

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

А. В. Блохин

ДЕТАЛИ МАШИН

Конспект лекций для студентов
специальности 1-36 06 01 «Полиграфическое оборудование
и системы обработки информации»

Минск 2021

УДК 621.81(075.8)
ББК 34.44я73
Б70

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

Рецензенты:

доктор технических наук, профессор,
начальник НТЦ «Технологии машиностроения
и технологическое оборудование»
ГНУ «Объединенный институт машиностроения
Национальной академии наук Беларуси» *В. Л. Басинюк*;
кандидат технических наук, доцент,
заведующий кафедрой механики материалов УО «Белорусский
государственный аграрный технический университет» *В. Н. Основин*

Блохин, А. В.

Б70 Детали машин : конспект лекций для студентов специальности 1-36 06 01 «Полиграфическое оборудование и системы обработки информации» / А. В. Блохин. – Минск : БГТУ, 2021. – 197 с.

Тематика конспекта лекций охватывает вопросы, предусмотренные учебной программой и образовательным стандартом при изучении дисциплины «Детали машин» студентами специальности 1-36 06 01 «Полиграфическое оборудование и системы обработки информации». Структура и содержание учебного издания позволяет организовать самоподготовку обучающихся по названной дисциплине.

Материалы конспекта лекций могут быть использованы для самостоятельной подготовки студентов других специальностей при изучении дисциплин: «Детали машин», «Прикладная механика», «Техническая механика» и др.

УДК 621.81(075.8)
ББК 34.44я73

© УО «Белорусский государственный
технологический университет», 2021
© Блохин А. В., 2021

ПРЕДИСЛОВИЕ

Обучение методам расчета и конструирования механических передач и соединений деталей машин, встречающихся почти во всех машинах, является важнейшей задачей при подготовке инженеров-механиков.

Изложенный материал позволит студентам повысить эффективность подготовки по дисциплине «Детали машин», самостоятельно познакомиться с наиболее распространенными механическими передачами (червячная, цепная, ременная и др.), соединениями деталей машин (резьбовые, шпоночные, шлицевые, сварные и др.), конструкцией подшипниковых узлов и муфт и другими деталями и узлами машин общего назначения, предусмотренными учебными программами и планами.

По каждой теме в издании приведены основные сведения из теории и справочные материалы, необходимые для сознательного разбора и самостоятельного решения предложенных примеров и задач. Конспект лекций не является приложением к какому-либо определенному учебнику по курсу «Детали машин», поэтому в него включены краткие теоретические сведения и основные расчетные формулы.

Изучение теоретических основ названной дисциплины позволит сформировать понимание закономерностей расчета типовых деталей и узлов машин, что будет способствовать приобретению навыков проектирования и конструирования.

Издание рассчитано на студентов механических специальностей учреждений высшего образования, а также может быть использовано студентами других специальностей при изучении следующих дисциплин: «Прикладная механика», «Техническая механика» и т. п.

ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ О ДЕТАЛЯХ МАШИН. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К МАШИНАМ, УЗЛАМ И ДЕТАЛЯМ

1.1. Предмет курса «Детали машин», его место и значение для подготовки инженеров-электромехаников

Сегодня инженер-электромеханик должен иметь хорошую базовую подготовку, в том числе в области машиностроения, чтобы правильно решать задачи проектирования, монтажа, эксплуатации, ремонта полиграфического оборудования. В различных отраслях хозяйственной деятельности человека используются разнообразные машины и механизмы, но в большинстве своем они состоят из одинаковых деталей и узлов, что позволяет применять одни и те же методы расчета и проектирования в различных отраслях техники.

В лекционном курсе «Детали машин» изучаются детали и узлы общего назначения, которые встречаются в широком перечне машин, в том числе полиграфических (зубчатые, ременные, цепные и другие передачи, валы, оси, подшипники, муфты, смазочные). К задачам курса можно отнести: изучение конструкций и критериев работоспособности деталей и узлов машин, изучение основ теории, расчета, конструирования и проектирования этих деталей, развитие навыков конструирования и технического творчества.

Необходимо обратить внимание на то, что учебная дисциплина «Детали машин» является одной из старейших. Первоначально она была разделом механики – одной из первых наук прикладного характера, где выполнялись простые расчеты по определению передаточных отношений и действующих сил. Однако дисциплина «Детали машин» непрерывно развивается вместе с прогрессом науки и техники. Новые материалы, технологии, конструкции и методы расчета находят отражение в данном курсе.

1.2. Детали машин и их классификация. Требования, предъявляемые к машинам

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

Машины делят в основном на две большие группы: машины-двигатели и рабочие машины.

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

Рабочие машины предназначены для облегчения и замены физического труда человека по изменению формы, свойств, состояния, размера и положения обрабатываемых материалов, для перемещения различных грузов, а также для облегчения и замены его логической деятельности при выполнении расчетных операций и операций контроля и управления производственными процессами. К таким машинам относят всевозможные станки для обработки материалов, дорожные, сельскохозяйственные и транспортные машины, подъемные краны, транспортеры, вычислительные машины, устройства робототехники: манипуляторы, автооператоры, промышленные роботы и др.

В зависимости от способа управления движением выделяют: машины ручного управления, полуавтоматического и автоматического действия.

Многочисленные разновидности машин отличаются осуществляемыми с их помощью производственными процессами. Их сходство определяется наличием в машинах механизмов, предназначенных для передачи и преобразования движения.

Механизмом называют совокупность взаимосвязанных звеньев, допускающую их относительное движение и предназначенную 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 выделяют 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. п.

Все машины и механизмы состоят из деталей и узлов.

Деталь – изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала без применения сборочных операций. Детали могут быть простыми (шпонка, болт, гайка и т. д.) или сложными (корпус редуктора, станина станка, коленчатый вал и т. п.). Детали (частично или полностью) объединяют в узлы.

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

Анализируя конструкции различных машин, их узлов и деталей, не трудно заметить, что многие типы деталей и узлов встречаются почти во всех машинах с одними и теми же функциональными назначениями, например болты, валы, механические передачи, подшипники, муфты и др. Эти детали (узлы) называют *детальями общего назначения*, их теорию, расчет и конструирование изучают в курсе «Детали машин». Все другие детали (узлы), применяющиеся только в одном или нескольких типах машин (шпиндели станков, коленчатые валы, поршни, шатуны, канаты и т. п.), относят к *детальям специального назначения* и изучают в соответствующих специальных курсах.

Детали общего назначения применяют в машиностроении в очень больших количествах (в одном автомобиле более пяти тысяч деталей, в самолете – более миллиона), поэтому любое усовершенствование методов расчета, правил и норм конструирования этих деталей позволяет уменьшить затраты материала, повысить долговечность, дает большой экономический эффект.

Все детали и узлы 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.).

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. Неудобное расположение органов управления и контрольных приборов, повышенные усилия на рукоятках, шум и вибрации, плохие освещенность и обзор, сложность управления и прочее приводят к быстрой утомляемости рабочего с возможными аварийными ситуациями. Любая машина должна полностью удовлетворять требованиям техники безопасности.

Экономичность. При проектировании и изготовлении новых машин экономические показатели должны всегда стоять на одном из первых мест. Стоимость машины определяется технологичностью конструкции, затратами на материалы (например, в редукторах общего назначения это составляет 85%, в автомобилях – 70%), на изготовление и обработку ее деталей. Масса проектируемой машины – важнейший технико-экономический параметр. Часто этот показатель является исходным при проектировании (например, при проектировании самолетов, ракет и т. д.). Для уменьшения 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, внимательного ухода за машиной, что влияет на эксплуатационные расходы во время работы и на долговечность. Рабочий должен как можно меньше времени тратить на управление, осмотр и уход за машиной.

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. Удовлетворение требованиям технологичности является одним из важных условий создания экономически выгодных машин.

Технологичность деталей машин в основном зависит от материала, формы и способа получения ее 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 сборка машины, которая является весьма трудоемкой (до 50% общей трудоемкости изготовления машин падает на сборочные операции). От сборки в большой степени зависит надежность машин. Поэтому при проектировании надо уделять большое внимание осуществлению удобной сборки и разборки, исключить ручные пригоночные операции, стремиться к удобной компоновке узлов, обеспечивающей надежное смазывание трущихся частей, удобный ремонт и быструю замену изношенных деталей. Все ответственные и изнашивающиеся детали должны быть легкодоступны для осмотра, ремонта и сборки.

1.3. Критерии работоспособности и надежности деталей машин. Пути повышения надежности. Расчет деталей машин

Работоспособность – состояние объекта (сооружения, машины, детали), при котором он способен выполнять заданные функции, сохраняя значения заданных параметров в пределах, установленных нормативно-технической документацией.

Основными критериями работоспособности являются:

- 1) прочность;
- 2) жесткость;
- 3) устойчивость;

- 4) износостойкость;
- 5) теплостойкость;
- 6) виброустойчивость.

По одному или по нескольким из этих критериев ведут расчет, цель которого – определение геометрии деталей машин. Часть критериев удовлетворяется заведомо и не требует проверки.

Прочность – это способность детали сопротивляться разрушению или возникновению пластических деформаций под действием приложенных к ней нагрузок.

Условие прочности можно описать неравенством, например:

$$\sigma \leq [\sigma], \quad (1.1)$$

$$\tau \leq [\tau], \quad (1.2)$$

где σ , $[\sigma]$ – соответственно расчетное и допускаемое нормальное напряжения, Н/мм²; τ , $[\tau]$ – соответственно расчетное и допускаемое касательное напряжения, Н/мм².

Оценить прочность можно и через коэффициент запаса прочности:

$$S \geq [S], \quad (1.3)$$

где S , $[S]$ – соответственно действительный и допускаемый коэффициенты запаса прочности.

Методы расчетов на прочность изучаются в курсе сопротивления материалов. Прочность оценивается путем сравнения расчетных (рабочих) напряжений с допускаемыми.

Жесткость – способность детали сопротивляться изменению формы и размеров под нагрузкой.

Жесткость деталей машин бывает:

- объемная (собственная);
- контактная.

Примечание. Различают объемную (собственную) и контактную жесткость деталей машин. Расчеты на объемную жесткость изучаются в курсе сопротивления материалов. При этих расчетах ограничивают перемещения, обусловленные деформациями всего материала детали. При расчетах на контактную жесткость имеют в виду перемещения, связанные только с деформациями поверхностных слоев. Расчет на контактную жесткость деталей (узлов) машин с начальным контактом в точке (в шарикоподшипниках) или по линии (в роликовых подшипниках, зубчатых и фрикционных передачах) производят по формулам теории контактных напряжений и деформаций.

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 – способность детали сохранять необходимые размеры трущихся поверхностей в течение заданного срока службы.

Бывают следующие виды изнашивания:

- 1) усталостное;
- 2) абразивное;
- 3) адгезионно-механическое;
- 4) эрозионное;
- 5) коррозионно-механическое и др.

Теплостойкость – это способность конструкции работать в пределах заданных температур на протяжении заданного срока службы.

Перегрев деталей во время работы ведет к снижению их прочности, ухудшению свойств смазки, уменьшению зазоров в подвижных соединениях, что вызывает заедание и поломку. При длительном действии высокой температуры в деталях машин наступает ползучесть, т. е. непрерывная пластическая деформация при постоянной нагрузке. Для обеспечения нормального теплового режима конструкции производят тепловые расчеты (расчеты червячных передач, подшипников скольжения и др.) и при необходимости вносят изменения в конструкцию.

Виброустойчивость – это способность конструкции работать в нужном диапазоне режимов, достаточно далеких от области резонансов.

Вибрирование деталей ухудшает качество работы машины, порождает шум и может вызвать их разрушение.

Соблюдение указанных критериев работоспособности обеспечивает надежность конструкции в течение заданного срока службы.

Надежность – это свойство изделия выполнять заданные функции на протяжении требуемого промежутка времени или требуемой наработки, которая может измеряться в часах, километрах, циклах и т. д.

Надежность характеризуется:

- безотказностью;
- долговечностью;
- ремонтпригодностью;
- сохраняемостью.

Безотказность – это свойство объекта сохранять работоспособное состояние в течение заданной наработки без вынужденных перерывов.

Данное свойство особенно важно для машин, отказы которых связаны с опасностью для жизни людей (например, лифты, транспорт) или с перерывом в работе большого комплекса машин.

Долговечность – свойство изделия длительно сохранять работоспособность до предельного состояния с необходимыми перерывами для технического обслуживания и ремонтов.

Ремонтопригодность – свойство изделия, заключающееся в его приспособленности к предупреждению, обнаружению и устранению отказов и неисправностей путем проведения технического обслуживания и ремонтов.

Сохраняемость – свойство изделия непрерывно сохранять обусловленные эксплуатационные показатели в течение и после срока хранения и транспортирования, установленного в нормативно-технической документации.

Надежность деталей машин сильно зависит от того, насколько близок режим работы деталей (по напряжениям, скоростям и температурам) к предельному, т. е. от запасов по основным критериям работоспособности.

Надежность в значительной степени определяется качеством изготовления, в зависимости от которого ресурс может изменяться в несколько раз.

Надежность статически определимых механизмов при одинаковых номинальных напряжениях выше, чем статически неопределимых, что связано с меньшим влиянием технологических погрешностей, а также температурных и силовых деформаций. Например, самоустанавливающиеся конструкции, как правило, более надежны, чем несамустанавливающиеся.

Отказ – утрата работоспособного состояния изделия (полная или частичная).

Одной из основных качественных характеристик надежности машин и их деталей является вероятность безотказной работы.

Вероятность безотказной работы рассчитывается по следующей формуле:

$$P_t \approx 1 - \frac{N_t}{N}, \quad (1.4)$$

где N_t – число машин (деталей), отказавших к моменту времени или концу наработки; N – число машин (деталей), подвергнутых испытанию.

Основы надежности закладываются конструктором при проектировании изделия. Надежность зависит также от качества изготовления изделий и от соблюдения норм эксплуатации. Надежность монотонно снижается в течение срока службы.

Расчеты деталей машин. В соответствии с рассмотренными ранее критериями работоспособности производят расчеты деталей машин,

основываясь на методах сопротивления материалов. Но условия работы деталей машин бывают столь разнообразными, что их не всегда удается проанализировать и учесть при расчетах. Поэтому чаще, кроме расчетов по формулам сопротивления материалов, применяют расчеты по приближенным формулам, а в некоторых случаях и по эмпирическим зависимостям.

Различают следующие виды расчетов деталей машин:

- 1) проектный;
- 2) проверочный.

Проектный расчет осуществляют в процессе разработки конструкции детали с целью определения ее требуемых размеров.

Проектный расчет выполняется на основании ряда допущений по допускаемым напряжениям как предварительный, поскольку на стадии проектирования практически невозможно учесть все факторы, влияющие на прочность деталей (например, концентрацию напряжений, конструкцию и т. д.).

Проверочный расчет выполняется по рабочему чертежу сконструированной детали, когда известна ее форма и размеры, концентраторы напряжений и др. Расчетные напряжения определяют из условий прочности.

Целью проверочного расчета является определение действительных напряжений в материале сконструированной детали и сравнение их с допускаемыми напряжениями или определение расчетного коэффициента безопасности и сравнение его с допускаемым.

Основными условиями прочности являются:

– напряжение растяжения (сжатия)

$$\sigma_{p(cж)} = \frac{F}{A} \leq [\sigma_{p(cж)}]; \quad (1.5)$$

– напряжение смятия

$$\sigma_{см} = \frac{F}{A} \leq [\sigma_{см}]; \quad (1.6)$$

– напряжение среза

$$\tau_{ср} = \frac{F}{A} \leq [\tau_{ср}]; \quad (1.7)$$

– напряжение изгиба

$$\sigma_{изг} = \frac{M}{W} \leq [\sigma_{изг}]; \quad (1.8)$$

– напряжение кручения

$$\tau_k = \frac{T}{W_p} \leq [\tau_k], \quad (1.9)$$

где F – сила, Н; A – площадь, мм²; M – изгибающий момент, Н · мм; W – момент сопротивления сечения при изгибе, мм³; T – крутящий момент, Н · мм; W_p – момент сопротивления сечения при кручении, мм³.

Из этих формул мы можем выразить и геометрические параметры объекта проектирования (детали).

Различают следующие методы выбора допускаемых напряжений и коэффициентов запаса прочности:

- 1) табличный;
- 2) дифференциальный.

Табличный метод является простым и удобным для использования. Эти данные получают по результатам проведенных исследований для отдельных деталей.

Дифференциальный метод заключается в том, что допускаемое напряжение или допускаемый коэффициент запаса прочности определяют по соответствующей формуле, которая учитывает различные факторы, влияющие на прочность рассматриваемой детали.

При статических (постоянных) нагрузках и отсутствии концентрации напряжений допускаемые напряжения вычисляются по формулам

$$\sigma = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{[S]}, \quad (1.10)$$

$$\tau = \frac{\tau_{\text{lim}}}{[S]}, \quad (1.11)$$

где σ_{lim} , τ_{lim} – соответственно предельное нормальное и касательное напряжения, при достижении которых рассматриваемая деталь выходит из строя вследствие возникновения недопустимо большой остаточной деформации или разрушения, Н/мм²; $[S]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности.

В расчетах на прочность деталей, на материал которых действуют постоянные напряжения (в случае с пластичными материалами), пользуются следующими формулами:

$$\sigma_{\text{lim}} = \sigma_T,$$

или

$$\sigma_{\text{lim}} = \sigma_{0,2}, \quad (1.12)$$

$$\tau_{\text{lim}} = \tau_r,$$

или

$$\tau_{\text{lim}} = \tau_{0,3}, \quad (1.13)$$

где σ_r (τ_r), $\sigma_{0,2}$ ($\tau_{0,3}$) – соответственно физический и условный пределы текучести для нормальных (касательных) напряжений, Н/мм².

Если на материал деталей действуют переменные напряжения, то

$$\sigma_{\text{lim}} = \sigma_r, \quad (1.14)$$

$$\tau_{\text{lim}} = \tau_r, \quad (1.15)$$

где σ_r (τ_r) – предел выносливости соответствующего цикла нагружения, Н/мм².

Допускаемый коэффициент запаса прочности находится по формуле

$$[S] = [S_1] [S_2] [S_3], \quad (1.16)$$

где $[S_1]$ – коэффициент, учитывающий точность определения действующих на деталь нагрузок; $[S_2]$ – коэффициент, учитывающий однородность материала детали; $[S_3]$ – коэффициент, учитывающий специфические требования безопасности рассчитываемой детали.

При этом необходимо принимать во внимание, что нагрузки, действующие на детали машин, могут быть постоянными или переменными.

При переменных нагрузках рассматривают следующие типичные циклы нагружения: отнулевой цикл, знакопеременный симметричный цикл, асимметричный знакопеременный цикл, асимметричный знакопостоянный цикл.

1.4. Конструкционные материалы: черные, цветные металлы и их сплавы. Пластмассы. Термическая обработка деталей

Стали. *Сталь углеродистую обыкновенного качества* марок Ст0–Ст6 применяют для термически необработанных деталей – это крепежные (например, заклепки и др.) и неответственные детали, работающие при малых нагрузках. В обозначении марок буквы «Ст» означают сталь, цифры от 0 до 6 – условный номер марки в зависимости от химического состава и механических свойств.

Сталь углеродистая качественная конструкционная марок 10, 20, 30, 40, 45 и др. получила широкое распространение в машиностро-

ении. Ее используют для деталей машин, подвергаемых термообработке. В обозначении марок двузначное число показывает среднее содержание углерода в сотых долях процента. По содержанию углерода стали подразделяют на низкоуглеродистые, среднеуглеродистые и высокоуглеродистые.

Сталь легированную конструкционную применяют для особо ответственных деталей машин, где наряду с высокой прочностью требуется компактность или небольшая масса. В зависимости от химического состава и свойств сталь делится на такие категории: качественная, высококачественная и особовысококачественная. Например, хромомарганцевокремниевая сталь соответственно имеет обозначения 30ХГС, 30ХГСА. Здесь первые две цифры означают среднее содержание углерода в сотых долях процента, буквы за цифрами – обозначение легирующего элемента (Х – хром, Г – марганец, С – кремний, А – высококачественная). Отсутствие цифры после букв говорит о том, что в марке стали содержится в среднем 1% этого легирующего элемента. Наличие цифр после букв указывает на примерное содержание легирующего элемента в целых единицах.

Для повышения механических и других свойств стали широко применяют термическую (отжиг, нормализация, улучшение, закалка и отпуск), химико-термическую обработку (цементация, азотирование, цианирование и др.), механическое упрочнение и др.

