

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА. ДЕТАЛИ МАШИН

Конспект лекций для студентов специальностей
1-48 01 01 «Химическая технология неорганических веществ,
материалов и изделий материалов»,
1-48 01 02 «Химическая технология органических веществ,
материалов и изделий»,
1-48 01 06 «Промышленная водоподготовка и водоочистка»,
1-48 02 01 «Биотехнология»,
1-48 02 02 «Технология лекарственных препаратов»,
1-57 01 01 «Охрана окружающей среды и рациональное
использование природных ресурсов»

Минск 2023

УДК 621.81(075.8)

ББК 34.44я73

П75

Рассмотрен и рекомендован к изданию редакционно-издательским советом Белорусского государственного технологического университета.

А в т о р ы :

*С. Е. Бельский, А. В. Блохин, М. Н. Пищов,
А. М. Лось, Ф. Ф. Царук, А. И. Сурус*

Р е ц е н з е н т ы :

кафедра машиноведения и деталей машин
Белорусского национального технического университета
(кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой *А. А. Калина*);
кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры механики
материалов и деталей машин УО «Белорусский аграрный
технический университет» *К. В. Сашко*

Прикладная механика. Детали машин : конспект лекций
П75 для студентов специальностей 1-48 01 01 «Химическая технология неорганических веществ, материалов и изделий», 1-48 01 02 «Химическая технология органических веществ, материалов и изделий», 1-48 01 06 «Промышленная водоподготовка и водоочистка», 1-48 02 01 «Биотехнология», 1-48 02 02 «Технология лекарственных препаратов», 1-57 01 01 «Охрана окружающей среды и рациональное использование природных ресурсов» / С. Е. Бельский [и др.]. – Минск : БГТУ, 2023. – 202 с.
ISBN 978-985-397-050-3.

Конспект лекций тематикой охватывает вопросы, предусмотренные учебной программой и образовательным стандартом при изучении дисциплины «Прикладная механика (раздел “Детали машин”)» студентами специальностей «Химическая технология неорганических веществ, материалов и изделий», «Химическая технология органических веществ, материалов и изделий», «Промышленная водоподготовка и водоочистка», «Биотехнология», «Технология лекарственных препаратов», «Охрана окружающей среды и рациональное использование природных ресурсов». Структура и содержание конспекта позволяет организовать самоподготовку обучаемых по названной дисциплине.

Материалы конспекта лекций могут быть использованы студентами других специальностей при изучении дисциплин «Детали машин», «Прикладная механика», «Техническая механика» и др.

УДК 621.81(075.8)

ББК 34.44я73

ISBN 978-985-397-050-3

© УО «Белорусский государственный
технологический университет», 2023

ПРЕДИСЛОВИЕ

Научно-технический прогресс, развитие механизации и автоматизации, повышение оснащенности производства в различных отраслях машинами и оборудованием, улучшение их использования – существенные факторы роста производительности и эффективности труда, увеличения объемов и сокращения сроков выполнения работ.

Целью настоящего издания является оказание помощи в самостоятельной работе студентам при изучении дисциплины «Прикладная механика (раздел “Детали машин”)), овладение ими методами решения типовых задач и приобретение практических навыков расчета и проектирования деталей машин и механизмов общего назначения.

Структурой издания предусмотрено 18 лекций, при изучении которых слушатели могут самостоятельно ознакомиться с общим представлением о машинах и их составными частями – деталями, узлами, требованиями предъявляемыми к ним, изучить основные механические передачи вращательного движения и соединения деталей машин, получить общее представление о подъемно-транспортных и транспортирующих машинах.

С учетом специфики специальностей, для которых предусмотрено изучение данного курса, и в соответствии с учебными программами аналогичных разделов в других курсах в данном учебном издании уделено внимание объяснению устройства и принципа действия рассматриваемых машин и механизмов и их составных частей, критериев их работоспособности и методик расчета.

Данное электронное пособие может оказать существенную помощь в самостоятельной подготовке студентам других специальностей, чьи учебные программы предусматривают аналогичную тематику.

Лекция 1

ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ О ДЕТАЛЯХ МАШИН И ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К НИМ

1.1. Общие понятия о деталях машин и их классификация

Машина – устройство, выполняющее механические движения для преобразования энергии или для накопления и переработки информации с целью повышения производительности, замены или облегчения физического и умственного труда человека.

Различают машины-двигатели и рабочие машины.

Машины-двигатели – энергетические машины, предназначенные для преобразования энергии любого вида в энергию движения исполнительных органов рабочих машин (электродвигатели, двигатели внутреннего сгорания, паровые машины и т. д.).

Рабочие машины предназначены для облегчения и замены физического труда человека, а также для облегчения и замены его логической деятельности при выполнении расчетных операций и операций контроля и управления производственными процессами (всевозможные станки для обработки материалов, дорожные, сельскохозяйственные и транспортные машины, подъемные краны, транспортеры, вычислительные машины, устройства робототехники: манипуляторы, автооператоры, промышленные роботы и др.).

Многочисленные разновидности машин отличаются осуществляемыми с их помощью производственными процессами. Общее сходство всех машин (в отличие от аппаратов) – наличие в них механизмов, предназначенных для передачи и преобразования движения.

Механизм – совокупность взаимосвязанных звеньев, допускающих их относительное движение и предназначенный для преобразования движения одного или нескольких звеньев в требуемые движения остальных звеньев.

Звено механизма – одна или несколько жестко соединенных деталей. Различают входные и выходные звенья механизма.

Входное звено – звено, которому сообщается движение, преобразуемое механизмом в требуемые движения других звеньев.

Выходное звено – звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм. В каждой паре совместно работающих звеньев в направлении силового потока различают **ведущие** и **ведомые** звенья.

Соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающих относительное движение, называют **кинематической парой**, например, винт и гайка, зубчатая передача, шарнир и т. д. По функциональному признаку кинематические пары могут быть вращательными, поступательными, винтовыми и т. д.

Все машины и механизмы состоят из деталей и узлов.

Деталь – изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала без применения сборочных операций. Детали объединяют в сборочные единицы и узлы.

Узел представляет собой законченную сборочную единицу, состоящую из ряда деталей, имеющих общее функциональное назначение (подшипник качения, муфта и т. д.).

Различают детали, узлы и механизмы общего и специального назначения.

Детали (узлы, механизмы) общего назначения встречаются во всех (или почти во всех) машинах с одними и теми же функциональными назначениями. Например, болты, валы, механические передачи, подшипники, муфты и другие узлы. Их теорию, расчет и конструирование изучают в курсе «Детали машин».

Детали (узлы) специального назначения применяют только в одном или нескольких типах машин (шпиндели станков, коленчатые валы, поршни, шатуны, канаты и т. п.). Их изучают в соответствующих специальных курсах.

Все детали, узлы и механизмы общего назначения делят на три основные группы: соединительные детали и соединения (сварные, резьбовые, шпоночные и др.); передачи вращательного движения (ременные, зубчатые, червячные и др.); детали и узлы, обслуживающие передачи (валы, подшипники, муфты и др.).

1.2. Основные требования, предъявляемые к машинам, их узлам и деталям

В соответствии с современными направлениями развития машиностроения к проектируемым машинам предъявляются следующие основные требования: высокая производительность и надежность; удобство

и безопасность обслуживания, экономичность в изготовлении и эксплуатации; небольшие габариты; низкая металлоемкость (масса) и энергоемкость; технологичность; максимальная взаимозаменяемость и унификация узлов и деталей; транспортабельность; соблюдение правил технической эстетики.

Машина должна быть проста в обслуживании и не требовать частого и сложного ремонта. Удобство обслуживания существенно влияет на надежность машин, производительность и качество труда. Всякая машина должна полностью удовлетворять требованиям техники безопасности.

Экономичность. Стоимость новых машин **при проектировании и изготовлении** определяется технологичностью конструкции, затратами на материалы и на изготовление ее деталей. Масса проектируемой машины – важнейший технико-экономический параметр. Часто этот параметр является исходным при проектировании (например, при проектировании самолетов, ракет и т. д.). Для снижения массы и стоимости машин во всех случаях, где это возможно, следует применять облегченные тонкостенные профили проката, а также прогрессивные методы изготовления деталей и узлов. Для снижения стоимости машин большое значение имеет замена дорогостоящих конструкционных материалов, таких как цветные металлы и их сплавы, а также легированные стали, более дешевыми материалами из металлопорошков, пластмасс и др.

Экономичность машины **при ее эксплуатации** зависит от точности изготовления и правильности монтажа ее деталей и узлов, своевременного и качественного обслуживания, что влияет на эксплуатационные расходы во время работы и на долговечность.

Технологичность – основа экономичности конструкции. Технологичной называют такую конструкцию, которая обеспечивает заданные эксплуатационные показатели при наименьших затратах времени, труда, материалов и средств на ее создание в конкретных условиях данного производства. Технологичность деталей машин в основном зависит от материала, формы и способа получения их заготовки, требуемой точности изготовления и шероховатости обрабатываемых поверхностей. При проектировании всегда следует предпочитать детали цилиндрической или конической формы, как наиболее простые и дешевые для обработки. Применяемые материалы должны быть пригодны для безотходной обработки (штамповка, прокатка и волочение, точное литье, сварка, лазерная обработка и т. д.) и ресурсосберегающей технологии.

Детали должны быть изготовлены таким образом, чтобы была возможна качественная сборка машины без применения дополнительных операций (подгонки, доработки и т. д.), которые являются очень трудоемкими (до 50% общей трудоемкости изготовления машин падает на сборочные операции). От качества сборки в большой степени зависит надежность машин. Поэтому при проектировании надо обращать огромное внимание на конструктивные особенности объекта, обеспечивающие удобство сборки и разборки узлов, дальнейший ремонт и быструю замену изношенных деталей, исключить ручные пригоночные операции.

1.3. Критерии работоспособности деталей машин

Работоспособность – состояние изделия, при котором оно способно выполнять заданные функции с параметрами, установленными нормативно-технической документацией. Основные критерии работоспособности деталей машин: прочность, жесткость, устойчивость, износостойкость, теплостойкость, виброустойчивость.

Прочность – главный критерий работоспособности для большинства деталей. Прочность – способность детали сопротивляться разрушению или возникновению пластических деформаций под действием приложенных к ней нагрузок. Различают разрушение деталей вследствие потери статической прочности или потери сопротивления усталости. Потеря статической прочности происходит тогда, когда значение рабочих напряжений превышает предел текучести σ_T для пластичных материалов или предел прочности σ_b для хрупких материалов. Это связано обычно со случайными перегрузками, не учтенными при расчетах, или со скрытыми дефектами деталей (раковины, трещины и т. п.). Потеря сопротивления усталости происходит в результате длительного действия переменных напряжений, превышающих предел выносливости материала, например σ_{-1} .

Основы расчета на статическую прочность изучают в курсе «Механика материалов». Общие методы расчетов на статическую прочность, а также расчеты на сопротивление усталости и контактную прочность здесь рассматривают в применении к конкретным деталям, уделяя особое внимание выбору расчетных схем и значений коэффициентов запаса прочности или допускаемых напряжений. Применяют два вида расчетов деталей машин: проектировочный и проверочный.

Проектировочный расчет выполняют в процессе разработки конструкции детали (машины) с целью определения ее требуемых размеров. В ряде случаев размеры деталей принимают конструктивно или руководствуясь практическими рекомендациями. Проектировочные расчеты основаны на ряде допущений и выполняются по допускаемым напряжениям как предварительные, так как на этой стадии проектирования практически невозможно учесть все факторы, влияющие на прочность деталей (концентрация напряжений и т. д.).

Проверочный расчет – уточненный, выполняют по рабочему чертежу сконструированной детали, когда известны ее форма и размеры, концентраторы напряжений и др. Проверочные расчеты производят в целях проверки соблюдения условия $\sigma \leq [\sigma]$ ($\tau \leq [\tau]$) или $S \geq [S]$ или определения допускаемой нагрузки, долговечности, температуры, устойчивости, прогибов и пр., где σ (τ) – соответственно расчетные нормальные (касательные) напряжения; S , $[S]$ – расчетный и допускаемый коэффициенты запаса прочности.

Расчетные напряжения (или основные размеры детали) определяют из условий прочности:

– растяжения (сжатия)

$$\sigma_{p(сж)} = \frac{F}{A} \leq [\sigma_{p(сж)}]; \quad (1.1)$$

– смятия

$$\sigma_{см} = \frac{F}{A} \leq [\sigma_{см}]; \quad (1.2)$$

– среза

$$\tau_{ср} = \frac{F}{A} \leq [\tau_{ср}]; \quad (1.3)$$

– изгиба

$$\sigma_{из} = \frac{M}{W} \leq [\sigma_{из}]; \quad (1.4)$$

– кручения

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_p} \leq [\tau_{кр}]; \quad (1.5)$$

из условия контактной прочности:

– при начальном касании по линии

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho} \cdot \frac{E}{2\pi(1-\mu^2)}} \leq [\sigma_H]; \quad (1.6)$$

– при начальном касании в точке

$$\sigma_H = c \sqrt{\frac{FE^2}{\rho^2}} \leq [\sigma_H], \quad (1.7)$$

где F – силы, вызывающие растяжение (сжатие), смятие, срез, Н; M, T – изгибающий и крутящий моменты, Н·мм; A – площадь растяжения (сжатия), смятия, среза, мм²; W, W_p – моменты сопротивления сечения при изгибе, кручении, мм³; q – удельная нагрузка, приходящаяся на единицу длины контактных линий, Н/мм; E – приведенный модуль упругости контактируемых тел, Н/мм²; μ – коэффициент Пуассона; c – коэффициент, зависящий от формы тел качения; ρ – приведенный радиус кривизны контактируемых тел, мм.

В случае сложного напряженного состояния в качестве расчетного принимается некоторое приведенное (эквивалентное) напряжение, полученное на основании одной из теорий прочности, наиболее приемлемой для рассматриваемого напряженного состояния и материала. Например, при совместном действии изгиба и кручения для пластичных материалов

$$\sigma_{\text{экр}} = \sqrt{\sigma_{\text{из}}^2 + (\sigma_T/\tau_T)^2 \tau^2} \leq [\sigma]. \quad (1.8)$$

Оценка прочности по значению допускаемых напряжений $[\sigma]$ удобна, так как на практике для однотипных деталей из данного материала, устоявшейся технологии их изготовления, стабильных условий нагружения разработана система допускаемых напряжений, обобщающая предшествующий опыт эксплуатации машин.

Широкое распространение получил расчет по коэффициентам запаса прочности S . При этом *выбор допускаемых коэффициентов запасов прочности $[S]$ является весьма ответственным этапом расчета*. Заниженное значение запаса прочности приводит к разрушению детали, а завышенное – к неоправданному увеличению массы детали и перерасходу материала. Большое число факторов, влияющих на запас прочности (степень ответственности детали, однородность материала, точность расчетных формул и определения расчетных нагрузок, условия

эксплуатации и пр.), создают значительные трудности при выборе значений запасов прочности. Поэтому в каждой отрасли машиностроения, на основании собственного опыта, вырабатывают свои нормы запасов прочности для конкретных деталей.

Жесткость – способность деталей сопротивляться упругим деформациям, изменению их формы и размеров под действием нагрузок. Жесткость наряду с прочностью является основным критерием расчета многих деталей (валов передач, станин станков и т. п.). Недостаточная жесткость (чрезмерная упругая деформация), например, вала может сказаться на правильности функционирования и прочности связанных с ним деталей зубчатых передач, подшипников, муфт и др.

Расчеты на жесткость предусматривают ограничение упругих деформаций деталей в пределах норм, установленных опытом эксплуатации машин.

Устойчивость – способность длинных и тонких стержней, подвергшихся сжатию силами, лежащими в их плоскости, и оболочек, испытывающих внешнее давление или осевое сжатие, сохранять первоначальную форму упругого равновесия.

Износостойкость – сопротивление трущихся деталей изнашиванию. Износ приводит к постепенному изменению размеров, формы и состояния поверхности детали вследствие изнашивания, т. е. разрушения ее поверхностного слоя при трении. При этом уменьшается прочность деталей, увеличиваются зазоры в подшипниках, направляющих, зубчатых зацеплениях и т. п. Увеличение зазоров вызывает дополнительные динамические нагрузки в соединениях, снижает мощность, КПД, надежность, точность и т. п. Характерным признаком повышенного износа является возрастание шума при работе машины.

Следует отметить, что из-за износа выходит из строя 80–90% деталей подвижных соединений машин. Это значительно увеличивает стоимость эксплуатации, вызывая необходимость проведения периодических ремонтных работ. Для многих типов машин за весь период их эксплуатации затраты на ремонт и техническое обслуживание в связи с изнашиванием в несколько раз превышают стоимость новой машины.

По условиям внешнего воздействия на поверхностный слой деталей различают следующие виды изнашивания: механическое (абразивное), коррозионно-механическое, изнашивание при заедании и др.

Механическое (абразивное) изнашивание возникает в результате режущего или царапающего действия твердых абразивных частиц – песка, пыли, грязи, продуктов изнашивания. Срезанные неровности,

мелкая стружка, частицы контактирующих поверхностей, отделяющиеся в результате механического срезания или усталостного выкрашивания и др., в процессе работы попадают в зону контакта поверхностей трения. При абразивном изнашивании износостойкость растет с увеличением твердости поверхностей.

Коррозионно-механическое изнашивание. В процессе работы происходят изменения в тонких поверхностных слоях, стимулирующие химическое взаимодействие металла трущихся поверхностей с компонентами окружающей среды. В результате на поверхности деталей появляются пленки (продукты коррозии), которые истираются под действием нормальных сил и сил трения. Этот вид повреждения поверхностей называется коррозионно-механическим изнашиванием. При наличии коррозии износостойкость деталей машин существенно уменьшается. Коррозия является причиной преждевременного разрушения многих машин.

Изнашивание при заедании. При больших значениях контактных напряжений σ_n (или давлений p) в результате разрушения защитных масляных пленок отдельные участки поверхностей трения могут вступать в такой тесный контакт, при котором приходят в действие силы молекулярного сцепления. Это явление называют схватыванием. В результате схватывания происходит вырывание из более мягкой поверхности частиц металла. Последние в виде наростов на более твердой поверхности, двигаясь, оставляют глубокие борозды на поверхности с меньшей твердостью. Повреждение поверхностей трения в виде борозд называется **задиром**. Задир – это наиболее опасный вид изнашивания.

Процесс возникновения и развития повреждений поверхностей трения вследствие схватывания называется **заеданием**. Заедание возможно и при достаточной смазке в результате резкого местного повышения температуры в зоне контакта (вызванного работой сил трения) до значения, при котором смазка теряет свои защитные свойства и возникает металлический контакт поверхностей трения. С повышением твердости и уменьшением пластичности растет сопротивление заеданию.

Интенсивность изнашивания, а следовательно, и срок службы детали зависят от свойств выбранного материала, термообработки, шероховатости поверхностей. Большое число факторов, влияющих на изнашивание, затрудняет создание обоснованных методов расчета на износостойкость деталей машин.

Повышение износостойкости деталей достигается: применением новых износостойких и коррозионно-стойких материалов; защитой от

абразивного воздействия (уплотнения); использованием специальных смазок и присадок к смазочным материалам, позволяющим создать защитную пленку на трущихся поверхностях; применением плазменных износостойких и антикоррозионных покрытий; покрытий из алмазной пленки; газотермического напыления порошков из твердых сплавов; лазерного упрочнения; вибрационного обкатывания.

Теплостойкость – способность конструкции сохранять работоспособность в пределах заданных температур в течение заданного срока службы. Перегрев деталей во время работы уменьшает их прочность и жесткость; снижает защитную способность масляного слоя, что повышает износ деталей или вызывает их заедание; уменьшает зазоры в сопряженных деталях, а это приводит к заклиниванию и поломке. Для установления нормального температурного режима механизма производится тепловой расчет, основанный на составлении теплового баланса. $Q_v = Q_{отв}$, где Q_v – количество выделившегося тепла в единицу времени, $Q_{отв}$ – количество отведенного тепла в единицу времени.

Виброустойчивость. Вибрации вызывают дополнительные переменные напряжения и, как правило, приводят к усталостному разрушению деталей, увеличению шума или снижению качества работы машин. Например, вибрации в металлорежущих станках снижают точность обработки и ухудшают качество поверхности обрабатываемых деталей. Особенно опасными являются резонансные колебания. В связи с повышением скоростей движения машины опасность вибраций возрастает, поэтому расчеты на колебания приобретают все большее значение.

1.4. Понятие о надежности.

Оценка надежности машин и пути ее повышения

Соблюдение указанных критериев работоспособности обеспечивает надежность конструкции в течение заданного срока службы. Надежность является одним из основных показателей качества машины. По надежности машины можно судить о качестве проектно-конструкторских работ, производства и эксплуатации.

Надежность – свойство детали или машины в целом выполнять заданные функции с сохранением эксплуатационных показателей в течение требуемого промежутка времени или требуемой наработки. Например, для стационарного двигателя наработка выражается в часах, для

автомобиля – в километрах пробега и т. п. Надежность можно определить для машины в целом или для отдельных ее узлов и деталей.

В результате неисправностей машин и их деталей возникают нарушения эксплуатационных показателей, вызывающие частичную или полную потерю их работоспособности. Событие, связанное с нарушением работоспособности машины (детали), называется **отказом**. Расчет надежности базируется на статистических данных об отказах машины (детали) при эксплуатации, проведении специальных испытаний и т. п.

Основным показателем надежности является вероятность безотказной работы P_t (или коэффициент надежности), т. е. вероятность того, что в заданном интервале времени или в пределах заданной наработки отказ машины (детали) не возникает. Вероятность безотказной работы машины (детали) до момента времени или конца наработки определяют по формуле

$$P_{(t)} \approx 1 - \frac{N_{(t)}}{N}, \quad (1.9)$$

где $N_{(t)}$ – число машин (деталей), отказавших к моменту времени или концу наработки t ; N – число машин (деталей), подвергнутых испытанию. Так, например, если $N = 300$ и $N_{(t)} = 27$, то надежность безотказной работы

$$P_{(t)} \approx 1 - \frac{27}{300} = 0,91. \quad (1.10)$$

Коэффициент надежности машины в целом равен произведению коэффициентов надежности составляющих элементов, входящих в состав машины:

$$P_{(t)} = P_{1(t)} P_{2(t)} \dots P_{n(t)} \quad (1.11)$$

Из формулы (1.10) следует, что надежность более сложного изделия (машины, механизма) всегда меньше надежности более простого и снижается с увеличением числа элементов, составляющих сложное изделие.

Лекция 2

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

2.1. Общие сведения о передачах. Назначение, классификация передач. Механические передачи

Передачей в общем смысле называется устройство для передачи энергии на расстояние.

В современном машиностроении применяются следующие передачи: механические, пневматические, гидравлические, электрические. В курсе «Детали машин» изучаются только наиболее распространенные механические передачи.

Механическими передачами называют механизмы, служащие для передачи механической энергии на расстояние.

Большинство современных машин создается по схеме: двигатель – передача (передаточный механизм) – исполнительный орган машины (рисунок).

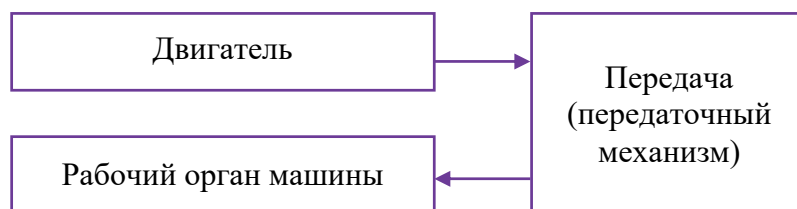


Схема машины

Как правило, двигатели для уменьшения массы и габаритов выполняют быстроходными с узким диапазоном регулирования скоростей. В связи с этим непосредственное соединение двигателя с рабочим органом машины применяется редко (вентиляторы); как правило, между ними устанавливают промежуточный механизм – передачу. Передаточный механизм может содержать одну или несколько передач.

Функции передачи энергии совмещают с решением следующих основных задач:

– согласование угловых скоростей исполнительных органов машин двигателей (двигатели имеют большие скорости, исполнительные

органы машины для выполнения своих функций часто требуют больших моментов при относительно малых скоростях);

– регулирование и реверсирование (изменение направления) скорости исполнительного органа машины при постоянной угловой скорости двигателя; преобразование вращательного движения двигателя в поступательное или другое движение исполнительного органа машины;

– приведение в движение нескольких исполнительных органов (с различными скоростями движения) от данного двигателя.

Наиболее распространены механические передачи вращательного движения, что связано с возможностью обеспечения его непрерывности и равномерности при малых потерях на трение.

По принципу движения от ведущего звена к ведомому механические передачи делятся на две группы: 1) передачи трением, имеющие непосредственный контакт жестких тел (фрикционные) или гибкую связь (ременные); 2) передачи зацеплением, имеющие непосредственный контакт твердых тел (зубчатые, винтовые и червячные) или гибкую связь (цепные, зубчатые ременные).

2.2. Основные кинематические, силовые и энергетические соотношения в механических передачах вращательного движения

Звено передачи, получающее движение от двигателя, называется ведущим, звено, которому передается движение, называется ведомым; кроме того, в передачах бывают промежуточные звенья.

Передача, состоящая только из ведущего и ведомого звеньев, называется одноступенчатой. Параметры одноступенчатой передачи, относящиеся к ведущему звену, обозначают с индексом «1», а к ведомому – «2».

Основные параметры передач: мощность P_1 на ведущем и P_2 на ведомом валах, кВт; угловая скорость ω_1 ведущего и ω_2 ведомого валов, с^{-1} , или частота вращения n_1 ведущего и n_2 ведомого валов, мин^{-1} ; крутящий момент T_1 ведущего и T_2 ведомого валов.

Кроме основных, различают производные характеристики: коэффициент полезного действия (КПД) передачи:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}; \quad (2.1)$$

окружная скорость ведущего или ведомого звена, м/с:

$$v = \frac{\omega d}{2} = \frac{\pi n d}{60}, \quad (2.2)$$

где d – диаметр колеса, шкива и т. д., м. При отсутствии скольжения окружные скорости обоих звеньев равны, т. е. $v_1 = v_2$; окружная сила передачи, Н:

$$F_t = \frac{P}{v} = \frac{2T}{d}, \quad (2.3)$$

где P – мощность, Вт; v – окружная скорость, м/с; T – крутящий момент, Н·м.

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{F_t d}{2}. \quad (2.4)$$

Зависимость между крутящими моментами на валах имеет вид

$$T_2 = T_1 \eta u, \quad (2.5)$$

где η – КПД; u – передаточное число.

Передаточным отношением i называется отношение угловой скорости ведущего звена к угловой скорости ведомого звена. Передаточное отношение может быть больше, меньше или равно единице.

Передаточным числом u передачи называется отношение большей угловой скорости к меньшей. Передаточное число не может быть меньше единицы.

По определению, передаточное число, которое и будет использоваться в формулах, имеет вид

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}. \quad (2.6)$$

Для зубчатой передачи, понижающей угловую скорость, передаточное число находится следующим образом:

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (2.7)$$

где z_1 – число зубьев шестерни (зубчатого колеса с меньшим числом зубьев); z_2 – число зубьев колеса (зубчатого колеса с большим числом зубьев).

Передачи, у которых угловая скорость ведомого звена меньше угловой скорости ведущего, называются понижающими; в противном случае передачи называются повышающими, или мультипликаторами, или ускорителями. Примерами таких передач являются приводы центрифуг, сепараторов и т. д.

Закрытая передача, собранная в отдельном корпусе и предназначенная для понижения угловых скоростей и повышения вращающих моментов, называется редуктором.

В зависимости от устройства передачи передаточное число может быть постоянным или переменным – регулируемым в определенных пределах по ступенчатому (коробки скоростей с зубчатыми колесами) или плавному бесступенчатому (вариаторы) закону. Передачи ступенчатого регулирования с зубчатыми колесами обладают высокой работоспособностью и поэтому широко применяются в транспортном машиностроении, станкостроении. Передачи бесступенчатого регулирования обладают меньшей нагрузочной способностью и имеют ограниченное применение.

Если одной передачей нельзя обеспечить требуемое передаточное число, то применяют ряд последовательно соединенных одноступенчатых передач, так называемую многоступенчатую передачу.

Ее общее передаточное число

$$u_{\text{общ}} = u_1 u_2, \quad (2.8)$$

где u_1 и u_2 – передаточные числа каждой ступени.

Общий КПД многоступенчатой передачи

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n, \quad (2.9)$$

где $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ – КПД каждой кинематической пары (ременной, зубчатой, червячной), а также других звеньев привода, где имеются потери мощности (подшипники, муфты).

Лекция 3

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

3.1. Общие сведения о зубчатых передачах

Зубчатой передачей называется трехзвенный механизм, в котором два подвижных звена являются зубчатыми колесами, образующими с неподвижным звеном вращательную или поступательную пару.

Примечание. Зубчатое колесо с меньшим числом зубьев называется шестерней, с большим числом зубьев – колесом. Индекс «1» относится к шестерне, индекс «2» – к колесу.

3.2. Классификация

По взаимному расположению геометрических осей колес зубчатые передачи бывают:

- с параллельными осями (цилиндрические);
- пересекающимися осями (конические);
- со скрещающимися (червячные, конические гипоидные, винтовые).

В зависимости от расположения зубьев на ободке колес различают передачи:

- прямозубые;
- косозубые;
- шевронные;
- с круговыми зубьями.

В зависимости от формы профиля зуба передачи бывают:

- эвольвентные;
- неэвольвентные (зацепление Новикова, циклоидальные).

Примечание. В современном машиностроении широко применяется эвольвентное зацепление. Эвольвентное зацепление предложено Л. Эйлером в 1760 г,

В 1954 г. М. Л. Новиков предложил принципиально новое зацепление, в котором профиль зуба очерчен дугами окружностей.

Это зацепление возможно лишь при косых зубьях. Благодаря высокой несущей способности зацепление М. Л. Новикова весьма перспективно.

Циклоидальное зацепление в настоящее время сохранилось в приборах и часах.

В зависимости от взаимного расположения колес зубчатые передачи бывают:

- внешнего зацепления;
- внутреннего зацепления.

В зависимости от конструктивного исполнения различают открытые и закрытые зубчатые передачи.

В открытых передачах зубья колес не защищены от влияния окружающей среды. Закрытые передачи помещаются в пыле- и влагонепроницаемые корпуса и работают в масляной ванне.

В зависимости от окружной скорости такие передачи бывают:

- тихоходные ($V \leq 3$ м/с);
- среднескоростные ($3 < V \leq 15$ м/с);
- скоростные ($15 < V \leq 40$ м/с);
- быстроходные ($V > 40$ м/с).

3.3. Достоинства и недостатки зубчатых передач

Достоинства:

– высокая надежность работы в широком диапазоне нагрузок и скоростей;

- малые габариты;
- большая долговечность;
- высокий КПД, достигающий в цилиндрической передаче 0,99;
- сравнительно малые нагрузки на валы и подшипники;
- постоянство передаточного отношения;
- простота обслуживания.

Недостатки:

– высокие требования к точности изготовления и монтажа;

– незащищенность от перегрузок;

– вибрации, причиной появления которых является неточное изготовление и неточная сборка передач (в результате этого могут возникать значительные динамические нагрузки);

- шум при работе, особенно при значительных скоростях;
- невозможность бесступенчатого изменения передаточного отношения.

3.4. Основы теории эвольвентного зацепления

В зубчатых передачах вращение от одного колеса к другому передается силами в точках контакта боковых поверхностей зубьев. Поверхности взаимодействующих зубьев, обеспечивающие постоянное передаточное число, называют сопряженными. Для получения таких поверхностей профили зубьев должны быть очерчены кривыми, подчиняющимися определенным законам. Эти законы вытекают из **основной теоремы эвольвентного зацепления**: общая нормаль NN к профилям зубьев, проведенная через точку их касания S (рис. 3.1, а), в момент прохождения через полюс зацепления Π делит межосевое расстояние O_1O_2 на отрезки обратно пропорционально угловым скоростям.

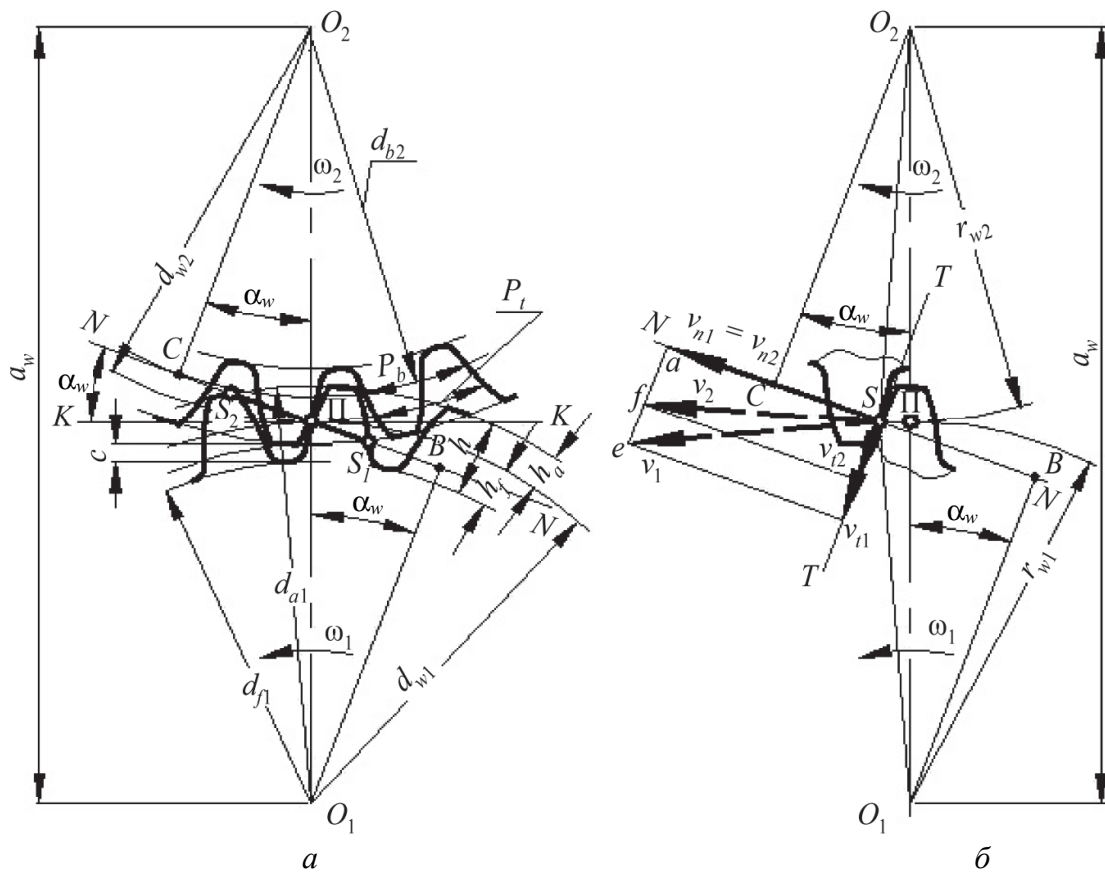


Рис. 3.1. Схема эвольвентного зацепления

Следствие. Постоянное передаточное число пары зубчатых колес обеспечивается тем, что полюс зацепления Π сохраняет неизменное свое положение на межосевой линии, так как при вращении колес положение центров O_1 и O_2 не меняется.

При вращении колес точка зацепления S эвольвентных профилей перемещается по общей нормали NN , которая является траекторией общей точки контакта зубьев при ее движении и называется линией зацепления. Так как сила давления F_n профиля зуба шестерни на профиль зуба колеса может передаваться только по общей нормали NN к обоим профилям, то линия зацепления является одновременно линией давления.

При вращении колес вследствие неравенства касательных составляющих v_{t1} и v_{t2} окружных скоростей (см. рис. 3.1, б) возникает относительное скольжение рабочих участков профилей. Чем дальше от полюса Π , тем больше разница и больше скольжение. Максимальное скольжение наблюдается в крайних точках зацепления (на ножках и головках зубьев). В полюсе зацепления скольжение отсутствует, т. к. $v_{t1} = v_{t2}$.

При переходе через полюс зацепления Π изменяется направление скольжения.

3.5. Геометрические параметры колес и передач эвольвентного зацепления

Основная окружность d_b (см. рис. 3.1) служит для формирования эвольвентного профиля зубьев. Общая нормаль NN (линия зацепления) является касательной к основным окружностям центров ab_1 и ab_2 , т. е. O_1B и O_2C перпендикулярны к нормали. По линии зацепления при перекатывании зубьев перемещается точка зацепления S для одной пары зубьев от S_1 до S_2 .

Угол зацепления α_w – это угол между линией зацепления NN и перпендикуляром KK к линии центров O_1O_2 , проведенным через полюс зацепления Π . Его значение стандартизировано – $\alpha_w \approx 20^\circ$.

Начальные окружности d_{w1} и d_{w2} – это окружности, по которым зубчатые колеса перекатываются без скольжения. Начальные окружности являются сопряженными, т. е. это понятие относится к паре зубчатых колес. У отдельного колеса начальная окружность не известна до тех пор, пока не известны парное колесо и межосевое расстояние. При изменении межосевого расстояния a_w диаметры d_{w1} и d_{w2} также изменяются, так как $a_w = (d_{w1} + d_{w2}) / 2$.

Делительная окружность d_1 и d_2 делит зуб на две части: головку зуба h_a и ножку зуба h_f .

При изменении a_w делительный диаметр d не изменяется. Если в передаче $a_w = (d_1 + d_2) / 2$, то начальные и делительные окружности

совпадают ($d = d_w$), что характерно для большинства зубчатых передач. В дальнейшем рассматривается именно такой случай.

Окружной делительный шаг P_t – расстояние между одноименными профилями соседних зубьев, измеренное по дуге делительной окружности.

Шаг зубьев складывается из **окружной толщины зуба** (s_t) и **ширины впадины** (e_t). $P_t = S_t + e_t$.

Шаг по основной окружности P_b , который связан с окружным шагом зависимостью $P_b = P \cos \alpha_w$.

Модуль зубьев m является основным параметром зубчатого колеса. Для пары, находящейся в зацеплении, модуль должен быть одинаковым. Для обеспечения взаимозаменяемости зубчатых колес и унификации зуборезного инструмента модули зубьев для цилиндрических и конических передач регламентированы стандартом.

Стандарт распространяется на цилиндрические и конические зубчатые колеса с прямыми зубьями и устанавливает: для цилиндрических колес – значения нормальных модулей, для конических – значения внешних окружных делительных модулей.

Окружной модуль – линейная величина, в π раз меньше шага, измеренного по делительной окружности: $m_t = P / \pi$. Для удобства расчетов и измерения зубчатых колес модуль выражается через делительный диаметр d и число зубьев z . Длина делительной окружности $\pi d = P_z z$, откуда $d = (P_z z) / \pi = m z$ или $m_t = d / z$. Таким образом, модуль – часть делительного диаметра, приходящаяся на один зуб.

Высота зуба h – расстояние между окружностями вершин и впадин зубьев цилиндрического зубчатого колеса: $h = h_a + h_f$, где h_a – высота головки; h_f – высота ножки зуба.

В соответствии со стандартным исходным контуром для цилиндрических зубчатых колес, $h_a = m$; $h_f = h_a + c$, где c – радиальный зазор, равный расстоянию между вершиной и впадиной сопряженных зубьев шестерни и колеса в положении, когда точка зацепления S находится в полюсе зацепления П. Значение $c = (0,2 \text{ или } 0,25)m$. Тогда $h_f = m + (0,2; 0,25)m = (1,2; 1,25)m$; $h = m + (1,2; 1,25)m = (2,2; 2,25)m$.

Диаметр вершин зубьев – это окружность, ограничивающая высоту зубьев:

$$d_a = d + 2h_a = mz + 2m = m(z + 2). \quad (3.1)$$

Диаметр впадин – это окружность, ограничивающая глубину впадин:

$$d_f = d - 2h_f = mz - (1,2; 1,25)m = m(z - (1,2; 1,25)). \quad (3.2)$$

Коэффициент торцевого перекрытия ε_α – это отношение длины активной линии зацепления g_α (см. рис. 3.1) к основному шагу P_b . Длина активной линии зацепления g_α – это отрезок линии зацепления, отсекаемый окружностями вершин зубьев обоих колес. Он определяет начало (точка S_1) и конец (S_2) зацепления зубьев.

Для непрерывного зацепления и плавного хода передачи необходимо, чтобы до выхода из зацепления одной пары зубьев другая пара вошла в зацепление. Только в этом случае обеспечивается перекрытие работы одной пары зубьев другой и соблюдается условие непрерывной работы передачи – $\varepsilon_\alpha > 1$. Если $\varepsilon_\alpha < 1$, то произойдет размыкание контакта между зубьями.

Коэффициент ε_α характеризует плавность зацепления и показывает, сколько зубьев в среднем находится одновременно в зацеплении. Например, при $\varepsilon_\alpha = 1,4$ в течение 40% времени в зацеплении находится две пары зубьев, а в течение 60% – одна. Таким образом, с увеличением ε_α повышаются плавность хода и нагрузочная способность.

Межосевое расстояние цилиндрической передачи с внешним и внутренним зацеплением $a_w = (d_1 + d_2)/2 = m(z_1 + z_2) / 2$ называется делительным межосевым расстоянием.

3.6. Кинематика

Передаточное число определяется по формуле

$$U = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}. \quad (3.3)$$

3.7. Силы в зацеплении

В зацеплении зубчатых передач действуют две силы: нормальная (F_n) и сила трения. Сила трения относительно невелика, и ее не учитывают в практических расчетах. Нормальная сила рассматривается в полюсе зацепления Π и направлена вдоль общей нормали NN (рис. 3.1, б и 3.2).

Для удобства проведения расчетов нормальную силу раскладывают на составляющие (рис. 3.2):

- окружную или тангенциальную (F_t);
- радиальную (F_r);
- осевую (F_a).

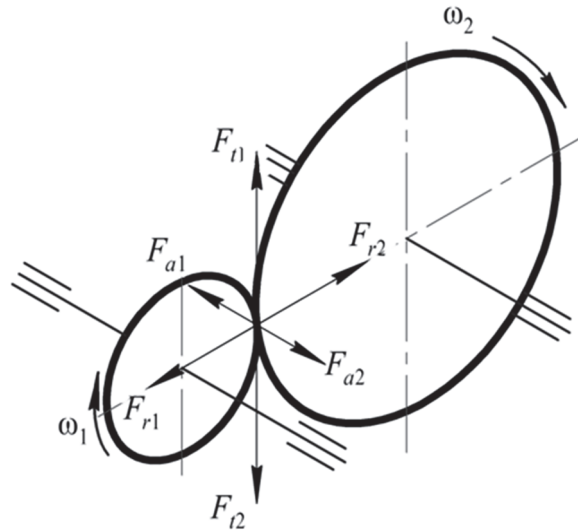


Рис. 3.2. Схема сил в цилиндрической косозубой зубчатой передаче

Все три составляющие действуют в зацеплении косозубых и шевронных зубчатых передачах. В прямозубых цилиндрических передачах нормальная сила раскладывается на две составляющие: окружную и радиальную.

$$F_t = F_n \cos \alpha_w = \frac{2T_2}{d_2}; \quad F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w. \quad (3.4)$$

В косозубых цилиндрических передачах нормальная сила раскладывается на три составляющие: окружную, радиальную и осевую:

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta}, \quad F_a = F_t \operatorname{tg} \beta, \quad (3.5)$$

где $F_t = \frac{2T_2}{d_2}$; β – угол наклона зубьев.

3.8. Виды повреждения зубьев

В процессе работы зубчатых передач возможны следующие виды разрушения зубьев колес: поломка (в результате действия знакопеременных напряжений изгиба); усталостное выкрашивание активных поверхностей зубьев (в результате действия переменных контактных напряжений); износ активных поверхностей зубьев,

заедание (при больших контактных напряжениях и повышенной температуре). Из опыта эксплуатации установлено, что наиболее вероятными причинами отказов являются усталостное выкрашивание и поломка зубьев.

3.9. Материалы для изготовления зубчатых колес

Материалы зубчатых колес выбирают в зависимости от назначения и условий работы передачи, размеров зубчатых колес, типа производства (единичное, серийное, массовое), а также технологических соображений. Чаще всего применяют углеродистые или легированные стали, реже чугуны и пластмассы.

Кованые стали. Термически обработанные стали являются основным материалом зубчатых колес. Термообработку производят для увеличения твердости. В зависимости от твердости стальные зубчатые колеса разделяют на две группы.

Первая группа – колеса с твердостью ≤ 350 НВ. Термообработка – нормализация или улучшение – производится до нарезания зубьев. При этом можно получить высокую точность без применения дорогих отделочных операций. Колеса хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению при динамических нагрузках. Для лучшей приработки зубьев и равномерного их изнашивания рекомендуется твердость зубьев шестерни назначать больше твердости колеса на 20–80 единиц НВ в зависимости от вида передачи. Эта рекомендация вызвана тем, что зуб шестерни за один оборот колеса входит в зацепление с зубьями колеса в передаточное число раз больше, а поэтому возможность усталостного разрушения ее выше. Это позволяет дополнительно повысить нагрузочную способность передач на 25–30%. Колеса с твердостью ≤ 350 НВ обладают сравнительно невысокой прочностью. Однако благодаря технологическим преимуществам широко применяются в условиях единичного и мелкосерийного производства в мало- и средненагруженных передачах.

Вторая группа – колеса с твердостью > 350 НВ (> 35 HRC₉). Высокая твердость рабочих поверхностей зубьев достигается объемной и поверхностной закалкой, а также химико-термической обработкой (ХТО) (цементация, нитроцементация, азотирование). При этом допускаемые контактные напряжения, а следовательно, нагрузочная способность передачи увеличиваются в несколько раз по сравнению с нормализованными

и улучшенными сталями. Возрастают также износостойкость и стойкость против заедания. При твердости зубьев обоих колес >350 НВ они не прирабатываются. Для неприрабатывающихся зубчатых колес не требуется обеспечивать разность твердости зубьев шестерни и колеса. Нарезание зубьев при высокой твердости затруднено. Поэтому зубья нарезают до термообработки, а отделку их производят после термообработки и применяют исключительно в условиях крупносерийного и массового производства в средне- и высоконагруженных передачах.

Стальное литье обладает пониженной прочностью и используется обычно для колес крупных размеров, работающих в паре с ковальной шестерней. Применяют стали 35Л, 40Л, 45Л, 40ГЛ. Литые колеса подвергают нормализации или улучшению.

Чугуны. Для тихоходных и малонагруженных открытых и реже закрытых передач зубчатые колеса изготавливают из серого чугуна марок от СЧ18 до СЧ35, а также высокопрочного чугуна. Зубья чугунных колес хорошо прирабатываются и хорошо противостоят усталостному разрушению и заеданию в условиях бедной смазки.

Пластмассы. Применяются в быстроходных малонагруженных передачах обычно для шестерен, работающих в паре с металлическими колесами. Зубчатые колеса из пластмасс отличаются бесшумностью и плавностью хода. Наибольшее распространение имеют текстолит, лигнофоль, капролон, полиформальдегид и др.

При выборе марки сталей для зубчатых колес кроме твердости необходимо учитывать размеры заготовки. При этом материал для шестерни и колеса желательно применять одной и той же марки стали, но с различной твердостью (различной термообработкой).

Лекция 4

ЗУБЧАТЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ КОСОЗУБЫЕ И ШЕВРОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Как выше отмечалось, в зависимости от расположения зубьев на ободе колеса различают прямозубые, косозубые и шевронные зубчатые цилиндрические передачи. Среди названных – прямозубые являются самыми простыми с точки зрения сложности изготовления. В прямозубой передаче зубья входят в зацепление сразу по всей длине. Это явление сопровождается ударами и шумом, сила которых возрастает с увеличением окружной скорости колес. Как правило, применяется в открытом и реже в закрытом исполнении.

Значения u ограничиваются габаритами передачи. Рекомендуется принимать $u < 5,0$. Основные геометрические размеры определяют в зависимости от модуля и числа зубьев.

4.1. Зубчатые цилиндрические косозубые и шевронные передачи

Косозубая передача. Цилиндрические колеса, у которых зубья расположены по винтовой линии на делительном цилиндре, называются винтовыми или чаще – косозубыми (рис. 4.1). В отличие от прямозубой, в косозубой передаче зубья входят в зацепление не сразу по всей длине, а постепенно, передавая нагрузку на несколько зубьев. В результате повышается нагрузочная способность, увеличивается плавность работы передачи, уменьшаются шум и динамические нагрузки. С увеличением угла наклона β линии зуба плавность зацепления и нагрузочная способность передачи увеличиваются, но при этом возрастает и осевая сила F_a , что нежелательно (см. ниже). Поэтому β принимается от 8° до 26° . Косозубая передача применяется в ответственных механизмах при средних нагрузках и средних или высоких скоростях.

Основные геометрические размеры зависят от модуля и числа зубьев. При расчете косозубых колес учитывают два шага (рис. 4.1): нормальный P_n в нормальном сечении $n-n$ и окружной P_t в торцевом

сечении $t-t$, при этом $P_n = P_t \cos\beta$. Соответственно, имеем и два модуля: $m_n = p_n / \pi$ и $m_t = p_t / \pi$, при этом $m_n = m_t \cos\beta$, где m_t и m_n – соответственно окружной и нормальный модули зубьев. За расчетный принимают m_n , значение которого не зависит от угла наклона β и должно соответствовать стандартному.

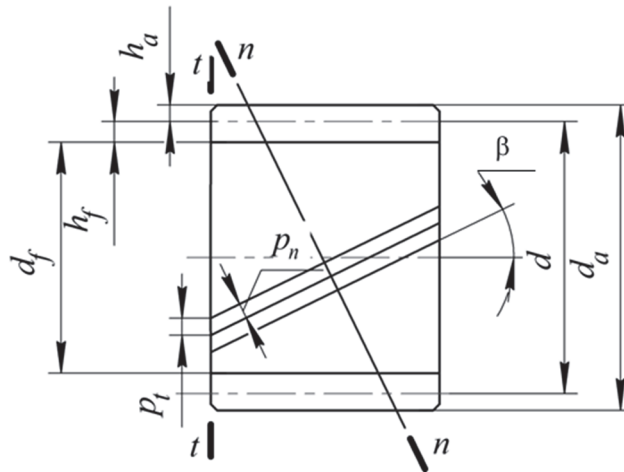


Рис. 4.1. Косозубое колесо

Диаметры делительной и начальной окружности:

$$d = d_w = m_n z = \frac{m_t z}{\cos\beta}. \quad (4.1)$$

Диаметры вершин и впадин зубьев:

$$d_a = d + 2m_n; \quad (4.2)$$

$$d_f = d - 2,5m_n. \quad (4.3)$$

Межосевое расстояние:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{d_1(U+1)}{2} = \frac{m_t(Z_1 + Z_2)}{2} = \frac{m_n(Z_1 + Z_2)}{2 \cos\beta}. \quad (4.4)$$

Эквивалентное колесо. Профиль зуба определяют его размеры и форма в нормальном сечении. Форму зуба в нормальном сечении принято определять через параметры эквивалентного прямозубого колеса (рис. 4.2). Нормальное к линии зуба сечение $N-N$ делительного цилиндра имеет форму эллипса. Из курса аналитической геометрии известно, что радиус кривизны эллипса

$$r_v = \frac{d}{2 \cos^2 \beta}. \quad (4.5)$$

Профиль зуба в этом сечении достаточно близко совпадает с профилем приведенного прямозубого колеса, называемого эквивалентным, делительный диаметр которого $d_v = 2r_v = d / \cos^2\beta$, а эквивалентное число зубьев

$$Z_v = \frac{d_v}{m_n} = \frac{d}{m_n \cos^2\beta} = \frac{m_t z}{m_t \cos^3\beta}, \text{ или } z_v = \frac{z}{\cos^3\beta}, \quad (4.6)$$

где z – действительное число зубьев косозубого колеса. Увеличение z_v с увеличением β – одна из причин повышения прочности косозубых передач.

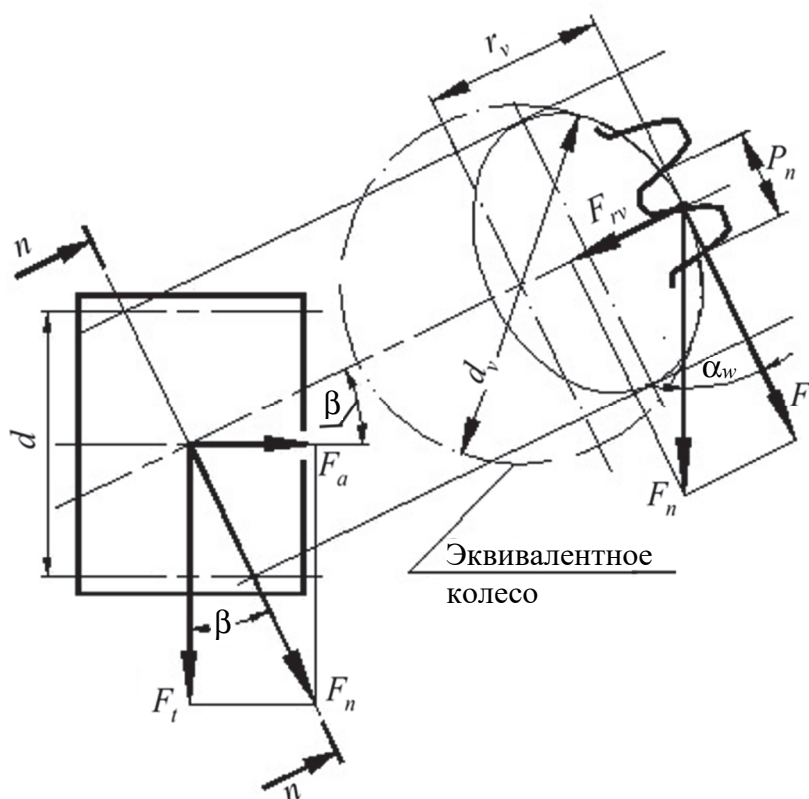


Рис. 4.2. Эквивалентное колесо

Шевронная передача. Для того чтобы исключить недостаток косозубых передач (осевую силу F_a) и сохранить их преимущества, применяют шевронные передачи. Шевронное колесо – сдвоенное косозубое колесо, выполненное как одно целое. Каждая половина колеса нарезана со встречным углом наклона β линии зуба (рис. 4.3). Вследствие равного направления линии зубьев на полушевронах осевые силы $F_a / 2$ взаимно уравновешиваются и на валы и подшипники не передаются. Это позволяет принимать у шевронных колес угол $\beta = 25\text{--}40^\circ$, что

повышает нагрузочную способность передачи и плавность работы. Шевронные колеса изготавливаются с дорожкой шириной a в середине колеса (см. рис. 4.3) для выхода режущего инструмента или без дорожки. Ширина дорожки принимается обычно $a = (10-15)t$.

