – длина вкладыша; d – диаметр цапфы вала; $[p]$ – допускаемое среднее давление.

Величина допускаемого давления устанавливается на основе опыта проектирования и эксплуатации аналогичных подшипников. Значения $[p]$ изменяются в широких пределах в зависимости от материала цапфы и вкладыша, точности изготовления, шероховатости поверхностей и ряда других факторов. Например, для подшипников стационарных машин $[p] = 2 \dots 5$ МПа, а для подшипников автомобильных двигателей $[p] = 4 \dots 20$ МПа.

Средняя удельная мощность трения определяется как произведение среднего давления на окружную скорость поверхности цапфы $v = 0.5\omega d$. Можно показать, что это произведение дает мощность трения, деленную на коэффициент трения. Допускаемое значение $[pv]$ устанавливается опытным путем. Для указанных ранее машин $[pv] = 2 \dots 10$ МПа·м/с и $[p_m v] = 25 \dots 35$ МПа·м/с соответственно.

Кроме того, выполняется (может выполняться) расчет на обеспечение режима жидкостного трения. Результатом расчета является определение величины h_{\min} , т.е. минимальной допускаемой толщины масляного слоя. Порядок данного расчета дается в литературе [5].

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ.

1. Что такое гидростатические подшипники. Как подводится смазка
2. Принцип работы гидродинамического подшипника.
3. Какие свойства должна иметь смазка подшипников скольжения?
4. Какова последовательность расчета подшипников скольжения?
5. Область применения подшипников скольжения?
6. Преимущества и недостатки подшипников скольжения.
7. Какие условия необходимы для образования жидкостного трения?
8. Что такое жидкостное и полужидкостное трение в подшипниках скольжения?

6. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ.

6.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Конструкция, классификация и маркировка. Подшипник качения представляет собой готовое изделие, основными деталями которого являются: тела качения, внутреннее и наружное кольца и сепаратор – устройство, которое удерживает тела качения на определенном расстоянии (рис.6.2). В процессе работы тела качения катятся по дорожкам колеса, т.е. между движущимися деталями имеет место трение качения, что существенно снижает потери трения.

Подшипники стандартизованы и изготавливаются в массовых количествах на подшипниковых заводах в широком диапазоне размеров внутренних диаметров от 1 до 800 мм. Выпускается большое число типов подшипников различной конструкции для применения их в различных узлах и условиях.

Подшипники классифицируют по следующим признакам.

По форме тел качения (рис. 6.1) – шариковые с телами качения в виде шариков (а); роликовые цилиндрические (б); роликовые конические (в); бочкообразные (г); игольчатые (д).

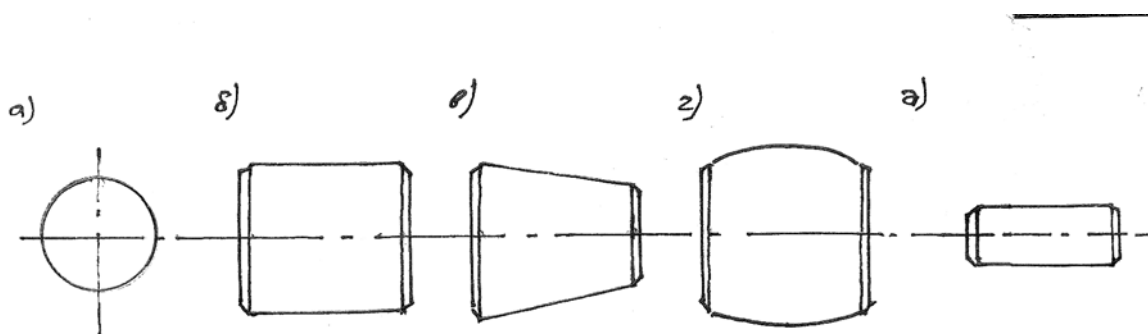


Рис. 6.1

По направлению воспринимаемой нагрузки – радиальные, радиально-упорные и упорные.

По числу рядов тел качения – однорядные и многорядные.

Конструкция основных типов подшипников показана на рис. 6.2. Здесь же дано условное обозначение некоторых наиболее распространенных типов

подшипников. Самое широкое применение нашли шариковые радиальные подшипники (тип О). Они наиболее дешевы и просты в производстве и эксплуатации, не требуют строгой регулировки осевого зазора, предназначены для радиальной нагрузки, но могут воспринимать и некоторую осевую силу, имеют относительно малые потери на трение и могут применяться при большой угловой скорости вращения вала.

Шариковые радиальные сферические подшипники (тип 1) предназначены для радиальной нагрузки, но могут воспринимать небольшую осевую силу. В отличие от типа О они могут работать при значительном (до 3°) перекосе внутреннего кольца относительно наружного.

Роликовые радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами (тип 2) предназначены для восприятия только радиальной нагрузки, так как у них наружное кольцо может смещаться по отношению к внутреннему. Такие

подшипники применяются для опор, не фиксирующих вал в осевом направлении.

Роликовые радиальные сферические двухрядные подшипники (тип 3) с бочкообразными роликами по свойствам аналогичны шариковым сферическим, но обладают большей грузоподъемностью. Они нашли широкое применение в опорах осей железнодорожных транспортных средств.

Роликовые радиальные игольчатые подшипники (тип 4) собираются без сепаратора, воспринимают только радиальную нагрузку. При небольших габаритах обладают высокой

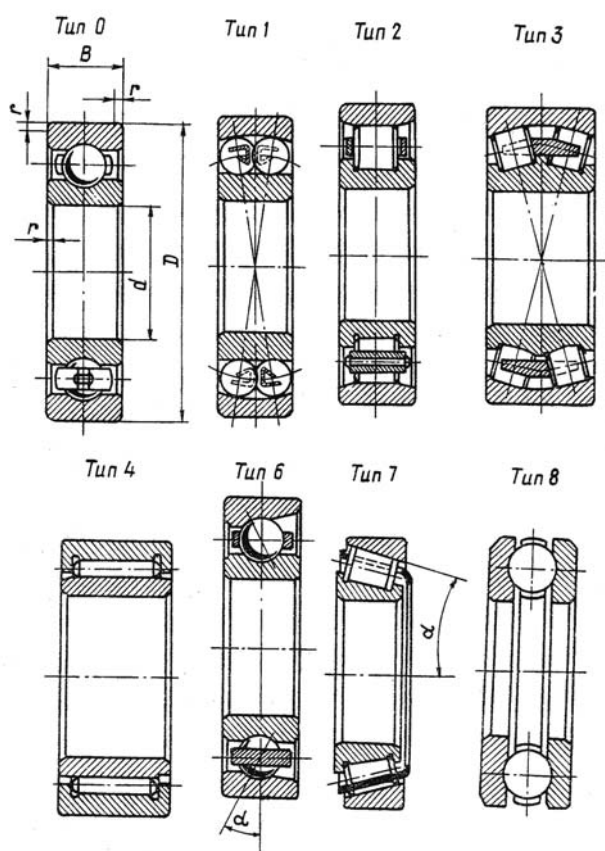


Рис. 6.2

грузоподъемностью, но применимы при ограниченной скорости вращения.

Шариковые радиально-упорные подшипники (тип 6) предназначены для комбинированных радиальных и осевых нагрузок или чисто осевых нагрузок. Они могут работать при сравнительно высоких частотах вращения.

Роликовые радиально-упорные конические подшипники (тип 7) по сравнению с шариковыми радиально-упорными подшипниками имеют большую грузоподъемность, но меньшие значения предельных частот вращения. Подшипники этого типа, как и предыдущего, устанавливаются попарно. Для нормальной работы они должны быть нагружены осевой силой (внешней или созданной путем предварительного осевого натяга при сборке).

Шарикоподшипники упорные (тип 8) воспринимают одностороннюю осевую нагрузку. Упорные подшипники применимы только при средних и низких частотах вращения, так как при высоких угловых скоростях возможно заклинивание шариков под воздействием центробежных сил.

Маркировка подшипников. Все подшипники обозначаются путем нанесения на торцы колец или на специальные бирки (при малых размерах подшипников) цифр и букв, обозначающих тип подшипника и его основные данные, а также номер завода изготовителя. *В маркировке подшипника первые две цифры (при чтении справа налево) обозначают внутренний диаметр.* В диапазоне от 1 до 9 мм он обозначается одной цифрой. Для диаметров этого диапазона вторая цифра означает серию диаметров и ширин (см. ниже). На третьем месте, если обозначение подшипника содержит четыре цифры и более, ставится ноль. Внутренние диаметры, имеющие размеры 10,12, 15 и 17 мм, условно обозначаются цифрами 00, 01, 02 и 03 соответственно, а внутренние диаметры от 20 мм до 495 мм – цифрами от 04 до 99, которые представляют собой частное от деления размера внутреннего диаметра в миллиметрах на 5.

Для каждого типа подшипника при одном и том же внутреннем диаметре для расширения диапазона несущей способности подшипника стандартом

устанавливаются серии подшипников (рис. 6.3), у которых различными являются наружные диаметры и ширины подшипников.

В зависимости от наружного диаметра (при одинаковом внутреннем диаметре) подшипники могут быть сверхлегкой, особо легкой, легкой, средней и тяжелой серий. По ширине кольца подшипники различают особо узкой, узкой, нормальной, широкой и особо широкой серий. Цифры, обозначающие серии диаметров и ширин, ставятся на третьем месте справа. Особо легкая серия обозначается цифрами 1 или 7, легкая – цифрой 2, средняя – 3, тяжелая – 4, легкая широкая – 5, средняя широкая – 6, сверхлегкая серия обозначается цифрами 8 или 9. Четвертая цифра справа обозначает тип подшипника (см. рис.6.2). В

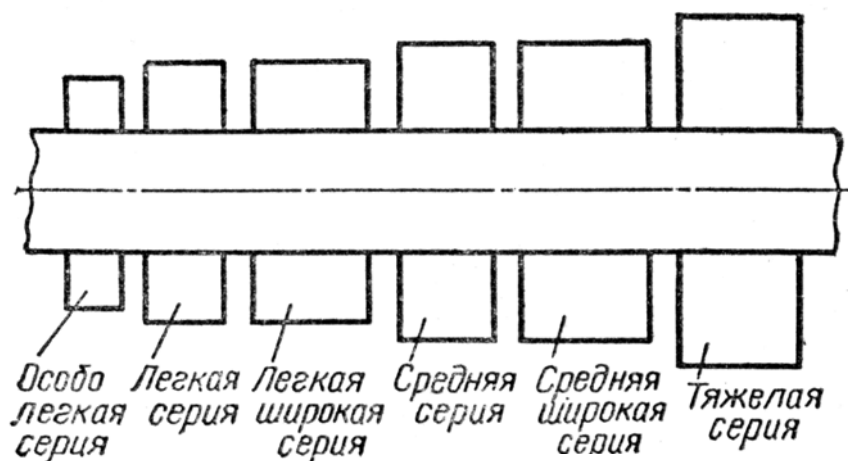


Рис. 6.3

обозначении шариковых радиальных подшипников цифра 0, характеризующая тип подшипника, не ставится, если перед ней нет других цифр.

Пятая и шестая цифры обозначают конструктивные особенности подшипника. Цифра 2, 4, 5 или 6, стоящая слева перед остальными и отделенная от них дефисом, обозначает класс точности подшипника.

Точности подшипника убывает с возрастанием ее класса (2, 4, 5, 6), т.е. с наиболее высокой точностью изготавливаются подшипники класса точности 2. Нормальный класс точности обозначается цифрой 0, которая в маркировке подшипника не проставляется.

От точности изготовления в значительной мере зависит работоспособность подшипника и предельно допустимая частота вращения. Однако с повышением точности резко возрастает стоимость подшипника.

Слева и справа от основного обозначения могут стоять цифры и буквы, содержащие дополнительные сведения о подшипнике. Например, у подшипников из нержавеющей стали ставится буква «Ю», у подшипников с латунным сепаратором – буква «Л», с текстолитовым – буква «Е» и т.д.

Таким образом, по маркировке подшипника можно установить его основные данные. Например, подшипник 201 – шариковый радиальный, легкой серии с внутренним диаметром 12 мм; подшипник 17 – шариковый радиальный особо легкой серии с внутренним диаметром 7 мм; подшипник 7311 – роликовый радиально-упорный конический средней серии с внутренним диаметром 55 мм.

Все перечисленные подшипники имеют нормальный класс точности. Подшипник 6–0308 – шариковый радиальный средней серии с внутренним диаметром 40мм, 6-го класса точности.

6.2. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ.

На рис. 6.4 показана схема нагружения тел качения подшипника при действии на него радиальной силы F_r . Каждое i -ое тело качения, воспринимающее нагрузку, оказывается при этом под воздействием силы F_i , также направленной радиально.

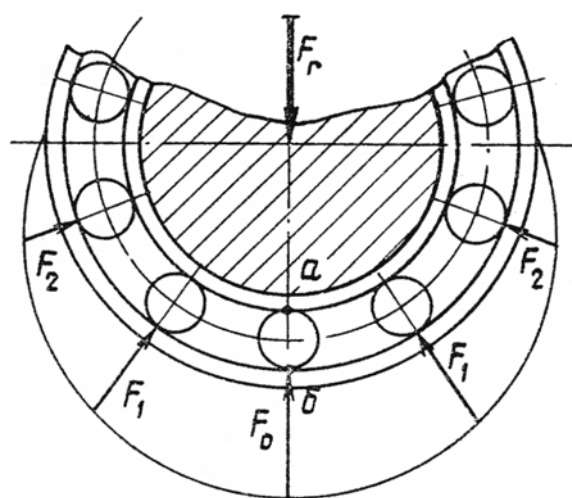


Рис. 6.4

Наибольшее значение $F_i = F_0$ будет у тела качения, расположенного на линии действия силы F_r . В точках a и b контакта тела качения с дорожками колец возникают контактные напряжения, при этом напряжение в точке a будет больше, чем в точке b , что объясняется меньшей суммой главных радиусов кривизны контактирующих поверхностей в точке a по

сравнению с точкой b .

За период работы подшипников, число нагружений колец в точках a и b будет различным и зависит от того, какое из колец вращается относительно вектора силы F_r . На кольце, неподвижном относительно вектора F_r , число нагружений будет равно числу тел качения, прокатившихся через эту точку. На кольце, вращающемся относительно этого вектора, число нагружений в каждой точке будет равно числу оборотов, которое сделает кольцо. В первом случае число нагружений будет примерно в $z/2$ раз больше, чем во втором (z – число тел качения). Отсюда следует, что более быстрого разрушения следует ожидать на неподвижном относительно вектора F_r внутреннем кольце, так как в этом случае наибольшие контактные напряжения будут действовать в течении большего числа циклов. Нагружение кольца, неподвижного по отношению к вектору внешней нагрузки, принято называть *местным*, нагружение подвижного – *циклическим*. Рассмотренное явление учитывается при расчете подшипников введением коэффициента вращения V .

Множественно возникающие контактные напряжения могут вызвать *усталостное выкрашивание* поверхностей колец и тел качения. Причинами потери работоспособности подшипников качения также могут быть *пластические деформации, абразивный износ, разрушение сепараторов и поломка колец*.

Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей тел качения и дорожек качения является основным, наиболее типичным видом разрушения подшипников качения. Процесс разрушения начинается с образования небольших раковин, которые очень быстро растут в размерах. При этом усиливается вибрация, стук. При появлении первых признаков выкрашивания подшипник принято менять. Процесс образования раковин, микротрещин и других концентраторов напряжений зависит от действия множества факторов и носит случайный характер. Поэтому расчет на предотвращение усталостного выкрашивания производится с использованием вероятностных методов. Данный расчет называют расчетом по динамической грузоподъемности.

Пластические деформации на дорожках качения (вмятины) и деформации тел качения появляются вследствие действия ударных или больших статических нагрузок при отсутствии относительного вращения колец подшипника или при очень малой скорости вращения. Расчет на предотвращение остаточных деформаций колец и тел качения называют расчетом по статической грузоподъемности.

Абразивное изнашивание наблюдается при попадании в подшипник пыли и других мелких, но твердых частот. Применением уплотнений и других способов защиты подшипников и смазок от загрязнений можно уменьшить абразивный износ до допустимой величины.

Разрушение сепараторов происходит под действием центробежных сил и от давления на сепаратор тел качения; наблюдается при больших скоростях вращения. *Поломки колец* могут быть вызваны перекосами при монтаже или большими ударными нагрузками.

Последние три вида разрушения могут быть предотвращены конструктивными, технологическими и эксплуатационными мерами.

6.3. ПРАКТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ И ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ

При проектировании машин и механизмов так называемый расчет подшипников производится условно в два этапа. На первом этапе, в процессе конструирования вала, передач, опор и т.д. выбирают подшипник по следующим рекомендациям, полученным на основании опыта проектирования и эксплуатации.

Для цилиндрических прямозубых и косозубых колес редукторов применяют чаще всего шариковые радиальные подшипники. Причем, как правило, сначала рекомендуется выбирать подшипник средней или легкой серии. Если при последующей проверке грузоподъемность подшипника окажется недостаточной, то принимают подшипник следующей более тяжелой серии, при слишком завышенной принимают подшипник следующей более легкой серии..

Конические и червячные колеса должны быть точно и жестко зафиксированы в осевом направлении, поэтому, как правило, для опор колес этих передач применяют конические роликовые подшипники.

Опоры червяка в силовых передачах нагружены значительными осевыми силами. Поэтому в качестве опор вала червяка применяют конические роликовые подшипники.

Подобранные подшипники характеризуются значениями *динамической* C и *статической* C_0 грузоподъемностью и предельной частотой вращения ($n_{\text{пред}}$), указанными в справочниках и каталогах.

Динамическая грузоподъемность (C) – наибольшая нагрузка, характерная для данного типа подшипника, которую подшипник выдерживает с вероятностью неразрушения 0.9 в течение 1 млн. оборотов при циркуляционном нагружении внутреннего кольца (т.е. при вращающемся внутреннем кольце).

Статическая грузоподъемность (C_0) – это наибольшая характерная для данного типа подшипника нагрузка, после воздействия которой суммарные остаточные деформации колец и тел качения не превышает 0.0001 диаметра тел качения.