Чугуны. Серый чугун (СЧ) – основной литейный машиностроительный материал. Обладает наилучшими литейными и вполне удовлетворительными механическими свойствами, хорошо обрабатывается резанием, хорошо демпфирует колебания. Из этого чугуна отливают детали сложной конфигурации, например станины станков, корпуса редукторов, блоки цилиндров и т. п. Стандартные марки чугунов: СЧ10, СЧ15, ..., СЧ35.

Высокопрочный чугун (ВЧ) используют как новый материал и в качестве заменителя стали и серого чугуна. Применяют в станкостроении (станины, шпиндели и др.), для прокатного и кузнечно-прессового оборудования. Стандартные марки чугунов: ВЧ35, ВЧ40, ..., ВЧ100.

Ковкий чугун (КЧ) используют для деталей, требующих по своей форме литой заготовки, но допускающих при работе случайные ударные нагрузки. Название «ковкий чугун» условное. Заготовки из ковкого чугуна так же, как и из серого, получают только отливкой. Стандартные марки чугунов: КЧ35, КЧ50 и др.

В условном обозначении марок чугунов СЧ, ВЧ и КЧ цифры показывают минимальное значение предела прочности при растяжении

(σ_b , Н/мм²). Например, СЧ20 – серый чугун с $\sigma_b = 200$ Н/мм² или ВЧ50 – высокопрочный чугун с $\sigma_b = 500$ Н/мм².

Антифрикционный чугун применяют в подшипниковых узлах трения, например вкладыши подшипников скольжения для работы в паре с закаленными или нормализованными валами (отдельные марки чугунов работают при температуре до 300°С и повышенных окружных скоростях). Стандартные марки чугунов: АЧС-1, АЧС-2, ..., АЧС-6, АЧВ-1, АЧВ-2, АЧК-1, АЧК-2. Обозначение марки: АЧ – антифрикционный чугун; С – серый (АЧС-1); В – высокопрочный (АЧВ-2); К – ковкий (АЧК-2); цифра – порядковый номер марки.

Сплавы цветных металлов. Наибольшее распространение получили медные сплавы – бронзы и латуни, баббиты и легкие сплавы.

Бронзы – сплавы меди с оловом, свинцом, алюминием, железом и другими металлами (кроме цинка). Обладают высокими антифрикционными и антикоррозионными свойствами (вкладыши подшипников скольжения, червячные колеса, гайки грузовых и ходовых винтов и т. п.). Бронзы разделяют по содержанию в них основного легирующего элемента на оловянные (БрО10Ф1 и др.), алюминиевые (БрА9Ж3Л и др.), свинцовые (БрС3О и др). В обозначении марок буквы «Бр» означают бронзу, после них следуют буква, указывающая легирующий элемент, и число, выражающее содержание этого элемента в процентах. Например, БрО10Ф1 – бронза с содержанием олова (буква «О») 10% и фосфора (буква «Ф») 1%, остальное – медь. Стоимость этой бронзы превышает стоимость стали 45 в среднем в 10 раз.

Латуни – сплавы меди с цинком. Обладают хорошим сопротивлением коррозии, антифрикционными свойствами, электропроводностью и хорошими технологическими свойствами. Используют для изготовления проволоки, гильз, труб и т. п. Латунь свинцовую марки ЛЦ40С применяют для сепараторов подшипников качения, а алюминиево-железо-марганцевую латунь марки ЛЦ23А6Ж3Мц2 – для зубчатых и червячных колес.

Баббиты – сплавы на основе олова и свинца. Обладают высокими антифрикционными свойствами, хорошо прирабатываются. Предназначены для заливки вкладышей подшипников скольжения. Лучшими свойствами обладают высокооловянные баббиты марок Б89 и Б83, но они дорогие (в 20 раз и более дороже качественной стали), поэтому для отливок вкладышей, втулок и т. п. применяют заменители баббитов, которыми могут быть цинковые антифрикционные сплавы, а также баббит с невысоким содержанием олова – Б16. В обозначении марок буква «Б» означает баббит, а число после буквы – содержание

основного элемента в процентах. Например, Б83 – баббит, содержащий 83% олова, а остальное – сурьма (11%) и медь (6%).

Легкие сплавы – сплавы на основе алюминия, магния, титана и других элементов. Имеют плотность почти в 3 раза меньшую, чем стали, а удельная прочность примерно равна удельной прочности стали. Используют во всех отраслях машиностроения, где особенно необходимо снижение массы (например, для корпусных и других деталей транспортных машин, авиационно-космической техники и т. п.).

Легкие сплавы делятся на литейные и деформируемые. Из алюминиевых литейных сплавов наиболее распространены силумины (АЛ2, АЛ4 и др.), т. е. сплавы, в которых кремния содержится до 20%. Эти сплавы обладают высокими литейными свойствами и хорошо обрабатываются резанием. Из алюминиевых деформируемых сплавов широко применяются дюралюмины (Д1, Д16 и др.) – сплавы, содержащие алюминий, медь, магний и марганец.

Композиционные материалы представляют сочетание основы (матрицы) и упрочняющего наполнителя – высокопрочных волокон (из металлических и других материалов). Варьируя компоненты и их объемное сочетание, получают материалы с высокими механическими характеристиками, жаропрочностью и другими свойствами. Композиционные армированные материалы по прочности и износостойкости значительно превосходят стали и высококачественные сплавы.

Порошковые материалы изготавливают методом порошковой металлургии, сущность которой состоит в получении порошков металлов (а также их смесей с неметаллическими порошками), их прессовании и последующем спекании в пресс-формах деталей из них. Порошковая металлургия позволяет получить новые дешевые и легкие конструкционные материалы, которые способны заменить стали, чугуны и цветные металлы. Этот прогрессивный метод позволяет детали сложнейшей конфигурации изготавливать с минимальными потерями металла (это практически безотходное производство) и почти вдвое повысить производительность труда.

Созданные в последние годы изделия из порошковых материалов и композиций различных материалов обладают: тугоплавкостью, переносящей космические и термоядерные температуры; легкостью алюминия; прочностью титана и упругостью стали; высокими звукопоглощающими и демпфирующими свойствами. Кроме того, получено вязкое состояние совершенно хрупких тел, что позволило решить труднейшую проблему века – создание конструкционной керамики.

Пластмассы обладают ценными свойствами: легкостью, высокой прочностью, тепло- и электроизоляцией, стойкостью против действия агрессивных сред, фрикционностью или антифрикционностью, антикоррозионностью и др. Кроме того, пластмассы характеризуются хорошими литейными свойствами. Это позволяет получить из них изделия почти любой сложной формы высокопроизводительными методами: литьем под давлением, штамповкой, прессованием, экструзией и т. п. с минимальными потерями материала.

К числу наиболее распространенных пластмасс относятся: текстолит, стеклопластики и древопластики, фенопласт, органическое стекло – плексиглас, фторопласт, капрон, нейлон и др. Их широко применяют во всех отраслях машиностроения для изготовления корпусных деталей, шкивов, вкладышей подшипников, фрикционных накладок, рукояток, маховичков, панелей, изоляторов, труб и т. д.

Пластмассы – это дешевый и легкий конструкционный материал, способный заменить черные и цветные металлы. Использование их уменьшает массу и повышает эксплуатационные качества машин. Замена металла пластмассами значительно снижает трудоемкость и себестоимость изделий. При замене черных металлов пластмассами трудоемкость изготовления деталей уменьшается в среднем в 5–6 раз, а себестоимость – в 2–6 раз. При замене пластмассами цветных металлов себестоимость снижается в 4–10 раз. Пластмассы – это весьма перспективный конструкционный материал, область применения которого практически не ограничена.

Тема 2

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

2.1. Назначение и роль передач в механизмах и машинах. Классификация механических передач. Передачи трением (с непосредственным контактом и с гибкой связью) и зацеплением

Машины состоят из двигательного, передаточного и исполнительного механизмов. Передаточный механизм может содержать одну или несколько передач.

В современном машиностроении применяются следующие разновидности передач:

- 1) механические;
- 2) пневматические;
- 3) гидравлические;
- 4) электрические.

Предметом изучения дисциплины «Детали машин» являются механические передачи.

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

Необходимость введения механических передач между двигателем и рабочими органами машины обусловлена многими причинами:

– требуемые скорости движения рабочих органов очень часто отличаются от скоростей стандартных двигателей;

– скорость рабочего органа часто бывает необходимо изменять (регулировать);

– в отдельные периоды работы машины для ее привода требуются крутящие моменты, превышающие крутящий момент (или крутящие моменты) на валу двигателя;

– нередко одним двигателем бывает необходимо приводить в движение несколько механизмов с разными скоростями;

– стандартные двигатели обычно предназначаются для равномерного вращательного движения, между тем рабочие органы машины зачастую должны двигаться прямолинейно, с изменяющейся скоростью или с периодическими остановками;

– в ряде случаев непосредственное соединение валов двигателя и исполнительного механизма нельзя осуществить по соображениям безопасности, удобства обслуживания или из-за заданных габаритов машины.

Примечание. До недавнего времени механические передачи являлись почти единственным устройством, используемым в машинах во всех перечисленных выше случаях. Важнейшей чертой современного машиностроения считается широкое применение для этих целей, наряду с механическими передачами, также и приводов – электрических, гидравлических, пневматических (вакуумных). Часто в одной машине для привода различных механизмов одновременно используются как механические передачи, так и различные типы приводов.

Обоснованный выбор привода для конкретного случая может быть сделан только в результате технико-экономического сопоставления нескольких вариантов.

На практике чаще применяются механические передачи вращательного движения. Они предназначены для передачи энергии с одного вала на другой, с изменением крутящего момента и частоты вращения.

Вращательное движение получило наибольшее распространение в механизмах и машинах, так как обладает следующими достоинствами:

- 1) обеспечивает непрерывное и равномерное движение при небольших потерях на трение;
- 2) позволяет иметь простую и компактную конструкцию передаточного механизма.

Функции передачи энергии совмещают с решением следующих основных задач:

- понижать и повышать угловые скорости, соответственно повышая и понижая вращающие моменты;
- преобразовывать один вид движения в другой;
- регулировать угловые скорости рабочего органа машины;
- реверсировать движение;
- приводить в движение несколько исполнительных органов (с различными скоростями движения) от одного двигателя.

В зависимости от принципа действия все механические передачи делятся:

- 1) на передачи трением;
- 2) передачи зацеплением.

Типичные представители механических передач трением:

- фрикционные;
- ременные.

Примечание. Простейшая фрикционная передача состоит из двух соприкасающихся между собой колес (катков, роликов, дисков). Вращение одного из колес преобразуется во вращение другого за счет сил трения, возникающих в месте контакта колес. Необходимая сила трения между колесами фрикционной передачи достигается прижатием одного из них к другому. Постоянную силу прижатия осуществляют одним из следующих способов: начальной затяжкой с помощью специальных пружин или других упругих деталей, в том числе и самих колес (за счет упругой деформации материала колес); собственной массой узла или машины; центробежной силой. Переменная сила прижатия достигается с помощью специальных прижимных механизмов.

К передачам зацеплением относятся:

- 1) зубчатые;
- 2) цепные;
- 3) червячные.

В зависимости от способа соединения ведущего и ведомого звеньев бывают:

- передачи с непосредственным контактом;
- передачи с гибкой связью.

Примечание. Передачи с гибкой связью допускают значительные расстояния между ведущим и ведомым валами.

Яркими представителями механических передач с непосредственным контактом являются:

- 1) зубчатые;
- 2) червячные;
- 3) фрикционные.

Примерами механических передач с гибкой связью будут:

- цепные;
- ременные.

2.2. Основные кинематические и энергетические соотношения для передач 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.

Примечание. Необходимо запомнить, что все характеристики, о которых пойдет речь ниже, относящиеся к ведущему валу, имеют индекс «1», а к ведомому – индекс «2».

Основными характеристиками механических передач вращательного движения являются:

- 1) **мощность** P_1 на ведущем и P_2 на ведомом валах, кВт;
- 2) **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});
- 3) **крутящий момент** T_1 ведущего и T_2 ведомого валов, Н · м.

Кроме того, рассматривают дополнительные (производные) характеристики:

– **механический КПД передачи** ($\eta = P_2 / P_1$, где P_2, P_1 – соответственно мощности на ведомом и ведущем валах, кВт);

– **окружную скорость** ведущего или ведомого звена, м/с ($V = \omega R$, или $V = \omega D / 2$, где R – радиус колеса, шкива, м; D – диаметр колеса, шкива, м);

– **окружную силу**, Н ($F_t = P / V$, или $F_t = 2T / D$).

Примечание. КПД показывает, какая часть затраченной работы идет на выполнение полезной работы, а механический КПД показывает, какая часть механической энергии передача передала без потерь.

В качестве дополнительной характеристики используют также передаточное отношение.

Передаточным отношением i называется отношение угловой скорости ведущего звена к угловой скорости ведомого звена.

Как найти передаточное отношение через параметры конкретных механических передач, будем рассматривать ниже при их изучении.

Передачи, понижающие угловые скорости, имеют $i > 1$. Понижение угловых скоростей называется редуцированием, а закрытые передачи, собранные в отдельном корпусе и предназначенные для понижения угловых скоростей и повышения вращающих моментов, называются **редуктором**.

Тема 3

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

3.1. Основные понятия о зубчатых передачах.

Классификация зубчатых передач.

Области применения

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

Зубчатое колесо с меньшим числом зубьев принято называть шестерней, с большим числом зубьев – колесом (при обозначении различных параметров индекс «1» относится к шестерне, индекс «2» – к колесу).

Достоинствами зубчатых передач являются:

1) высокая надежность работы в широком диапазоне нагрузок и скоростей;

2) малые габариты;

3) большая долговечность;

4) высокий КПД, достигающий в цилиндрической передаче 0,99;

5) сравнительно малые нагрузки на валы и подшипники;

6) постоянство передаточного отношения;

7) простота обслуживания.

К *недостаткам* зубчатых передач относятся:

– высокие требования к точности изготовления и монтажа;

– незащищенность от перегрузок;

– вибрации, причиной появления которых являются 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.

По взаимному расположению геометрических осей колес различают:

1) оси колес параллельны;

2) оси колес пересекаются;

3) оси колес скрещиваются.

В зависимости от расположения зубьев на ободке колес зубчатые передачи бывают:

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

Исходя из формы профиля зуба выделяют передачи:

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

В современном машиностроении широко применяется эвольвентное зацепление, которое было 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 было весьма перспективным.

Циклоидальное зацепление в настоящее время используется ограниченно, как правило в механизмах приборов и часов.

В зависимости от взаимного расположения колес различают зубчатые передачи:

- внешнего зацепления;
- внутреннего зацепления.

В соответствии с конструктивным исполнением зубчатые передачи бывают:

- 1) открытые;
- 2) закрытые.

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

В зависимости от окружной скорости зубчатые передачи делятся:

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

3.2. Основные положения теории эвольвентного зацепления. Силы в зацеплении

В зубчатых передачах вращение от одного колеса к другому передается силами в точках контакта боковых поверхностей зубьев. Поверхности взаимодействующих зубьев, обеспечивающие посто-

янное 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), в момент прохождения через полюс зацепления Π делит межосевое расстояние O_1O_2 на отрезки обратно пропорционально угловым скоростям.

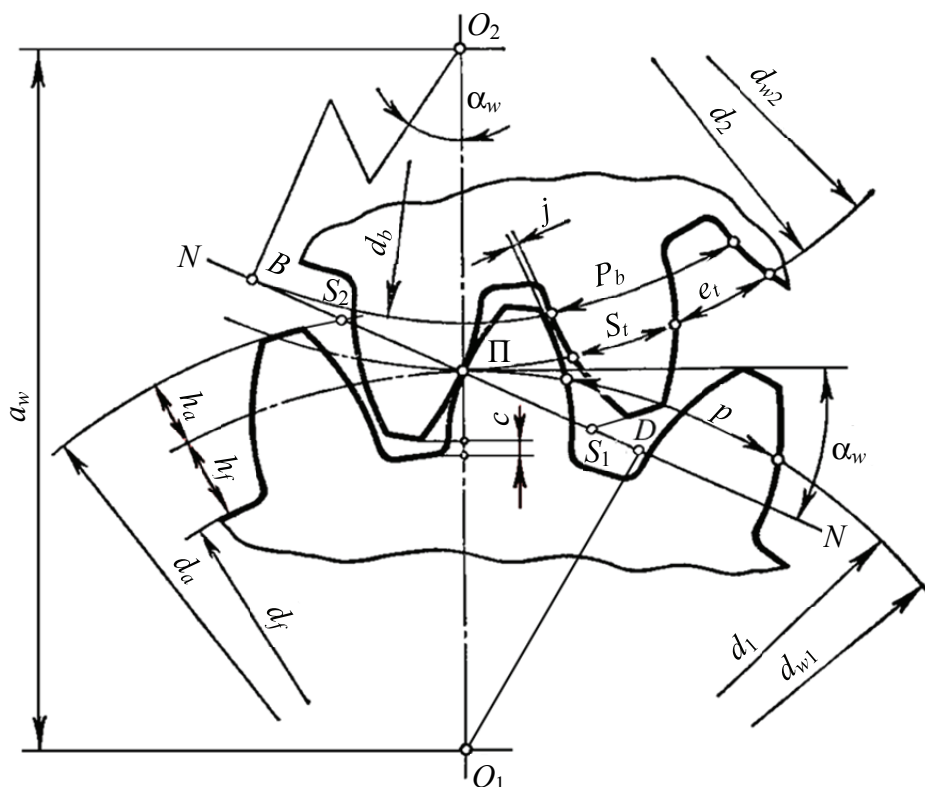


Рис. 3.1. Схема эвольвентного зацепления

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. Поскольку 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.

Основные параметры 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_2D перпендикулярны к нормали. По линии зацепления при перекачивании 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 к линии центров O_1O_2 , проведенным через полюс зацепления P . Его значение стандартизировано – $\alpha_w \approx 20^\circ$.

Начальные окружности d_{w1} и d_{w2} – это окружности, по которым зубчатые колеса перекачиваются 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 меняются, 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 меняется. Если в передаче $a_w = (d_1 + d_2) / 2$, то начальные и делительные окружности совпадают ($d = d_w$), что характерно для многих 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 , т. е. $P_t = S_t + e_t$.

Шаг по основной окружности P_b 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 m_t – линейная величина, в π раз меньшая шага, измеренного по делительной окружности: $m_t = p / \pi$. Для удобства рас-

четов и измерения зубчатых колес модуль выражается через делительный диаметр d и число зубьев z . Длина делительной окружности $\pi d = P_z z$, откуда $d = (P_z z) / \pi = m_z z$ 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 Π . Значение $c = (0,2$ или $0,25)m$. Тогда $h_f = m + (0,2; 0,25)m = (1,2; 1,25)m$; $h_a = m + (1,2; 1,25)m = (2,2; 2,25)m$.

Диаметр вершин зубьев d_a – это окружность, ограничивающая высоту зубьев: $d_a = d + 2h_a = mz + 2m = m(z + 2)$.

Диаметр впадин d_f – это окружность, ограничивающая глубину впадин: $d_f = d - 2h_f = mz - (1,2-1,25)m = m(z - (1,2-1,25))$.

Коэффициент торцевого перекрытия ε_α – это отношение длины активной линии зацепления g_α 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 (точка S_2) зацепления зубьев (см. рис. 3.1 на с. 25).

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 находятся две пары зубьев, а на протяжении 60% времени – одна. Таким образом, с увеличением ε_α повышаются плавность хода и нагрузочная способность.

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

В зацеплении зубчатых передач действуют две силы: нормальная F_n и сила трения. Сила трения относительно невелика, и ее не

учитывают в практических расчетах. В практических расчетах нормальную силу приводят к полюсу зацепления Π и направляют вдоль общей нормали NN (см. рис. 3.1 на с. 25).

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

- 1) окружную (тангенциальную) F_t ;
- 2) радиальную F_r ;
- 3) осевую F_a .

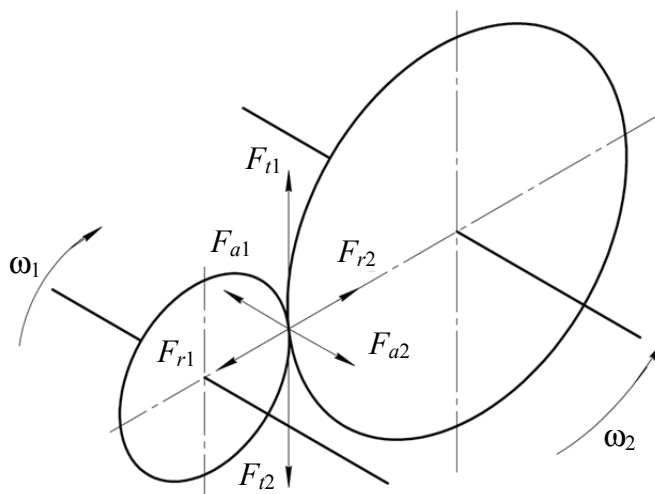


Рис. 3.2. Схема сил в цилиндрической косозубой зубчатой передаче

Все три составляющие действуют в зацеплении косозубых и шевронных зубчатых передач, а также в конической зубчатой передаче. В прямозубых цилиндрических передачах нормальная сила раскладывается на две составляющие: окружную и радиальную.