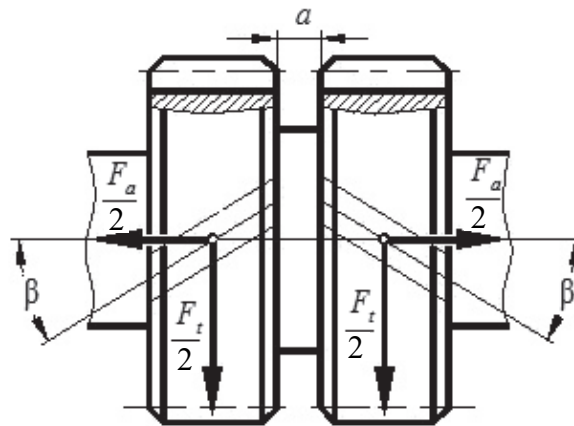


Рис. 4.3. Шевронное колесо

Колеса без дорожки нарезают на специальных малопроизводительных станках, поэтому их применяют реже, чем колеса с дорожкой. Применяют в высоконагруженных быстроходных передачах. Недостаток их – высокая стоимость изготовления. Геометрические параметры и прочностные расчеты этих колес подобны расчетам косозубой передачи.

4.2. Особенности расчета

Критерии работоспособности. Зубчатые передачи рассчитываются на прочность по усталостному контактному напряжению (σ_H) и усталостному изгибу зуба (σ_F). При этом для закрытых зубчатых передач проектный расчет ведется по усталостной контактной прочности (σ_H), а проверка производится на усталостную контактную прочность (σ_H) и усталостный изгиб (σ_F). Для открытых зубчатых передач и проектный, и проверочный расчеты ведутся только по напряжениям усталостного изгиба (σ_F).

Допускаемые напряжения. Расчет допускаемых контактных напряжений ведется по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlimb} K_{HL}}{[S_H]}, \quad (4.7)$$

где σ_{Hlimb} – предел контактной выносливости рабочих поверхностей зубьев, соответствующий базе испытаний N_{H0} (числу циклов перемены напряжений) и зависит от термообработки и твердости поверхности зубьев; K_{HL} – коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагрузки передачи; для длительно работающих передач $K_{HL} = 1$. Стандартом установлен для зубчатых редукторов общего назначения срок службы 4000 ч; $[S_H]$ – допускаемый коэффициент безопасности, зависящий от однородности материала зуба, определяемый термообработкой ($[S_H] = 1,1$ при нормализации, улучшении, объемной закалке, $[S_H] = 1,2$ – при поверхностной закалке, цементации и азотировании).

При расчете прямозубых передач в качестве допускаемого напряжения принимают $[\sigma_H]$ того зубчатого колеса, для которого оно меньше; как правило, это $[\sigma_{H2}]$. При расчете косозубых и шевронных передач в формулы подставляют среднее допускаемое контактное напряжение: $[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}])$, при этом оно не должно превышать $1,2[\sigma_{H2}]$. Расчет допускаемых усталостных напряжений при изгибе ведется по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flimb} K_F K_{FL}}{[S_F]}, \quad (4.8)$$

где σ_{Flimb} – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базе испытаний N_{F0} , берется из таблицы с учетом термообработки и марки стали; K_F – коэффициент реверсивности нагрузки, $K_F = 1$ при одностороннем приложении нагрузки, $K_F = 0,7-0,8$ при двухстороннем, реверсивном приложении нагрузки; K_{FL} – коэффициент долговечности, зависящий от срока службы и режима нагрузки, для длительно работающей передачи $K_{FL} = 1$; $[S_F]$ – допускаемый коэффициент безопасности, $[S_F] = 1,75$ – для зубчатых колес, изготовленных из поковок и штамповок, $[S_F] = 2,3$ – из литых заготовок.

Расчет на контактную прочность. В основу расчета положена формула Герца, описывающая величину контактных напряжений двух цилиндров с параллельными осями:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{qE_1E_2}{\pi\rho_{пр} \left(E_1(1-\mu_1^2) + E_2(1-\mu_2^2) \right)}}, \quad (4.9)$$

где σ_H – расчетное значение контактных напряжений; q – удельная нагрузка; E_1, E_2 – модули упругости материалов цилиндров;

μ_1, μ_2 – коэффициенты Пуассона материалов цилиндров; $\rho_{пр}$ – приведенный радиус кривизны контактных поверхностей.

В результате проектного расчета находят межосевое расстояние по формуле

$$a_w = K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{u^2 \psi_{ba} [\sigma_H]^2}}, \quad (4.10)$$

где K_a – вспомогательный коэффициент, для прямозубых передач $K_a = 495$, для косозубых – $K_a = 430$; u – передаточное число; T_2 – момент вращения на колесе; $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца; ψ_{ba} – коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию; $[\sigma_H]$ – допускаемые контактные напряжения.

После уточнения геометрических параметров выполняют проверочный расчет на контактные усталостные напряжения:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{T_1 k_{H\alpha} k_{H\beta} k_{H\nu} (u + 1)}{b_2 d_1^2 u}}, \quad (4.11)$$

где Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев (при $\alpha_w = 20^\circ$ $Z_H = 1,76$); Z_M – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных колес; Z_ε – коэффициент, учитывающий влияние коэффициента торцевого перекрытия.

При этом должно выполняться следующее условие:

$$0,9[\sigma_H] \leq \sigma_H \leq 1,05[\sigma_H]. \quad (4.12)$$

Если эти условия не соблюдаются, то необходимо, соответственно, изменить или коэффициент ширины венца ψ_{ba} , или модуль m либо назначить другие материалы колес или другую термообработку и расчет повторить.

Расчет на усталостный изгиб зубьев цилиндрических зубчатых передач. Ориентировочное значение модуля m , мм, вычисляют по формуле

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{F\beta} Y_F}{U_\phi Z_1^2 \psi_{bd} [\sigma_F]}}, \quad (4.13)$$

где K_m – вспомогательный коэффициент ($K_m = 14$ для прямозубых передач); T_2 – крутящий момент на тихоходном валу (валу колеса), Н·м; $K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца; Y_F – коэффициент формы зуба.

После уточнения геометрических параметров выполняют проверочный расчет на усталостные напряжения изгиба:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_w m_{ст}} K_F Y_F Y_\beta Y_\varepsilon, \quad (4.14)$$

где F_t – окружная сила, Н; b_w – рабочая ширина венца, мм ($b_w = b_2$); $m_{ст}$ – стандартный модуль, мм; K_F – коэффициент нагрузки; Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зуба (для прямозубых передач $Y_\beta = 1$); Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев (для прямозубых передач $Y_\varepsilon = 1$).

При этом должно выполняться следующее условие:

– для открытых передач

$$0,9[\sigma_F] \leq \sigma_F \leq 1,05[\sigma_F]; \quad (4.15)$$

– для закрытых передач

$$\sigma_F \leq 1,05[\sigma_F]. \quad (4.16)$$

Если эти условия не соблюдаются, то необходимо, соответственно, изменить или коэффициент ширины венца ψ_{ba} , или модуль m либо назначить другие материалы колес или другую термообработку и расчет повторить.

Лекция 5

КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

5.1. Конические зубчатые передачи. Геометрические и кинематические параметры прямозубых конических зубчатых передач

Конические зубчатые передачи (рис. 5.1), являющиеся разновидностью зубчатых передач, позволяют передавать вращательный момент под углом в широком диапазоне $\Sigma = 10\text{--}170^\circ$. Чаще применяются конические передачи с межосевым углом 90° , которые и рассматриваются ниже.

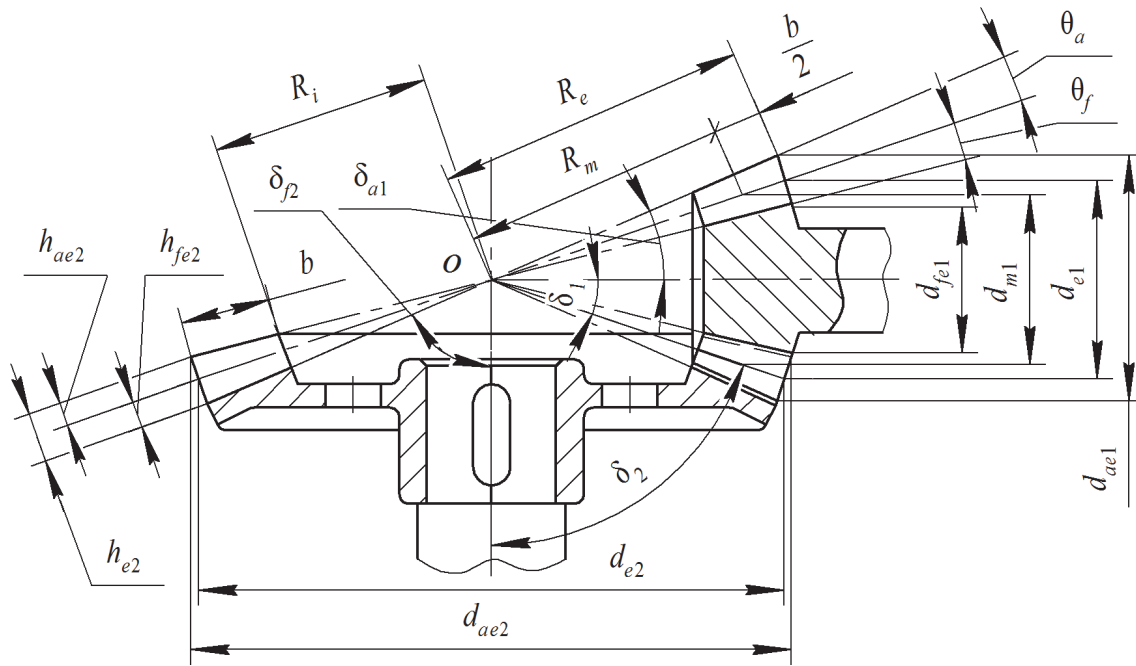


Рис. 5.1. Схема конического зацепления

Конические колеса с прямыми зубьями. Они нашли применение во всех областях машино- и приборостроения, т. к. входят в состав силовых и кинематических передач при окружных скоростях до 3 м/с (для шлифованных колес до 8 м/с).

С тангенциальными (косыми) зубьями применяются обычно при $m \geq 8$ мм и скоростях до 15 м/с.

Конические колеса с круговым зубом. Используют в силовых передачах транспортных машин, в быстроходных приборах. Работают при скоростях до 30 м/с (иногда до 100 м/с).

Достоинства:

- передача вращательного движения между валами, расположенными под углом;
- выше КПД по сравнению с червячными передачами (также передают механическую энергию под углом).

Недостатки:

- более сложная технология изготовления зубчатых колес и сборки конической передачи;
- большие осевые и изгибные нагрузки на валы и опоры;
- меньшая нагрузочная способность;
- более высокий уровень шума, большие габариты, ограниченное применение при больших передаточных числах.

Зацепление прямозубых конических колес можно представить как перекатывающиеся друг по другу без проскальзывания конусы, соприкасающиеся с образующимися. Эти конусы называют начальными. Их вершины находятся в точке пересечения геометрических осей колес, и при монтаже это необходимо обеспечить.

При изготовлении конических колес исправление высоты зубьев не применяется. Поэтому начальный и делительный конусы совпадают (рис. 5.1). Углы делительных конусов обозначают δ_1 и δ_2 , а межосевой угол – Σ . Чаще всего $\delta_1 + \delta_2 = \Sigma$. Окружности d_1 (d_2) называют делительными окружностями конических колес.

Основные геометрические параметры представлены на рис. 5.1.

Углы делительных конусов (δ_1, δ_2):

$$\delta_2 = \arctg U; \quad \delta_1 = 90 - \delta_2. \quad (5.1)$$

Межосевой угол:

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2. \quad (5.2)$$

Внешний делительный диаметр:

$$d_{e1} = m_e Z_1; \quad d_{e2} = m_e Z_2. \quad (5.3)$$

Внешний диаметр окружности вершин зубьев:

$$d_{ae} = d_e + 2m_e \cos \delta. \quad (5.4)$$

Внешний диаметр окружности впадин зубьев:

$$d_{fe} = d_e - 2,4m_e \cos \delta. \quad (5.5)$$

Внешнее конусное расстояние:

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2}. \quad (5.6)$$

Среднее конусное расстояние:

$$R_m = R_e - 0,5b. \quad (5.7)$$

Коэффициент ширины венца колеса:

$$\Psi_{Re} = \frac{b}{R_e}. \quad (5.8)$$

Углы головки θ_a и ножки θ_f зуба:

$$\theta_{ae} = \arctg\left(\frac{m_e}{R_e}\right), \quad \theta_{fe} = \arctg\left(\frac{1,2m_e}{R_e}\right). \quad (5.9)$$

Средний модуль зубьев:

$$m_m = m_e - \frac{b}{Z_1} \sin \delta_1. \quad (5.10)$$

Средний делительный диаметр:

$$d_m = m_m Z. \quad (5.11)$$

Кроме того, на схеме обозначены: δ_f – угол конуса впадин; δ_a – угол конуса вершин; d_e – внешний делительный диаметр; d_m – средний делительный диаметр; d_i – внутренний делительный диаметр; b – ширина венца.

Передаточное отношение прямозубой конической зубчатой передачи при $\Sigma = 90^\circ$

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{Z_2}{Z_1} = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1. \quad (5.12)$$

Для конической прямозубой передачи рекомендуется $U = 2; 2,5; 3,15; 4$, для передачи с круговыми зубьями $u \leq 6,3$.

5.2. Силы в зацеплении с прямыми зубьями

Как и в зубчатых цилиндрических, в конических прямозубых передачах нормальная сила, действующая в зацеплении, раскладывается на три составляющие (рис. 5.2).

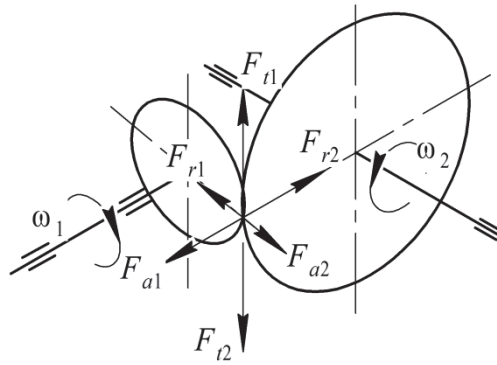


Рис. 5.2. Силы в зацеплении конических передач

Окружные силы определяют по формулам:

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{m1}}; \quad (5.13)$$

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_{m2}}, \quad (5.14)$$

где T_1 и T_2 – крутящий момент на валу шестерни и колеса, Н·м; d_{m1} и d_{m2} – средний делительный диаметр шестерни и колеса, мм.

Радиальные силы находят из условий:

$$F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1; \quad (5.15)$$

$$F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2, \quad (5.16)$$

где α – угол зацепления, град, $\alpha = 20^\circ$; δ_1 и δ_2 – углы делительный конусов шестерни и колеса, град.

Осевые силы вычисляют из выражений:

$$F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 \quad (5.17)$$

$$F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_2. \quad (5.18)$$

5.3. Особенности расчета. Конструкции зубчатых колес

Расчет конических зубчатых прямозубых передач ведется по тем же соображениям, что и для зубчатых цилиндрических передач.

При расчете на прочность коническое колесо заменяют эквивалентным по прочности цилиндрическим колесом с радиусом делительной окружности, равным длине образующей (радиусу развертки среднего дополнительного конуса).

Расчет на контактную прочность зубчатых конических прямо-зубых передач. При проектном расчете находят средний делительный диаметр шестерни:

$$d_{m1} = k_d \sqrt[3]{\frac{T_1 k_{H\beta} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 k_{\psi_{bd}} [\sigma_H]^2 u}} \quad (5.19)$$

где k_d – вспомогательный коэффициент (для стальных прямозубых конических колес $k_d = 780 \text{ МПа}^{1/3}$):

$$k_d = \sqrt[3]{(Z_H Z_M)^2 2k_{Hv}} \quad (5.20)$$

T_2 – вращающий момент на колесе; $k_{H\beta}$ – коэффициент учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца; Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряжения поверхности зубьев; Z_M – коэффициент, учитывающий механические свойства материала; ψ_{bd} – коэффициент ширины (длины) зуба; u – передаточное число.

После уточнения геометрии зацепления проводят проверочный расчет на контактные напряжения. Для этого находят действующие контактные напряжения:

$$\sigma_H = k_d \sqrt[3]{\frac{2F_{t1} k_{H\beta} k_{Hv} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 d_{m1}^3 b u}} \quad (5.21)$$

При этом должно выполняться следующее условие:

$$0,9[\sigma_H] \leq \sigma_H \leq 1,05[\sigma_H]$$

Если эти условия не соблюдаются, то необходимо соответственно изменить или коэффициент ширины венца ψ_{bd} или модуль m либо назначить другие материалы колес или другую термообработку и расчет повторить.

Расчет на усталостный изгиб зубьев зубчатых конических прямозубых передач. Вычисляют значение среднего модуля:

$$m_m \geq 14 \sqrt[3]{\frac{T_1 k_{F\beta}}{0,85 Z_1^2 \psi_{bd}} \cdot \frac{Y_F}{[\sigma_F]}} \quad (5.22)$$

где T_1 – крутящий момент на валу шестерни, Н · м; $k_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине зубчатого венца; Z_1 – число зубьев шестерни; ψ_{bd} – коэффициент ширины зубчатого венца; Y_F – коэффициент формы зуба.

После определения основных геометрических параметров и уточнения конструкции зубчатых колес выполняют проверочный расчет. Для этого определяют действующие напряжения:

$$\sigma_F = Y_F \frac{T_2 k_{F\beta} k_{Fv}}{k_{F\theta} \psi_{bd} u z_1^2}, \quad (5.23)$$

где Y_F – коэффициент формы зуба; T_2 – вращающий момент на колесе; $k_{F\beta}$, k_{Fv} – коэффициенты нагрузки; $k_{F\theta}$ – опытный коэффициент снижения нагрузочной способности ($k_{F\theta} = 0,85$); ψ_{bd} – коэффициент длины зуба; u – передаточное число; z_1 – число зубьев шестерни.

При этом должно выполняться следующее условие:

– для открытых передач

$$0,9[\sigma_F] \leq \sigma_F \leq 1,05[\sigma_F];$$

– для закрытых

$$\sigma_F \leq 1,05[\sigma_F].$$

Если эти условия не соблюдаются, то необходимо соответственно изменить или коэффициент ширины венца, или модуль либо назначить другие материалы колес или другую термообработку и расчет повторить.

Лекция 6

ПЛАНЕТАРНЫЕ И ВОЛНОВЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

6.1. Общие сведения о планетарных зубчатых передачах. Устройство и классификация

Планетарными передачами (механизмами) называют такие передачи, которые содержат зубчатые колеса с перемещающимися в пространстве осями (сателлитами).

Конструкция планетарных передач на примере простого планетарного механизма с цилиндрическими зубчатыми колесами приведена на рис. 6.1.

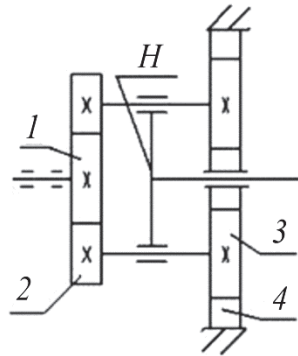


Рис. 6.1. Кинематическая схема планетарной передачи:
1 – центральное колесо; 2, 3 – сателлиты;
4 – центральное неподвижное колесо;
H – водило

При неподвижном колесе 4 крутящий момент от колеса 1 передается к водилу H или от водила H к колесу 1. Если в планетарной передаче сделать подвижными все звенья, т. е. колеса 1, 4 и водило H, то такую передачу называют дифференциальной (дифференциалом). При помощи дифференциала одно движение можно разложить на два и два сложить в одно. Например, движение от колеса 4 можно передавать одновременно колесу 1 и водилу H или от колес 1 и 3 к водилу H и т. д.

Достоинства:

- малые габаритные размеры и масса;
- удобство использования таких механизмов для компоновки машин;
- работают с меньшим шумом, чем обычные зубчатые;

- малые нагрузки на опоры;
- возможность получать большие передаточные числа при небольшом количестве зубчатых колес и малых габаритах.

Недостатки:

- повышенные требования к точности изготовления и монтажа;
- снижение КПД с ростом передаточного числа.

Классификация планетарных передач:

По количеству свободных звеньев:

- планетарные;
- дифференциальные.

По взаимному расположению осей:

- с неизменным взаимным расположением осей;
- изменяющие взаимное расположение осей.

По количеству ступеней:

- одноступенчатые;
- многоступенчатые.

По количеству связанных между собой планетарных передач:

- однорядные;
- многорядные.

По способу соединения рядов:

- последовательные;
- параллельные;
- смешанные.

По типу зубчатых колес:

- цилиндрические;
- конические;
- реечные;
- комбинированные.

По соотношению выходных характеристик ведомых звеньев:

- симметричные;
- несимметричные.

6.2. Кинематика и геометрические параметры передачи. Проверка условий соосности, соседства и сборки

При исследовании кинематики планетарной передачи широко используют метод «остановки водила» – метод Виллиса.

Суть метода заключается в том, что всем звеньям передачи (в том числе и водилу) сообщается вращение с частотой вращения водила, но

в обратном направлении. При этом водило становится неподвижным, закрепленные ранее звенья освобождаются от закрепления и передача превращается в простую, т. к. оси сателлитов становятся неподвижными в пространстве. Сателлиты в простой передаче играют роль паразитных зубчатых колес и не влияют на передаточное число. В дальнейшем исследованию подвергается именно простая передача (обращенный механизм). Таким образом, главная идея метода Виллиса заключается в превращении планетарной передачи в простую и в дальнейшем исследовании – простой зубчатой передачи.

Произведем кинематический анализ для планетарного редуктора, схема которого изображена на рис. 6.1. Тогда для простой передачи (т. е. при заторможенном водиле) передаточное число

$$u_{1H}^4 = \frac{\omega_1 - \omega_2}{-\omega_H} = \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}.$$

Разделив числитель и знаменатель левой части на ω_H , получим:

$$\frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}.$$

С учетом того, что

$$u_{1H}^4 = \frac{\omega_1}{\omega_H},$$

передаточное число будет

$$u_{1H}^4 = 1 - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}.$$

Особенности геометрии планетарных передач. До выполнения расчетов зубчатых колес планетарных механизмов на прочность определяют число зубьев колес и выполняют проверку по условиям собираемости планетарной передачи.

Условие соосности. Это условие определяет равенство межосевых расстояний. Для схемы, представленной на рис. 6.2,

$$\frac{d_1}{2} + d_2 = \frac{d_3}{2} \quad \text{или} \quad z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2}. \quad (6.1)$$

Условие сборки (условие симметричного размещения сателлитов). Суть его сводится к тому, что при симметричном расположении сателлитов их зубья должны совпадать с впадинами центральных колес. Это условие выполняется, если числа зубьев центральных колес кратны числу сателлитов.

Для механизма на рис. 6.2 число сателлитов $c = 3$:

$$\frac{z_1}{c} = \text{целое число}, \quad \frac{z_3}{c} = \text{целое число}. \quad (6.2)$$

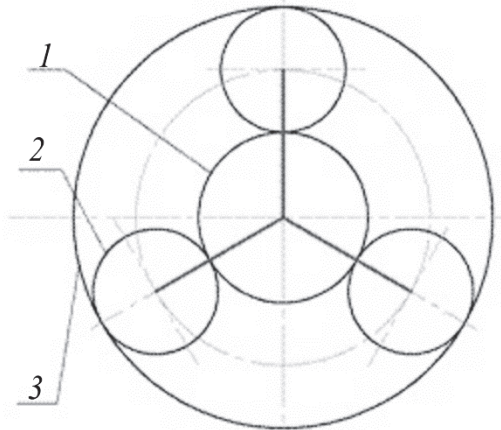


Рис. 6.2. Схема планетарной передачи:
1, 3 – центральные колеса; 2 – сателлиты

Условие соседства. Число сателлитов должно быть таким, чтобы при установке в водиле они не касались друг друга. Иными словами, сумма радиусов окружностей вершин соседних сателлитов должна быть меньше расстояний между их осями. Для механизма на рис. 6.2.

$$(z_1 + z_2) \sin\left(\frac{\pi}{c}\right) > (z_2) + 2;$$

$$2\left(\frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2}\right) \sin\left(\frac{\pi}{c}\right) > 2\left(\frac{d_2}{2} + m\right).$$

6.3. Силы в зацеплении и КПД планетарной передачи. Особенности расчета и проектирования планетарных зубчатых передач

Для планетарного механизма, схема которого приведена на рис. 6.2, исходя из условия равновесия центрального колеса и сателлита, можно записать выражение для расчета окружной силы, действующей в зацеплении центрального колеса 1 и сателлита 2:

$$F_{t1} = \frac{2T_1 k_H}{d_1 c}, \quad (6.3)$$

где T_1 – вращающий момент; k_n – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между сателлитами; c – число сателлитов.

Коэффициент k_n зависит от ряда факторов: точности изготовления зубчатых колес, числа сателлитов, наличия компенсирующих устройств и др. (может принимать значения от 1,1 до 1,5).

КПД планетарных передач можно определить по общей зависимости:

$$\eta = 1 - (\psi_z + \psi_r + \psi_n), \quad (6.4)$$

здесь ψ_z – коэффициент потерь в зацеплении; ψ_r – коэффициент гидравлических потерь; ψ_n – коэффициент потерь в подшипниках.

Потери на трение в зацеплении ψ_z планетарных передач могут быть как меньше, так и больше, чем в простых передачах. Эти потери зависят от схемы и параметров передачи, что является одной из особенностей планетарных передач.

Потери в подшипниках ψ_n планетарной передачи меньше, чем у простой, так как при симметричном расположении сателлитов силы в зацеплениях уравниваются и не нагружают валы и опоры.

Гидравлические потери ψ_r в планетарной передаче при смазке погружением сателлитов в масляную ванну могут быть значительно больше, чем у простой передачи. Вращающиеся сателлиты входят в масляную ванну с ударом и проходят через нее. Поэтому рекомендуют неглубокое погружение колес в масляную ванну (на высоту зуба), а при больших скоростях – применение смазки разбрызгиванием или струйной.

Расчет на прочность планетарных передач. Для расчета прочности зубьев колес планетарных передач используют те же формулы, что и для расчета простых передач.

Расчет ведется для каждого зацепления. Например, для наружного зацепления колес 1 и 2 (рис. 6.2), для внутреннего зацепления колес 2 и 3. Так как силы и модули в этих зацеплениях одинаковы, а внутреннее зацепление по своим свойствам прочнее наружного, то при одинаковых материалах колес достаточно рассчитать только зацепление колес 1 и 2.

При разных материалах расчет внутреннего зацепления выполняется с целью подбора модуля колеса или как проверочный.

При выполнении проектного расчета по контактным напряжениям используются формулы, рассмотренные выше с учетом числа сателлитов и коэффициентов неравномерности распределения нагрузки между зубьями (K_n).

6.4. Общие сведения о волновых передачах

Волновая передача представляет собой планетарную передачу с одним гибким зубчатым колесом. Волновыми называются передачи, у которых передача вращательного движения осуществляется посредством бегущей волновой деформации одного из зубчатых колес.

Наиболее распространенная волновая передача (рис. 6.3) состоит из ведущего звена водила H с закрепленными на нем роликами 3 , вращающегося гибкого колеса 1 с наружными зубьями и неподвижного жесткого колеса 2 с внутренними зубьями. Гибкое колесо 1 изготавливается в виде стакана из тонкой цилиндрической оболочки. Зубчатый венец этого колеса нарезан на легко деформируемом конце оболочки, другой конец которой через тонкое дно соединяется с ведомым валом. Зубья колес чаще всего эвольвентного профиля.

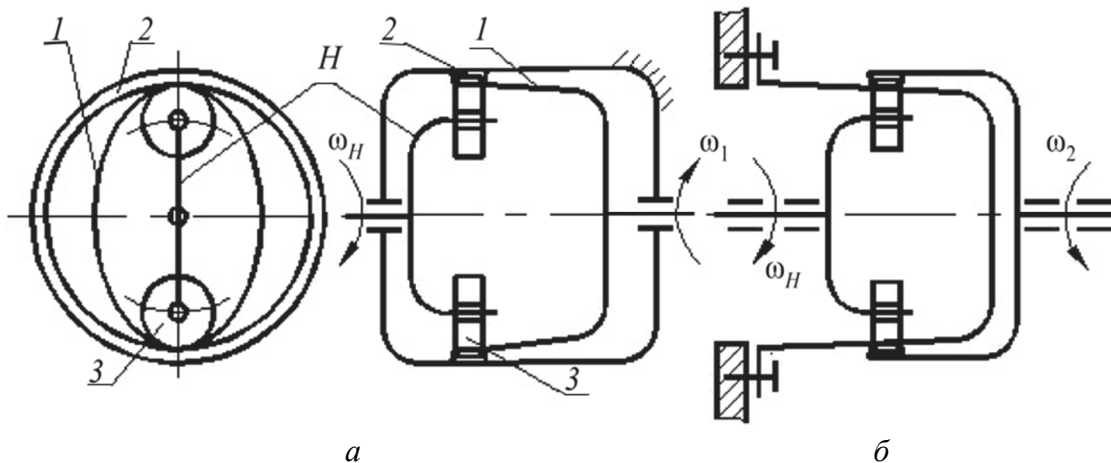


Рис. 6.3. Схема волновой передачи

Делительный диаметр гибкого колеса d_1 меньше делительного диаметра жесткого колеса d_2 на величину необходимой деформации $d_1 - d_2 = S$ (обычно S равно высоте зуба).

Водило H вставляется внутрь гибкого колеса 1 , которое после сборки приобретает овальную форму. При этом на концах большой оси зубья зацепляются по всей высоте, на малой оси овала зубья не зацепляются. Между зонами зацепления зубья гибкого колеса находятся в промежуточном положении частичного зацепления. В нагруженном состоянии в зацеплении одновременно может находиться до 35% всех зубьев.

В данном случае преобразование движения осуществляется за счет деформирования зубчатого венца гибкого колеса 1 . При вращении

водила H волна деформации бежит по окружности гибкого зубчатого венца I ; при этом венец обкатывается в обратном направлении по неподвижному жесткому колесу 2 , вращая стакан и вал. Поэтому передача называется волновой, а водило – волновым генератором. Ведущим звеном могут быть также любые зубчатые колеса. Так как зацепление зубчатых колес происходит в двух зонах, то радиальные перемещения венца гибкого колеса по окружности образуют две волны. Поэтому такую передачу называют двухволновой. Возможны трехволновые передачи.

Достоинства волновой передачи:

- большое передаточное число при малых габаритах и сравнительно высоком КПД. Для одной ступени $U \approx 300$; КПД 0,8–0,9;
- малая масса и высокая нагрузочная способность, так как в зацеплении одновременно находится большое число зубьев;
- возможность передачи движения в герметизированное пространство без применения уплотнений (рис. 6.3, б), где неподвижным является гибкое колесо I ;
- меньший шум при работе и высокая демпфирующая способность;
- подобно планетарной передаче, она может быть использована не только как редуктор или мультипликатор, но и как дифференциальный механизм;
- малые нагрузки на валы и опоры вследствие симметричной конструкции;
- высокая кинематическая точность;
- число деталей меньше в несколько раз, а стоимость – примерно в два раза. Срок службы стандартных передач общего назначения – 10 000 ч.

Недостатки:

- сложность изготовления гибкого колеса и генератора;
- ограничение угловой скорости вала генератора при больших диаметрах колес (во избежание больших окружных скоростей в ободу генератора).

Применение. Волновая передача применяется в механизмах с большим передаточным отношением, а также в устройствах с повышенными требованиями к кинематической точности и герметичности.

Передаточное отношение. В волновой передаче разность чисел зубьев колес должна быть равной или кратной числу волн C (как

в планетарной передаче – числу сателлитов): $z_2 - z_1 = C$, где z_1, z_2 – соответственно числа зубьев гибкого и жесткого колеса.

Передаточное отношение волновых передач определяется так же, как и планетарных, – методом остановки водила.

При неподвижном жестком колесе (рис. 6.3, а)

$$U = \frac{\omega_H}{\omega_1} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1} = -\frac{z_1}{C}, \quad (6.5)$$

где ω_H и ω_1 – соответственно угловые скорости волнового генератора и гибкого колеса. Знак минус указывает на разные направления вращения генератора и гибкого колеса.

При неподвижном гибком колесе (рис. 6.3, б)

$$U = \frac{\omega_H}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_2 - z_1} = \frac{z_2}{C}, \quad (6.6)$$

где ω_2 – угловая скорость жесткого колеса.

Рекомендуется при стальном гибком колесе $U = 60-300$; при пластмассовом гибком колесе $U = 20-300$.

6.5. Критерии работоспособности и расчет волновых передач

В результате экспериментальных исследований и опыта эксплуатации установлено, что основные причины потери работоспособности волновых передач – разрушение гибких колес и генераторов, недостаточная жесткость генератора и жесткого колеса, изнашивание зубьев, перегрев передачи. По всем перечисленным критериям работоспособности вести проектный расчет затруднительно. Из всех деталей передачи наиболее уязвимо гибкое колесо. Поэтому на практике проектный расчет волновых передач ведут по основному критерию работоспособности – износу зубьев, который зависит от допускаемых напряжений смятия $[\sigma_{см}]$ на рабочих поверхностях. По этому показателю рассчитывают диаметр делительной окружности гибкого колеса d_1 , как основной габаритный размер передачи:

$$d_1 = \sqrt{\frac{10T_1k}{\Psi_{bd}[\sigma_{см}]}} \quad (6.7)$$

где T_1 – вращающий момент на валу гибкого колеса; k – коэффициент нагрузки, равный 1,25, при умеренной динамической нагрузке, 1,75 – при резкодинамической нагрузке; $\psi_{bd} = b_1 / d_1$ – коэффициент ширины зубчатого венца (0,18–0,20 для силовых передач; 0,10–0,15 – для приборов); в средних условиях $[\sigma_{см}]$ для стальных колес – 10–30 МПа, для пластмассовых – 3–5 МПа.

Модуль зацепления m не лимитирует нагрузочной способности передачи и определяется геометрическим путем (обычно $m = 0,5–1,5$ мм). Все остальные параметры определяются аналогично, как и для цилиндрической зубчатой передачи.

Лекция 7

ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

7.1. Общие сведения

Червячная передача – это зубчато-винтовая передача, движение в которой осуществляется по принципу винтовой пары между валами, у которых угол скрещивания осей обычно равен $\theta = 90^\circ$ (рис. 7.1).

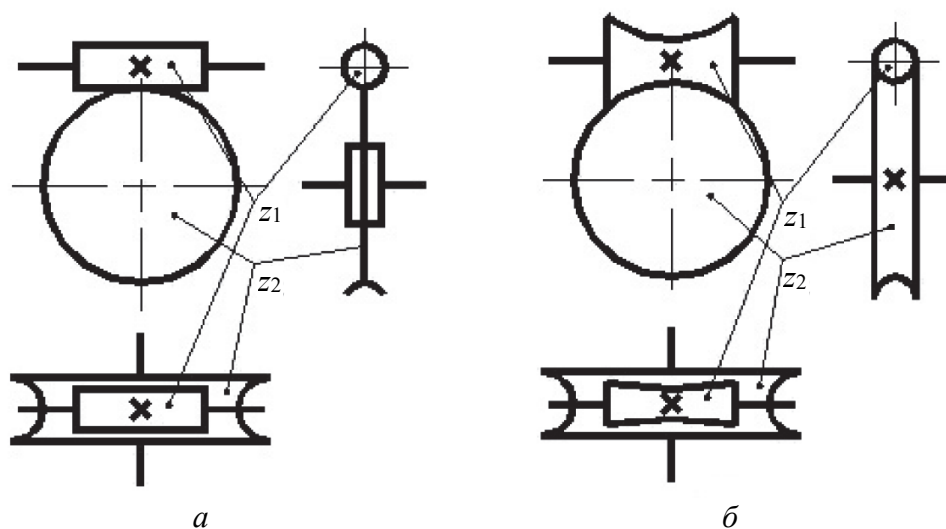


Рис. 7.1. Червячная передача

В большинстве случаев ведущим является червяк, т. е. короткий винт с трапецидальной или близкой к ней резьбой. Для облегчения тела червяка венец червячного колеса имеет зубья дугообразной формы, что увеличивает длину контактных линий в зоне зацепления. Параметрам червяка присваивается индекс 1, а параметрам червячного колеса – индекс 2.

Достоинства:

- компактность конструкции и возможность получения больших передаточных чисел в одноступенчатой передаче ($u = 10-60$, но в несилловых передачах u достигает 300 и более);
- плавность и бесшумность работы;
- высокая кинематическая точность;
- возможность получения самотормозящей передачи, т. е. допускающей передачу движения только от червяка к колесу.

Недостатки:

- значительное геометрическое скольжение в зацеплении и связанное с этим трение;
- повышенный износ;
- склонность к заеданию;
- нагрев передачи;
- сравнительно низкий КПД (от 0,45 до 0,85);
- необходимость применения для ответственных передач дорогостоящих и дефицитных антифрикционных цветных металлов;
- наличие больших осевых сил, усложняющих конструкции опор.

Область применения. Целесообразно червячные передачи применять при небольших и средних мощностях, обычно не более 50 кВт.

При проектировании передач, состоящих из зубчатых и червячных пар, червячную пару рекомендуется применять в качестве быстросходной ступени, так как при увеличении окружной скорости червяка создаются более благоприятные условия смазки и уменьшаются потери на трение.

Червячные передачи во избежание их перегрева предпочтительно использовать в приводах периодического (а не непрерывного) действия.

7.2. Классификация червячных передач

1. В зависимости от внешней поверхности червяка передачи бывают с цилиндрическим (рис. 7.1, *а*) или глобоидным червяком (рис. 7.1, *б*).

Глобоидная передача имеет большую поверхность зацепления, поэтому обладает повышенной несущей способностью. Однако она сложна в изготовлении, чувствительна к смещениям червяка, требует повышенного охлаждения. Наиболее распространены передачи с цилиндрическим червяком.

2. В зависимости от числа витков (заходов резьбы) червяка передачи бывают с однозаходным или с многозаходным червяком.

3. По взаимному расположению червяка относительно колеса передачи бывают с нижним ($v \leq 5$ м/с), боковым и верхним ($v > 5$ м/с) (рис. 7.1) расположением червяка (диктуется в основном компоновкой машины).

4. В зависимости от направления линии витка червяка различают червячные передачи с правым и левым направлениями линии витка.

5. По форме профиля витка цилиндрического червяка передачи бывают с архимедовым (zA), эвольвентным (zJ) и конволютным (zN) червяками, у которых торцовый профиль витка является соответственно архимедовой спиралью, эвольвентой окружности и удлиненной эвольвентой.

Независимо от профиля витка червяка цилиндрические червячные передачи при равной твердости и одинаковом качестве изготовления практически обладают одинаковыми нагрузочной способностью и КПД.

Выбор профиля нарезки червяка определяется способом его изготовления (в основном возможностью шлифования витков). Наибольшее распространение получили цилиндрические передачи без смещения с архимедовым червяком.

Независимо от профиля червяка профиль зубьев червячного колеса всегда эвольвентный.

7.3. Геометрические параметры

Рассмотрим геометрические параметры.

а) архимедова червяка:

α – угол профиля витка в осевом сечении;

P – осевой шаг, т. е. расстояние между одноименными сторонами соседних витков (рис. 7.2);

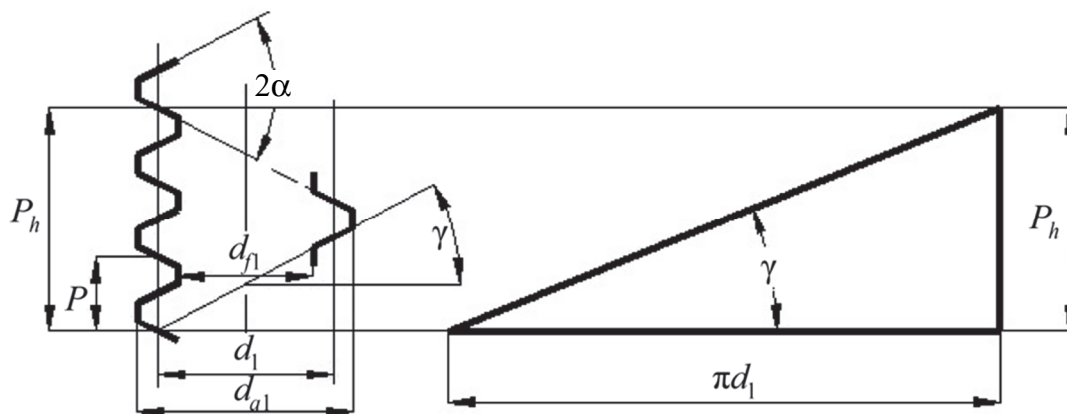


Рис. 7.2. Параметры червяка

$m = P / \pi$ – осевой модуль червяка (стандартизован);

$P_h = Pz_1$ – ход витка, т. е. расстояние между одноименными сторонами одного и того же витка;

z_1 – число заходов червяка;
 $d_1 = mq$ – делительный диаметр;
 $q = d_1 / m$ – коэффициент диаметра червяка (значения q стандартизованы и зависят от величины модуля);
 γ – угол подъема витка:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P_h}{\pi d_1} = \frac{P z_1}{m q} = \frac{m z_1}{m q} = \frac{z_1}{q};$$

$h_{a1} = m$ – высота головки витка червяка;
 $h_{f1} = 1,2m$ – высота ножки витка червяка;
 $d_{a1} = d_1 + 2h_a = d_1 + 2m = mq + 2m = m(q + 2)$ – диаметр вершин витков;

$d_{f1} = d_1 - 2h_f = d_1 - 2,4m = mq - 2,4m = m(q - 2,4)$ – диаметр впадин витков;

б) червячного колеса:

$d_2 = mz_2$ – делительный диаметр (рис. 7.3);

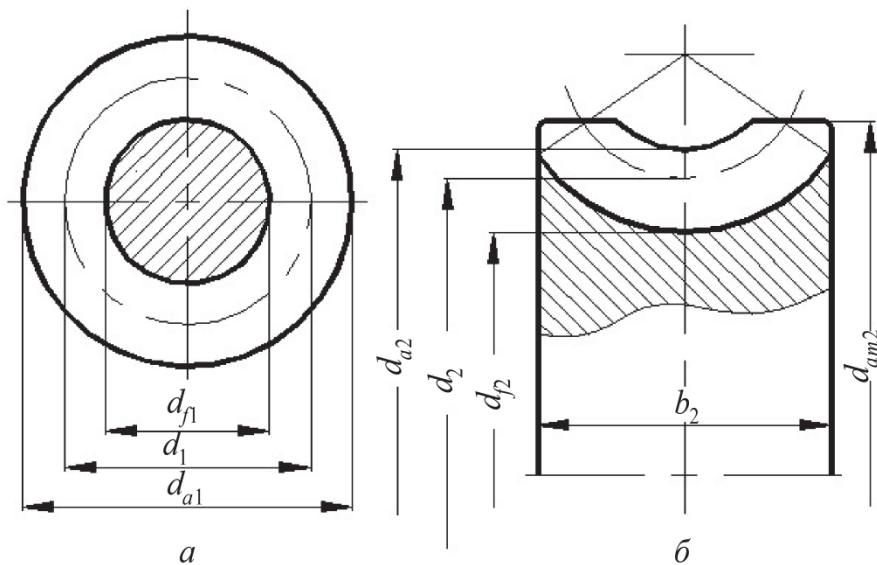


Рис. 7.3. Основные геометрические параметры:

а – червяка; б – червячного колеса

$d_{a2} = d_2 + 2h_a = mz_2 + 2m = m(z_2 + 2)$ – диаметр вершин зубьев;

$d_{f2} = d_2 - 2,4m = mz_2 - 2,4m = m(z_2 - 2,4)$ – диаметр впадин зубьев;

$d_{am2} = d_{a2} + 2m$ (при $z_1 = 1$) – внешний (максимальный) диаметр.

Межосевое расстояние

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{mq + mz_2}{2} = \frac{m(q + z_2)}{2}.$$

7.4. Кинематика передачи

Передаточное отношение. В червячной передаче начальные окружности червяка и колеса в относительном движении скользят, а не обкатываются вокруг друг друга. Поэтому передаточное отношение не может быть выражено отношением диаметров d_2 и d_1 .

Передаточное отношение определяют из условия, что за один оборот червяка колесо поворачивается на число зубьев, равное числу заходов червяка:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (7.1)$$

где z_1 и z_2 – число заходов червяка и число зубьев колеса.

Передаточное отношение не зависит от диаметра червяка. Так как z_1 может быть небольшим и часто равным 1 (чего не бывает у шестерни), то для червячной передачи можно получить большое передаточное отношение. В силовых передачах $z_1 = 1; 2; 4$.

Скольжение в зацеплении. При движении витки червяка скользят по зубьям колеса. Скорость скольжения v_s направлена по касательной к винтовой линии червяка (рис. 7.4). Как относительная скорость она равна разности окружных скоростей червяка v_1 и колеса v_2 .

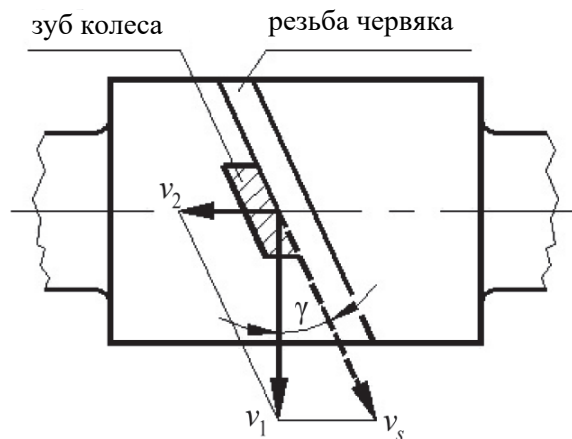


Рис. 7.4. Скорость скольжения

Из рисунка видно, что

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \sqrt{v_1^2 + v_2^2}. \quad (7.2)$$

Отсюда $v_s > v_1$.

Наличие скольжения в червячной передаче является причиной повышенного износа зубьев колеса, склонности к заеданию, повышенного нагрева и пониженного КПД, так как коэффициент трения скольжения значительно больше коэффициента трения качения.

7.5. Силы в зацеплении

В червячном зацеплении нормальная сила раскладывается на три составляющие силы: радиальную, окружную и осевую (рис. 7.5).

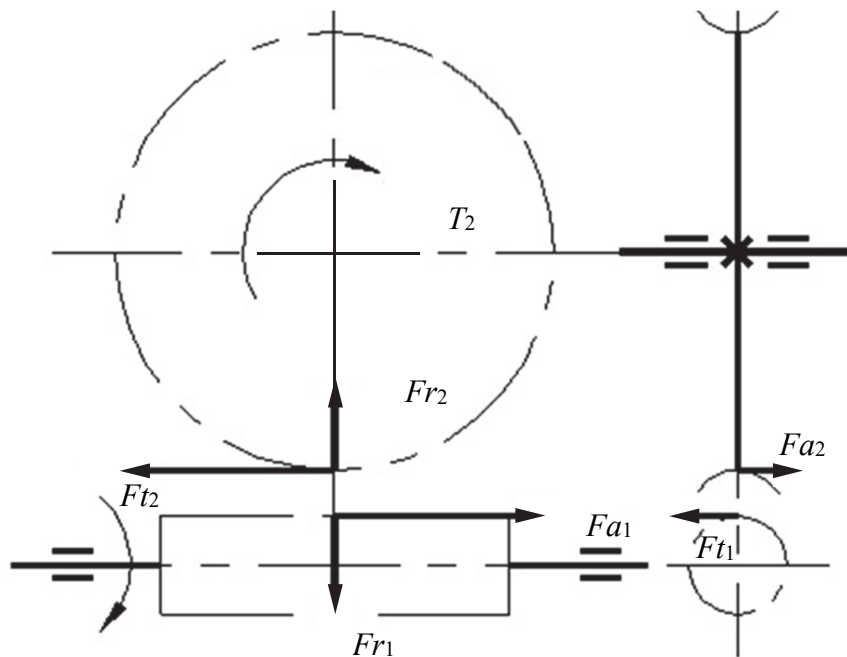


Рис. 7.5. Силы в червячном зацеплении

Окружная сила на червяке F_{t1} численно равна осевой силе на червячном колесе F_{a2} :

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1}, \quad (7.3)$$

где T_1 – вращающий момент на червяке.

Окружная сила на червячном колесе F_{t2} численно равна осевой силе на червяке F_{a1} :

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2}, \quad (7.4)$$

здесь T_2 – вращающий момент на червячном колесе.

Радиальная сила на червяке F_{r1} численно равна радиальной силе на колесе F_{r2} :

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha. \quad (7.5)$$

Направления осевых сил червяка и червячного колеса зависят от направления вращения червяка, а также от направления линии витка.

Направление силы F_{t2} всегда совпадает с направлением скорости вращения колеса, а сила F_{t1} направлена в сторону, противоположную скорости вращения червяка.

7.6. Виды разрушения. Расчет червячных передач

В червячной паре менее прочным элементом является зуб червячного колеса, для которого возможны следующие виды разрушений:

- 1) усталостное контактное выкрашивание;
- 2) износ;
- 3) заедание;
- 4) поломка зубьев.

В отличие от зубчатых, в червячных передачах износ и заедание наблюдаются чаще, чем выкрашивание и поломка, что связано со значительным скольжением. Следовательно, износостойкость и стойкость против заедания – основные критерии работоспособности червячных передач. Дополнительные критерии работоспособности – изгибная прочность зубьев колеса и жесткость червяка.

Для уменьшения износа и предупреждения заедания необходимо ограничивать величину контактных напряжений. Поэтому для червячной передачи проектным является расчет по контактным напряжениям. В качестве проверочного проводится расчет зубьев колеса по контактным напряжениям и напряжениям изгиба, а червяка – на жесткость.

Формула для проверочного расчета зубьев колеса на контактную выносливость

$$\sigma_H = \frac{170q}{z_2} \sqrt{\left(\frac{z_2 + 1}{q} \right)^3} T_2 K_H \leq [\sigma_H], \quad (7.6)$$

где σ_H – действительное контактное напряжение; K_H – коэффициент нагрузки, который учитывает неравномерность распределения нагрузки

вследствие деформации деталей передачи и дополнительные динамические нагрузки; $[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение для материала зуба червячного колеса.

Формула для проектного расчета зубьев колеса на контактную выносливость

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right)^3 \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{\frac{z_2}{q} [\sigma_H]} \right)^2 T_2 K_H } . \quad (7.7)$$

Формула для проверочного расчета зубьев колеса на выносливость при изгибе

$$\sigma_F = 0,7 Y_F \frac{F_{t2}}{b_2 m_n} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma_F], \quad (7.8)$$

где Y_F – коэффициент формы зуба (определяют в зависимости от эквивалентного числа зубьев, $z_v = z / \cos^3 \gamma$); F_{t2} – окружная сила на колесе; b_2 – ширина зубчатого венца колеса; $m_n = m \cos \gamma$ – нормальный модуль.

Кроме того, необходимо выполнять проверочный расчет червяка на жесткость. Для обеспечения нормальной работы прогиб червяка не должен превышать допускаемый $f \leq [f]$, $[f] = (0,005-0,010)m$. Стрела прогиба f находится по формулам сопротивления материалов.

7.7. Материалы червячной пары

Ввиду того что в червячном зацеплении преобладает трение скольжения, материалы червячной пары должны иметь низкий коэффициент трения, обладать хорошей износостойкостью и пониженной склонностью к заеданию. Для этого в червячной передаче сочетают разнородные материалы при малой шероховатости соприкасающихся поверхностей.

Червяки изготавливают из среднеуглеродистых сталей марок 40, 45, 50 или легированных сталей марок 40X, 40XH с поверхностной или объемной закалкой до твердости HRC₃ 45–55. При этом необходима шлифовка и полировка рабочих поверхностей витков. Используют также цементуемые стали (15X, 20X и другие с твердостью после закалки HRC₃ 58–63).

Ввиду высокой стоимости антифрикционных материалов, применяемых для уменьшения коэффициента трения, червячные колеса выполняются сборными. Зубчатый венец колеса изготавливается из антифрикционных материалов, а сам диск – из конструкционной стали или чугуна. Выбор материала венца определяется в зависимости от скорости скольжения.

При высоких скоростях скольжения, когда $v_s = 6–25$ м/с, и при длительной работе рекомендуется оловянная бронза марок БрОФ10-1, БрОНФ, которая обладает хорошими противозадирными свойствами.

При средних скоростях скольжения, когда $v_s = 2–6$ м/с, применяют алюминиевую бронзу марки БрАЖ9-4. Она обладает пониженными противозадирными свойствами, поэтому используется в паре с закаленными до твердости $\geq \text{HRC}_{35}$ сталями и шлифованными червяками.

При малых скоростях скольжения, когда $v_s < 2$ м/с, червячные колеса можно изготавливать из серых чугунов марок СЧ12, СЧ15 и др.

Предварительно при проектном расчете скорость скольжения v_s определяют по эмпирической зависимости

$$v_s = 4,3 \cdot 10^{-3} \omega_2 u \sqrt[3]{T_2}, \quad (7.9)$$

где ω_2 – угловая скорость червячного колеса, с^{-1} ; u – передаточное число передачи; T_2 – крутящий момент на червячном колесе, $\text{Н} \cdot \text{м}$.

7.8. КПД червячной передачи

Общий КПД

$$\eta_o = \eta_z \eta_n \eta_m, \quad (7.10)$$

здесь η_z – учитывает потери в зацеплении; η_n – в подшипниках; η_m – на разбрызгивание масла.

Основными являются потери в зацеплении, и по аналогии с винтовой парой

$$\eta_z = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho')}, \quad (7.11)$$

где ρ' – приведенный коэффициент трения ($\text{tg} \rho' = f'$; f' – приведенный коэффициент трения).

Учитывая, что $\eta_n \eta_m \approx 0,95$, тогда

$$\eta_z = 0,95 \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho')}. \quad (7.12)$$

7.9. Пути повышения КПД

К путям повышения КПД относят:

1) увеличение угла подъема витка γ (увеличение числа заходов,

так как $\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}$;

2) снижение приведенного угла трения (коэффициента трения), что обеспечивается:

а) уменьшением шероховатости витков червяка и зубьев колеса;

б) применением антифрикционных пар материалов (сталь – бронза и др.);

в) повышением качества смазки;

г) увеличением скорости скольжения (окружной скорости), так как при этом происходит переход от полужидкостного к жидкостному трению за счет втягивания масла в клиновой зазор между витком червяка и зубом колеса и формирования устойчивого масляного слоя;

д) повышением точности изготовления и регулировки зацепления.

7.10. Тепловой расчет червячных передач

При работе червячных передач выделяется большое количество теплоты. Потерянная мощность $(1 - \eta)P_1$ на трение в зацеплении и подшипниках, а также на размешивание и разбрызгивание масла переходит в теплоту, которая нагревает масло, а оно через стенки корпуса передает эту теплоту окружающей среде.

Если отвод теплоты будет недостаточным, передача перегреется. При перегреве смазочные свойства масла резко ухудшаются (его вязкость падает), и возникает опасность заедания, что может привести к выходу передачи из строя.

Тепловой расчет червячной передачи при установившемся режиме работы производится на основе теплового баланса, т. е. равенства тепловыделения Q_v и теплоотдачи Q_o .

Количество теплоты, выделяющейся в непрерывно работающей передаче в одну секунду:

$$Q_v = (1 - \eta)P_1,$$

где η – общий КПД червячной передачи; P_1 – мощность на червяке, Вт.