Показатель C_0 используется для проверки грузоподъемности неподвижных или очень медленно вращающихся подшипников – $n < 1 \text{ мин}^{-1}$.

Прежде чем рассмотрим порядок проверки статической и динамической нагрузки рассмотрим еще один показатель – эквивалентная нагрузка.

Эквивалентная нагрузка – это либо чисто радиальная, либо чисто осевая сила, которая по своему воздействию равнозначна нагрузке, действующей на подшипник в реальных условиях его эксплуатации.

Статическая эквивалентная нагрузка определяется по формуле

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a, \quad (6.1)$$

где X_0 , Y_0 – коэффициенты радиальной и осевой силы; F_r , F_a – радиальная и осевая силы, действующие на подшипник.

Статическая эквивалентная нагрузка не может быть меньше радиальной силы, действующей на подшипник, поэтому, если расчет по формуле (6.1) дает $P_o < F_r$, то принимают $P_o = F_r$. Значения X_o и Y_o даются в справочниках [2, 4, 6]. Условие отсутствия в подшипнике пластических деформаций записывается в виде

$$P_o \leq C_o. \quad (6.2).$$

Если данный критерий не выполняется, то необходимо подобрать подшипник с большей грузоподъемностью. Собственно, проверка подшипника на *статическую грузоподъемность* и состоит в проверке выполнения условия (6.2).

На практике значительно больший интерес представляет проверка на *динамическую грузоподъемность*, которой подлежат подшипники с частотой вращения более 1 мин^{-1} . При этом в качестве минимальной скорости вращения в расчетах принимается $n = 10 \text{ мин}^{-1}$, даже если $n < 10 \text{ мин}^{-1}$.

При оценке работоспособности подшипников принят вероятностный подход. Суть подхода состоит в том, что для подшипников, применяемых в общем машиностроении, вероятность неразрушения, характеризующая надежность подшипника, должна быть не меньше 0.9.

Расчетная динамическая грузоподъемность определяется по формуле:

$$C = P \cdot \sqrt[m]{L / a_1 a_2}, \quad (6.3)$$

где C – расчетная динамическая грузоподъемность; P – эквивалентная динамическая нагрузки; L – расчетная (заданная) долговечность в млн. оборот; a_1 – коэффициент надежности (для обычных условий применения шарикоподшипников $a_1 = 0.7 \dots 0.8$, при хорошей смазке $a_1 = 1.0$); a_2 – обобщенный коэффициент совместного влияния качества металла и условий эксплуатации (при надежности результатов 0.9 $a_2 = 1.0$, при 0.99 $a_2 = 0.21$).

Эквивалентная динамическая нагрузка – понятие аналогичное эквивалентной статической нагрузки – определяется по следующей формуле

$$P = (XVF_r + YF_a)K_o K_T, \quad (6.4)$$

где F_r и F_a – соответственно радиальная и осевая нагрузки; X и Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок (табл. 6.1); V – коэффициент вращения (при циркуляционном нагружении внутреннего кольца $V = 1$, при местном – $V = 1.2$); K_o –

коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки при спокойной нагрузке $K_6 = 1.3 \dots 1.8$; K_T – температурный коэффициент, если подшипник работает при температуре $t \leq 105$ °С, то $K_T = 1$.

Значения коэффициентов радиальной X и осевой Y нагрузок для роликовых подшипников определяется типоразмером подшипника.

Для шариковых подшипников значения X и Y зависят не только от типа подшипника, но и от относительной величины осевой нагрузки (табл. 6.1).

Коэффициенты X и Y для подшипников. Таблица 6.1.

Тип подшипника	α°	e	$F_a/VF_r \leq e$		$F_a/VF_r > e$	
			X	Y	X	Y
Шариковый радиальный	0	$0.518(F_a/C_0)^{0.24}$, но $e \geq 0.19$	1	0	0.56	$0.44/e$
Шариковый радиально-упорный	12	$0.613(F_a/C_0)^{0.175}$, но $e \geq 0.3$	1	0	0.45	$0.55/e$
	18...20	0.57	1	0	0.43	1
	24...26	0.68	1	0	0.41	0.87
	28...36	0.95	1	0	0.37	0.66
Роликовый радиально-упорный		$1.5 \operatorname{tg} \alpha$	1	0	0.4	$0.6/e$
Примечание: e – параметр осевого нагружения подшипника ($e = F_a / VF_r$).						

Долговечность, выраженная в миллионах оборотов, связана с долговечностью, выраженной в часах L_h , формулой

$$L = 60 n L_h 10^{-6}, \quad (6.5)$$

где n – частота вращения подшипника, мин^{-1} .

С помощью формулы (6.3) можно проводить подбор подшипников и их проверочный расчет. Для подбора подшипников, используя компоновочный чертеж и данные технического задания на проектирование механизма, определяют реакции в опорах, подсчитывают эквивалентную нагрузку P и требуемую долговечность L (в млн.об.) и затем по формуле (6.3) определяют требуемую динамическую грузоподъемность для каждого подшипника. По справочнику находят подшипник, который кроме соответствия диаметру вала обеспечивает выполнение условия $C_{\text{потр.}} \leq C_{\text{катал.}}$.

Если установка выбранного подшипника существенно изменяет схему нагружения, то проводят проверочный расчет: из формул (6.3) и (6.5) находят

расчетную долговечность в часах и сравнивают ее с требуемым сроком работы машины.

6.4. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТА РАДИАЛЬНО-УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Конструкция радиально-упорного подшипника такова, что для его нормальной работы необходимо приложение осевой силы, величина которой должна быть не меньше некоторой вполне определенной для данного подшипника. Это обусловлено тем, что дорожки качения у таких подшипников имеют наклон и, поэтому нормальная к поверхности контакта сила реакции ΔR ,

действующая со стороны внешнего кольца (рис. 6.6), всегда наклонена под углом к плоскости, перпендикулярной оси подшипника. Поэтому она не может быть уравновешена элементарной радиальной силой ΔF_r . Со стороны вала на внутреннее кольцо должна передаваться элементарная сила ΔF_a . Если просуммировать геометрически все силы ΔF_a , предполагая, что нагружены только тела качения, находящиеся в полукружности (что имеет место в действительности), то величина осевой силы S , которая должна быть приложена к внутреннему кольцу

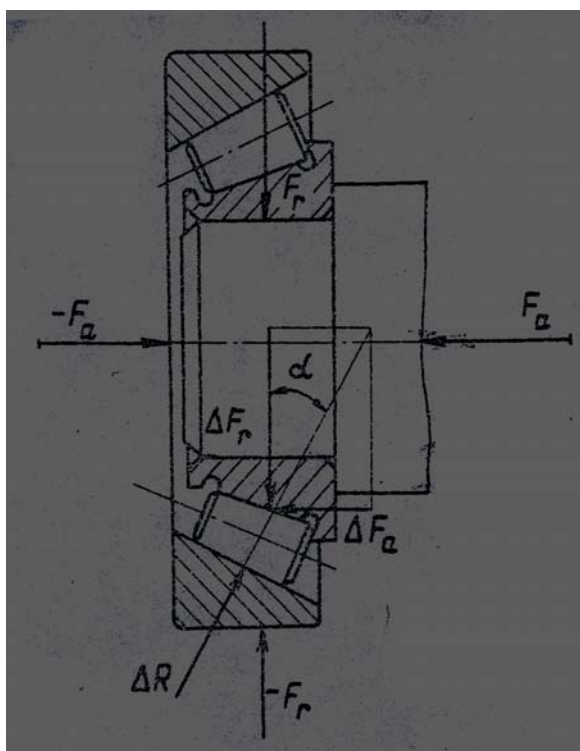


Рис. 6.6

подшипника, чтобы оно не смещалось в осевом направлении при приложении силы ΔF_r , может быть вычислена по следующим формулам:

$$\left. \begin{aligned} S &= e F_r \text{ для шарикоподшипников} \\ S &= 0.83e F_a \text{ для роликоподшипников} \end{aligned} \right\} (6.6)$$

Значения параметра e определяются по таблице 6.1.

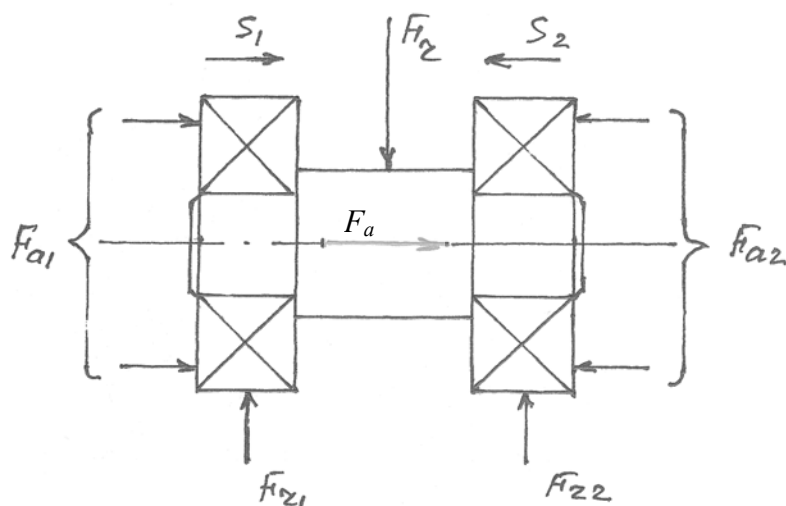


Рис. 6.7

Если к внутреннему кольцу подшипника приложена осевая сила F_a (рис. 6.6), превышающая величину S , то равная и противоположно направленная сила должна быть приложена и к наружному кольцу; при этом тела качения будут нагружены по всей окружности колец.

Отсюда вывод: осевая сила, действующая на радиально – упорный подшипник со стороны вала, не может быть меньше некоторой силы S , т.е.

$$F_a \geq S, \quad (6.7)$$

а сила S , определяемая формулами (6.6), – это минимально возможная осевая нагрузка на радиально – упорный подшипник, необходимая для его нормальной работы.

Условие (6.7) позволяет определить осевые силы, действующие на радиально-упорные подшипники в реальных условиях их работы. В качестве примера рассмотрим наиболее распространенную схему установки подшипников (рис. 6.7)

Из условия равновесия вала, показанного на рис. 6.7. следует

$$F_{a1} - F_{a2} + F_x = 0 \quad (6.8)$$

Условие (6.7) должно выполняться для каждой из опор, т.е.

$$F_{a1} \geq S_1 \text{ и } F_{a2} \geq S_2.$$

Исключая поочередно с помощью этих неравенств F_{a1} и F_{a2} из уравнения (6.8), получим две системы неравенств:

$$F_{a1} \geq F_x + S_2; \quad F_{a2} \geq F_x + S_1;$$

и

$$F_{a1} \geq S_1; F_{a2} \geq S_2.$$

Эти системы неравенств могут быть удовлетворены, если F_{a1} и F_{a2} будут равны

$$\left. \begin{aligned} F_{a1} &= \max(F_x + S_2, S_1) \\ F_{a2} &= \max(F_x + S_1, S_2) \end{aligned} \right\} \quad (6.9)$$

Равенства (6.9) следует понимать так: для определения осевой силы, действующей на первый подшипник, нужно алгебраически сложить внешнюю осевую силу F_x , приложенную к валу с силой S_2 , определенной для второго подшипника, и результат сравнить с силой S_1 , определенной для первого подшипника. В качестве F_{a1} принять большую из сравниваемых.

6.5. ПРЕДЕЛЬНАЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ И ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ.

Скорость вращения подшипников качения ограничивается *предельной частотой* ($n_{\text{пред}}$), при превышении которой не обеспечивается расчетный срок службы подшипников. В справочниках и каталогах подшипников даются (как правило) предельные значения частот вращения для подшипников нормального т.е. 0 класса точности с обычной для данного типа подшипника конструкцией сепаратора. Предельная частота существенно зависит от вида смазки. При жидкой смазке она больше, чем при пластичной.

Для некоторых типов подшипников можно достигнуть более высоких предельных частот вращения путем применения подшипников более высокого класса точности с сепараторами из цветных металлов и текстолита. При использовании подшипников класса точности 6 и 5 с сепараторами из цветных металлов предельную частоту их вращения можно повысить примерно в 1.5 раза, а применение подшипников класса точности 4 или 2 с текстолитовыми сепараторами, центрирующимися по наружному кольцу, позволяет увеличить предельную частоту вращения почти вдвое.

Кроме указанных мер, или в комплексе с ними, повышение предельной частоты достигается применением более совершенной системы смазки,

обеспечивающей подачу жидкого масла непосредственно на поверхности контакта тел и дорожек качения, а также к поверхностям колец, используемых для центрирования сепараторов. Одновременно должен быть обеспечен свободный отток смазки, исключаяющий ее перемешивание. В некоторых конструкциях применяют смазку подшипников масляным туманом.

Посадочные места под высокоскоростные подшипники качения выполняются с высокой точностью, особенно по соблюдению соосности. Вращающиеся детали подшипникового узла подвергаются тщательной динамической балансировке.

Посадки подшипников качения. Вид посадки подшипников определяется допусками на изготовление цапф валов под установку внутренних колец и гнезд под подшипники. На сборочных чертежах указываются только допуски на изготовление соответствующих посадочных мест под подшипники и класс точности подшипника.

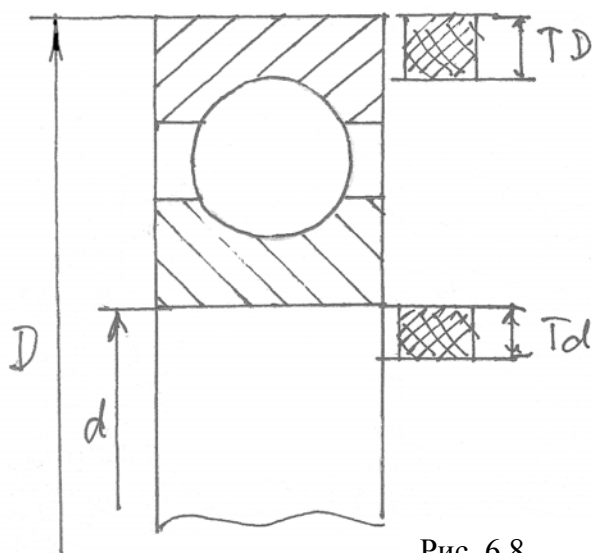


Рис. 6.8

Отверстие внутреннего кольца подшипника выполняется с верхним отклонением, равным нулю, и полем допуска (ТД), расположенным внутри отверстия (рис. 6.8). Поэтому, например, при допусках на изготовление вала, обеспечивающих в обычной системе отверстие переходную посадку, посадка подшипника будет неподвижной. Внешний диаметр наружного кольца изготавливается

с основным отклонением вида h , его посадки соответствуют обычным посадкам в системе вала.

Выбор посадки определяется условиями нагружения соответствующего кольца. При местном нагружении рекомендуется подвижные посадки, при

циркуляционном – неподвижные, при колебательном – переходные. Наиболее употребительные поля допусков для посадок подшипников качения указана в таблице 6.2. Подробнее о посадках подшипников в работе [6].

Таблица 6.2.

Нагружение кольца	Поля допуска для кольца	
	внутреннего	наружного
Циркуляционное	k6,m6,n6,k5,m5	K7,M7,N7,K6,M6,N6,P7
Местное	f6,g6,h6	E8,H8,H7

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ.

1. Какие основные типы подшипников Вы знаете?
2. Как расшифровывают маркировку подшипников?
3. В каких случаях используют радиально-упорные подшипники?
4. Дайте определение статической и динамической грузоподъемности.
5. В каких случаях подбирают подшипники по динамической грузоподъемности, а в каких – по статической?
6. Какие способы смазки применяют для подшипников качения?
7. Особенности расчета радиальн – упорных подшипников.
8. Допуски и посадки для подшипников качения.

7. МУФТЫ

7.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Муфтами называют устройства, предназначенные для соединения и передачи вращения между валами совместно работающих элементов машины (двигатель- передача – исполнительный механизм). Валы большей частью расположены так, что геометрическая ось одного составляет продолжение геометрической оси другого вала. В современном машиностроении применяется большое количество муфт, различающихся по принципу действия, назначению и конструкции. По этим признакам и классифицируют муфты.

Если соединяемые валы хорошо отцентрированы и в процессе работы не ожидаются деформации, то можно применять глухие муфты. Но на практике

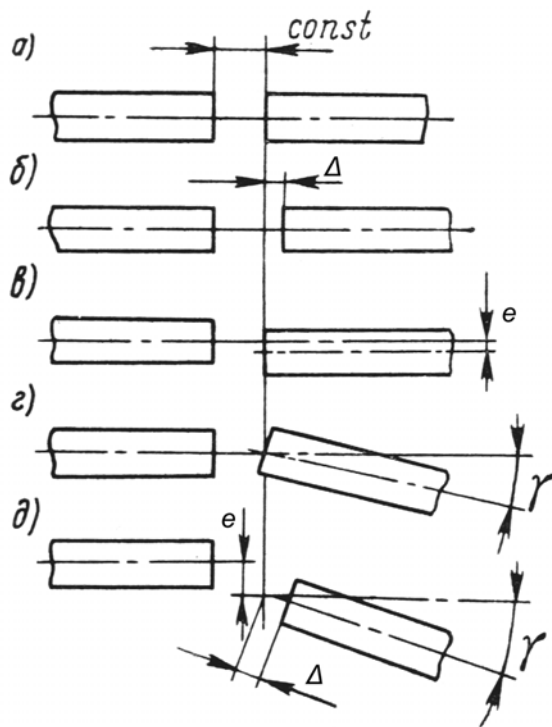


Рис. 7.1

всегда имеется некоторая неточность взаимного расположения геометрических осей соединяемых валов. Различают три вида отклонений от номинального (идеального) расположения осей валов (рис. 7.1): продольное смещение Δ ; радиальное смещение (эксцентриситет) e , угловое смещение (перекос) γ . На практике они встречаются в комплексе и при подборе муфт несоосность валов необходимо учитывать, так как при жестком соединении валов, они деформируются, перекашиваются на опорах и при работе машины создают

дополнительные нагрузки на валы и опоры.