3.3. Расчет зубчатых цилиндрических передач на контактную прочность и усталостный изгиб

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 выполняются только по напряжениям усталостного изгиба σ_F .

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

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{qE_1E_2}{\pi\rho_{\text{пр}}(E_1(1-\mu_1^2) + E_2(1-\mu_2^2))}}, \quad (3.1)$$

где σ_H – расчетное значение контактных напряжений, Н/мм²; q – удельная нагрузка, Н/м; E_1, E_2 – модули упругости материалов цилиндров, Н/мм²; $\rho_{\text{пр}}$ – приведенный радиус кривизны контактных поверхностей, м; μ_1, μ_2 – коэффициенты Пуассона материалов цилиндров.

Расчет на контактную прочность цилиндрических зубчатых передач. В результате проектного расчета находят межосевое расстояние a_w , мм, по формуле

$$a_w = K_a(u+1)^3 \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{u^2 \psi_{ba} [\sigma_H]^2}}, \quad (3.2)$$

где K_a – вспомогательный коэффициент ($K_a = 495$ для прямозубых передач, $K_a = 430$ для косозубых передач); u – передаточное число; T_2 – крутящий момент на тихоходном валу, Н · м; $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца; ψ_{ba} – коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию; $[\sigma_H]$ – допускаемые контактные напряжения, Н/мм².

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

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} (u+1)}{b_2 d_1^2 u}}, \quad (3.3)$$

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; T_1 – крутящий момент на быстроходном валу, Н · м; $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца; K_{Hv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении; u – передаточное число; b_2 – ширина венца колеса, мм; d_1 – диаметр делительной окружности шестерни, мм.

При этом должно выполняться следующее условие:

$$0,9[\sigma_H] \leq \sigma_H \leq 1,05[\sigma_H]. \quad (3.4)$$

Если эти условия не соблюдаются, то следует изменить 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

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{F\beta} Y_F}{u z_1^2 \psi_{bd} [\sigma_F]}}, \quad (3.5)$$

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; u – передаточное число; z_1 – число зубьев шестерни; ψ_{bd} – коэффициент ширины венца по делительной окружности; $[\sigma_F]$ – допускаемые усталостные напряжения изгиба, Н/мм².

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

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_w m_{ст}} K_F Y_F Y_\beta Y_\epsilon, \quad (3.6)$$

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_F – коэффициент формы зуба; Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зуба ($Y_\beta = 1$ для прямозубых передач); Y_ϵ – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев ($Y_\epsilon = 1$ для прямозубых передач).

При этом для открытых передач должно выполняться следующее условие:

$$0,9[\sigma_F] \leq \sigma_F \leq 1,05[\sigma_F], \quad (3.7)$$

а для закрытых:

$$\sigma_F \leq 1,05[\sigma_F]. \quad (3.8)$$

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

Тема 4

КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

4.1. Геометрические и кинематические параметры

Конические зубчатые передачи (рис. 4.1) являются разновидностью зубчатых передач, позволяющих передавать вращательный момент под углом в широком диапазоне ($10\text{--}170^\circ$). Чаще используются конические передачи с межосевым углом 90° .



Рис. 4.1. Зубчатая коническая
прямозубая передача

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

С тангенциальными (косыми) зубьями конические колеса используют обычно при $m \geq 8\text{ мм}$ и скоростях до 15 м/с .

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

Достоинствами зубчатых конических передач являются:

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

К **недостаткам** зубчатых конических передач относятся:

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

Геометрические и кинематические параметры прямозубых конических зубчатых передач. Зацепление прямозубых конических колес можно представить как перекатывающиеся друг по другу без проскальзывания конусы, соприкасающиеся 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. 4.2). Окружности d_1 (d_2) называют делительными окружностями конических колес.

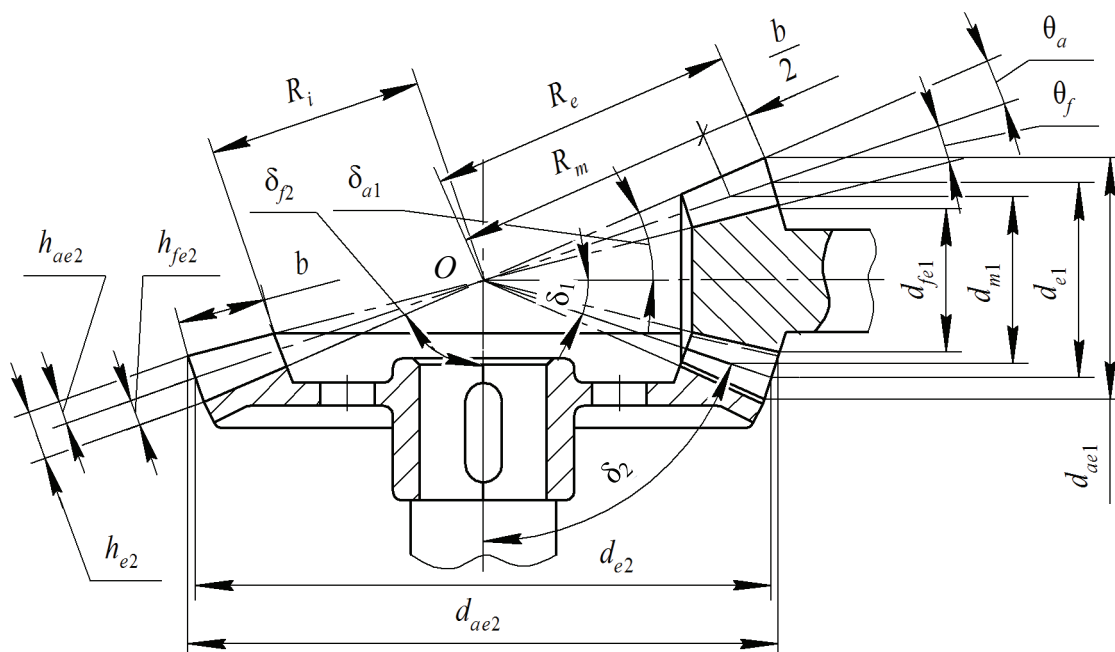


Рис. 4.2. Схема конического зацепления

Рассмотрим основные геометрические параметры зубчатых конических прямозубых колес (рис. 4.2):

– углы делительных конусов:

$$\delta_2 = \operatorname{arctg} u, \delta_1 = 90 - \delta_2; \quad (4.1)$$

– межосевой угол:

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2; \quad (4.2)$$

– внешний делительный диаметр:

$$d_{e1} = m_e z_1, \quad d_{e2} = m_e z_2; \quad (4.3)$$

– внешний диаметр окружности вершин зубьев:

$$d_{ae} = d_e + 2m_e \cos \delta; \quad (4.4)$$

– внешний диаметр окружности впадин зубьев:

$$d_{ae} = d_e - 2,4m_e \cos \delta; \quad (4.5)$$

– внешнее конусное расстояние:

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2}; \quad (4.6)$$

– среднее конусное расстояние:

$$R_m = R_e - 0,5b; \quad (4.7)$$

– коэффициент ширины венца колеса:

$$\Psi_{Re} = \frac{b}{R_e}; \quad (4.8)$$

– углы головки и ножки зуба:

$$\theta_a = \operatorname{arctg} \left(\frac{m_e}{R_e} \right), \quad \theta_f = \operatorname{arctg} \left(\frac{1,2m_e}{R_e} \right); \quad (4.9)$$

– средний модуль зубьев:

$$m_m = m_e - \frac{b}{z_1} \sin \delta_1; \quad (4.10)$$

– средний делительный диаметр:

$$d_m = m_m z. \quad (4.11)$$

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

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

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{z_2}{z_1} = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1. \quad (4.12)$$

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

4.2. Силы в зацеплении с прямыми зубьями. Особенности расчетов на контактную прочность и усталостный изгиб

Как и в зубчатых цилиндрических передачах, в конических прямозубых передачах нормальная сила, действующая в зацеплении, раскладывается на три составляющие (рис. 4.3).

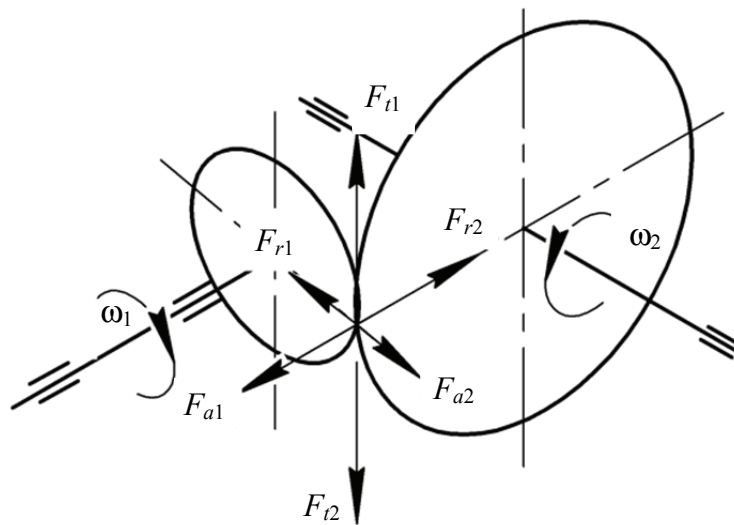


Рис. 4.3. Силы в зацеплении конических передач

Окружные силы определяют по следующим формулам:

$$F_{t1} = \frac{T_1}{d_{m1}}, \quad (4.13)$$

$$F_{t2} = \frac{T_2}{d_{m2}}, \quad (4.14)$$

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

Радиальные силы находят из следующих условий:

$$F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1, \quad (4.15)$$

$$F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2, \quad (4.16)$$

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

Осевые силы вычисляют из выражений

$$F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1, \quad (4.17)$$

$$F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_2. \quad (4.18)$$

Расчет зубчатых конических прямозубых передач. Расчет зубчатых конических 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 прямозубых передач. При проектном расчете находят средний делительный диаметр шестерни:

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} \sqrt{u^2 + 1}}{K_{H\theta} \Psi_{bd}^2 [\sigma_F]^2}}, \quad (4.19)$$

где K_d – вспомогательный коэффициент ($K_d = 78 \text{ МПа}^{1/3}$ для стальных прямозубых конических колес), вычисляемый по формуле

$$K_d = \sqrt[3]{(Z_H Z_M)^2 \cdot 2K_{Hv}}, \quad (4.20)$$

здесь Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряжения поверхности зубьев; Z_M – коэффициент, учитывающий механические свойства материала; K_{Hv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении;

T_2 – вращающий момент на колесе, Н · м; $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения венца; u – передаточное число; $K_{H\theta}$ – коэффициент, учитывающий снижение контактной прочности конической передачи по сравнению с цилиндрической ($K_{H\theta} = 0,85$); ψ_{bd} – коэффициент ширины (длины) зуба; $[\sigma_F]$ – допускаемые усталостные напряжения изгиба, Н/мм².

После уточнения геометрии зацепления проводят проверочный расчет на контактные напряжения:

$$\sigma_H = Z_H Z_M \sqrt{\frac{2T_2 \sqrt{u^2 + 1}}{K_{H\theta} \psi_{bd} d_1^3 u}} K_{H\beta} K_{Hv}, \quad (4.21)$$

где Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряжения поверхности зубьев; Z_M – коэффициент, учитывающий механические свойства материала; T_2 – вращающий момент на колесе, Н · м; u – передаточное число; $K_{H\theta}$ – коэффициент, учитывающий снижение контактной прочности конической передачи по сравнению с цилиндрической ($K_{H\theta} = 0,85$); ψ_{bd} – коэффициент ширины (длины) зуба; d_1 – диаметр делительной окружности шестерни, мм; $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца; K_{Hv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении.

При этом должно выполняться следующее условие:

$$0,9[\sigma_H] \leq \sigma_H \leq 1,05[\sigma_H]. \quad (4.22)$$

Если эти условия не соблюдаются, то необходимо изменить 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:

$$m_m \geq 14 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{F\beta}}{0,85 z_1^2 \psi_{bd} [\sigma_F]} \frac{Y_F}{[\sigma_F]}}, \quad (4.23)$$

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; $[\sigma_F]$ – допускаемые усталостные напряжения изгиба, Н/мм².

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

$$\sigma_F = Y_F \frac{T_2 K_{F\beta} K_{Fv}}{K_{F\theta} u z_1^2 \psi_{bd}}, \quad (4.24)$$

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

При этом для открытых передач должно выполняться условие

$$0,9[\sigma_F] \leq \sigma_F \leq 1,05[\sigma_F], \quad (4.25)$$

а для закрытых:

$$\sigma_F \leq 1,05[\sigma_F]. \quad (4.26)$$

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

Тема 5

ПЛАНЕТАРНЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

5.1. Планетарные зубчатые передачи. Область применения и классификация

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

Поясним конструкцию планетарных передач на примере простого планетарного механизма с цилиндрическими зубчатыми колесами (рис. 5.1).

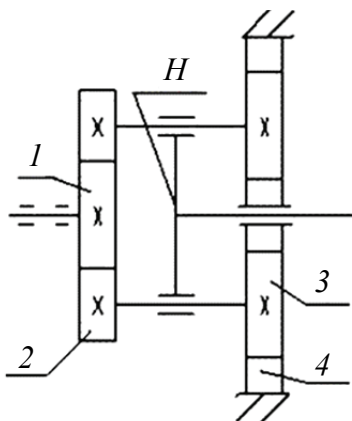


Рис. 5.1. Кинематическая схема планетарной передачи:
 1 – центральное колесо; $2, 3$ – сателлиты;
 4 – центральное неподвижное колесо;
 H – водило

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 .

Достоинствами планетарных передач являются:

- 1) малые габаритные размеры и масса;
- 2) удобство использования таких механизмов для компоновки машин;
- 3) планетарные передачи работают с меньшим шумом, чем обычные зубчатые;
- 4) малые нагрузки на опоры;
- 5) возможность получать большие передаточные числа при небольшом количестве зубчатых колес и малых габаритах.

К *недостаткам* относятся:

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

По количеству свободных звеньев планетарные передачи бывают:

- 1) планетарные;
- 2) дифференциальные.

Исходя из взаимного расположения осей планетарные передачи подразделяются на следующие виды:

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

В зависимости от количества ступеней различают планетарные передачи:

- 1) одноступенчатые;
- 2) многоступенчатые.

По количеству связанных между собой передач планетарные механизмы бывают:

- однорядные;
- многорядные.

Исходя из способа соединения рядов выделяют планетарные передачи:

- 1) последовательные;
- 2) параллельные;
- 3) смешанные.

В зависимости от типа зубчатых колес планетарные механизмы делят на следующие виды:

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

По соотношению выходных характеристик ведомых звеньев различают планетарные передачи:

- 1) симметричные;
- 2) несимметричные.

5.2. 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, так как 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.

Расчет кинематики планетарного механизма выполним на примере планетарного редуктора, схема которого изображена на рис. 5.1 (см. на с. 38). Для удобства скорости вращения отдельных элементов механизма представим в виде таблицы.

Угловые скорости вращения звеньев редуктора и приведенного механизма

Звенья планетарного механизма	Скорости вращения звеньев	
	редуктор	приведенный механизм
Колесо 1	ω_1	$\omega_1 - \omega_H$
Сателлит 2	ω_2	$\omega_2 - \omega_H$
Сателлит 3	ω_3	$\omega_2 - \omega_H$
Колесо 4	$\omega_4 = 0$	$-\omega_H$
Водило H	ω_H	0

Для простой передачи (т. е. при заторможенном водиле) передаточное число равно:

$$u_{1H}^4 = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}. \quad (5.1)$$

Разделив числитель и знаменатель левой части на $-\omega_H$, получим:

$$\frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}. \quad (5.2)$$

С учетом того, что

$$u_{1H}^4 = \frac{\omega_1}{\omega_H}, \quad (5.3)$$

передаточное число будет равно:

$$u_{1H}^4 = 1 - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}. \quad (5.4)$$

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

Условие соосности. Это условие определяет равенство межосевых расстояний. Для схемы, представленной на рис. 5.2:

$$\frac{d_1}{2} + d_2 = \frac{d_3}{2}, \quad (5.5)$$

или

$$z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2}. \quad (5.6)$$

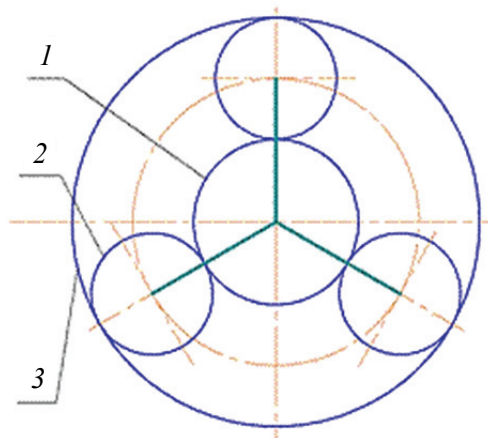


Рис. 5.2. Схема планетарной передачи:
1, 3 – центральные колеса; 2 – сателлит

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 число зубьев центрального колеса кратно числу сателлитов. Для механизма, показанного на рис. 5.2, число сателлитов $c = 3$:

$$\frac{z_1}{c} = \text{целое число}, \quad (5.7)$$

$$\frac{z_3}{c} = \text{целое число}. \quad (5.8)$$

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, представленного на рис. 5.2:

$$(z_1 + z_2) \sin\left(\frac{\pi}{c}\right) > (z_2 + 2), \quad (5.9)$$

$$2\left(\frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2}\right) \sin\left(\frac{\pi}{c}\right) > 2\left(\frac{d_2}{2} + m\right). \quad (5.10)$$

5.3. Силы в зацеплении и КПД передачи, особенности ее расчета

Рассмотрим планетарный механизм, схема которого приведена на рис. 5.2.

Исходя из условия равновесия центрального колеса и сателлита, можно записать выражение для расчета окружной силы, действующей в зацеплении центрального колеса 1 и сателлита 2:

$$F_{t1} = \frac{2T_1 K_H}{d_1 c}, \quad (5.11)$$

где T_1 – вращательный момент, Н · м; K_H – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между сателлитами; c – число сателлитов; d_1 – диаметр делительной окружности центрального колеса, мм.

Коэффициент K_H 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:

$$\eta = 1 - (\psi_3 + \psi_n + \psi_r), \quad (5.12)$$

где ψ_3 – коэффициент потерь в зацеплении; ψ_n – коэффициент потерь в подшипниках; ψ_r – коэффициент гидравлических потерь.

Потери на трение в зацеплении ψ_3 планетарных передач могут быть как меньше, так и больше, чем в простых передачах. Эти потери зависят от схемы и параметров передачи. Это является одной из особенностей планетарных передач.

Потери в подшипниках $\psi_{\text{п}}$ планетарной передачи меньше, чем в простой передаче, так как при симметричном расположении сателлитов силы в зацеплениях уравниваются и не нагружают валы и опоры.

Гидравлические потери $\psi_{\text{г}}$ в планетарной передаче при смазке погружением сателлитов в масляную ванну могут быть значительно больше, чем в простой передаче. 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 применять смазку разбрызгиванием или струйную.

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 рассматриваются колеса 1 и 2 (см. рис. 5.2 на с. 41), для внутреннего зацепления – колеса 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 применяются формулы, ранее рассмотренные, с учетом числа сателлитов и коэффициентов неравномерности распределения нагрузки между зубьями $K_{\text{н}}$.

5.4. 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 используют 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 назначить 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 его зубьями 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 HRC_s). Высокая твердость рабочих поверхностей зубьев достигается объемной и поверхностной закалкой, а также химико-термической обработкой (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 обоих колес > 350 НВ зубчатые колеса 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. Используют в условиях крупносерийного и массового производства в средне- и высоконагруженных передачах.

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

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).

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

Пластмассы. Используются 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.

Тема 6

ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

6.1. Общие сведения. Область применения. Классификация. Передатки с глобоидным и цилиндрическим червяками

Червячная передача – это зубчато-винтовая передача, движение в которой осуществляется по принципу винтовой пары. В состав червячной передачи входит червяк и червячное колесо. В большинстве случаев ведущим является червяк – цилиндр с нарезанными витками трапецеидальной формы в поперечном сечении.