Количество теплоты, отводимой наружной поверхностью корпуса в одну секунду:

$$Q_o = K_t (t_m - t_b)A,$$

здесь K_t – коэффициент теплопередачи, т. е. число, показывающее, сколько теплоты в секунду передается одним квадратным метром поверхности корпуса при перепаде температур в один градус. Зависит от материала корпуса редуктора и скорости циркуляции воздуха (интенсивности вентиляции помещения). Для чугунных корпусов принимают $K_t = 8–17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С})$; t_m – температура масла в корпусе передачи, °С ; t_b – температура воздуха вне корпуса, в цеховых условиях обычно $t_b = 20\text{°С}$; A – площадь поверхности корпуса, омываемая внутри маслом или его брызгами, а снаружи воздухом, м^2 . Поверхность днища корпуса не учитывается, так как она не омывается свободно циркулирующим воздухом.

Большие значения используются при незначительной шероховатости поверхности наружных стенок, хорошей циркуляции воздуха вокруг корпуса и интенсивном перемешивании масла (при нижнем или боковом расположении червяка).

По условию теплового баланса

$$Q_b = Q_o, \text{ т. е. } (1 - \eta)P_1 = K_t(t_m - t_b)A, \quad (7.13)$$

откуда температура масла в корпусе червячной передачи при непрерывной работе

$$t_m = t_b + (1 - \eta)P_1 / (K_t A) \leq [t_m]. \quad (7.14)$$

Величина $[t_m]$ зависит от марки масла. Для широко доступных смазочных материалов $[t_m] = 70–90\text{°С}$.

Если при расчете окажется, что $t_m > [t_m]$, то необходимо:

1) либо увеличить поверхность охлаждения A , применив охлаждающие ребра (в расчете учитывается только 50% поверхности ребер);

2) либо использовать искусственное охлаждение, которое может осуществляться:

а) обдувом корпуса воздухом с помощью вентилятора, насаженного на вал червяка; в этом случае увеличивается K_t .

б) охлаждением масла водой, проходящей через змеевик;

в) применением циркуляционной смазки со специальным холодильником.

В случаях б) и в) вышеприведенная формула неприменима.

Тепловой расчет червячных редукторов производится как проверочный после определения размеров корпуса при эскизном проектировании.

Лекция 8

ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

8.1. Общие сведения

Цепной передачей называется механизм, служащий для преобразования вращательного движения между параллельными валами при помощи двух жестко закрепленных на них зубчатых колес – звездочек и надетой на них бесконечной цепи. Передача относится к передачам зацеплением с гибкой связью.

Достоинства цепных передач:

- возможность использования при больших межосевых расстояниях (до 8 м);
- меньшие габаритные размеры по сравнению с ременными передачами;
- постоянство среднего передаточного числа из-за отсутствия скольжения;
- сравнительно высокий КПД (до 98%);
- возможность передавать крутящий момент на несколько валов с разным направлением вращения;
- меньшая, чем в ременных передачах, нагрузка на валы.

Недостатки цепных передач:

- неравномерность хода ведомой звездочки, особенно при малом количестве зубьев на ведущей звездочке z_1 и большом шаге t ;
- значительный износ шарниров цепи;
- возникновение дополнительных динамических нагрузок;
- шум при работе и вибрации, при больших скоростях V в передачах с втулочными и роликовыми цепями;
- недостаточная защищенность от попадания пыли и грязи и плохие условия смазки (для открытых передач);
- необходимость регулировки натяжения;
- необходимость точного монтажа (оси звездочек должны быть параллельны, а средние плоскости зубчатых венцов звездочек совпадать);
- передача энергии может осуществляться только между параллельными валами.

Применение. Цепные передачи широко применяют в металлорежущих и деревообрабатывающих станках, в нефтяном, горном, транспортном, сельскохозяйственном машиностроении и других отраслях для передачи движения между параллельными валами, расположенными на значительных расстояниях, когда зубчатые передачи непригодны, а ременные ненадежны.

Наибольшее применение получили цепные передачи мощностью до 120 кВт при окружных скоростях до 25 м/с.

Цепные передачи выполняют как понижающими, так и повышающими; широко известна, например, повышающая передача к заднему колесу велосипеда.

Классификация приводных цепей и цепных передач. По назначению цепи можно разделить на три группы:

- грузовые;
- тяговые;
- приводные.

Грузовые цепи применяются для подвески, подъема и опускания груза в различных подъемно-транспортных механизмах при малых скоростях и больших нагрузках, их выполняют круглозвенными или простыми пластинчатыми.

Тяговые цепи применяются для транспортировки грузов (транспортеры, элеваторы, бревнотаски, приводные рольганги, эскалаторы) при небольших скоростях. Они состоят из пластин простой формы и осей со втулками или без них. Эти цепи имеют большие шаги, так как общая длина цепи значительна.

В механических передачах нашли применение **приводные цепи**. По сравнению с другими разновидностями цепей они выполняются с малым шагом для уменьшения динамических нагрузок и износоустойчивыми шарнирами для повышения долговечности цепи.

Цепные передачи разделяют по следующим основным признакам:

По типу цепей:

- роликовые;
- втулочные;
- зубчатые;

По числу рядов роликовые цепи делят:

- на однорядные;
- многорядные (до четырех рядов);

По числу ведомых звездочек:

- нормальные двухзвенные;
- специальные (многозвенные);

По расположению линии межосевого расстояния по отношению к горизонту:

- горизонтальные;
- наклонные;
- вертикальные;

По способу регулирования провисания цепи:

- с натяжным устройством;
- натяжной звездочкой;

По конструктивному исполнению:

- открытые;
- закрытые;

По характеру изменения частоты вращения ведомого вала:

- понижающие;
- повышающие.

8.2. Конструкции приводных цепей, звездочек. Основные геометрические параметры

Главный элемент цепной передачи – приводная цепь, которая состоит из звеньев, соединенных шарнирами. Как уже выше упоминалось, основными типами приводных цепей являются роликовые, втулочные и зубчатые. Они стандартизированы и изготавливаются специализированными заводами.

Роликовые цепи состоят из двух рядов наружных *1* и внутренних пластин *3* (рис. 8.1).

В наружные пластины запрессованы валики *2*, пропущенные через втулки *4*, на которые запрессованы внутренние пластины. Валики и втулки образуют шарниры. На втулки свободно надеты закаленные ролики *5*. Зацепление цепи с зубом звездочки происходит через ролик, который перекачивается по зубу и уменьшает его износ. Кроме того, ролик выравнивает давление зуба на втулку и предохраняет ее от износа. Роликовые цепи имеют широкое распространение, рекомендуются при скоростях $v \leq 15$ м/с.

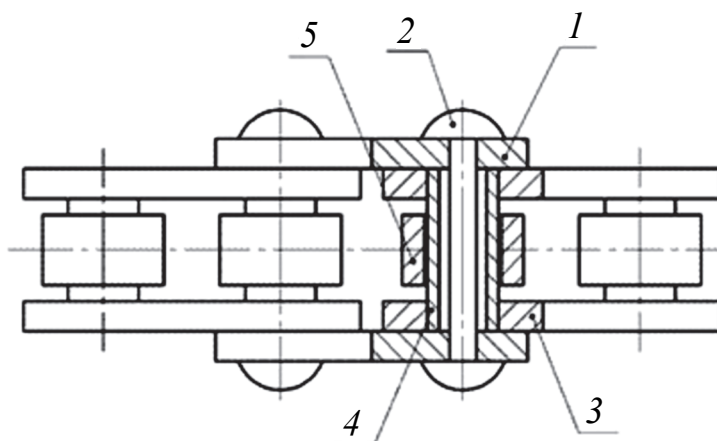


Рис. 8.1. Конструкция шарнира роликовой цепи

Втулочные цепи по конструкции аналогичны предыдущим, но не имеют роликов, что удешевляет цепь, уменьшает ее массу, но отрицательно сказывается на ее долговечности (износ шарниров цепи происходит более интенсивно).

Зубчатые цепи (рис. 8.2) состоят из набора пластин зубообразной формы, шарнирно соединенных между собой.

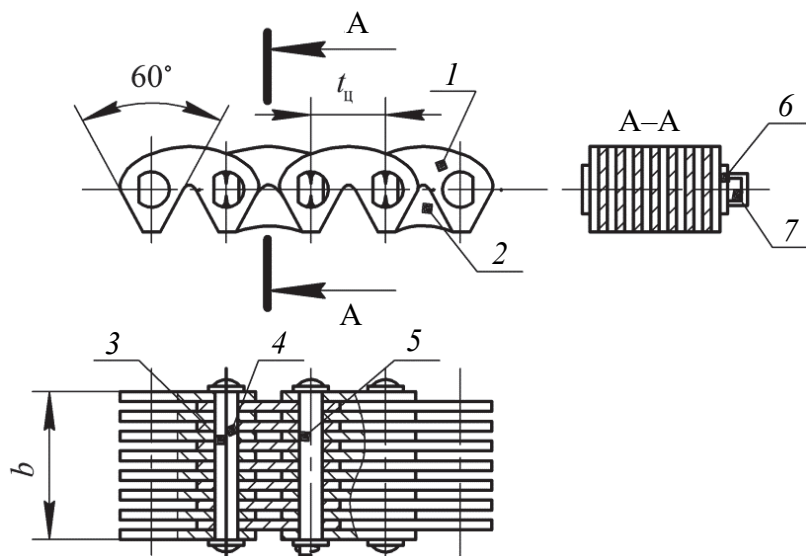


Рис. 8.2. Зубчатая цепь:

- 1 – рабочая пластина; 2 – направляющая пластина;
- 3 – удлиненная призма; 4 – внутренняя призма;
- 5 – соединительная призма; 6 – шайба; 7 – шплинт

Число пластин определяет ширина цепи, которая зависит от передаваемой мощности (известны цепи шириной 1500 мм). Рабочими

гранями пластин являются плоскости зубьев, расположенные под углом 60° , которыми каждое звено цепи садится на два зуба звездочки. Благодаря этой особенности зубчатые цепи обладают минимально возможным шагом и поэтому допускают более высокие скорости. Для устранения бокового спадания цепи со звездочки применяются направляющие пластины, расположенные по середине цепи или по ее бокам.

Шарниры зубчатых цепей бывают с трением скольжения и трением качения.

Звездочки для втулочных и роликовых цепей имеют небольшую ширину. Их изготавливают цельными (рис. 8.3, в) или составными (рис. 8.3, а, б) из двух частей – диска с зубьями и ступицы, которые в зависимости от материалов и назначения звездочки свариваются (рис. 8.3, а) или соединяются заклепками (болтами) (рис. 8.3, б).

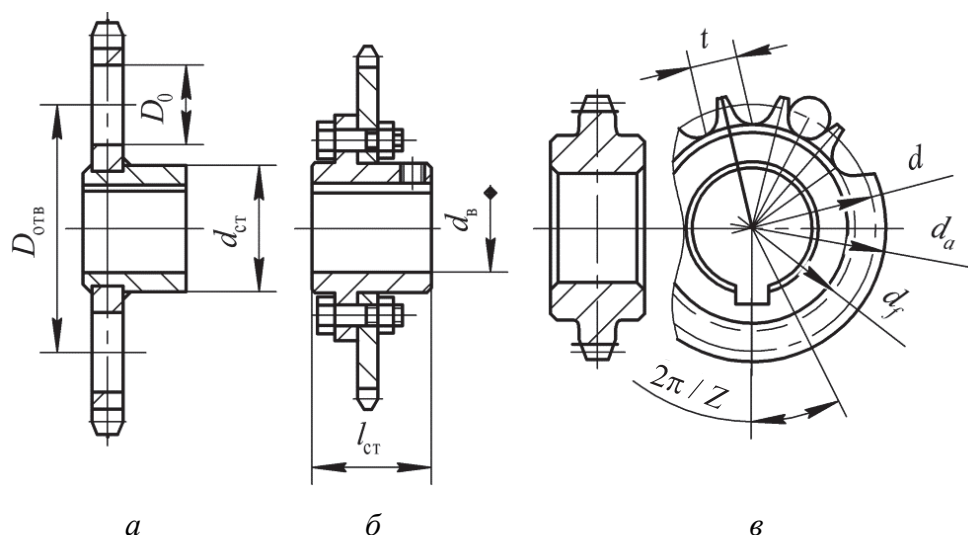


Рис. 8.3. Конструкции звездочек для роликовых и втулочных цепей

Цельные (монолитные) звездочки и диски составных звездочек в основном изготавливают из среднеуглеродистой или легированной стали 40, 45, 40Х, 50Г2, 35ХГСА, 40ХН с закалкой до твердости 40–50 HRC или цементируемой стали 15, 20, 15Х, 20Х, 12ХН2 с термообработкой до твердости 50–60 HRC.

Основные параметры звездочек роликовых и втулочных цепей. Для удобства основные геометрические параметры звездочек цепных передач роликовых и втулочных цепей (рис. 8.4) представлены в виде таблицы. Остальные конструктивные параметры зубчатого венца звездочек выбираются по стандарту в зависимости от параметров цепи.

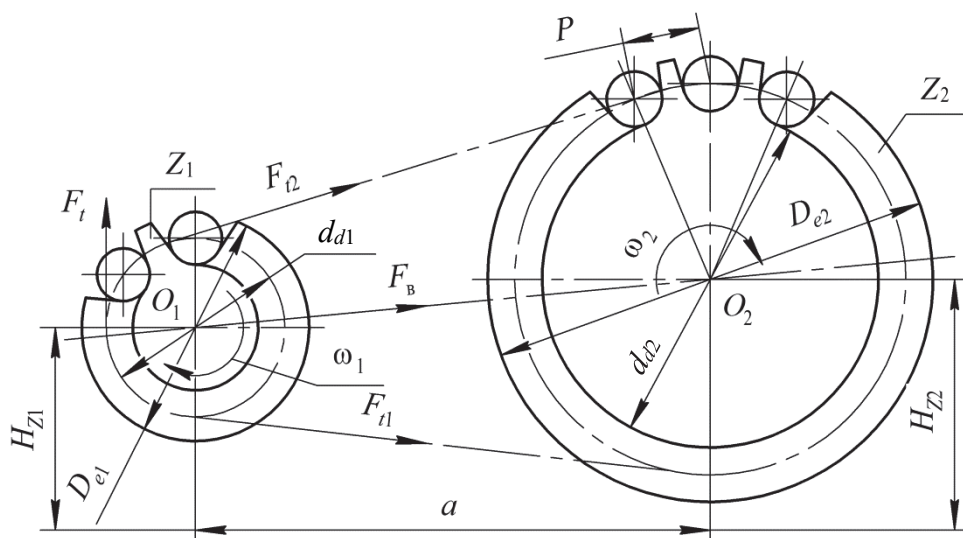


Рис. 8.4. Геометрические и силовые параметры цепной передачи

Основные геометрические параметры звездочек

Параметр	Расчетная формула
Шаг зубьев звездочки t , мм	Равен шагу цепи t , мм. Определяется по проектному расчету с округлением до стандартного
Делительный диаметр d_d звездочки, мм	$d_d = t / (\sin(180 / z))$
Диаметр окружности выступов D_{e1} звездочки, мм	$D_{e1} = t(0,5 + \text{ctg}(180 / z))$

8.3. Кинематические и силовые зависимости

Скорость цепи. Для цепных передач характерна не постоянная, а средняя скорость движения цепи. Это объясняется тем, что цепь состоит из отдельных звеньев и располагается на звездочке не по окружности, а по многоугольнику с числом вершин, равным числу зубьев звездочки, находящихся в зацеплении. Поэтому скорость цепи переменна в пределах поворота звездочки на один зуб, но средняя скорость за один оборот постоянна. Периодическое изменение скорости – это причина непостоянства передаточного числа и дополнительных динамических нагрузок, которые вызывают разрушение шарниров цепи и зубьев звездочек, а также повышенный шум передачи. Для ограничения вредного влияния ударов выработаны рекомендации по выбору максимального значения шага цепи t_{\max} в зависимости от максимальной частоты вращения ведущей звездочки $n_{1\max}$.

Средняя скорость для цепи определяется по формуле

$$V = \frac{tz_1\omega_1}{2\pi} = \frac{tz_2\omega_2}{2\pi}, \quad (8.1)$$

где t – шаг цепи; z_1 и z_2 – число зубьев ведущей и ведомой звездочек; ω_1 и ω_2 – угловые скорости звездочек.

Передаточное отношение. Из равенства скоростей цепи на звездочках передаточное отношение передачи

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (8.2)$$

Передаточное отношение цепной передачи переменное в пределах поворота звездочки на один зуб, что практически заметно при малом числе z_1 . Непостоянство u (обычно в пределах 1–2%) вызывает неравномерность хода передачи и колебания самой цепи. Среднее передаточное отношение за оборот постоянно. Для цепных передач рекомендуется $u \leq 7$.

Силы в цепной передаче. Силовая схема цепной передачи аналогична силовой схеме ременной передачи. Имеется натяжение F_1 – ведущей (набегающей) ветви и F_2 – ведомой (сбегающей) ветви (рис. 8.4). Однако в цепной передаче, в отличие от ременной, предварительное натяжение определяется обеспечением отсутствия чрезмерного провисания цепи от силы тяжести.

Окружная сила, передаваемая цепью,

$$F_t = \frac{2T}{d_d}, \quad (8.3)$$

где d_d – диаметр делительной окружности звездочки.

Предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви

$$F_0 = k_f q g a, \quad (8.4)$$

здесь q – вес 1 м цепи, кг; a – межосевое расстояние, м; g – ускорение свободного падения; k_f – коэффициент провисания (для горизонтальных передач $k_f = 6$, для наклоненных к горизонту до 40° – $k_f = 3$, для вертикальных – $k_f = 1$).

Натяжение цепи от центробежных сил

$$F_v = qv^2, \quad (8.5)$$

где v – окружная скорость, м/с.

Сила F_v нагружает звенья цепи по всему ее контуру, но звездочками не воспринимается.

Натяжение ведущей ветви работающей передачи

$$F_1 = F_t + F_0 + F_v. \quad (8.6)$$

Натяжение ведомой ветви цепи F_2 равно большему из натяжений F_0 и F_v .
Нагрузка на валы звездочек

$$F_B = k_B F_t + 2F_0, \quad (8.7)$$

где k_B – коэффициент нагрузки вала, зависящий от угла наклона к горизонту цепной передачи и условий работы. Направление силы F_B принимают по линии центров.

8.4. Критерии работоспособности и расчет цепных передач

Основным критерием работоспособности приводных цепей является износостойкость их шарниров. Долговечность втулочных и роликовых цепей, подобранных по критерию износостойкости, может составлять 2000–5000 ч и более; цепные передачи с зубчатыми цепями имеют срок службы 8000–10 000 ч. Для закрытых передач, работающих при значительных динамических нагрузках, критерием работоспособности может быть сопротивление усталости элементов цепи, причем усталостному разрушению в первую очередь подвержены пластины.

Расчет передач с втулочными и роликовыми цепями. Нагрузочная способность цепи определяется из условия, при котором среднее удельное давление в шарнире звена $p_{ц}$ не должно превышать допустимое $[p_{ц}]$. Формула для проверочного расчета по удельному давлению имеет вид

$$p_{ц} = \frac{KF_t}{mA_{оп}} \leq [p_{ц}], \quad (8.8)$$

где $p_{ц}$ – расчетное среднее давление в шарнире; $F_t = 2T/d$ – передаваемое окружное усилие; T – вращающий момент; d – диаметр делительной окружности звездочки (если задана мощность передачи, то $F_t = P/v$, где v – скорость цепи); m – число рядов цепи; $A_{оп} = d_o B$ – площадь проекции опорной поверхности шарнира, d_o – диаметр валика, B – длина втулки.

Допускаемое удельное давление $[p]$ в шарнире принимается в зависимости от угловой скорости ω_1 малой звездочки и шага цепи t и обеспечивает долговечность 3000–5000 ч при средних условиях эксплуатации и постоянной нагрузке; K – коэффициент эксплуатации, учитывающий конкретные особенности рассчитываемой передачи,

$$K = K_{\text{дин}} K_a K_{\text{см}} K_{\Theta} K_p K_{\text{рег}}. \quad (8.9)$$

здесь $K_{\text{дин}}$ – коэффициент динамичности нагрузки (при спокойной нагрузке $K_{\text{дин}} = 1$, при толчках $K_{\text{дин}} = 1,2–1,5$, при сильных ударах $K_{\text{дин}} = 1,8$); K_a – коэффициент межосевого расстояния ($K_a = 1$ при $a = (30–50)t$; $K_a = 1,25$ при $a \ll 30t$); $K_{\text{см}}$ – коэффициент способа смазки (при непрерывной смазке $K_{\text{см}} = 0,8$, при капельной $K_{\text{см}} = 1$, при периодической $K_{\text{см}} = 1,5$); K_{Θ} – коэффициент наклона линии центров звездочек к горизонту (при $\Theta \leq 70^\circ$ $K_{\Theta} = 1$, при $\Theta > 70$ $K_{\Theta} = 1,25$, так как при вертикальном расположении увеличивается давление в шарнире за счет массы цепи); K_p – коэффициент режима работы (односменная – $K_p = 1$, двухсменная – $K_p = 1,25$, трехсменная – $K_p = 1,45$); $K_{\text{рег}}$ – коэффициент способа регулирования натяжения цепи (при регулировании отжимными опорами $K_{\text{рег}} = 1$, оттяжными звездочками или роликами – $K_{\text{рег}} = 1,15$, при нерегулируемой передаче – $K_{\text{рег}} = 1,25$).

Выразив в формуле (8.8) окружную силу F_t через момент T_1 на малой звездочке, шаг цепи t и число зубьев z_1 как $F_t = P_1 / V = 2\pi P_1 / (tz_1\omega_1) = 2\pi T_1 / (tz_1)$, а площадь $A_{\text{оп}} = (0,25–0,30)t^2$, получим формулу для проектного расчета шага цепи:

$$t = 2,83 \sqrt{\frac{KT_1}{z_1 [p_{\text{ц}}] m}}.$$

Полученное значение t округляют до ближайшего стандартного значения. При этом принятое значение t не должно превышать рекомендуемых значений для $n_{1\text{max}}$.

Поскольку допускаемое удельное давление $[p_{\text{ц}}]$ в шарнирах, в свою очередь, зависит от шага цепи, то последний сначала выбирается предположительно.

В ответственных передачах цепи проверяют на статическую прочность по формуле

$$s_{\text{ц}} = \frac{[F_p]}{K_d F_t + F_0 + F_v} \leq [s_{\text{ц}}], \quad (8.10)$$

где $[F_p]$ – разрушающая нагрузка, берется из таблиц для конкретных выбранных цепей; K_d – коэффициент характера нагрузки, при равномерной – $K_d = 1$, при толчках – $K_d = 1,2–1,5$; $[s_{\text{ц}}]$ – допускаемый коэффициент запаса статической прочности цепи ($[s_{\text{ц}}] = 10–20$ для втулочных и роликовых цепей; $[s_{\text{ц}}] = 20–40$ для зубчатых цепей; данные для средних скоростей и средних сроков службы цепи; большие значения для более тяжелых цепей).

Лекция 9

ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ И ВАРИАТОРЫ

9.1. Общая характеристика

Фрикционные передачи – передачи с непосредственным контактом ведущего и ведомого звеньев, в которых движение от ведущего звена к ведомому передается силами трения (рис. 9.1).

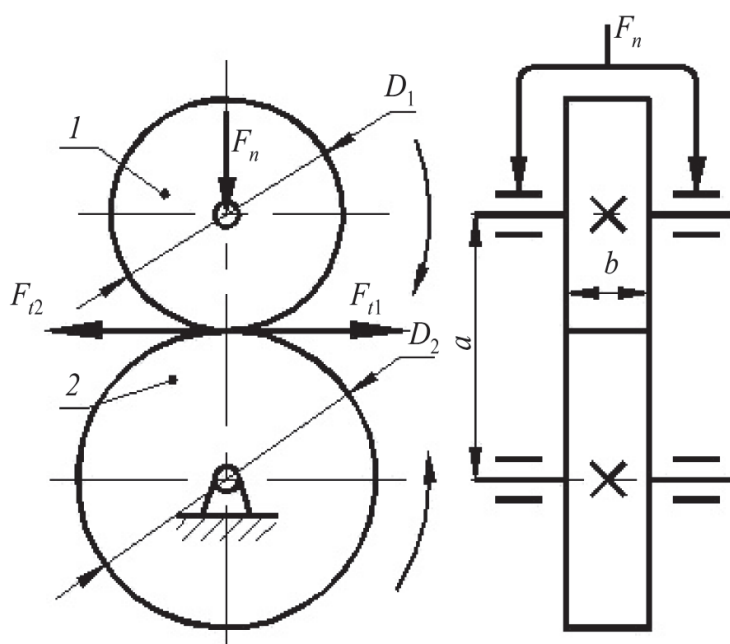


Рис. 9.1. Фрикционная передача:
1 – ведущий каток; 2 – ведомый каток;
 F_n – сила прижатия катков; F_t – окружная сила

Окружная сила:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} \approx \frac{2T_2}{d_2}.$$

Условие работоспособности передачи:

$$F_{\text{тр}} > F_t, \quad (9.1)$$

где $F_{\text{тр}}$ – сила трения между катками.

На практике

$$F_{\text{тр}} = kF_t, \quad (9.2)$$

здесь k – коэффициент запаса сцепления (вводится для предупреждения буксования). Для силовых передач $k = 1,25–2,00$.

Как известно, $F_{\text{тр}} = fF_n$, где f – коэффициент трения. Из формулы (9.2)

$$F_n = k \frac{F_t}{f}. \quad (9.3)$$

Для стальных или чугунных катков, работающих в масляной ванне, $f = 0,04–0,05$; работающих всухую – $f = 0,15–0,20$. Для передач с одним неметаллическим катком $f = 0,2–0,3$. Из формулы (9.3) видно, что для передачи окружной силы F_t катки необходимо сжимать с силой F_n , во много раз больше F_t .

Большие силы прижатия катков создают значительные радиальные нагрузки на опоры валов и вызывают появление больших контактных напряжений на рабочих поверхностях катков, что делает фрикционные передачи громоздкими, а их нагрузочную способность сравнительно невысокой.

9.2. Классификация

1. В зависимости от назначения фрикционные передачи бывают:
 - а) с нерегулируемым передаточным отношением;
 - б) плавным, бесступенчатым регулированием передаточного отношения (вариаторы).
2. В зависимости от взаимного расположения осей передачи делятся:
 - а) на цилиндрические (при параллельных осях);
 - б) конические (при пересекающихся осях);
 - в) лобовые (при перекрещивающихся осях).
3. В зависимости от условий работы различают передачи:
 - а) открытые (работают без смазки);
 - б) закрытые (работают в масляной ванне).

Достоинства:

- 1) простота конструкции и эксплуатации;
- 2) возможность бесступенчатого регулирования скорости без остановки передачи;

- 3) низкий уровень шума;
- 4) невозможность разрушения при перегрузке, и поэтому возможность использования как предохранительного звена в приводах.

Недостатки:

- 1) большой износ рабочих поверхностей при буксовании;
- 2) большие нагрузки на опоры от прижимной силы;
- 3) непостоянство передаточного отношения из-за проскальзывания;
- 4) ограничение передаваемой мощности (≤ 20 кВт);
- 5) необходимость регулирования силы прижатия катков;
- 6) низкий КПД.

Применение. Для передачи мощности до 10 кВт, в редких случаях до 30 кВт при окружной скорости $v \leq 25$ м/с.

Фрикционные передачи с относительно постоянным передаточным отношением применяют сравнительно редко. Их область ограничивается преимущественно кинематическими цепями приборов. Сегодня чаще используют фрикционные вариаторы (разновидность фрикционных передач, позволяющая осуществлять плавную регулировку скорости вращения выходного звена).

Фрикционные вариаторы применяют как в кинематических, так и силовых передачах в тех случаях, когда требуется бесступенчатое регулирование скорости (зубчатая передача не позволяет такого регулирования). Фрикционные вариаторы нашли применение в станкостроении, в сварочных и литейных машинах, машинах текстильной, химической и бумажной промышленности, различных отраслях приборостроения.

Значение фрикционных вариаторов как бесступенчатых регуляторов скорости возрастает в связи с широким фронтом работ по автоматизации управления производством.

В многоступенчатых приводах фрикционные вариаторы целесообразно ставить на быстроходной ступени, как менее нагруженной.

9.3. Кинематика передачи

У фрикционных передач, как у передач трением, окружные скорости рабочих поверхностей вследствие проскальзывания сопряженных катков не равны. В результате при работе фрикционных передач ведомый каток отстает от ведущего и точное значение передаточного числа определяется по формуле

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)}, \quad (9.4)$$

где ε – коэффициент скольжения (для металлических катков $\varepsilon = 0,01–0,03$), бóльшие значения относятся к передачам, работающим всухую; для текстолитового катка $\varepsilon \approx 0,1$).

Скольжение является причиной износа, уменьшения КПД и непостоянства передаточного отношения. Различают три вида скольжения: буксование, упругое скольжение, геометрическое скольжение.

Буксование наступает при перегрузках, в результате чего ведомый каток останавливается, а ведущий скользит по нему, вызывая быстрый износ поверхностей.

Упругое скольжение связано с упругими деформациями разных знаков в зоне контакта. Без нагрузки (рис. 9.2, а) окружные скорости на ведущем и ведомом катках равны: $v_1 = v_2$. Под нагрузкой (рис. 9.2, б) контакт осуществляется по площадке, на которой окружные скорости ведущего и ведомого катков не равны из-за упругих деформаций растяжения (+) и сжатия (–).

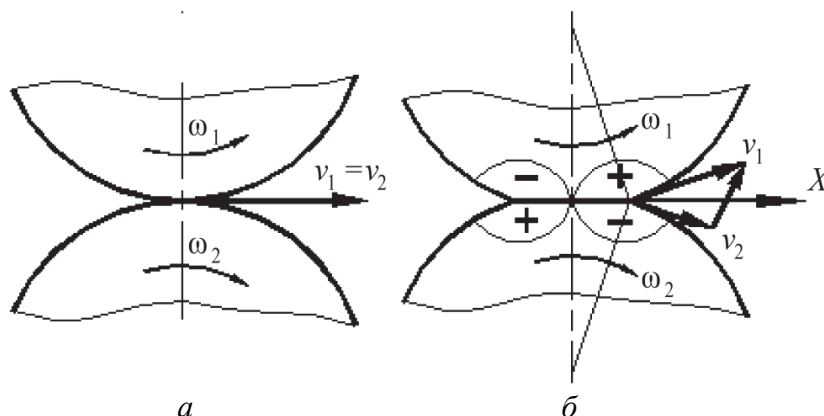


Рис. 9.2. Упругое скольжение в передаче

Геометрическое скольжение связано с неравенством скоростей на площадке контакта, обусловленным формой контактных поверхностей ведущего и ведомого катков (рис. 9.3); для ведущего катка $v_1 = v_2$, для ведомого – $v_1 < v_2$.

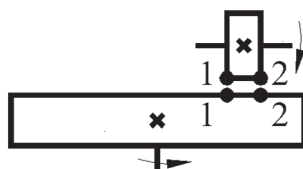


Рис. 9.3. Геометрическое скольжение

Наличие упругого скольжения и некоторая его зависимость от колебаний нагрузки и условий работы передачи вынуждают называть передаточное число фрикционной передачи условно постоянным. Для практических расчетов силовых фрикционных передач используются приближенные значения передаточного числа $u \approx D_2 / D_1$.

Для одной пары катков силовых передач $u \leq 7$, для передач приборов может быть $u > 7$.

9.4. Виды разрушения рабочих поверхностей катков

Усталостное контактное выкрашивание (питтинг). Встречается в закрытых передачах, работающих при обильной смазке и защищенных от попадания абразивных частиц. Прижимная сила F_n вызывает в месте соприкосновения катков высокие контактные напряжения, которые при работе меняются циклически вследствие перемещения места контакта по ободу. Циклическое действие контактных напряжений способствует развитию усталостных микротрещин на рабочих поверхностях. При движении с трением в поверхностном слое катка образуются наклонные микротрещины в результате пластического течения металла. Силы трения сдвигают металл, а масло под высоким давлением заполняет раскрытые трещины. При закрытии трещин давление масла возрастает и частицы металла выкалываются. На рабочей поверхности катка появляются мелкие раковины. Для предотвращения усталостного выкрашивания производят расчет на контактную прочность. Повышение твердости поверхностей катков обеспечивает более высокие допустимые контактные напряжения.

Задир. Возникает в быстроходных сильно нагруженных передачах при разрыве масляной пленки на рабочей поверхности катков. В месте касания катков развивается высокая температура, масляный слой разрывается, и катки непосредственно соприкасаются друг с другом. В результате происходит привар частиц металла с последующим отрывом от одной из поверхностей катков. Приварившиеся частицы задирают рабочие поверхности в направлении скольжения. Для предотвращения задира применяют противозадирные масла.

Износ. Повышенный износ имеют открытые передачи вследствие упругого скольжения и пробуксовывания.

Все виды разрушения рабочих поверхностей катков зависят от величины контактных напряжений σ_H .

9.5. Расчет передачи на прочность для цилиндрических катков

Критерием работоспособности фрикционных передач является износостойкость рабочих поверхностей тел качения, которая определяется по контактными напряжениями согласно формуле Герца:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{qE_{\text{пр}}}{2\pi(1-\mu^2)\rho_{\text{пр}}}} \leq [\sigma_H]. \quad (9.5)$$

Для катков, изготовленных из материалов, подчиняющихся закону Гука (металлы и текстолит), с коэффициентом Пуассона $\mu \approx 0,3$ формула Герца приобретает следующий вид:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{qE_{\text{пр}}}{\rho_{\text{пр}}}} \leq [\sigma_H], \quad (9.6)$$

где $q = F_n / b$ – номинальная нагрузка на единицу длины контактной линии, b – ширина катков; $E_{\text{пр}} = 2E_1E_2 / (E_1 + E_2)$ – приведенный модуль упругости материалов катков, E_1 и E_2 – модули упругости материалов катков; $[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение для менее прочного материала катков; $\rho_{\text{пр}} = \rho_1\rho_2 / (\rho_1 + \rho_2)$ – приведенный радиус кривизны катков, ρ_1 и ρ_2 – радиусы кривизны катков.

Формула для проектного расчета передач имеет вид

$$a = (u + 1) \sqrt[3]{\frac{E_{\text{пр}} k T_1}{\rho_{\text{пр}} f \psi_{ba} u}}, \quad (9.7)$$

где a – межосевое расстояние; u – передаточное число передачи; k – коэффициент запаса сцепления; T_1 – вращающий момент; ψ_{ba} – коэффициент ширины катка по межосевому расстоянию (0,2–0,4); f – коэффициент трения; $\psi_{ba} = b_2 / a$, b_2 – ширина ведомого катка.

Определив межосевое расстояние, рассчитаем размеры катков по формулам:

$$D_1 = \frac{2a}{u + 1};$$

$$D_2 = D_1 u,$$

причем должно соблюдаться условие $b_2 \leq D_1$, а ширину обода малого катка принимают на 2–5 мм больше расчетной, так как возможно осевое смещение катков из-за неточностей изготовления и сборки.

Допускаемые контактные напряжения устанавливают в зависимости от материалов катков, твердости НВ рабочих поверхностей или предела прочности при изгибе $\sigma_{из}$ и условий работы передачи. Ориентировочно:

– для стальных катков, работающих всухую:

$$[\sigma_H] = (1,2-1,5) \text{ НВ, МПа};$$

– стальных катков, работающих в масляной ванне:

$$[\sigma_H] = (2,4-2,8) \text{ НВ, МПа};$$

– чугунных катков:

$$[\sigma_H] \approx 1,5\sigma_{из};$$

– текстолитовых катков:

$$[\sigma_H] = (80-100) \text{ МПа}.$$

Расчет неметаллических катков, материал которых не подчиняется закону Гука, ведут по нагрузке q на единицу длины контактной линии:

$$q = \frac{F_n}{b_2} \leq [q],$$

где F_n – сила прижатия катков; b_2 – ширина ведомого катка; $[q]$ – допускаемая удельная нагрузка (для пластмасс ориентировочно $[q] = 40-80$ МПа, дерева – $[q] = 2,5-5,0$ МПа, резины – $[q] = 10-30$ МПа, кожи – $[q] = 15-25$ МПа).

Формула проектного расчета передач с неметаллическими катками

$$a = \sqrt[3]{\frac{kT_1(u+1)}{[q]f\psi_{ba}}}.$$

9.6. Бесступенчатые фрикционные передачи – вариаторы

Вариатором, или **бесступенчатой передачей**, называется механизм для плавного (бесступенчатого) изменения на ходу угловой скорости ведомого вала при постоянной угловой скорости ведущего.

Бесступенчатое регулирование скорости способствует повышению производительности работы машины вследствие возможности выбора оптимального процесса, оно благоприятно для автоматизации и управления на ходу.

Главной характеристикой вариатора является диапазон регулирования, равный отношению максимальной угловой скорости ведомого катка $\omega_{2\max}$ к его минимальной угловой скорости $\omega_{2\min}$, или отношению передаточных чисел u_{\max} к u_{\min} , или отношению радиусов R_{\max} к R_{\min} .

$$D = \frac{\omega_{2\max}}{\omega_{2\min}} = \frac{u_{\max}}{u_{\min}} = \frac{R_{\max}}{R_{\min}}.$$

Практически для одноступенчатых вариаторов $D \approx 3-8$.

Вариаторы подбирают по каталогам или справочникам в зависимости от передаваемого момента, диапазона регулирования и угловой скорости ведущего вала.

В зависимости от формы тела качения вариаторы бывают лобовые (рис. 9.4), с раздвижными конусами (рис. 9.5, а), торовые (рис. 9.5, б), дисковые (рис. 9.6) и др.

Рассмотрим типовые конструкции.

Лобовые вариаторы (рис. 9.4).

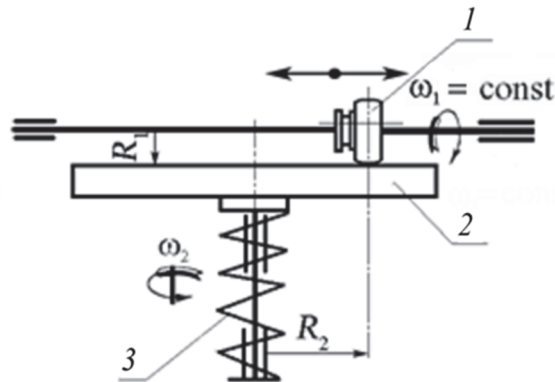


Рис. 9.4. Лобовой вариатор:
1 – ведущий ролик; 2 – ведомый диск; 3 – пружина

Применяются в винтовых прессах и приборах. Бесступенчатое изменение угловой скорости ведомого вала достигается перемещением малого катка вдоль вала, т. е. изменением радиуса R_2 . Допускают реверсирование вращения. Имеют интенсивный износ рабочих поверхностей катков и пониженный КПД вследствие разности скоростей на площадке контакта. Так как $R_1 = \text{const}$, диапазон регулирования лобового вариатора

$$D = \frac{R_{2\max}}{R_{2\min}}.$$

Достоинства:

- 1) простота конструкции;
- 2) возможность реверсирования вращения.

Недостатки:

- 1) быстрый износ рабочих поверхностей катков из-за разности скоростей на площадке контакта;
- 2) пониженный КПД (0,75–0,80).

Вариаторы с раздвижными конусами 1 и 2 имеют наибольшее применение в машиностроении (рис. 9.5, а).

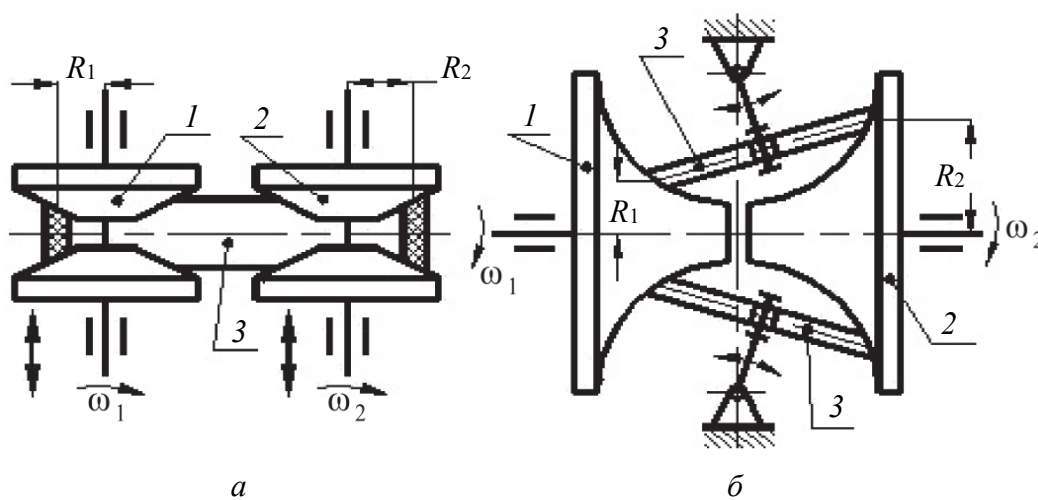


Рис. 9.5. Вариаторы:
а – с раздвижными конусами; б – торовый

Промежуточным элементом в тихоходных вариаторах является клиновой ремень 3 или специальная цепь, в быстроходных – стальное кольцо. Плавное изменение угловых скоростей ведомого вала достигается одновременным раздвижением одной пары конусов и сближением другой пары конусов, т. е. изменением расчетных радиусов контакта R_1 и R_2 .

Передаточное число вариатора:

$$u_{\max} = \frac{R_{2\max}}{R_{1\min}};$$

$$u_{\min} = \frac{R_{2\min}}{R_{1\max}};$$

$$Д = \frac{R_{1\max} R_{2\max}}{R_{1\min} R_{2\min}}; \quad Д \leq 5.$$

Достоинство: большая передаваемая мощность (до 30 кВт).

Недостатки:

- 1) низкая долговечность ремня;
- 2) большие габариты.

Торовые вариаторы (рис. 9.5, б) могут работать всухую и в масляной ванне, и являются одними из наиболее совершенных. Вариатор системы ЦНИИТМАШ (конструкция В. А. Светозарова) состоит из двух соосных катков 1 и 2 с тороидальной рабочей поверхностью, между которыми зажаты два промежуточных ролика 3 и 4, наклон их может одновременно изменяться, за счет чего достигается изменение передаточного отношения. Диапазон регулирования: $D = R_{2\max} / R_{2\min}$; $D \leq 6$; $\eta = 0,90-0,95$.

Достоинства:

- 1) компактность;
- 2) большой диапазон регулирования.

Недостатки:

- 1) сложность конструкции;
- 2) высокая точность изготовления и монтажа.

Дисковые вариаторы. Движение передается за счет сил трения между пакетами ведущих 1 и ведомых 2 дисков (рис. 9.6).

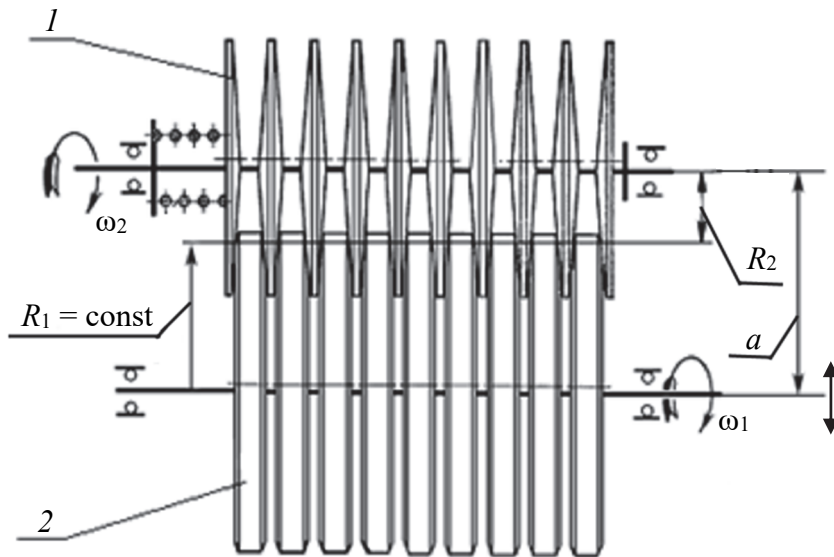


Рис. 9.6. Дисковый вариатор

$$D = \frac{\omega_{2\max}}{\omega_{2\min}} = \frac{r_{2\max}}{r_{2\min}}; \quad D \leq 5; \quad \eta = 0,8-0,9.$$

Изменение угловой скорости ведомого вала достигается перемещением ведущего в направлении стрелок, в результате чего изменяется радиус контакта R_2 , при этом $R_1 = \text{const}$. Работает в масляной ванне, что уменьшает износ и улучшает отвод тепла.

Достоинства:

- 1) большая передаваемая мощность (до 100 кВт);
- 2) малый износ дисков из-за низкого контактного давления, связанного с их большим числом.

Недостаток: сложность изготовления.

Расчет фрикционных пар вариаторов выполняется подобно расчету фрикционных передач с постоянным передаточным отношением.

Лекция 10

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

10.1. Общие сведения и классификация ременных передач

Ременная передача относится к передачам трением с гибкой связью. Состоит из ведущего 1 и ведомого 2 шкивов, огибаемых ремнем 3 (рис. 10.1); α_1 и α_2 – углы обхвата малого и большого шкивов. Нагрузка передается силами трения, возникающими между шкивом и ремнем вследствие натяжения ремня.

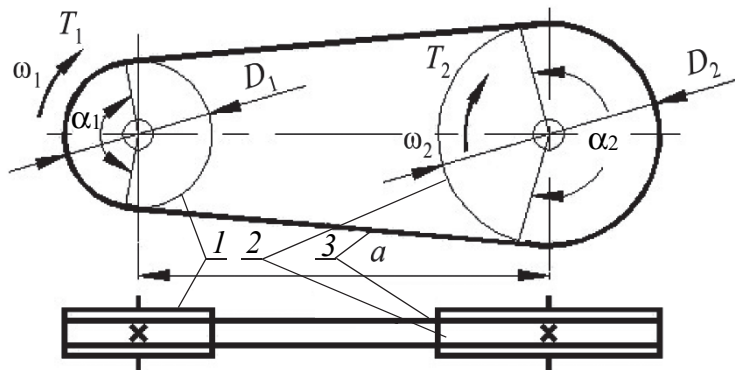


Рис. 10.1. Ременная передача

В зависимости от поперечного сечения ремня передачи делятся на плоскоремные (рис. 10.2, а), клиноремные (рис. 10.2, б), поликлиноремные (рис. 10.2, в), круглоремные (рис. 10.2, г), зубчато-ременные (рис. 10.2, д).

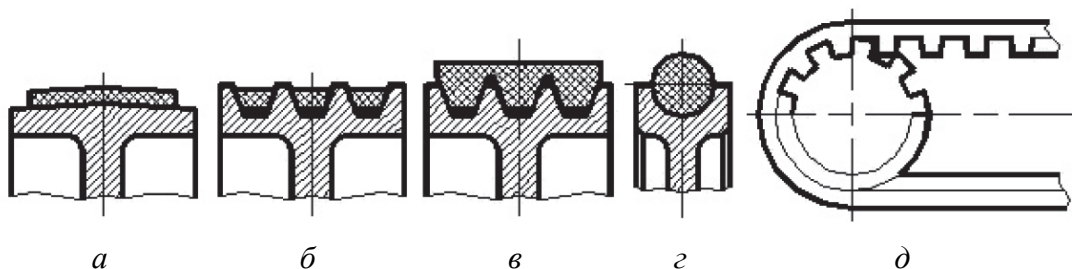


Рис. 10.2. Виды поперечных сечений ремней

В зависимости от положения ведущего и ведомого валов ременная передача бывает открытой (рис. 10.3, а), перекрестной (рис. 10.3, б), полуперекрестной (рис. 10.3, в), угловой (рис. 10.3, г).

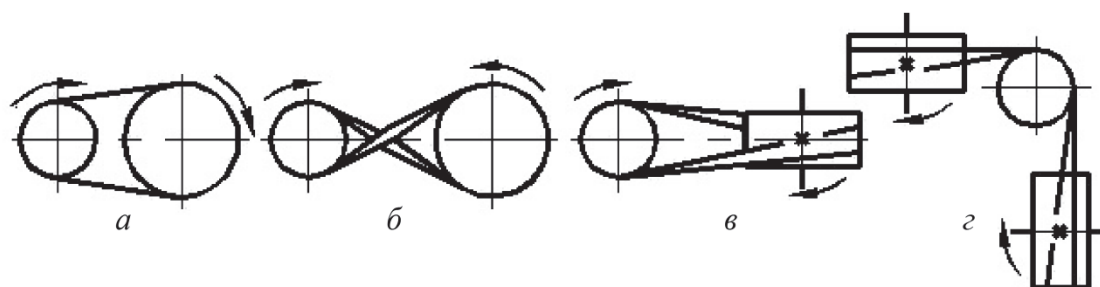


Рис. 10.3. Виды ременных передач

Достоинства:

- простота конструкции и малая стоимость;
- плавность и бесшумность работы, обусловленная значительной податливостью приводного ремня;
- возможность передачи вращения валам, удаленным на большие расстояния (до 15 м и более);
- смягчение вибрации и толчков вследствие упругой вытяжки ремня.

Недостатки:

- малая долговечность приводных ремней;
- большие габаритные размеры (при одинаковых условиях диаметры шкивов примерно в 5 раз больше диаметра зубчатых колес);
- высокие нагрузки на валы и их опоры (увеличение нагрузки на валы в 2 – 3 раза по сравнению с зубчатой передачей);
- непостоянство передаточного числа большинства ременных передач;
- неприменимость во взрывоопасных местах вследствие электризации ремня;
- необходимость в постоянном надзоре во время работы из-за возможного соскакивания или обрыва ремня (долговечность в пределах 1000–3000 ч).

Применение. Для передачи движения на большие расстояния (до 15 м и более). Применяется преимущественно на быстроходных ступенях привода при средних мощностях (до 50 кВт) с окружной скоростью до 50–100 м/с.

Наиболее распространены клиноременные передачи благодаря:

- повышенной тяговой способности;
- большим передаточным числам;

– возможности работы при меньших межосевых расстояниях и углах обхвата;

– возможности работы в любом пространственном положении (ремень не спадает со шкива).

Среди плоскоремennых передач чаще всего применяют открытую, реже – перекрестную и угловую (рис. 10.3) из-за высокого износа ремня по кромке.

Плоскоремennая передача имеет простую конструкцию шкивов и вследствие большой гибкости ремня обладает повышенной долговечностью. Эта передача рекомендуется при больших межосевых расстояниях (до 15 м и более); высоких скоростях (до 100 м/с).

Наиболее типичные схемы передач плоским ремнем:

– открытая (оси валов параллельны, шкивы вращаются в одинаковом направлении) (рис. 10.3, а);

– перекрестная (оси валов параллельны, шкивы вращаются в противоположных направлениях) (рис. 10.3, б);

– полуперекрестная (оси валов перекрещиваются) (рис. 10.3, в);

– угловая (с направляющими роликами, оси валов перекрещиваются) (рис. 10.3, г);

– со ступенчатыми шкивами (регулируемая передача);

– с холостым шкивом (применяется для пуска и остановки ведомого вала при непрерывном вращении ведущего);

– с натяжным роликом (применяется при малых межосевых расстояниях и больших передаточных числах $u \leq 10$); натяжной ролик увеличивает угол обхвата шкивов и автоматически обеспечивает постоянное натяжение ремня (рис. 10.4).

Круглоремennые передачи применяют при небольших мощностях (≤ 1 кВт), например, в приборах, настольных станках, машинах домашнего обихода и т. д.

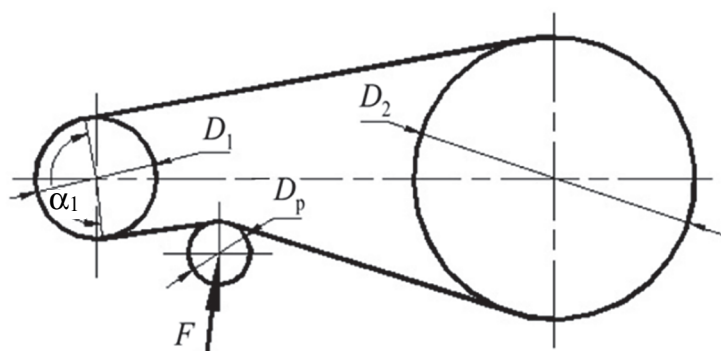


Рис. 10.4. Передача с натяжным роликом

Зубчато-ременные передачи используют при $P \leq 200$ кВт. Ограничения связаны с низкой долговечностью ремня и повышенной его стоимостью.

В современном машиностроении наибольшее применение имеют клиноременные передачи; увеличивается применение поликлиновых и зубчатых, а также плоских ремней из синтетических материалов, обладающих высокой статической прочностью и долговечностью.

10.2. Материалы и типы ремней

Общие требования: достаточно высокое сопротивление усталости, статическая прочность и износостойкость, высокий коэффициент трения, эластичность, а также невысокая стоимость и широкая распространенность.

Плоские ремни. Плоские ремни бывают кордошнуровыми (рис. 10.5, а), резинотканевыми (рис. 10.5, б) трех типов: нарезными ($v \leq 30$ м/с) (рис. 10.5, в), послойно завернутыми ($v \leq 20$ м/с) (рис. 10.5, г) и спирально завернутыми ($v \leq 15$ м/с) (рис. 14.5, д).

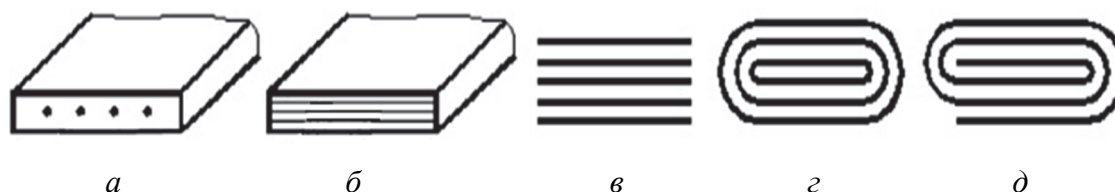


Рис. 10.5. Виды кордошнуровых и резинотканевых ремней

Кордошнуровые и резинотканевые ремни имеют наибольшее распространение. Они состоят из тканевого каркаса с резиновыми прослойками. Основная нагрузка воспринимается тканью, а резина обеспечивает работу ремня как единого целого, защищает ткань от повреждений и повышает коэффициент трения ремня о шкив.

Резинотканевые ремни обладают хорошей тяговой способностью, прочностью, эластичностью, малочувствительны к влаге и колебаниям температуры, однако боятся нефтепродуктов. Резинотканевые ремни допускают скорость до 30 м/с.

Кожаные ремни среди плоских ремней обладают наибольшей тяговой способностью и эластичностью. Они хорошо работают при переменных и ударных нагрузках на шкивах малых диаметров и больших скоростях (до 45 м/с). Из-за дефицитности и высокой стоимости применение кожаных ремней очень ограничено.

Шерстяные ремни дороги, но хорошо противостоят сырости и воздействию химических веществ. Они хорошо работают при неравномерных и ударных нагрузках и допускают скорости до 30 м/с.