Для устранения вредных последствий таких смещений выбирают компенсирующие муфты. Для защиты от воздействия динамических нагрузок устанавливают муфты с упругими элементами. При необходимости передачи

вращающего момента между валами, оси которых имеет большой угол излома $\gamma = 15 \dots 25^\circ$ применяют карданные шарниры. При частых включениях и выключениях привода при работающем двигателе применяют сцепные (управляемые) муфты. Для ограничения величины передаваемого момента (при перегрузках) служат предохранительные муфты.

Основные показатели при выборе муфт: номинальные диаметры соединяемых валов, расчетный вращающий момент, частота вращения и условия эксплуатации. Расчетный вращающий момент можно определить по упрощенной зависимости

$$T = K T_n,$$

где T_n – номинальный вращающий момент (Н.м); K – расчетный коэффициент, учитывающий динамические нагрузки в условиях эксплуатации.

При ориентировочных расчетах принимают $K = 1,25 \dots 2$ – транспортеры ленточные, скребковые; $K = 1,25 \dots 2,5$ – металлорежущие станки; $K = 3 \dots 4$ – краны подъемные, элеваторы.

7.2. ГЛУХИЕ МУФТЫ

Для постоянного соединения валов, которые хорошо центрированы и не имеют осевых смещений, в условиях эксплуатации применяют глухие втулочные

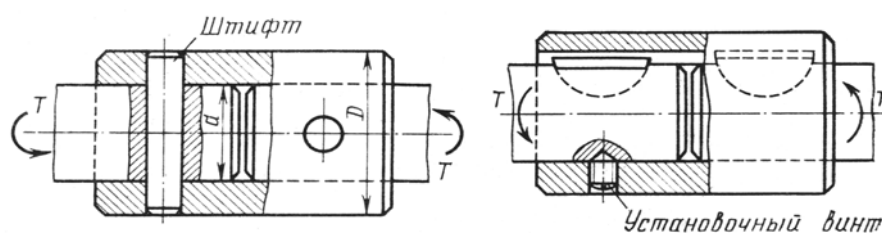


Рис. 7.2

и фланцевые муфты. Втулочные муфты изготавливают по ГОСТ 24246-96 в трех вариантах:

штифтовые, шпоночные и шлицевые (рис. 7.2). Стандарты распространяются для соединения валов диаметром до 100 мм, и передачи вращающего момента от 1 до 12.500 Н.м без ограничения частоты вращения. Оценка прочности производится по прочности штифтов, шпонок и зубьев шлицевых соединений.

Фланцевые муфты изготавливают по ГОСТ 20761-96 из чугуна и стали, предназначены для соединения соосных валов диаметром до 250 мм и передачи

вращающего момента от 16 до 40 тыс. Н.м. Полумуфты соединяются между собой болтами. Болты могут устанавливаться в отверстия с зазором или без зазора (рис. 7.3). Оценка прочности производится по прочности болтов, установленных с

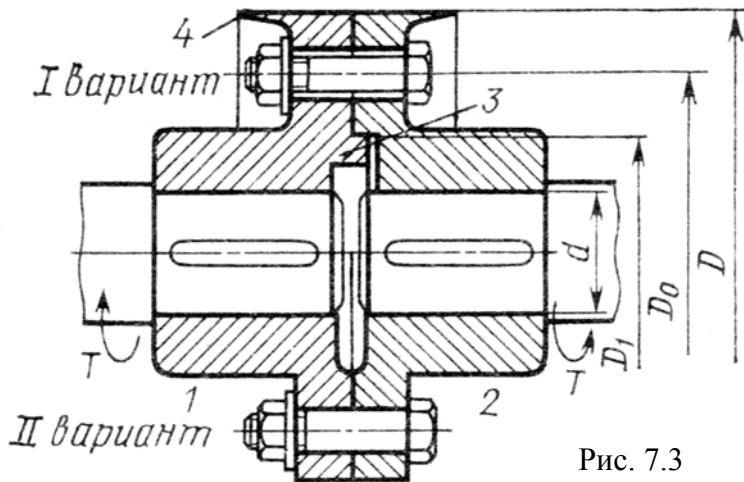


Рис. 7.3

зазором или без зазора. При установке болтов с зазором вращающий момент передается силами трения на фланцах.

Необходимо центрировать фланцы. При установке болтов без зазора вращающий момент передается

стержнями болтов.

Иногда половину болтов устанавливают во фланцах полумуфт без зазора. В этом случае центрирование полумуфт осуществляют эти болты. В результате закручивания гаек фланцы прижимаются силами затяжки болтов. Вращающий момент передается с одной полумуфты на другую стержнями болтов, поставленных без зазора и силами трения на фланцах.

7.3. КОМПЕНСИРУЮЩИЕ МУФТЫ

Муфты должны обладать способностью компенсировать отклонения от соосного положения соединяемых валов, обусловленные особенностями конструкции машины, и практически неизбежные смещения валов, вызванные погрешностями монтажа, а так же деформациями валов от эксплуатационных нагрузок, тепловых воздействий и т.п. В противном случае детали муфт, валы и их опоры окажутся под воздействием дополнительных нагрузок.

Для соединения валов с несовпадающими осями применяют компенсирующие муфты. Они могут быть зубчатыми, цепными, крестовыми, шарнирными и т.д.

Самой распространенной является зубчатая муфта (ГОСТ 5006-83) для соединения валов диаметром от 40 до 560 мм. Муфта состоит из двух обоев 1 (рис. 7.4) с внутренними зубьями и двух втулок 2 с наружными зубьями. Зубья

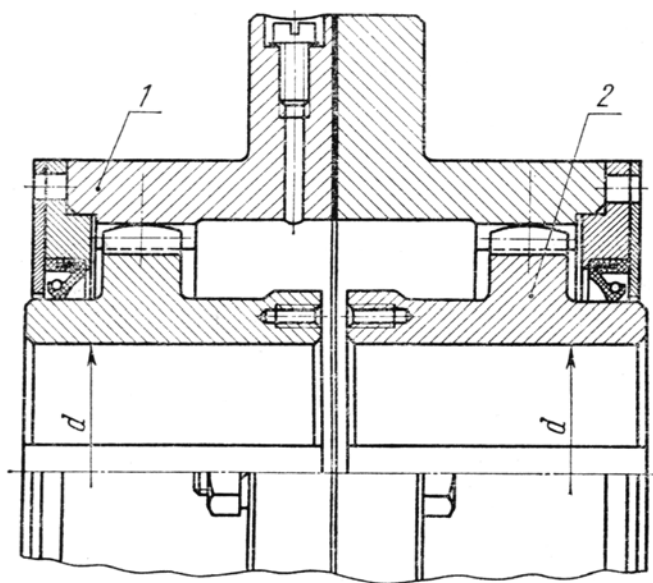


Рис. 7.4

имеют эвольвентный профиль, что позволяет нарезать их нормальным зуборезным инструментом. Для уменьшения износа зубьев муфты в ее обойму заливают масло большой вязкости и устанавливают уплотнения. Зубчатые муфты обладают небольшими габаритами и массой; большой нагрузочной способностью; допустимостью высоких окружных скоростей (более 25 м/с) и

технологичностью.

В транспортном машиностроении широкое применение находят шарнирные муфты по принципу шарнира Гука. Они служат для передачи вращающего момента между валами с большими углами перекося до $\gamma = 40 \dots 45^\circ$, изменяющимися во время работы. Муфта состоит (рис. 7.5 а) из двух полумуфт –

вилок 1 и 2, насаженных на концы валов, взаимно расположенных под прямым углом, и крестовины 3 шарнирно соединенной с вилками.

Для обеспечения вращения ведомого вала с постоянной угловой скоростью или для возможности передачи вращательного движения между параллельными валами со смещением, а также при необходимости увеличения угла наклона между валами применяют сдвоенную шарнирную муфту (рис. 7.5 б). Для того, чтобы ведомый вал имел постоянную частоту вращения, необходимо чтоб оба вала, ведущий и ведомый, были параллельны и наклонены относительно промежуточного валика сдвоенной шарнирной муфты под одинаковым углом, а обе вилки промежуточного валика лежали в одной плоскости. Для возможности смещения во время работы валы соединят шарнирной сдвоенной муфтой с телескопическим промежуточным валиком (рис. 7.5) то есть валиком изменяющейся длины. Шарнирные муфты подразделяются на малогабаритные для диаметров валов от 10 до 40 мм и крупно габаритные для передачи больших моментов (ГОСТ 5147-80).

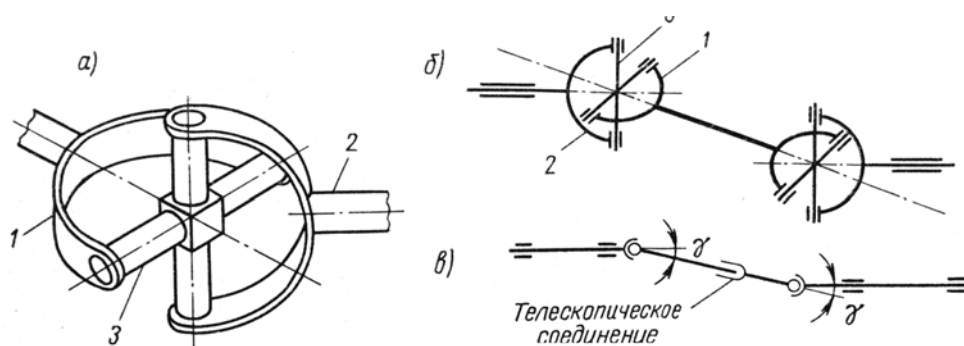


Рис. 7.5

7.4. УПРУГИЕ МУФТЫ

При работе любой машины в ней возникают колебания, вызванные неуравновешенностью вращающихся масс, несоосностью валов отдельных

агрегатов, периодическими силами, создаваемые рабочим процессом, которые создают динамические нагрузки. Для снижения вредных динамических нагрузок применяют упругие муфты. Принципиальная схема муфты показана (рис. 7.6).

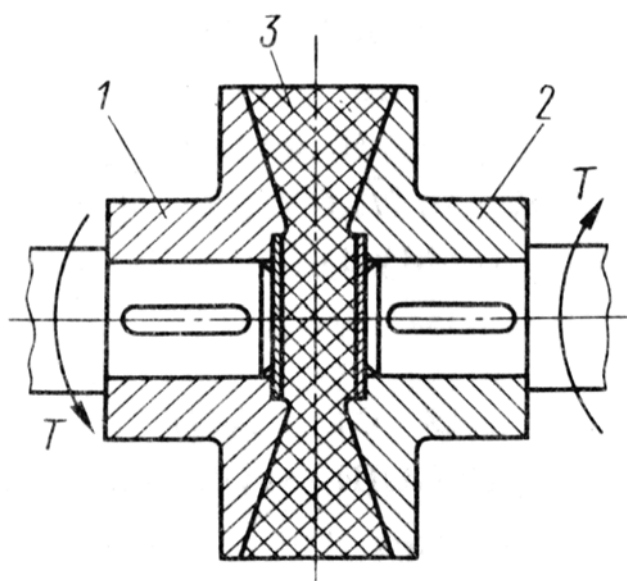


Рис. 7.6

Полумуфты 1 и 2 связаны упругим элементом 3. Упругая связь полумуфт позволяет снижать толчки и удары вращающего момента, защитить привод от вредных крутильных колебаний компенсировать несоосность валов. Основной характеристикой упругой муфты является ее жесткость. Для муфт переменной жесткости

$$C_{\varphi} = dT/d\varphi;$$

$$\text{для муфт постоянной жесткости } C_{\varphi} = T/\varphi = \text{const};$$

где T – вращающий момент; φ – угол закручивания муфты моментом T .

Переменной жесткостью обладают муфты с неметаллическими упругими элементами материалы которых (резина, кожа и т.д.) не подчиняются закону Гука, а

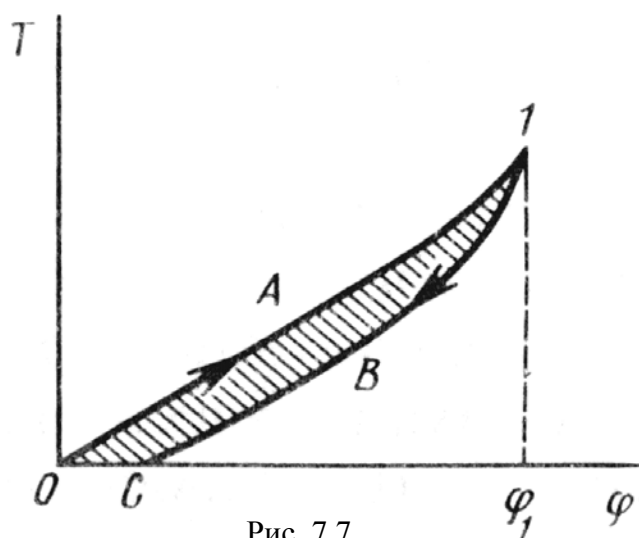


Рис. 7.7

также муфты с металлическими упругими элементами, условия деформации которых ограничены конструкцией. Важнейшим свойством упругой муфты является ее демпфирующая способность, которая характеризуется энергией, необратимо поглощаемой муфтой за один цикл (рис. 7.7): нагрузка OA и разгрузка (1 BC).

Как известно, это энергия измеряется

площадью петли гистерезиса OA 1 BC. Энергия в муфтах расходуется на внутренние и внешние трения при деформации упругих элементов. Демпфирующая способность упругих муфт снижает динамические нагрузки и ускоряет затухание колебаний.

В машиностроении применяют большое количество разнообразных по конструкции муфт. Большинство конструкций стандартизовано. Муфты с металлическими упругими элементами обладают малыми габаритными размерами, высокой долговечностью, большой нагрузочной способностью. Основные типы металлических упругих элементов изображены на (рис. 7.8): а — витые цилиндрические пружины; б — стержни, пластины или пакеты пластин, расположенные по радиусу или по образующей; в — пакеты разрезных гильзовых пружин; г — змеевидные пластинчатые пружины. Эти элементы работают на кручение или на изгиб.

Основным материалом неметаллических упругих элементов является резина, она обладает высокой эластичностью и из-за больших деформаций может аккумулировать большое количество энергии (в 10 раз больше чем сталь); высокой демпфирующей способностью вследствие внутреннего трения, электроизоляционной способностью. Они проще и дешевле, чем со стальными

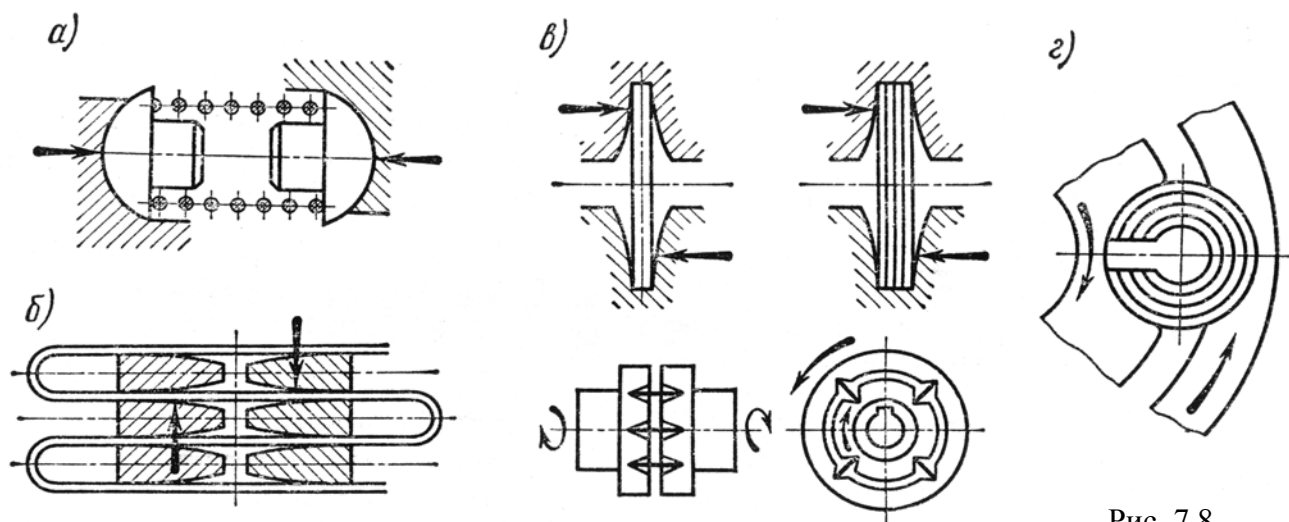


Рис. 7.8

упругими элементами. Основные типы резиновых упругих элементов и схемы их нагружения изображены на (рис. 7.9).

Из упругих муфт наиболее широкое применение в машиностроении находят упругие втулочно-пальцевые муфты (МУВП) по ГОСТ 21424-93 (рис. 7.10). Их

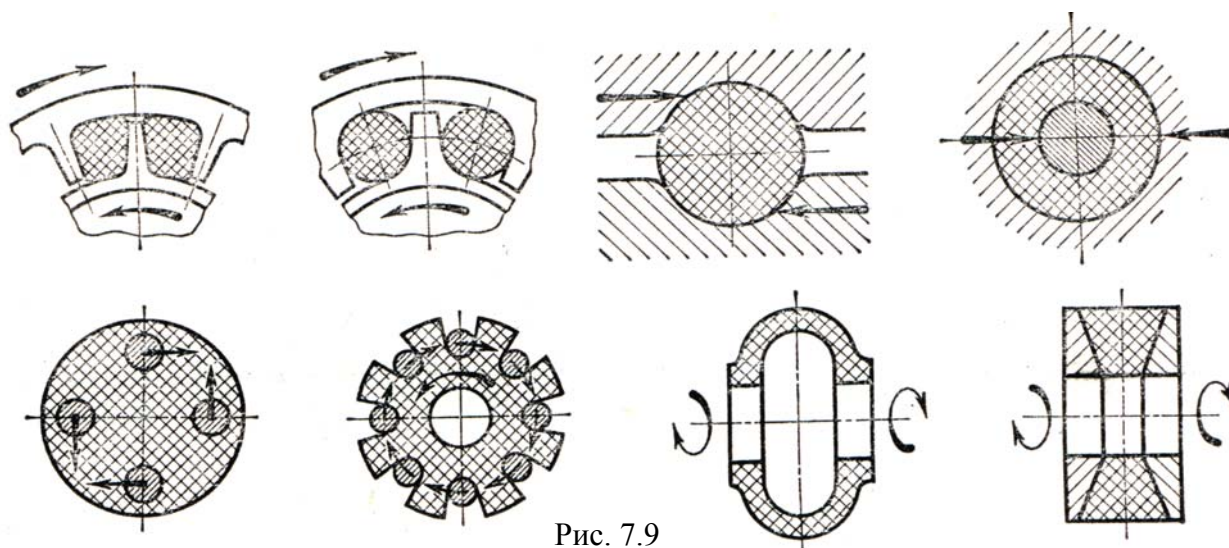


Рис. 7.9

широко применяют с электродвигателями, т.к. полумуфты не имеют непосредственного металлического контакта. Вращающий момент передается пальцами, жестко закрепленными на одной полумуфте; на пальце надеты резиновые втулки или набор колец. Такие муфты допускают в зависимости от типа размера, продольное смещение валов на 10...15 мм, радиальное смещение на 0,2...0,4 мм и угол перекоса валов до 1°. Они используются для валов диаметром 9...150 мм при значениях вращающего момента от 6,3 до 16 тыс. Н.м. Стандартом

предусмотрено два исполнения: тип 1 – с цилиндрической расточкой отверстий, тип 2 – с конической.