Венец червячного колеса имеет зубья дугообразной формы, обхватывающие витки червяка, что увеличивает длину контактных линий в зоне зацепления. Параметрам червяка присписывается индекс «1», а параметрам колеса – индекс «2».

Достоинствами червячной передачи являются:

- 1) возможность получения больших передаточных чисел (в отдельных случаях в не силовых передачах до 1000, обычно от 8 до 80, редко до 110);
- 2) возможность передавать крутящий момент под углом (обычно 90°);
- 3) плавность и бесшумность работы;
- 4) компактность и сравнительно небольшая масса конструкции;
- 5) возможность получения самотормозящей передачи (допускающей передачу движения только от червяка к колесу). Самоторможение червячной передачи позволяет выполнить механизм без тормозного устройства, препятствующего обратному вращению колеса.

К *недостаткам* червячной передачи относятся:

- сравнительно низкий КПД (табл. 6.1) вследствие скольжения витков червяка по зубьям колеса (коэффициент трения скольжения больше коэффициента трения качения примерно в 10 раз);
- повышенный износ и склонность к заеданию;
- необходимость применения для венцов червячных колес дорогих антифрикционных материалов (бронза, латунь, которые стоят в 4 и более раз дороже, чем сталь);

– значительное выделение теплоты в зоне зацепления червяка с колесом;

– повышенные требования к точности сборки (точное межосевое расстояние, совпадение главных плоскостей колеса и червяка).

Червячные передачи используются в механизмах, где необходимы большие передаточные отношения и высокая кинематическая точность (например, делительные устройства, механизмы наведения, поворота и т. д.); для передачи вращательного движения между скрещающимися валами (угол скрещивания осей обычно составляет 90°); при небольших и средних мощностях, обычно не превышающих 50 кВт (из-за низкого КПД и склонности к заеданию, а также при периодической, кратковременной работе). Применение передач при больших мощностях неэкономично из-за сравнительно низкого КПД и требует специальных мер для охлаждения передачи во избежание сильного нагрева.

Таблица 6.1

Значение КПД в зависимости от числа заходов червяка

Передаточное число передачи u	Число заходов червяка z_1	КПД передачи с учетом потерь на трение в подшипниках
Свыше 30	1	0,70–0,75
Свыше 14 до 30	2	0,75–0,82
До 14	4	0,82–0,92

Для снижения силы трения используют дорогие антифрикционные материалы (чаще всего на медной основе), из которых изготавливается зубчатый венец червячного колеса, что является их основным недостатком. Для уменьшения температуры следует увеличить внешнюю поверхность корпуса редуктора за счет выполнения на нем ребер, установить дополнительно крыльчатку на валу червяка или применять искусственное охлаждение смазки.

Для снижения силы трения в зацеплении и тем самым повышения КПД передачи кроме использования дорогостоящего антифрикционного материала необходимо при сборке редуктора добиваться получения максимального «пятна контакта». «Пятно контакта» – это сумма линий контакта боковых поверхностей витков червяка и зубьев червячного колеса. Увеличение «пятна контакта» приводит к уменьшению удельного давления на поверхности и тем самым к увеличению толщины масляного слоя, снижению коэффициента трения, уменьшению силы трения и, как следствие, к повышению КПД. Рост скорости скольжения также способствует увеличению толщины масляного слоя

за счет того, что смазка в силу своей упругости не успевает выдавливаться из зоны контакта, и тем самым повышению значения КПД.

Вот почему червячную передачу желательно устанавливать на быстроходной ступени привода (сразу после двигателя) или использовать многозаходный червяк, что приводит к увеличению угла подъема винтовой линии (γ), повышению скорости скольжения и увеличению КПД (табл. 6.1). Повышению КПД червячного зацепления способствует применение специальных масел с противозадирными добавками, а также циркуляционное смазывание зацепления, при котором меньше энергии затрачивается на разбрызгивание и перемешивание масла. Кроме того, для уменьшения коэффициента трения витки червяка термообрабатывают, шлифуют и даже полируют. В результате снижается сила трения и повышается КПД.

Различают червячные передачи с верхним (рис. 6.1, б, в), нижним (рис. 6.1, а, г) и боковым (рис. 6.1, д, е) расположением червяка относительно червячного колеса. Кроме того, червячные передачи классифицируют по количеству заходов червяка (одно- и многозаходные (2, 4)); форме червяка (цилиндрические и глобоидные); форме поверхности витка червяка (архимедовы, эвольвентные, конволютные); направлению витков (правое и левое).

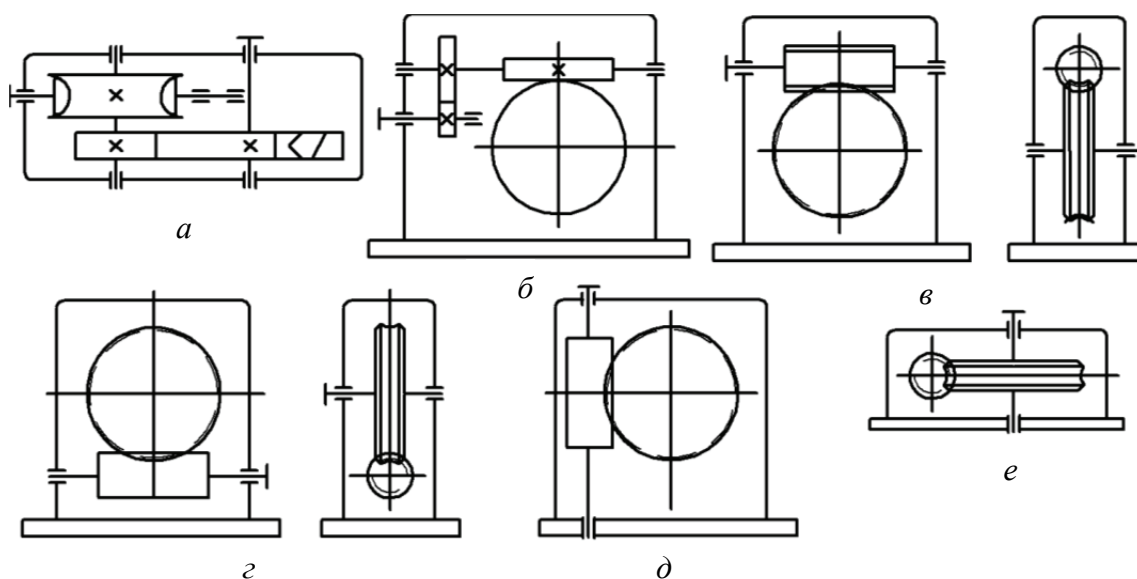


Рис. 6.1. Кинематические схемы червячных редукторов:

- а* – двухступенчатый червячно-цилиндрический с нижним расположением червяка;
- б* – двухступенчатый цилиндрическо-червячный с верхним расположением червяка;
- в* – одноступенчатый с верхним расположением червяка;
- г* – одноступенчатый с нижним расположением червяка;
- д* – одноступенчатый с боковым вертикальным расположением червяка;
- е* – одноступенчатый с боковым горизонтальным расположением червяка

Наибольшее распространение получили червячные передачи с цилиндрическим *червяком*, имеющим архимедов профиль витка. Червяки изготавливают из углеродистой или легированной стали. Они могут выполняться заодно с валом или насадными. Для увеличения КПД боковые поверхности червяка подвергают термической обработке, шлифуют, а иногда и полируют.

Червячные колеса могут быть выполнены как цельными, так и составными. В последнем случае колесо состоит из чугунного или стального центра и закрепленного на нем бронзового (либо другого антифрикционного материала) обода (венца). При малых размерах колеса из антифрикционных материалов, а также чугунные любых размеров производят цельными.

6.2. Кинематика и геометрические параметры червячных передач. Силы в зацеплении

Червяк (рис. 6.2) в большинстве случаев изготавливают заодно с валом, при этом резьба может быть получена фрезерованием или нарезана на токарном станке.

Червячное колесо (рис. 6.2) по экономическим соображениям выполняется составным. Оно состоит из бронзового венца и чугунного либо стального центра. Венец и центр получают путем отливки. Соединение венца и центра осуществляется при помощи глухой посадки с натягом или с помощью болтов, поставленных без зазора.

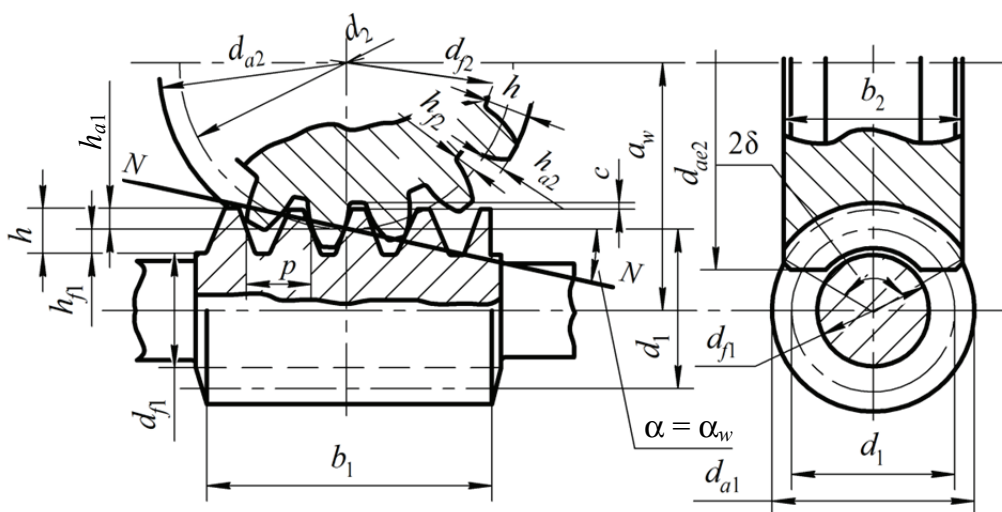


Рис. 6.2. Основные параметры червячного зацепления

Во время работы происходит уменьшение натяга, так как бронзовый венец больше нагревается, чем чугунный центр, а также вследствие большего значения коэффициента линейного расширения бронзы, чем чугуна (стали).

В последнее время находит применение отливка бронзового венца на ранее изготовленный чугунный центр. При этом способе соединения венца с центром не требуется дополнительного крепления винтами или болтами. В некоторых случаях червячные колеса изготавливают сплошными. Соотношения геометрических параметров червяка приведены в табл. 6.2, а червячного колеса – в табл. 6.3.

На торцах зубьев выполняют фаски размером $f = 0,5m$ с округлением до стандартного значения по ГОСТ 1048 (1-й ряд по ГОСТ 1048: ...0,4; 0,6; 1,0; 1,6; 2,5; 4,0...). Угол фаски $\alpha_{\text{ф}} = 45^\circ$.

Таблица 6.2

Геометрические параметры червяка

Параметр	Расчетная формула
Диаметр делительной окружности, мм	$d_1 = m_{\text{ст}} q_{\text{ст}}$
Диаметр начальной окружности, мм	$d_{\text{w1}} = m_{\text{ст}} q_{\text{ст}}$
Диаметр окружности выступов, мм	$d_{\text{a1}} = m_{\text{ст}} (q_{\text{ст}} + 2)$
Диаметр окружности впадин, мм	$d_{\text{f1}} = m_{\text{ст}} (q_{\text{ст}} - 2,4)$
Длина нарезной части червяка, мм, при числе заходов: – $z_1 = 1$ и $z_1 = 2$ с коэффициентом смещения $X_2 = +1,0$ $X_2 = +0,5$ $X_2 = 0$ $X_2 = -0,5$ $X_2 = -1,0$	$b_1 \geq m_{\text{ст}} (12 + 0,10z_2)$ $b_1 \geq m_{\text{ст}} (11 + 0,10z_2)$ $b_1 \geq m_{\text{ст}} (11 + 0,06z_2)$ $b_1 \geq m_{\text{ст}} (8 + 0,06z_2)$ $b_1 \geq m_{\text{ст}} (10,5 + z_1)$
– $z_1 = 4$ с коэффициентом смещения $X_2 = +1,0$ $X_2 = +0,5$ $X_2 = 0$ $X_2 = -0,5$ $X_2 = -1,0$	$b_1 \geq m_{\text{ст}} (13 + 0,10z_2)$ $b_1 \geq m_{\text{ст}} (12,5 + 0,10z_2)$ $b_1 \geq m_{\text{ст}} (12,5 + 0,09z_2)$ $b_1 \geq m_{\text{ст}} (9,5 + 0,09z_2)$ $b_1 \geq m_{\text{ст}} (10,5 + z_1)$

Примечание. Для шлифуемых и фрезеруемых червяков длину b_1 следует увеличить на 25 мм при $m < 10$ мм; на 35–40 мм при $m = 10–16$ мм; на 50 мм при $m > 16$ мм.

Геометрические параметры червячного колеса

Параметр	Расчетная формула
Диаметр делительной окружности, мм	$d_2 = mz_2$
Диаметр начальной окружности, мм	$d_{w2} = m(z_2 + 2X_2)$
Диаметр окружности выступов, мм	$d_{a2} = m(z_2 + 2 + 2X_2)$
Диаметр окружности впадин, мм	$d_{f2} = m(z_2 - 2,4 + 2X_2)$
Ширина венца колеса, мм, при числе заходов: – $z_1 = 1$ и $z_1 = 2$	$b_2 \leq 0,75d_1$
– $z_1 = 4$	$b_2 \leq 0,67d_1$
Наибольший диаметр червячного колеса, мм	$d_{ae2} \leq d_{a2} + 6m / (z_1 + 2)$
Толщина обода (венца) и диска, мм	$a = (2-4)m$
Толщина диска, связывающего ступицу и обод, мм	$c = (1,0-1,2)a$
Диаметр отверстий в диске, мм	$D_{отв} = d_{f2} - 4a - d_{ст2} / (2,5-4,0)$
Диаметр ступицы, мм	$d_{ст2} = (1,6-1,8)d_{вал}$
Длина ступицы, мм	$l_{ст2} \leq (1,6-1,8)d_{вал}$
Размеры крепежного винта или болта, мм: – диаметр	$d_{винта} = (0,6-0,7)a$
– длина	$l_{винта} = (2-3)a$

Примечание. Под размером $d_{вал}$ понимают диаметр вала под ступицей колеса, мм.

Силы в зацеплении. Схема сил в зацеплении червячной передачи приведена на рис. 6.3.

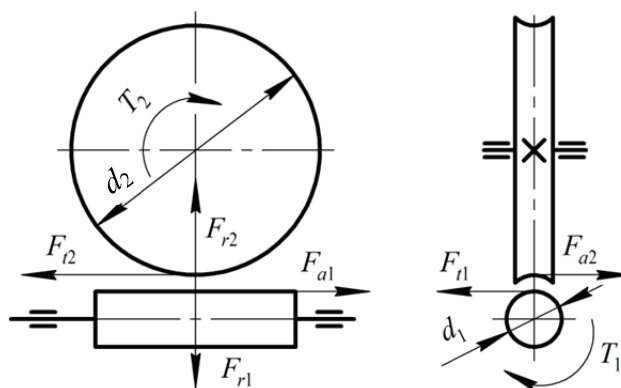


Рис. 6.3. Силы в червячной передаче

Окружное усилие на червяке F_{t1} равно осевому усилию на червячном колесе F_{a2} (без учета КПД):

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2000T_1}{d_1}, \quad (6.1)$$

где T_1 – крутящий момент на валу червяка, Н · м; d_1 – диаметр делительной окружности червяка, мм.

Окружное усилие на червячном колесе F_{t2} равно осевому усилию на червяке F_{a1} :

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2000T_2}{d_2}, \quad (6.2)$$

где T_2 – крутящий момент на валу червячного колеса, Н · м; d_2 – диаметр делительной окружности червячного колеса, мм.

Радиальное усилие на червяке F_{r1} равно радиальному усилию на червячном колесе F_{r2} :

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_w, \quad (6.3)$$

где α_w – угол зацепления, град ($\alpha_w = 20^\circ$).

6.3. Критерии работоспособности.

Расчет зубьев червячного колеса

на контактную прочность и изгиб.

КПД червячной передачи. Тепловой расчет

Исходными данными для расчета передачи являются: крутящий момент на валу червячного колеса T_2 , Н · мм; угловая скорость ведомого вала ω_2 , с^{-1} ; передаточное число передачи u .

Закрытые червячные передачи рассчитывают на прочность по усталостным контактным напряжениям с последующей проверкой зубьев червячного колеса как на контактную прочность, так и на усталостный изгиб как менее прочных по сравнению с витками червяка. Также производят проверочный расчет вала червяка на жесткость. Кроме того, после определения размеров корпуса выполняют тепловой расчет червячного редуктора.

При проектировочном расчете определяют ориентировочное значение межосевого расстояния червячной передачи исходя из контактной выносливости поверхностей зубьев червячного колеса.

Условие прочности по контактным напряжениям имеет вид

$$\sigma_H = \frac{170}{\frac{z_2}{q}} \sqrt{\left[\frac{\frac{z_2}{q} + 1}{a_w} \right]^3} T_2 K_H \cdot 10^3 \leq [\sigma_H], \quad (6.4)$$

где z_2 – число зубьев колеса; q – коэффициент толщины червяка; a_w – межосевое расстояние, мм; T_2 – крутящий момент на валу колеса, Н · м; K_H – коэффициент нагрузки, определяемый по формуле

$$K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha}, \quad (6.5)$$

здесь $K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца колеса (при постоянной нагрузке $K_{H\beta} = 1$); $K_{H\alpha}$ – коэффициент динамической нагрузки, зависящий от скорости скольжения и принятой степени точности изготовления червячной пары.

Должно выполняться следующее условие: $0,9[\sigma_H] \leq \sigma_H \leq 1,05[\sigma_H]$. Если это условие не соблюдается, то необходимо выбрать другие значения $m_{ст}$ и $q_{ст}$ и вновь выполнить проверочный расчет. При повторном невыполнении условия прочности следует выбрать другой материал с учетом фактической скорости скольжения и вновь произвести проектный и проверочный расчеты передачи.

Расчетное межосевое расстояние при проектировочном расчете находят по формуле

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left[\frac{170}{[\sigma_H] \frac{z_2}{q}} \right]^2 T_2 K_H \cdot 10^3 }, \quad (6.6)$$

где z_2 – число зубьев червячного колеса, определяемое по формуле

$$z_2 = z_1 u, \quad (6.7)$$

здесь z_2 – целое число, причем $z_2 \geq 26$; z_1 – число заходов червяка; u – передаточное число;

q – коэффициент диаметра червяка. Предварительно принимают $q = 0,25z_2$; $[\sigma_H]$ – допускаемые контактные напряжения для материала колеса, Н/мм²; T_2 – крутящий момент на валу колеса, Н · м; K_H – коэффициент динамической нагрузки ($K_H = 1,1$).

Проверочный расчет на выносливость при изгибе. Напряжения изгиба зубьев червячного колеса вычисляются по формуле

$$\sigma_F = \frac{1400 T_2 K_F Y_F}{d_2 b_2 m_{ст}} \leq [\sigma_F], \quad (6.8)$$

где T_2 – крутящий момент на валу червячного колеса, Н · м; K_F – коэффициент распределения нагрузки ($K_F = 1,1$); Y_F – коэффициент, учитывающий форму зуба; d_2 – делительный диаметр колеса, мм; b_2 – ширина венца колеса, мм; $m_{ст}$ – стандартный модуль, мм.

Расчет вала червяка на жесткость. Достаточная жесткость червяка обеспечивает правильность зацепления червячной пары. Критерием жесткости является значение прогиба f , мм, в среднем сечении червяка, которое не должно превышать допустимого $f \leq [f]$.

Обычно принимают $[f] = (0,005-0,01)m_{ст}$ и определяют по формуле

$$f = \frac{L^3 \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}}{48EI_{пр}} \leq [f], \quad (6.9)$$

где L – расстояние между опорами червяка, мм, вычисляемое из соотношения

$$L = (0,9-1,0)d_2, \quad (6.10)$$

здесь d_2 – диаметр делительной окружности червячного колеса, мм; F_{t1} , F_{r1} – соответственно окружная и радиальная силы для червяка, Н; E – модуль упругости материала червяка, МПа (для стали $E = 2 \cdot 10^5$ МПа); $I_{пр}$ – момент инерции сечения червяка, мм⁴, равный

$$I_{пр} = \frac{\pi d_{f1}^4}{64} \left(0,375 + 0,625 \frac{d_{a1}}{d_{f1}} \right), \quad (6.11)$$

здесь d_{f1} – диаметр окружности впадин витков червяка, мм; d_{a1} – диаметр окружности вершин витков червяка, мм.