Хлопчатобумажные ремни применяют при небольших мощностях и скоростях до 25 м/с; удовлетворительно работают на шкивах малых диаметров, не пригодны для работы в агрессивных условиях.

Синтетические плоские ремни состоят из капроновой или лавсановой ткани, пропитанной полиамидными растворами и покрытой фрикционной полиамидной пленкой. Очень перспективны плоские ремни из синтетических материалов, так как обладают высокой статической прочностью, эластичностью и долговечностью. Скорость ремня достигает 100 м/с, передаваемая мощность – до 1 тыс. кВт.

Пленочные ремни, имеющие малую толщину (0,4–1,2 мм) и скорость до 100 м/с, применяются на шкивах малых диаметров. Тяговую способность пленочных ремней повышают за счет специальных пленочных покрытий.

КПД передач плоским ремнем составляет 0,93–0,98. Передаточное число открытой передачи и ≤ 5 .

Клиноременная передача применяется в виде открытой передачи с одним или несколькими ремнями. Клиновые ремни делятся на ремни с обычным трапецеидальным сечением и ремни с гофрированной внутренней поверхностью. Последние отличаются повышенной гибкостью и хорошо служат на малых шкивах.

Достоинством этой передачи (рис. 10.6) по сравнению с плоскорременной является то, что она передает большую мощность (примерно в 3 раза большее окружное усилие ($f' = f / (\sin\alpha)$), где f – коэффициент трения на плоскости (для прорезиненной ткани по чугуну $f = 0,3$; $\varphi = 40^\circ$ – угол профиля канавки шкива)), допускает меньшее межосевое расстояние, меньший угол обхвата α_1 и силы давления на валы.

Недостатками в сравнении с плоскорременной являются меньшая долговечность ремней вследствие значительной их толщины, более низкий КПД и большая стоимость шкивов.

Число ремней в одном комплекте не должно превышать 8 из-за отклонений в размерах шкивов и ремней и неравномерной их нагрузки. КПД клиноременной передачи составляет примерно 0,96.

Скорость ремней клиноременной передачи не должна превышать 30 м/с, наибольшую нагрузку ремни передают при $v = 20–25$ м/с. Невыгодны скорости меньше 5 м/с.

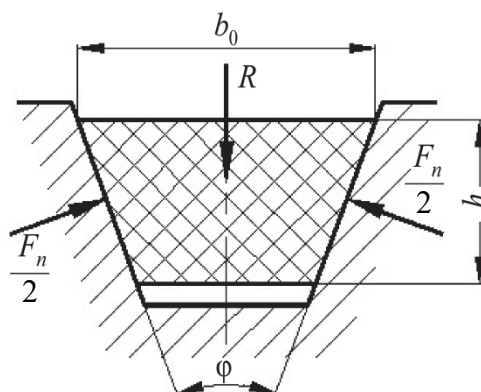


Рис. 10.6. Сечение ремня

Клиноременная передача рекомендуется при малых межосевых расстояниях, больших передаточных отношениях, вертикальном расположении осей валов.

В соответствии с ГОСТ 1284.1–89 выпускаются ремни нормального ($b_0/h = 1,6$ для $v \leq 25$ м/с – О(З), А, Б(В), В(С), Г(Д), Д(Е)) и узкого ($b_0/h \approx 1,2$ для $v \leq 50$ м/с – УО, УА, УБ, УВ) сечений. Широкое распространение имеют специальные вентиляторные автотракторные ремни, а также ремни для приводов сельскохозяйственных машин. По конструкции они бывают кордтканевые и кордшнуровые.

Очень перспективны узкие клиновые ремни, которые передают в 1,5–2 раза большие мощности, чем ремни нормальных сечений; допускают меньшие диаметры малого шкива и работают при больших скоростях, передачи получаются более компактными.

Узкие ремни обладают повышенной тяговой способностью за счет лучшего распределения нагрузки по ширине несущего слоя, состоящего из высокопрочного синтетического корда. Применение узких ремней значительно снижает материалоемкость ременных передач.

Поликлиновые ремни представляют собой бесконечные плоские ремни с ребрами на нижней стороне, работающие на шкивах с клиновыми канавками (рис. 10.2, в). Ширина такого ремня в 1,5–2 раза меньше ширины комплекта клиновых ремней нормальных сечений при одинаковой мощности передачи.

Зубчато-ременные передачи – очень перспективный вид передач для приводов машин (рис. 10.2. д). В этих передачах бесконечный плоский ремень, имеющий на внутренней поверхности зубья трапецеидальной формы, входит в зацепление с зубчатым шкивом. По сравнению с другими видами передач с гибкой связью зубчато-ременные передачи обладают рядом преимуществ: отсутствие скольжения, малые габариты,

небольшие нагрузки на валы и их опоры (немного превышающие или равные окружному усилию), незначительная вытяжка ремня и высокий КПД (0,94–0,98).

Зубчато-ременные передачи применяют при скорости ремня до 50 м/с, передаточных числах $u \leq 12$ и мощностях до 100 кВт и более. Передачи зубчатым ремнем обычно являются понижающими в приводах от электродвигателей к приемным валам машин.

Основной конструктивный параметр зубчатого ремня – модуль $m = p / \pi$, где p – окружной шаг. Модули стандартизированы – 2; 3; 4; 5; 7; 10 мм.

10.3. Основные геометрические параметры ременных передач

Межосевое расстояние a ременной передачи определяется в основном конструкцией привода машины. Рекомендуется:

– для плоскоремненной передачи

$$15m \geq a \geq 2(D_2 + D_1);$$

– клиноремненной передачи

$$2(D_2 + D_1) \geq a \geq 0,55(D_2 + D_1) + h,$$

где D_2 и D_1 – диаметры шкивов; h – высота сечения ремня.

Расчетная длина ремня l равна сумме длин прямолинейных участков и дуг обхвата шкивов. Значение длины ремня:

$$l = 2a + \frac{\pi(D_2 + D_1)}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}. \quad (10.1)$$

Межосевое расстояние при окончательно установленной длине ремня:

$$a = 0,25(\Delta_1 + \sqrt{\Delta_1^2 - 8\Delta_2}),$$

здесь $\Delta_1 = L_p - 0,5\pi(D_1 + D_2)$; $\Delta_2 = 0,25(D_2 - D_1)^2$.

Угол обхвата ремнем малого шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{57^\circ(D_2 - D_1)}{a}. \quad (10.2)$$

Для плоскоремненной передачи рекомендуется $[\alpha_1] \geq 150^\circ$, а для клиноремненной – $[\alpha_1] \geq 120^\circ$.

10.4. Силы и напряжения в ремне

Для создания трения между ремнем и шкивом ремень натягивается с предварительной силой F_0 (рис. 10.7, а). Чем больше F_0 , тем выше тяговая способность передачи. В состоянии покоя или холостого хода каждая ветвь передачи натянута одинаково с силой F_0 . При приложении рабочей нагрузки T_1 происходит перераспределение натяжений в ветвях ремня: ведущая ветвь дополнительно натягивается до силы F_1 , а натяжение ведомой ветви уменьшается до F_2 (рис. 10.7, б).

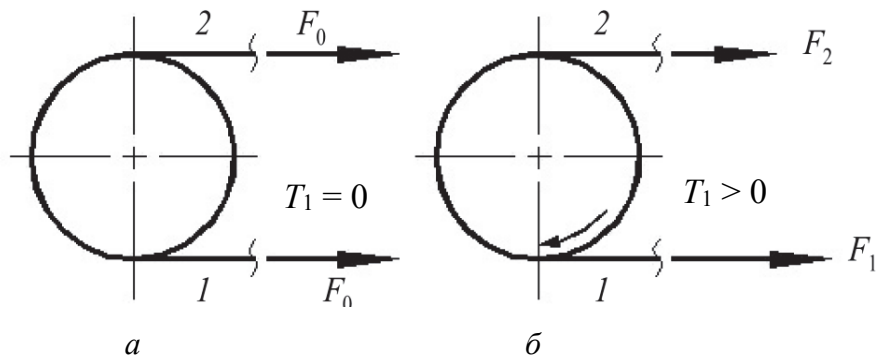


Рис. 10.7. Силы в ветвях ремня:
1 – ведущая; 2 – ведомая

Соотношение натяжений ведущей и ведомой ветвей при работе передачи на границе буксования определяют по уравнению Л. Эйлера:

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha}, \quad (10.3)$$

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

Из формулы видно, что нагрузочная способность ременной передачи возрастает с увеличением f и α .

Из условия равновесия моментов внешних сил относительно оси вращения имеем

$$T_1 + \frac{F_2 D_1}{2} - \frac{F_1 D_1}{2} = 0,$$

или

$$F_1 - F_2 = F_t, \quad (10.4)$$

где $F_t = \frac{2T_1}{D_1}$ – окружная сила на шкиве.

Теоретически и экспериментально установлено, что сумма натяжений ведущей и ведомой ветвей ремня при любом режиме работы передачи остается постоянной и равна удвоенному значению предварительного натяжения. Следовательно, насколько возрастает натяжение ведущей ветви ремня, настолько же оно снижается в ведомой, т. е.

$$F_1 = F_0 + \Delta F \quad \text{и} \quad F_2 = F_0 - \Delta F,$$

или

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (10.5)$$

Решив совместно уравнения (10.4) и (10.5), получим

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}; \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}. \quad (10.6)$$

Данные уравнения устанавливают изменения натяжения ведущей и ведомой ветвей в зависимости от нагрузки F_t , но не вскрывают способность передавать эту нагрузку или тяговую способность передачи, которая связана с величиной силы трения. Такая связь устанавливается зависимостью Эйлера. Решив совместно уравнения (10.3), (10.4) и (10.5), получим значения, устанавливающие такую зависимость:

$$F_1 = F_t \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}; \quad F_2 = F_t \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}; \quad F_0 = \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right).$$

Если $F_0 > \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right)$, то передача будет работать без буксования.

В ремне при обегании им шкивов возникает центробежная сила

$$F_v = \rho A v^2,$$

где ρ – плотность ремня; A – площадь сечения ремня.

Сила F_v , отбрасывая ремень от шкива, уменьшает полезное действие предварительного натяжения F_0 , понижая нагрузочную способность передачи. Влияние ее особенно существенно при $v > 20$ м/с.

Силы натяжения ветвей ремня нагружают валы и подшипники (рис. 10.8).

Равнодействующая сила $F_B = 2F_0 \sin(\alpha_1 / 2)$, где α_1 – угол обхвата на малом шкиве.

Направление силы F_B принимают по линии центров передачи. Обычно F_B в два-три раза больше окружной силы F_t , что является крупным недостатком ременных передач.

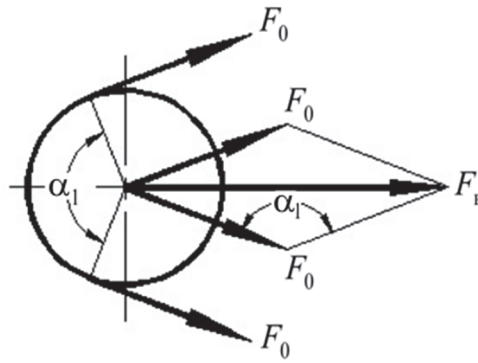


Рис. 10.8. Силы на ведущем шкиве

При работе ременной передачи напряжения по длине ремня распределяются неравномерно (рис. 10.9).

Рассмотрим их подробнее.

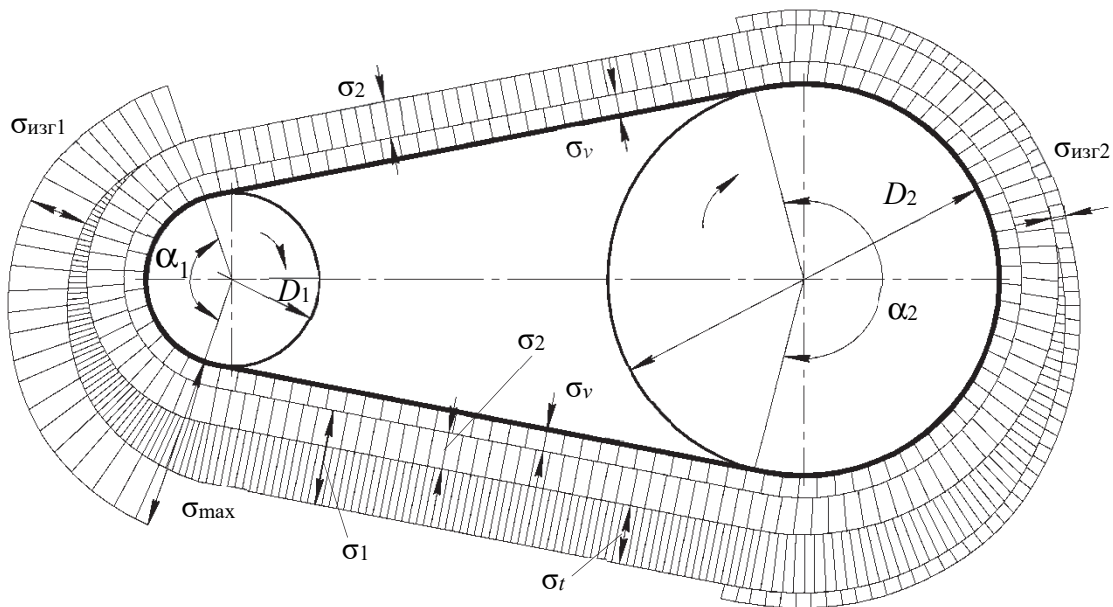


Рис. 10.9. Напряжения в ремне

Предварительное напряжение σ_0 . В состоянии покоя или при холостом ходе каждая ветвь натянута с силой F_0 , следовательно,

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A},$$

где A – площадь поперечного сечения.

Из условия долговечности рекомендуется: для плоских ремней $\sigma_0 = 1,8$ МПа, для клиновых стандартных ремней $\sigma_0 = 1,2-1,5$ МПа. С увеличением σ_0 снижается долговечность ремня.

От сил F_1 и F_2 при передаче крутящего момента

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} = \frac{F_0 + F_t/2}{A} = \sigma_0 + \frac{\sigma_t}{2};$$

$$\sigma_2 = \frac{F_2}{A} = \frac{F_0 - F_t/2}{A} = \sigma_0 - \frac{\sigma_t}{2}.$$

Под действием центробежных сил

$$\sigma_v = \frac{F_v}{A} = \frac{\rho A v^2}{A} = \rho v^2,$$

где ρ – плотность материала ремня.

От изгиба на шкивах

$$\sigma_{из} = \frac{E\delta}{D},$$

где δ – толщина ремня; D – диаметр шкива; E – модуль упругости материала ремня.

Максимальные напряжения в ремне равны $\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{из}$, они возникают в месте набегания ремня на ведущий шкив.

10.5. Скольжение ремня и особенности кинематики

Натяжение ремня в процессе набегания его на ведущий шкив падает от F_1 до F_2 . Ремень укорачивается и отстает от шкива, упруго скользая по нему. На ведомом шкиве натяжение возрастает от F_1 до F_2 . Ремень удлиняется и опережает шкив, упруго скользая по нему. Результатом упругого скольжения является снижение скорости ведомой ветви и ведомого шкива.

Коэффициент скольжения

$$\xi = \frac{v_1 - v_2}{v_1}. \quad \xi = 0,01-0,02.$$

Упругое скольжение является причиной непостоянства передаточного отношения:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)} \approx \frac{d_2}{d_1}.$$

10.6. Критерии работоспособности и расчет ременных передач

Причинами потери работоспособности передачи могут быть:

– буксование, обусловленное недостаточным сцеплением ремня со шкивом;

– усталостное разрушение ремня, обусловленное циклическими напряжениями изгиба и внутренним трением.

Поэтому основными критериями работоспособности ременных передач являются:

– **тяговая способность**, которая зависит от величины сил трения между ремнем и шкивом;

– **долговечность ремня**, т. е. его способность сопротивляться усталостному разрушению.

Проектным расчетом ременных передач, обеспечивающим требуемую прочность ремней, является расчет по тяговой способности. Расчет на долговечность производится как проверочный.

Расчет ременных передач по тяговой способности заключается в определении критического значения коэффициента тяги φ_0 по экспериментальным кривым скольжения для всех типов ремней (рис. 10.10).

Тяговая способность ременной передачи выражается через коэффициент тяги φ , показывающий, какая часть предварительного натяжения ремня полезно используется для передачи нагрузки:

$$\varphi = \frac{F_t}{F_1 + F_2} = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\sigma_{\text{п}}}{2\sigma_0},$$

или

$$\varphi = \frac{\sigma_{\text{п}}}{2\sigma_0},$$

если числитель и знаменатель разделить на площадь поперечного сечения ремня A .

По оси абсцисс откладывают коэффициент тяги φ , а по оси ординат – коэффициенты ε и η . При постоянном натяжении $F_1 + F_2 = 2F_0$ постепенно повышают полезную нагрузку F_t , а следовательно, и коэффициент тяги φ и измеряют значение коэффициента ε , а также КПД передачи η . При возрастании коэффициента тяги φ от нуля до критического значения φ_0 наблюдается только упругое скольжение, которое пропорционально нагрузке, и кривая скольжения имеет прямолинейный участок. Передача работает нормально.

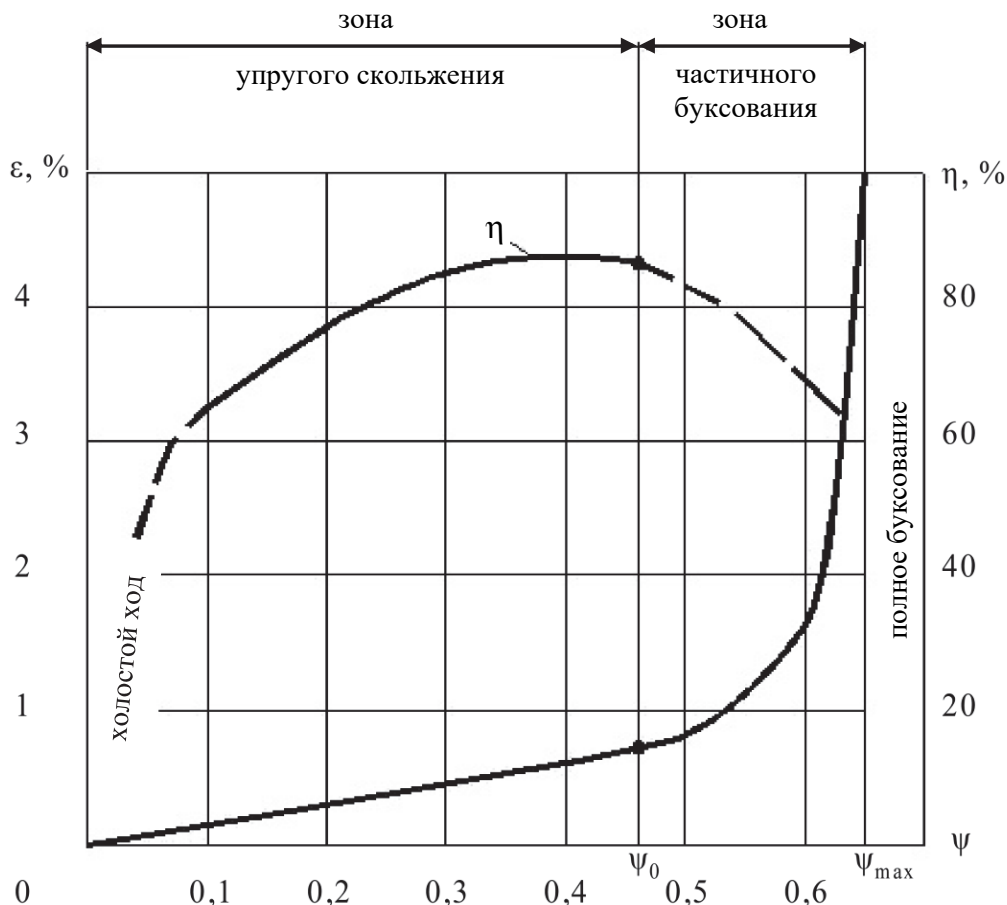


Рис. 10.10. Кривые скольжения

При дальнейшем увеличении коэффициента тяги от φ_0 до φ_{\max} к упругому скольжению добавляется частичное буксование. Нормальная работа передачи нарушается. Зона частичного буксования (φ_0 – φ_{\max}) определяет способность передачи переносить кратковременные перегрузки, например при пуске. При предельном значении $\varphi_0 = \varphi_{\max}$ наступает полное буксование, ведомый шкив останавливается.

Критическое значение коэффициента тяги φ_0 характеризует предел рационального использования ремня. Значение φ_0 соответствует наибольшей нагрузке на ремень F_t , до которой отсутствует буксование.

$$F_t = 2\varphi_0 F_0.$$

Экспериментально установлено, что в среднем для плоских ремней $\varphi_0 = 0,4$ – $0,5$; для клиновых ремней $\varphi_0 = 0,7$ – $0,8$. Отношение $B = \varphi_{\max} / \varphi_0$ – коэффициент запаса сцепления, характеризующий возможную перегрузку передачи (до наступления буксования), $B = 1,15$ – $1,50$.

КПД передачи растет с ростом нагрузки вследствие уменьшения роли потерь холостого хода и достигает максимума в зоне критического значения коэффициента тяги. В зоне частичного буксования КПД резко снижается вследствие увеличения потерь на скольжение, при этом ремень быстро изнашивается. При $\varphi = \varphi_{\max}$ КПД падает до нуля.

Поэтому рабочую нагрузку рекомендуется выбирать вблизи критического значения φ_0 . В этом случае значение КПД принимают для плоскоремненной передачи $\eta = 0,93-0,98$; для клино- и поликлиноремненной $\eta = 0,92-0,97$. КПД ременных передач зависит не только от потерь мощности на скольжение ремня по шкивам, но и потерь на внутреннее трение в ремне при изгибе, на сопротивление воздуха движению ремня и шкивов и на трение в подшипниках.

10.7. Способы повышения тяговой способности передачи

1. Увеличение предварительного натяжения ремня F_0 . На поверхности обода шкивов, работающих с $v > 40$ м/с, необходимо протачивать кольцевые канавки для выхода воздуха из-под ремня.

Достоинство способа: простота.

Недостатки:

- необходимость использования ремней повышенной прочности;
- увеличение нагрузки на опоры.

2. Увеличение коэффициента трения между ремнем и шкивом.

Способы реализации: использование для ремней и шкивов материалов с высоким коэффициентом трения; применение ремней и канавок с клиновидной формой сечения (рис. 10.11).

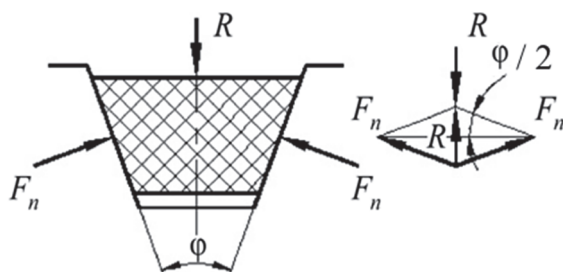


Рис. 10.11. Равновесие сил

$$F_{\text{тр}} = F_n f = \frac{fR}{\sin\left(\frac{\varphi}{2}\right)} = \frac{f}{\sin\left(\frac{\varphi}{2}\right)} R = f_{\text{пр}} R,$$

где $f_{\text{пр}} = \frac{f}{\sin\left(\frac{\varphi}{2}\right)}$ – приведенный коэффициент трения.

Для стандартных ремней $\varphi = 40^\circ$, тогда

$$f_{\text{пр}} = \frac{f}{\sin 20^\circ} \approx 3f.$$

Таким образом, клиновидная форма ремня увеличивает сцепление его со шкивом. Однако при $\varphi < 40^\circ$ возрастает вероятность самозаклинивания ремня.

Достоинства способа:

- возможность работы при малых межосевых расстояниях и углах обхвата, больших передаточных отношениях;
- возможность работы в любом пространственном положении из-за отсутствия сползания ремня со шкива.

Недостатки способа:

- повышенные потери на трение;
- опасность перегрева ремня и его заклинивания;
- пониженная долговечность ремня.

3. Увеличение угла обхвата ремнем малого шкива.

Способы реализации:

1) натяжными роликами (рис. 10.12, а) (со стороны менее нагруженной ведомой ветви).

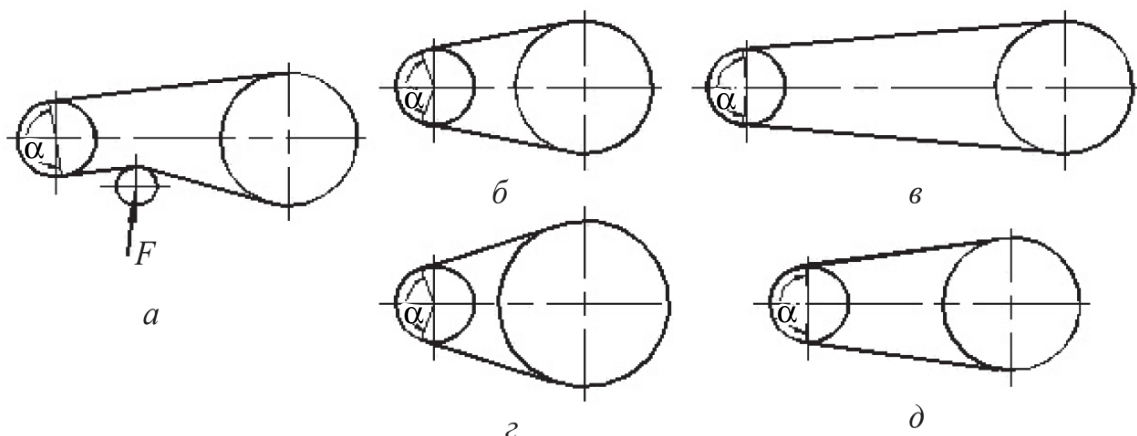


Рис. 10.12. Способы изменения угла обхвата ремнем шкивов

Недостаток: снижение долговечности ремня из-за дополнительного перегиба;

2) за счет увеличения межосевого расстояния (рис. 10.12, б и рис. 10.12, в), $\alpha_1' > \alpha_1$;

3) за счет уменьшения передаточного числа (рис. 10.12, г и рис. 10.12, д), $\alpha_1' > \alpha_1$.

Рекомендуемые значения α_1 и u :

– плоскоремennая передача: $\alpha_1 \geq 150^\circ$; $u \leq 5$ (с натяжным роликом $u \leq 10$);

– клино- и поликлиноремennая $\alpha_1 \geq 80-120^\circ$; $u \leq 10$ (иногда ≤ 15);

Методика расчета ремней на долговечность пока не разработана. Поэтому проверочный расчет на долговечность осуществляют по частоте пробегов ремня U' :

$$U = \frac{v}{L_p} \leq [U],$$

где U – действительная частота пробегов ремня, с^{-1} ; v – скорость ремня, м/с; L_p – длина ремня, м; $[U]$ – допускаемая частота пробегов ремня, с^{-1} , при которой не появляются признаков усталостного разрушения. Для плоскоремennой передачи $[U] \leq 3-5 \text{ с}^{-1}$; для клиноремennой $[U] \leq 10-20 \text{ с}^{-1}$. Если $U > [U]$, то увеличивают L_p .

Практика эксплуатации позволила установить, что ремни, рассчитанные по тяговой способности и при соблюдении вышеприведенного условия, имеют среднюю долговечность 2000–3000 ч.

Лекция 11

ВАЛЫ И ОСИ

11.1. Назначение, классификация и конструктивные особенности валов и осей

Вал предназначен для поддержания размещенных на нем зубчатых колес, шкивов, звездочек и других деталей машин, а также для передачи крутящего момента. Некоторые валы (гибкие, карданные, торсионные) не поддерживают вращающиеся детали. При работе вал испытывает изгиб и кручение, а иногда дополнительно растяжение и сжатие. Ось предназначена лишь для поддержания размещенных на ней деталей и подвергается только изгибу. В отличие от вала ось не передает крутящий момент. Оси могут быть неподвижными или вращающимися (рис. 11.1).

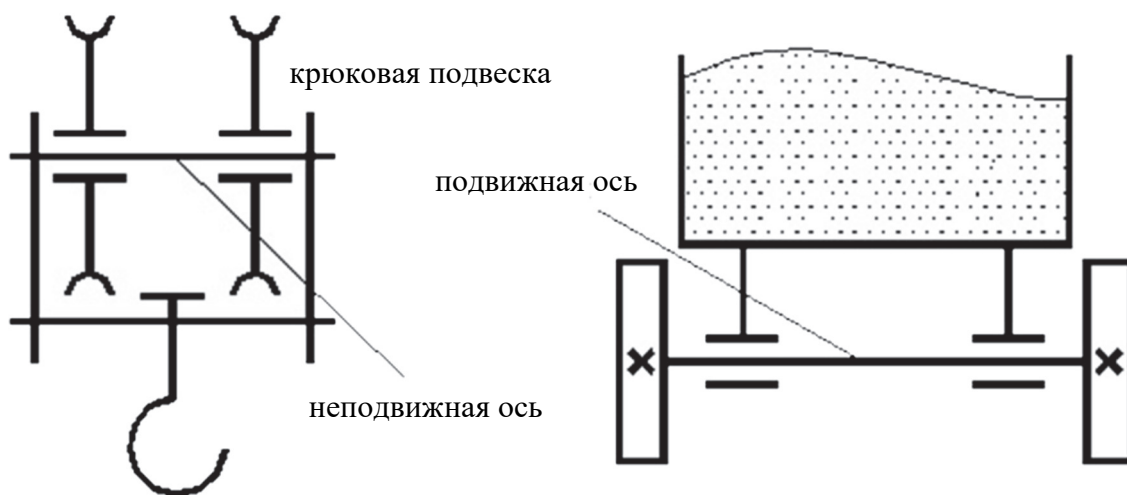


Рис. 11.1. Виды осей

По геометрической форме валы бывают прямые, коленчатые и гибкие.

По форме сечения различают: цилиндрические валы сплошного сечения, цилиндрические полые, шлицевые и с нарезанными зубьями.

По конструкции валы бывают постоянного диаметра и ступенчатые. Валы постоянного диаметра имеют повышенную прочность из-за отсутствия концентраторов напряжений. Ступенчатые валы более

распространены, так как обеспечивают более удобную сборку и фиксацию деталей.

Валы, которые кроме деталей передач несут рабочие органы машины, называются коренными. Коренной вал станков с вращательным движением инструмента или изделия называется шпинделем. Вал, распределяющий механическую энергию по отдельным рабочим машинам, называется трансмиссионным. В отдельных случаях валы изготавливают как одно целое с цилиндрической или конической шестерней (вал-шестерня) или с червяком (вал-червяк).

Вращающиеся оси, как и валы, устанавливаются в подшипниках. Примером вращающихся осей могут служить оси железнодорожного подвижного состава, примером невращающихся – оси передних колес автомобиля.

Вращающиеся оси даже при неизменной внешней нагрузке работают в тяжелых условиях циклически изменяющегося напряженного состояния, но они удобны в эксплуатации, так как допускают применение нормальных (выносных) подшипников.

Неподвижные оси обычно работают в более благоприятных условиях при постоянных или мало изменяющихся напряжениях, но для них требуются более сложные и менее удобные в эксплуатации подшипники, встроенные в насаживаемые на оси детали.

Нагрузки, воспринимаемые осями и валами, передаются на корпус или станины машины через опорные устройства – подшипники. Опорные части вала или оси называются цапфами. Они подразделяются на шипы, шейки и пяты (рис. 11.2).

Шипом называется цапфа, расположенная на конце вала или оси и передающая преимущественно радиальную нагрузку.

Шейкой называется цапфа, расположенная в средней части вала или оси. Пятой называют цапфу, передающую осевую нагрузку. По форме цапфы могут быть цилиндрическими, коническими, шаровыми и плоскими (пяты). Шипы и шейки вала опираются на подшипники, опорной частью для пяты является подпятник. Кольцевое утолщение вала, составляющее с ним одно целое, называется буртиком. Переходная поверхность от одного сечения к другому, служащая для упора насаживаемых на вал деталей, называется заплечиком.

Для уменьшения концентрации напряжений и повышения прочности переходы в местах изменения диаметра вала или оси делают плавными. Криволинейную поверхность плавного перехода от меньшего сечения к большему называют галтелью. Галтели бывают постоянной и переменной кривизны. Галтель вала, углубленную за плоскую часть заплечика, называют поднутрением.

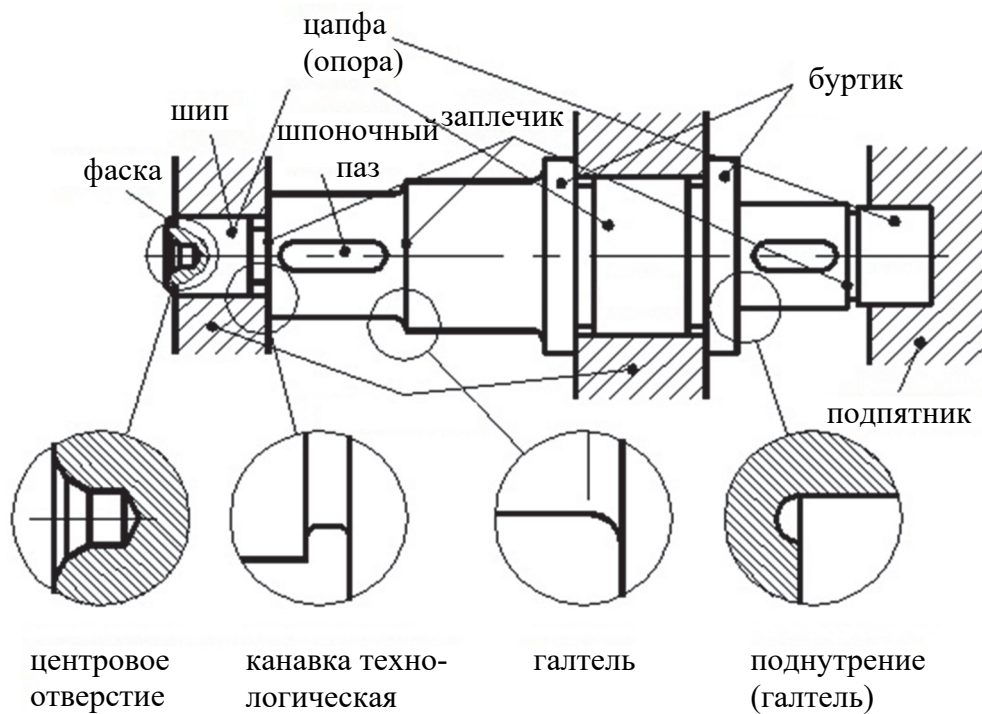


Рис. 11.2. Элементы вала

Переходные участки валов между соседними ступенями разных диаметров нередко выполняют с полукруглой канавкой для выхода шлифовального круга. Торцы осей и валов и их ступеней делают с конусными фасками. Шпоночные канавки по длине вала следует располагать по одной линии. Это упрощает фрезерование канавок и технологию сборки узла.

11.2. Материалы валов и осей

Материалы валов и осей должны быть прочными, хорошо обрабатываться и иметь высокий модуль упругости. Прямые валы и оси изготавливают преимущественно из углеродистых и легированных сталей. Коленчатые валы из-за своей сложной формы и действия на них при работе значительных динамических нагрузок часто изготавливают литьем из чугуна, поскольку чугун легче и дешевле стали, обладает хорошими литейными свойствами и высокой демпфирующей способностью.

Для валов и осей без термообработки применяют стали Ст5, Ст6; для валов с термообработкой – стали 45, 40Х. Быстроходные валы, работающие в подшипниках скольжения, изготавливают из сталей 20, 20Х, 12ХН3А. Цапфы этих валов цементируют для повышения износостойкости. Валы и оси обрабатывают на токарных станках с последующим шлифованием цапф и посадочных поверхностей.

11.3. Расчеты валов и осей по различным критериям

Валы и вращающиеся при работе оси испытывают циклически изменяющиеся напряжения. Основными критериями работоспособности являются усталостная прочность (выносливость) и жесткость. Усталостная прочность валов и осей оценивается коэффициентом запаса прочности, а жесткость – прогибом в местах посадок деталей и углами наклона или закручивания сечений.

Практикой установлено, что разрушение валов и осей быстроходных машин в большинстве случаев носит усталостный характер, поэтому основным является расчет на усталостную прочность.

Для окончательного расчета вала необходимо знать его конструкцию, тип и расположение опор, места приложения внешних нагрузок. Вместе с тем подбор подшипников можно осуществить только тогда, когда известен диаметр вала. Поэтому расчет валов выполняется в два этапа: предварительный (проектный) и окончательный (проверочный). Для упрощения расчета вала составляется расчетная схема.

Вал рассматривают как балку, лежащую на опорах.

Условные опоры размещают в соответствии с их конструкцией и характером передаваемой нагрузки, усилий растяжения – сжатия и силы трения в опорах (при необходимости).

Нагрузку от насаженной детали заменяют сосредоточенной силой в середине ступицы или двумя силами на расстоянии $l = (0,2-0,3)l_{ст}$ от ее краев.

Собственную массу вала и деталей не учитывают.

Проектный расчет производится только на кручение, причем для компенсации напряжений изгиба и других неучтенных факторов принимают значительно пониженные значения допускаемых напряжений кручения, например, для выходных участков валов редукторов $[\tau_k] = (0,025-0,030)\sigma_b$, где σ_b – временное сопротивление материала вала. Тогда диаметр вала определится как

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T_k}{0,2[\tau'_k]}}$$

где T_k – крутящий момент, возникающий в расчетном сечении вала и обычно численно равный передаваемому вращающему моменту T ; $[\tau'_k]$ – допускаемое напряжение на кручение.

Для валов из сталей Ст5, Ст6, 45 принимают: при определении диаметра выходного конца $[\tau'_k] = 20\text{--}25$ МПа; при определении диаметра промежуточного вала под шестерней $[\tau'_k] = 10\text{--}20$ МПа. Полученное значение диаметра округляют до ближайшего стандартного.

При проектировании редукторов диаметр выходного конца быстрого вала часто принимают равным (или почти равным) диаметру вала электродвигателя, с которым он будет соединен муфтой.

После установления диаметра выходного конца вала назначается диаметр цапф вала (несколько больше диаметра выходного конца) и производится подбор подшипников. Диаметр посадочных поверхностей валов под ступицы насаживаемых деталей для удобства сборки принимают больше диаметров соседних участков. В результате этого ступенчатый вал по форме оказывается близок к брусу равного сопротивления.

После разработки конструкции вала и компоновки узла выполняют проверочные расчеты, основным из которых является расчет на сопротивление усталости, дополняемый в некоторых случаях расчетами на статическую прочность, жесткость и колебания.

Упрощенный проверочный расчет валов на усталость исходит из предположения, что не только нормальные, но и касательные напряжения изменяются по симметричному (наиболее неблагоприятному) циклу. Этот вид расчета дает неточность на несколько процентов в сторону увеличения запаса прочности вала.

Условие сопротивления усталости имеет вид

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{M_{\text{экв}}}{0,1d^3}} \leq [\sigma_{-1и}],$$

где $\sigma_{\text{экв}}$ – эквивалентное напряжение в проверяемом сечении; $M_{\text{экв}}$ – эквивалентный момент; d – диаметр вала в этом сечении; $[\sigma_{-1и}]$ – допускаемое напряжение на изгиб при симметричном цикле изменения напряжений.

Расчетный диаметр вала в проверяемом сечении определяется по формуле

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}}}{0,1[\sigma_{-1и}]}}$$

и сравнивается с принятым при конструировании вала диаметром. Если проверяемое сечение вала ослаблено шпоночной канавкой, то расчетный диаметр вала следует увеличить на 7–10%.

Приведенные для проектного и проверочного расчета валов формулы и рекомендации используются и для определения осей с учетом только нормальных напряжений изгиба, так как $T = 0$.

Уточненный проверочный расчет валов на усталость исходит из предположения, что нормальные напряжения изменяются по симметричному, а касательные – по асимметричному циклу. Этот расчет заключается в определении фактического коэффициента запаса прочности в предположительно опасных сечениях с учетом характера изменения напряжений, влияния абсолютных размеров деталей, концентрации напряжений, шероховатости и упрочнения поверхностей и проводится в такой последовательности.

1. Определяют силы, действующие на шкивы, зубчатые колеса и т. д.

2. Если силы действуют в разных плоскостях, то их раскладывают на вертикальные и горизонтальные составляющие.

3. В двух взаимно перпендикулярных плоскостях определяют опорные реакции.

4. В двух взаимно перпендикулярных плоскостях строят эпюры изгибающих моментов.

5. Определяют результирующие изгибающие моменты в предположительно опасных сечениях вала:

$$M_{\text{и}} = \sqrt{M_{\text{иг}}^2 + M_{\text{ив}}^2},$$

где $M_{\text{иг}}$ и $M_{\text{ив}}$ – изгибающие моменты в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

6. Строят эпюру крутящего момента $T_{\text{к}}$.

7. Определяют для предположительно опасных сечений коэффициенты запаса прочности:

$$s = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [s],$$

где S_{σ} , S_{τ} – коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям; $[S]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности, для валов передач $[S] \geq 1,3$.

Проверочный расчет на усталостную прочность ведется по длительно действующей номинальной нагрузке без учета кратковременных пиковых перегрузок, число циклов действия которых невелико и не влияет на усталостную прочность.

Расчет на статическую прочность выполняют в случае возможного возникновения кратковременных пиковых нагрузок для предупреждения остаточных деформаций. Расчет выполняют по условию

$$\sigma_{\text{экв max}} = K_{\text{п}} \sigma_{\text{экв}} \leq \frac{\sigma_{\text{T}}}{[S_{\text{T}}]},$$

где $K_{\text{п}}$ – коэффициент перегрузки, равный отношению максимального момента двигателя к его номинальному значению (при наличии предохранительного устройства $K_{\text{п}}$ зависит от момента, при котором срабатывает это устройство); σ_{T} – предел текучести материала; $[S_{\text{T}}]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности по пределу текучести. Обычно принимают $[S_{\text{T}}] = 1,2-1,8$.

Расчет валов и осей на жесткость. Под действием приложенных активных и реактивных сил валы изгибаются и скручиваются. Максимальный прогиб вала или оси называется стрелой прогиба и обозначается через f . Деформация кручения вала характеризуется углом закручивания φ .

В результате прогиба и поворота сечений вала изменяется взаимное положение зубчатых венцов передач и элементов подшипников, что вызывает неравномерность распределения нагрузок по ширине венцов зубчатых колес и длине подшипников скольжения, перекос колец подшипников качения. Деформация кручения валов вызывает неравномерность распределения нагрузки по длине шлицев в шлицевых соединениях, по длине венцов валов-шестерен, она может быть причиной потери точности ходовых винтов токарно-винторезных станков и причиной возникновения крутильных колебаний валов.

Деформация валов мало влияет на работу ременных и цепных передач, поэтому валы таких передач на жесткость не проверяют. Короткие валы, например валы редукторов, на жесткость обычно не проверяют, так как прогибы и углы закручивания таких валов невелики и жесткость их обеспечена.

Условия жесткости валов записывают следующим образом:

$$Y \leq [Y]; f \leq [f]; \Theta \leq [\Theta]; \varphi_{\text{oo}} \leq [\varphi_{\text{oo}}].$$

Здесь $[Y]$ – допускаемый прогиб, $[Y] \approx 0,01m$, где m – модуль зацепления (рис. 11.3); $[f]$ – допускаемая стрела прогиба (для валов общего назначения в станкостроении $[f] \leq 0,0003 l$, где l – длина пролета); $[\Theta]$ – допускаемый угол сечения вала (для подшипников скольжения

$[\Theta] = 0,001$ рад, для подшипников качения $[\Theta] = 0,05$ рад; для сечений в опорах валов зубчатых передач $[\Theta] = 0,001$ рад); $[\varphi_0]$ – допустимый угол закручивания вала ($[\varphi_0] = 0,25–1,00$ град/м и зависит от требований и условий работы конструкций).

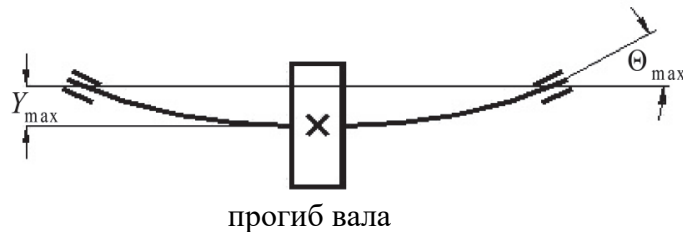


Рис. 11.3. Схема деформации вала

Условие жесткости осей записывается так:

$$f \leq [f],$$

где $[f] \leq 0,002l$, где l – расстояние между опорами.

Лекция 12

ОПОРЫ ВАЛОВ И ОСЕЙ

12.1. Общие сведения о подшипниках, назначение и разновидности подшипников по принципу работы

Валы и вращающиеся оси монтируют на опорах, которые определяют положение вала или оси, обеспечивают вращение, воспринимают нагрузки и передают их основанию машины. Основной частью опор являются подшипники, которые могут воспринимать радиальные, радиально-осевые и осевые нагрузки; в последнем случае она называется подпятником, а подшипник носит название упорного.

Подшипники вращающихся осей некоторых транспортных средств (например, железнодорожных вагонов) с преобладающей вертикальной нагрузкой называют буксами.

По принципу работы различают подшипники скольжения, в которых цапфа вала скользит по опорной поверхности, и подшипники качения, в которых между поверхностью вращающейся детали и опорной поверхностью расположены тела качения.

От качества подшипников в значительной степени зависит работоспособность, долговечность и КПД машин.

12.2. Подшипники скольжения

Подшипники, работающие по принципу трения скольжения, называются подшипниками скольжения.

Простейшим подшипником скольжения является отверстие, расточенное непосредственно в корпусе машины, в которое обычно вставляют втулку (вкладыш) из антифрикционного материала (рис. 12.1).

По характеру воспринимаемой нагрузки подшипники подразделяются на следующие виды:

- 1) радиальные, воспринимающие только радиальную нагрузку;
- 2) радиально-упорные, воспринимающие радиальную и осевую нагрузки;
- 3) упорные, воспринимающие только осевую нагрузку.

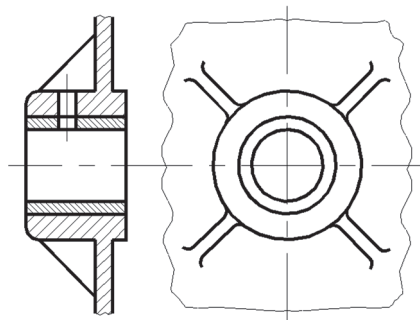


Рис. 12.1. Подшипник скольжения

По форме рабочей поверхности (рис. 12.2) – с цилиндрической (*а*), конической (*б*), сферической (*в*) и плоской (*г*) рабочей поверхностью.

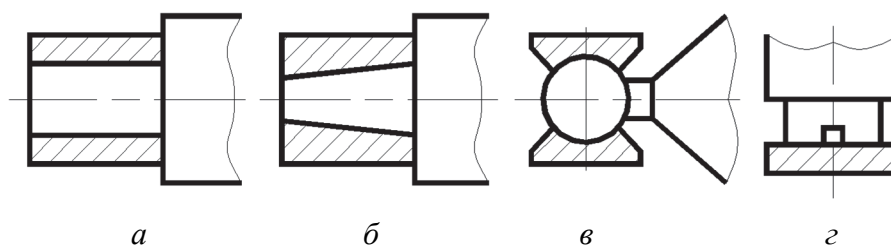


Рис. 12.2. Опорные поверхности подшипников скольжения

По способности самоустанавливаться – несамоустанавливающиеся и самоустанавливающиеся (рис. 12.3).

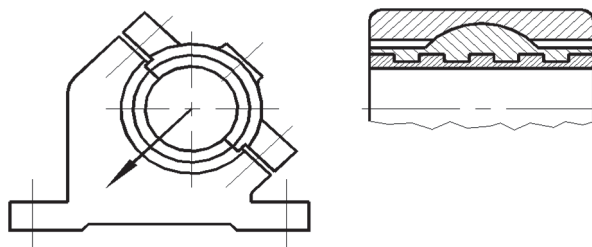


Рис. 12.3. Разъемный самоустанавливающийся подшипник

Достоинства подшипников скольжения:

- надежно работают в высокоскоростных приводах;
- способны воспринимать большие ударные и вибрационные нагрузки вследствие демпфирующего действия масляного слоя;
- обеспечивают высокую точность установки вала;
- работают бесшумно;
- имеют малые габариты в радиальном направлении;

– разъемные подшипники допускают установку их на шейки коленчатых валов;

– возможность использования при работе в агрессивной среде.

Недостатки подшипников скольжения:

– в процессе работы требуют постоянного надзора из-за высоких требований к смазке и опасности перегрева;

– большие габариты в осевом направлении;

– большой расход смазочного материала;

– необходимость применения дорогостоящих и дефицитных антифрикционных материалов для вкладышей.

Применение:

– для валов с ударными и вибрационными нагрузками (молоты, поршневые машины);

– коленчатых валов, когда требуются разъемные подшипники;

– валов больших диаметров, для которых отсутствуют подшипники качения;

– высокоскоростных валов, когда подшипники качения непригодны (центрифуги, шлифовальные станки и др.);

– при особо высоких требованиях к точности работы вала (шпиндели станков и др.);

– для близкорасположенных валов;

– в тихоходных машинах (из-за простоты конструкции и дешевизны);

– при работе в воде и агрессивных средах, в которых подшипники качения неработоспособны;

– в машинах, где есть ограничения по уровню шума (подводные лодки).

КПД подшипников скольжения $\eta = 0,95-0,99$. Конструкции подшипников скольжения очень разнообразны. Основные элементы подшипника – корпус и вкладыш (втулка). Подшипники могут быть разъемные и неразъемные. Подшипники с самоустанавливающимися вкладышами компенсируют непараллельности осей вала и расточки в корпусе, обеспечивают равномерное распределение нагрузки в подшипнике.

12.3. Материалы вкладышей подшипников скольжения

К материалам вкладышей предъявляют следующие требования:

1) высокая износостойкость и сопротивляемость заеданию. При этом для обеспечения более медленного износа цапфы ее поверхность закаливают, так как замена вала значительно дороже замены вкладыша;

- 2) высокая сопротивляемость ударным нагрузкам и усталости;
- 3) низкий коэффициент трения;
- 4) высокая теплопроводность и низкий температурный коэффициент линейного расширения.

Вкладыши выполняют из следующих материалов:

- 1) бронза (оловянная, алюминиевая, свинцовая);
- 2) баббиты (сплавы Sn, Pb, Zn, Cu, Al), являющиеся одними из лучших материалов для ответственных подшипников при средних и тяжелых режимах работы, однако они дорогостоящие, поэтому ими заливают только тонкие рабочие поверхности ($\leq 0,5$ мм);
- 3) антифрикционные чугуны, которые используют для тихоходных передач при малых и средних нагрузках;
- 4) неметаллические (текстолит, древеснослоистые пластики, пластмассы: фторопласт, капрон, нейлон), имеющие низкий коэффициент трения, высокую износостойкость. Используются для подшипников гидротурбин, аппаратов химической промышленности;
- 5) комбинированные (пористые металлы, пропитанные пластмассой, пластмассы с наполнителем).

12.4. Виды разрушения и критерии работоспособности подшипников скольжения

Абразивное изнашивание возникает в процессе граничного и сухого трения при малых скоростях, пуске и остановке, а также из-за попадания абразивных частиц в смазку.

Заедание возникает при перегреве подшипника из-за уменьшения вязкости масла с достижением температуры $t = 120\text{--}130^\circ\text{C}$. Граничные пленки разрушаются, возникают участки металлического контакта и очаги их схватывания, в результате подшипник выходит из строя.

Усталостное выкрашивание поверхностей вкладышей встречается редко, в основном при циклических нагрузках (поршневые двигатели).

Износ и заедание – основные причины выхода из строя подшипников с граничным и полужидкостным трением. Поэтому основные критерии работоспособности таких подшипников – износостойкость и стойкость против заедания.

Подшипники жидкостного трения работают практически без износа, если не нарушается режим смазки. Основным критерием их

работоспособности является минимальная толщина h слоя смазки, исключая контакт микронеровностей цапфы и вкладыша. Дополнительным критерием работоспособности является средняя температура нагрева масла в рабочей зоне.

12.5. Расчет подшипников с полужидкостным и граничным трением

Это подшипники тихоходных машин с частыми пусками и остановками, плохими условиями смазки.

Расчет проводят по двум показателям:

1) среднему давлению между цапфой и вкладышем:

$$p = \frac{F_r}{dl} \leq [p],$$

где F_r – радиальная нагрузка на подшипник; d и l – диаметр и длина цапфы; $[p]$ – допускаемое давление, которое определяется в зависимости от материала вала и вкладыша.

Расчет по p гарантирует невыдавливание смазки и представляет собой расчет на износостойкость;

2) произведению $[pV]$:

$$pV = \frac{F_r}{dl} \cdot \frac{\omega d}{2} = \frac{F_r \omega}{2l} \leq [pV],$$

где V – окружная скорость цапфы; $[pV]$ определяется в зависимости от материалов вала и вкладыша и характеризует удельную работу сил трения. Расчет по $[pV]$ гарантирует нормальный тепловой режим и стойкость против заедания.

Подпятники скольжения рассчитываются по аналогичной методике, но ввиду худших условий отвода теплоты допускаемые значения $[p]$ и $[pV]$ уменьшаются на 20–30%.

12.6. Подшипники качения. Общая характеристика. Классификация и конструкции подшипников качения

Подшипники качения в настоящее время имеют наибольшее распространение. Чаще всего подшипник качения состоит (рис. 12.4) из наружного кольца 1, внутреннего кольца 2, тел качения 3 (шариков или

роликов) и сепаратора 4, разделяющего и направляющего тела качения. Подшипники качения стандартизированы и изготавливаются в массовом количестве.

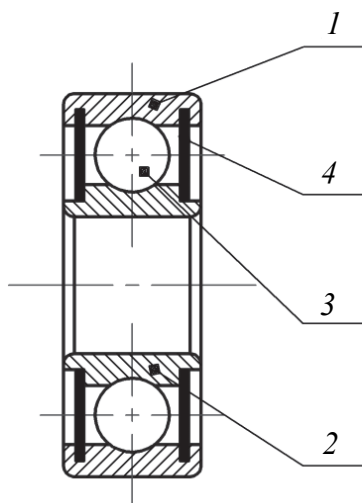


Рис. 12.4. Подшипник качения

Достоинства:

- малые потери на трение и незначительный нагрев;
- незначительный расход смазки;
- высокая степень взаимозаменяемости;
- небольшие габариты в осевом направлении.

Недостатки:

- чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам;
- большие габариты в радиальном направлении; малонадежны при высокой скорости.

По форме тел качения подшипники качения бывают шариковые и роликовые, причем ролики бывают цилиндрическими, коническими, бочкообразными, игольчатыми и витыми.

По числу рядов тел качения – одно-, двух-, четырех- и много-рядные.

По направлению воспринимаемой нагрузки делятся на радиальные (воспринимают преимущественно радиальную нагрузку), радиально-упорные (воспринимают радиальную и осевую нагрузки), упорные, воспринимающие осевую нагрузку.