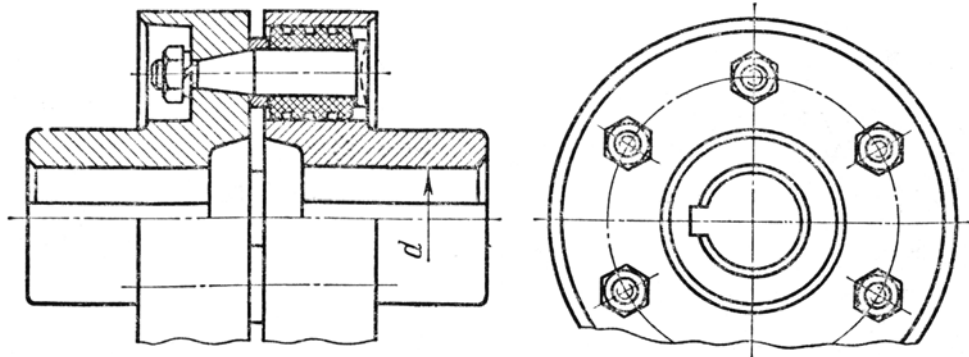


Рис. 7.10

Размеры элементов муфт, указанные в стандарте определены при достаточно большом запасе прочности, поэтому проверочный расчет выполняют для пальцев и втулок. Для ограничения износа втулки проверяют на контактное давление пальца

$$p = \frac{2T}{zD_m d_n l} = [p]$$

где z – число пальцев; D_m – диаметр окружностей расположения осей пальцев, d_n – диаметр пальцев; l – длина втулки; $[p]$ – допускаемое давление (обычно равно 2 МПа).

7.5. УПРАВЛЯЕМЫЕ МУФТЫ

Управляемые муфты предназначены для соединения и разъединения валов, а так же валов и установленных на них деталей в подвижном или неподвижном состояниях. Их используют в коробках передач и других механизмах. Передача вращающего момента может осуществляться либо за счет зацепления (кулачковые или зубчатые муфты), либо силами трения (фрикционные муфты). Конструкции управляемых муфт разнообразны. Кулачковые сцепные муфты имеют на торцевой поверхности кулачки различного профиля. Одна полумуфта закрепляется на валу неподвижно, а вторая может перемещаться вдоль вала. Муфты не допускают несоосности валов.

Управляемая зубчатая муфта по конструкции аналогична зубчатой компенсирующей муфте. Одна полумуфта перемещается по оси вала. Включение и выключение кулачковых и зубчатых муфт может производиться только при неработающем двигателе. Фрикционные муфты передают вращающий момент между полумуфтами за счет сил трения на рабочих поверхностях (дисковой или конической формы). Давление на поверхностях контакта (смазываемых или сухих) создается с помощью механизмов включения различного типа (пружинно-рычажных механизмов, электрических, гидравлических и пневматических устройств). При включении фрикционных муфт вращающий момент нарастает с увеличением силы сжатия. Благодаря этому валы можно соединять под нагрузкой. Фрикционные муфты должны обладать надежностью зацепления, высокой износостойкостью контактирующих поверхностей. Материалы фрикционных муфт должны обладать теплостойкостью. Нагрев муфт происходит в момент переключения или пробуксовывания, когда имеет место скольжение рабочих поверхностей. Перегрев приводит к увеличению износа или задиру поверхностей.

Наибольшее распространение на практике получили следующие комбинации материалов: закаленная сталь по закаленной стали или сталь по чугуноу при хорошей смазке; асбестовые или порошковые обкладки по стали или

чугуну без смазки. Материал выбирается в зависимости от среднего контактного давления

$$p = \frac{2Tk}{fzAD_m} \leq [p]$$

где T – вращающий момент; $k = 1,3...1,5$ – коэффициент запаса сцепления; f – коэффициент трения; z – число пар поверхностей трения; A – площадь поверхности трения $A = \pi D_m b$; D_m – средний диаметр рабочих поверхностей дисков; b – ширина обкладки; $[p]$ – допускаемое давление (обычно не более 2 МПа).

Необходимая осевая сила сжатия дисков

$$F_a = \frac{2TK}{fzD_m}$$

где D_m – средний диаметр рабочей поверхности диском.

Можно определить расчетный вращающий момент на муфте

$$T_p = \frac{1}{2} F_a f z D_m k$$

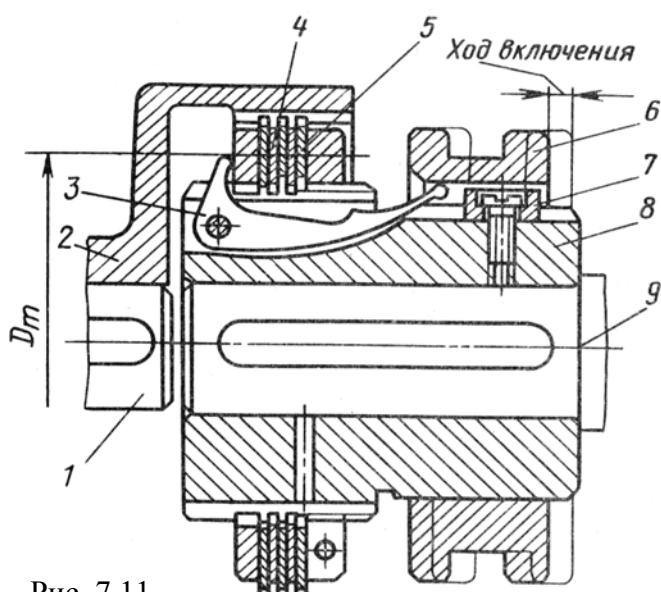


Рис. 7.11

Существует большое количество конструкций фрикционных муфт. Широкое распространение получила многодисковая муфта (рис.7.11). Муфта состоит из насаженного на вал 1 барабана 2 с внутренними шлицами, шлицевой втулки 8 насаженной на вал 9, а также ведущих 5 и ведомых 4 дисков, сжимаемых поводком 3 при осевом перемещении втулки 6 по направляющей шпонки 7.

Осевое перемещение дисков происходит за счет скольжения выступов по шлицевым пазам барабана и втулки.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ.

1. Каково назначение механических муфт?
2. Какие погрешности расположения валов могут быть при монтаже и эксплуатации?
3. По каким параметрам подбирают стандартную муфту?
4. Каково назначение муфт: а) компенсирующих; б) упругих; в) сцепных?
5. В каких случаях возможно применение глухих муфт?
6. почему упругая втулочно-пальцевая муфта широко применяется?

8. СОЕДИНЕНИЯ

Во всех технических элементах машины (двигатель, передача, исполнительный механизм, корпус) есть одинаковые элементы – соединения. Они бывают двух типов: разъемные, которые можно разобрать без разрушения какого либо элемента, и неразъемные, когда надо разрушить какой-либо элемент при разборке. Группу разъемных соединений составляют: резьбовые, клеммовые, шпоночные, шлицевые, конусные профильные, коническими стяжными кольцами, штифтовые. Группу неразъемных соединений составляют: сварные, прессовые, заклепочные, паяные, клеевые.

Назначение и выбор типа соединения определяется конструктивными, технологическими, эксплуатационными и экономическими требованиями. Неразъемные соединения применяют там, где в их разборке нет необходимости.. Если требуется сборка и разборка деталей в процессе эксплуатации машины, то выбор типа соединения будет определяться конструкцией, технологическими требованиями, а также экономическими показателями.

Основным критерием работоспособности всех соединений является прочность. Необходимо стремиться к тому, чтобы соединение было равнопрочно с соединяемыми деталями. Желательно, чтобы соединение не искажало форму изделия.

Рассмотрим наиболее часто встречающиеся соединения резьбовые, клеммовые, шпоночные, зубчатые, с натягом, сварные, а заклепочные, клеевые, паяные, профильные, стяжными кольцами изучить самостоятельно по литературе.

8.1. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Резьбовые соединения образуются двумя деталями: одна с наружной, а другая с внутренней резьбой. Резьба может наноситься на цилиндрические или конические поверхности. Коническая резьба применяется преимущественно при

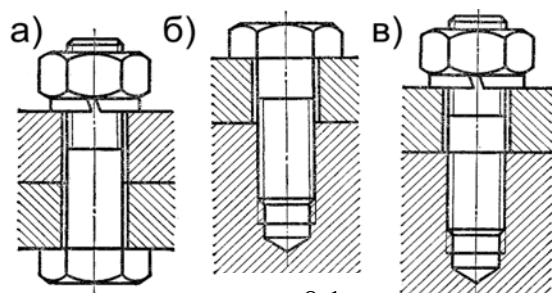


рис. 8.1

соединении труб. Резьба может быть однозаходной (один винтовой выступ), двух- и трех-заходной.

Основными крепежными деталями резьбовых соединений являются болты (рис. 8.1, а), винты (рис. 8.1, б), шпильки (рис. 8.1, в). Болт представляет собой стержень с резьбой для гайки на одном конце и головкой на другом. Болтами скрепляются детали небольшой толщины и при частых сборках и разборках соединений.

Винт – это болт, который ввинчивается в одну из скрепляемых деталей. Они применяются, когда одна из скрепляемых деталей имеет большую толщину и при отсутствии места для гаек, придания красивого внешнего вида и при редких сборках и разборках соединения.

Шпилька представляет собой стержень с резьбой на обоих концах; одним концом она ввинчивается в одну из скрепляемых деталей, а на другой конец навинчивается гайка. Они применяются вместо винтов в тех случаях, когда материал скрепляемой детали с нарезанным отверстием не обеспечивает требуемой долговечности резьбы при частых разборках и сборках соединений.

В резьбовых соединениях применяют шайбы, которые помещаются под гайки, головки винтов и болтов для увеличения опорной поверхности и ее защиты от повреждений.

Все детали резьбовых соединений по форме и размерам стандартизованы.

8.1.1. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ РЕЗЬБ

По форме профиля витков различают треугольную, трапецеидальную и круглую резьбу. По назначению различают крепежные резьбы; крепежно-уплотняющие, служащие для скрепления деталей и герметизации соединения; резьбы ходовых винтов, применяемых для передачи движения. В качестве крепежной применяется треугольная резьба (рис. 8.2), так как она обладает повышенной прочностью и высоким коэффициентом трения, тем самым, предохраняя соединение от самоотвинчивания. Ходовые резьбы обычно трапецеидальные симметричные (рис. 8.3), если нагрузка может передаваться с двух сторон и несимметричная (упорная) при односторонней нагрузке (рис. 8.4). Симметричная резьба имеет профиль равнобедренной трапеции с углом профиля 30° . Она технологична обладает малым коэффициентом трения и высокой износостойкостью. Применяется для передачи реверсивного движения под нагрузкой (ходовые винты станков и др.). Несимметричная (упорная) имеет профиль в виде неравнобочной трапеции с углом 30° . Для возможного изготовления резьбы фрезерованием рабочая сторона профиля имеет наклон 3° . Применяется в передаче винт-гайка при больших односторонних осевых нагрузках (грузовые винты прессов, домкратов и т.д.). Круглая резьба наносится на тонкостенные поверхности (цоколи электролампочек) и на пластмассовых деталях при формообразовании выдавливанием (прессованием).

Основными геометрическими параметрами резьб (по стержню) являются: внутренний диаметр резьбы – d_1 ; наружный диаметр резьбы – d ; средний диаметр

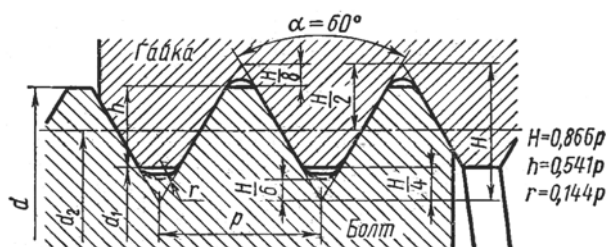


Рис. 8.2

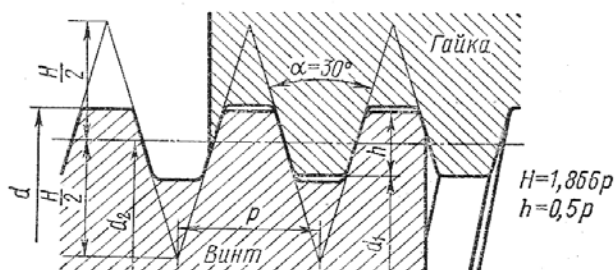


Рис. 8.3

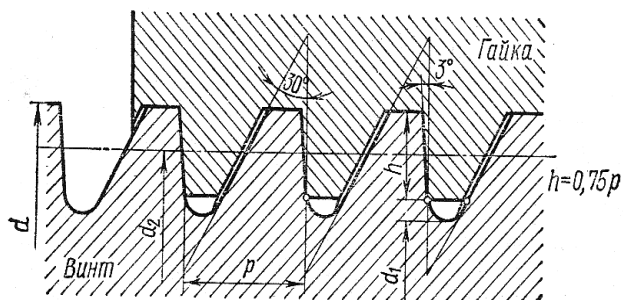


Рис. 8.4

резьбой.

– d_2 ; шаг резьбы – p ; угол подъема винтовой линии – γ ; рабочая высота профиля – h ; угол профиля витка – α ; у треугольной угол профиля 60° . H – высота гайки.

Крепежная резьба стандартом подразделяется на основную (крупную) и пять мелких на каждый диаметр (рис. 8.5). Мелкая резьба имеет меньший шаг и угол подъема резьбы, что обеспечивает большее самоторможение при действии переменных (динамических) нагрузок и больший внутренний диаметр, что обеспечивает более высокую прочность стержня на растяжение по сравнению с крупной

8.1.2. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ОСЕВОЙ СИЛЫ ПО ВИТКАМ РЕЗЬБЫ ГАЙКИ

При затяжке резьбового соединения стержень болта нагружается осевой

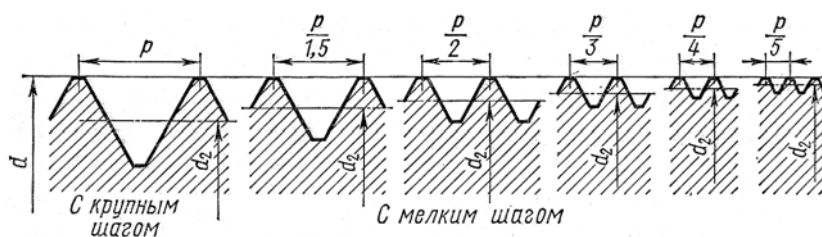


Рис. 8.5

растягивающей силой F . Момент приложенный к гаечному ключу $T_k = F_k l$, где F_k – сила на ключе; l – длина ключа (стандартная $l = 15d$). Легко установить связь между F_k и F . Момент на ключе уравнивается моментами трения на торце гайки T_m и в резьбе T_p , то есть можно записать

$$T_k = T_T + T_p \text{ или } F_k \cdot l = F[0,5d_1 \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') + 0,5fD_{cp}];$$

где D_{cp} – средний диаметр торца гайки; φ' – приведенный угол трения

При стандартной резьбе и коэффициенте трения $f=0.15$ после подстановки параметров и преобразований получим $F=(70\dots 80)F_k$; т.е. при завинчивании гайки стандартным ключом на стержень болта действует значительная осевая сила.

Для винтовых механизмов можно определить величину КПД, рассматривая отношение моментов завинчивания без учета трения (T_k' при $f = 0$ и $\varphi' = 0$) к моменту с учетом трения в резьбе получим

$$\eta = T_k' / T_k = \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg}(\gamma + \varphi)$$

Осевая сила T_k' передается на витки по высоте гайки H . Исследованиями Жуковского установлено, что нагрузка по виткам распределяется неравномерно (рис. 8.6). Это связано с характером деформации стержня и гайки. Первый от опорной поверхности гайки виток стержня болта имеет наибольшее перемещение (на величину удлинения стержня между крайними витками) по мере удаления витка от опорной поверхности перемещение витка будет уменьшаться. Гайка под действием силы будет сжиматься, поэтому первый от опорной поверхности виток будет иметь минимальное перемещение, так как высота участка сжатия

минимальная. Разность перемещений первых витков стержня и гайки будет максимальной. По закону Гука нагрузка пропорциональна деформации, то есть

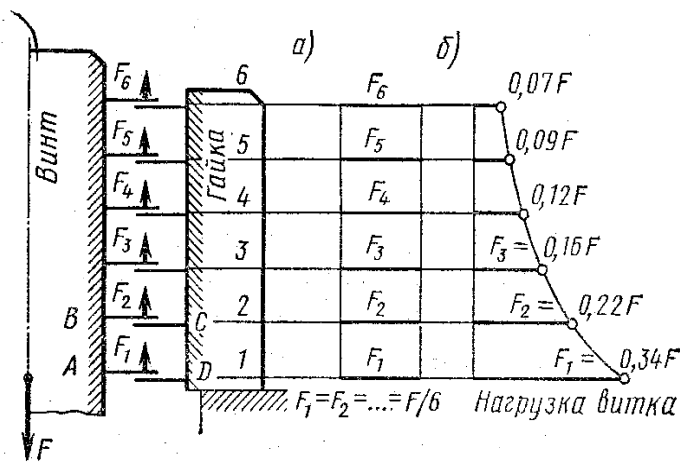


Рис. 8.6

первый воспринимает максимальную часть. По мере удаления от опорной поверхности разность деформаций будет уменьшаться, следовательно и нагрузка на виток будет меньше. Для выравнивания нагрузки между витками необходимо сделать так, чтобы гайка также испытывала

растяжение.