В случае неудовлетворительного результата расчета на жесткость следует уменьшить расстояние между опорами червяка или увеличить коэффициент диаметра червяка q и после этого произвести перерасчет геометрических параметров передачи.

Тепловой расчет червячной передачи. При работе червячной передачи часть мощности расходуется на преодоление сил трения, в результате чего происходит нагревание редуктора. Выделяемое тепло отводится в окружающую среду через стенки корпуса редуктора. В случае недостаточного отвода тепла редуктор перегревается и выходит из строя. Поэтому необходимо производить тепловой расчет с целью определения температуры масла, которая не должна превышать допустимой величины.

Температуру масла вычисляют по формуле

$$t_m = t_b + \frac{(1-\eta)P_1}{K_t A_{ред}} \leq [t_m], \quad (6.12)$$

где t_b – температура окружающей среды, °С (обычно $t_b = 20^\circ\text{C}$); η – коэффициент полезного действия (КПД) передачи, равный

$$\eta = (0,95-0,96) \frac{\operatorname{tg}\gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')}, \quad (6.13)$$

здесь γ – угол наклона винтовой линии червяка, град; ρ' – приведенный угол трения, град;

P_1 – мощность на валу червяка, Вт; K_t – коэффициент теплопередачи, Вт/(м² · °С); $A_{\text{ред}}$ – площадь поверхности охлаждения, м², определяемая после выполнения компоновки или рассчитываемая по эмпирической зависимости

$$A_{\text{ред}} = 12 \left(\frac{a_w^{\text{yt}}}{1000} \right)^{1,71}, \quad (6.14)$$

здесь a_w^{yt} – уточненное межосевое расстояние, мм;

$[t_m]$ – допускаемая температура масла (80–90°С).

Если условие (6.12) не выполняется, необходимо увеличить площадь поверхности охлаждения $A_{\text{ред}}$, установив ребра охлаждения, или применить другой способ охлаждения.

Тема 7

ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

7.1. Общие сведения и классификация приводных цепей. Конструкции звездочек. Основные геометрические параметры

Цепной передачей (рис. 7.1) называется механизм, служащий для передачи вращательного движения между параллельными валами при помощи двух (и более) жестко закрепленных на них зубчатых колес – звездочек и надетой на них бесконечной цепи.

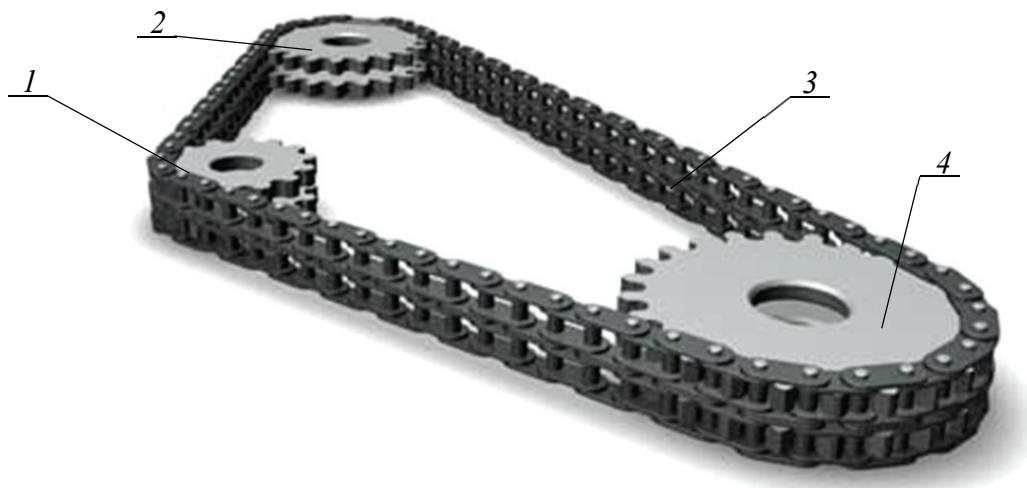


Рис. 7.1. Цепная передача:
1 – ведущая звездочка; 2, 4 – ведомые звездочки; 3 – цепь

Цепная передача – механическая передача зацеплением с гибкой связью.

Достоинствами цепных передач являются:

- 1) возможность использования при больших межосевых расстояниях (до 8 м);
- 2) меньшие габаритные размеры по сравнению с ременными передачами;
- 3) постоянство среднего передаточного числа из-за отсутствия скольжения;

4) сравнительно высокий КПД (до 98%);
5) возможность передавать крутящий момент на несколько валов с разным направлением вращения;

б) меньшая, чем в ременных передачах нагрузка на валы.

К **недостаткам** цепных передач относятся:

– неравномерность хода ведомой звездочки, особенно при малом количестве зубьев на ведущей звездочке z_1 и большом шаге p ;

– 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;

– передача энергии может осуществляться только между параллельными валами;

– необходимость точного монтажа (оси звездочек должны быть параллельны, а средние плоскости зубчатых венцов звездочек совпадать).

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 распространение 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.

По назначению цепи можно разделить на три группы:

1) грузовые;

2) тяговые;

3) приводные.

Грузовые цепи используются 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 предназначены для транспортировки грузов (транспортёры, 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 с износостойчивыми шарнирами для повышения долговечности цепи.

Дальше речь будем вести о приводных цепях.

Цепные передачи разделяют по следующим основным признакам.

В зависимости от типа цепей различают цепные передачи:

- с роликовыми;
- втулочными;
- зубчатыми цепями.

По числу рядов роликовые цепи делят:

- 1) на однорядные;
- 2) многорядные (до четырех рядов).

Исходя из числа ведомых звездочек бывают цепные передачи:

- нормальные двухзвенные;
- специальные многозвенные.

В зависимости от расположения линии, соединяющей оси звездочек, по отношению к горизонту различают цепные передачи:

- 1) горизонтальные;
- 2) наклонные;
- 3) вертикальные (требуется систематическое регулирование межосевого расстояния).

По способу регулирования провисания цепи бывают цепные передачи:

- с натяжным устройством;
- натяжной звездочкой.

В соответствии с конструктивным исполнением цепные передачи подразделяются:

- 1) на открытые;
- 2) закрытые.

Исходя из характера изменения частоты вращения ведомого вала различают цепные передачи:

- понижающие;
- повышающие.

Детали цепных передач. Главный элемент цепной передачи – приводная цепь, которая состоит из звеньев, соединенных шарнирами. Как уже ранее 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 5 пластин (рис. 7.2). В наружные пластины запрессованы валики 2, про-

пущенные через втулки 4, на которые запрессованы внутренние пластины. Валики и втулки образуют шарниры. На втулки свободно надеты закаленные ролики 3. 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.

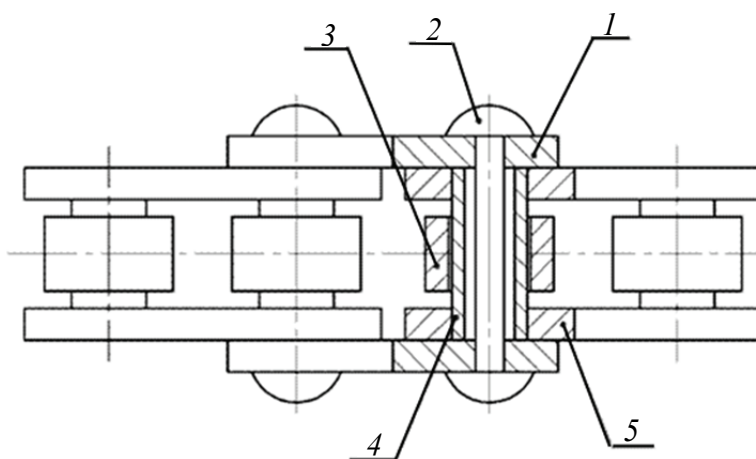


Рис. 7.2. Конструкция шарнира роликовой цепи:
 1 – наружные пластины; 2 – валики;
 3 – ролики; 4 – втулки; 5 – внутренние пластины

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. 7.3) состоят из набора пластин зубообразной формы, шарнирно соединенных между собой. 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 спада цепи со звездочки применяются направляющие пластины, расположенные по середине цепи или по бокам ее.

Шарниры зубчатых цепей бывают с трением скольжения и с трением качения.

Звездочки для втулочных и роликовых цепей имеют небольшую ширину. Поэтому их изготавливают цельными (рис. 7.4, в) или составными (рис. 7.4, а, б) из двух частей – диска с зубьями и ступицы,

которые в зависимости от материалов и назначения звездочки свариваются (рис. 7.4, *а*) или соединяются заклепками (болтами) (рис. 7.4, *б*).

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

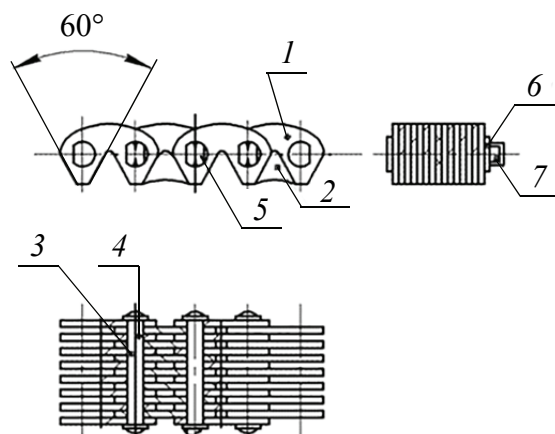


Рис. 7.3. Схема шарниров зубчатой цепи:
 1 – рабочая пластина; 2 – направляющая пластина;
 3 – удлиненная призма; 4 – внутренняя призма;
 5 – соединительная призма; 6 – шайба; 7 – шплинт

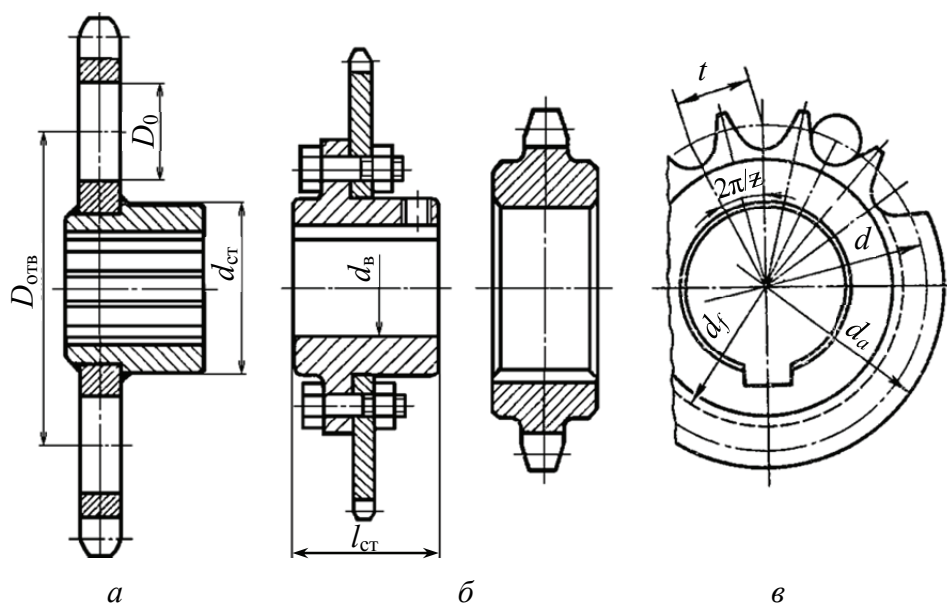


Рис. 7.4. Конструкции звездочек для роликовых и втулочных цепей:
 а – составная сварная звездочка;
 б – составная звездочка с болтовым соединением;
 в – цельная звездочка

Основные параметры звездочек роликочных и втулочных цепей. Для удобства основные геометрические параметры звездочек цепных передач роликочных и втулочных цепей (рис. 7.5) представлены в виде таблицы.

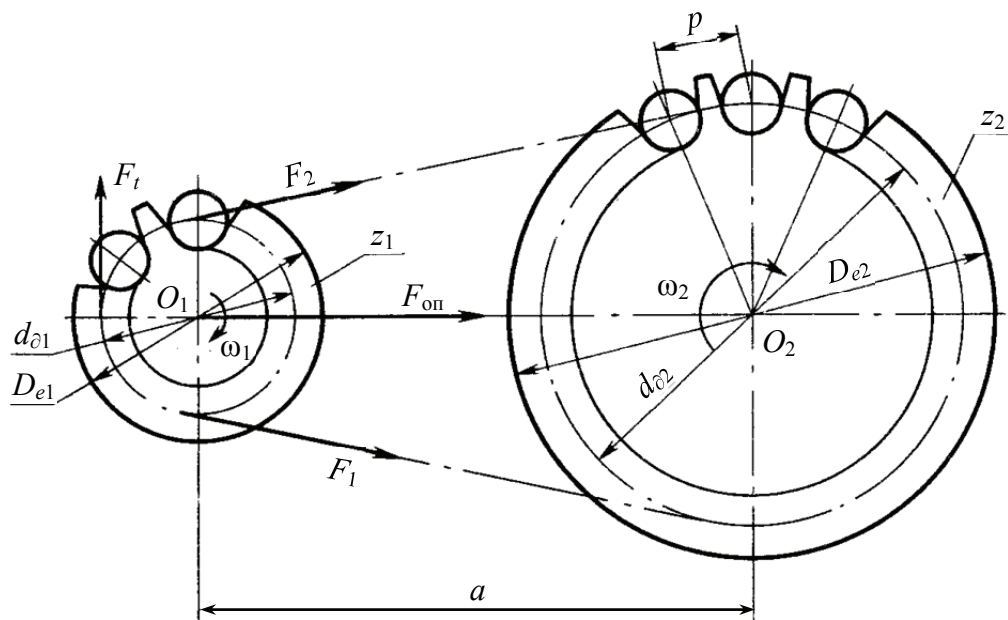


Рис. 7.5. Геометрические и силовые параметры цепной передачи

Основные геометрические параметры звездочек

Параметр	Расчетная формула
Шаг цепи p , мм	По проектному расчету
Диаметр ролика d_1 , мм	Принимают в зависимости от шага цепи p
Ширина пластины цепи h , мм	Принимают в зависимости от шага цепи p
Расстояние между внутренними пластинами b_1 , мм	Принимают в зависимости от шага цепи p
Радиус впадин r , мм	$r = 0,5025d_1 + 0,05$
Радиус закругления зуба r_1 , мм	$r_1 = 1,7d_1$
Расстояние от вершин зубьев до линии центров дуг закругления h_1 , мм	$h_1 = 0,8d_1$
Ширина зуба звездочек b , мм	$b = 0,93b_1 - 0,15$
Размер фаски f , мм	$f = 0,2b$
Делительный диаметр d_d звездочки, мм	$d_d = p / (\sin(180 / z))$
Диаметр окружности выступов D_{e1} звездочки, мм	$D_{e1} = t(0,5 + \text{ctg}(180 / z))$
Диаметр окружности впадин D_i звездочки, мм	$D_i = d_d - 2r$

7.2. Кинематические и силовые зависимости. КПД. Динамические нагрузки. Нагрузки на валы. Смазка и особенности эксплуатации цепных передач

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. Поэтому скорость цепи переменна в пределах поворота звездочки на один зуб, но средняя скорость за один оборот постоянна. Периодическое изменение скорости является причиной непостоянства передаточного числа и дополнительных динамических нагрузок, которые являются основной причиной разрушения шарниров цепи и зубьев звездочек, а также повышенного шума передачи. Для ограничения вредного влияния ударов выработаны рекомендации по выбору максимального значения шага цепи p_{\max} в зависимости от максимальной частоты вращения ведущей звездочки $n_{1\max}$.

Средняя скорость цепи определяется по формуле

$$V = pz_1 \frac{\omega_1}{2\pi} = pz_2 \frac{\omega_2}{2\pi}, \quad (7.1)$$

где p – шаг цепи, м; z_1, z_2 – число зубьев соответственно ведущей и ведомой звездочек; ω_1, ω_2 – угловые скорости звездочек, с^{-1} .

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

Из равенства скоростей цепи на звездочках передаточное отношение рассчитывается из выражения

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_1}{z_2}. \quad (7.2)$$

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 (см. рис. 7.5 на с. 61). Однако в цепной передаче, в отличие от ременной,

предварительное натяжение определяется обеспечением отсутствия чрезмерного провисания цепи от силы тяжести.

Окружная сила, передаваемая цепью, вычисляется по формуле

$$F_t = \frac{2T}{d_d}, \quad (7.3)$$

где T – крутящий момент на звездочке, Н · м; d_d – диаметр делительной окружности звездочки, мм.

Предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви находится по следующей формуле:

$$F_0 = k_f q g a, \quad (7.4)$$

где k_f – коэффициент провисания (для горизонтальных передач $k_f = 6$, для наклоненных к горизонту до 40° – $k_f = 3$, для вертикальных – $k_f = 1$); q – вес 1 м цепи, кг; g – ускорение свободного падения, м/с²; a – межосевое расстояние, м.

Натяжение цепи от центробежных сил рассчитывается следующим образом:

$$F_v = qV^2, \quad (7.5)$$

где q – вес 1 м цепи, кг; V – окружная скорость, м/с.

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

Натяжение ведущей ветви работающей передачи определяется по следующей формуле:

$$F_1 = F_t + F_0 + F_v. \quad (7.6)$$

Натяжение ведомой ветви цепи F_2 равно большему из натяжений F_0 и F_v .

Благодаря тому, что шарнир сбегавшего звена цепи упирается в зуб, сила F_2 не передается на звенья, расположенные на звездочке.

Нагрузка на валы звездочек вычисляется из выражения

$$F_b = k_b F_t + 2F_0, \quad (7.7)$$

где k_b – коэффициент нагрузки вала, который зависит от угла наклона к горизонту цепной передачи и условий работы. Направление силы F_b принимают по линии центров.

КПД и смазка. Потери мощности в цепной передаче складываются из потерь на трение в шарнирах цепи, на зубьях звездочек, в опорах валов и на перемешивание масла при смазке окуноманием. При нормальных условиях работы значение КПД находится в диапазоне $\eta = 0,92-0,95$.

Смазывание цепи оказывает существенное влияние на ее долговечность. Выбор способа смазки зависит от скорости цепи. При скорости $V \leq 4$ м/с применяют периодическую смазку ручной масляной примерно через каждые 7 ч. При $V \leq 6$ м/с используют смазку масляными-капельницами. Наиболее совершенна непрерывная смазка окутанием в масляную ванну закрытого корпуса: ведомую ветвь цепи погружают в ванну на глубину высоты пластин. В мощных быстроходных передачах применяют циркуляционную струйную смазку от насоса. При $V < 1$ м/с, не имея возможности использовать периодическое смазывание (в транспортных машинах), применяют внутришарнирную смазку, которая осуществляется погружением цепи в нагретую до разжижения пластичную смазку через 120–180 ч работы.

Для увеличения долговечности цепной передачи принимают по возможности большее число зубьев меньшей звездочки. При малом числе зубьев в зацеплении находится небольшое число звеньев, что снижает плавность передачи и увеличивает износ цепи из-за большого угла поворота шарнира.

Однако при вытягивании цепь стремится подняться по профилю зубьев, причем тем больше, чем большее число зубьев звездочки. При весьма большом числе зубьев даже у малоизношенной цепи в результате радиального сползания по профилю зубьев нарушается зацепление со звездочкой. Поэтому максимальное число зубьев большой звездочки ограничено: для втулочной цепи $z_2 \leq 90$, для роликовой цепи $z_2 \leq 120$, для зубчатой цепи $z_2 \leq 140$.

Число зубьев малой звездочки выбирают по эмпирической зависимости: $z_{1\min} = 29 - 2u$, где u – передаточное число передачи.

В приводах с быстроходными двигателями цепную передачу, как правило, устанавливают на последней ступени. Ведомую ветвь цепи рекомендуется располагать внизу во избежание подхватывания ее звеньев зубьями ведущей звездочки.

Для обеспечения достаточного самонатяжения цепи не следует делать угол наклона линии центров к горизонту $\alpha > 60^\circ$. При $\alpha > 60^\circ$ применяют оттяжную звездочку, которую устанавливают на ведомой ветви.

Поскольку цепь в поперечном сечении не обладает гибкостью, валы цепной передачи должны быть параллельными, а звездочки установлены строго в одной плоскости.

Тема 8

ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ И ВАРИАТОРЫ

8.1. Принцип работы. Общие сведения. Область применения

Фрикционная передача – механическая передача, служащая для передачи вращательного движения (или для преобразования вращательного движения в поступательное) между валами с помощью сил трения, возникающих между катками, цилиндрами или конусами, насаженными на валы и прижимаемыми один к другому (рис. 8.1).