По способности самоустанавливаться делятся на несамоустанавливающиеся и самоустанавливающиеся, допускающие некоторый относительный перекос колец.

Подшипник качения маркируют путем нанесения на торец кольца ряда цифр и букв, установленных ГОСТ 3189–89. Порядок отсчета цифр ведется справа налево. Число из первых двух цифр справа обозначают внутренний диаметр подшипника (от 20 до 495 мм), деленный на 5. Подшипники с внутренним диаметром 10 мм обозначается через 00; 12 мм – 01; 15 мм – 02; 17 мм – 03.

Основное условное обозначение подшипников качения ведется цифрами по следующей схеме (таблица).

Условные обозначения подшипников

Серия ширины	Конструктивная разновидность	Тип подшипника	Серия диаметров	Внутренний диаметр
(7)	(6–5)	(4)	(3)	(2–1)

Пример обозначения подшипника:

208 – шариковый радиальный (0) легкой серии (2) с внутренним диаметром 40 мм (5×8).

Наиболее дешевыми и распространенными в машиностроении являются *шариковые радиальные однорядные подшипники*, способные воспринимать также осевую нагрузку в обоих направлениях, если она не превышает одной трети радиальной нагрузки.

Контакт шарика с кольцами осуществляется по некоторой дуге *аба* (рис. 12.5), поэтому наряду с трением качения в шарикоподшипниках (рис. 12.6, *а*) наблюдается трение скольжения, что создает дополнительный износ и потери. Для роликовых подшипников наблюдается только трение качения, что уменьшает потери и износ по сравнению с шарикоподшипниками.

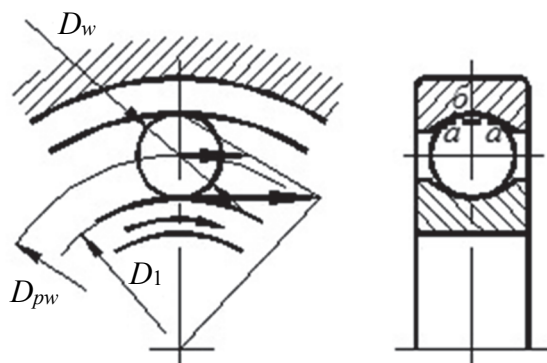


Рис. 12.5. Кинематика подшипника

Роликовый подшипник с короткими цилиндрическими роликами обладает повышенной нагрузочной способностью и долговечностью (рис. 12.6, б).

Конический роликовый подшипник воспринимает радиальную и осевую нагрузку (радиально-упорный подшипник), обладает большой нагрузочной способностью. Если угол контакта $\alpha \geq 45^\circ$, то подшипник называется упорно-радиальным (рис. 12.6, в).

Сферический шариковый подшипник имеет сферическую дорожку качения на наружном кольце (рис. 12.6, г), благодаря чему допускает значительное (до $2-3^\circ$) угловое смещение колец.

Кроме перечисленных, существуют следующие типы подшипников: радиально-упорные, воспринимающие радиальные F_r и осевые F_a нагрузки (рис. 12.6, д); упорные однорядные (рис. 12.6, е), воспринимающие осевую нагрузку только в одном направлении; двухрядные – в двух направлениях; игольчатые подшипники предназначены только для восприятия радиальных нагрузок (часто используются в карданных валах).

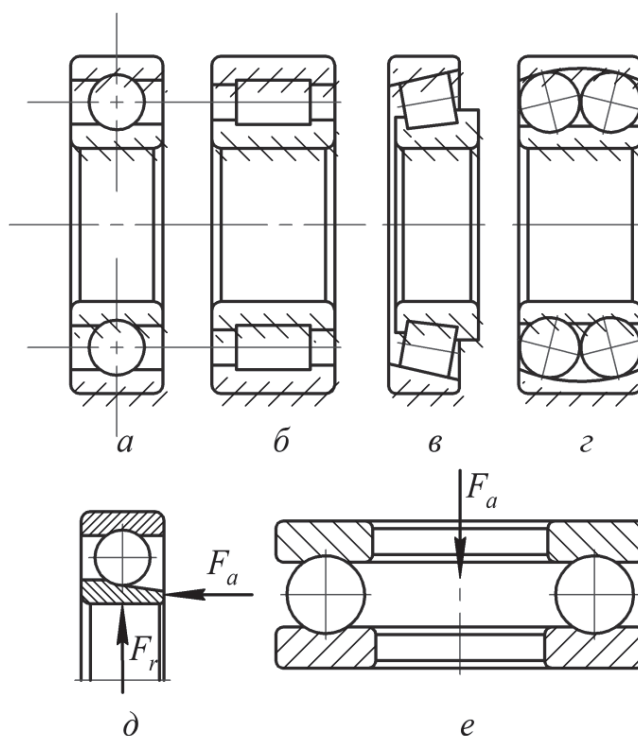


Рис. 12.6. Основные виды подшипников

Существует пять классов точности: P0, P6, P5, P4, P2 (в порядке ее повышения). Допускается и цифровое обозначение – 0, 6, 5, 4, 2.

12.7. Выбор и проверочные расчеты подшипников качения

Предварительно тип и размеры подшипника выбирают в зависимости от направления воспринимаемых подшипником нагрузок (осевой, радиальной) и их соотношения, а также в зависимости от диаметра посадочной поверхности вала.

В процессе работы подшипников качения могут проявляться следующие виды разрушения.

1. Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей тел и дорожек качения происходит вследствие действия на них циклических контактных напряжений. Усталостное выкрашивание является основным видом разрушения подшипников.

2. Пластические деформации в виде вмятин (лунок) на дорожках качения наблюдаются в невращающихся и тихоходных подшипниках ($n \leq 1 \text{ мин}^{-1}$) при действии на них больших статических и ударных нагрузок.

3. Задиры рабочих поверхностей качения по причине недостаточной смазки или слишком малых зазоров из-за неправильного монтажа.

4. Абразивный износ вследствие плохой защиты подшипника от попадания пыли.

5. Разрушение сепараторов от действия центробежных сил и воздействия на сепаратор тел качения. Этот вид разрушения является основной причиной потери работоспособности быстроходных подшипников.

6. Раскалывание колец и тел качения из-за перекосов при монтаже или больших динамических нагрузок.

Главные критерии работоспособности подшипников качения: усталостная контактная прочность и стойкость к пластическим деформациям. Поэтому после предварительного выбора проводится проверочный расчет по динамической или статической грузоподъемности.

Расчет подшипников по динамической грузоподъемности выполняют при частоте вращения вала $n \geq 10 \text{ мин}^{-1}$ по условию

$$C_{\text{паспорт}} \geq C_{\text{тр}},$$

где C – динамическая грузоподъемность.

Паспортная динамическая грузоподъемность – постоянная нагрузка, при которой не менее 90% идентичных подшипников, работающих в одинаковых условиях, должны достигнуть или превысить 1 млн оборотов без признаков усталостного разрушения (приводится в справочниках).

Расчетную динамическую грузоподъемность определяют по эмпирической зависимости:

$$C_{тр} = P^{\alpha} \sqrt{L},$$

где P – эквивалентная динамическая нагрузка, Н; L – долговечность (ресурс) подшипника, млн об.; α – показатель степени ($\alpha = 3$ для шариковых и $\alpha = 3,33$ для роликовых подшипников).

Для стандартных редукторов общего назначения установлена следующая базовая долговечность подшипников (90%-ный технический ресурс): 10 000 ч – для зубчатых редукторов и 5000 ч – для червячных редукторов.

Эквивалентную динамическую нагрузку P вычисляют по формуле

$$P = (XVF_r + YF_a)K_b K_T,$$

где X – коэффициент радиальной нагрузки; Y – коэффициент осевой нагрузки; V – коэффициент вращения (для внутреннего кольца $V = 1$, наружного кольца $V = 1,2$); F_r, F_a – радиальная и осевая нагрузки, Н; K_b – коэффициент безопасности (для редуктора $K_b = 1,3-1,5$); K_T – температурный коэффициент (при t до 100°C $K_T = 1$).

Для цилиндрических роликовых подшипников $F_a = 0, X = 1$; для упорных подшипников $F_r = 0, Y = 1$; для шариковых радиальных, радиально-упорных и конических роликовых $X = 1; Y = 0$, если $F_a / VF_r \leq e$ (расчет ведется только по радиальной нагрузке).

При действии осевой нагрузки кольца подшипника смещаются от среднего положения с выборкой радиального зазора, что до некоторого значения $F_a / VF_r \leq e$ способствует более равномерному распределению нагрузки по телам качения, поэтому осевая нагрузка не оказывает влияния на значение эквивалентной.

При $F_a / VF_r > e$ значения коэффициентов X и Y определяются по каталогу на подшипники (e – вспомогательный коэффициент, указанный в каталоге).

При расчете осевых нагрузок F_a , действующих на радиально-упорные подшипники, помимо внешней осевой силы F_a следует учитывать осевые составляющие S реакций подшипников, возникающие под действием радиальных нагрузок F_r . Эти составляющие вычисляются по формулам:

$$S = eF_r;$$

для конических роликоподшипников

$$S = 0,83eF_r.$$

Расчетную осевую нагрузку R_a на каждый из двух радиально-упорных подшипников вала (установленных «враспор» или «врастяжку» (рис. 12.7)) вычисляют следующим образом: определяют осевые составляющие S радиальных нагрузок; находят алгебраическую сумму всех осевых сил, действующих на каждый подшипник; при этом осевые силы, нагружающие данный подшипник, считают положительными (>0), а разгружающие его – отрицательными (<0); определяют суммарную нагрузку на подшипник, если полученная сумма больше нуля, то нагрузка на подшипник равна сумме всех внешних осевых сил F и S парного подшипника (без учета собственной осевой составляющей S). Если полученная сумма меньше нуля, то за нагрузку этого подшипника принимают собственную составляющую S .

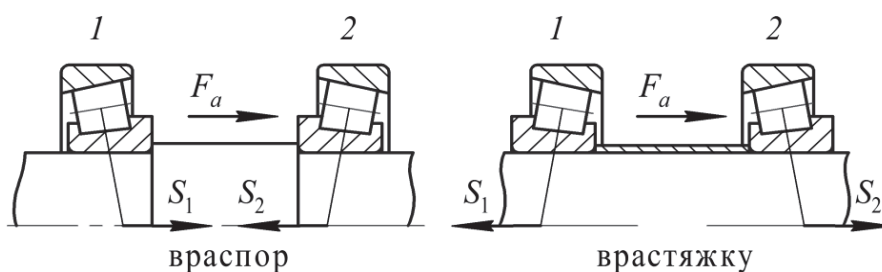


Рис. 12.7. Схема нагружения подшипников:
1 – опора 1; 2 – опора 2

Радиальные реакции в радиально-упорных подшипниках приложены к валу в точке пересечения его оси с нормалью к середине поверхности контакта тела качения с наружным кольцом подшипника.

Расчет подшипников качения по статической грузоподъемности выполняют при частоте вращения вала $n < 1,0 \text{ мин}^{-1}$. Действующую нагрузку P_0 рассматривают как статическую, и подшипники подбирают по статической грузоподъемности по условию

$$C_{0 \text{ расч}} \leq C_0.$$

Паспортная статическая грузоподъемность C_0 – постоянная нагрузка, при которой пластическая деформация тел или дорожек качения не превышает $1 \cdot 10^{-4}$ диаметра тел качения. Значения C_0 приводятся в справочниках.

Для радиальных и радиально-упорных подшипников

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \geq F_r,$$

где X_0 и Y_0 – коэффициенты радиальной и осевой статических нагрузок.

Лекция 13

МУФТЫ

13.1. Общие сведения, классификация и некоторые конструкции муфт

Приводными муфтами (далее – муфтами) называются устройства, служащие для кинематической и силовой связи валов в приводах машин и механизмов.

Кроме основного своего предназначения (передают с одного вала на другой вращающий момент без изменения его величины и направления), могут выполнять следующие функции:

- компенсируют монтажные неточности и деформации геометрических осей валов (рис. 13.1);
- разъединяют и соединяют валы без остановки двигателя;
- предохраняют машину от поломок в аварийных режимах, поглощают толчки и вибрации;
- ограничивают частоту вращения и т. д.

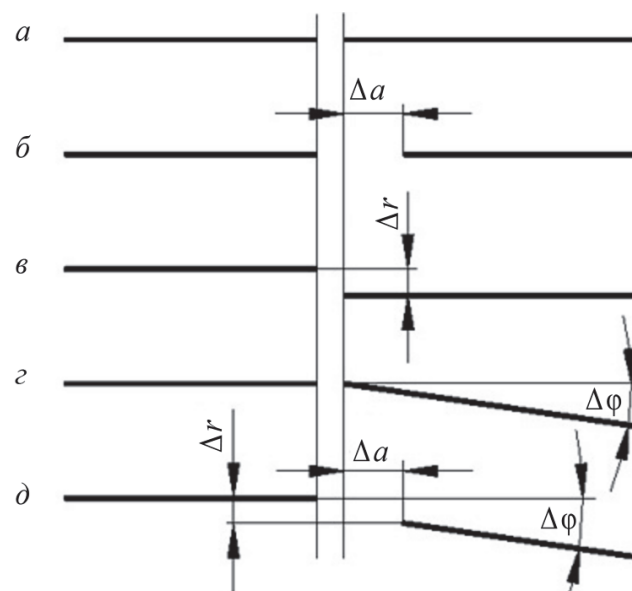


Рис. 13.1. Схематическое расположение осей соединяемых валов:
а – соосное расположение; б – осевое смещение; в – радиальное смещение;
г – угловое смещение; д – осевое, угловое и радиальное смещение

По принципу действия муфты подразделяют на четыре класса:

- **нерасцепляемые** (не допускающие разъединения валов при работе машины);
- **управляемые** (допускающие возможность управления муфтой);
- **самодействующие** (автоматически срабатывающие в результате изменения заданного режима работы);
- **прочие** (все муфты, не входящие в первые три класса).

Все муфты (кроме четвертого класса) подразделяют на группы:

- **механические;**
- **гидродинамические;**
- **электромагнитные.**

В свою очередь **механические муфты** можно разделить на следующие подгруппы:

- 1) глухие;
- 2) компенсирующие;
- 3) предохранительные;
- 4) обгонные и др.

По характеру соединения валов муфты подразделяют:

- на неуправляемые (постоянные),
- управляемые;
- самоуправляемые (автоматические).

Глухие муфты.

Муфта глухая образует жесткое и неподвижное соединение валов. Они не компенсируют ошибки изготовления и монтажа, требуют точной центровки валов.

Такие муфты используют для тихоходных валов.

Типичные представители:

- втулочная муфта;
- муфта фланцевая.

Муфта втулочная (рис. 13.2) – самая простая из глухих муфт, состоит из соединительной втулки со штифтами или шпонками. Основное их достоинство – простота конструкции. Применяют их при относительно небольших нагрузках на валах диаметрами до 60–70 мм.

Муфта фланцевая (рис. 13.3) – наиболее распространенная, состоит из двух полумуфт 1, соединенных болтами 2. Болты ставят через один: с зазором (вариант I) и без зазора под развертку (вариант II). Центрирование полумуфт в этом случае осуществляют болтами, установленными без зазора, которые рассчитывают на срез. Установка болтов

без зазора позволяет получить муфты меньших габаритов и поэтому более распространена.

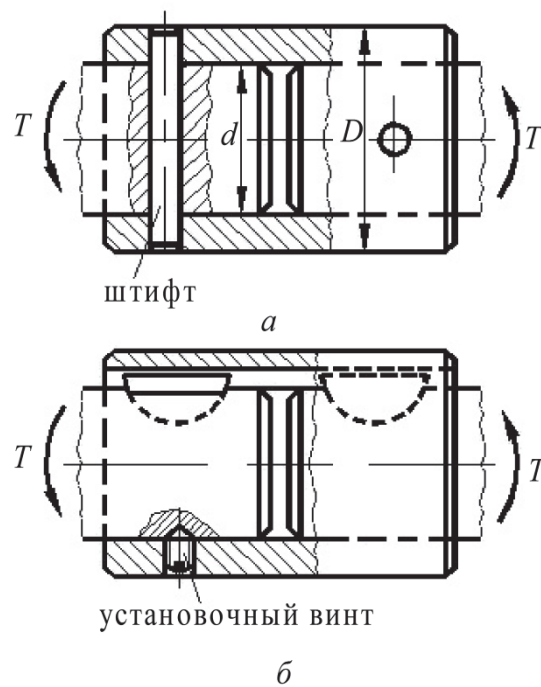


Рис. 13.2. Муфта втулочная

Фланцевые муфты применяют для соединения валов диаметром до 200 мм и более. Достоинствами таких муфт являются простота конструкции и сравнительно небольшие габариты.

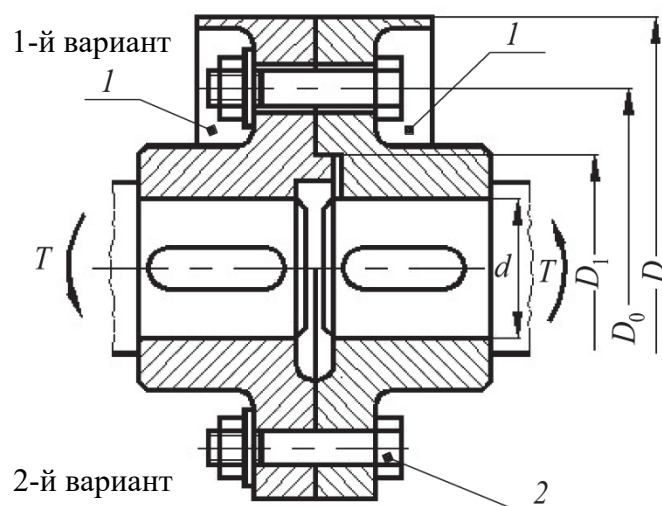


Рис. 13.3. Муфта фланцевая

Компенсирющие муфты.

Компенсирющие муфты бывают:

- жесткие;
- упругие.

Муфта зубчатая (рис. 13.4) состоит из двух полумуфт с наружными зубьями эвольвентного профиля и разъемной обоймы с внутренними зубьями. Передача вращающего момента осуществляется большим числом одновременно работающих зубьев, что обеспечивает высокую нагрузочную способность и малые габариты муфты.

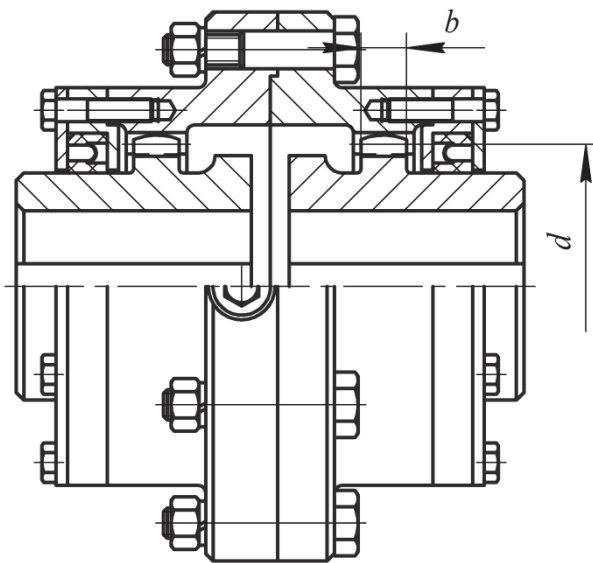


Рис. 13.4. Муфта зубчатая

Для компенсации смещений деталей предусматривают торцевой зазор δ .

Для ослабления вредного влияния кромочного контакта применяют зубья бочкообразной формы, а соединение выполнено с увеличенными зазорами.

Зубчатые муфты допускают угловое смещение валов $\Delta\alpha_{\max} = 1,5^\circ$, радиальное $\Delta r = 0,2-0,6$ мм, осевое (на рисунке не показано) – 1–8 мм. Детали зубчатых муфт изготавливают из сталей типа 45, 40Х, 45Л коваными или литыми. Для повышения износостойкости зубья полумуфт подвергают термической обработке до твердости не ниже 40HRC, а зубья обойм – не ниже 35HRC.

Упругие компенсирующие муфты.

Муфты упругие компенсирующие применяются не только для компенсации смещения валов, но и для снижения динамичности

нагрузок и амортизации колебаний, возникающих при работе передач машин:

- упругая втулочно-пальцевая;
- со змеевидными пружинами;
- с торообразной оболочкой;
- упругой звездочкой и др.

Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП) (рис. 13.5) состоит из двух полумуфт *1*, соединенных пальцами *3*, на которые для смягчения ударов надеты гофрированные резиновые втулки. Такие муфты в силу простоты конструкции получили широкое применение в приводах от электродвигателей для валов диаметром 9–160 мм при вращающих моментах 6,3–16 000, Нм.

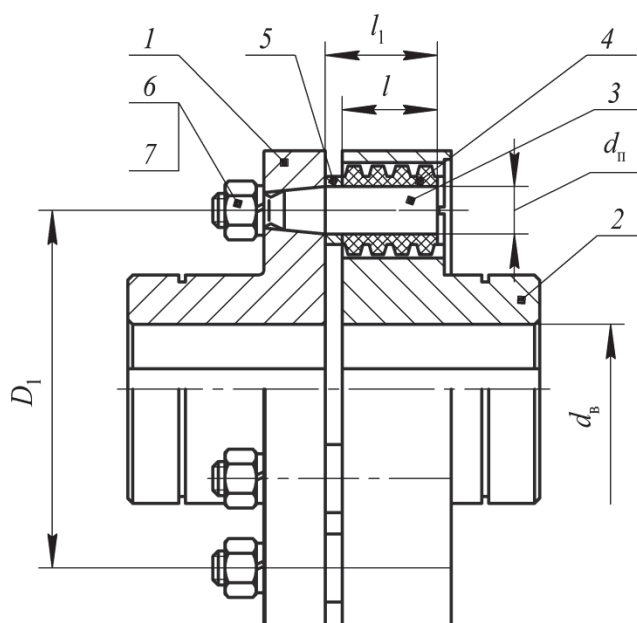


Рис. 13.5. Муфта упругая втулочно-пальцевая:
1, 2 – полумуфты; *3* – палец; *4* – втулка упругая;
5 – шайба для пальцев; *6* – шайба стопорная; *7* – гайка

Толщина резиновых втулок невелика, и поэтому амортизирующая способность муфты незначительна. Они допускают радиальное смещение валов до 0,6 мм, продольное – до 5 мм, угловое – до 1°.

Муфты управляемые (сцепные). Эти муфты позволяют соединять и разъединять валы без остановки двигателя.

По конструкции управляемые муфты можно разделить на кулачковые; зубчатые, основанные на зацеплении; фрикционные, основанные на трении.

Кулачковые и зубчатые муфты имеют небольшие габариты и массу, не допускают проскальзывания. Однако их включение на ходу сопровождается ударами.

Фрикционные муфты позволяют плавно соединять ведущий и ведомые валы под нагрузкой при любой скорости их вращения, предохраняют механизмы от внезапных перегрузок. Управляемые муфты требуют точной соосности соединяемых валов.

13.2. Критерии выбора и проверочные расчеты элементов муфт

Все муфты стандартизованы и выбираются в зависимости от условий эксплуатации, величины расчетного крутящего момента и диаметров соединяемых валов.

Расчетный крутящий момент T_p , Н·м определяется по формуле

$$T_p = KT_n, \quad (13.1)$$

где K – коэффициент, учитывающий режим работы привода. Для приводов конвейеров принимают $K = 1,5-2,0$; T_n – номинальный момент на валу, определяемый кинематическим расчетом привода.

Проверочные расчеты упругой втулочно-пальцевой муфты (МУВП). Проверочный расчет заключается в определении напряжения смятия между пальцами 3 и резиновыми втулками 4 (набор резиновых колец) по напряжениям смятия и изгиба пальцев 3 (рис. 13.5).

Расчетные напряжения смятия определяют следующим образом:

$$\sigma_{см} = \frac{2T_p}{ZD_1 l d_{п}} \leq [\sigma_{см}], \quad (13.2)$$

где Z – число пальцев; D_1 – диаметр окружности расположения пальцев, мм; l – рабочая длина втулки (набора резиновых колец), мм; $d_{п}$ – диаметр пальцев под резиной, мм; $[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение смятия для резиновых втулок, $[\sigma_{см}] = 2-4$ Н/мм².

Напряжения изгиба пальцев

$$\sigma_{и} = \frac{F_t l_1}{2ZW} \leq [\sigma_{и}], \quad (13.3)$$

здесь F_t – окружная сила, определяемая по формуле

$$F_t = \frac{2T_p}{D_1}; \quad (13.4)$$

l_1 – длина втулки, мм; W – момент сопротивления изгибу для сечения пальца, $W = 0,1d_{\text{п}}^3$.

Допускаемое напряжение определяется из условия

$$[\sigma_{\text{и}}] = (0,4-0,5)\sigma_{\text{т}}, \quad (13.5)$$

здесь $\sigma_{\text{т}}$ – предел текучести материала пальца, МПа (для стали Ст5 можно принять 300 МПа).

Радиальную силу, действующую на вал от упругой втулочно-пальцевой муфты, рассчитывают по формуле

$$F_{\text{м}} = 23\sqrt[3]{T_p^2 K}. \quad (13.6)$$

Проверочный расчет зубчатой муфты. После выбора муфты необходима проверка ее на износ зубьев по удельному давлению:

$$q = \frac{T_p}{0,9bd^2} \leq [q], \quad (13.7)$$

где b – длина зуба втулки (рис. 13.4); $d = mZ$ – диаметр делительной окружности, мм, m – модуль зацепления, мм, Z – число зубьев втулки; $[q]$ – допускаемое давление, обычно принимаемое равным 12–15 МПа.

Радиальную силу, действующую на вал от зубчатой муфты, определяют по формуле

$$F_{\text{м}} = (0,15 - 0,20) \frac{2000T_p}{d}. \quad (13.8)$$

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

14.1. Соединения деталей машин. Общая характеристика и классификация соединений

В машинах и механизмах широкое применение получили неразъемные и разъемные соединения деталей.

Неразъемными являются такие соединения, которые невозможно разобрать без разрушения или повреждения деталей. К ним относятся сварные и клеевые соединения, заклепочные, а также соединения с натягом.

Разъемные соединения разбираются и вновь собираются без повреждения деталей. В настоящее время широкое применение получили следующие типы разъемных соединений: резьбовые, шпоночные, шлицевые, профильные и др.

Все неразъемные соединения являются неподвижными, а разъемные могут быть подвижными, когда соединяемые детали при работе могут перемещаться относительно друг друга, или неподвижными, не допускающими перемещения.

Сопрягаемые поверхности соединений могут иметь цилиндрическую, коническую, сферическую, специальную (резьбовую, шлицевую) форму или контакт плоскими поверхностями.

14.2. Резьбовые соединения. Общие сведения и классификация

Резьбовыми называются разъемные соединения, в которых сопряженные детали соединяются с помощью резьбы или резьбовыми крепежными деталями (болты, винты, шпильки, гайки и др.).

Основными *преимуществами* резьбовых соединений являются:

- универсальность;
- высокая надежность;
- удобство сборки и разборки;

- наличие большой номенклатуры резьбовых соединений, приспособленных к различным эксплуатационным условиям;
- способность воспринимать высокие нагрузки и создавать большие усилия затяжки.

К недостаткам резьбовых соединений относят:

- наличие значительного количества концентраторов напряжений на резьбовой части болтов;
- необходимость стопорения резьбы от самоотвинчивания;
- увеличение массы конечного изделия (в сравнении с применением заклепок).

Различают следующие основные разновидности резьбовых соединений:

- болтовые (рис. 14.1, а);
- винтовые (рис. 14.1, б);
- соединения с помощью шпильки (рис. 14.1, в).

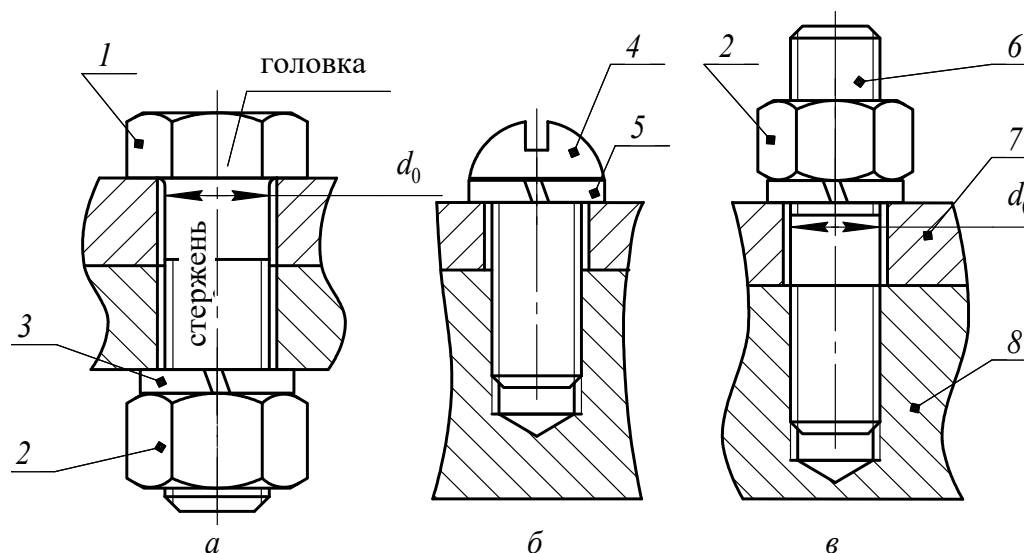


Рис. 14.1. Конструктивные формы резьбовых соединений:
 а – болтовые; б – винтовые; в – соединения с помощью шпильки;
 1 – болт; 2 – гайка; 3, 5 – шайба; 4 – винт; 6 – шпилька;
 7, 8 – соединяемая деталь

Болтовые соединения (рис. 14.1, а) считаются наиболее надежными, простыми и дешевыми, так как не требуют нарезания резьбы в соединяемых деталях. Применяются для соединения деталей, когда конструктивно возможно установить и закрутить гайку на нарезной части болта, а также при относительно небольшой толщине соединяемых деталей.

Винтовые (рис. 14.1, б) – применяют в тех случаях, когда одна из скрепляемых деталей относительно большой толщины, отсутствует место для расположения гаек, требуется уменьшение массы резьбового соединения, соединению придают красивый внешний вид.

Соединения шпилькой (рис. 14.1, в) используют в тех случаях, когда материал скрепляемой детали с нарезанной резьбой не обеспечивает требуемой долговечности резьбы при частых разборках и сборках соединений.

Основным элементом резьбового соединения является резьба, получаемая созданием на цилиндрическом или коническом стержне канавок с поперечным сечением определенного профиля, каждая точка которого располагается на винтовой линии (рис. 14.2).

Классификация и способы изготовления резьбы.

В зависимости от **формы поверхности** различают цилиндрические и конические резьбы.

В зависимости от **формы профиля** резьбы делятся на 5 основных типов:

- треугольные (рис. 14.2, а);
- трапецеидальные (рис. 14.2, б);
- круглые (рис. 14.2, в);
- упорные (рис. 14.2, г);
- прямоугольные (рис. 14.2, д).

Все параметры профиля резьбы стандартизированы за исключением прямоугольной.

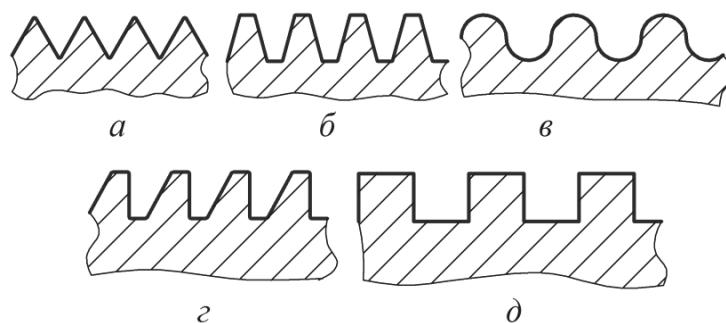


Рис. 14.2. Профили резьбы

В зависимости от **направления винтовой линии** резьбы бывают правые и левые.

По **числу заходов** резьбы делятся на однозаходные и многозаходные.

В зависимости от **величины шага** различают резьбу с крупным и мелким шагом.

По *точности изготовления* (классы точности): точный; средний; грубый; очень грубый.

Существуют следующие способы изготовления резьб.

Нарезание. Резьба изготавливается вручную, или на токарно-винторезных станках, или фрезерованием. Нарезание осуществляется резцами, фрезами, плашками, метчиками, резьбовыми головками, гребенками.

Накатывание. Профиль изготовления резьб осуществляется гребенками или роликами на резьбонакатных автоматах путем пластической деформации поверхности заготовки. Накатывание – высокопроизводительный способ, применяется при крупносерийном производстве. Резьба получается повышенной прочности за счет поверхностного наклепа, а волокна не перерезаются. Это приводит к значительному уменьшению концентраторов напряжений в резьбе.

Литье. Резьба создается в основном на изделиях из пластмасс, керамики и стекла одновременно с изготовлением детали.

Метод порошковой металлургии. Резьба формируется одновременно с изготовлением детали.

Геометрические параметры резьбы. Основными параметрами резьбы (цилиндрической) (рис. 14.3) являются: форма профиля; наружный d , D , внутренний d_1 , D_1 и средний d_2 , D_2 диаметры резьбы (d – для болта, D – для гайки соответственно); угол подъема резьбы γ ; шаг резьбы P ; ход резьбы P_h ; количество заходов резьбы n ; угол профиля резьбы α ; рабочая высота профиля h ; высота витка (толщина витка) b ; высота теоретического профиля H ; угол наклона профиля ψ .

Для однозаходной резьбы $P_h = P$, для многозаходной $P_h = Pz$, где z – число заходов, α – угол профиля резьбы (для метрической резьбы $\alpha = 60^\circ$); γ – угол подъема резьбы $\operatorname{tg} \gamma = Pz / (\pi d_2)$.

Стандартные крепежные детали. Многочисленными стандартами предусмотрены различные геометрические формы и размеры болтов, винтов, шпилек, гаек и шайб.

Болт (рис. 14.4) представляет собой стержень с резьбой на одном конце и головкой на другом. Головка может быть шестигранной, полукруглой, конической, прямоугольной и др. Наибольшее распространение получили болты общего назначения с шестигранной головкой. Они могут быть изготовлены без отверстий в головке и стержне для стопорения (рис. 14.4, *a*) или с одним либо несколькими отверстиями на конце нарезанной части для стопорения гайки шплинтами (рис. 14.4, *б*).

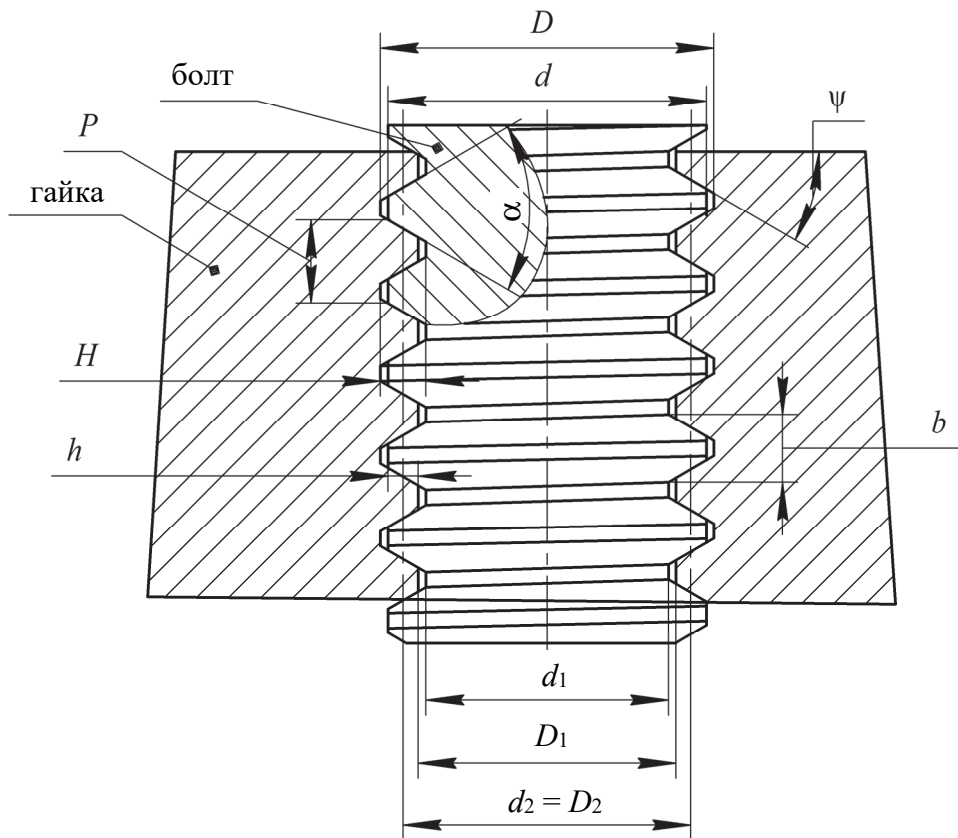


Рис. 14.3. Основные параметры резьбы

Болты бывают *нормальной* и *повышенной точности*: болты повышенной точности изготавливаются с более чистой поверхностью и меньшими допусками на точность изготовления.

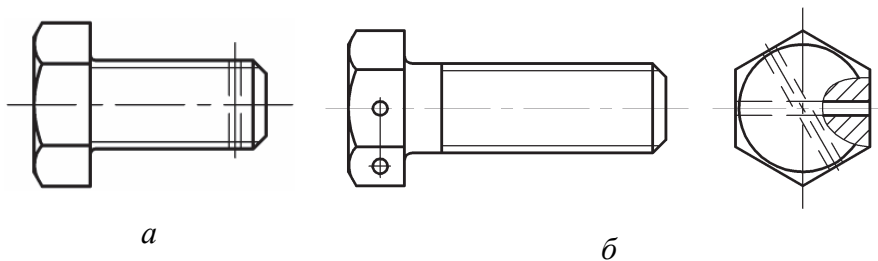


Рис. 14.4. Болт:
a – без отверстий; *б* – с двумя отверстиями

Различают болты с *крупным* и *мелким шагом резьбы*. Допуски резьб установлены ГОСТ 9253–59: для резьб с крупным шагом – классы точности 2 или 3, а с мелким – 2а или 3.

При выборе шага резьбы предпочтение необходимо отдавать крупному шагу, классам точности 2 и 2а.

Болты бывают с нормальной головкой и уменьшенной.

Шпилька представляет собой стальной стержень с резьбой на двух концах (рис. 14.5). Конец шпильки с меньшей длиной резьбовой части предназначен для ввинчивания в резьбовое отверстие детали, другой – для навинчивания гайки. Шпильки изготавливаются двух типов: тип А – без проточки; тип Б – с проточкой. Шпильки применяются в тех соединениях, где конструкция одной из скрепляемых деталей не позволяет использовать болт и требуется частая сборка и разборка соединения.

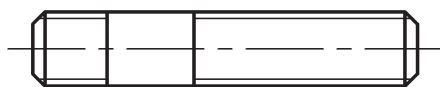


Рис. 14.5. Шпилька

Ввинчиваемый конец шпильки входит в резьбовое отверстие детали на всю глубину. Глубина резьбового отверстия должна быть больше длины ввинчиваемого конца шпильки примерно на $0,5d$.

Винты, как и болты, имеют головку на одном конце и резьбовую часть на другом конце стального стержня в двух исполнениях (рис. 14.6). На головке чаще всего есть шлиц ($0,2d$) или крестообразные впадины под отвертку, встречаются также винты с шестигранной и квадратной головкой под ключ или внутренним шестигранным углублением под ключ.

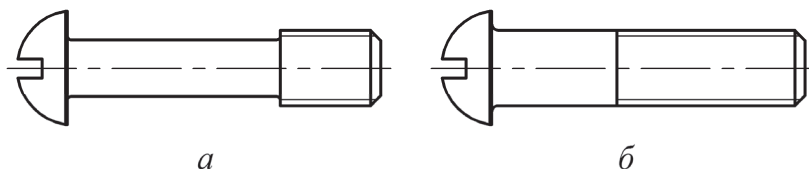


Рис. 14.6. Винт нормальной точности с полукруглой головкой:
a – исполнение 1; *б* – исполнение 2

Винты применяются, главным образом, для крепления деталей, испытывающих небольшие нагрузки (крышки, ограждения). В прикрепляемой детали просверливается сквозное отверстие, диаметр которого должен быть больше диаметра винта ($1,1d$).

Гайками называют детали с внутренней резьбой, которые навинчиваются на стержень болта, винта, шпильки, стягивая соединяемые детали.

По форме головки гайки могут быть: *шестигранные* (рис. 14.7, *a*, *б*), *прорезные* (рис. 14.7, *в*), *корончатые* (рис. 14.7 *г*), *гайки-барашки*, *круглые*, *колпачковые*. Наибольшее распространение получили гайки шестигранной формы нормальной точности, которые имеют три исполнения:

исполнение 1 – с двумя фасками (рис. 14.7, *а*); исполнение 2 – с одной фаской (рис. 14.7, *б*), исполнение 3 – с буртиком. Шестигранные гайки могут быть низкими, нормальными и высокими.

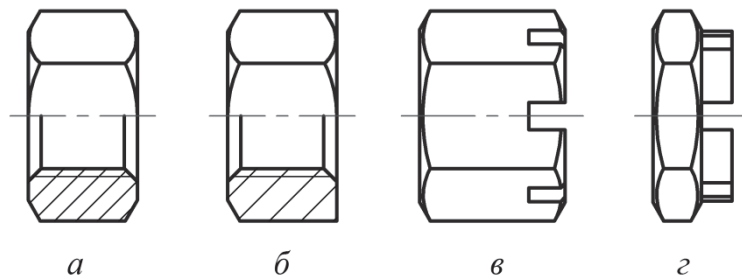


Рис. 14.7. Гайка с шестигранной головкой:
а – с двумя фасками; *б* – с одной фаской; *в* – корончатая;
г – прорезная

Корончатые (рис. 14.7, *в*) и прорезные гайки (рис. 14.7, *г*) применяются для возможности предупреждения самоотвинчивания. Через прорезы в гайках и отверстия в стержне болта, винта или шпильки вставляют шплинт.

Шайбы представляют собой металлический диск (рис. 14.8, *а*) или пластину (рис. 14.8, *б*) с отверстием под стержень болта, винта или шпильки. Отверстие в шайбе должно быть несколько больше ($1,05d$) диаметра стержня. Шайбы должны обязательно подкладываться под вращающиеся гайки, головки болтов или винтов для предохранения поверхностей скрепляемых деталей от задира и смятия при завинчивании или создания большей опорной поверхности, а также для стопорения от самоотвинчивания.

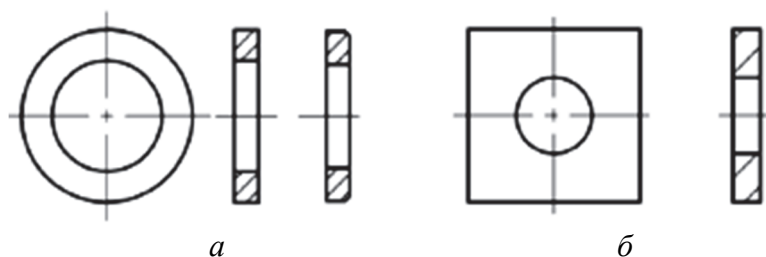


Рис. 14.8. Шайба:
а – круглая; *б* – прямоугольная

Имеется большая группа стандартных стопорных шайб, которые применяются для предохранения резьбовых соединений от самоотвинчивания.

Способы стопорения резьбовых соединений. Все крепежные резьбы удовлетворяют условию самоторможения, поскольку угол подъема резьбы γ всегда значительно меньше угла трения ρ . Однако практика эксплуатации машин показала, что при переменных нагрузках и вибрациях происходит самоотвинчивание гаек и винтов. Существуют многочисленные *средства стопорения резьбовых соединений*:

1) *дополнительным трением в резьбе при помощи контргаяк, пружинных шайб и т. д.* При стопорении контргайкой дополнительное трение в резьбе возникает за счет упругих сил растянутого участка между гайками. В настоящее время контргайки применяются редко из-за их двойного расхода и недостаточной надежности стопорения.

Пружинные шайбы представляют собой один виток цилиндрической винтовой пружины с квадратным сечением и заостренными краями. Вследствие большой упругости они поддерживают натяг в резьбе. Острые края шайбы, врезаясь в торцы гайки и детали, препятствуют самоотвинчиванию гайки;

2) *фиксирующими деталями*, такими как шплинты, проволока, различные стопорные шайбы с лапками, которые отгибают после завинчивания гаек или винтов;

3) *приваркой или пластическим деформированием*: расклепыванием, кернением. Применяются, когда соединения не требуют разборки;

4) *с помощью паст, лаков, красок и клеев.*

Силы, возникающие в винтовой паре. Условие самоторможения. Рассмотрим усилия, возникающие в винтовой паре с прямоугольной резьбой. Заменяем гайку ползуном, который перемещается по витку резьбы под действием окружной силы F_t (рис. 14.9). Развернем виток резьбы винта по среднему диаметру d_2 в наклонную плоскость, по которой перемещается ползун (элемент гайки).

Рассмотрим перемещение ползуна, соответствующее завинчиванию гайки.

Под действием силы F_t ползун, испытывающий осевую силу F_a (сила затяжки), перемещается вверх по наклонной плоскости, сила F будет направлена в сторону подъема.

Разложим равнодействующую силу F на две составляющие: осевую F_a и окружную F_t . Из рис. 14.9 следует, что

$$F_t = F_a \operatorname{tg}(\gamma + \varphi), \quad (14.1)$$

где γ – угол подъема резьбы.

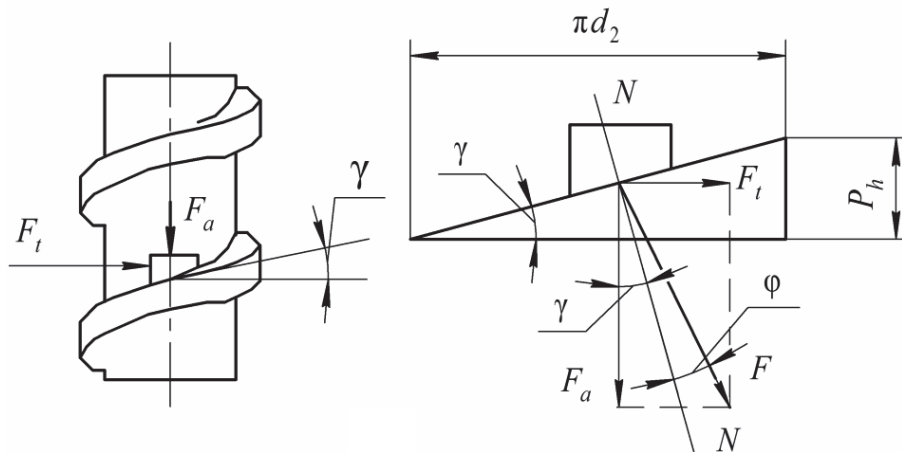


Рис. 14.9. Силовые соотношения в резьбе

Крутящий момент трения $T_{\text{тр.рез}}$ в резьбе, создаваемый окружной силой F_t при навинчивании гайки, составит:

$$T_{\text{тр.рез}} = 0,5d_2 F_t,$$

или

$$T_{\text{тр.рез}} = 0,5d_2 F_a \operatorname{tg}(\gamma + \varphi). \quad (14.2)$$

В затянутом болтовом соединении всегда осевая сила больше нуля ($F_a > 0$), тогда $\operatorname{tg}(\varphi - \gamma) > 0$, но это возможно только при условии $\varphi > \gamma$. Таким образом, чтобы винтовая пара была самотормозящей, необходимо, чтобы угол трения (φ) был больше угла подъема винтовой линии (γ) ($\varphi > \gamma$).

Определим силы трения в резьбе $F_{\text{тр}} = f F_n$. В прямоугольной резьбе $F_a = F_n$; F_n – нормальная сила; f – коэффициент трения. При наклонном профиле

$$F_n = \frac{F_a}{\cos \psi}.$$

Тогда

$$F_{\text{тр}} = f F_n = \frac{f F_a}{\cos \psi} = f' F_a, \quad (14.3)$$

где f' – приведенный коэффициент трения; ψ – угол наклона профиля витка резьбы:

$$f' = \frac{f}{\cos \psi}. \quad (14.4)$$

Из (14.4) следует, что с увеличением угла ψ сила трения увеличивается. Во всех крепежных резьбовых соединениях применяется

метрическая резьба с углом наклона профиля 30° , где наибольшая сила трения, и тем самым создается лучшее условие защиты от самоотвинчивания гаек и винтов.

Угол трения определяется как $\varphi = \operatorname{arctg}(f)$. Но так как тангенс малых углов равен числовым значениям самих углов, можно принять, что $\varphi = f$ – соотношение коэффициентов трения f и f' , которое соответствует соотношению между углами трения φ и φ' :

$$\varphi' = \frac{\varphi}{\cos(\psi)}, \quad (14.5)$$

где φ' – приведенный угол трения.

Окружную силу в резьбах любого профиля можно записать следующим образом:

$$F_t = F_a \operatorname{tg}(\gamma + \varphi'), \quad (14.6)$$

а крутящий момент трения в резьбе

$$T_{\text{тр.рез}} = 0,5d_2 F_a \operatorname{tg}(\gamma + \varphi'). \quad (14.7)$$

Условие самоторможения выполняется, когда $\varphi' > \gamma$.

Коэффициент полезного действия (КПД) винтовой пары. Из рис. 14.9 видно, что коэффициент полезного действия винтовой пары можно определить как

$$\eta = \frac{W_{\text{п.п}}}{W_{\text{з.п}}}, \quad (14.8)$$

где $W_{\text{п.п}}$ – полезная работа подъема ползуна (гайки или винта) за один оборот:

$$W_{\text{п.п}} = F_a P_h, \quad (14.9)$$

так как $P_h = \pi d_2 \operatorname{tg}(\gamma)$ (см. рис. 14.9), то

$$W_{\text{п.п}} = F_a \pi d_2 \operatorname{tg}(\gamma); \quad (14.10)$$

$W_{\text{з.п}}$ – работа, затраченная на перемещение ползуна за один оборот:

$$W_{\text{з.п}} = F_t \pi d_2. \quad (14.11)$$

Подставив в (14.8) выражения (14.10) и (14.11) и учтя (14.6), получим

$$\eta = \frac{F_a \pi d_2 \operatorname{tg} \gamma}{F_a \pi d_2 \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}. \quad (14.12)$$

Из (14.12) следует, что для самотормозящей винтовой пары при $\varphi' > \gamma$ значение КПД $\eta < 0,5$.

Для увеличения КПД резьбовой пары применяют:

- 1) многозаходную резьбу, так как у нее более высокое значение γ ;
- 2) прямоугольную или трапецеидальную резьбу, поскольку у нее минимальное значение φ' ;
- 3) антифрикционные материалы;
- 4) смазку резьбы;
- 5) уменьшение шероховатости поверхностей витков резьбы.

14.3. Особенности нагружения и критерии работоспособности. Расчет резьбовых соединений

На практике расчет резьбы на прочность производят не по истинным, а по условным напряжениям, которые сравнивают с допускаемыми напряжениями, установленными экспериментальным путем.

Выход из строя болтов и винтов обычно происходит вследствие разрывов стержня по резьбе или переходному сечению у головки по причине разрушения резьбы или отрыва головки. Шпильки выходят из строя из-за разрыва стержня по резьбе. Так как размеры стандартных болтов, винтов и шпилек отвечают условию их равнопрочности, то расчет обычно производят по одному критерию работоспособности – прочности нарезанной части стержня. Из проектного расчета на прочность определяют номинальный диаметр. Длину принимают в зависимости от толщины соединения деталей. Остальные размеры болта, винта и шпильки, а также гайки, шайбы и гаечных замков выбирают в зависимости от диаметра резьбы по соответствующим стандартам.

Допускаемые напряжения при расчете болтов, винтов, шпилек принимаются в зависимости от условий работы соединения, материала, технологии изготовления и монтажа (контролируемая или неконтролируемая затяжка).

Значения допускаемых напряжений прочности на растяжение $[\sigma_p]$ при постоянных нагрузках определяются по формуле

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[S]}, \quad (14.13)$$

где σ_T – предел текучести, который выбирается в зависимости от класса прочности и материала изготовления; $[S]$ – допускаемый коэффициент безопасности.

Значения допускаемого коэффициента запаса прочности зависят от характера нагрузки (статическая или динамическая), качества монтажа соединения (контролируемая или неконтролируемая затяжка), материала крепежных деталей (углеродистая или легированная сталь) и их номинальных диаметров.

Ориентировочно при статической нагрузке крепежных деталей из углеродистых сталей:

$$[S] = 1,5-2,0 \text{ (в общем машиностроении);}$$

$$[S] = 3-4 \text{ (для грузоподъемных машин);}$$

$$[S] = 1,3-2,0 \text{ (при контролируемой затяжке);}$$

$[S] = 2,5-3,0$ (при неконтролируемой затяжке крепежных деталей диаметром более 16 мм).

При переменной нагрузке значения допускаемых коэффициентов запаса прочности рекомендуются в пределах $[S] = 2,5-4,0$, причем за предельное напряжение принимают предел выносливости материала крепежной детали.

В расчетах на срез значения допускаемых напряжений берут в пределах: $[\tau_{ср}] = (0,2-0,3) \sigma_T$ (меньшие значения для легированных сталей).

Расчет соединения, на резьбовой элемент которого действует только внешняя растягивающая сила F (без предварительной затяжки).

Примером подобного соединения является крепление грузовой скобы (рис. 14.10). Опасным будет сечение, ослабленное нарезкой резьбы.

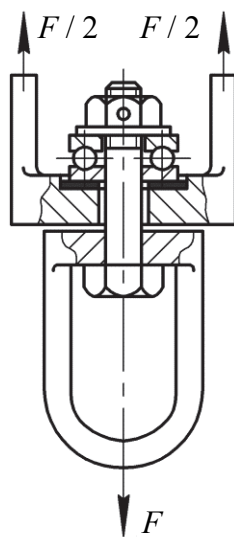


Рис. 14.10. Грузовая скоба

Расчет сводится к определению внутреннего диаметра резьбы d_1 при выполнении условия прочности на растяжение $[\sigma_p]$:

$$\sigma_p = \frac{F}{A_p} \leq [\sigma_p], \quad (14.14)$$

где F – растягивающая сила, Н; A_p – площадь опасного сечения, мм², которая определяется по формуле

$$A_p = \frac{\pi d_1^2 Z}{4}, \quad (14.15)$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы, мм; Z – число болтов.