8.1.3. РАСЧЕТ РЕЗЬБЫ ВИНТОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Винтовые механизмы (передачи) служат в основном для преобразования вращательного движения в поступательное.

Винтовые механизмы находят широкое применение в технике: от точного приборостроения до тяжело нагруженных приводов прокатных станков, прессов, домкратов.

Для винтовых кинематических пар скольжения применяются в основном трапецеидальная (рис. 8.3) и упорная резьбы (рис. 8.4), как имеющие меньшие потери на трение по сравнению с треугольной резьбой. Однако в винтовых механизмах приборов, где величина потерь существенного значения не имеет, используется и треугольная резьба. На трапецеидальную и упорную резьбы имеются стандарты, согласно которым регламентируются диаметры, шаги и размеры всех остальных элементов резьбы.

Основным критерием работоспособности винтовой кинематической пары трения скольжения является износостойкость рабочих поверхностей витков резьбы, характеризуемая величиной давления. С целью уменьшения износа

применяют антифрикционные пары материалов винта и гайки (сталь – чугун, сталь – бронза и др.), осуществляют смазку трущихся поверхностей и используют сравнительно невысокие значения допускаемого давления.

Условие износостойкости рабочих поверхностей витков резьбы можно записать следующим образом

$$p = \frac{F_a}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot z} \leq [p], \quad (8.1)$$

где F_a – осевая нагрузка на винтовую пару, Н; d_2 – средний диаметр резьбы, мм; h – глубина захода (высота рабочей поверхности витков), мм; z – число витков гайки; $[p]$ – допускаемое давление, МПа.

Для проектировочного расчета формулу (8.1) необходимо преобразовать, заменив число витков гайки через соотношение высоты гайки H_r к шагу p резьбы, т.е. $z = \frac{H_r}{p}$, а также обозначив $\frac{H_r}{d_2} = \psi_H$ – коэффициент высоты гайки и $\frac{h}{p} = \psi_h$ – коэффициент резьбы.

Тогда получим

$$d_2 = \sqrt{\frac{F_a}{\pi \cdot \psi_H \cdot \psi_h \cdot [p]}}. \quad (8.2)$$

Для трапецеидальной и прямоугольной резьбы коэффициент $\psi_h = 0.5$; для упорной – $\psi_h = 0.75$.

Неравномерность распределения нагрузки по виткам гайки в винтовых механизмах меньше, чем в резьбовых соединениях за счет приработки резьбы. Поэтому здесь допускаются более высокие гайки, чем в крепежных изделиях. Рекомендуется принимать коэффициент $\psi_H = 1.2 \dots 2.5$, а число витков гайки до 12.

Допускаемые давления в зависимости от сочетания материалов винта – гайки рекомендуется принимать следующие:

для стали с твердостью 240...300НВ по бронзе $[p] = 10 \dots 13$ МПа;

для стали с твердостью 200...240 НВ по бронзе $[p] = 8 \dots 10$ МПа

для горячекатанной стали с твердостью 200...240НВ по чугуно $[p] = 4...6$;МПа;

для стали по стали твердостью 200...300НВ $[p] = 7...12$ МПа.

Полученное по формуле (8.1) значение d_2 согласуется со стандартом, назначается шаг резьбы. Далее определяется высота гайки H_g , число витков z и коэффициент ψ_H , величины которых сравниваются с рекомендуемыми выше. Если рекомендации не выполняются, то расчет повторяется при другом значении шага резьбы. Далее производится проверочный расчет винта на прочность при сложном напряженном состоянии и на продольный изгиб, определяются размеры элементов гайки и производится ее расчет.

8.1.4. РАСЧЕТ РЕЗЬБЫ НА ПРОЧНОСТЬ

При действии осевой силы на стержень болта в резьбе, по высоте гайки H , возникают следующие напряжения (рис. 8.7).

В основании витков возникают напряжения среза τ , а на поверхности контакта витков напряжения смятия $\sigma_{см}$. Срез происходит по боковой поверхности цилиндра, но при этом участвует не вся поверхность (за вычетом площади между витками). Расчетная формула будет иметь вид: для гайки

$$\tau = F / \pi d H K K_m < [\tau]$$

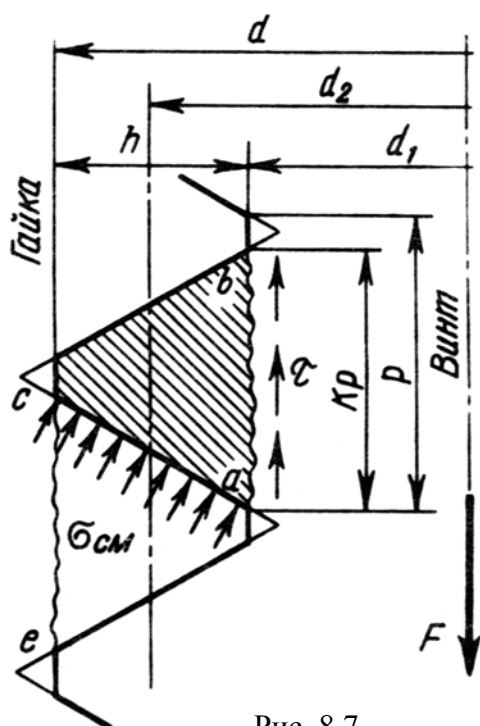


Рис. 8.7

Для стержня болта

$$\tau = F / \pi d_1 H K K_m < [\tau]$$

где K – коэффициент полноты резьбы; K_m – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по виткам резьбы.

Из расчетных выражений видно, что на срез витки гайки прочнее, чем у стержня болта.. Основным видом разрушения крепежных резьб является срез

витков.стержня. Для резьб ходовых винтов основным видом разрушения является износ, что связано с напряжениями смятия, которые одинаковы для витков гайки и стержня.

$$\sigma_{см} = F / \pi d_2 h z < [\sigma_{см}]$$

где z – число витков в высоте гайки.

Стандартная высота гайки определяется из условия равной прочности витков на срез и стержня на растяжение. Примем в качестве предельных напряжений пределы текучести материала на растяжение и сдвиг

$$\tau_T \approx 0.6 \sigma_T;$$

Условие равнопрочности резьбы на срез и стержня на растяжение получим в виде

$$F / \pi d_1 H K K_m = 0.6 F / \pi d_1^2$$

Откуда получим $H = 0.8 d_1$. В соответствии с этим высоту **нормальных** крепежных гаек принимают $H = 0.8d$; **низких** $H = 0.5 d$; **высоких** $H = 1.2 d$.

Шпильки в **стальные** детали вворачивают на глубину $H = d$, в **чугунные, силуминовые** $H = 1,5 d$.

Так как $d > d_1$ (у крепежных резьб), то прочность резьбы при нормальных и высоких гайках превышает прочность стержня болта.

8.1.5. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Обычно резьбовые соединения состоят из группы (более двух) болтов (винтов, шпилек). Встречаются два типа таких соединений:

а) нагрузка действует в плоскости стыка соединяемых деталей;

б) нагрузка действует в плоскости, перпендикулярной плоскости стыка. Такие соединения нашли наибольшее применение в технике и строительстве. Точные решения этих задач являются весьма сложными. На практике используют обычно приближенные способы расчетов, принимая ряд допущений. Из группы находится наиболее нагруженный болт и по нему производится проектный или проверочный расчет.

При расчетах стандартных резьбовых деталей в качестве основного выполняют расчет на прочность стержня болта по внутреннему диаметру резьбы. Рассмотрим простейший случай.

Стержень нагружается только осевой силой (соединение не затянуто). Такое нагружение испытывает резьбовой участок грузового крюка от действия поднимаемого груза F (рис. 8.8). Условие прочности на растяжение

$$\sigma = 4 F / \pi d_1^2 < [\sigma_p]$$

Тогда расчетный внутренний диаметр резьбы

$$d_1 > \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_p]}}$$

где $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение растяжения $[\sigma_p] = \sigma_m / s$; Здесь σ_m – предел текучести материала стержня; s – коэффициент запаса прочности. Для незатянутых резьбовых соединений из углеродистых сталей можно принять $[\sigma_p] = (0,5 \dots 0,6) \sigma_m$

По величине d_1 подбирается размер резьбы..

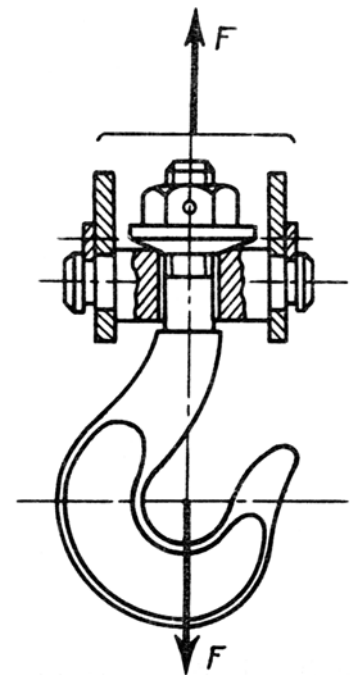


Рис. 8.8

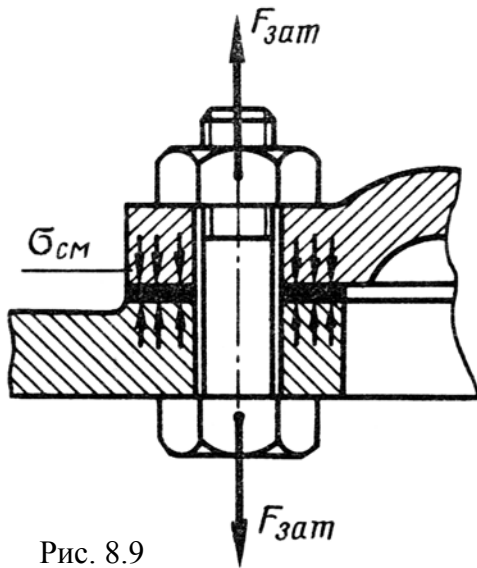


Рис. 8.9

Болт затянут, внешняя нагрузка отсутствует. Примером служат болты (винты, шпильки) для крепления ненагруженных крышек корпусов машин (рис. 8.9). В этом случае стержень болта нагружается осевой силой $F_{зат}$, возникающей от затяжки болта, и закручивается моментом сил трения в резьбе по высоте гайки T_p . В резьбе болта возникают напряжения

$$\text{растяжения } \sigma_p = \frac{4F_{зат}}{\pi d_1^2};$$

$$\text{и кручения } \tau = \frac{T_p}{W_p} = \frac{F_{зат} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{0.2d_1^3}.$$

Прочность болта оценивается по эквивалентному напряжению

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma].$$

Учитывая средние значения γ и φ' получим $\sigma_{экв} = 1,3\sigma$.

Проверочный расчет резьбы можно производить по упрощенной формуле

$$\sigma_{экв} = \frac{1.3 \cdot 4 \cdot F_{зат}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma] \quad (8.3)$$

Болтовое соединение, нагруженного силами, сдвигающими детали в стыке. Условием надежности соединения является отсутствие сдвига. Примерами могут служить фланцевая глухая муфта, крепление колес автомобиля или трактора.

Конструкция может быть выполнена в двух вариантах: болт поставлен в отверстие с зазором или без зазора.

При установке болта *с зазором* (рис. 8.10) неподвижность соединения обеспечивается уравниванием внешней нагрузки F силами трения в стыке, которые образуются от затяжки болта F , при этом внешняя нагрузка не передается на болт, что выполняется при условии $F < F_{mp} = F_{зам}f$

Необходимая сила затяжки при соединении двух деталей

$$F_{зат} = KF/if$$

где K – коэффициент запаса ($K = 1,3...2,0$); f – коэффициент трения между поверхностями, соединяемых деталей ($f = 0,15...0,20$); i – число плоскостей стыка ($i=n-1$); n – число соединяемых деталей

Прочность болта оценивается по эквивалентному напряжению (8.3).

Проектный расчет производится по формуле

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 F_{зад}}{\pi [\sigma_\delta]}}$$

Болт в отверстие может быть поставлен *без зазора* (рис. 8.11). В этом случае отверстие калибруют разверткой, а стержень болта выполняют с допуском на

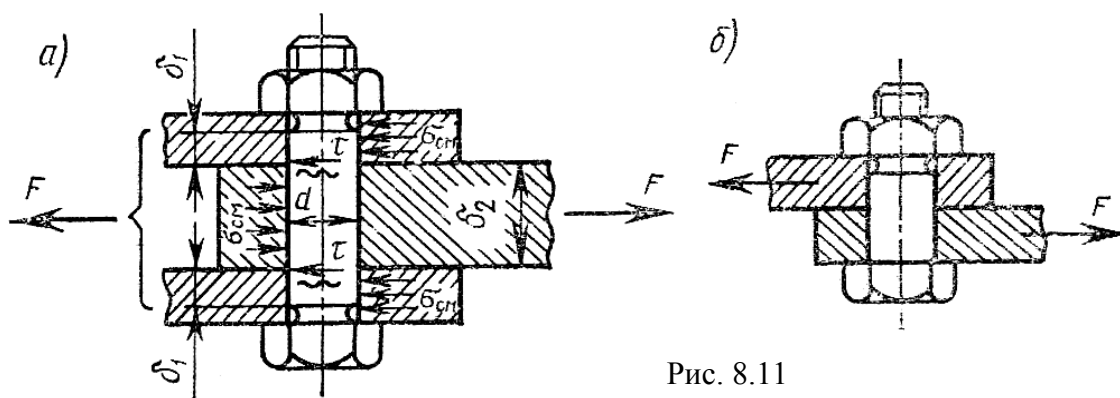


Рис. 8.11

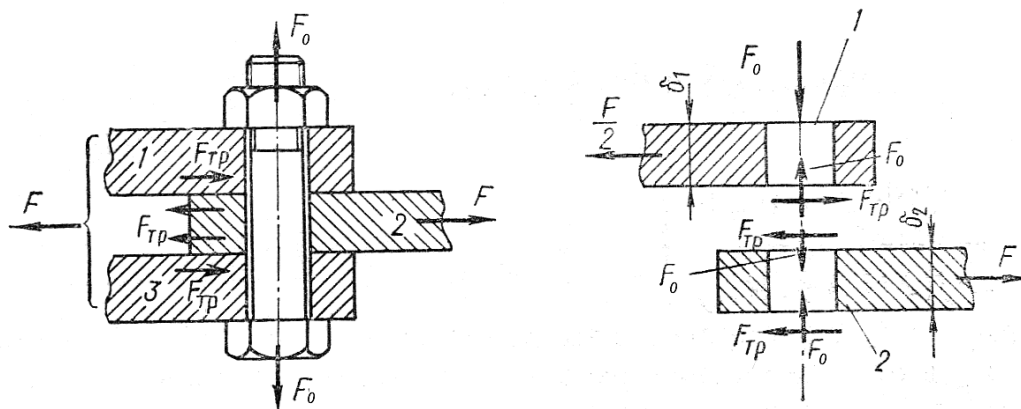


рис. 8.10

размер диаметра обеспечивающем беззазорную посадку. В этом случае силы трения не учитываются, так как стержень работает на срез по линии стыка, а на боковой поверхности возникают напряжения смятия.

Условие прочности по напряжения среза

$$\tau = 4F / \pi d_c^2 < [\tau],$$

где d_c – диаметр стержня болта.

Напряжения смятия определяют с учетом условного равномерного распределения по толщине листов δ

$$\sigma_{см} = F / d_c \delta < [\sigma_{см}]$$

Проектный расчет производится из условия обеспечения прочности стержня болта на срез

$$d_c = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\tau]}}$$

Допускаемое напряжение среза для углеродистых сталей можно принять $[\tau] = (0.2 \dots 0.3) \sigma_T$

Допускаемое напряжение смятия для менее прочной детали (с меньшей величиной δ) $\sigma_{см} = (0,35 \dots 0,45) \sigma_T$

Болт затянут, внешняя нагрузка раскрывает стык. Этот вид нагружения самый распространенный. Так как для большинства резьбовых соединений требуется предварительная затяжка для обеспечения плотности соединения и отсутствия смещения деталей стыка. К этой категории относятся крепления крышек подшипников, резервуаров, нагруженных давлением газов или жидкости.