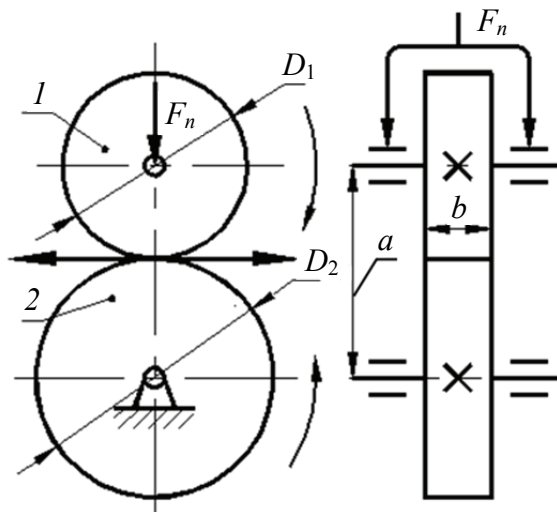


Рис. 8.1. Схема простейшей фрикционной передачи:
1 – ведущий каток; 2 – ведомый каток

К силам, действующим на элементы передачи, относятся: сила прижатия F_n катков и окружная сила F_t . Последняя находится из соотношения

$$F_t = \frac{2T_1}{D_1} \approx \frac{2T_2}{D_2}, \quad (8.1)$$

где T_1 , T_2 – крутящие моменты соответственно на ведущем и ведомых катках, Н · м; D_1 , D_2 – их диаметры, мм.

Условие работоспособности передачи следующее: $F_{тр} > F_t$, где $F_{тр}$ – сила трения между катками. На практике $F_{тр} = kF_t$, где k – коэффициент запаса сцепления (вводится для предупреждения буксования). Для силовых передач $k = 1,25–2,00$.

Как известно, $F_{тр} = fF_n$, где f – коэффициент трения. Тогда

$$F_n = \frac{kF_t}{f}. \quad (8.2)$$

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 (8.2) видно, что для передачи окружной силы F_t катки следует сжимать с силой F_n , во много раз большей 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.

Достоинствами фрикционных передач являются:

- 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.

К **недостаткам** передач относятся:

- интенсивный износ рабочих поверхностей при буксовании;
- большие нагрузки на практически все детали узла от действия прижимной силы;
- непостоянство передаточного отношения из-за проскальзывания;
- ограничение передаваемой мощности (≤ 20 кВт);
- необходимость регулирования силы прижатия катков;
- относительно низкий КПД.

В зависимости от назначения различают фрикционные передачи:

- 1) с регулируемым передаточным отношением;
- 2) с плавным, бесступенчатым регулированием передаточного отношения (вариаторы).

Исходя из взаимного расположения осей фрикционные передачи подразделяются:

- на цилиндрические (при параллельных осях);
- конические (при пересекающихся осях);
- лобовые (при перекрещивающихся осях).

В соответствии с условиями работы бывают фрикционные передачи:

- 1) открытые (работают без смазки);
- 2) закрытые (работают в масляной ванне).

Фрикционные передачи находят применение в машинах, где требуется передача механической энергии мощностью до 10 кВт, в редких случаях до 30 кВт при окружной скорости $V \leq 25$ м/с (автомобильные вариаторы способны передавать пиковые мощности до 100 кВт и более).

Фрикционные передачи с относительно постоянным передаточным отношением используют сравнительно редко. Их область применения ограничивается преимущественно кинематическими цепями приборов.

Фрикционные вариаторы используют как в кинематических, так и в силовых передачах в тех случаях, когда требуется бесступенчатое регулирование скорости (зубчатая передача не позволяет осуществить такое регулирование). Фрикционные вариаторы нашли применение в станкостроении, в сварочных и литейных машинах, в машинах текстильной, химической и бумажной промышленности, в 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.

8.2. Геометрическое и упругое скольжение, буксование, кинематические и силовые зависимости.

КПД. Расчет фрикционных передач

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 отношения определяется по формуле

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)}, \quad (8.3)$$

где ω_1, ω_2 – угловые скорости, c^{-1} ; D_1, D_2 – диаметры соответственно ведущего и ведомого катков, мм; ε – коэффициент скольжения (для металлических катков $\varepsilon = 0,01-0,03$, большие значения относятся к передачам, работающим всухую; для текстолитового катка $\varepsilon = 0,1$).

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. 8.2, а) окружные скорости на ведущем и ведомом катках равны: $V_1 = V_2$. Под нагрузкой (рис. 8.2, б) контакт осуществляется по площадке, на которой окружные скорости ведущего и ведомого катков не равны из-за упругих деформаций растяжения (+) и сжатия (-).

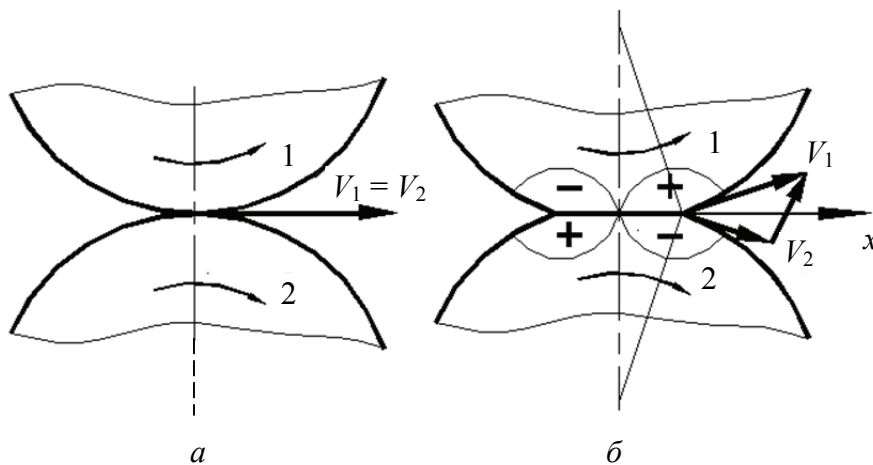


Рис. 8.2. Упругое скольжение в фрикционной передаче:
а – катки без нагрузки; б – катки под нагрузкой

Геометрическое скольжение связано с неравенством скоростей на площадке контакта, обусловленным формой ведущего и ведомого катков (рис. 8.3); для ведущего катка $V_1 = V_2$, для ведомого – $V_1 < V_2$.

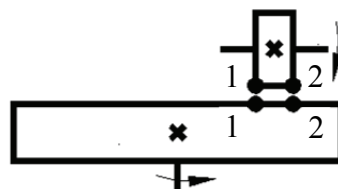


Рис. 8.3. Геометрическое скольжение в фрикционной передаче

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

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

Коэффициент полезного действия фрикционных передач в основном определяется потерями в результате относительного скольжения катков и потерями в опорах валов. Экспериментально установлено, что для закрытых передач $\eta = 0,92-0,98$, для открытых – $\eta = 0,80-0,92$.

8.3. Виды разрушения рабочих поверхностей элементов фрикционных передач. Расчет фрикционных передач

Различают следующие виды разрушения рабочих поверхностей катков:

- усталостное контактное выкрашивание;
- задир;
- износ.

Усталостное контактное выкрашивание 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.

Задира 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.

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

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

Допускаемые контактные напряжения устанавливают в зависимости от материалов катков, твердости рабочих поверхностей или предела прочности при изгибе $\sigma_{изг}$ и условий работы передачи. Ориентировочно для стальных катков, работающих всухую, $[\sigma_H] = (1,2-1,5)HВ$, МПа; для стальных катков, работающих в масляной ванне, $[\sigma_H] = (2,4-2,8)HВ$, МПа; для чугунных катков $[\sigma_H] \approx 1,5\sigma_{изг}$; для текстолитовых катков $[\sigma_H] = 80-100$ МПа.

8.4. Бесступенчатые передачи-вариаторы. Конструктивные схемы вариаторов

Вариатор – 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 ω_{2max} к его минимальной угловой скорости ω_{2min} , или отношению передаточных отношений i_{max} к i_{min} , или отношению радиусов R_{max} к R_{min} :

$$Д = \frac{\omega_{2max}}{\omega_{2min}} = \frac{i_{max}}{i_{min}} = \frac{R_{max}}{R_{min}}. \quad (8.4)$$

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

Достоинствами вариаторов являются:

- 1) плавное регулирование скорости вращения выходного звена в достаточно широком диапазоне ($D \approx 3-8$);
- 2) могут выполнять функцию предохранительного звена;
- 3) эффективное использование мощности двигателей внутреннего сгорания в трансмиссиях автотранспорта.

К **недостаткам** вариаторов относятся:

- низкая нагрузочная способность;
- интенсивный износ пар трения и, как следствие, низкая долговечность;
- требуется высокая точность изготовления отдельных деталей вариаторов;
- высокая стоимость обслуживания и ремонта.

Лобовые вариаторы применяются в винтовых прессах и приборах. Бесступенчатое изменение угловой скорости ведомого вала достигается передвижением малого катка вдоль вала, т. е. изменением радиуса R_2 (рис. 8.4). Лобовые вариаторы допускают реверсирование вращения, имеют интенсивный износ рабочих поверхностей катков и пониженный КПД вследствие разности скоростей на площадке контакта. Поскольку $R_1 = \text{const}$, диапазон регулирования лобового вариатора $D = R_{2\text{max}} / R_{2\text{min}}$.

Достоинствами лобовых вариаторов являются:

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

Среди **недостатков** можно выделить следующие:

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

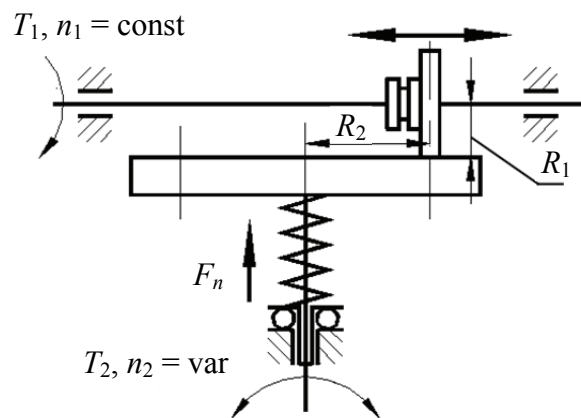


Рис. 8.4. Схема лобового вариатора

Вариаторы с раздвижными конусами 1 и 2 имеют более широкое применение в машиностроении (рис. 8.5). 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 . Диапазон регулирования у таких вариаторов не превышает пяти.

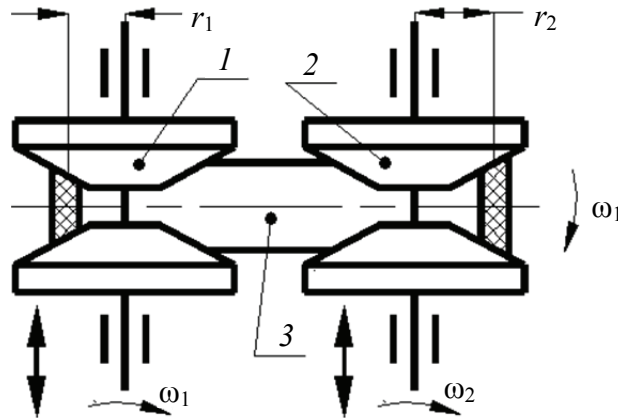


Рис. 8.5. Схема вариатора с раздвижными конусами:
 1, 2 – раздвижные конусы;
 3 – гибкая связь (ремень или цепь)

Достоинством вариатора этого типа является большая передаваемая мощность (до 30 кВт и более).

К **недостаткам** относятся:

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

Торовые вариаторы (рис. 8.6) могут работать всухую и в масляной ванне, являясь одними из наиболее совершенных. Вариатор состоит из двух соосных катков 1 и 2 с тороидальной рабочей поверхностью, между которыми зажаты два промежуточных ролика 3 и 4, наклон которых может одновременно изменяться, за счет чего достигается изменение передаточного отношения. Диапазон регулирования $D = R_{2\max} / R_{2\min}$, $D \leq 6$, $\eta = 0,90-0,95$.

Среди **достоинств** торковых вариаторов можно выделить:

- компактность;
- большой диапазон регулирования.

Недостатками этих механизмов являются:

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

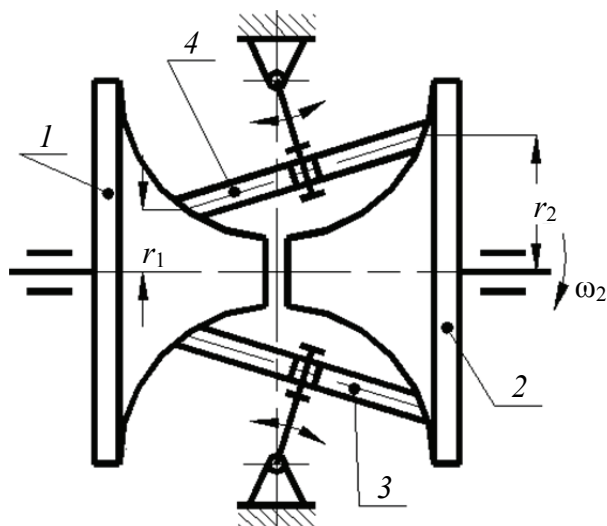


Рис. 8.6. Схема торгового вариатора:
1, 2 – соосные катки; 3, 4 – промежуточные ролики

Дисковые вариаторы. Движение передается за счет сил трения между пакетами ведущих 1 и ведомых 2 дисков (рис. 8.7). Изменение угловой скорости ведомого вала достигается перемещением ведущего в направлении стрелок, в результате чего изменяется радиус контакта R_2 , при этом $R_1 = \text{const}$. Дисковые вариаторы работают в масляной ванне, что уменьшает износ и улучшает отвод тепла.

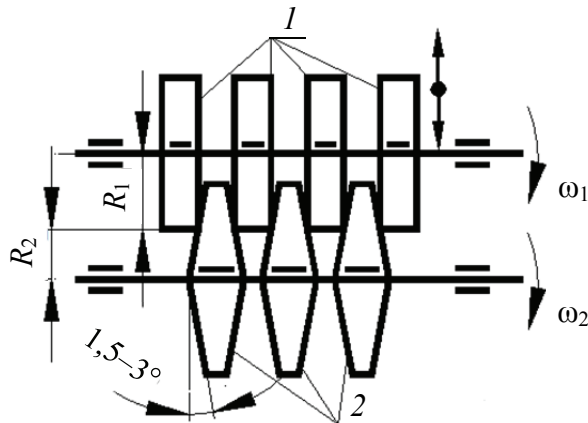


Рис. 8.6. Схема дискового вариатора:
1 – ведущие диски; 2 – ведомые диски

Расчет фрикционных пар вариаторов выполняется так же, как и для фрикционных передач с постоянным передаточным отношением.

Главное **достоинство** дискового вариатора – высокая нагрузочная способность.

Основным **недостатком** таких вариаторов является сложность конструкции.

Тема 9

РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

9.1. Общие сведения

и основные характеристики.

Область применения. Классификация

Ременная передача состоит из двух и более шкивов, закрепленных на валах, и ремня, охватывающего шкивы. Нагрузка передается силами трения, возникающими между шкивами и ремнем, который необходимо предварительно натянуть. Условие работы ременной передачи заключается в том, чтобы сила трения $F_{тр}$, возникающая между ремнем и шкивом, была больше окружной силы F_t на ведущем шкиве, т. е.

$$F_{тр} > F_t. \quad (9.1)$$

Достоинствами ременных передач являются:

- возможность передачи движения на значительные расстояния;
- плавность, бесшумность работы;
- возможность работы на высоких скоростях;
- возможность использовать как демпфирующее устройство или предохранительное звено;
- простота в изготовлении и обслуживании.

К **недостаткам** данных передач относятся:

- 1) значительные габариты;
- 2) непостоянство передаточного числа (за исключением передач с зубчатым ремнем);
- 3) повышенные силы, действующие на валы и опоры, так как для создания силы трения необходимы значительные силы натяжения;
- 4) необходимость устройств для натяжения ремня;
- 5) невысокая долговечность ремней, особенно при высоких скоростях;
- 6) необходимость предохранения ремня от попадания масла.

Ременные передачи применяют при значительных межосевых расстояниях, а также для передачи движения от одного ведущего вала нескольким ведомым в тех случаях, когда зубчатые передачи

не могут использоваться (в транспортном и химическом машиностроении, станкостроении, горно-рудном оборудовании и подъемно-транспортных устройствах).

Примечание. Мощность ременных передач обычно не превышает 50 кВт, но может быть до 200 кВт. В комбинации с зубчатой передачей ременную передачу устанавливают обычно на быстроходную ступень как менее нагруженную.

По расположению валов ременные передачи бывают:

- открытые;
- перекрестные.

В зависимости от формы сечения ремня различают ременные передачи:

- 1) с плоским ремнем;
- 2) клиновым ремнем;
- 3) поликлиновым ремнем;
- 4) круглым ремнем.

Схема ременной передачи с двумя шкивами приведена на рис. 9.1.

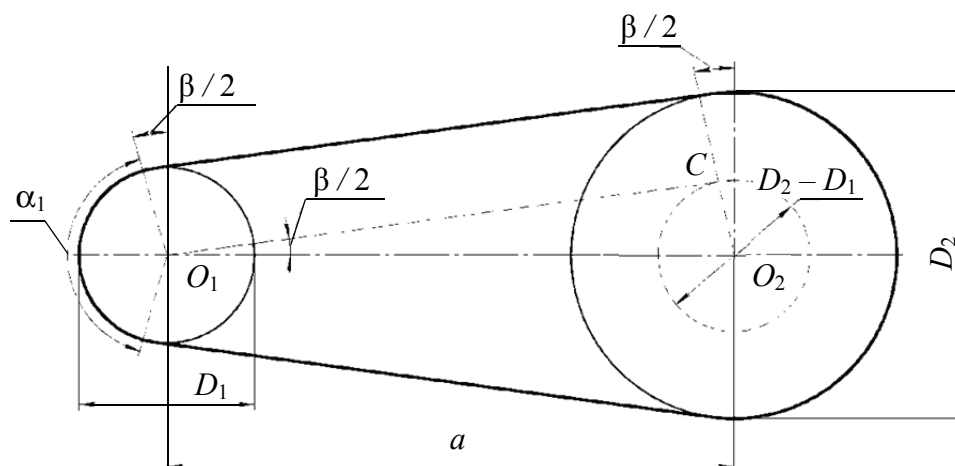


Рис. 9.1. Схема ременной передачи:

D_1 – диаметр ведущего шкива; D_2 – диаметр ведомого шкива;

a – межосевое расстояние; β – угол между ветвями ремня;

α_1 – угол обхвата ремнем малого шкива

9.2. Силы и напряжения в ремнях.

Формула Эйлера. Нагрузка на валы

Для создания силы трения между ремнем и шкивом к ремню после установки его на шкивы прикладывают начальное предварительное натяжение F_0 .

В состоянии покоя или холостого хода каждая ветвь ремня натянута одинаково с силой F_0 (рис. 9.2, а).

При приложении рабочей нагрузки T_1 происходит перераспределение натяжений в ветвях ремня: ведущая ветвь нагружается дополнительно до F_1 , ведомая ветвь ослабляется до F_2 (рис. 9.2, б).