Подставив (14.15) в (14.14), получим:

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2 Z} \leq [\sigma_p]. \quad (14.16)$$

Расчет резьбового элемента, который испытывает растяжение и кручение, вызванное силой трения в резьбе. Примером является *резьбовое соединение винтовой стяжки* (рис. 14.11). В данном случае винт испытывает совместное действие растяжения из-за силы затяжки и момента кручения от действия сил трения в резьбе. В этом случае расчет ведется по эквивалентному напряжению в болте $\sigma_{\text{экр}}$:

$$\sigma_{\text{экр}} = \frac{1,3F}{A_p} \leq [\sigma_p], \quad (14.17)$$

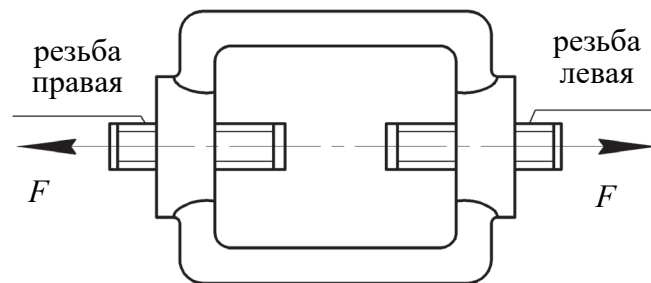


Рис. 14.11. Резьбовое соединение винтовой стяжкой

Таким образом, проектный расчет диаметра резьбы производится по следующей формуле:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3F_{\text{зат}}}{\pi[\sigma_p]}}, \quad (4.18)$$

где $F_{\text{зат}}$ – сила затяжки, Н; $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение растяжения, МПа.

Если соединение нагружено поперечной силой F_r , то в этом случае болт может ставиться как с зазором (рис. 14.12), так и без зазора (рис. 14.13) в отверстия деталей.

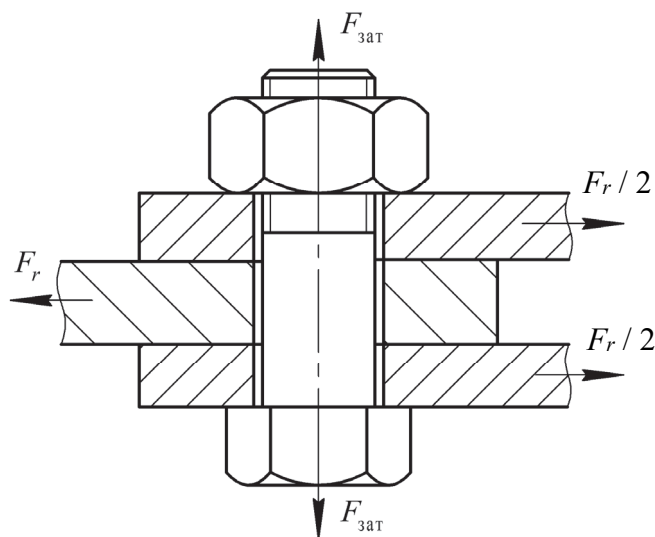


Рис. 14.12. Болт, поставленный с зазором

Установка болта (винта) с зазором. В этом случае неподвижность соединения обеспечивается за счет силы трения F_f между плоскостями соединяемых деталей, создаваемой предварительной силой затяжки $F_{зат}$. При этом должно выполняться условие

$$F_f > F_r. \quad (4.19)$$

Поэтому болт испытывает напряжение растяжения. Сила трения

$$F_f \geq F_{зат} f,$$

здесь f – коэффициент трения.

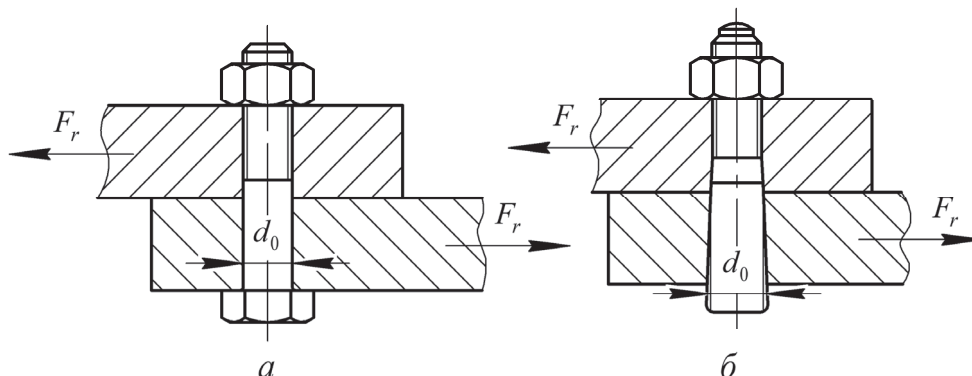


Рис. 14.13. Болты, поставленные без зазора в отверстия под развертку:
а – цилиндрические; б – конические

С учетом неравенства (14.15) и возможности нескольких плоскостей стыка i , а также с учетом сил трения в резьбе:

$$F_{\text{заг}} = \frac{1,3kF_r}{if}, \quad (14.20)$$

где k – коэффициент запаса неподвижности в зависимости от вида нагрузки, при постоянной нагрузке $k = 1,3-1,5$, при переменной нагрузке $k = 1,8-2,0$; F_r – поперечная сила, Н.

Подставив (4.20) в (14.18), получим

$$\sigma_p = \frac{1,3kF_r}{ifZA_p} \leq [\sigma_p], \quad (14.21)$$

где $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение растяжения, МПа; i – количество плоскостей стыка; Z – количество болтов.

Установка болта без зазора (рис. 14.13). В этом случае болт испытывает напряжения среза, и расчет производится по формуле

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F_r}{A_p} \leq [\tau_{\text{ср}}], \quad (14.22)$$

$$A_p = \frac{\pi d_0^2}{4} iZ, \quad (14.23)$$

здесь d_0 – размер диаметра болта по плоскости среза, мм; i – количество плоскостей среза.

Проектный расчет болта производится по формуле

$$d_0 \geq \sqrt{\frac{4F_r}{i\pi Z[\tau_{\text{ср}}]}}, \quad (14.24)$$

где $[\tau_{\text{ср}}]$ – допускаемое напряжение сдвига, МПа.

Расчеты показали, что если болт поставлен с зазором, его диаметр больше, чем при установке болтов без зазора. Но так как соединения с зазором более технологичны, то, как правило, болты ставятся с зазором, а для их разгрузки от поперечной силы и уменьшения силы затяжки применяют разные втулки, штифты и др.

Расчет затянутых болтовых соединений, нагруженных внешней осевой силой и обеспечивающих нераскрытие стыка. Примером такого соединения может служить крепление болтами крышки работающего под внутренним давлением резервуара. Для данного соединения

необходимо обеспечить отсутствие зазора между крышкой и резервуаром при приложении нагрузки, иначе говоря, обеспечить нераскрытие стыка.

Очевидно, что при осуществлении первоначальной затяжки болтового соединения силой F_3 болт будет растянут, а соединяемые детали сжаты. После приложения внешней осевой силы $F_{вн}$ болт получит дополнительное удлинение, в результате чего затяжка соединения несколько уменьшится. Поэтому суммарная нагрузка на болт $F_6 < F_3 + F_{вн}$, а задача ее определения методами статики не решается.

Для удобства расчетов принято допущение, что часть внешней нагрузки $F_{вн}$ воспринимается болтом, остальная часть – соединяемыми деталями, а сила затяжки остается первоначальной, тогда $F_6 = F_3 + \chi F_{вн}$ (χ – коэффициент внешней нагрузки, показывающий, какая ее часть воспринимается болтом).

Так как до раскрытия стыка деформации болта и соединяемых деталей под действием силы $F_{вн}$ равны, то можно записать

$$\chi F_{вн} \lambda_б = (1 - \chi) F_{вн} \lambda_д, \quad (14.25)$$

где $\lambda_б$, $\lambda_д$ – соответственно податливость (т. е. деформация под действием силы в 1 Н) болта и соединяемых деталей. Из последнего равенства получим:

$$\chi = \frac{\lambda_д}{\lambda_д + \lambda_б}.$$

Отсюда видно, что с увеличением податливости соединяемых деталей при постоянной податливости болта коэффициент внешней нагрузки будет увеличиваться. Поэтому при соединении металлических деталей без прокладок принимают $\chi = 0,2-0,3$, а с упругими прокладками $\chi = 0,4-0,5$.

Очевидно, что раскрытие стыка произойдет, когда часть внешней силы, воспринятой соединяемыми деталями, окажется равной первоначальной силе затяжки, т. е. при $(1 - \chi) F_{вн} = F_3$. Нераскрытие стыка будет гарантировано, если $F_3 = k(1 - \chi) F_{вн}$, где k – коэффициент надежности затяжки, равный при постоянной нагрузке 1,25–2,00, при переменной нагрузке – 2,5–4,0.

Выше было показано, что расчет затянутых болтов ведется по увеличенной в 1,3 раза силе затяжки F_3 . Поэтому в рассматриваемом случае необходимо использовать условие прочности (14.14), а расчетная сила будет $F = 1,3F_3 + \chi F_{вн}$.

Лекция 15

ШПОНОЧНЫЕ, ШЛИЦЕВЫЕ, ШТИФТОВЫЕ И ПРОФИЛЬНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

15.1. Шпоночные соединения

Шпоночное соединение состоит из вала, шпонки и ступицы колеса (шкива или другой детали). Шпоночные соединения предназначены для жесткого соединения валов с насаженными на них деталями и передачи между ними вращающего момента.

Достоинства:

- простота и надежность конструкции;
- легкость сборки и разборки соединения;
- невысокая стоимость.

Недостатки:

- снижение нагрузочной способности сопрягаемых деталей из-за уменьшения их поперечных сечений шпоночными пазами;
- значительная концентрация напряжений в зоне этих пазов.

Все шпоночные соединения делятся на ненапряженные и напряженные. Ненапряженные соединения получают при использовании шпонок:

- призматических (рис. 15.1, 15.2);
- сегментных (рис. 15.3);
- круглых (рис. 15.4).

Напряженные соединения получают при использовании шпонок:

- клиновых (рис. 15.5);
- тангенциальных (рис. 15.6).

Конструкции соединений **призматическими шпонками** приведены на рис. 15.1. Размеры призматических шпонок стандартизованы по ГОСТ 23360–78.

По форме торцов призматические шпонки бывают:

- со скругленными торцами – исполнение 1 (рис. 15.1, а);
- с плоскими торцами – исполнение 2 (рис. 15.1, б);
- одним плоским, а другим скругленным торцом – исполнение 3 (рис. 15.1, в).

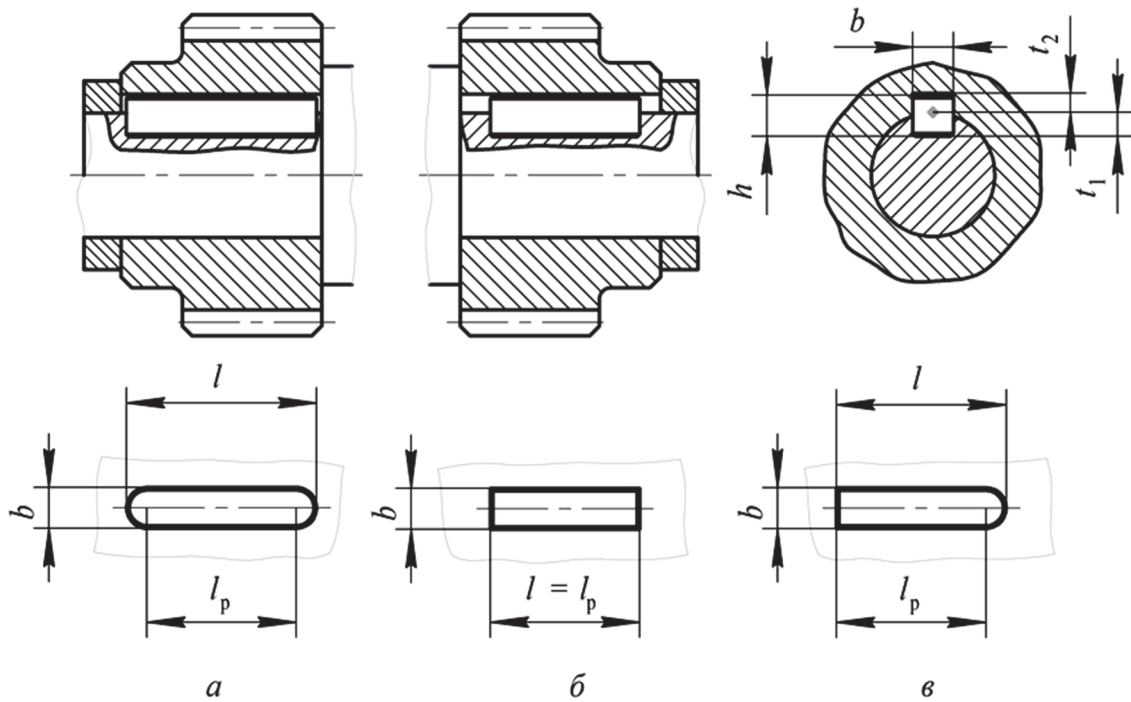


Рис. 15.1. Соединение призматическими шпонками:
a – исполнение 1; *б* – исполнение 2; *в* – исполнение 3

Призматические направляющие шпонки, закрепленные на валу, применяются в подвижных соединениях, чтобы перемещать ступицу вдоль вала (рис. 15.2).

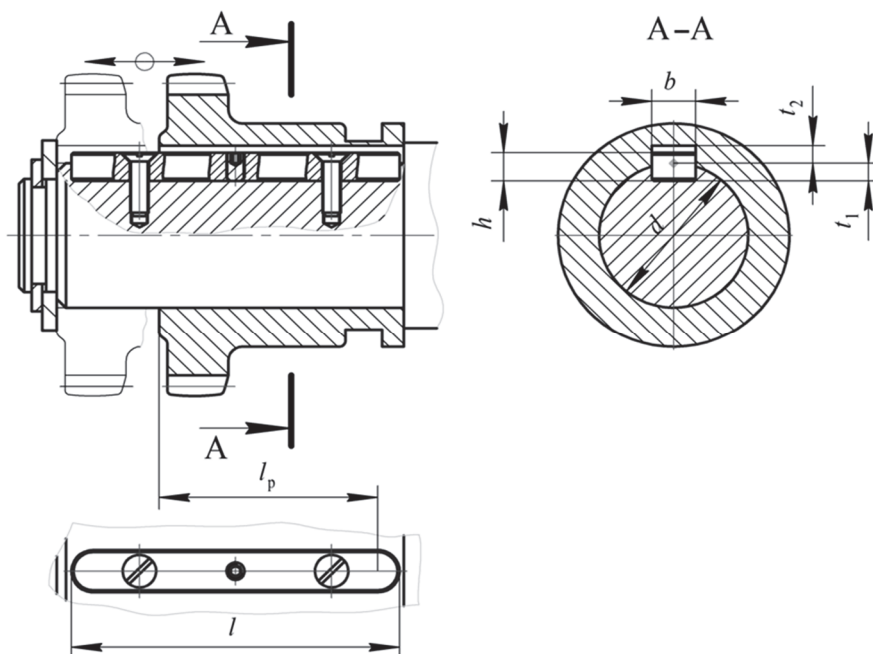


Рис. 15.2. Соединение призматическими направляющими шпонками

Сегментные шпонки (рис. 15.3), как и призматические, работают боковыми гранями и создают ненапряженное соединение. Размеры сегментных шпонок стандартизированы по ГОСТ 24071–97.

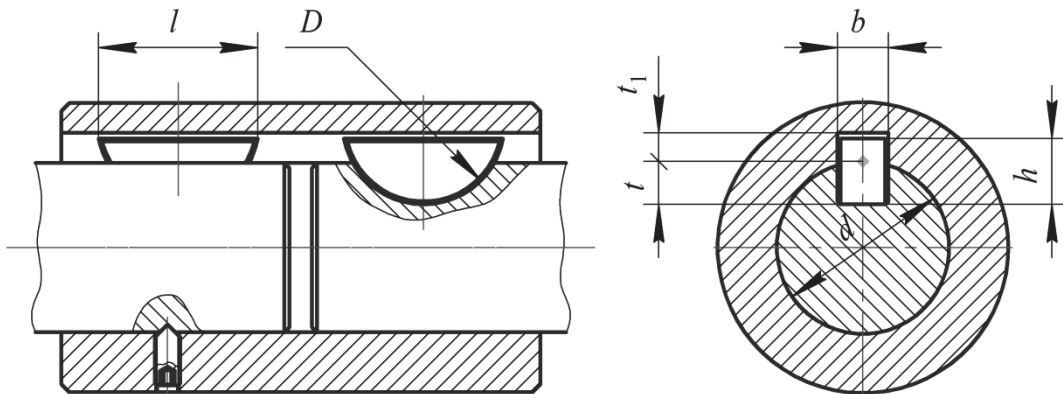


Рис. 15.3. Соединение сегментной шпонкой

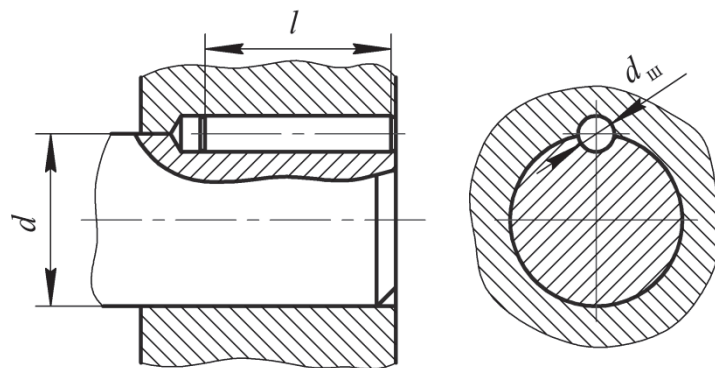


Рис. 15.4. Соединение круглой шпонкой

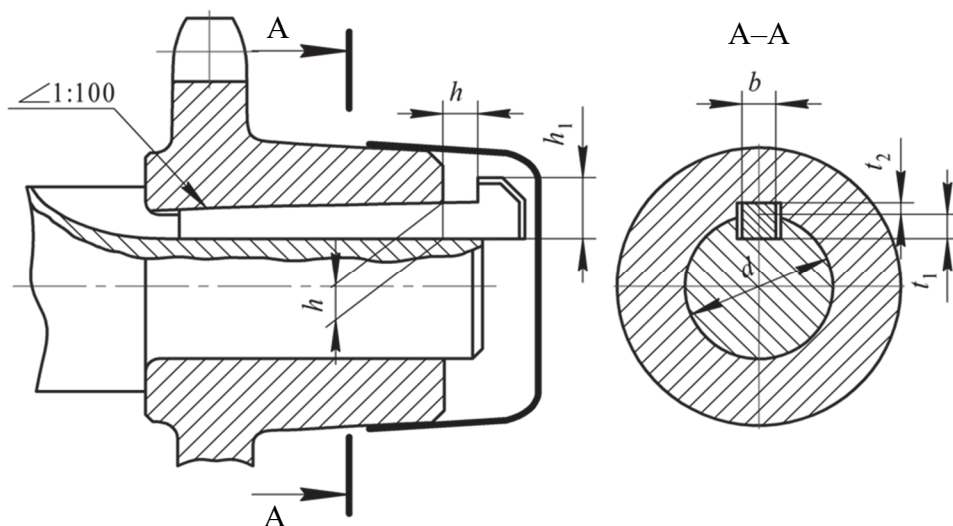


Рис. 15.5. Соединение клиновой врезной шпонкой

Клиновые шпонки (рис. 15.5) имеют форму скошенных самотормозящих клиньев с наклоном 1:100. Такой же наклон имеют пазы в ступицах. Клиновые шпонки бывают с головкой и без головки. Клиновые шпонки работают широкими гранями, в отличие от призматических и сегментных – на боковых гранях имеется зазор. Размеры клиновых шпонок стандартизированы по ГОСТ 24068–80.

Тангенциальные шпонки (рис. 15.6) состоят из двух скошенных клиньев с наклоном 1:100 каждый. Они отличаются от клиновых шпонок тем, что натяг между валом и ступицей создается ими не в радиальном направлении, а в касательном. Одна из не прямых граней тангенциальной шпонки направлена по касательной к сечению вала, а одна из узких граней – по радиусу вала. Такое расположение вызывает необходимость постановки в соединении двух шпонок, размещенных, как правило, под углом 120°.

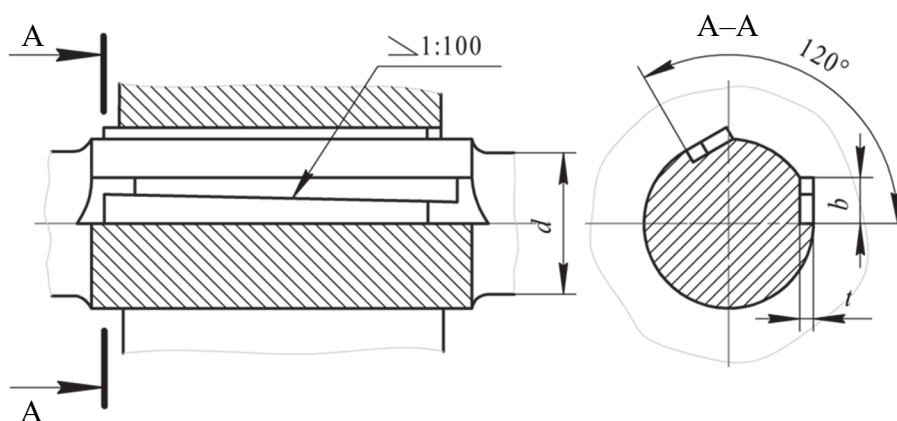


Рис. 15.6. Соединение тангенциальной шпонкой

Размеры тангенциальных шпонок стандартизированы по ГОСТ 24069–97 и 24070–80. Длина шпонки принимается на 10–15% больше длины ступицы насаженной детали.

Материал шпонок и допускаемые напряжения соединений.

Для изготовления шпонок используют конструкционные углеродистые марки сталей с пределом прочности не ниже 550 МПа. Величина допускаемых напряжений зависит от режима работы, прочности материала вала и ступицы, но обязательно меньше, чем допускаемые напряжения материала ступицы и вала. Наиболее часто применяют стали Ст5, Ст6, сталь 45, сталь 50. Легированную сталь применяют редко. Призматические шпонки и клиновые шпонки без головок изготавливают из чистотянутой стали. Сегментные шпонки выполняют из цельнотянутой стали сегментного профиля.

Значения допускаемых напряжений назначают в зависимости от характера нагрузки (статическая или динамическая), условий работы соединения (ступица перемещается относительно вала или перемещение отсутствует), степени достоверности величины нагрузки.

Допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{см}]$ в неподвижных шпоночных соединениях определяют по формуле

$$[\sigma_{см}] = \frac{\sigma_T}{[S]}, \quad (15.1)$$

где σ_T – предел текучести наиболее слабого материала деталей (вал, шпонка или ступица); $[S]$ – коэффициент запаса прочности. При точном учете нагрузок $[S] = 1,25$, в остальных случаях $[S] = 1,5-2,0$.

При изготовлении шпонок из чистотянутой стали согласно ГОСТ 8787–68 принимают $[\sigma_{см}] = 80-150 \text{ Н/мм}^2$ (меньшие значения для ступиц из чугуна и алюминиевых сплавов). При изготовлении шпонок из стали 45 принимают: $[\sigma_{см}] = 50-70 \text{ Н/мм}^2$ при непрерывном использовании передач с полной нагрузкой; $[\sigma_{см}] = 130-180 \text{ Н/мм}^2$ – при среднем режиме использования; $[\sigma_{см}] = 20 \text{ Н/мм}^2$ – для ступиц из текстолита и древеснослоистых полимеров.

Допускаемое напряжение на срез шпонок $[\tau_{ср}] = 70-100 \text{ Н/мм}^2$.

Расчет шпоночных соединений. Так как все размеры шпонок стандартизированы и зависят от размеров вала и ступицы, расчет шпоночных соединений, как правило, производится как проверочный.

Призматические, сегментные и круглые шпонки работают боковыми гранями. Проверочный расчет проводится из условия прочности на смятие по условию

$$\sigma_{см} = \frac{F_p}{A_p} \leq [\sigma_{см}], \quad (15.2)$$

где F_p – расчетная сила, Н; A_p – расчетная площадь поверхности смятия шпонки, мм^2 ; $[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение смятия, Н/мм^2 .

Для всех ненапряженных шпонок расчетная сила определяется по формуле

$$F_p = \frac{2T}{d}, \quad (15.3)$$

здесь T – крутящий момент на валу, $\text{Н}\cdot\text{мм}$; d – диаметр вала, мм .

Площадь смятия:

– для призматической шпонки

$$A_p = (h - t_1) l_p, \quad (15.4)$$

где h – высота шпонки, мм; t_1 – глубина шпоночного паза на валу, мм; l_p – рабочая длина шпонки (зависит от исполнения, рис. 15.1);

– для сегментной шпонки

$$A_p = (h - t)l; \quad (15.5)$$

– для круглой шпонки

$$A_p = 0,5d_{ш}l, \quad (15.6)$$

где $d_{ш}$ – диаметр шпонки, мм; l – длина шпонки.

Поскольку сегментные шпонки исполняются шириной меньше других типов шпонок, их дополнительно проверяют на срез по условию

$$\tau_{ср} = \frac{F_p}{A_{ср}} \leq [\tau_{ср}], \quad (15.7)$$

здесь $A_{ср}$ – расчетная площадь среза шпонки, мм²; $[\tau_{ср}]$ – допускаемое напряжение среза, Н/мм².

Площадь среза определяется по формуле

$$A_{ср} = bl, \quad (15.8)$$

где b – ширина шпонки, мм.

Клиновые шпонки. В клиновых шпонках неподвижность вала и ступицы обеспечивается за счет сил трения, которые образуются в соединении от запрессовки шпонки. В этом случае момент сил трения T_f должен быть больше передаваемого крутящего момента T .

$$T_f = F_f \frac{d}{2}, \quad (15.9)$$

где F_f – сила трения между шпонкой, ступицей и валом, Н; d – диаметр вала, мм.

$$F_f = F_n f, \quad (15.10)$$

где f – коэффициент трения; F_n – нормальная сила, создаваемая от усилия запрессовки клиновой шпонки.

При выполнении практических расчетов определяют максимальный крутящий момент, который может обеспечить соединение:

$$T \leq \frac{bl_p}{12} \left[b + 3 \left(1 + \frac{4}{\pi} \right) fd \right] [\sigma_{см}], \quad (15.11)$$

где b – ширина шпонки, мм; l_p – рабочая длина шпонки, определяемая из расчета, мм; $f = 0,15–0,20$ – коэффициент трения между шпонкой и насаживаемой деталью, когда поверхности сухие, вал и шпонка стальные, втулка стальная или чугунная; d – диаметр вала, мм.

При выполнении проверочного расчета прочность на смятие широкой грани в соединении одной шпонкой определяется по формуле

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{12T}{bl_p(b + 6fd)} \leq [\sigma_{\text{см}}]. \quad (15.12)$$

Тангенциальные шпонки. Проверочный расчет тангенциальных шпонок выполняют по напряжениям смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{T}{(0,45 + 0,5f)dlt_p} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (15.13)$$

где t – ширина рабочей грани шпонки, мм.

Максимальный крутящий момент, передаваемый шпонками, определяется по формуле

$$T \leq (0,45 + 0,5f)dlt_p[\sigma_{\text{см}}]. \quad (15.14)$$

Круглые шпонки (рис. 15.4) применяют при расположении ступицы насаживаемой детали на конце вала. Они являются разновидностью призматических шпонок. Отверстие под шпонку сверлят и обрабатывают разверткой после посадки ступицы на вал. При больших нагрузках ставят несколько шпонок под таким углом, чтобы радиальные усилия, вызванные запрессовкой шпонок, были уравновешены.

Круглые цилиндрические и конические шпонки не стандартизованы. Диаметр $d_{\text{ш}}$ принимается равным высоте h призматической шпонки, соответствующей диаметру вала d .

Условия прочности одной шпонки на смятие определяют по формуле

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4T}{dd_{\text{ш}}l} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (15.15)$$

а условие прочности на срез – по формуле

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2T}{dd_{\text{ш}}l} \leq [\tau_{\text{ср}}]. \quad (15.16)$$

15.2. Шлицевые соединения

Шлицевое соединение условно можно рассматривать как многошпоночное, у которого шпонки, называемые шлицами (зубьями), выполнены как одно целое с валом и входят в соответствующие пазы ступицы детали.

Шлицы фрезеруют на валу или нарезают на зубообрабатывающих станках методом обкатки, а пазы в ступицах получают протягиванием.

Достоинства:

- возможность передачи больших моментов;
- высокая надежность при динамических и реверсивных нагрузках;
- повышенная прочность соединения вследствие увеличения суммарной рабочей поверхности шлицев или уменьшения глубины пазов и равномерного распределения нагрузки по окружности вала;
- более точное центрирование ступицы на валу.

Эти преимущества позволяют использовать шлицевые соединения в высоконагруженных быстроходных машинах (автотракторная промышленность, станкостроение, авиастроение и т. д.).

Недостатки:

- более сложная технология изготовления;
- более высокая стоимость.

Шлицевые соединения бывают неподвижные – для закрепления деталей на валу и подвижные, допускающие перемещение детали вдоль вала. По форме профиля шлицев (зубьев) различают три типа соединений: прямобочные (рис. 15.7), эвольвентные и треугольные (рис. 15.8).

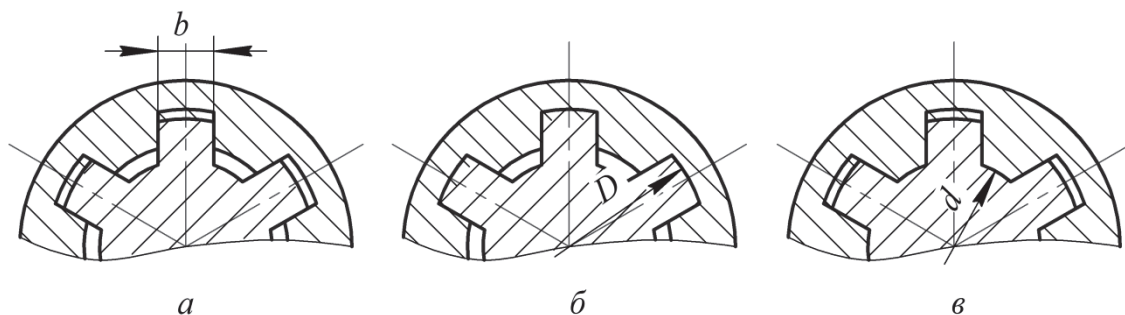


Рис. 15.7. Размеры поперечного сечения и способы центрирования прямобочного шлицевого соединения

Прямобочные соединения наиболее распространены в машиностроении. Существуют легкая, средняя и тяжелая серии.

Центрирование ступицы на валу осуществляется:

- по боковым сторонам шлицев (по размеру b) (рис. 15.7, *a*);
- наружному D (рис. 15.7, *б*);
- внутреннему d (рис. 15.7, *в*) диаметрам.

Эвольвентные шлицевые соединения (рис. 15.8, *a*) центрируются по боковым сторонам шлицев. Имеют более высокую точность и прочность шлицев благодаря большему их числу и скруглению впадин. Основные стандартные параметры эвольвентного соединения:

- номинальный диаметр D ;
- угол профиля $\alpha = 30^\circ$;
- модуль m , диаметр делительной окружности $d = mz$, где z – число зубьев.

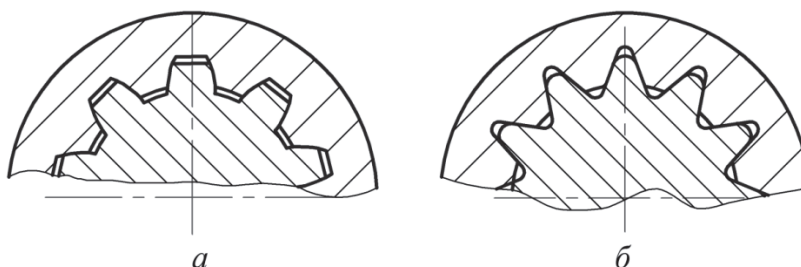


Рис. 15.8. Шлицевые соединения:
a – эвольвентное; *б* – треугольное

Стандарт предусматривает номинальные диаметры от 4 до 500 мм, модули от 0,5 до 10 мм и число зубьев от 6 до 82. Высота зубьев вала и втулки равна m .

Треугольные шлицевые соединения (рис. 15.8, *б*) нестандартизованы, используются в приборостроении.

Расчет шлицевых соединений. Основным критерием работоспособности шлицевых соединений является сопротивление рабочих поверхностей зубьев смятию и изнашиванию.

Нагрузочная способность соединения определяется как меньшее из двух значений, полученных по расчету на смятие и на износ. Соединения типа муфт, нагружаемые только крутящим моментом, на износ не рассчитываются.

Расчет на смятие производится по условию

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d_{\text{ср}} A_{\text{см}}} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (15.17)$$

где T – вращающий момент; $d_{\text{ср}} = (D + d) / 2$ – средний диаметр шлицевого соединения; $A_{\text{см}}$ – площадь смятия; $[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемое среднее давление из расчета на смятие.

Для прямобочного соединения

$$A_{\text{см}} = h_{\text{р}} l z,$$

здесь $h_{\text{р}}$ – рабочая высота зубьев; l – длина ступицы; z – число зубьев.

Допускаемое среднее давление из расчета на смятие

$$[\sigma_{\text{см}}] = \frac{\sigma_t}{[s] k_{\text{см}} k_{\text{д}}}, \quad (15.18)$$

где σ_t – предел текучести материала; $[s] = 1,25-1,40$ – допускаемый коэффициент запаса прочности; $k_{\text{см}} = 4-5$ – общий коэффициент концентрации нагрузки; $k_{\text{д}} = 2,0-2,5$ – коэффициент динамичности нагрузки.

Аналогично производится расчет соединения и на износ, только вместо $[\sigma_{\text{см}}]$ используется $[\sigma_{\text{изн}}]$.

15.3. Штифтовые и профильные соединения

Штифтовые соединения. Штифтовым называется соединение составных частей изделия с применением штифта. Штифтовые соединения применяют для установления точного взаимного положения деталей и при передаче сравнительно небольших вращательных моментов. Для закрепления деталей на конце вала применяется соединение, в котором штифт выполняет роль круглой шпонки. В качестве распространенного примера можно привести фиксацию двумя штифтами взаимного положения корпуса и крышки редуктора, что необходимо при совместной механической обработке этих деталей и сборке редуктора (рис. 15.9).

Достоинства:

- простота конструкции;
- технологичность;
- низкая стоимость.

Недостатки:

- ослабление сечения вала отверстием и связанная с этим концентрация напряжений;
- низкая нагрузочная способность.

Конструкция и размеры штифтов регламентированы многими стандартами.

Основные типы стандартных штифтов:

- конический гладкий;
- конический насеченный;
- цилиндрический гладкий;
- цилиндрический насеченный;
- пружинный и т. д.

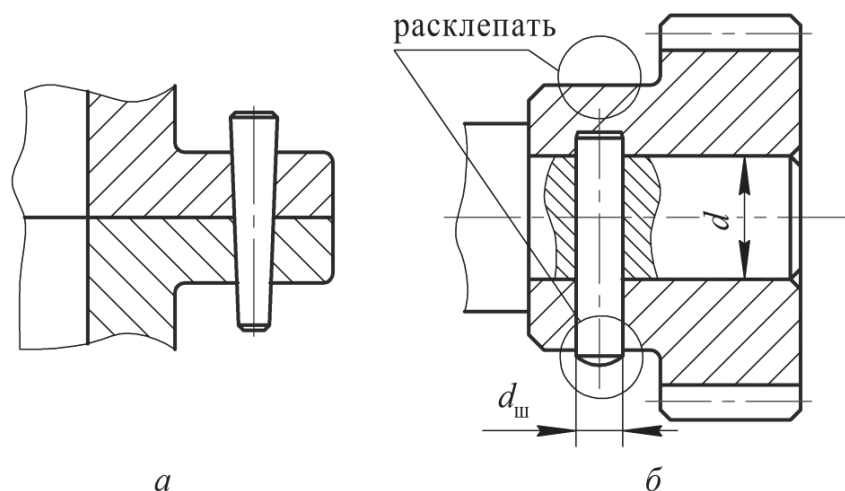


Рис. 15.9. Штифтовые соединения

Гладкие конические и цилиндрические штифты чаще всего применяют в качестве установочных для фиксации взаимного положения соединяемых деталей; отверстия под штифты в этих деталях сверлят и разворачивают совместно. Цилиндрические штифты ставят в отверстия с натягом; в движущихся соединениях концы штифтов расклепывают. Конические штифты изготовляют с конусностью 1:50, обеспечивающей самоторможение; они допускают многократную сборку – разборку и поэтому применяются чаще.

Хорошо зарекомендовали себя в качестве крепежных насеченные штифты, так как они не требуют развертывания отверстий при установке, при забивании надежно сцепляются со стенками отверстия, допускают многократную сборку – разборку без заметного ухудшения сцепления.

Пружинные штифты вальцуют из ленты пружинной стали и закаливают. Ввиду большой податливости их можно устанавливать в грубо обработанные отверстия, при этом обеспечивается надежное сцепление при вибрационных и ударных нагрузках, допускается многократная разборка и сборка.

Штифты обычно изготовляют из углеродистой или пружинной стали, для соединения пластмассовых деталей применяют штифты из пластмасс.

Критерием работоспособности крепежного штифтового соединения является прочность. Диаметр $d_{ш}$ штифта можно определить из расчета его на срез по двум поперечным сечениям. Для цилиндрического штифта диаметр определяется из расчета на срез.

Насеченные штифты рассчитывают так же, как и гладкие, но с коэффициентом ослабления, равным 1,3–1,5.

Профильные соединения. Профильным называется соединение, у которого сопрягаемые поверхности составных частей изделия имеют форму определенного профиля. Наиболее распространенным примером такого соединения является посадка ручек или маховиков на оси и валы с концами квадратного или треугольного (рис. 15.10) сечения. Более совершенны соединения с овальным профилем, которые могут быть цилиндрическими или коническими.

Достоинства:

- в соединениях с овальным профилем практически отсутствует концентрация напряжений;
- обеспечивается лучшее центрирование деталей;
- отсутствуют резкие переходы в форме сечения, что снижает опасность появления трещин при термообработке.

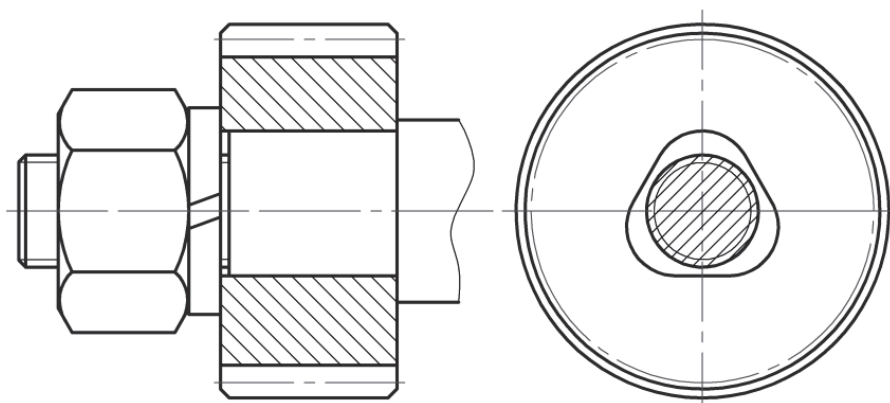


Рис. 15.10. Профильное соединение

Недостатки:

- возникновение действующих на ступицу распорных сил;
- значительно большие напряжения смятия, в результате чего несущая способность профильных соединений ниже.

Расчет профильных соединений заключается в проверке прочности рабочих поверхностей на смятие, а ступицы – на прочность и радиальную деформацию.

16.1. Сварные соединения

Сваркой называют технологический процесс получения неразъемного соединения металлических деталей, основанный на использовании сил молекулярного сцепления и происходящий при сильном местном нагреве их до расплавленного или пластического состояния с применением механического усилия. В настоящее время это один из самых распространенных современных способов получения различных машиностроительных, строительных и других конструкций. Сваркой изготовляют станины, рамы и основания, корпуса, зубчатые колеса, шкивы, звездочки, маховики, барабаны, балки и т. п.

Затвердевший после сварки металл, соединяющий сваренные детали, называется *сварным швом*.

Современные технологии позволяют выполнять сварку всех конструкционных и высоколегированных сталей, чугуна, алюминиевых, медных и других сплавов цветных металлов, а также пластмасс.

Преимущества. В сравнении с литыми и заклепочными конструкциями сварные значительно снижают трудоемкость процесса изготовления и обеспечивают существенную экономию металла, поэтому сварные конструкции в большинстве случаев гораздо дешевле литых и заклепочных. Замена конструкции из заклепок на сварную позволяет достигнуть экономии металла и снизить массу конструкции на 10–20%. Масса сварных конструкций до 50% меньше по сравнению с литыми чугунными и до 30% по сравнению с литыми стальными. Трудоемкость процесса сварки по сравнению с клепкой и литьем значительно ниже благодаря отсутствию таких операций, как разметка и пробивка или сверление отверстий для заклепок, изготовление для отливок моделей и стержней, изготовление литейных форм и т. д., а также из-за возможности автоматизации процесса сварки.

Наиболее целесообразным является применение сварки для изготовления конструкций сложной формы, состоящих из отдельных деталей, получаемых прокаткой, штамповкой, ковкой и отливкой.

Недостатки:

- появление остаточных напряжений в свариваемых элементах после окончания процесса сварки;
- коробление;
- плохое восприятие переменных и, особенно, вибрационных нагрузок;
- сложность и трудоемкость контроля качества сварных швов.

Из разнообразия существующих видов сварки наибольшее распространение получили:

- ручная дуговая сварка плавящимся электродом;
- автоматическая дуговая сварка плавящимся электродом под флюсом;
- электрошлаковая сварка и контактная сварка.

В зависимости от расположения соединяемых деталей выделяют следующие виды сварных соединений:

- стыковые (рис. 16.1);
- нахлесточные (рис. 16.2);
- с накладками (рис. 16.3);
- угловые (рис. 16.4);
- тавровые (рис. 16.5).

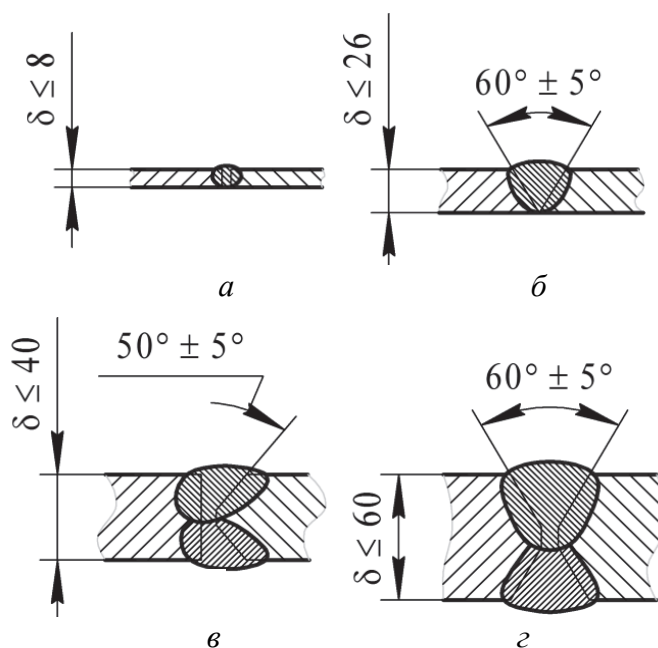


Рис. 16.1. Стыковое сварное соединение

Существуют следующие типы сварных швов:

- стыковые (рис. 16.1, 16.4, в);
- угловые (рис. 16.2, 16.3, 16.5, а, б);

- пробочные (рис. 16.6, *a*);
- прорезные (рис. 16.6, *б, в*) и комбинированные.

Геометрические параметры стыкового шва представлены на рис. 16.1, углового – на рис. 16.7.

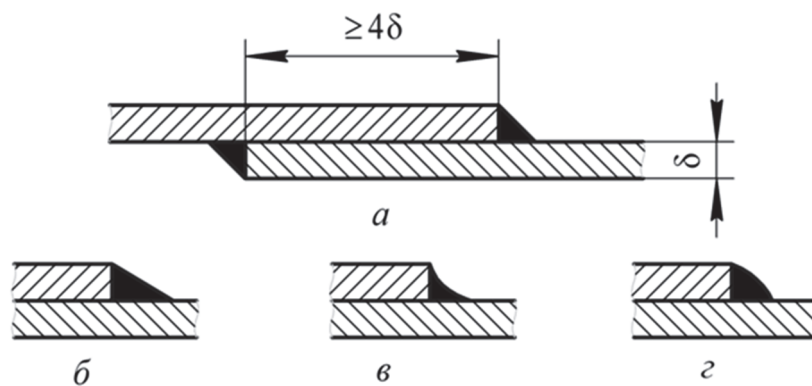


Рис. 16.2. Нахлесточное сварное соединение

Угловые швы по расположению относительно направления нагрузки, которая действует на них, бывают лобовые (рис. 16.8, *a*), косые (рис. 16.8, *б*), фланговые (рис. 16.8, *в*) и комбинированные (рис. 16.8, *г*), состоящие из двух или всех трех вышеуказанных швов.

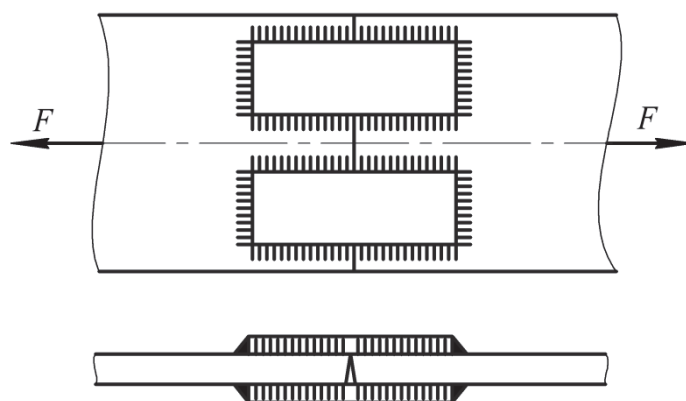


Рис. 16.3. Сварное соединение с накладками

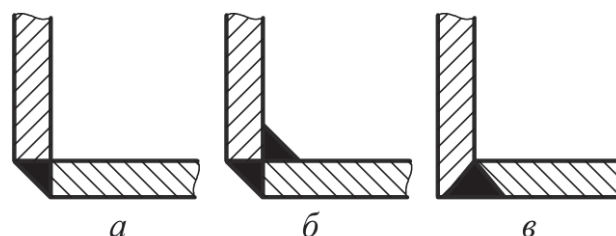


Рис. 16.4. Виды угловых сварных соединений

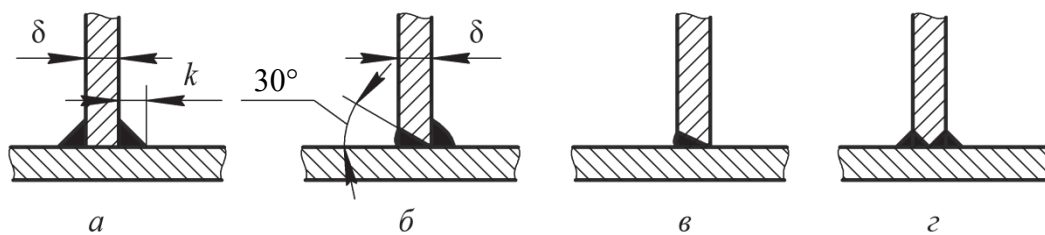


Рис. 16.5. Тавровые сварные соединения

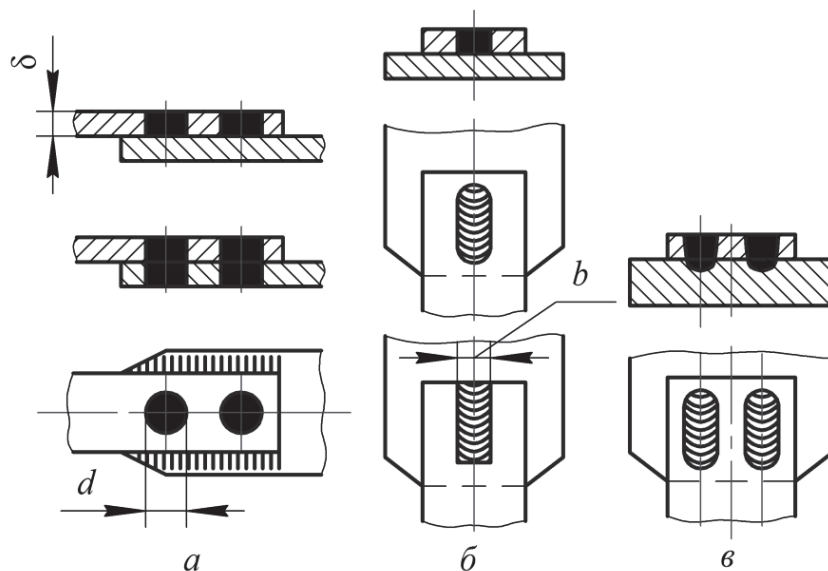


Рис. 16.6. Пробочные, прорезные, проплавные сварные соединения

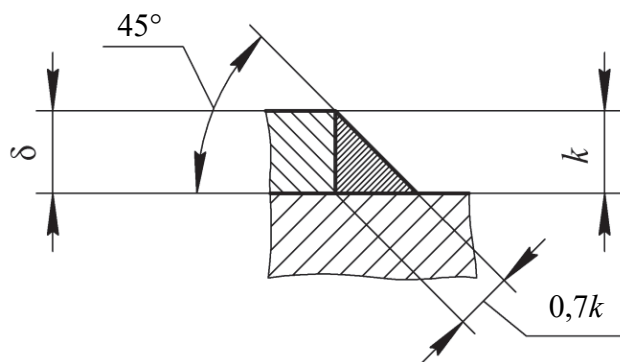


Рис. 16.7. Геометрические параметры
углового сварного шва

Расчет сварных швов. Основное требование при проектировании сварных конструкций – обеспечение равной прочности шва и соединяемых им деталей. Для угловых сварных швов размер катета шва выбирают в соответствии с толщинами соединяемых деталей. При различной толщине свариваемых деталей толщина шва равна толщине

более тонкой детали. Требуемую длину шва определяют из расчета на прочность. В некоторых случаях длину швов принимают конструктивно. Затем проводится проверочный расчет на прочность. По результатам расчета вносят изменения в конструкцию и повторяют расчет.

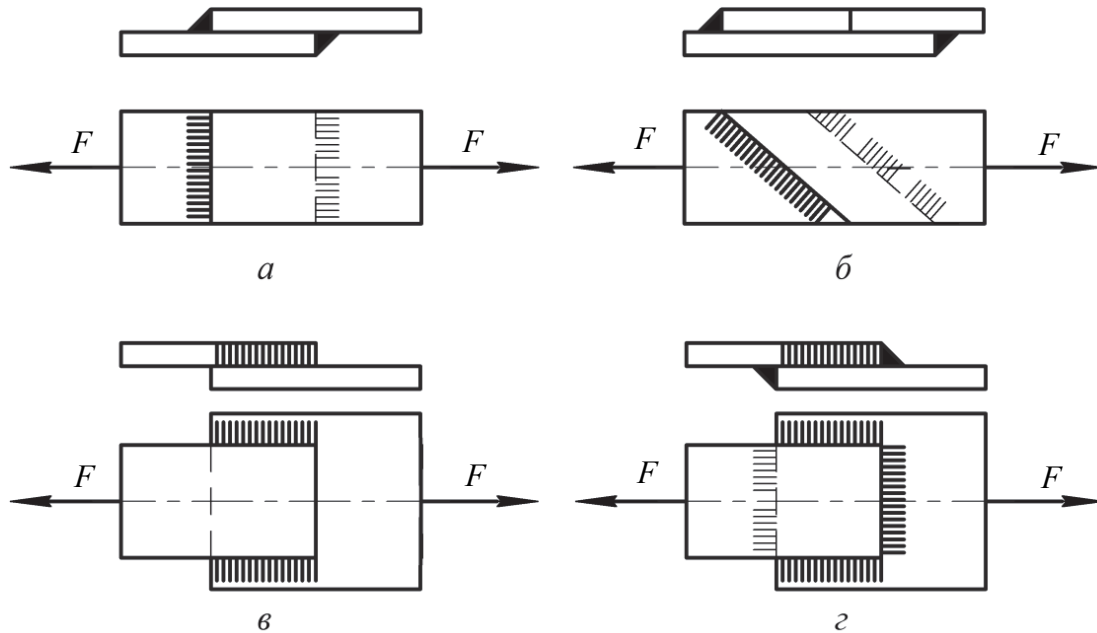


Рис. 16.8. Угловые сварные швы

Расчет стыковых сварных швов. При расчете на прочность стыковых швов утолщение (наплыв металла) не учитывают.

1. Шов нагружен перпендикулярной растягивающей (сжимающей) силой. При расчете шва (рис. 16.9) возникающие в нем напряжения определяются по формулам:

– при растяжении (сжатии):

$$\sigma'_{p(c)} = \frac{F}{A} \leq [\sigma'_{p(c)}], \quad (16.1)$$

где $\sigma'_{p(c)}$ – расчетное напряжение растяжения (сжатия), Н/мм²; F – сила, растягивающая или сжимающая соединяемые детали, Н; A – площадь шва, мм², определяемая по формуле

$$A = \delta l, \quad (16.2)$$

здесь δ – толщина более тонкой свариваемой детали, мм, l – длина шва, мм; $[\sigma'_{p(c)}]$ – допускаемые напряжения для шва при растяжении (сжатии), Н/мм².

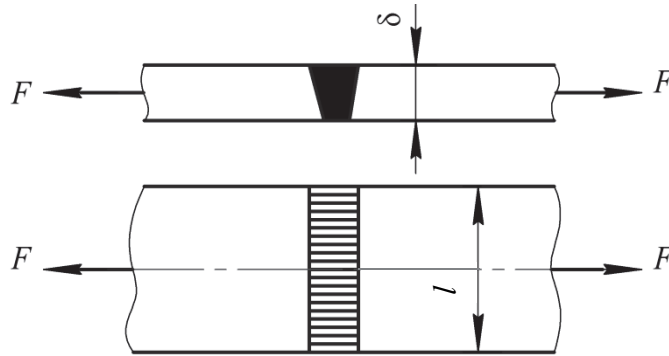


Рис. 16.9. Расчетная схема стыкового шва, нагруженного растягивающей силой

2. На шов действует изгибающий момент, приложенный в плоскости приварки (рис. 16.10, а).

Расчет шва выполняется по условию прочности на изгиб

$$\sigma' = \frac{M}{W} \leq [\sigma'_p], \quad (16.3)$$

где W – момент сопротивления расчетного сечения шва при изгибе, мм^3 , рассчитываемый по формуле

$$W = \frac{\delta l^2}{6}. \quad (16.4)$$

3. На шов действует изгибающий момент, приложенный в плоскости приварки, и растягивающая (сжимающая) сила (рис. 16.10, б).