При расчете за исходное состояние принят случай, когда затяжка и внешняя сила отсутствуют (рис. 8.12, а). Гайка завинчена от руки до устранения осевых зазоров. Под действием силы затяжки $F_{зат}$ (рис. 7.12, б) болт удлиняется на величину Δ_b , а детали сжимаются на величину Δ_d . Деформации удлинения стержня и сжатия деталей в общем случае не равны и зависят от податливости болта λ_b и деталей λ_d (податливость – величина деформации от действия единичной силы). Можно записать

$$\Delta_b = \lambda_b F_{зат}; \Delta_d = \lambda_d F_{зат}.$$

После приложения внешней силы F (рис. 8.12 в) болт дополнительно удлиняется, и настолько же уменьшится деформация сжатия деталей. Так как податливости болта и деталей различны, сила F при одинаковой деформации распределится между ними неодинаково. Обозначим через χF часть внешней нагрузки, вызывающей деформацию болта, то оставшуюся часть нагрузки, приходящейся на детали, обозначим через $(1 - \chi)F$. Равенство деформаций болта и деталей будет иметь вид

$$\lambda_b \chi F = \lambda_d (1 - \chi)F$$

отсюда,

$$\chi = \lambda_d / (\lambda_d + \lambda_b)$$

Эту величину называют коэффициентом внешней нагрузки. Обычно при соединении металлических деталей при отсутствии прокладок принимают

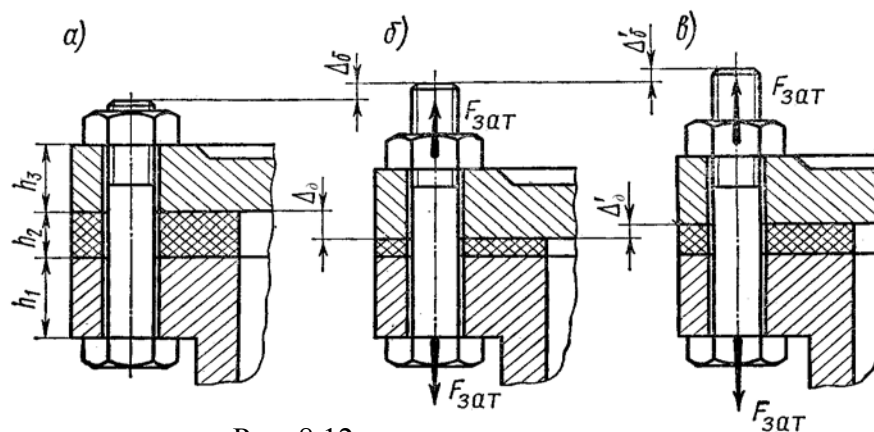


Рис. 8.12

величину $\chi < 0.2 \dots 0.3$; коэффициент податливости имеет вид $\lambda = \ell / E A$;

где ℓ – длина (толщина) деформируемой части; A – площадь поперечного сечения; E – модуль упругости материала.

При большом коэффициенте податливости болта и малом для соединяемых деталей почти вся внешняя нагрузка идет на разгрузку стыка, что повышает прочность болта.

На практике рекомендуют принимать усилие затяжки

$$F_{зам} = K_{зам} F$$

где $F_{зам}$ – коэффициент затяжки, рекомендуется $F_{зам} = 1.3 \dots 2.5$ в зависимости от требований к стыку.

Расчетное усилие, действующее на болт

$$F_p = F_{зам} + F_\delta = K_{зам} F + \chi F$$

Остаточная сила на стыке $F_\delta = F_{зам} - (1 - \chi) F$

При статических нагрузках прочность болта оценивают по формуле

$$\sigma_p = 1,34 F_p / \pi d_1^2 < [\sigma_p]$$

Проектный расчет производят по формуле

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,34 F_\delta}{\pi [\sigma_\delta]}}$$

При переменных нагрузках определяется постоянная составляющая напряжения

$$\sigma_m = (F_{зам} + 0,5 F_\delta) / A_\delta$$

Амплитуда напряжения цикла

$$\sigma_a = \chi F / 2 A_\delta$$

Расчет на усталость по запасу прочности производится по формуле

$$s_a = k_d \sigma_{-1p} / k_\sigma \sigma_a > [s_a] = 2,5 \dots 4;$$

где k_d – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения; σ_{-1p} – предел выносливости материала при растяжении; k_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений (все параметры определяются по литературе).

8.1.6. МАТЕРИАЛЫ И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

При выборе материала учитывают условия работы, значение и характер нагрузки, способ изготовления и объем производства. Стандартные крепежные изделия изготавливают из низко- и среднеуглеродистых сталей типа Ст.3, сталь 10; сталь 20 ... сталь 35, а также легированных сталей 35Х; 30ХГСА.

Допускаемые напряжения и запасы прочности учитывают точность расчетных формул, характер нагрузки, качество монтажа (контролируемая или неконтролируемая затяжка). Контроль затяжки осуществляется специальными динамометрическими ключами или ключами предельного момента.

При неконтролируемой затяжке допустимые напряжения значительно уменьшают, увеличивая запасы прочности до $s = 2.5 \dots 6$; т.е.

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{пред}}{s}.$$

При применении контролируемой затяжки, появляется возможность увеличения статической нагрузки болтов, т.е. запас прочности можно уменьшить до $s = 1.5 \dots 2.5$.

Если болты установлены без зазора, то допускаемые напряжения среза $[\tau] = 0,4 \sigma_T$ – при статической нагрузке; при переменной нагрузке $[\tau] = (0,2 \dots 0,3) \sigma_T$. Напряжения смятия для стальных деталей $[\sigma] = 0,8 \sigma_T$.

8.2. КЛЕММОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

По конструкции различают два типа клеммовых соединений: со ступицей, имеющей прорезь (рис.8.13, а), и с разъемной ступицей (рис 8.13, б). Разъемная ступица несколько увеличивает массу и стоимость соединения, но при этом становится возможным устанавливать клемму на любую часть вала независимо от формы и размеров соседних участков вала, а также без снятия других деталей уже установленных на вал. После затяжки болтов ступица оказывается прижатой к валу, в соединении возникает давление p на поверхности контакта и силы трения, которые позволяют нагружать клеммовое соединение как вращающим моментом, так и осевой силой.

К достоинствам клеммового соединения относятся простота монтажа и демонтажа, самопредохранение от перегрузки, а также возможность перестановки и регулировки взаимного расположения деталей как в осевом, так и в окружном направлении (регулировка положения тяг и рычагов в механизмах управления). К недостаткам можно отнести малую несущую способность, нестабильность коэффициента трения и рассеяние нагрузочной способности.

При расчете клеммового соединения обычно определяют силу затяжки болтов, обеспечивающую необходимую силу прижатия клеммы к валу и передачу соединением заданной нагрузки. По необходимой силе затяжки определяют размер болтов. В приближенных расчетах принимают, что при затяжке болтов клемма прижимается к валу всей внутренней поверхностью, а удельное давление

p равномерно распределяется по поверхности контакта клеммы с валом.

Условие прочности сцепления клеммы с валом при действии вращающего

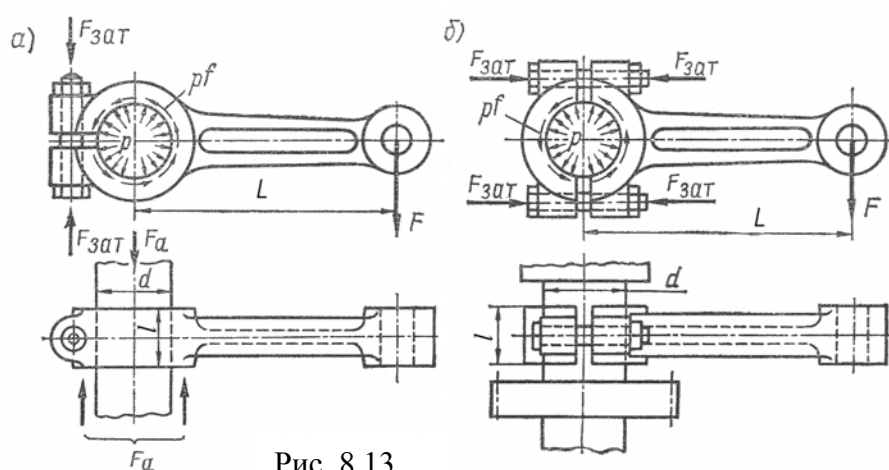


Рис. 8.13

момента $T = F \cdot L$ выражают в виде

$$0.5 \pi p f l d_2 > T$$

а при действии осевой силы

$$\pi p f l d > F_a$$

Необходимое усилие затяжки одного болта при действии вращающего момента

$$F_{зат} > T K / \pi f d l z.$$

А при действии осевой силы

$$F_{зат} > F_a K / 2 \pi f l z,$$

где z – число болтов, стягивающих полуступицу с одной стороны; f – коэффициент трения ($f = 0.15 \dots 0.18$); l – длина клеммы в направлении оси соединения; d – диаметр вала; K – коэффициент запаса прочности соединения ($K = 1,3 \dots 1,5$).

Необходимый диаметр болта определяют исходя из усилия затяжки по формуле

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.3 F_{\text{зад}}}{\pi [\sigma]}}.$$

8.3. ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Шпоночные соединения служат для соединения вала со ступицей (зубчатых колес, шкивов, звездочек и т.д.) и передачи вращающего момента. Шпонка закладывается в пазы вала и ступицы. Соединения могут быть напряженными и ненапряженными. Напряженные соединения образуются клиновыми шпонками, имеющие по длине форму клина, рабочими гранями у них являются верхняя и нижняя, а по боковым плоскостям зазор. При запрессовке шпонки она смещает центр ступицы относительно центра вала и перекашивает торцовую поверхность ступицы относительно оси вала. Все это вызывает изгибные колебания вала. Шпонки стандартизованы, но находят ограниченное применение.

Ненапряженные шпоночные соединения осуществляются призматическими (рис. 8.14) и сегментными шпонками (рис. 8.16). Призматические шпонки широко применяют во всех отраслях машиностроения. Простота конструкции и низкая стоимость – главные достоинства соединения. Однако соединение ослабляет вал и ступицу шпоночными пазами; прочность соединения ниже прочности вала и ступицы; передаваемая нагрузка концентрируется в зоне шпонки; соединение требует ручной пригонки шпонки по пазу.

Призматические шпонки имеют прямоугольное сечение с высотой h и шириной b . Они определяются по ГОСТ 23360-78 в зависимости от диаметра вала d . Длина шпонки l принимается, согласуясь с размером ступицы (обычно шпонка имеет длину на 5...10 мм меньше) и округляется до стандартного значения.

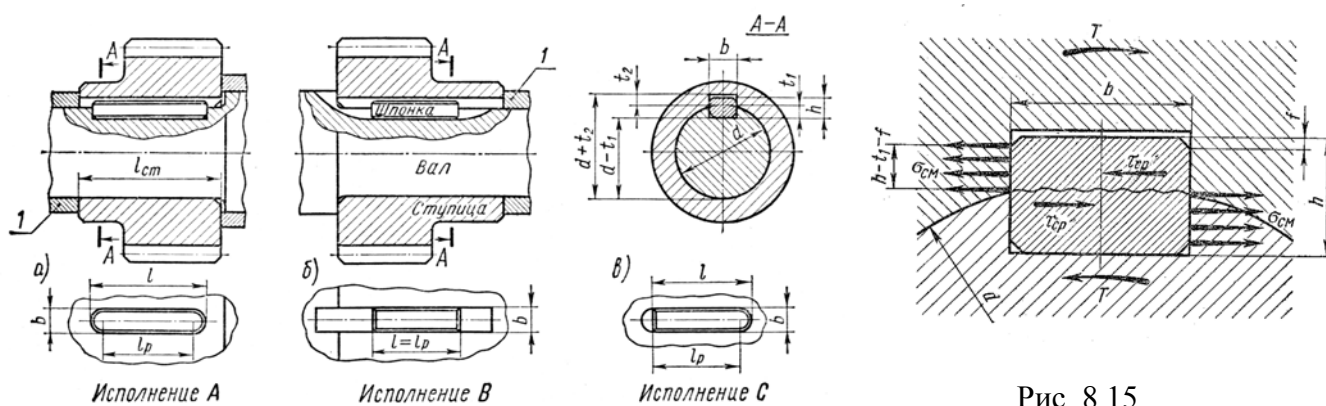


Рис. 8.15

Рис. 8.14

По форме торцов различают шпонки со скругленными торцами - исполнение А (рис. 8.14, а), с плоскими торцами – исполнение В (рис. 8.14, б) и с одним плоским, а другим скругленным торцом – исполнение С (рис. 8.14, в). Осевое фиксирование шпонки на валу наиболее просто осуществляют применением глухого паза, изготовленного концевой (пальцевой) фрезой (рис. 8.14, а). Предпочтительно изготовление шпоночного паза на валу дисковой фрезой (рис. 8.14, б), при этом достигается более высокая точность выполнения размера b шпоночного паза и меньшая концентрация напряжений. Пазы в ступице выполняют долблением (строганием) или протягиванием одношлицевой протяжкой.

Действующий на соединение вращающий момент T вызывает напряжения среза $\tau_{ср}$ в шпонке и напряжения смятия $\sigma_{см}$ на боковых гранях шпонки и пазов ступицы и вала. При стандартизации размеров b и h , а также глубины врезания шпонок принято, чтобы несущую способность соединения определяли напряжения смятия (рис. 8.15)

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{dl(k-f)} \leq [\sigma_{см}]$$

T – вращающий момент, Н.м; d – посадочный диаметр, мм; l_p – рабочая длина шпонки, мм; для шпонки с плоскими торцами $l_p=l$; со скругленными торцами $l_p=l-b$; k – глубина врезания шпонки в ступицу, мм; f – фаска шпонки; $f = 0,06h$

Призматическими шпонками можно выполнять подвижные и неподвижные соединения. Неподвижные соединения образуются совместно с посадками с натягом. Подвижные в осевом направлении соединения образуются длинными шпонками, которые крепятся к валу винтами, чтобы силы трения при перемещении ступицы не нарушили ее положение. В некоторых конструкциях подвижных соединений целесообразно применять короткие шпонки, прикрепленные к ступице.

Сегментные шпонки (рис. 8.16), изготавливаются по ГОСТ 24071-80 и подобно призматическим, работают боковыми гранями.

Для сегментных шпонок пазы на валах обрабатывают дисковыми, калиброванными по ширине фрезами с точностью и производительностью большей, чем для призматических шпонок. Шпонки изготавливают из чистотянутых сегментных профилей.

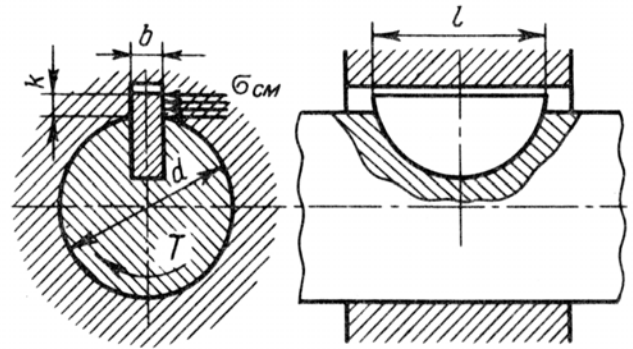


Рис. 8.16

Достоинствами соединений с сегментными шпонками являются: простота конструкции, взаимозаменяемость и технологичность. Устойчивое положение шпонки в глубоком пазу вала исключает возможность ее перекоса. Недостатки: необходимость глубокой канавки под шпонку на валу ослабляет вал, а малая длина шпонок ограничивает нагрузочную способность соединения.

Сегментные шпонки характеризуются двумя основными параметрами шириной b и длиной заготовки d_l . Высота шпонки $h=0,4 d_l$; длина $l=l_p=d_l$. Расчет сегментных шпонок производится так же, как призматических.

Стандартные шпонки изготавливают из чистотянутых стальных прутков – углеродистой или легированной стали с пределом прочности не ниже 500 МПа. Значение допускаемых напряжений зависит от режима работы, прочности материала вала и ступицы. Для неподвижных соединений допускают:

при переходных посадках $\sigma_{см} = 80 \dots 150$ МПа;

при посадках с натягом $\sigma_{см} = 110 \dots 200$ МПа;

в подвижных соединениях $\sigma_{см} = 20 \dots 30$ МПа.

8.4. ЗУБЧАТЫЕ (ШЛИЦЕВЫЕ) СОЕДИНЕНИЯ

Шлицевое соединение применяют для соединения валов со ступицами зубчатых колес, шкивов, дисков фрикционных муфт.

Шлицевое соединение условно можно рассматривать как многошпоночное,

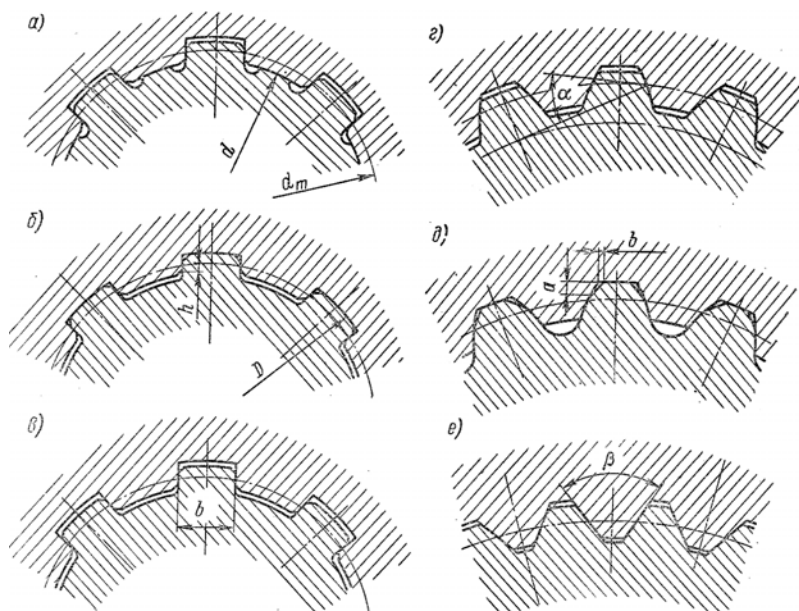


Рис. 8.17

у которого шпонки изготовлены заодно с валом. Достоинства шлицевых соединений по сравнению со шпоночными: они имеют меньшие радиальные габариты, высокую нагрузочную способность, взаимозаменяемы и обеспечивают хорошее центрирование деталей. Передаваемая нагрузка

распределена по длине окружности, увеличена площадь контакта соединяемых деталей. Зубчатые соединения могут быть подвижными и неподвижными. В зависимости от профиля зубьев различают соединения с прямобочными (рис. 8.17, а), эвольвентными (рис. 8.17, г) и треугольными зубьями (рис. 8.17, е). Стандартизованы прямобочные и эвольвентные соединения.

Основными параметрами прямобочного профиля (ГОСТ 1139-80) являются: число зубьев z ($z = 6 \dots 20$); внутренний диаметр d ; наружный диаметр D ; толщина зубьев b ; размер фаски f . В зависимости от числа зубьев и их высоты стандарт предусматривает три серии: легкую, среднюю и тяжелую для диаметров валов от 14 до 125 мм. Центрирование зубьев может производиться по наружному, внутреннему диаметрам и боковым граням. Центрирование по диаметрам производится для обеспечения соосности вала и ступицы. Для выравнивания нагрузки между зубьями производится центрирование по боковым граням.