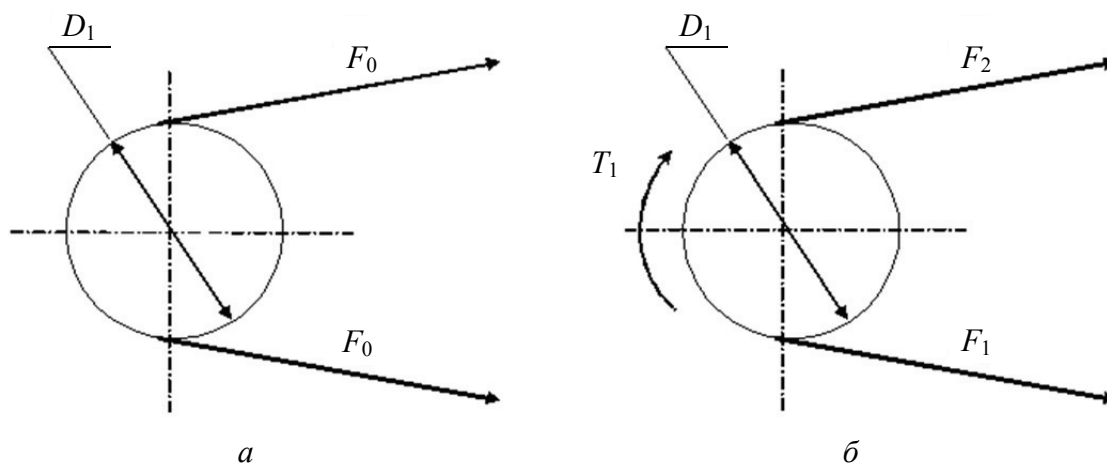


Рис. 9.2. Схема приложения сил к элементам ременной передачи:
а – без нагрузки; б – при приложении внешней нагрузки

Из условия равновесия моментов внешних сил относительно оси вращения имеем:

$$-T_1 + \frac{F_1 D_1}{2} - \frac{F_2 D_1}{2} = 0. \quad (9.2)$$

Учитывая, что $F_t = 2T_1 / D_1$, можно записать:

$$F_1 - F_2 = F_t. \quad (9.3)$$

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.

$$F_1 = F_0 + \Delta F, \quad (9.4)$$

$$F_2 = F_0 - \Delta F, \quad (9.5)$$

или

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (9.6)$$

Тогда можно записать:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}, \quad (9.7)$$

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}. \quad (9.8)$$

Эти уравнения устанавливают изменения натяжения ведущей и ведомой ветвей в зависимости от нагрузки F_t , но не вскрывают способности передавать эту нагрузку или тяговую способность передачи, которая связана с величиной силы трения между ремнем и шкивом. Такая связь была установлена Эйлером:

$$F_1 = F_t \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}, \quad (9.9)$$

$$F_2 = F_t \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}, \quad (9.10)$$

$$F_0 = \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right). \quad (9.11)$$

Условие работы ременной передачи без буксования:

$$F_0 > \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right). \quad (9.12)$$

Кроме указанных сил при обегании ремнем шкивов в нем возникает центробежная сила:

$$F_v = \rho A V^2, \quad (9.13)$$

где ρ – плотность материала ремня, кг/м³; A – площадь поперечного сечения ремня, м²; V – окружная скорость шкива, м/с.

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.

Силу, действующую на опоры, можно определить по формуле

$$F_B = 2F_0 \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right). \quad (9.14)$$

Напряжения в ремне. При работе ременной передачи напряжения по длине ремня распределяются неравномерно (рис. 9.3).

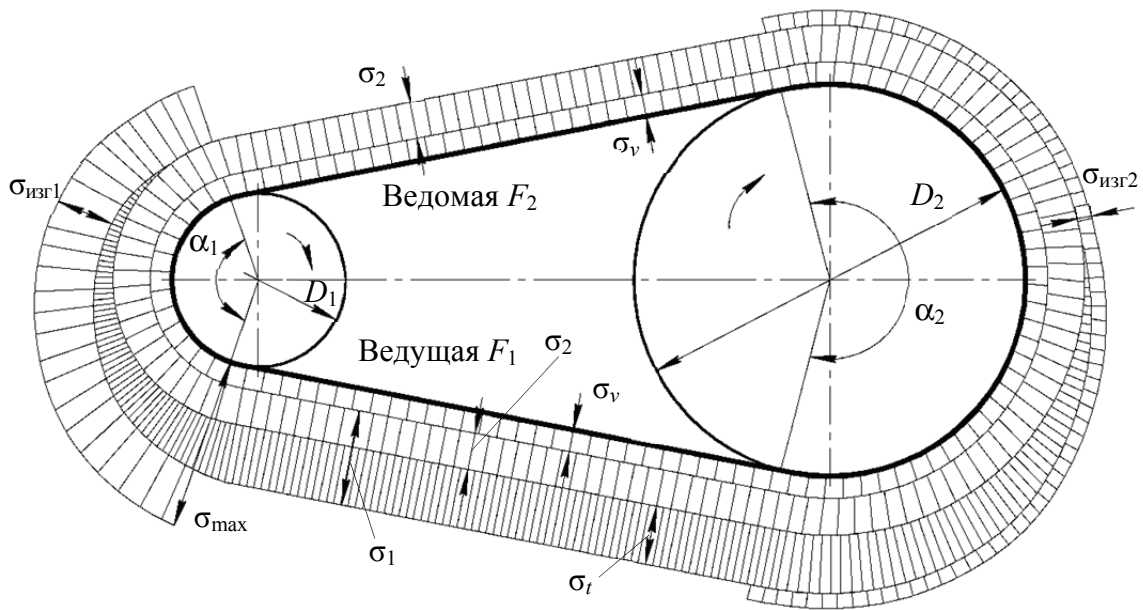


Рис. 9.3. Напряжения в ремне:

σ_0 – напряжение предварительного натяжения; σ_t – полезное напряжение от окружной силы; σ_1 – напряжение ремня на набегающей ветви; σ_2 – напряжение ремня на сбегающей ветви; σ_v – напряжение в ремне от действия центробежной силы; $\sigma_{изг}$ – напряжение в ремне, возникающее от деформации ремня при огибании шкива

Если силы в ременной передаче (формулы (9.7), (9.3), (9.13)) разделить на площадь поперечного сечения ремня A , то получим соответствующие напряжения $\left(\frac{F_1}{A} = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2A} \right)$. Следовательно,

$$\sigma_1 = \sigma_0 + \frac{\sigma_t}{2}, \quad (9.15)$$

где σ_1 – напряжение ремня на набегающей ветви, МПа; σ_0 – напряжение предварительного натяжения, МПа; σ_t – полезное напряжение от окружной силы, МПа.

Поскольку $\frac{F_t}{A} = \frac{F_1}{A} - \frac{F_2}{A}$, имеем:

$$\sigma_t = \sigma_1 - \sigma_2, \quad (9.16)$$

$$\sigma_v = \frac{F_v}{A} = \frac{\rho A V^2}{A} = \rho V^2, \quad (9.17)$$

где σ_v – напряжение в ремне от действия центробежной силы, МПа.

В той части ремня, которая огибает шкив, возникают напряжения изгиба $\sigma_{изг}$ (рис. 9.3). По закону Гука

$$\sigma_{\text{изг}} = \varepsilon E, \quad (9.18)$$

где ε – относительное удлинение наружных волокон; E – модуль упругости, МПа. Известно, что при чистом изгибе $\varepsilon = y / r$. Здесь y – расстояние от нейтрального слоя; r – радиус кривизны нейтрального слоя. Для ремня, огибающего шкив, $y = \delta / 2$, $r = (D + \delta) / 2$. Подставив y и r в уравнение (9.18), получим:

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{E\delta}{D + \delta}. \quad (9.19)$$

Пренебрегая значением δ по сравнению с D , имеем:

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{E\delta}{D}. \quad (9.20)$$

Из формулы (9.20) видно, что наибольшее напряжение изгиба возникает на меньшем шкиве.

Анализ эпюры (рис. 9.3) позволяет заключить, что максимальное напряжение находится на ведущей ветви в месте набегания ремня на малый шкив:

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{\text{изг}} = \sigma_0 + 0,5\sigma_t + \sigma_v + \sigma_{\text{изг}}, \quad (9.21)$$

а минимальное напряжение – в месте набегания ремня на ведомый шкив:

$$\sigma_{\text{min}} = \sigma_2 + \sigma_v. \quad (9.22)$$

Тяговая способность передачи характеризуется значением максимально допустимой окружной силы F_t или полезного напряжения σ_t .

Учитывая выражения (9.10), (9.11), нетрудно убедиться, что допустимое по условию отсутствия буксования σ_t возрастает с увеличением напряжения от предварительного натяжения σ_0 :

$$\sigma_t = 2\sigma_0 \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1}. \quad (9.23)$$

Однако практика показывает значительное снижение долговечности ремня с увеличением σ_0 . Поэтому рекомендуют принимать:

- для клиновых ремней $\sigma_0 \leq 1,5$ МПа;
- плоских ремней $\sigma_0 \leq 1,8$ МПа;
- поликлиновых ремней $\sigma_0 \leq 1,8$ МПа.

Значение полезного напряжения σ_t влияет на долговечность примерно так же, как и σ_0 . При указанных значениях σ_0 допустимое значение σ_t не превышает 2,0–2,5 МПа.

Оценивая значения напряжений от изгиба ремня при среднем значении $E = 200$ МПа, можно сделать вывод, что напряжения от огибания ремнем шкивов могут меняться от единиц до десятков мегапаскалей.

В отличие от σ_0 и σ_t , увеличение $\sigma_{изг}$ не способствует повышению тяговой способности передачи. Более того, напряжения изгиба как периодически изменяющиеся являются главной причиной усталостного разрушения ремней.

На практике значение $\sigma_{изг}$ ограничивают минимально допускаемыми значениями отношения (для кожаных ремней $D / \delta \geq 25$, для прорезиненных ремней $D / \delta \geq 30$).

Долговечность ремня зависит не только от значения напряжений, а также от характера и частоты цикла изменения этих напряжений. Частота цикла напряжений равна частоте пробегов ремня:

$$\xi = \frac{V}{L_p}, \quad (9.24)$$

где V – окружная скорость, м/с; L_p – длина ремня, м.

Чем больше ξ , тем меньше долговечность ремня. Поэтому введены ограничения на частоту пробегов ремня:

- 1) для плоских ремней $\xi \leq 3-5 \text{ с}^{-1}$;
- 2) клиновых и поликлиновых ремней $\xi \leq 10-20 \text{ с}^{-1}$.

Допускаемые значения ξ косвенно ограничивают минимальную длину ремня. Вот почему существуют рекомендации по выбору передаточного числа и межосевого расстояния для каждого типа ремня.

Снижение долговечности при увеличении частоты пробегов связано не только с усталостью, но и с термостойкостью ремня. В результате гистерезисных потерь при деформации ремень нагревается тем больше, чем больше частота пробегов. Перегрев ремня приводит к снижению прочности.

Практика эксплуатации позволила установить, что при соблюдении указанных рекомендаций по выбору основных параметров передачи средняя долговечность ремней исчисляется 2000–3000 ч.

9.3. Кривые скольжения, их использование в расчетах тяговой способности передачи. КПД ременных передач

Причиной потери работоспособности передачи могут быть:

- буксование, вызванное недостаточным сцеплением ремня со шкивом;
- усталостное разрушение ремня, обусловленное циклическими напряжениями изгиба и внутренним трением.

Поэтому основными критериями работоспособности ременных передач являются:

- 1) тяговая способность, которая зависит от величины сил трения между ремнем и шкивом;
- 2) 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 (рис. 9.4). Такие кривые являются результатом испытаний ремней различных типов и материалов.

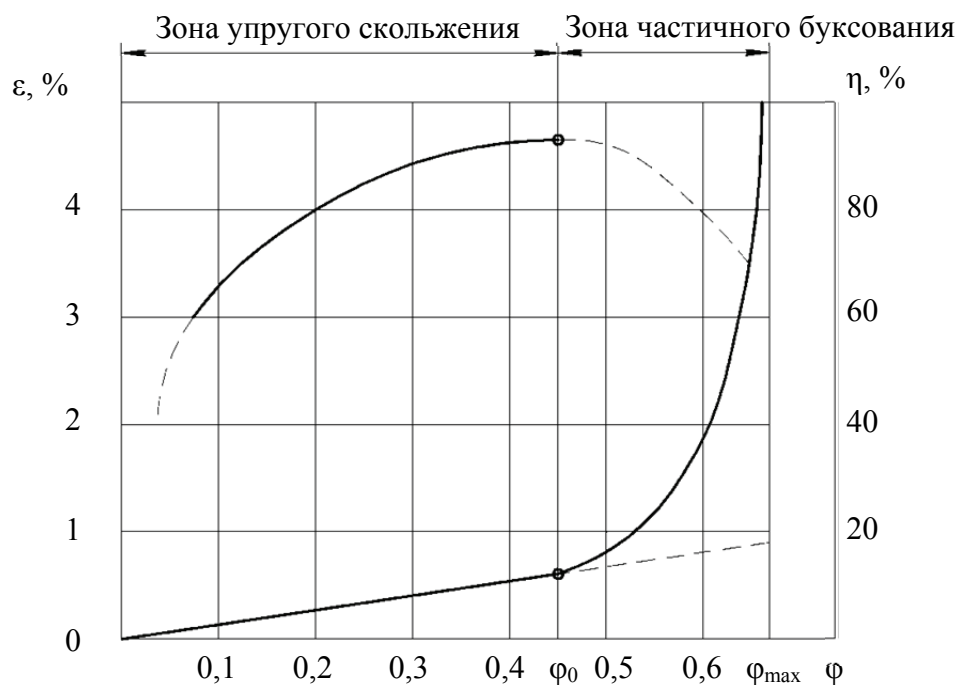


Рис. 9.4. Кривые скольжения и КПД

На графике по оси ординат отсчитывают относительное скольжение (ε , %) и КПД (η , %), а по оси абсцисс — нагрузку передачи, которую выражают через коэффициент тяги: $\varphi = F_t / 2F_0$.

Коэффициент тяги φ позволяет судить о том, какая часть предварительного натяжения ремня F_0 используется полезно для передачи нагрузки F_t , т. е. характеризует степень загруженности передачи. Целесообразность выражения нагрузки передачи через безразмерный коэффициент φ объясняется тем, что скольжение и КПД связаны именно со степенью загруженности передачи, а не с абсолютным значением нагрузки.

На начальном участке кривой скольжения от 0 до φ_0 наблюдается только упругое скольжение. Поскольку упругие деформации ремня приближенно подчиняются закону Гука, этот участок близок к прямолинейному. Дальнейшее увеличение нагрузки приводит к частичному, а затем и полному буксованию. В зоне φ_0 – φ_{\max} отмечается как упругое скольжение, так и буксование. Они разделяются продолжением прямой ε штриховой линией.

Рабочую нагрузку рекомендуют выбирать вблизи критического значения φ_0 и слева от нее. Этому значению соответствует также максимальное значение КПД. Работу в зоне частичного буксования допускают только при кратковременных перегрузках, например при пуске. В этой зоне КПД резко снижается вследствие увеличения потерь на скольжение ремня, а ремень быстро изнашивается. Размер зоны частичного буксования характеризует способность передачи воспринимать кратковременные перегрузки.

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

Все эти потери трудно оценить расчетом, поэтому КПД передачи определяют экспериментально.

При нагрузках, близких к расчетным, среднее значение КПД для плоскоремennых передач $\eta \approx 0,97$, для клиноремennых – $\eta \approx 0,96$.

К способам повышения тяговой способности относятся:

- увеличение предварительного натяжения ремня F_0 ;
- повышение коэффициента трения между ремнем и шкивом;
- увеличение угла обхвата ремнем малого шкива.

9.4. Разновидности ременных передач.

Материалы ремней. Конструкции шкивов

К материалам, из которых изготавливаются ремни, предъявляются следующие требования:

- 1) достаточно высокое сопротивление усталости;
- 2) статическая прочность и износостойкость;
- 3) высокий коэффициент трения;
- 4) эластичность;
- 5) невысокая стоимость и доступность.

Плоские ремни. Плоские ремни бывают: кордшнуровыми (рис. 9.5, а), резинотканевыми (рис. 9.5, б); трех типов нарезными ($V \leq 30$ м/с) (рис. 9.5, в), послойно завернутыми ($V \leq 20$ м/с) (рис. 9.5, г) и спирально завернутыми ($V \leq 15$ м/с) (рис. 9.5, д).

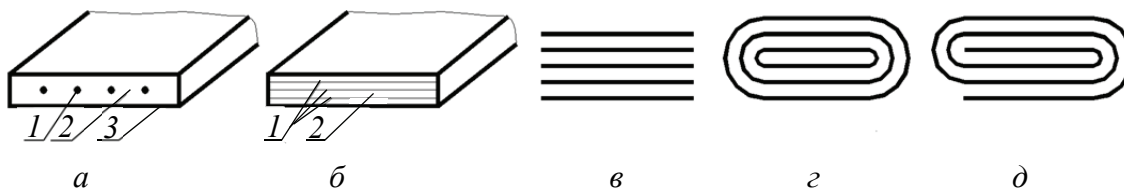


Рис. 9.5. Виды кордшнуровых и резинотканевых ремней:

а – кордшнуровые; б – резинотканевые:

1 – тканевый каркас; 2 – резиновые прослойки; 3 – обкладки;
в – нарезные; г – послойно завернутые; д – спирально завернутые

Кордшнуровые и резинотканевые ремни имеют наибольшее распространение. Они состоят из тканевого каркаса 1 с резиновыми прослойками 2 (рис. 9.5). 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 не устойчивы к воздействию 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 весьма ограничено.

Шерстяные ремни дорогие, 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, непригодны для работы в агрессивных условиях.

Синтетические плоские ремни состоят из капроновой или лавсановой ткани, пропитанной полиамидными растворами и покрытой фрикционной полиамидной пленкой. Весьма перспективны плоские ремни из синтетических материалов, обладающие высокой статической прочностью, эластичностью и долговечностью. Скорость ремня достигает 100 м/с, передаваемая мощность – до тысячи киловатт.

Пленочные ремни малой толщины (0,4–1,2 мм) работают при скоростях до 100 м/с и на шкивах малых диаметров. Тяговую способность пленочных ремней повышают за счет специальных пленочных покрытий.

КПД передач с плоским ремнем составляет 0,93–0,98. Передаточное число открытой передачи $u \leq 5$.

Клиноременная передача используется в виде открытой передачи и работает 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. 9.6) по сравнению с плоскоремненной является то, что она передает большую мощность (примерно в 3 раза большее окружное усилие ($f' = f / \sin\varphi$, 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 a , меньший угол обхвата α_1 и меньшие силы давления на валы.

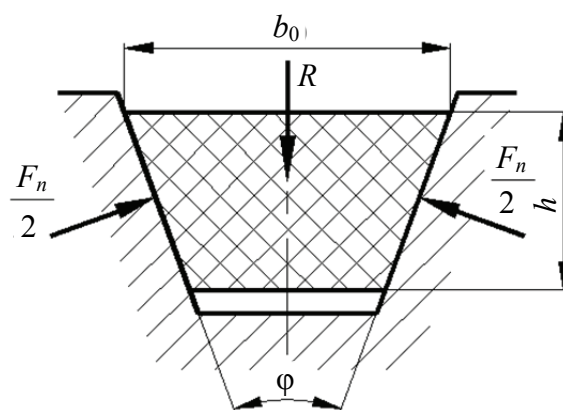


Рис. 9.6. Сечение ремня

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

Число ремней в одном комплекте не должно превышать восьми 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 $V = 20\text{--}25$ м/с. Невыгодны скорости меньше 5 м/с.

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

Материалы и конструкции клиновых ремней. В соответствии с ГОСТ 1284.1, 1284.2 клиновые ремни общего назначения выпускают семи различных сечений: *Z, A, B, C, D, E, F*. Несущим элементом может быть либо несколько слоев прорезиненной текстильной ткани *1* (рис. 9.7, *a*), либо корд в виде полиамидного шнура или стального троса *2* толщиной 1,6–1,7 мм (рис. 9.7, *б*). Резина *4* является наполнителем, обеспечивающим эластичность ремня, а тканевая обкладка *3* предохраняет ремень от изнашивания и увеличивает его прочность.

При этом слои ткани и кордшнур расположены примерно симметрично относительно нейтрального слоя ремня. Кордшнуровые ремни более гибкие и долговечные и применяются при тяжелых условиях работы.

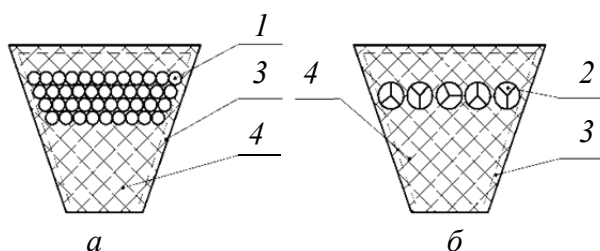


Рис. 9.7. Клиновые ремни:
a – кордтканевый; *б* – кордшнуровой;
1 – кордткань; *2* – кордшнур;
3 – обкладка; *4* – наполнитель (резина)

В клиноремненной передаче за счет эффекта заклинивания сила предварительного натяжения ремня меньше, чем у плоскоремненных передач, что приводит к уменьшению сил, действующих на опоры, а также уменьшению диаметров шкивов и увеличению передаточного числа.

Поликлиновые ремни представляют собой бесконечные плоские ремни с ребрами на нижней стороне, работающие на шкивах с клиновыми канавками (рис. 9.8). Ширина такого ремня в 1,5–2 раза меньше ширины комплекта клиновых ремней нормальных сечений при одинаковой мощности передачи.