При совместном действии изгибающего момента и растягивающей силы расчет шва проводят исходя из условия

$$\sigma'_p = \frac{F}{\delta l} + \frac{6M}{\delta l^2} \leq [\sigma'_p]. \quad (16.5)$$

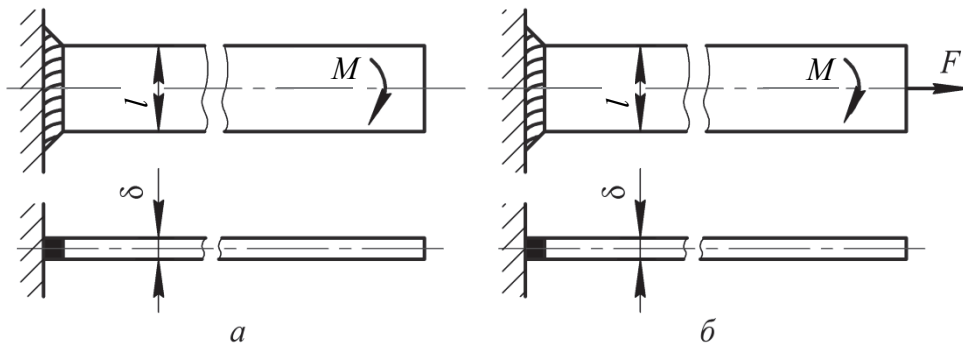


Рис. 16.10. Расчетная схема стыкового соединения при действии: а – изгибающего момента, приложенного в плоскости приварки; б – изгибающего момента и растягивающей (сжимающей) силы

Расчет угловых швов. Угловые швы рассчитывают на срез по наименьшей площади сечения, расположенного в биссекторной плоскости прямого угла поперечного сечения шва (рис. 16.11). В расчетном сечении толщина углового шва принимается равной $0,7k$, где k – катет поперечного сечения шва. Так же, как и при расчете стыковых швов, методика расчета зависит от способа нагружения.

1. Сварное соединение угловым лобовым швом нагружено перпендикулярной растягивающей (сжимающей) силой (рис. 16.11). Швы испытывают напряжение среза, которое определяют по формуле

$$\tau'_{\text{ср}} = \frac{F}{A} \leq [\tau'_{\text{ср}}]. \quad (16.6)$$

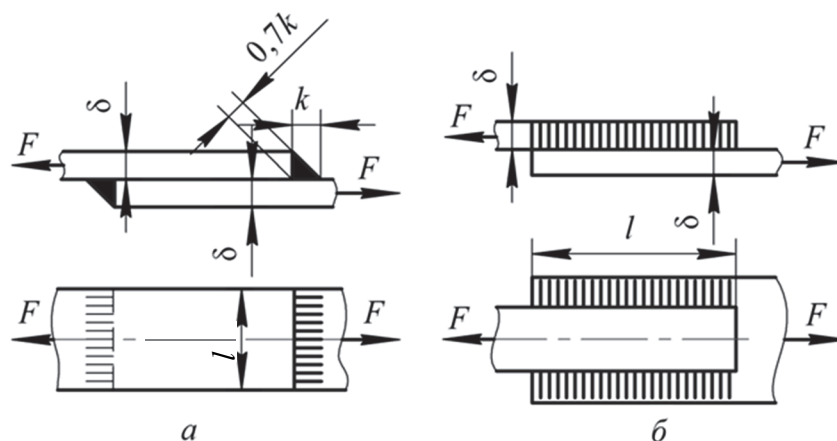


Рис. 16.11. Сварное соединение угловым лобовым швом, нагруженное перпендикулярной растягивающей (сжимающей) силой

Площадь сечения шва, мм^2 , определяется по формуле

$$A = 0,7klz, \quad (16.7)$$

где l – длина шва, мм; z – количество сварных швов.

2. Сварное соединение угловым лобовым швом нагружено изгибающим моментом M в плоскости сварки (рис. 16.12, а).

Расчет шва проводят из условия прочности на срез по формуле

$$\tau'_{\text{ср}} = \frac{M}{W} \leq [\tau'_{\text{ср}}]. \quad (16.8)$$

3. На сварное соединение угловым лобовым швом действует изгибающий момент M и растягивающая (сжимающая) сила F . На рис. 16.12, б приведен пример такого способа нагружения.

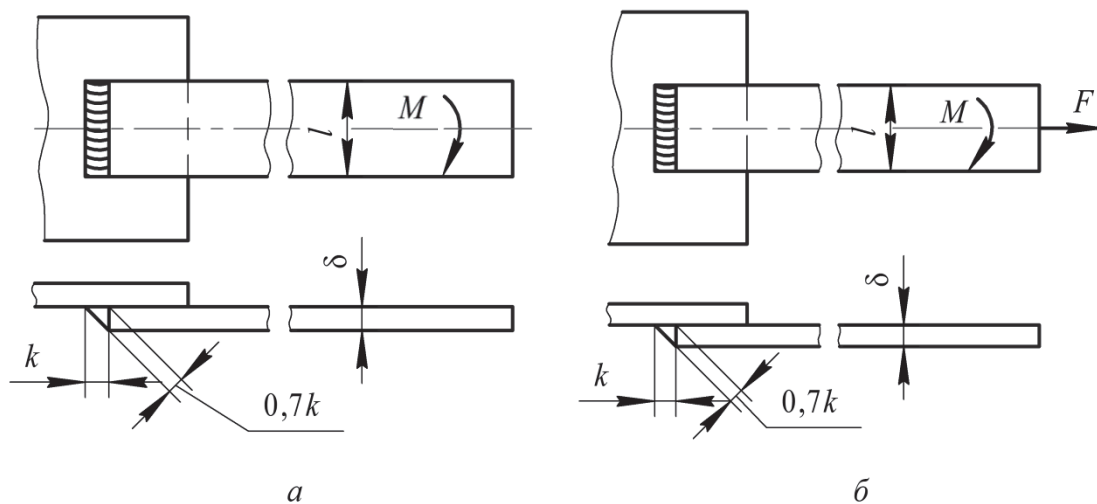


Рис. 16.12. Сварное соединение угловым швом, нагруженное:
a – изгибающим моментом M в плоскости сварки;
б – изгибающим моментом M и растягивающей (сжимающей) силой F

Как и в предыдущих случаях, расчет шва проводится из условия прочности на срез по формуле

$$\tau'_{\text{ср}} = \frac{F}{A} + \frac{M}{W} \leq [\tau'_{\text{ср}}]. \quad (16.9)$$

Подставив значение площади и момента сопротивления расчетного сечения шва в формулу (16.10), получим

$$\tau'_{\text{ср}} = \frac{F}{0,7kl} + \frac{6M}{0,7kl^2}. \quad (16.10)$$

Расчет пробочных, прорезных и проплавных швов. Пробочные, прорезные и проплавные швы (рис. 16.6), так же как и угловые, рассчитываются на срез по формуле

$$\tau'_{\text{ср}} = \frac{F}{A} \leq [\tau'_{\text{ср}}].$$

При расчете площади швов необходимо учитывать диаметр отверстий d пробочных швов и ширину прорези b прорезных швов, которые следует принимать равными двум толщинам детали (δ):

$$d = 2\delta; \quad b = 2\delta. \quad (16.11)$$

Рекомендуемая длина l прорезного шва принимается

$$l = (10 - 25)\delta.$$

Определение допускаемых напряжений сварных швов. Поскольку сварной шов должен обладать такой же прочностью, как и материал свариваемых деталей, его допускаемое напряжение принимается равным допускаемому напряжению на растяжение материала детали $[\sigma_p]$, определяемому по формуле

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T \varepsilon}{[S] k_\sigma}, \quad (16.12)$$

где σ_T – предел текучести материала детали Н/мм²; ε – масштабный фактор для сварных швов, принимаемый равным $\varepsilon = 0,9$; $[S]$ – коэффициент запаса прочности, принимаемый равным $[S] = 1,2-1,3$ для углеродистых сталей, а для низколегированных $[S] = 1,3-1,5$; k_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений (табл. 16.1).

Таблица 16.1

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений k_σ

Вид шва	Сталь	
	низкоуглеродистая	низколегированная
Стыковые с полным проваром	1,2	1,4
Угловые лобовые	2,0	2,5
Фланговые	3,5	4,5

Уточненные допускаемые напряжения $[\sigma'_{cp}]$ для сварных швов при сварке деталей из низкоуглеродистых, среднеуглеродистых и низколегированных сталей при действии статических нагрузок принимаются по табл. 16.2.

Таблица 16.2

Допускаемые напряжения в швах сварных соединений

Метод сварки	При растяжении $[\sigma'_{cp}]$	При сжатии $[\sigma'_{cp}]$	При срезе $[\tau'_{cp}]$
Автоматическая; ручная электродами Э42А, Э46А и Э50А в защитном газе	$[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0,65[\sigma_p]$
Ручная электродами Э38, Э42, Э46, Э50; газовая	$0,9[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0,6[\sigma_p]$
Ручная электродами Э34	$0,6[\sigma_p]$	$0,75[\sigma_p]$	$0,5[\sigma_p]$
Контактная точечная и роликовая	–	–	$0,6[\sigma_p]$

16.2. Паяные и клеевые соединения

Соединения пайкой и склеиванием применяли значительно раньше сварных. *Пайка* и *склеивание* служат для соединения деталей из металла и неметаллических материалов. Действие пайки и клеев основано на образовании межмолекулярных связей между клеевой пленкой или слоем припоя и поверхностями соединяемых материалов.

Преимущества:

- возможность соединения практически всех конструкционных материалов в любых сочетаниях;
- повышенная точность изготовления;
- возможность соединения очень тонких листовых деталей;
- очень малая концентрация напряжений и коробление деталей;
- дешевизна;
- возможность ремонта изделий;
- они легче других при прочих равных условиях.

Недостатки:

- сравнительно невысокая прочность;
- относительно невысокая долговечность;
- низкая теплостойкость;
- технологические затруднения.

Паяные соединения. Соединение пайкой образуется в результате химических связей материала деталей и присадочного материала (припоя), рис. 16.13. Температура плавления припоя (например, олова) ниже температуры плавления материала деталей, поэтому при пайке они остаются твердыми. При пайке расплавленный припой растекается по нагретым поверхностям стыка деталей. Поверхности деталей обезжиривают, очищают от окислов и устанавливают между ними оптимальный зазор, что повышает качество соединения. При малых зазорах обеспечивается эффект капиллярного течения и происходит диффузия атомов детали в толщу припоя, что увеличивает прочность последнего. Чрезмерно малые зазоры препятствуют течению припоя. Для пайки стальных деталей тугоплавкими ($t_{пл} = 400^\circ\text{C}$) припоями (серебряными или медными) зазор составляет около 0,1 мм, а для легкоплавких припоев (оловянно-свинцовых) – около 0,15 мм. Необходимость обеспечения малых и равномерных зазоров является одним из недостатков пайки. Нагрев припоя и деталей осуществляют паяльником, газовой горелкой, термической печью, погружением в ванну с расплавленным припоем и т. д.

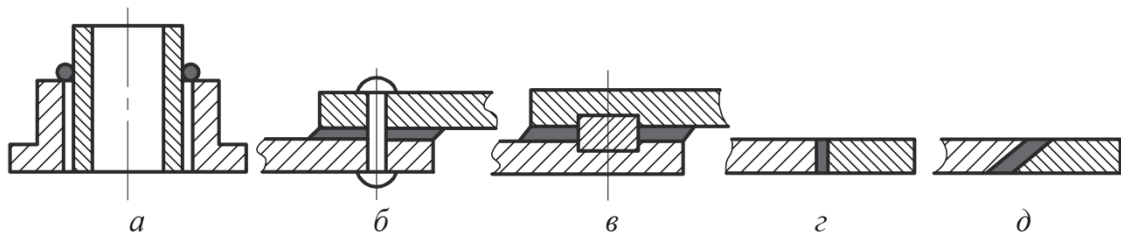


Рис. 16.13. Разновидности паяных соединений:
a – телескопическое; *б* – внахлест с заклепкой;
в – внахлест со шпонкой; *г, д* – встык

Легкоплавкие припои имеют низкую прочность, поэтому их применяют для малонагруженных соединений, не подверженных ударным нагрузкам и вибрациям. Не рекомендуется применять их для соединений, работающих при $t > 100^\circ\text{C}$.

Тугоплавкие припои применяют для нагруженных соединений (при статической нагрузке – припои на медной основе, при ударной и вибрационной – на серебряной).

Для уменьшения вредного влияния окисления на поверхности деталей применяют специальные флюсы (на основе буры, хлористого цинка, канифоли) или паяют в нейтральной среде или вакууме.

Расчет паяных соединений. Расчет стыковых паяных соединений аналогичен расчету стыковых сварных. Для наиболее распространенных нахлесточных соединений (рис. 16.14) расчет ведется по следующей зависимости:

$$\tau' = \frac{F}{A_{\text{п}}} \leq [\tau],$$

где F – действующая сила; $A_{\text{п}} = bl$ – площадь припоя; $[\tau]$ – допускаемое напряжение.

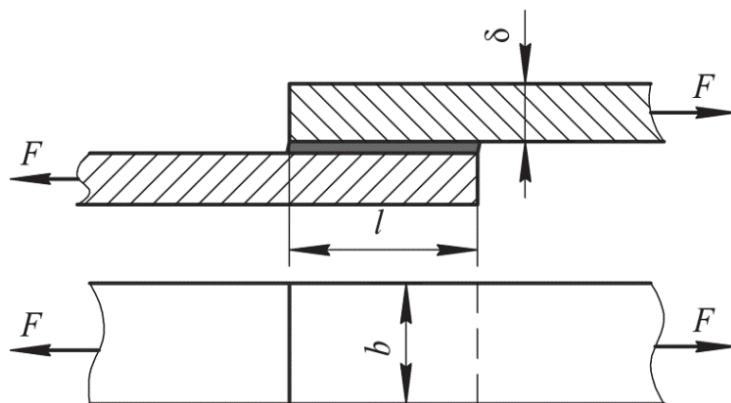


Рис. 16.14. Параметры паяного соединения внахлест

16.3. Клеевые соединения

Применяют для соединения металлических и неметаллических материалов в различных комбинациях.

Преимущества:

- возможность соединения разнородных материалов;
- герметичность соединения;
- стойкость против коррозии;
- возможность соединения очень тонких листовых деталей;
- создание электроизоляционных прослоек.

Недостатки:

- сравнительно невысокая прочность;
- низкая теплостойкость;
- требовательность к условиям склеивания.

На прочность клеевых соединений влияют:

- характер нагрузок;
- конструкция соединения;
- марка клея;
- технология склеивания и время (с течением времени прочность некоторых клеев уменьшается).

Для склеивания различных материалов применяется большое количество марок клея, отличающихся физико-механическими и технологическими свойствами (клеи БФ, ВК-1, ВК-2, МПФ-1 и др.). Клеевые соединения имеют высокую прочность при сдвиге и невысокую при отрыве, особенно при неравномерном. Это учитывают при их конструировании. Наибольшее применение в машиностроении получили клеевые соединения внахлест, работающие на сдвиг (рис. 16.15).

Для склеивания деталей требуется механическая и химическая подготовка их поверхностей. Механическую подготовку и пригонку металлических деталей производят на металлообрабатывающих станках или вручную. Химическая подготовка заключается в очищении и обезжиривании склеиваемых поверхностей ацетоном, спиртом, бензином или бензолом.

Клей наносят на поверхности кистью или пульверизатором. Прочность клеевого соединения в значительной степени зависит от толщины клеевого слоя. Рекомендуется толщина для разных клеев 0,05–0,25 мм; при толщине клеевого шва 0,5 мм и более прочность соединения значительно снижается.

Прочность клеевого соединения зависит от площади склеивания. Наиболее прочными являются соединения, работающие на сдвиг или

равномерный отрыв, когда напряжения по всей площади склеивания можно полагать распределенными равномерно (рис. 16.15).

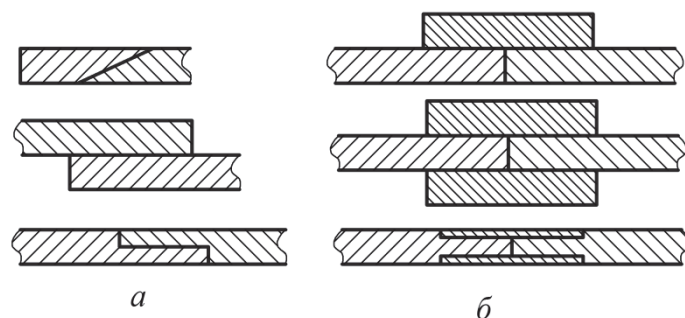


Рис. 16.15. Виды клеевых соединений:
a – внахлест; *б* – стыковые с накладками

Расчет клеевых соединений на прочность. Расчет клеевых соединений на прочность производят на сдвиг и отрыв методами сопротивления материалов аналогично расчету паяных.

Для соединений, полученных клеями основных марок (типа БФ-2, БФ-4), применяют допускаемое напряжение на сдвиг $[\tau] = 15\text{--}20$ МПа.

16.3. Заклепочные соединения

Заклепочные соединения до недавнего времени были одним из основных видов неразъемных соединений. С развитием методов сварки и автоматизации сварочного производства область применения заклепочных соединений резко сузилась. В настоящее время они используются преимущественно в конструкциях, подверженных вибрационной нагрузке, в конструкциях из легких металлических сплавов, а также при изготовлении конструкций из трудносвариваемых материалов.

Заклепочное соединение также является неразъемным. В большинстве случаев его применяют для соединения листов и фасонных прокатных профилей. Соединение образуется расклепыванием стержня заклепки, вставляемой в отверстие деталей (рис. 16.16).

При расклепывании вследствие пластических деформаций образуется замыкающая головка, а стержень заклепки заполняет зазор в отверстии.

Достоинства:

- высокая надежность соединения;
- удобство и надежность контроля качества шва;
- хорошая сопротивляемость вибрационным и ударным нагрузкам.

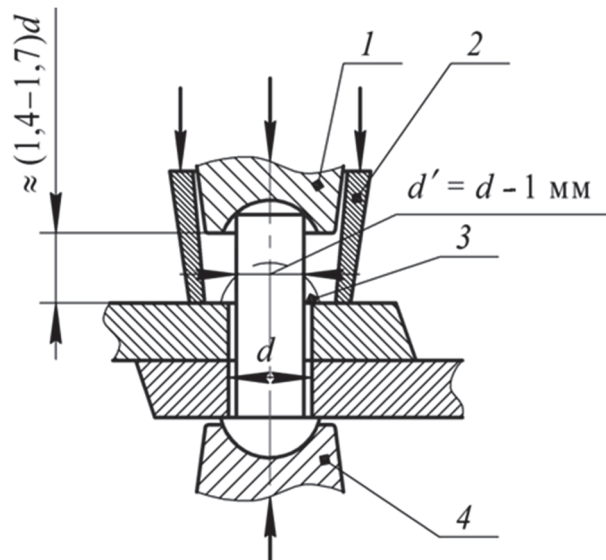


Рис. 16.16. Заклепочное соединение:
 1 – обжимка; 2 – прижим при машинной клепке;
 3 – замыкающая головка; 4 – поддержка

Недостатки:

- высокая стоимость;
- большой расход материала;
- шум при клепке.

Существуют следующие основные типы стандартных заклепок: с полукруглой головкой (рис. 16.17, а); потайной головкой (рис. 16.17, в); полупотайной головкой (рис. 16.17, б). Для ненагруженных соединений применяют трубчатые заклепки или пистоны (рис. 16.17, г).

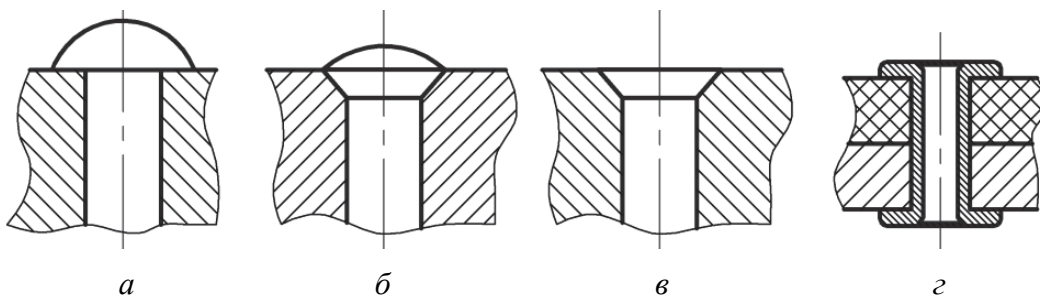


Рис. 16.17. Основные виды заклепок

Классификация заклепочных соединений. Заклепочные соединения выполняются при помощи заклепочных швов, которые в зависимости от предъявляемых требований делятся на три группы:

- прочные швы, предназначенные для получения соединений достаточной прочности и воспринимающие внешние нагрузки;

- плотные швы, предназначенные для получения соединений достаточной плотности, устраняющие возможность утечки жидкости, газа;
- прочноплотные швы, обеспечивающие в соединении достаточную прочность и плотность.

По конструкции заклепочные швы бывают нахлесточные однорядные (рис. 16.18, а), двухрядные (рис. 16.18, б, в) и многорядные; стыковые с накладкой – однорядные (рис. 16.18, г), двухрядные и многорядные; стыковые с двумя накладками – однорядные (рис. 16.18, д) и многорядные.

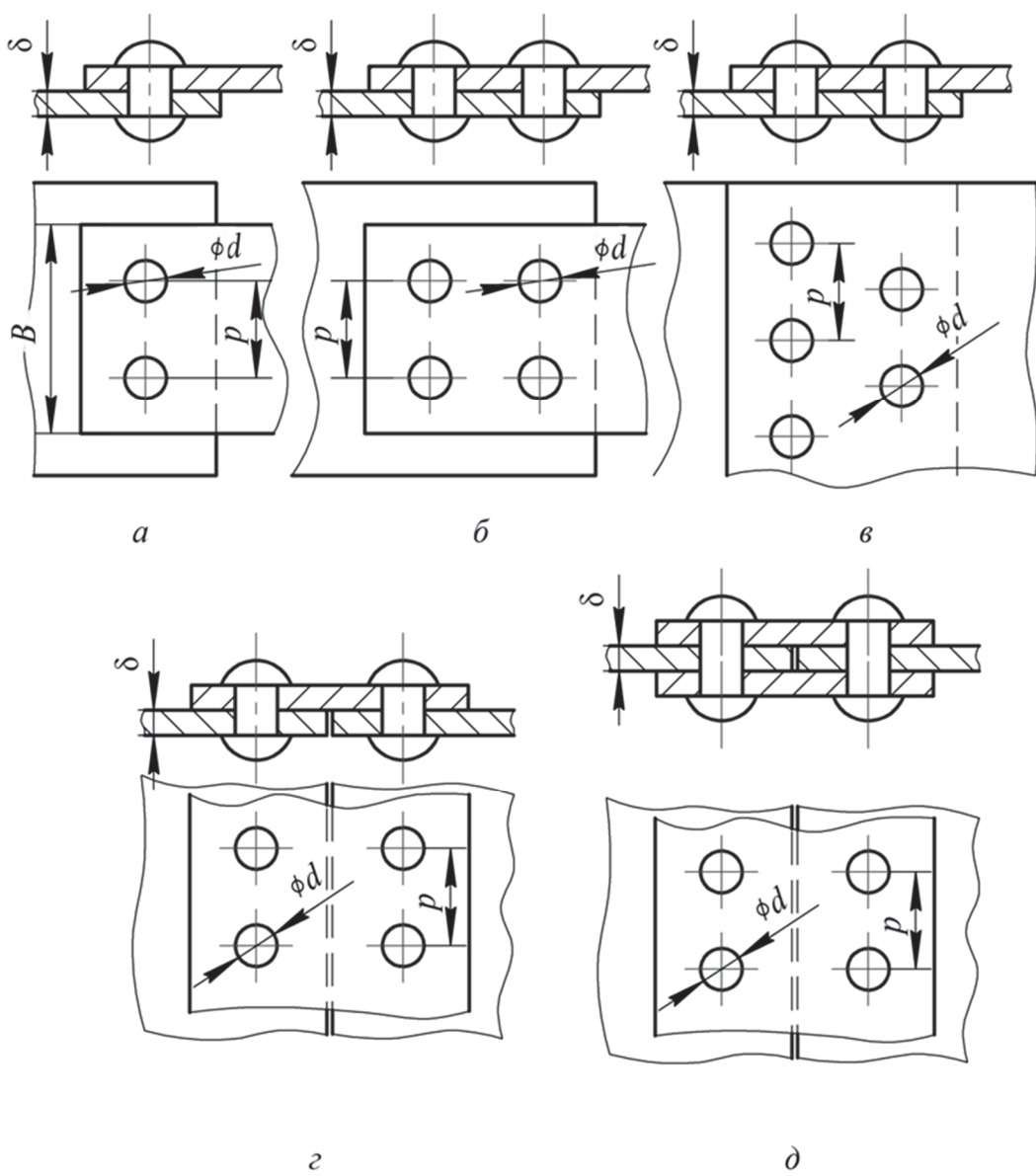


Рис. 16.18. Виды заклепочных швов

По расположению заклепок швы делятся на двухрядные и много-рядные с рядовым (рис. 16.18, б) и шахматным (рис. 16.18, в) расположением. По количеству сечений заклепок, работающих на срез, заклепочные швы бывают односрезные (рис. 16.18, а, б, в, г), двухсрезные (рис. 16.18, д) и многосрезные. Тип заклепочного шва для данной конструкции определяется назначением этой конструкции и расчетом шва на прочность.

Заклепки изготавливают из алюминиевых сплавов, сталей, латуни. Стальные заклепки обычно производят из углеродистых сталей Ст2, Ст3 и других, а в специальных конструкциях – из легированной стали. Во избежание химической коррозии заклепки ставят из того же материала, что и соединяемые детали. В пакетах с сочетанием листов из легких сплавов, а также в пакетах, имеющих детали из легких сплавов и сталей, применяют заклепки из алюминиевых сплавов.

Расчет заклепочных швов. Проектирование заклепочного шва заключается в определении диаметра и числа заклепок, шага заклепочного шва, расстояния от заклепок до края соединяемой детали и расстояния между рядами заклепок.

Диаметр заклепки d рекомендуется принимать из соотношения $d = (1,5-2)\delta$. Рассчитанное значение диаметра округляют до ближайшего большего значения в соответствии с ГОСТ 10299–80.

Шаг заклепочного шва p принимают:

- для двухрядного шва внахлест $p = 4d_0$;
- для однорядного шва с двумя накладками $p = 3,5d_0$;

Далее выполняют основные проверочные расчеты:

- на срез для заклепки:

$$\tau_c = \frac{4F}{\pi d^2 z} \leq [\tau_c], \quad (16.13)$$

где F – сила, действующая на заклепочное соединение; d – диаметр заклепки; z – количество заклепок; $[\tau_c]$ – допускаемое напряжение на срез для материала заклепок;

- на смятие между заклепкой и листом:

$$\sigma_{см} = \frac{F}{d\delta z} \leq [\sigma_{см}], \quad (16.14)$$

где δ – толщина пластины; $[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение на смятие между заклепками и листами;

– на растяжение листа, ослабленного отверстиями под заклепки:

$$\sigma_p = \frac{F}{(B - zd)\delta} \leq [\sigma_p], \quad (16.15)$$

где B – ширина пластины; $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение для материала листов.

Выбор допускаемых напряжений. Допускаемые напряжения для заклепок при расчетах прочных заклепочных соединений по основным нагрузкам приведены в табл. 16.3.

Таблица 16.3

Допускаемые напряжения при расчете прочных заклепочных швов

Род напряжения	Материал	
	Ст0, Ст2	Ст3
Срез $[\tau_{ср}]$, МПа	140	140
Смятие $[\sigma_{см}]$, МПа	280	320

ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ УСТРОЙСТВА. ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ МАШИНЫ

17.1. Подъемно-транспортные устройства. Виды, классификация, область применения

Уровень современного производства определяется степенью использования прогрессивных технических средств, позволяющих сократить или полностью вытеснить тяжелый физический труд. Эта задача последовательно решается за счет комплексной механизации и автоматизации производственных процессов, в том числе за счет использования различных грузоподъемных и транспортирующих машин и механизмов. Подъемно-транспортные машины (ПТМ) являются неотъемлемой составной частью механического оборудования любого современного промышленного производства и предназначены для перемещения различных грузов. От их рационального выбора, правильного определения основных параметров и грамотной эксплуатации в значительной степени зависит производственный процесс предприятия.

Особое значение имеет использование подъемно-транспортных машин и механизмов в случаях, которые дают возможность значительно уменьшить или полностью заменить долю малопроизводительного физического труда машинным.

Потребность в различных механизмах, позволяющих облегчить тяжелый, а ряде случаев и заменить невозможный физический труд машинным, вызвала необходимость в разработке и производстве таких механизмов, а впоследствии и более сложных машин.

За последние годы создан ряд принципиально новых типов подъемно-транспортных машин, отличающихся высокой экономичностью, производительностью и удобством в эксплуатации: конвейеры, краны большой грузоподъемности, электро- и автопогрузчики, штабелирующие машины, лифты, роботы.

Основные требования к современным ПТМ и тенденции их развития:

– повышение надежности на стадиях проектирования, изготовления и эксплуатации за счет совершенствования конструкций, уточнения расчетов, применения новых материалов и способов их упрочнения и т. д.;

– увеличение производительности и грузоподъемности за счет регулирования скорости, автоматизации управления, совершенствования грузозахватных устройств;

– повышение безопасности обслуживания ПТМ за счет улучшения условий труда персонала, введения автоматических ограничителей, ограждающих устройств, укрепления производственной дисциплины, совершенствования и строгого соблюдения правил эксплуатации.

Подъемно-транспортные машины классифицируют по различным критериям. **По назначению** различают: грузоподъемные; транспортирующие; грузоподъемно-транспортирующие.

Грузоподъемные машины предназначены главным образом для вертикального перемещения грузов на относительно небольшие расстояния (краны, тали, подъемники, штабелеры, лебедки).

Транспортирующие машины предназначены главным образом для горизонтального перемещения и небольшого вертикального подъема.

Грузоподъемно-транспортирующие машины представляют промежуточную группу машин, которые могут выполнять как подъем, так и транспортировку груза (авто- и электропогрузчики, ручные и самоходные тележки и т. д.).

По характеру работы ПТМ делятся на две основные группы: *машины периодического* (подъемные механизмы, краны, подъемники) и *непрерывного* (конвейеры) действия.

Машины непрерывного действия (конвейеры) служат для перемещения насыпных или штучных грузов по заданной трассе без остановок для погрузки и разгрузки, что делает их более производительными. Они подразделяются на такие основные виды: механические, пневматические, гидравлические.

Механические устройства могут применяться для перемещения штучных, тарных, кусковых, сыпучих грузов и, в свою очередь, быть как непрерывного, так и периодического действия.

Пневматические устройства используются:

– для перемещения сыпучих грузов (щепы, стружки, отходов т. д.) в смеси определенной концентрации с воздухом;

– движения груза в капсулах, специальных контейнерах по трубопроводу с помощью воздуха.

В **гидравлических** устройствах груз перемещается: в каналах и лотках самотеком; под давлением в смеси с жидкостью (пульпа) по трубопроводам.

Машины циклического действия выполняют все технологические операции в четкой логической последовательности, повторяя их

через определенные промежутки времени. К ним относятся краны, лифтовые подъемники и т. д.

В настоящее время широко применяют особую группу ПТМ, которые кроме основных операций по перемещению груза могут поворачивать его вокруг горизонтальной и вертикальной осей (краны-манипуляторы и погрузочно-разгрузочные промышленные роботы).

По характеру привода ПТМ могут быть с ручным (домкраты, лебедки, тали) или машинным приводом (подъемники и краны).

Кран – сочетание нескольких механизмов (подъема, передвижения, поворота и т. д.), базирующихся на соответствующей металлоконструкции.

По конструктивной схеме различают следующие разновидности кранов:

– пролетного типа (мостовые, козловые, кабельные), у которых груз подвешен к тележке, перемещающейся по пролетному участку несущей конструкции крана;

– стрелового типа (консольные, стреловые с поворотной платформой, без поворотной платформы, башенные, настенные, велосипедные и др.). У консольных кранов груз подвешен на конце стрелы постоянного или переменного вылета и обычно находится вне их опорного контура. Краны стрелового типа, в свою очередь, могут быть самоходными, стационарными, прицепными.

К простейшим подъемно-транспортным устройствам относятся: домкраты (винтовые, реечные, гидравлические и др.), поднимающие грузы на небольшую высоту; лебедки (с ручным или машинным приводом); тали, представляющие собой подвесную лебедку, оснащенную механизмом передвижения (по подвесному пути).

17.2. Основные эксплуатационно-технические характеристики

Характеристиками грузоподъемных машин являются функциональные и геометрические параметры.

Функциональные параметры. Основными функциональными параметрами грузоподъемных машин являются параметры, которые характеризуют работу грузоподъемных механизмов и машин: грузоподъемность, производительность и кинематические характеристики. Значения величин этих параметров должно удовлетворять требованиям соответствующих стандартов.

Грузоподъемность Q – наибольшая масса груза, на подъем которого рассчитан механизм вместе с массой грузозахватных устройств (кг, т):

$$Q = Q_{\text{гр}} + Q_{\text{зу}}, \quad (17.1)$$

где $Q_{\text{гр}}$ – масса поднимаемого груза, кг, т; $Q_{\text{зу}}$ – масса захватных устройств, кг, т.

Довольно часто вследствие малой величины $Q_{\text{зу}}$ по сравнению с $Q_{\text{гр}}$ можно принимать $Q = Q_{\text{гр}}$.

В ряде случаев в связи с тем, что $Q_{\text{зу}}$ может быть значительной (например, при оснащении кранов грейфером, магнитом и другими металлоемкими устройствами), введено понятие коэффициента использования грузоподъемности $k_{\text{г}}$:

$$k_{\text{г}} = \frac{Q_{\text{г}}}{Q}. \quad (17.2)$$

Грузоподъемность по величине может быть постоянной или переменной в зависимости от вылета груза.

Постоянную грузоподъемность имеют краны пролетного типа (мостовые, козловые, консольные и т. п.) и некоторые стреловые с уравновешенной стрелой, а переменную – краны, у которых с увеличением вылета груза на стреле грузоподъемность уменьшается.

Производительность грузоподъемных машин может определяться: по массе (массовая); объему (объемная); количеству поднимаемых объектов (штучная).

Во всех случаях необходимо знать расчетное число циклов машины в единицу времени (обычно в час).

Производительность устанавливается в зависимости от вида грузоподъемного устройства, вида груза, его характера и условий работы.

По массе, кг/ч:

$$\Pi = \frac{3600\beta_1\beta_2V_M\rho_M}{T_{\text{ц}}};$$

– объемная, м³/ч:

$$\Pi = \frac{3600\beta_1\beta_2V_M}{T_{\text{ц}}};$$

– штучная, шт./ч:

$$\Pi = \frac{3600\beta_1\beta_2V_M Z}{T_{\text{ц}}},$$

где β_1 – коэффициент, учитывающий потери времени по технологическим и организационным причинам; β_2 – коэффициент, учитывающий прибавочные потери времени на текущее обслуживание и ремонт подъемно-транспортного устройства; V_M – объем поднимаемого груза, m^3 ; ρ_M – плотность материала, kg/m^3 ; $T_{ц}$ – длительность цикла, с; Z – число единиц груза, шт.

В общем случае

$$T_{ц} = T_M + T_{опер} + T_{доп}, \quad (17.3)$$

здесь T_M – время прицепки и отцепки груза; $T_{опер}$ – длительность операции подъема (опускания); $T_{доп}$ – время на успокоение груза от раскачки, закручивания, осмотра крепления (затяжки) груза и т. д.

Различают производительность номинальную и расчетную.

$$P_{расч} = P\Psi, \quad (17.4)$$

где Ψ – расчетный коэффициент использования грузоподъемности ($\Psi = 0,6-0,7$).

Кинематические характеристики: скорость подъема груза, скорость опускания груза, скорость передвижения всего крана или отдельных его частей, частота вращения поворотной части крана (для башенных кранов), скорость изменения вылета груза или скорость подъема стрелы (для стреловых кранов).

Геометрические параметры высота подъема груза, пролет крана, ход тележки, вылет консолей, вылет груза, размер колеи.

17.3. Грузоподъемные машины. Общие сведения

Грузоподъемные машины могут быть скомпонованы из следующих составных частей: механизм подъема груза, механизм перемещения, механизм поворота, механизмы изменения вылета и наклона стрелы.

Принципиальная **схема механизма подъема** приведена на рис. 17.1. В качестве соединительной муфты 2, устанавливаемой у двигателя 1, обычно используют упругую пальцевую или зубчатую муфту, часто с применением вала вставки, позволяющего создать наиболее удобное расположение элементов привода. Для фиксации груза в подвешенном состоянии и остановки вращающихся масс привода применяется колодочный тормоз 3. Увеличенный крутящий момент с выходного вала редуктора 4 через зубчатую муфту 5 передается на барабан 6, на который наматывается канат 7. К канату монтируют крюковую подвеску 8, на которой подвешивается груз.

Все механизмы подъема снабжаются автоматически действующими тормозами нормально-замкнутого типа (с электромагнитным или электрогидравлическим приводом), размыкающимися при включении привода.

Механизмы подъема с ручным приводом снабжаются автоматически действующими тормозами, замыкаемыми весом поднятого транспортируемого груза.

Широкое применение находят механизмы подъема с пневмоприводом. Для работы во взрывоопасной среде такие подъемники выпускают с цепями из специальной стали, не вызывающей образования искр, и с бронзовыми грузовыми крюками. Пневматические поршневые подъемники могут быть с вертикальным (рис. 17.2) или горизонтальным расположением рабочего цилиндра.

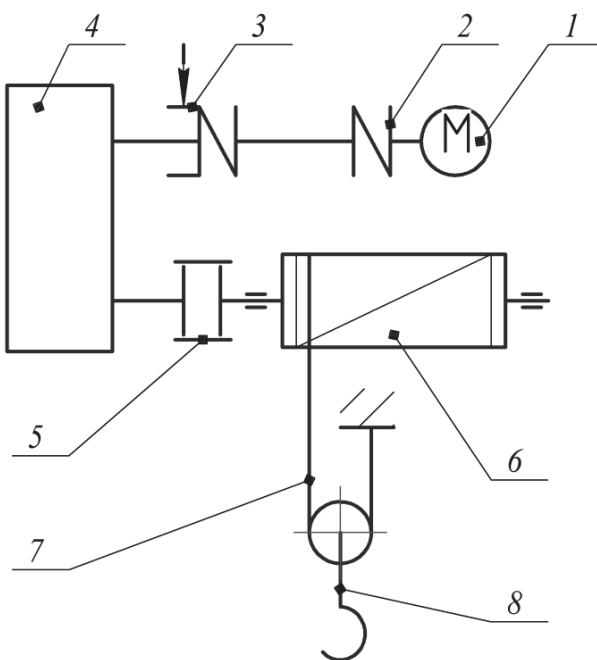


Рис. 17.1. Кинематическая схема механизма подъема с электроприводом

Обычно подъемник имеет пневмоцилиндр *1* двойного действия. Управление механизмом осуществляется при помощи двухкнопочного распределителя, соединенного с цилиндром двумя трубопроводами *2*. Скорость подъема груза регулируется бесступенчато; в любом положении крюка *3* подъемник можно остановить.

Благодаря использованию двукратного скоростного полиспаста, образованного канатом 5, огибающим блоки 4, высота подъема в два раза превышает ход поршня. При повышенной чистоте рабочих поверхностей цилиндра и поршня и при хорошем качестве и конструкции уплотнений КПД пневматических поршневых подъемников достигает 0,90–0,93.

Механизмы передвижения служат для перемещения груза в горизонтальной плоскости. Различают две принципиально отличные схемы передвижения: механизм с приводными ходовыми колесами и механизм с канатной или цепной тягой.

Краны и крановые тележки опираются на ходовые колеса. Ходовые колеса бывают приводные (ведущие) и холостые (ведомые).

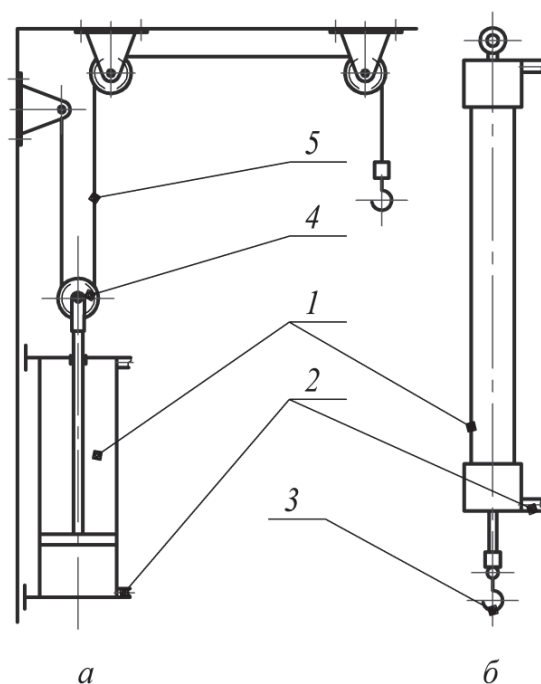


Рис. 17.2. Пневматические подъемники:
a – со скоростным двукратным полиспастом; *б* – простой

Механизм передвижения тележек с ходовыми колесами, как правило, имеет центральный привод с тихоходным трансмиссионным валом. Пример такой кинематической схемы приведен на рис. 17.3. Предпочтительно расположение редуктора посередине между приводными ходовыми колесами. При этом обе половины трансмиссионного вала закручиваются под нагрузкой на одинаковый угол, что способствует одновременному началу движения тележки и ликвидации перекосов.

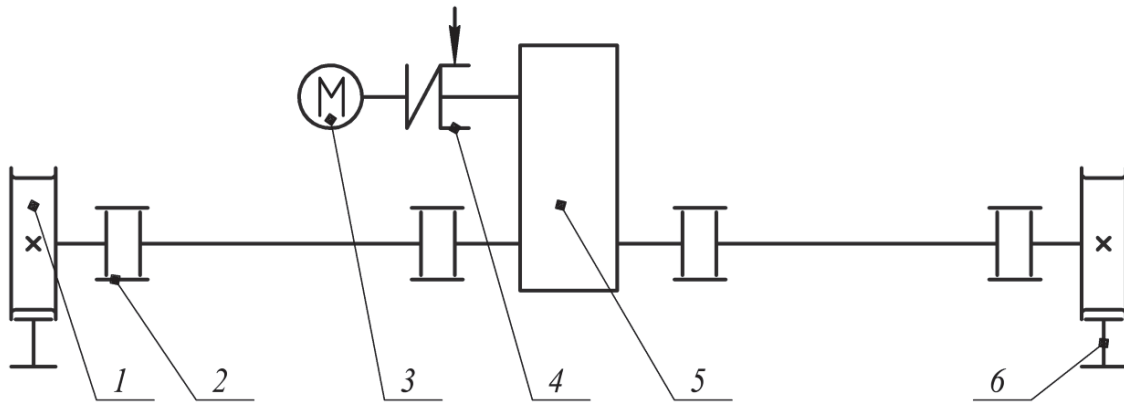


Рис. 17.3. Схема привода механизма передвижения:
 1 – приводное колесо; 2 – муфта; 3 – электродвигатель; 4 – тормоз;
 5 – редуктор; 6 – крановый рельс

В механизмах передвижения однобалочных мостовых кранов встречается привод с центральным расположением редуктора и открытыми зубчатыми передачами на колеса. При этом уменьшаются масса и габариты редуктора, он имеет меньшее передаточное число, однако открытые зубчатые передачи отличаются малой долговечностью.

Механизм передвижения с канатной или цепной тягой показан на рис. 17.4.

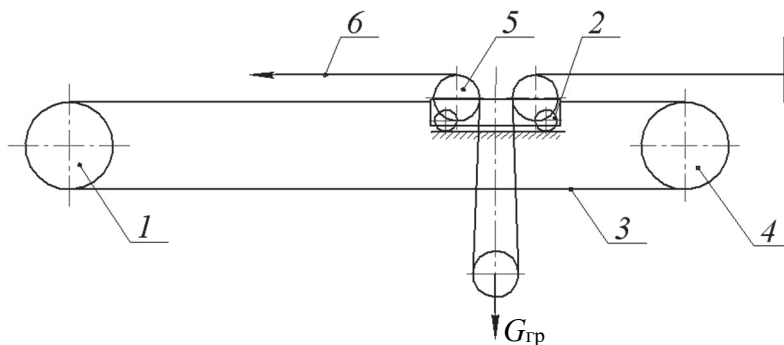


Рис. 17.4. Механизм передвижения с канатной
 или цепной тягой

Барабан 1 (или звездочка) механизма передвижения установлен вместе с приводом и соединен с тележкой 2 гибким органом 3 (канатом или цепью). С другой стороны тележки гибкий орган огибает обводной блок 4. На тележке установлены блоки подъемного механизма 5, которые огибает канат механизма подъема 6. При передвижении тележки вращается барабан 1. При этом одна ветвь тягового каната 3 сматывается с барабана, а другая наматывается – тележка перемещается в ту

или иную сторону в зависимости от направления вращения барабана. Вращением приводного барабана 1 по часовой стрелке тележка будет двигаться вправо. При перемещении тележки канат механизма подъема 6 перекачивается по блокам 5, а подвешенный груз перемещается вместе с тележкой, оставаясь на одной и той же высоте.

17.4. Полиспасты

Полиспастом называют систему подвижных и неподвижных блоков, огибаемых одной гибкой связью (канатом или цепью), применяемую для уменьшения натяжения. Благодаря этому уменьшается момент от веса груза на барабане и общее передаточное число механизма.

Полиспаст (рис. 17.5) состоит из неподвижных (обводных 4 или уравнительных 5) блоков, подвижных блоков 1, гибкого органа 2, крюка 6 и барабана 3. Подвижные блоки, соединенные деталями с крюком, образуют подвеску.

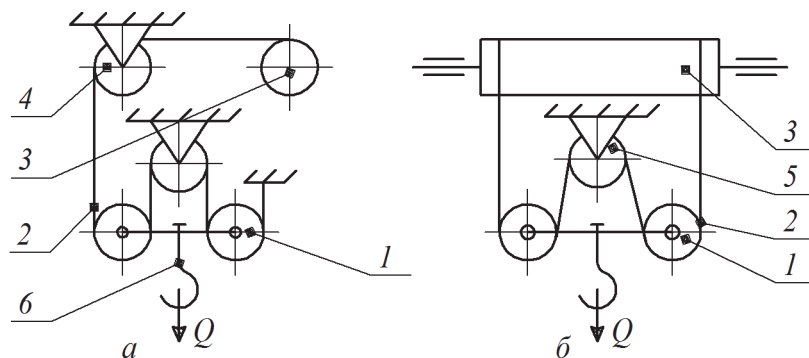


Рис. 17.5. Полиспастная система:

a – простой, или одинарный, полиспаст; *б* – сдвоенный полиспаст

Основной характеристикой полиспаста является его кратность (передаточное отношение) – отношение числа несущих ветвей каната (число ветвей, на которых подвешен груз) к числу ветвей, наматываемых на барабан, или отношение окружной скорости барабана к скорости подъема груза:

$$U_{\text{п}} = \frac{Z_{\text{н}}}{Z_{\text{б}}} = \frac{V_{\text{б}}}{V_{\text{гр}}}, \quad (17.5)$$

где $Z_{\text{н}}$ – число несущих ветвей, на которых подвешен груз, в полиспасте; $Z_{\text{б}}$ – число ветвей, наматываемых на барабан; $V_{\text{б}}$ – окружная

скорость гибкого органа, наматываемого на барабан; $V_{гр}$ – скорость подъема груза.

По конструкции различают одинарные (простые) полиспасты и сдвоенные. В одинарных полиспастах (рис. 17.6, *a–в*) один конец каната закреплен на барабане, а второй конец закрепляется при четной кратности (*a* и *в*) – на неподвижном элементе конструкции, а при нечетной кратности (*б*) – на крюковой обойме. Применяют такие полиспасты, когда в конструкции крана присутствуют обводные блоки, предотвращающие при подъеме (опускании) горизонтальное смещение груза. Для обеспечения строго вертикального подъема груза в кранах, у которых нет обводных блоков (мостовые краны, козловые и др.), применяют сдвоенные полиспасты (рис. 17.6, *г–е*). В этом случае на барабане закрепляют оба конца каната.

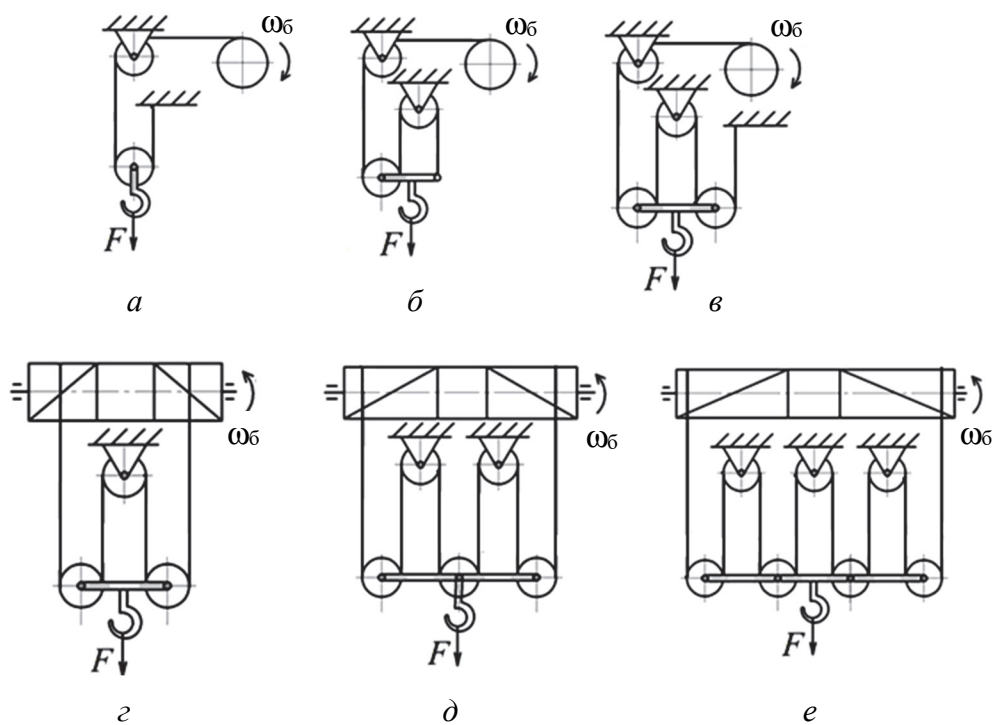


Рис. 17.6. Схемы полиспастов:

- a* – простой двукратный; *б* – простой трехкратный;
- в* – простой четырехкратный; *г* – сдвоенный двукратный;
- д* – сдвоенный трехкратный; *е* – сдвоенный четырехкратный

Общий КПД полиспаста и обводных блоков определяется по формуле

$$\eta_o = \eta_{п} \eta_{об}, \quad (17.6)$$

где $\eta_{п}$ – КПД силового полиспаста; $\eta_{об}$ – КПД обводных блоков.

Коэффициент полезного действия силового полиспаста определяют по формуле

$$\eta_{\text{п}} = \frac{1}{U_{\text{п}}} \cdot \frac{1 - (\eta_{\text{бл}})^{U_{\text{п}}}}{1 - \eta_{\text{бл}}}, \quad (17.7)$$

здесь $\eta_{\text{бл}}$ – КПД одного блока.

Усилие в канате при использовании полиспаста определяется по формуле

$$F_{\text{к}} = \frac{F}{aU_{\text{п}}\eta_{\text{о}}}, \quad (17.8)$$

где F – номинальная грузоподъемность крана, Н; a – количество ветвей каната, наматываемых на барабан.

Барабаны грузоподъемных машин применяют для наматывания и размещения канатов или сварных цепей.

Различают барабаны для многослойной и однослойной навивок каната. Барабаны для многослойной навивки, как правило, выполняются с гладкой поверхностью, а для однослойной – с винтовыми канавками.

Блоки изготавливают литыми (сталь или чугун) или штампованными (более рационально). Для повышения долговечности каната иногда ручей блока футеруют различными материалами, что значительно снижает износ каната.

В грузоподъемных машинах в качестве гибкого органа применяются канаты или цепи. Канаты могут быть стальные, пеньковые, хлопчатобумажные или из синтетических материалов. Цепи различают круглозвенные и пластинчатые.

Стальные канаты применяют наиболее часто, и они представляют собой систему многократно дублируемых несущих элементов (проволочек), обладающих высокой надежностью. В стальных канатах несущие элементы соединяются параллельно, и при выходе из строя одного из них грузоподъемность каната уменьшается незначительно. Цепи представляют собой последовательность отдельных несущих элементов (звеньев), что является серьезным недостатком, так как поломка одного звена приводит к выходу из строя всего несущего элемента.

В полиспастной системе для соединения гибкого грузонесущего органа с грузом используется **крюковая подвеска**. В зависимости от массы поднимаемого груза и вида машины подвески могут быть нормальные и укороченные (рис. 17.7).

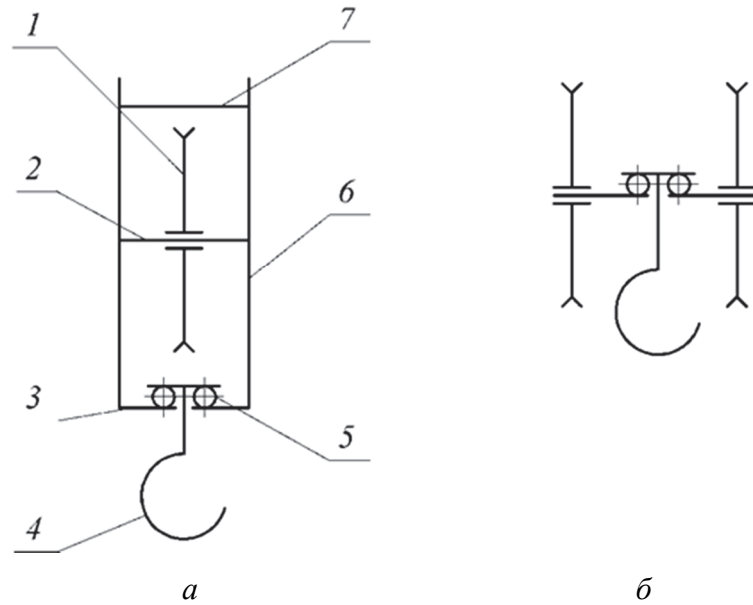


Рис. 17.7. Схемы крюковых подвесок:
 а – нормальная; б – укороченная

Примечание. В тех случаях, когда несущая способность каната высока и отсутствует необходимость использования полиспаста, груз к канату присоединяют посредством крюка, закрепленного через коуш (рис. 17.8).