Стандартом предусмотрено три формы исполнения зубьев вала и одна – для впадин втулки.

Соединения с эвольвентным профилем (ГОСТ 6033-80) по сравнению с прямобочными имеют следующие достоинства: более технологичны, чем прямобочные, зубья можно нарезать на зуборезных станках и получать более высокую точность. Центрирование может производиться по боковым граням и реже по наружному диаметру. Они имеют повышенную прочность на изгиб вследствие утолщения зубьев у основания и на смятие из-за увеличения числа зубьев; в производстве требуется меньшая номенклатура фрез; так как эвольвентные зубья одинакового модуля можно нарезать одной фрезой, в то время как при изготовлении прямобочных зубьев для каждого размера и числа зубьев требуется отдельная фреза. Размерный стандартный ряд предусматривает эвольвентное соединение диаметром от 40 до 500 мм, с модулем $m = 0.5 \dots 10$ мм и числом зубьев $z = 6 \dots 82$.

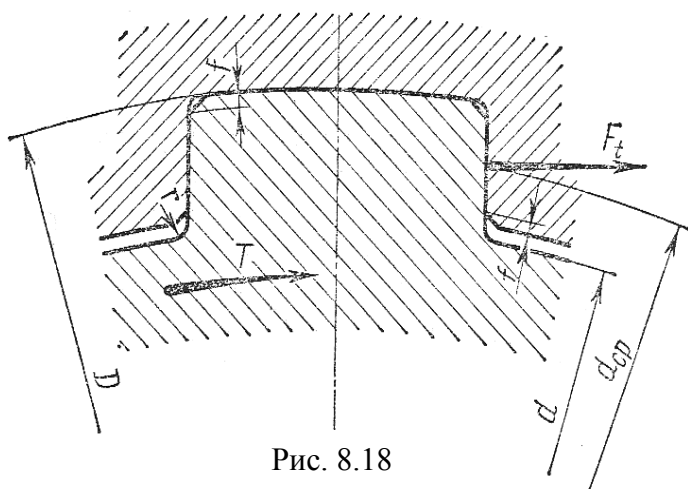


Рис. 8.18

Основными видами отказов шлицевых соединений являются износ и смятие рабочих поверхностей, возможны усталостные разрушения валов, разрывы втулок-ступиц, а также срез зубьев. Износ является следствием работы сил трения при

микросмещениях контактирующих поверхностей в процессе работы, а также при работе в абразивной среде и плохой смазке. Смятие рабочих поверхностей, а также срез зубьев может происходить при больших перегрузках.

Расчет шлицевых соединений производят по двум критериям работоспособности: сопротивлению смятия и изнашиванию. Расчет по критерию смятия в качестве основного производится для соединений, нагруженных только вращающим моментом. Расчет сводят к проверке условия (рис. 8.18)

$$\sigma_{см} = 2T / K_3 d_{cp} z h l < [\sigma_{см}]$$

где T –вращающий момент, Н·м; K_3 –коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями (рекомендуется принимать $K = 0,7 \dots 0,8$); d_{cp} – средний диаметр соединения, мм; h –рабочая высота зубьев, мм; l – длина соединения, мм; z – число зубьев; $[\sigma_{см}]$ – допусковое напряжения смятия, МПа.

Для прямобочного профиля

$$h = 0.5(D - d) - 2f; d_{cp} = 0.5 (D + d);$$

где D – наружный диаметр зубьев вала; d – внутренний диаметр вала; f – размер фаски.

где m – модуль зубьев соединения, мм.

Допускаемые напряжения смятия при среднем режиме работы можно принимать: для неподвижного соединения с термообработкой $[\sigma_{см}] = 100 \dots 140$ МПа и без термической обработки $[\sigma_{см}] = 60 \dots 100$ МПа; для подвижных соединений под нагрузкой $[\sigma_{см}] = 10 \dots 20$ МПа; с передвижением без нагрузки $[\sigma_{см}] = 30 \dots 60$ МПа.

Соединения с треугольными зубьями применяют преимущественно для неподвижных соединений при тонкостенных втулках, а также в соединениях валов со ступицами из легких сплавов. Они позволяют координировать положение вала и втулки в пределах малых углов. Они применяются с углом профиля 60° при диаметрах до 60 мм. Они применяются в авиационных и автомобильных коробках передач. Для всех соединений длина зубьев выбирается в зависимости от длины ступицы, а при подвижных соединениях от величины хода.

8.5. СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ

Соединение двух деталей по круговой цилиндрической поверхности можно осуществить непосредственно без применения шпонок, зубьев и т.д. Для этого достаточно при изготовлении деталей обеспечить соединение вала с натягом, а при сборке одну деталь запрессовать в другую (рис. 8.19)

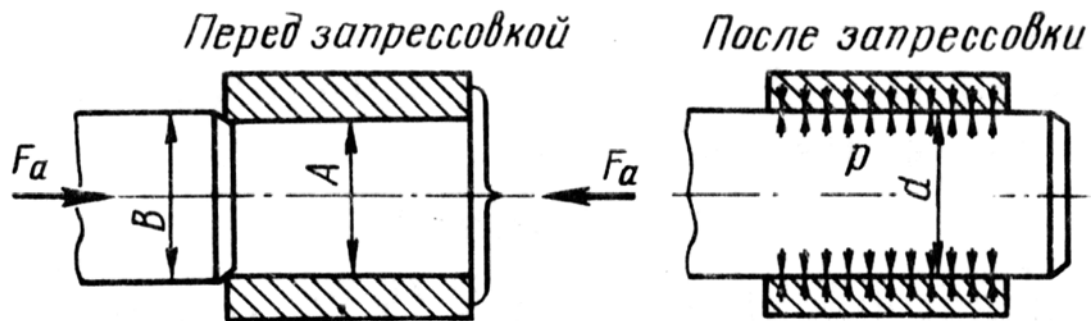


Рис. 8.19

Натягом называют положительную разность диаметров вала и отверстия, $N = B - A$. После сборки вследствие упругих и пластических деформаций диаметр посадочных поверхностей становится общим. На поверхности посадки возникают удельные давления p и соответствующие ему силы трения. Соединения с натягом применяют для установки на валы и оси зубчатых колес, шкивов, звездочек, колец подшипников качения. Соединения с натягом применяют для изготовления составных деталей, например, зубчатых и червячных колес, коленчатых валов. Детали одного соединения могут быть изготовлены из одинаковых или разных материалов.

Достоинства цилиндрических соединений с натягом: простота конструкции, хорошее центрирование, возможность восприятия больших нагрузок. К недостаткам можно отнести сложность сборки и разборки, рассеяние натяга и нагрузочной способности.

Надежность соединения с натягом зависит от размера натяга, который принимается в соответствие с выбранной посадкой, установленной стандартной системой допусков и посадок. Существует несколько способов получения соединения с натягом.

Запрессовка. Это простейший и высокопроизводительный способ, обеспечивающий возможность контроля нагрузочной способности путем измерения силы запрессовки. Однако существует опасность повреждения посадочных поверхностей; коэффициент трения может иметь различную величину из-за сглаживания микронеровностей поверхностей контакта, а также при запрессовке без смазки или со смазкой.

Нагрев охватывающей детали технологически отработанный и простой способ, обеспечивающий повышение коэффициента трения и нагрузочной способности примерно в 1,5 раза по сравнению с запрессовкой, так как отсутствует срезание микронеровностей. Этот способ эффективен при больших длинах посадочных поверхностей. Недостатком может быть изменение механических характеристик материала или коробления нагреваемой детали.

Охлаждение охватываемой детали преимущественно применяют для установки небольших деталей в массивные, крупные детали. Этот способ практически лишен недостатков.

Величина натяга и соответственно вид посадки определяется в зависимости от требуемой величины удельного давления на посадочной поверхности. Давление должно быть таким, чтобы силы трения, возникающие на посадочной поверхности, полностью противодействовали внешним силам.

Условие прочности соединения при нагружении осевой силой (рис. 8.20)

$$K F_a < F = f p \pi d l$$

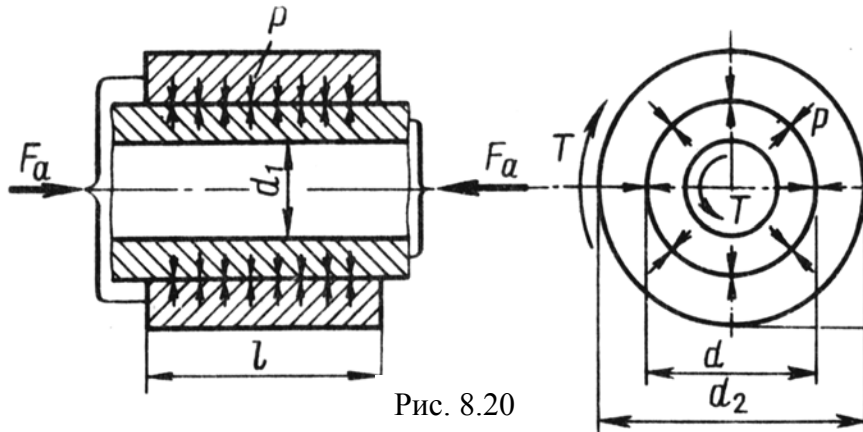


Рис. 8.20

Тогда требуемое давление на поверхности контакта

$$p > K F_a / f \pi d l$$

где $K = 1.5 \dots 2$ – коэффициент запаса сцепления; d и l – диаметр и длина посадочной поверхности.

Условие прочности соединения при нагружении вращающим моментом (рис. 8.20 б)

$$K T < T_{mp} = 0,5 f p \pi d_2 l;$$

требуемое давление для передачи вращающего момента

$$p > 2 K T / f \pi l d_2$$

При нагружении соединения одновременно осевой силой и вращающим моментом расчет условно ведут по равнодействующей силе, составляющими которой являются окружная сила $F_t = 2T/d$ и осевая сила F_a .

$$K \sqrt{F_t + F_a} < f p \pi d l;$$

Тогда

$$p > \frac{K \sqrt{F_t + F_a}}{f d l \pi}$$

Расчетный натяг цилиндрического соединения связан с посадочным давлением p следующей зависимостью, вытекающей из формулы Ляме

$$N_{min} = 10^3 p d (C_1/E_1 + C_2/E_2)$$

где C_1 и C_2 – безразмерные коэффициенты Ляме

$$\text{для вала } C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1;$$

$$\text{для втулки } C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_2$$

d – посадочный размер (мм); d_1 – диаметр отверстия в теле вала (для сплошного вала $d_1 = 0$); d_2 – наружный диаметр охватываемой детали (мм); E_1 и E_2 – модули упругости материалов, охватываемой и охватывающей деталей; μ_1 и μ_2 – коэффициенты Пуассона материалов вала и втулки.

Для стали $E = (2.1 \dots 2.2) \cdot 10^5$ МПа и $\mu = 0.3$;

для чугуна $E = (1.2 \dots 1.4) \cdot 10^5$ МПа и $\mu = 0.25$;

для бронзы $E = (1 \dots 1.1) \cdot 10^5$ МПа и $\mu = 0.33$.

При сборке прессованием для компенсации срезания и сглаживания шероховатостей подбор посадки производится по действительному натягу

$$N = N_{min} + (R_{z1} + R_{z2})$$

где R_{z1} и R_{z2} – высоты неровностей профилей по десяти точкам, принимаемых по стандарту.

При сборке соединения нагревом ступицы, температура нагрева

$$t = 20^\circ\text{C} + (N_{max} + \Delta) / \alpha_1 d 10^3.$$

При сборке соединения охлаждением вала, температура охлаждения

$$t_2 = 20^\circ\text{C} - (N_{max} + \Delta) / \alpha_2 d 10^3;$$

где Δ – зазор, необходимый для легкой сборки ($\Delta = 5 \dots 25$ мкм); α_1 и α_2 – температурные коэффициенты линейного расширения охватываемой и охватывающей детали, в среднем для стали они равны $12 \cdot 10^{-6}$ мм/°С; для чугуна $10,5 \cdot 10^{-6}$ мм/°С; для бронз $17 \cdot 10^{-6}$ мм/°С. температура нагрева не должна быть выше температуры отпуска, при которой твердость и прочность деталей снижается или происходят структурные изменения в материале.

Характер посадки деталей зависит от действительных размеров вала и отверстия ступицы, то есть характер посадки определяется сочетанием полей допусков вала и отверстия. Существует две системы образования посадок: система

отверстия и система вала. Система отверстия более распространена в машиностроении: в основе системы лежит неизменность положения поля допуска для данного диаметра отверстия.

Величина поля допуска зависит от качества. Различные посадки образуются путем изменения поля допуска вала. Отверстие в этой системе называют основным, его поле допуска обозначают H . Нижнее отклонение EI равно нулю, а поле допуска TD располагается выше номинального

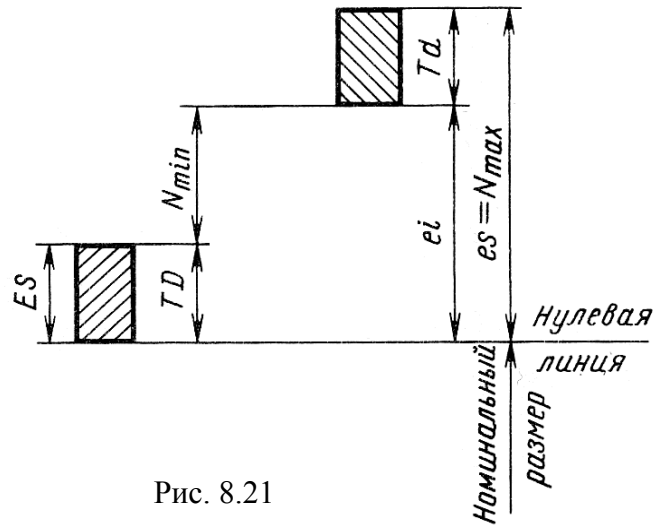


Рис. 8.21

диаметра посадки. верхнее отклонение основного отверстия $ES = TD$. Нижнее отклонение вала при данном диаметре d каждой стандартной посадки с натягом в системе отверстия (ГОСТ 25346-89 и ГОСТ 25347-89) соответствуют определенные значения минимального N_{min} и максимального N_{max} стандартных натягов (рис. 8.21).

$$N_{min} = ei - ES; N_{max} = es;$$

где ES и es – верхнее отклонение отверстия и вала; ei – нижнее отклонение вала.

Вероятность появления валов и отверстий с размерами, близкими к предельным отклонениям, очень мала; еще меньше вероятность сочетания в одном соединении валов и отверстий с предельным размером. Пренебрегая такими маловероятными сочетаниями в распределении натягов, можно увеличить минимальные и снизить максимальный табличные натяги. Полученные таким образом натяги называют вероятностными (рис. 8.22). При нормальном законе распределения размеров

$$N_{p\ min} = N_m - U_p SN; N_{p\ max} = N_m + U_p SN;$$

где $N_{p\ min}$ и $N_{p\ max}$ – минимальный и максимальный вероятностные натяги при надежности P . $N_m = 0,5(N_{max} + N_{min})$ – средний натяг; $SN = \frac{1}{6}\sqrt{(TD)^2 + (Td)^2}$ – среднее квадратичное отклонение натяга.

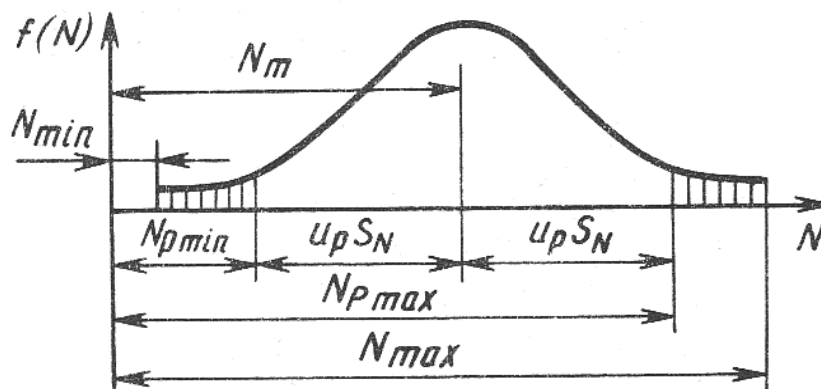


Рис. 8.22

P	...0,5	0,9	0,95	0,97	0,99	0,995	0,997	0,999
u_p	12	1,28	1,64	1,88	2,33	2,58	2,75	0,1

Квантиль нормального распределения u_p принимают в зависимости от вероятности P неразрушения соединения по таблице

После сборки соединения на поверхности контакта деталей возникают нормальные напряжения окружного σ_t и радиального σ_r направлений. Обычно более слабым элементом соединения оказывается охватываемая деталь (ступица). Для стандартной посадки находят $N_{p \max}$.

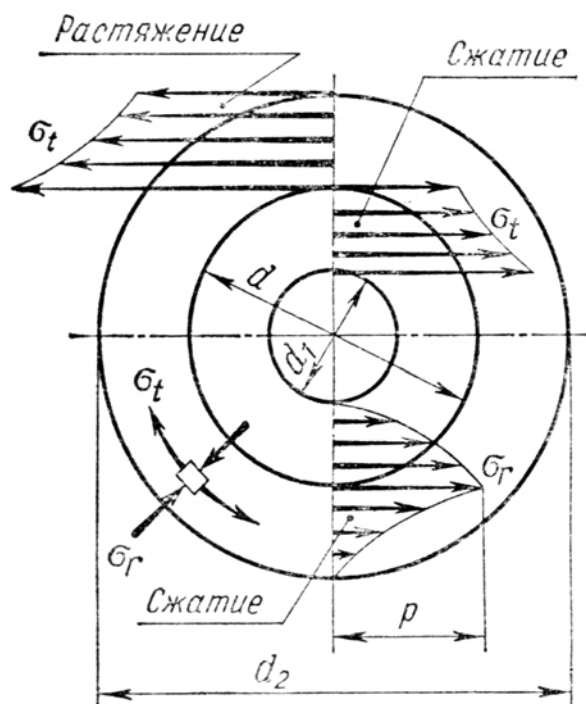


Рис. 8.23

Максимальное давление на поверхности контакта (рис. 8.23)

$$p_{\max} = N_{p \max} \cdot 10^{-3} / d (C_1/E_1 + C_2/E_2).$$

Далее согласно решению Ляме находят соответствующие максимальные напряжения

$$\sigma_r \max = -p_{\max};$$

$$\sigma_t \max = p_{\max} ((d_2^2 + d^2) / (d_2^2 - d^2)).$$

Наибольшие эквивалентные напряжения по теории прочности максимальных касательных напряжений

$$\sigma_{\text{экв}} \max = (2p_{\max}) / (1 - (d/d_2)^2)$$

Напряжения $\sigma_{\text{ЭКВ max}}$ и $\sigma_t \text{ max}$ не должны превышать предела текучести материала охватываемой детали.

8.6. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

В настоящее время освоена сварка всех конструкционных сталей, чугуна, алюминиевых сплавов и цветных металлов, пластмасс. Сварка позволяет соединять детали, а также изготавливать сами детали или их заготовки заменяя литье. Литые детали имеют массу в 2...3 раза больше, чем сварные. Сварные конструкции вытеснили клепаные как из машиностроения, так и из строительства. Сварные соединения – наиболее рациональный и распространенный вид неразъемных соединений, приближающий по форме составные детали к целым; их широко применяют в строительстве и машиностроении.

Разработано много видов сварки: ручная, автоматическая под слоем флюса, электроконтактная, электроннолучевая в вакуумной камере и др.

Достоинства сварных соединений:

- возможность получения изделий больших размеров (кузова автомобилей, резервуары, фермы, мосты и др.)
- снижение массы по сравнению с литыми деталями до 30...50%, с клепаными – до 20%;
- снижение стоимости изготовления сложных деталей в условиях единичного и мелкосерийного производства;
- малая трудоемкость, невысокая стоимость оборудования.

К недостаткам сварных конструкций относятся:

- появление остаточных напряжений в свариваемых элементах, коробление, плохое восприятие переменных и особенно вибрационных нагрузок;
- сложность и трудоемкость контроля качества сварных швов (визуального, ультразвукового, рентгеновского и др.);

– местный нагрев вызывает в зоне термического влияния изменение механических свойств металла.

8.6.1. КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ СТЫКОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Стыковое сварное соединение является наиболее простым и надежным. Его применяют везде, где допускает конструкция детали. В зависимости от толщины соединяемых элементов соединение выполняют с обработкой или без обработки кромок (рис. 8.24). При толщине до 8 мм обработку не производят. При средних и больших толщинах производят одностороннюю или двухстороннюю обработку кромок с тем, чтобы проварит на всю толщину детали.

Стыковые сварные соединения могут разрушаться по шву, по зоне термического влияния, прилегающей к шву участок детали, в котором при сварке происходит нагрев и изменение механических свойств металла. Практикой установлено, что при качественной сварке разрушение происходит по зоне термического влияния. Поэтому расчет прочности производится по сечению основного материала. При расчете на растяжение (сжатие)

$$\sigma = F / A = F / bl < [\sigma];$$

где l и b – ширина и толщина полосы; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение для сварных соединений.

При действии изгибающего момента $\sigma = M/W_u$

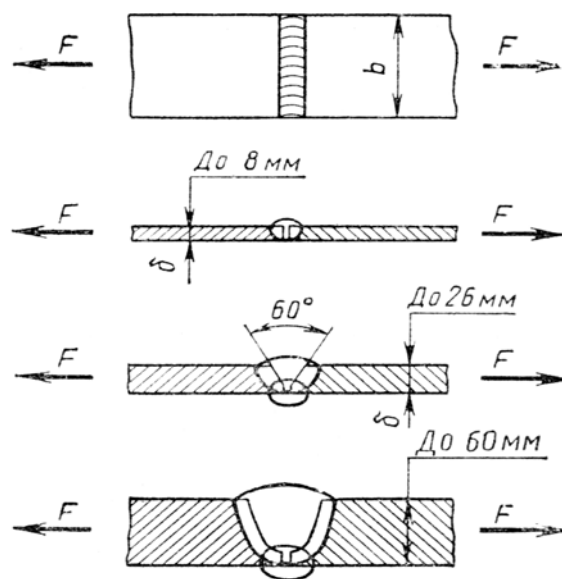


Рис. 8.24

8.6.2. КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ НАХЛЕСТОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Нахлесточные соединения выполняются угловыми швами (рис. 8.25). В зависимости от формы поперечного сечения различают угловые швы: нормальные (1), выпуклые (3), вогнутые (2). Наиболее распространены нормальные швы.

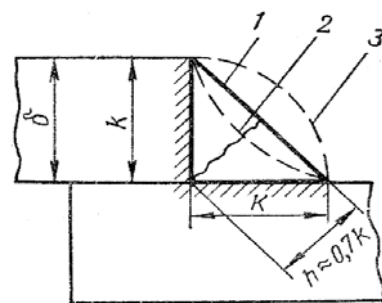


Рис. 8.25

Основной геометрической характеристикой углового шва является катет – k . В большинстве случаев катет равен толщине листа.

В зависимости от расположения относительно действующей силы различают лобовые, фланговые (рис. 8.26) и косые швы. Лобовой шов расположен перпендикулярно линии действия силы, а фланговый параллельно.

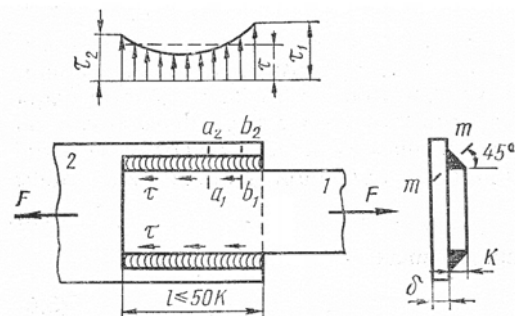


Рис. 8.26

Основными напряжениями флангового шва являются касательные напряжения среза в сечении проходящем по биссектрисе прямого угла. Высота сечения $h = 0,7k$. Напряжения по длине флангового шва распределяются неравномерно: на концах шва они больше чем в средней части. На практике длину фланговых швов ограничивают условием $l_{\phi} < 50k$. Расчет выполняют по среднему напряжению.

Лобовые швы по методике, принятой в инженерной практике, рассчитываются по напряжениям среза по сечению проходящему по биссектрисе прямого угла

Комбинированное соединение лобовыми и фланговыми швами рассчитывается на основе принципа распределения нагрузки пропорционально несущей способности отдельных швов. При нагружении силой получим

$$\tau = \frac{F}{2 \cdot 0.7kl_{\phi} + 0.7kl_n} \leq [\tau]$$

Тавровое соединение, в котором элементы соединения расположены во взаимно перпендикулярных плоскостях. Это соединение выполняют стыковым швом с разделкой кромок (рис. 8.27 а) или угловыми швами без разделки кромок (рис. 8.27 б). В случае разделки на всю толщину расчет прочности соединения производят по сечению основного материала по нормальным напряжениям.

$$\sigma_p = \frac{F}{\delta \cdot l} \leq [\sigma_p] \text{ или } \sigma_u = \frac{M}{W} \leq [\sigma_u]$$

При сварке без разделки кромок расчет прочности производят по касательным напряжениям двух швов. Например при действии растягивающей силы F

$$\tau = \frac{F}{2 \cdot 0.7k \cdot l} \leq [\tau]$$

При нагружении крутящим моментом круглого элемента. Рассмотрим случай сварки круглого элемента (трубы, вала) с листом или круглым фланцем и нагруженного крутящим моментом T (рис. 8.28). При этом делают следующие допущения: катет шва мал по сравнению с диаметром. Напряжения распределены равномерно по кольцевой площадке разрушения шва, равной $0.7k$, а средний диаметр этой площадки

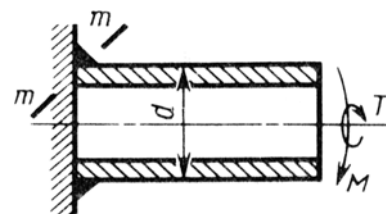


Рис. 8.28

$$d_{cp} = d + 0.7k \approx d$$

Тогда формула для проверочного расчета примет вид

$$\tau = \frac{T}{W} = \frac{2T}{0.7k\pi d^2} \leq [\tau]$$

Допускаемые напряжения.

Прочность сварного соединения зависит от качества основного материала, определяемого его способностью к свариванию, совершенства технологического процесса сварки;

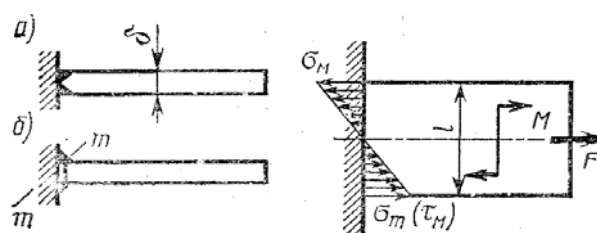


Рис. 8.27

конструкции соединения; характера действующих нагрузок.

Многообразие факторов, влияющих на прочность сварных соединений, а также приближенность и условность расчетных формул, вызывает необходимость экспериментального определения допускаемых напряжений. Ориентировочно можно принять допускаемые напряжения среза $[\tau]=k [\sigma_p]$

где $k=0,6\dots 0,65$ – коэффициент, учитывающий вид сварки, тип электрода.

Допускаемое напряжение на растяжение $[\sigma_p] = \sigma_T/s$

Запас прочности рекомендуется принимать в пределах $s = 1.4\dots 1.6$.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ.

1. Перечислите типы резьб. Укажите области применения.
2. Как распределяется нагрузка по виткам резьбы гайки?
3. Какие напряжения возникают в резьбе при действии осевой силы?
4. По каким напряжениям рассчитывают болты, воспринимающие поперечную нагрузку, при их установке с зазором и без зазора?
5. По каким напряжениям рассчитывают сварные швы: а) стыковые; б) внахлестку; в) тавровые?
6. По каким напряжениям проверяют прочность шпоночных и зубчатых соединений?
7. В каких случаях используют соединение с натягом? Какие нагрузки может воспринимать такое соединение?
8. Назовите методы сборки соединения с натягом. Их достоинства и недостатки.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В учебном пособии рассмотрены основные вопросы входящие в учебную программу по дисциплине «Детали машин и основы конструирования», которые позволяют изучить основные вопросы конструирования и расчета элементов машин, что необходимо специалисту при эксплуатации. Для более детального изучения дисциплины необходимо воспользоваться учебниками [1, 7, 8, 10]. Для выполнения курсового проекта рекомендуется воспользоваться учебными пособиями [2,3,9].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

Иванов М.Н. Детали машин: Учебник для студентов вузов / под редакцией В.А.Финогенова. – 6-е изд., перераб. – М.: Высшая школа, 2000г. –383 с.

2. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие. Издание 2 –е, перераб. и дополн. – Калининград: Янтарный сказ, 1999г. – 454с.

3. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для технич. спец. вузов, -6 –е изд., исп. –М.: Высшая школа, 2000 –447с.

4.Гордин П.В., Росляков Е.М. «Детали машин и основы конструирования»: Учебное пособие – СПб: СЗТУ, 2004 –109с.

5.Заблонский К.И. Детали машин – К.: Вища школа, 1985. –518с.

6.Перель Л.Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983.- 543с.

7. Иванов М.Н. Детали машин: Учебник для машиностроительных вузов/ М.Н. Иванов, В.А. Финогенов – 8-е изд.,испр. – М.: Высш. шк., 2003.- 408с.

8.Детали машин: Учеб. Для вузов / Л.А. Андриенко, Б.А. Байков, И.К. Ганулич и др.; Под ред. О.А. Ряховского. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2002. – 544с.

9. Гордин П.В., Росляков Е.М., Эвелеков В.И. Детали машин и основы конструирования. Пособие по курсовому проектированию. 2-е изд.–СПб.: СЗТУ, 2005.–113 с.

10. Ряховский О.А, Клыпин А.В. Детали машин. – М.:Дрофа, 2002.–288 с.

Предметный указатель

- | | |
|---|--|
| <p>Болты (винты)</p> <ul style="list-style-type: none"> - типы 140 - расчет прочности резьбы 146 - расчет прочности стержня 151 <p>Валы</p> <ul style="list-style-type: none"> - конструкция 100 - напряжения 103 <p>Вкладыши подшипников 108</p> <p>Давления допускаемые</p> <ul style="list-style-type: none"> - подшипников скольжения 110 - шарниров цепи 98 <p>Допуски и посадки 164</p> <p>Зацепление эвольвентное 44</p> <p>Изнашивание 38</p> <p>Коэффициент</p> <ul style="list-style-type: none"> - неравномерности нагрузки 54 - динамической нагрузки 53 - перекрытия и зацепления 45 - трения 74 - формы зуба 56 <p>Материалы</p> <ul style="list-style-type: none"> - валов 99 - зубчатых колес 67 - подшипников скольжения 108 - резьбовых деталей 143 - червячных пар 79 | <p>Модуль зубьев 44, 75</p> <p>Надежность 14</p> <p>Напряжения, допускаемые в передачах</p> <ul style="list-style-type: none"> - зубчатых 64, 159 - ременных 90 - червячных 79 - резьбовых 152 - сварных 169 - шпоночных 157 <p>Несоосность валов 131</p> <p>Передаточное число 46</p> <p>Подшипники качения 145</p> <p>Подшипники скольжения 107</p> <p>Ремни клиновые 88</p> <p>Соединения</p> <ul style="list-style-type: none"> - зубчатые 158 - клеммовые 154 - прессовые 161 - резьбовые 140 - сварные 167 - шпоночные 155 <p>Тепловой расчет 80</p> |
|---|--|

ОГЛАВЛЕНИЕ

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ	1
1. ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ.....	6
1.1. ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА МАШИН ПРИ КОНСТРУИРОВАНИИ	6
1.2. СТРУКТУРА МАШИН.....	8
1.3. ОБЪЕКТЫ НОВОГО КОНСТРУИРОВАНИЯ	10
1.4. ИНФОРМАЦИОННЫЙ И ПАТЕНТНЫЙ ПОИСК ПРИ КОНСТРУИРОВАНИИ МАШИН.....	12
1.5. НАДЕЖНОСТЬ И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ МАШИН	15
1.6. СТАНДАРТИЗАЦИЯ И УНИФИКАЦИЯ ПРИ КОНСТРУИРОВАНИИ.....	19
1.7. ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ МАШИН	21
1.8. ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭСТЕТИКА.....	23
2. ОСНОВЫ РАСЧЕТА ДЕТАЛЕЙ МАШИН.....	28
2.1. ВИДЫ РАСЧЕТА ДЕТАЛЕЙ МАШИН.....	28
2.2. ВЫБОР МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ	29
2.3. ПРОЧНОСТЬ	32
2.4. СОПРЯЖЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН	34
2.5. ЖЕСТКОСТЬ	36
2.6. ОСНОВЫ ТРИБОТЕХНИКИ МАШИН.....	37
3. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ.....	42
3.1. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЕРЕДАЧ.....	42
3.2. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ	44
3.2.1. Общие сведения.....	44
3.2.2. Геометрические и кинематические параметры	45
3.2.3. Точность изготовления колес и ее влияние на качество передачи.....	49
3.3. РАСЧЕТ ПРЯМОЗУБЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ НА ПРОЧНОСТЬ	54
3.3.1. Силы в зацеплении прямозубой цилиндрической передачи.....	54
3.3.2. Расчетная нагрузка	54
3.3.3. Расчет прямозубых колес на прочность	58
3.4. РАСЧЕТ КОСОЗУБЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ	64
3.5. ДОПУСКАЕМЫЕ КОНТАКТНЫЕ И ИЗГИБНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ.....	69
3.6. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ.....	72
3.6.1. Общие сведения.....	72
3.6.2. Силы в зацеплении прямозубой конической передачи.....	74
3.7. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ	76
3.7.1. Общие сведения.....	76
3.7.2. Геометрические параметры червячной передачи	77
3.7.3. Силы в зацеплении червячной передачи	81
3.7.4. Расчет на прочность червячной передачи	82
3.7.5. Материалы и допускаемые напряжения.....	83
3.7.6. Расчет червячной передачи на нагрев	85
3.8. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ.....	86
3.8.1. Общие сведения.....	86
3.8.2. Силы и силовые зависимости	89
3.8.3. Клиноременная передача.....	94
3.9. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ	98
3.9.1. Общие сведения.....	98
3.9.2. Расчет цепных передач.....	102
4. ВАЛЫ И ОСИ.....	104
4.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ	104
4.2. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ.....	107
5. ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ.....	112
6. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ.....	120
6.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ	120
6.2. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ.....	124

6.3.	ПРАКТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ И ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ	126
6.4.	ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТА РАДИАЛЬНО-УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ	130
6.5.	ПРЕДЕЛЬНАЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ И ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ.	132
7.	МУФТЫ.....	135
7.1.	ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ.....	135
7.2.	ГЛУХИЕ МУФТЫ.....	136
7.3.	КОМПЕНСИРУЮЩИЕ МУФТЫ	138
7.4.	УПРУГИЕ МУФТЫ.....	140
7.5.	УПРАВЛЯЕМЫЕ МУФТЫ	144
8.	СОЕДИНЕНИЯ	147
8.1.	РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ.....	148
8.1.1.	<i>Геометрические параметры резьб</i>	<i>149</i>
8.1.2.	<i>Распределение осевой силы по виткам резьбы гайки.....</i>	<i>151</i>
8.1.3.	<i>Расчет резьбы винтовых механизмов</i>	<i>152</i>
8.1.4.	<i>Расчет резьбы на прочность.....</i>	<i>154</i>
8.1.5.	<i>Расчет на прочность резьбовых соединений.....</i>	<i>156</i>
8.1.6.	<i>Материалы и допускаемые напряжения.....</i>	<i>162</i>
8.2.	КЛЕММОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ.....	163
8.3.	ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ	165
8.4.	ЗУБЧАТЫЕ (ШЛИЦЕВЫЕ) СОЕДИНЕНИЯ	168
8.5.	СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ	171
8.6.	СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ.....	177
8.6.1.	<i>Конструкция и расчет на прочность стыковых соединений.....</i>	<i>178</i>
8.6.2.	<i>Конструкция и расчет нахлесточных соединений</i>	<i>179</i>
	ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ.....	184