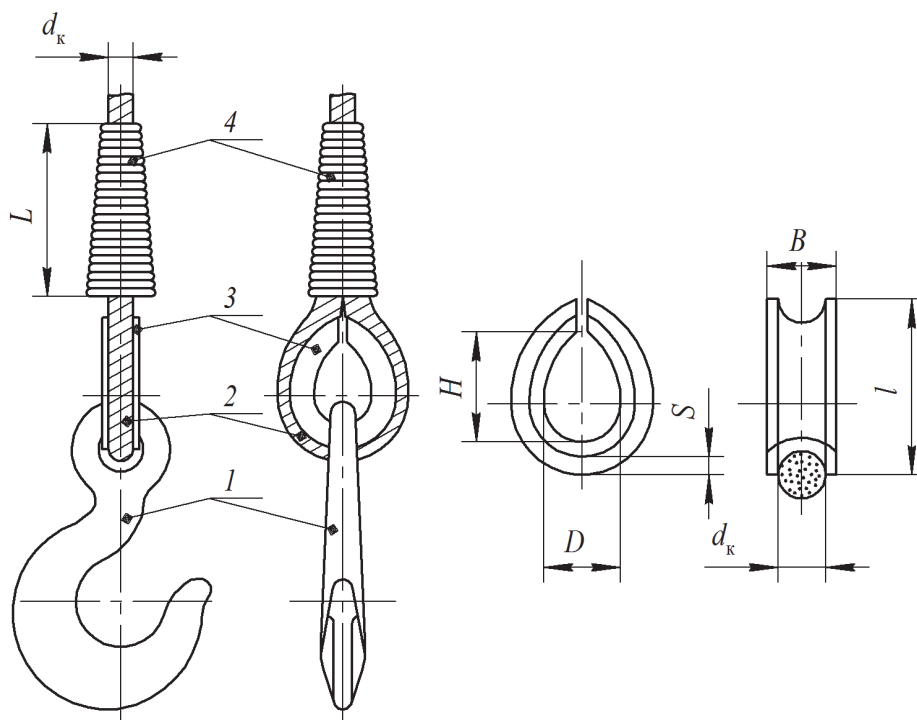


Рис. 17.8. Крепление каната к крюку:
 1 – крюк; 2 – канат; 3 – коуш; 4 – оплетка

В состав нормальной крюковой подвески (рис. 17.7, *a*) входят: подвижный блок (блоки) 1, ось 2, траверса (поперечина) 3 с отверстием в середине, через которое проходит хвостовик крюка 4, шариковый упорный подшипник 5, серьги 6 и ось крепления каната 7. Применяется такой тип подвески при любой кратности полиспаста.

В укороченной подвеске (рис. 17.7, *б*) цапфы блоков изготавливают вместе с траверсой как одно целое. Серьги в такой подвеске отсутствуют, вследствие чего уменьшаются ее габаритные размеры. Применяют такую подвеску только при четном количестве блоков.

18.1. Назначение и классификация транспортирующих машин

Транспортирующие машины (конвейеры), перемещающие насыпные или штучные грузы непрерывным потоком, относятся к машинам непрерывного действия.

В отличие от грузоподъемных, транспортирующие машины перемещают груз по заданной трассе без остановок для загрузки и разгрузки.

В зависимости от условий эксплуатации используют напольные и подвесные транспортирующие машины. Напольные конвейеры могут быть стационарными, передвижными или переносными.

Груз перемещается грузонесущими элементами, которые в свою очередь могут перемещаться тяговыми элементами (органами) или без них.

Тяговое усилие в различных конвейерах передается либо грузонесущим элементом, либо элементом, проталкивающим или тянущим груз по неподвижному желобу, трубе, настилу и т. п.

В связи с этим различают конвейеры с тяговым органом и без тягового органа.

К первым относятся: ленточные, ленточно-канатные, пластинчатые, скребковые, подвесные, толкающие, ковшовые конвейеры, эскалаторы и элеваторы, в которых груз перемещается на рабочих участках грузонесущими органами вместе с тяговым органом.

К машинам второй группы относятся качающиеся, винтовые, вибрационные, пневматические и гидравлические конвейеры, гравитационные устройства.

Конвейеры с тяговым органом могут перемещать груз в горизонтальной или близкой к ней наклонной плоскости (ленточные, пластинчатые, скребковые); в вертикальной или близкой к ней наклонной плоскости (скребковые, ковшовые); в любой плоскости, если конвейеры состоят из чередующихся горизонтальных, вертикальных или наклонных участков. Кроме того, они могут различаться в зависимости от рода перемещаемых грузов – насыпных или штучных. Конструкция большинства конвейеров

с тяговым органом позволяет транспортировать как насыпные, так и штучные грузы. Особые группы транспортирующих машин с тяговым органом составляют элеваторы, вертикальные конвейеры с подвесными ковшами, люльками или полками, эскалаторы и др.

18.2. Транспортирующие машины с тяговым органом

В конвейерах с тяговым органом грузы перемешаются вместе с транспортирующим элементом конвейера.

В качестве тяговых органов применяется лента, канат или цепь. Конструктивной основой здесь является замкнутый контур, образованный гибким тяговым органом, осуществляющий от привода машины постоянную и повторяемую траекторию движения всех точек контура конвейера. На основе этих гибких тяговых органов функционируют ленточные, канатные, цепные (подвесные, пластинчатые, скребковые, лотковые, ковшовые и др.) конвейеры.

Производительность транспортирующей машины в зависимости от вида груза и принятой формы учета может быть определена по массе, объему или в штуках.

Транспортируемые насыпные грузы характеризуются плотностью насыпной массы, гранулометрическим составом, влажностью, абразивностью, агрессивностью, коэффициентом трения скольжения и углом естественного откоса. Насыпные грузы поступают на конвейер непрерывно, а штучные и тарные – через равные или неравные промежутки времени и укладываются на грузонесущий орган на расстоянии друг от друга в зависимости от ритма поступления.

Часовая производительность по объему определяется по формуле

$$P_{об} = 3600AV, \quad (18.1)$$

где A – площадь сечения сплошного слоя насыпного материала, расположенного на грузонесущем органе, m^2 ; V – скорость грузонесущего органа, m/c .

Часовая производительность, определенная по массе, находится из выражения

$$P_m = 3600AV\rho, \quad (18.2)$$

где ρ – насыпная плотность груза, kg/m^3 .

Ленточные конвейеры применяются для транспортирования сыпучих, кусковых и штучных грузов на расстояния до 12 км. При больших

расстояниях транспортировки конвейер может состоять из нескольких секций и приводных станций. Трасса конвейера в горизонтальной плоскости только прямолинейная, а в вертикальной может быть наклонной или иметь более сложную конфигурацию. Тяговым и грузонесущим органом является лента, движущаяся по стационарным роlikоопорам, огибая приводной, натяжной, а при необходимости, и отклоняющие барабаны. Груз перемещается вместе с лентой. Преимуществами ленточных конвейеров являются высокие эксплуатационная надежность и производительность. Скорость перемещения ленты зависит от вида транспортируемого груза и может достигать 10 м/с. Производительность – до 12,5 тыс. м³/ч (до 30 тыс. т/ч).

Конструкция ленточного конвейера может иметь вид, представленный на рис. 18.1. Такой конвейер состоит из приводного барабана 1, натяжного барабана 7, ленты 2, поддерживаемой на рабочей ветви роlikоопорами 3, а на холостой – роlikоопорами 6, загрузочной воронки 4, отклоняющих барабанов 5 для возможности увеличения угла охвата приводного барабана и натяжения ленты, разгрузочного устройства 8, натяжных винтов 9 с гайками 10.

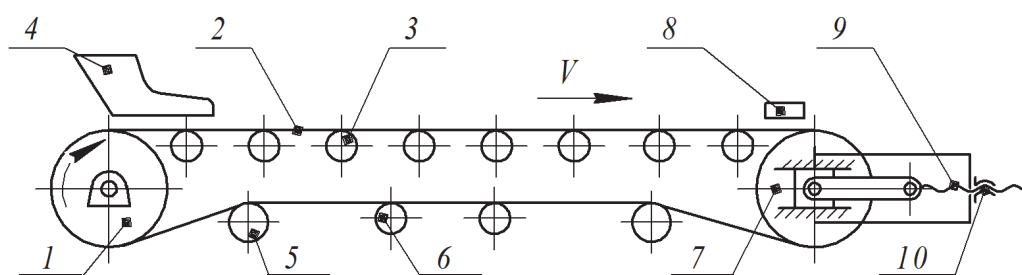


Рис. 18.1. Схема ленточного конвейера

Рабочая ветвь ленточного конвейера может иметь плоскую или желобчатую форму (рис. 18.2). Транспортирующие машины с плоской лентой используются преимущественно для перемещения штучных грузов.

Ленты, применяемые в конвейерах, имеют ширину $B = 300\text{--}2000$ мм при скорости движения ленты $V = 1,5\text{--}4,0$ м/с. По типу ленты конвейеры бывают с прорезиненной, стальной цельнопрокатной и проволочной лентой. Наибольшее применение в качестве тяговых и несущих органов конвейеров получили резинотканевые ленты (ГОСТ 20–2018). Такая лента (рис. 18.3, а, б) состоит из нескольких слоев (прокладок) хлопчатобумажной (бельтинговой) ткани, соединенных натуральным или синтетическим каучуком. Наружные поверхности ленты иногда покрывают резиновыми обкладками, предохраняющими ленту от механических повреждений и действия влаги.

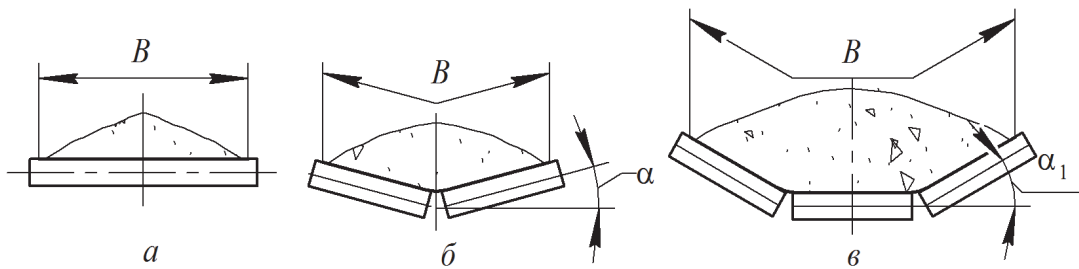


Рис. 18.2. Схема расположения роlikоопор рабочей ветви ленточного конвейера:

a – плоская; *б* – желобчатая с двумя роliками ($\alpha = 10^\circ$);
в – желобчатая с тремя роliками ($\alpha_1 = 20, 30, 45, 60^\circ$)

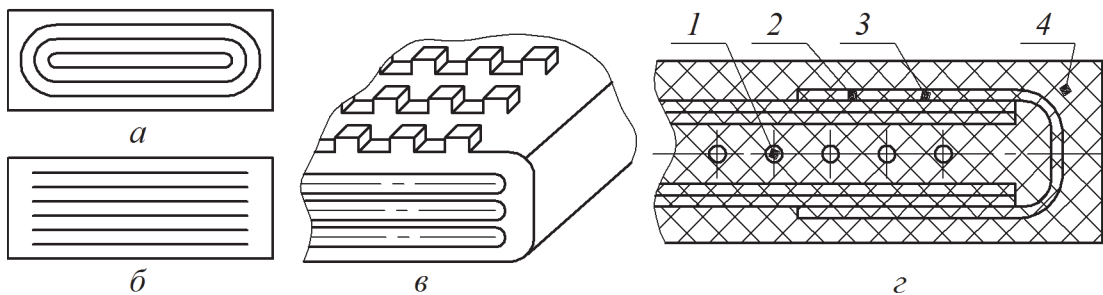


Рис. 18.3. Типы лент:

a – резиноканевая послойно завернутая с гладкой рабочей поверхностью;
б – резиноканевая нарезная с гладкой рабочей поверхностью;
в – резиноканевая нарезная с рифленой рабочей поверхностью;
г – резиноканатная с тканевым чехлом:
 1 – стальной канат; 2 – кордовая продольная прокладка;
 3 – кордовые продольно-бортовые прокладки; 4 – резина

По характеру расположения прокладок в ленте предусматривают послойно завернутую (рис. 18.3, *a*), нарезную (рис. 18.3, *б*) и другие конструкции. Прокладки изготавливаются из обычного хлопка (бельтинг марки ОБП), нейлона, лавсана, стекловолокна, капрона и др. Применяют цельнотканевые прорезиненные ленты, обладающие повышенной прочностью и не поддающиеся расслаиванию, а также ленты с кордошнуровым каркасом, резиновые ленты с каркасом из стальной сетки или стальных тросов (рис. 18.3, *г*), ленты с рифленой рабочей поверхностью (рис. 18.3, *в*), ленты с отогнутыми бортами.

Гладкие ленты используют при угле наклона конвейера к горизонту до 20° , рифленые – до 25° , с перегородками высотой до 200 мм – до 30° . Прорезиненные ленты обычного качества могут работать в диапазоне температур от -25 до 50°C . При других температурах применяют специальные ленты.

Основным критерием работоспособности ленточного конвейера является тяговая способность, которая записывается в виде условия

$$F_{\text{тр}} > F_t, \quad (18.3)$$

где $F_{\text{тр}}$ – сила трения между рабочей поверхностью барабана и тяговым органом, Н; F_t – тяговая сила на приводном барабане, Н, рассчитываемая по формуле

$$F_t = \frac{2T_{\delta}}{D_{\delta}}, \quad (18.4)$$

здесь T_{δ} – крутящий момент на валу приводного барабана, Н·м; D_{δ} – диаметр приводного барабана, м.

Тяговую способность повышают за счет увеличения угла охвата α приводного барабана, натяжения ленты и использования футерованных барабанов. Применение последних позволяет повысить коэффициент трения между тяговым органом и рабочей поверхностью приводного барабана.

Натяжение ленты может выполняться винтовыми (рис. 18.4, а, б), пружинными (рис. 18.4, в) или гравитационными (рис. 18.4, з, д) натяжными устройствами. Винтовые механизмы требуют периодического подтягивания ленты резьбовыми парами и по принципу действия могут быть с тянущими (рис. 18.4, а) или толкающими (рис. 18.4, б) винтами. Пружинные и гравитационные натяжные устройства относятся к автоматическим, обеспечивающим постоянное по величине натяжение ленты. Гравитационные натяжные устройства работают за счет подвижных опор натяжного барабана (рис. 18.4, з) или могут быть с отклоняющим барабаном (рис. 18.4, д).

Привод конвейера (приводная станция) состоит из источника механической энергии (двигателя), соединительных муфт, редуктора, открытых передач, приводного барабана. Такой привод понижает угловую скорость и повышает крутящий момент на валу приводного барабана, что позволяет увеличить тяговую силу F_t конвейерной ленты. Наличие в приводе упругих муфт и передач с упругими элементами компенсирует динамические нагрузки, возникающие в приводе при пуске, остановке и перегрузках.

Загрузка сыпучих грузов на ленту может производиться через направляющий лоток или воронку, а разгрузка – через концевой барабан либо при помощи плужкового или барабанного сбрасывателя.

Кроме перечисленных устройств, ленточные конвейеры могут быть оснащены различными приборами управления и учета (взвешивающими, указателями скорости движения ленты, датчиками уровня слоя транспортируемого материала и др.), различного рода приспособлениями для очистки ленты (скребками-ножами, спиральными резиновыми роликами, вращающимися щетками и т. д.).

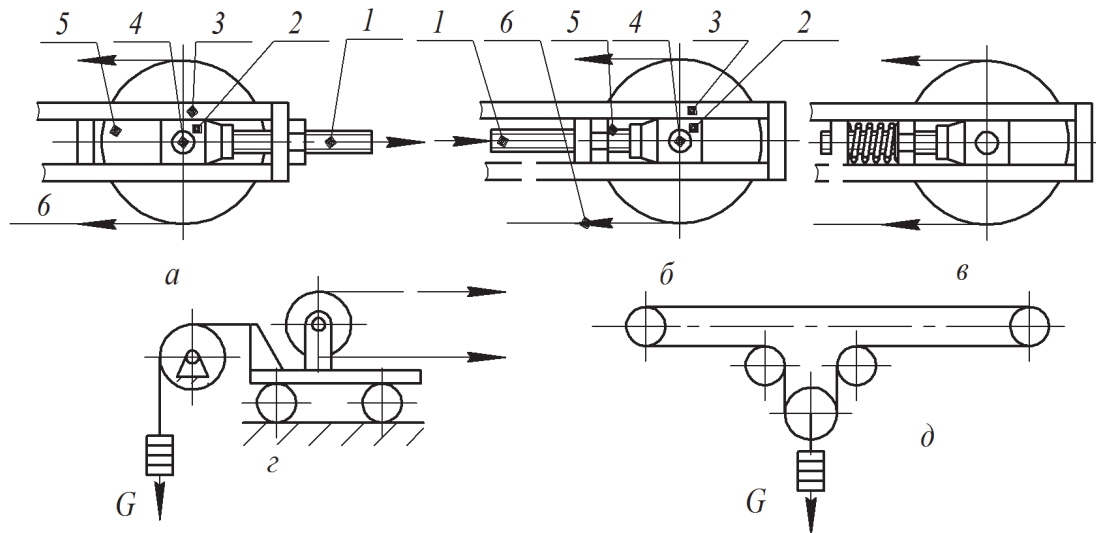


Рис. 18.4. Натяжные устройства:
а, б – винтовые натяжные устройства:
1 – винт; *2* – ползун; *3* – рама; *4* – ось; *5* – барабан; *6* – лента;
в – пружинное устройство; *г* – натяжное устройство с подвижной тележкой;
д – грузовое устройство

Пластинчатые конвейеры целесообразно применять для перемещения в горизонтальной плоскости или с небольшим наклоном (до 35°) тяжелых (500 кг и более) штучных грузов, крупнокусковых, в том числе остrokромчатых материалов, а также грузов, нагретых до высокой температуры. Пластинчатые конвейеры, стационарные или передвижные, имеют те же основные узлы, что и ленточные.

Схема разновидностей пластинчатого конвейера представлена на рис. 18.5.

Пластинчатый конвейер состоит из одной или двух тяговых пластинчатых цепей *2*, к которым крепят металлические пластины настила, снабженные, при необходимости, бортами. Цепи с закрепленным на них настилом могут быть снабжены ходовыми катками, которые перемещаются по продольным направляющим шинам. Они опираются на станину и жестко с ней связаны. На концах станины закреплены приводные звездочки *3*, соединенные муфтами или открытыми передачами

с редуктором и электродвигателем, и натяжные звездочки 4 с натяжным устройством. Конвейер загружают через воронку 1, а разгружают через концевую звездочку или разгрузочное устройство 5.

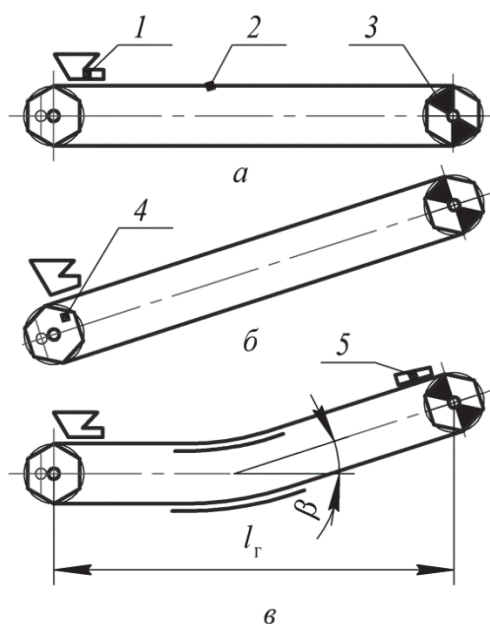


Рис. 18.5. Схемы пластинчатых конвейеров:
a – горизонтального; *б* – наклонного;
в – горизонтально-наклонного

Грузонесущий орган – металлический, реже деревянный, пластмассовый настил-полотно. Настил может быть плоским, волнистым или коробчатого сечения, без бортов или с бортами. Тяговые цепи огибают приводные и натяжные звездочки, установленные на концах рамы. Скорость движения груза небольшая – 0,3–1,0 м/с. Для увеличения производительности конвейеры с плоским настилом дополняют неподвижными бортами. Типовые пластинчатые конвейеры имеют производительность до 2000 т/ч.

Скребковые конвейеры перемещают груз движущимися по желобу или трубе скребками. Такие конвейеры используют для перемещения сыпучих или мелкокусковых грузов, поступающих в желоб через загрузочную воронку. Трасса скребковых конвейеров может быть горизонтальной, наклонной, а иногда пространственной. Рабочей ветвью обычно является нижняя, реже – верхняя, иногда обе ветви. В качестве тягового элемента чаще используется цепь, реже – лента.

На рис. 18.6 приведена схема скребкового конвейера с нижней рабочей ветвью. Такой конвейер состоит из загрузочной воронки 1,

желоба 2, поддерживающих роlikоопор рабочей 6 и холостой 3 ветви, тягового полотна 7 с закрепленными на нем скребками, приводного 4 и натяжного 5 барабанов, разгрузочного окна 8.

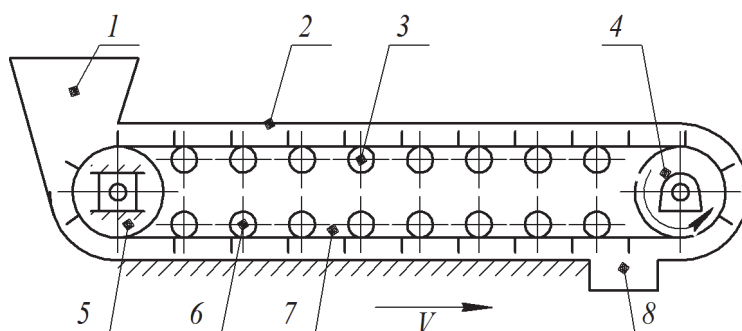


Рис. 18.6. Схема скребкового конвейера

Контур сечения желоба и конфигурация скребков должны быть одинаковыми – прямоугольной, полукруглой, трапецидальной формы. Скребки бывают штампованными из листовой стали или литыми, а желоба изготавливают металлическими, реже деревянными. Скребковые конвейеры по сравнению с пластинчатыми имеют меньшую массу, могут загружаться и разгружаться в любой точке по всей длине желоба. Применение скребковых конвейеров ограничено из-за измельчения грузов и быстрого износа желоба, особенно при перемещении абразивных материалов. Кроме того, для скребковых конвейеров характерен большой расход энергии, затрачиваемой на преодоление сил сопротивлений. Скорость тягового органа скребковых конвейеров составляет 0,16–0,50 м/с и реже 1,0 м/с, производительность – 50–350 т/ч. Скребковые конвейеры обычно применяются для перемещения груза на расстояния до 100 м.

Подвесные конвейеры предназначены для транспортировки штучных или насыпных грузов в таре по замкнутому контуру пространственной или одноплоскостной (горизонтальной) трассы. Тяговым органом таких конвейеров является цепь или канат, на котором закреплены каретки с подвесками для транспортирования груза по подвешенному жесткому пути. Подвесные конвейеры делят на три группы: *грузонесущие* (рис. 18.7, а), у которых каретки 1 постоянно соединены с тяговым органом 3; *толкающие* (рис. 18.7, б), где каретки не связаны постоянно с тяговым органом и передвигаются по грузовым подвесным путям 5, а грузовые тележки перемещаются толкателями 4; *тянущие, или грузоведущие* (рис. 18.7, в), когда каретки также постоянно соединены с тяговым органом и имеют захваты 6 для присоединения тележек, перемещающихся по полу цеха или склада.

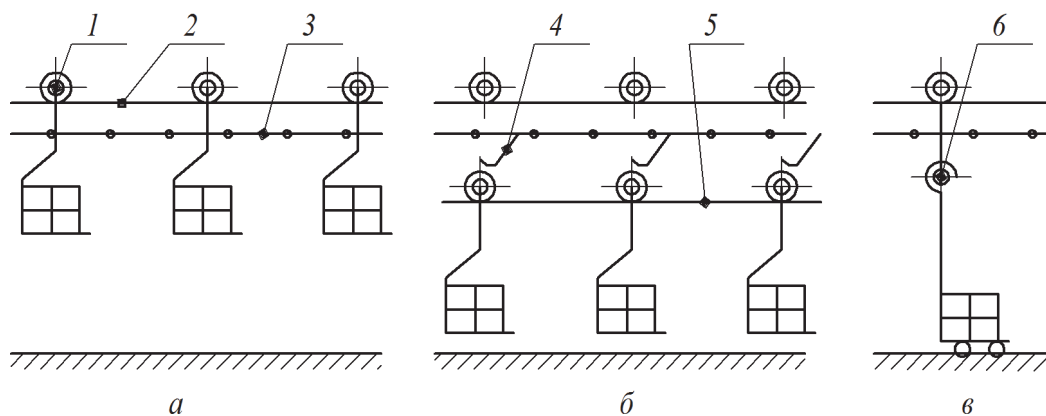


Рис. 18.7. Схемы подвесных конвейеров:
a – грузонесущий; *б* – толкающий; *в* – грузоведущий;
 1 – каретка; 2 – тяговый путь; 3 – тяговый элемент; 4 – толкатель;
 5 – грузовой путь; 6 – захват

Применение подвесных конвейеров позволяет решить проблемы комплексной механизации и автоматизации погрузочно-разгрузочных и складских работ на стыке внутрицехового, внутризаводского и магистрального транспорта. Значительная роль им отводится и в создании полностью автоматизированных складов. Скорость движения цепи подвесных конвейеров составляет 0,005–0,400 м/с, производительность – до 3000 подвесок/ч. Их обычно применяют для перемещения груза до 500 м и более с уклоном до 25°.

18.3. Транспортирующие машины без тягового органа

В таких конвейерах наблюдаются различные виды движения транспортируемого груза и рабочих органов. Груз в данном случае может перемещаться, например, поступательно, а рабочий орган при этом совершает круговое вращательное (роликовые, винтовые конвейеры) или возвратно-поступательное рабочее движение (инерционные конвейеры).

Винтовые конвейеры применяются для перемещения пылевидных, мелкокусковых, вязких и тестообразных грузов в горизонтальной или наклонной (до 20°) плоскостях, реже в вертикальной плоскости (конвейеры с быстро вращающимися винтами). Производительность конвейера зависит от угла наклона груза. Для горизонтальных конвейеров она может достигать 140 м³/ч. Обычно они применяются для транспортирования груза только на небольшие расстояния (до 12 м).

Винтовые конвейеры просты в изготовлении, имеют мало вращающихся частей и при необходимости могут быть сделаны герметичными, что особенно ценно при необходимости транспортировки пылящих и горячих грузов, выделяющих вредные испарения. Эти конвейеры позволяют осуществлять различные технологические операции, в том числе и одновременно: загрузку и разгрузку материала в любом необходимом месте по длине конвейера, перемешивание, дозирование, сушку, увлажнение, измельчение груза.

Недостатки:

- крошение хрупких материалов;
- невозможность транспортировки липких материалов;
- только по прямой трассе;
- небольшое расстояние транспортировки из-за большого расхода энергии вследствие значительных сопротивлений при перемещении сыпучих грузов, в результате которого происходит повышенный износ трущихся поверхностей элементов конвейера.

Винтовой конвейер, приведенный на рис. 18.8, состоит из винта 9, вал которого вращается на подшипниковых опорах 5, установленных на кронштейнах. Винт находится внутри желоба 8, что позволяет транспортировать пылящиеся и испаряющие вредные вещества и материалы. Загрузка транспортируемого материала производится через воронку 6, а разгрузка – через люк 7. Вращение винта осуществляется приводом, состоящим из электродвигателя 1, соединительных муфт 2 и 4, редуктора 3.

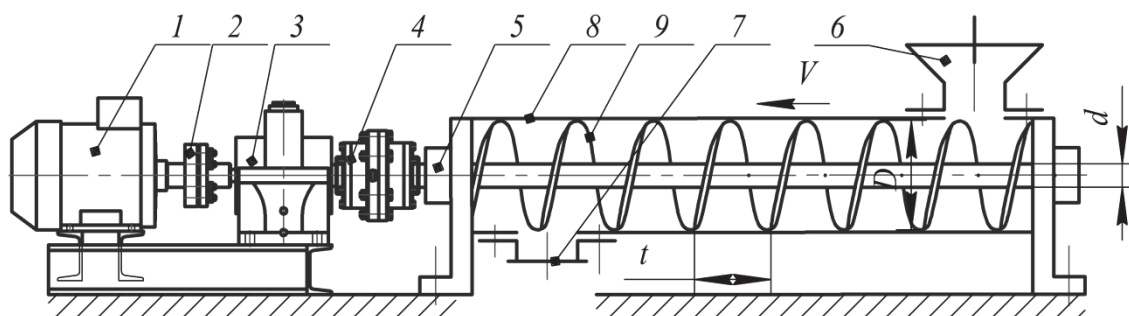


Рис. 18.8. Схема винтового конвейера:

t – шаг винта; D – наружный диаметр винта; d – внутренний диаметр винта; V – скорость перемещения материала

Винты по конструкции бывают: сплошными (рис. 18.9, а) – для транспортировки насыпных мелкозернистых и порошковых грузов (цемент, гипс, мел, зола, сухой песок и др.); фасонными (рис. 18.9, б) – для транспортировки тестообразных грузов (цементный раствор, глина и др.);

ленточными (рис. 18.9, в) – для перемещения насыпных мелкокусковых грузов (гравий, песчаник, известняка и пр.); лопастными (рис. 18.9, г) – для одновременного интенсивного перемешивания и транспортировки тестообразных грузов.

Винты, применяемые в таких транспортирующих машинах, могут иметь постоянный или переменный диаметр; постоянный либо переменный одно- или двухзаходный шаг; правое, левое или комбинированное направление спирали.

Перемещение груза в конвейере осуществляется винтом, который, вращаясь, сообщает поступательное движение грузу, соприкасающемуся с его винтовой поверхностью, при этом между винтом и желобом должен обеспечиваться минимально возможный зазор. При работе конвейера формируется винтовая пара, в которой роль гайки выполняет перемещаемый груз. Работоспособность конвейера обеспечивается при выполнении условия

$$F_{\text{тр.ж}} < F_{\text{тр.в}}, \quad (18.5)$$

где $F_{\text{тр.ж}}$ – сила трения между грузом и стенками желоба, Н; $F_{\text{тр.в}}$ – сила трения между грузом и рабочими боковыми поверхностями витков винта, Н.

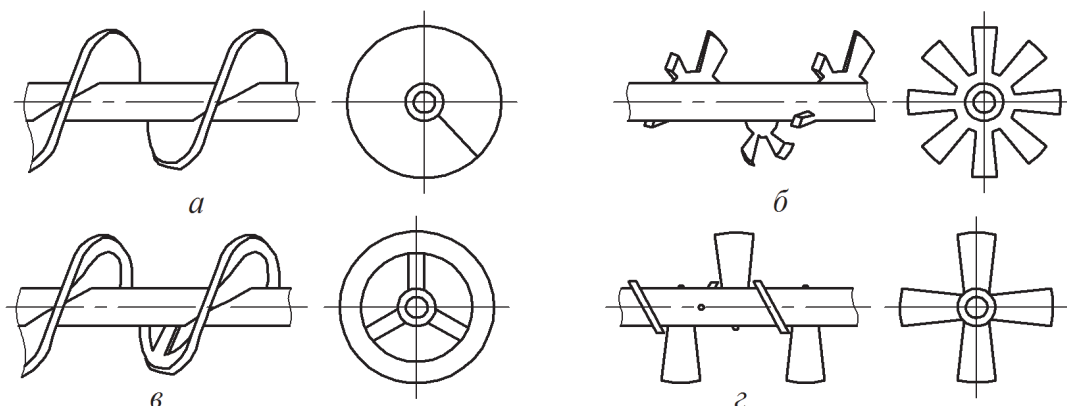


Рис. 18.9. Конструкции винтов:
а – сплошной; б – фасонный; в – ленточный; г – лопастной

Часовая производительность винтового конвейера определяется по следующим формулам:

- 1) горизонтального:
– объемная (м³/ч)

$$Q_{\text{г}} = \frac{60\pi(D^2 - d^2)}{4} t_{\text{в}} \psi = 47,1(D^2 - d^2) t_{\text{в}} \psi; \quad (18.6)$$

– массовая (кг/ч)

$$Q_{\Gamma} = 47,1(D^2 - d^2)tn_{\text{в}}\psi\rho; \quad (18.7)$$

2) наклонного

$$Q_{\text{н}} = Q_{\Gamma}k_{\beta}, \quad (18.8)$$

где D – наружный диаметр винта, м; d – внутренний диаметр винта, м; t – шаг винта, м; $n_{\text{в}}$ – частота вращения винта, мин^{-1} ; ψ – коэффициент заполнения желоба; ρ – плотность транспортируемого материала, кг/м^3 ; k_{β} – коэффициент уменьшения производительности в зависимости от угла наклона конвейера β , определяемый по формуле

$$k_{\beta} = 1 - 0,02\beta. \quad (18.9)$$

Требуемая мощность (кВт) на валу винта находится по формуле

$$P_0 = 0,0027Q(wl \pm h), \quad (18.10)$$

где l – длина горизонтальной проекции конвейера, м; w – коэффициент сопротивления перемещению груза; h – высота подъема (плюс) или опускания (минус) груза, м.

Требуемый крутящий момент винта определяется по формуле

$$T_0 = 9550 \frac{P_0}{n_{\text{в}}}. \quad (18.11)$$

Угол подъема винтовой линии по наружному диаметру

$$\gamma = \arctg \frac{S}{\pi D}, \quad (18.12)$$

здесь S – ход винта: при однозаходном $S = t$ (t – шаг винта); при двухзаходном винте $S = 2t$.

Угол трения груза о винт определяется из выражения

$$\rho' = \arctg((0,7 - 0,9)f_0), \quad (18.13)$$

где f_0 – коэффициент трения покоя груза.

Осевая сила, действующая на винт:

$$F_a = \frac{2T_0}{k_F D \text{tg}(\gamma + \rho')}, \quad (18.14)$$

где T_0 – крутящий момент винта, $\text{Н} \cdot \text{м}$; k_F – коэффициент, учитывающий, что сила приложена на среднем диаметре винта: $k_F = 0,7-0,8$.

Качающиеся (вибрационные) конвейеры (рис. 18.10) используются для транспортирования всех видов насыпных грузов, кроме липких. Применение таких конвейеров эффективно для перемещения грузов на небольшие расстояния (до 100 м) при малой и средней производительности (до 150 т/ч). Наибольшая их возможная производительность – 400 т/ч. По конструкции качающийся конвейер представляет собой желоб, совершающий колебательные движения относительно неподвижной рамы и перемещающий транспортируемый материал. Колебания желоба осуществляются с помощью вибратора.

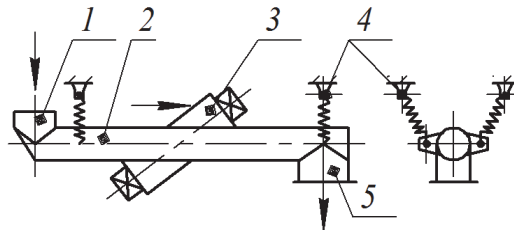


Рис. 18.10. Схема вибрационного качающегося конвейера:
 1 – загрузочная воронка; 2 – желоб; 3 – электровибратор;
 4 – пружинная подвеска; 5 – разгрузочная воронка

По характеру движения груза качающиеся конвейеры подразделяются на инерционные, в которых груз скользит по желобу, не отрываясь от него, и вибрационные, в которых груз отрывается от желоба и небольшими бросками перемещается вдоль желоба. Наиболее широкое распространение получили вибрационные конвейеры, в которых желоб 2 в форме трубы (рис. 18.10) совершает колебания с амплитудой от долей миллиметра до 15 мм и более и частотой до 50 Гц. Желоб устанавливается на упругих элементах и соединяется с вибратором. В качестве упругих элементов могут использоваться пружинные рессоры 4 или резиновые демпферы. Преимуществами резиновых демпферов являются малые габариты и масса по сравнению с металлическими рессорами и пружинами той же жесткости, более высокая надежность.

При работе вибрационного конвейера возникают ускорения, вертикальная составляющая которых превышает ускорения свободного падения. В таком случае частицы груза отрываются от поверхности желоба и их движение происходит непрерывными, следующими один за другим микрополетами.

Груз при таком движении не крошится, не пылит и мало изнашивает желоб. Эффективное транспортирование груза будет происходить в том случае, если в конце микрополета частицы попадут на желоб в начале

следующего периода его колебаний. В качестве возбудителей колебаний могут использоваться инерционные, электромагнитные, эксцентриковые и поршневые (гидравлические и пневматические) вибраторы.

Достоинства вибрационных конвейеров:

- возможность транспортировки изолированного от окружающей среды груза в герметически закрытых трубах;
- возможность одновременно с транспортировкой выполнять различные технологические операции – сушку, смешивание, охлаждение, грохочение и т. п.;
- малый износ несущего элемента (трубы или желоба), в том числе при транспортировке абразивных грузов; сравнительная простота конструкции машины;
- возможность промежуточной загрузки и разгрузки;
- малый расход энергии при работе в резонансном режиме, когда частота вынужденных колебаний совпадает с частотой собственных колебаний частиц груза.

Недостатки:

- значительное снижение производительности при транспортировке груза вверх (за исключением специальных вертикальных вибрационных конвейеров) – при увеличении угла наклона на 1° производительность конвейера снижается примерно на 3–4% (при перемещении груза вниз по уклону производительность примерно в таком же размере повышается);
- небольшая долговечность упругих элементов и опорных подшипников привода (обычно не больше года).

Роликовые конвейеры применяют для перемещения тяжелых штучных грузов, имеющих плоскую, ребристую или цилиндрическую поверхность, а также материалов, упакованных в тару. Перемещение груза осуществляется перекачиванием его по стационарно установленным роликам. Трасса конвейера может быть прямолинейной (рис. 18.11, *а, б, к*) или криволинейной (рис. 18.11, *в, е, и*). По типу привода различают неприводные и приводные роликовые конвейеры. У неприводных конвейеров (рис. 18.11, *а–в*) силой, движущей груз, является мускульная энергия рабочего, сообщающего грузу импульс для перемещения (при горизонтальных конвейерах), или составляющая собственной массы (наклонные гравитационные устройства) (рис. 18.11, *д, е*). В приводных конвейерах (рис. 18.11, *з, к, л*) перемещение груза осуществляется за счет сил сцепления, возникающих между грузом и вращающимся приводным роликом.

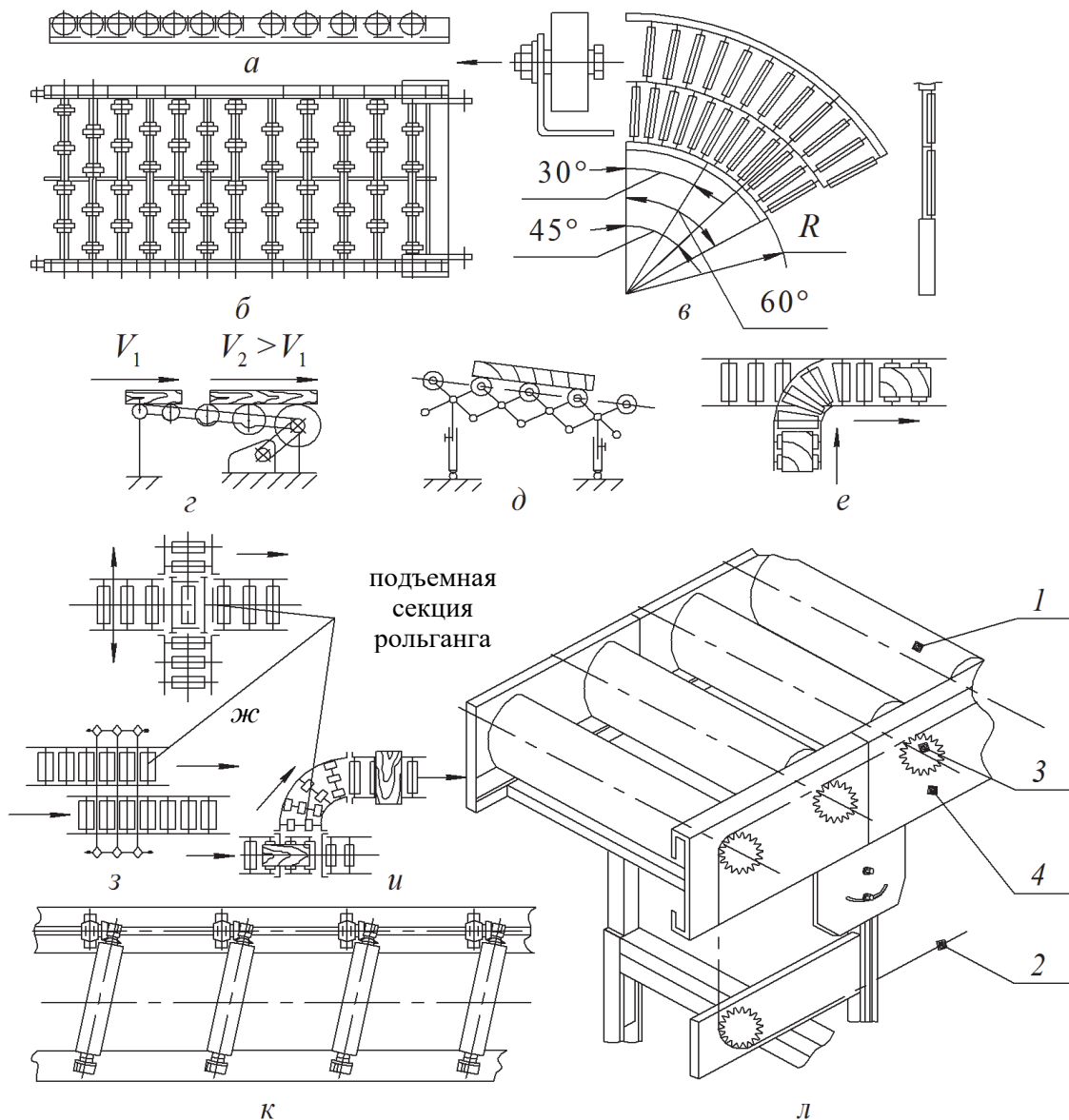


Рис. 18.11. Виды роликовых конвейеров:

- a* – горизонтальный конвейер; *б* – дисковый конвейер; *в* – поворотная секция;
г – разгонный участок конвейера; *д*, *е* – наклонные конвейеры;
ж, *з*, *и* – деление на потоки; *к* – групповой привод валом с коническими колесами;
л – групповой привод цепью:
1 – приводной ролик; *2* – цепь; *3* – звездочка; *4* – рама

Наиболее часто применяются роликовые конвейеры с приводными роликами. Такие конвейеры могут иметь групповой либо индивидуальный тип привода. При групповом приводе вращательное движение передается механическими передачами (муфтами) от единого источника механической энергии (двигателя) одновременно ко всем приводным роликам. При индивидуальном типе привода каждый ролик приводится

в действие от отдельного привода, в каждом из которых есть свой двигатель и передаточный механизм. Конвейеры с индивидуальным приводом роликов применяют для транспортировки особо тяжелых, крупногабаритных штучных изделий.

Для обеспечения работоспособности приводных роликовых конвейеров необходимо выполнение следующих условий: длина ролика должна быть несколько больше ширины или диаметра транспортируемого груза, а расстояние между роликами не должно превышать половины длины груза; сила трения между роликом и перемещаемым грузом должна превышать силу сопротивления движению груза: $F_{\text{тр}} > F_{\text{сопр}}$.

Все приводные конвейеры позволяют без использования дополнительных устройств, только за счет размещения роликов, выбора их диаметров и формы, производить саморазгрузку, ускорять движение в горизонтальной плоскости (рис. 18.11, *з*), образовывать перекидные системы, дающие возможность перемещать груз с одной технологической линии на другую (рис. 18.11, *е-и*).

Штучную производительность роликового конвейера рассчитывают по формуле

$$Q_{\text{шт}} = 3600 \frac{V}{a_{\text{м}}}, \quad (18.15)$$

где V – скорость перемещения, м/с; $a_{\text{м}}$ – расстояние между штучными или тарными грузами по длине, м.

Производительность по массе находится из следующего выражения

$$Q_{\text{м}} = 3600 \frac{V}{a_{\text{м}}} G_0, \quad (18.16)$$

где G_0 – масса единичного груза, кг.

18.4. Основы конструирования. Современные проблемы конструирования машин и конструкций. Пути снижения металлоемкости и обеспечения надежности. Расчет элементов машин химической отрасли

Как выше отмечалось, в соответствии с современными направлениями развития машиностроения, в том числе в химической промышленности, к проектируемым машинам предъявляются следующие основные требования:

- высокая производительность и надежность;
- удобство и безопасность обслуживания;

- экономичность в изготовлении и эксплуатации;
- небольшие габариты;
- низкая металлоемкость (масса) и энергоемкость;
- технологичность;
- максимальная взаимозаменяемость и унификация узлов и деталей;
- транспортабельность;
- соблюдение правил технической эстетики.

Проектирование – процесс создания окончательных описаний технического объекта (нового или модернизируемого), достаточных для изготовления или реализации этого объекта в заданных условиях (технический объект – изделие (механизм, машина) или процесс изготовления (производства), ремонта, модернизации)). В настоящее время в промышленности все шире применяют различные системы автоматизированного проектирования (САПР), которые на основе использования компьютерной техники позволяют повысить производительность труда конструктора более чем в три раза, сократить сроки проектирования примерно на два года при значительном повышении качества выпускаемой продукции.

В соответствии с ГОСТ 23501.101–87, проектирование – процесс составления описания, необходимого для создания в заданных условиях еще не существующего объекта на основе первичного описания этого объекта и (или) алгоритма его функционирования с оптимизацией заданных характеристик объекта, устранением некорректности первичного описания и последующим представлением описания на различных языках (заданном языке).

Конструирование – процесс придания техническим объектам и их элементам конкретных геометрических форм и размеров, наиболее эффективно обеспечивающих их изготовление, взаимодействие и реализацию функционального назначения.

Конструирование включает процедуры обдумывания и отображения, выбора материалов и технологии изготовления, оно должно обеспечивать возможность экономически целесообразного материального воплощения общей концепции объекта и его элементов.

Различают:

- новое конструирование;
- конструирование на основе аналогов и вариантное конструирование.

В ходе проектирования определяются основные параметры технических систем или их элементов, которые, будучи записанными в той

или иной форме, позволяют оценивать их конструктивные, технологические и эксплуатационные характеристики. Проектирование в самом общем случае предполагает выполнение комплекса работ, включающего теоретические и экспериментальные исследования, расчеты (анализ), моделирование, конструкторскую работу.

Цель проектирования – преобразование исходного описания (технического задания) в окончательное описание. Исходным пунктом, основой любого проектирования является техническое задание, содержащее параметры проектируемого объекта, которые, безусловно, должны быть обеспечены в результате проектирования. Цель конкретного проектирования – решение конкретной инженерной задачи.

Проектирование может быть функциональным и конструкторским. Функциональное проектирование – совокупность проектных процедур, связанных с получением и преобразованием описаний функционального аспекта (уровень функциональных схем).

Конструкторское проектирование – совокупность проектных процедур, направленных на получение описаний конструкции объекта (формы, элементов объекта, значений параметров).

Математическая модель – совокупность математических объектов (чисел, переменных, матриц, множеств, точек и т. д.) и отношений между ними, отражающая свойства моделируемого объекта.

Спецификой используемых при проектировании технических изделий математических моделей является то, что они, как правило, создаются для отдельных элементов изделия и отражают взаимосвязь внешней нагрузки и таких свойств объекта, как размеры, механические характеристики материала (анализ прочности), а также (если объект – механизм) взаимосвязь между параметрами движения ведущего и ведомого звеньев. Создание всеобъемлющей математической модели для всего изделия в целом нецелесообразно из-за ее громоздкости.

Проектирование (расчет и конструирование) базируется на теоретических и экспериментальных данных о нагружении деталей (узлов), свойствах материалов, всестороннем анализе статистического материала, отражающего опыт изготовления и эксплуатации машин данного типа. Проектирование – творческий процесс создания механизма или машины в чертежах. Основные особенности этого процесса состоят в необходимости согласования принимаемых решений с общими и специфическими требованиями, предъявляемыми к конструкциям в соответствии с современными направлениями развития машиностроения, а также с требованиями соответствующих стандартов, регламентирующих

термины, определения, условные обозначения, методы расчета, систему измерений, испытаний и т. п.

Главная особенность современного проектирования – это многовариантность решений для получения оптимальной конструкции, обеспечивающей требуемые характеристики машины при наименьших затратах на ее изготовление и эксплуатацию. Поиски оптимального варианта удобно выполнять с помощью электронно-вычислительных машин (ЭВМ).

Снижение металлоемкости машин и оборудования химической промышленности наряду с уменьшением себестоимости изготовления дает эффект при транспортных, монтажно-демонтажных работах. Применяются следующие методы:

- 1) изменения принципиальных и конструктивных схем;
- 2) рациональных сечений деталей;
- 3) рационального выбора материалов.

Метод изменения принципиальных и конструктивных схем. Данный метод распространен во многих отраслях машиностроения и заключается в применении рациональной компоновки и упрощении передаточных механизмов и трансмиссий. В крупногабаритных машинах эффективны: переход от группового привода к индивидуальному приводу, от многоступенчатых редукторов и коробок перемены передач к регулируемому приводу с бесступенчатыми регулируемыми передачами; использование планетарных редукторов. Кроме снижения массы улучшаются рабочие характеристики, повышается долговечность.

Метод рациональных сечений. При условии сохранения равнопрочности детали можно облегчить следующими способами: удалением металла из явно малонагруженных участков; у деталей типа шестерен и других вращающихся изделий, имеющих форму дисков, – выборками (выемками) или снятием металла больше к периферии и меньше к центру; у деталей типа фланцев – изменением круглых форм на многоугольные или фигурные с выкружками; у всех деталей, имеющих прямоугольные выступы, галтели, скосы, конусы и острые углы, – округлением углов, плавными переходами; в стержневых и ферменных системах – заменой деформации изгиба растяжением-сжатием; уменьшением пролетов между опорами, что снижает изгибающий момент; обеспечением компактности конструкций, при этом уменьшать диаметры колес и компенсировать повышение окружных усилий удлинением зуба, переходом на косой или шевронный зуб, выбором более твердых и прочных материалов.

Облегчение деталей должно сопровождаться правильным выбором схем силового воздействия, т. е. необходимо избегать асимметричного приложения нагрузок, стремиться к уменьшению напряжений растяжения и исключению изгиба; уменьшению равнодействующих сил в зацеплениях зубчатых передач с промежуточными шестернями и т. д.

Показатель удельной металлоемкости изделия в общем виде выражается формулой

$$V = \frac{\sum m_1 + \sum m_2 + \dots + \sum m_n}{P}, \quad (18.17)$$

где $\sum m_i$ – суммарные массы металлов, примененных в изделии; P – главный параметр (мощность, грузоподъемность, производительность и т. д.).

Еще одним из способов облегчения деталей является повышение прочности материалов.

Расчет элементов машин химической отрасли. В современной химической промышленности используется широкий перечень оборудования самого разного назначения. При расчете элементов такого оборудования необходимо учитывать специфические условия эксплуатации оборудования. Следует учитывать, что оборудование химической отрасли эксплуатируется в широком диапазоне давлений и температур при агрессивном воздействии среды. Эти факторы необходимо учитывать на всех стадиях проектирования, в том числе при выборе материалов изготовления объектов проектирования. Необходимо учитывать следующие требования к конструкционным материалам:

- высокая химическая и коррозионная стойкость в агрессивных средах при рабочих параметрах;
- высокая механическая прочность при заданных рабочих давлениях, температуре и дополнительных нагрузках, возникающих при гидравлических испытаниях и в период эксплуатации аппаратов;
- хорошая свариваемость материалов с обеспечением высоких механических свойств сварных соединений;
- низкая стоимость и недефицитность материалов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Осоко, С. А. Детали машин: учеб.-метод. пособие / С. А. Осоко, А. Ф. Дулевич. – Минск: БГТУ, 2012. – 92 с.
2. Блохин, А. В. Детали машин: учеб.-метод. пособие / А. В. Блохин, А. М. Лось, С. А. Осоко. – Минск: БГТУ, 2015. – 176 с.
3. Дулевич, А. Ф. Детали машин. Резьбовые соединения. Передача винт-гайка: учеб.-метод. пособие / А. Ф. Дулевич, С. А. Осоко. – Минск: БГТУ, 2015. – 181 с.
4. Осоко, С. А. Детали машин. Лабораторный практикум: учеб.-метод. пособие / С. А. Осоко, А. Ф. Дулевич. – Минск: БГТУ, 2014. – 171 с.
5. Иванов, М. Н. Детали машин: учебник / М. Н. Иванов. – М.: Высш. шк., 2000. – 384 с.
6. Дулевич, А. Ф. Детали машин. Проектирование и расчет ременных передач и вариаторов: учеб.-метод. пособие / А. Ф. Дулевич, С. А. Осоко, А. Н. Никончук. – Минск: БГТУ, 2007. – 119 с.
7. Детали машин и основы конструирования: учеб. пособие по курсовому проектированию для студентов инженерно-технических и химико-технологических специальностей / А. Ф. Дулевич [и др.]. – Минск: БГТУ, 2006. – 219 с.
8. Атлас конструкций деталей и узлов механических приводов: учеб.-метод. пособие / А. Ф. Дулевич [и др.]. – Минск: БГТУ, 2009. – 102 с.
9. Курмаз, Л. В. Детали машин. Проектирование: учеб.-метод. пособие / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. – Минск: УП «Технопринт», 2001. – 292 с.
10. Дунаев, П. Ф. Курсовое проектирование / П. Ф. Дунаев. – М.: Машиностроение, 2002. – 536 с.
11. Скойбеда, А. Т. Детали машин и основы конструирования / А. Т. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик; под общ. ред. А. Т. Скойбеда. – Минск: Высш. шк., 2000. – 584 с.
12. Иванов, М. Н. Детали машин: учебник / М. Н. Иванов. – М.: Высш. школа, 2000. – 383 с.
13. Кузьмин, А. В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / А. В. Кузьмин, Ф. Л. Марон. – Минск: Высш. шк., 1983. – 350 с.
14. Александров, М. П. Подъемно-транспортные машины / М. П. Александров. – М.: Высш. шк., 1985. – 520 с.
15. Вайнсон, А. А. Подъемно-транспортные машины / А. А. Вайнсон. – М.: Машиностроение, 1989. – 536 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие.....	3
Лекция 1. Общие понятия о деталях машин и требования, предъявляемые к ним.....	4
Лекция 2. Механические передачи. Общие сведения	14
Лекция 3. Зубчатые передачи.....	18
Лекция 4. Зубчатые цилиндрические косозубые и шевронные передачи.	27
Лекция 5. Конические зубчатые передачи	34
Лекция 6. Планетарные и волновые зубчатые передачи	40
Лекция 7. Червячные передачи.....	49
Лекция 8. Цепные передачи	60
Лекция 9. Фрикционные передачи и вариаторы.....	69
Лекция 10. Ременные передачи	80
Лекция 11. Валы и оси	96
Лекция 12. Опоры валов и осей.....	104
Лекция 13. Муфты.....	115
Лекция 14. Соединения деталей машин. Резьбовые соединения.....	122
Лекция 15. Шпоночные, шлицевые, профильные и штифтовые соединения	138
Лекция 16. Неразъемные соединения	150
Лекция 17. Подъемно-транспортные устройства. Грузоподъемные машины	167
Лекция 18. Транспортирующие машины.....	180
Литература	200

Учебное издание

Бельский Сергей Евграфович
Блохин Алексей Владимирович
Пищов Михаил Николаевич и др.

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА. ДЕТАЛИ МАШИН

Конспект лекций

Редактор *Р. М. Рябая*
Компьютерная верстка *Е. В. Ильченко*
Корректор *Р. М. Рябая*

Издатель:

УО «Белорусский государственный технологический университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/227 от 20.03.2014.
Ул. Свердлова, 13а, 220006, г. Минск.