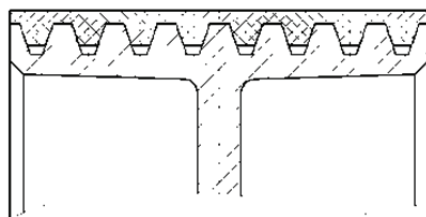


Рис. 9.8. Поликлиновый ремень

Наряду с присущими ременным передачам недостатками передачи поликлиновыми ремнями (ПКР) имеют ряд положительных особенностей:

- поликлиновые ремни более тонкие и менее жесткие по сравнению с клиновыми, что позволяет уменьшить габариты передачи вследствие уменьшения диаметров шкивов, увеличить скорость ремня до 40 м/с и передаточное число до 15;

- неточности изготовления шкивов и ремней оказывают меньшее влияние на работоспособность передачи;

- сечение ремня используется более рационально, что приводит к повышению его несущей способности и долговечности;

- при одинаковой передаваемой нагрузке ширина ПКР значительно меньше ширины комплекта клиновых ремней, что позволяет уменьшить габариты и массу передачи по сравнению с клиноременной передачей, а также уменьшить нагрузки на валы и опоры передачи вследствие уменьшения длины консольной части шкивов;

- поликлиновые ремни обеспечивают более равномерное распределение нагрузки по рабочей поверхности, что также способствует уменьшению габаритов передачи;

- обеспечивают повышенную плавность работы;

- понижают упругое скольжение и, тем самым, обеспечивают более постоянное передаточное отношение.

Существенными недостатками поликлиноременных передач являются более жесткие требования к непараллельности валов и осевому смещению шкивов.

КПД передачи составляет 0,90–0,98 при $V < 25$ м/с, с повышением скорости ремня КПД понижается.

Зубчато-ременные передачи – весьма перспективный вид передач для приводов машин (рис. 9.9). 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.

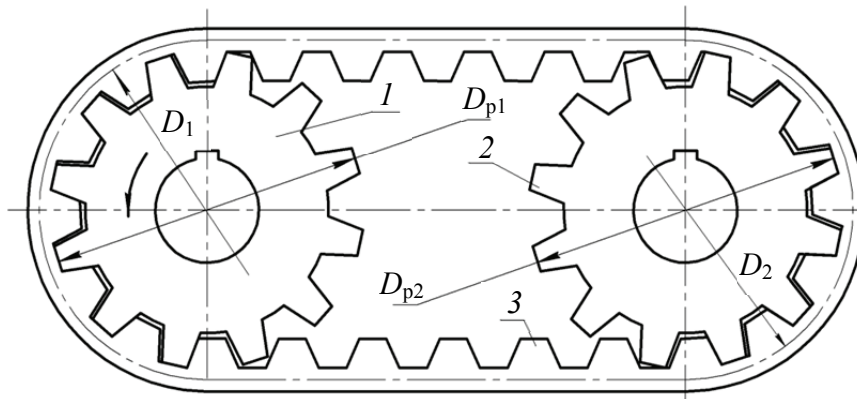


Рис. 9.9. Схема зубчато-ременной передачи:
1, 2 – шкивы; 3 – ремень

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

Шкивы ременных передач (рис. 9.10–9.12) изготавливают из чугуна, стали, легких сплавов, пластмасс и дерева.

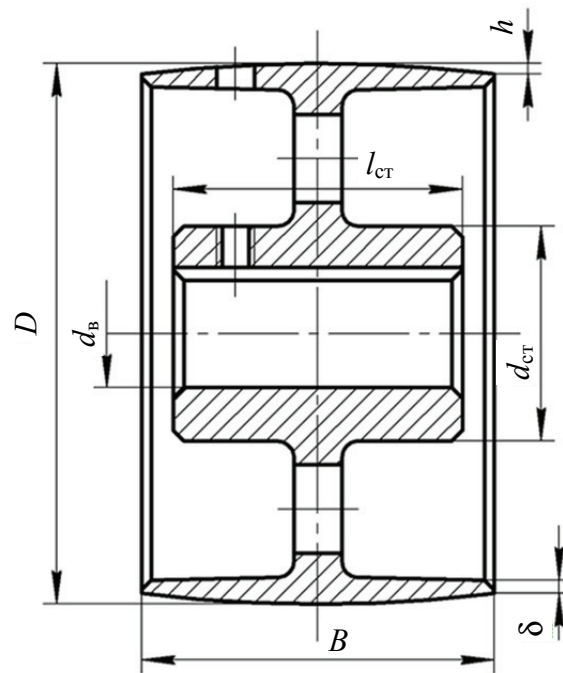


Рис. 9.10. Шкив ременной передачи
плоским ремнем

Наружная часть шкива, на которой устанавливают ремень (ремни), называется ободом, а центральная часть, насаживаемая на вал, – ступицей (рис. 9.9, 9.10). Обод со ступицей соединяется диском (рис. 9.10, 9.11) или спицами (рис. 9.12).

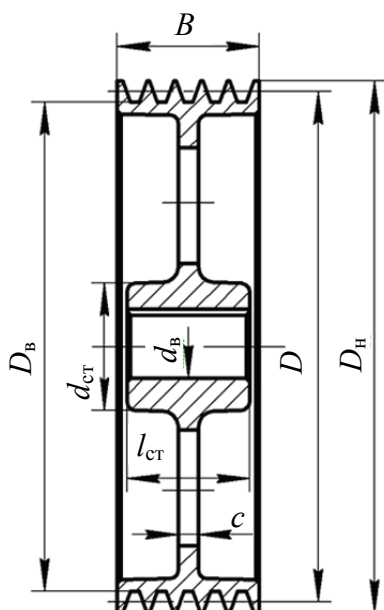


Рис. 9.11. Шкив ременной передачи клиновым ремнем

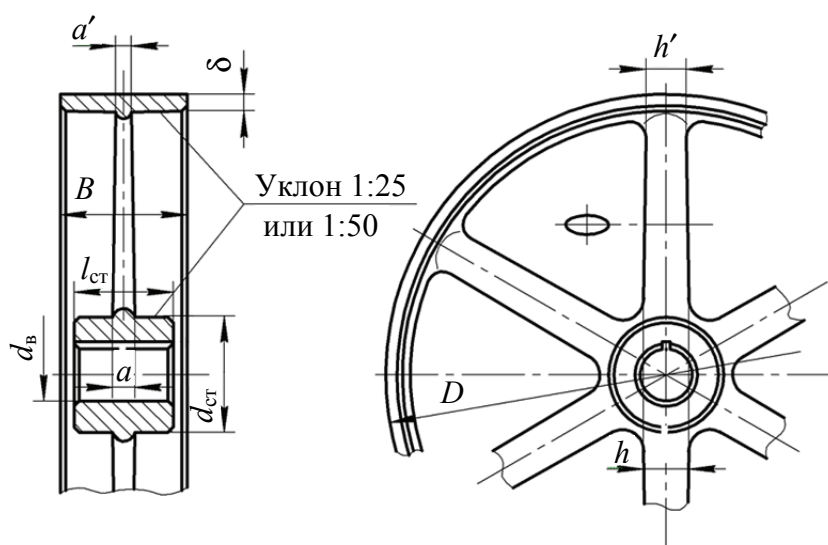


Рис. 9.12. Шкив ременной передачи плоским ремнем со спицами

Спицы чугунных шкивов изготавливают обычно эллиптического сечения (рис. 9.12), так как по сравнению со спицами круглого сечения они прочнее (при той же площади поперечного сечения) и сопротивление воздуха движению спиц меньше. Поскольку изгибающий момент, возникающий в поперечных сечениях спиц, у обода меньше, то сечение спиц возле обода принимают на 20% меньше, чем у ступицы. Для возможности изготовления литых шкивов внутреннюю поверхность обода и наружную поверхность ступицы делают от середины к краям с линейным уклоном 1:25–1:50.

Тема 10

ПЕРЕДАЧА ВИНТ-ГАЙКА

10. 1. Назначение. Конструкции. Материалы

Передачей винт-гайка называется механическая передача, состоящая из винта и гайки и предназначенная для преобразования вращательного движения в поступательное или наоборот.

Достоинствами передачи винт-гайка являются:

- 1) простота, компактность и технологичность конструкции;
- 2) большой выигрыш в силе;
- 3) возможность получения медленного движения при высокой точности перемещений;
- 4) большая нагрузочная способность, плавность и бесшумность работы.

К *недостаткам* передачи относятся:

- значительное трение в резьбовой паре, вызывающее повышенный ее износ;
- сравнительно низкий КПД.

Для уменьшения потерь целесообразно использовать многозаходные резьбы с большим углом подъема винтовой линии (до $\gamma = 20\text{--}25^\circ$). Лишь при требовании самоторможения приходится ограничивать значение $\gamma < \rho'$, несмотря на снижение КПД. Скорость скольжения в резьбовой паре больше скорости осевого перемещения в 10–40 раз.

Передача винт-гайка широко применяется:

- 1) для создания больших осевых сил (винтовые прессы, грузо-подъемные машины, прокатные станы, тиски, домкраты);
- 2) для точных перемещений (механизмы подачи в металлорежущих станках, измерительных приборах, рабочих органах роботов, установочные и регулировочные устройства).

В зависимости от назначения передач винты бывают:

- грузовые;
- ходовые;
- установочные.

Грузовые передачи винт-гайка используются для создания больших осевых сил. При знакопеременной нагрузке имеют трапецеидальную резьбу, при большой односторонней нагрузке – упорную.

Ходовые передачи винт-гайка применяются для перемещений в механизмах подачи. Для уменьшения трения имеют преимущественно трапецеидальную многозаходную резьбу.

Установочные передачи винт-гайка используются для точных перемещений и регулировок, имеют метрическую резьбу.

В зависимости от вида трения различают передачи:

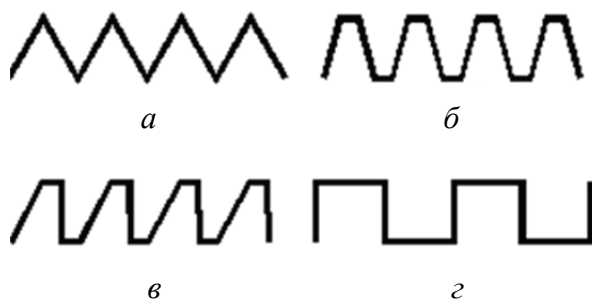
- 1) скольжения, работающие на движение с трением скольжения;
- 2) качения, работающие в основном на движение с трением качения.

По форме профиля резьбы (рисунок) выделяют:

- треугольный;
- трапецеидальный;
- упорный;
- прямоугольный.

В передачах скольжения применяют резьбы различного профиля.

Гайки винтовой пары скольжения могут быть цельными (для грубых или неточных ходовых винтов) и составными (для механизмов точных перемещений). Составная гайка позволяет устранить зазор в резьбе за счет смещения подвижной ее части относительно неподвижной. Гайка ходового винта токарно-винторезного станка имеет разъем по диаметральной плоскости, что дает возможность периодического расцепления винта и гайки.



Профили резьбы:

- a* – треугольный; *б* – трапецеидальный;
в – упорный; *г* – прямоугольный

Чтобы обеспечить износостойкость передачи и увеличить ее КПД, материалы винта и гайки должны представлять собой антифрикционную пару. Поэтому гайки изготавливают из алюминиевых и оловянных бронз, серого или антифрикционного чугуна; винты ответственных передач закаливают, азотируют, а резьбу шлифуют. Рабочие поверхности винта и гайки в зависимости от условий работы передачи смазывают пластичным или жидким смазочным материалом.

Для уменьшения трения и износа служат шариковые винтовые пары качения, имеющие высокую нагрузочную способность, малые потери на трение и высокую кинематическую точность. В таких винтовых парах шарики циркулируют по замкнутому каналу, соединяющему первый и последний витки винтовой канавки гайки.

10.2. Расчет передачи на прочность, износостойкость, устойчивость. Влияние различных параметров на массогабаритные показатели. Использование принципов конструирования

Силовые соотношения в резьбовой паре передачи винт-гайка определяются теми же формулами, что и в резьбовых соединениях.

Момент сил в резьбе рассчитывается по формуле

$$M_p = 0,5Qd_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi'), \quad (10.1)$$

где Q – осевая сила, Н; d_2 – средний диаметр резьбы, мм; ψ – угол подъема резьбы, град; φ' – приведенный угол трения, град ($\varphi' = \operatorname{arctg} f'$; приведенный коэффициент трения $f' = f / \cos \alpha'$, здесь f – коэффициент трения скольжения; α' – половина угла профиля резьбы, град).

Для метрической резьбы $\alpha' = 30^\circ$, для трапецеидальной – $\alpha' = 15^\circ$, для упорной – $\alpha' = 3^\circ$, для прямоугольной – $\alpha' = 0$. Таким образом, момент сил в резьбе при прочих равных условиях будет наименьшим у прямоугольной резьбы.

Для расчета передач скольжения с однозаходными винтами можно принимать $f \approx 0,1$, что соответствует $\varphi \approx 6^\circ$.

Если $\varphi < \varphi'$, то резьба, а следовательно, и передача винт-гайка будут самотормозящими, т. е. при любой осевой силе Q относительное движение винта и гайки окажется невозможным.

Как известно из теоретической механики, КПД резьбовой пары определяется по формуле

$$\eta_p = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi')}. \quad (10.2)$$

Отсюда видно, что с уменьшением угла подъема резьбы ψ КПД резьбовой пары снижается и наоборот.

Кроме потерь в резьбе, в передачах винт-гайка существуют потери, связанные с трением в опорах. Таким образом, общий КПД передачи винт-гайка равен

$$\eta = \eta_p \eta_{оп}, \quad (10.3)$$

где $\eta_{оп}$ – коэффициент, учитывающий потери в опорах (для ходовых винтов металлорежущих станков $\eta_{оп} \approx 0,92$, для домкратов и винтовых прессов $\eta_{оп} \approx 0,6$).

Если на опорном торце трение скольжения заменено трением качения, то потерями на опоре можно пренебречь. Для передач винт-гайка с трением качения в резьбе условно можно принять коэффициент трения $f \approx 0,01$.

Расчет передачи винт-гайка. Чаще всего причиной выхода из строя передачи скольжения винт-гайка является износ резьбы. Кроме того, передача может выйти из строя в результате недостаточной прочности и устойчивости тела винта.

Основным критерием работоспособности передачи винт-гайка является износостойкость резьбы.

Расчет резьбы на износостойкость. Расчет ведется исходя из предположения, что осевая сила Q распределена по рабочим виткам резьбы равномерно. Условие износостойкости резьбы винта и гайки записывается следующим образом:

$$p_p = \frac{Q}{\pi d_2 h z_B} \leq [p_{и}], \quad (10.4)$$

где d_2 – средний диаметр резьбы, мм; h – рабочая высота профиля резьбы, мм; z_B – число витков резьбы гайки; p_p , $[p_{и}]$ – соответственно расчетное и допускаемое среднее давление в резьбе, МПа (для пары «сталь – бронза» $[p_{и}] = 8–13$ МПа; для пары «сталь – чугун» $[p_{и}] = 5–9$ МПа; большие значения для закаленной стали или антифрикционного чугуна).

По вышеприведенной формуле выполняется проверочный расчет резьбы на износостойкость.

Введем понятия относительной высоты гайки $\psi_H = H_r / d_2$ и относительной рабочей высоты профиля резьбы $\psi_h = h / p$, где H_r – высота гайки; p – шаг резьбы. Число витков гайки $z_B = H_r / p$.

После подстановки этих выражений в формулу для проверочного расчета получим формулу для проектного расчета резьбы на износостойкость:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{Q}{\pi \psi_H \psi_h [p_{и}]}}. \quad (10.5)$$

Для цельных гаек $\psi_H = 1,2-2,5$; для составных и разъемных – $\psi_H = 2,5-3,5$ (большие значения для резьб меньших диаметров).

Для стандартной трапецеидальной резьбы $\psi_h = 0,5$; для упорной – $\psi_h = 0,75$; для треугольной – $\psi_h = 0,541$; прямоугольная резьба не стандартизирована, для нее принимают шаг $p = 0,25d_2$.

Полученный расчетным путем средний диаметр резьбы заменяют ближайшим стандартным значением и устанавливают остальные стандартные параметры резьбы и гайки.

Ход p_n резьбы обычно определяют кинематическим расчетом в зависимости от заданной скорости v поступательного движения и угловой скорости ω винта или гайки по формуле

$$p_n = \frac{2pv}{\omega}. \quad (10.6)$$

Резьба, параметры которой установлены из расчета на износостойкость, обычно имеет избыточный запас прочности на срез, поэтому проверка резьбы винта и гайки на эту деформацию обычно не производится.

Расчет винта на прочность. Этот расчет выполняется как проверочный. Поскольку тело винта одновременно подвергается сжатию (или растяжению) и кручению, то, согласно энергетической теории, условие прочности винта записывается так:

$$d_1 = \sqrt{\sigma_{сж}^2 + 3\tau_k^2} \leq [\sigma_p]. \quad (10.7)$$

Здесь

$$\sigma_{сж} = \frac{4Q}{\pi d_1^2}, \quad (10.8)$$

$$\tau_k = \frac{M_p}{0,2d_1^3}, \quad (10.9)$$

где $\sigma_{сж}$ – сжимающие напряжения, Н/мм²; τ_k – напряжения кручения, Н/мм²; $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение, Н/мм²; Q – осевая сила, Н; d_1 – внутренний диаметр резьбы, мм; M_p – момент сил в резьбе, Н · мм.

Приближенно можно провести проверочный расчет винта на прочность по расчетной осевой силе $Q_{рас} = 1,3Q$ из условия

$$\sigma_{экр} = \frac{4Q_{рас}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p]. \quad (10.10)$$

Расчет винта на устойчивость. Этот расчет также выполняется как проверочный для работающих на сжатие длинных винтов. Условие устойчивости имеет вид

$$F_a \leq \frac{\pi^2 EI}{n(\mu l)^2}, \quad (10.11)$$

где E – модуль упругости материала винта, Н/мм² (для стали $E = 2,15 \cdot 10^5$ Н/мм²); I – момент инерции винта, мм⁴, который определяется по формуле

$$I = \frac{\pi d_{in}^4}{64}, \quad (10.12)$$

здесь d_{in} – внутренний диаметр резьбы, мм ($d_{in} = d_1$ – для метрической и упорной резьбы; $d_{in} = d_3$ – для прямоугольной или трапецеидальной резьбы);

n – запас устойчивости винта (для вертикально расположенных винтов $n = 2,5–4,0$; для горизонтальных винтов $n = 3,5–5,0$); μ – коэффициент заделки конца винта (при одном свободном, другом защемленном конце $\mu = 2$; при обоих защемленных концах $\mu = 0,5$); l – длина винта между опорами, мм.

Расчет гайки. Высота гайки рассчитывается по формуле

$$H_g = \psi_H d_2. \quad (10.13)$$

Наружный диаметр корпуса гайки D определяется из условия ее прочности на растяжение и кручение:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{4Q_{\text{рас}}}{\pi(D^2 - d^2)} \leq [\sigma_p], \quad (10.14)$$

где $Q_{\text{рас}} = 1,3Q$; d – наружный диаметр резьбы, мм.

Отсюда

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3Q}{\pi[\sigma_p]} + d^2}. \quad (10.15)$$

Тема 11

ВАЛЫ И ОСИ

11.1. Назначение и классификация.

Материалы валов и осей.

Конструктивные элементы валов и осей

Вал (рис. 11.1) предназначен для поддержания размещенных на нем зубчатых колес, шкивов, звездочек и других деталей и узлов машин, а также для передачи крутящего момента.

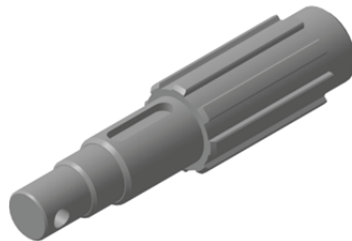


Рис. 11.1. Прямой шлицевой цилиндрический вал сплошного сечения

Некоторые валы (гибкие, карданные, торсионные) не поддерживают вращающиеся детали. При работе вал испытывает изгиб и кручение, а иногда дополнительно растяжение и сжатие.

Ось (рис. 11.2) 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.

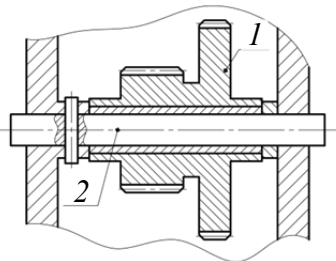


Рис. 11.2. Фрагмент сборочного чертежа:
1 – блок шестерен; 2 – ось

По геометрической форме валы бывают:

- 1) прямые (рис. 11.1);
- 2) коленчатые;
- 3) гибкие;
- 4) кривошипные;
- 5) телескопические;
- 6) карданные.

Чаще встречаются **прямые валы**, у которых продольная геометрическая ось – непрерывная прямая линия (валы редукторов, валы коробок передач и т. п.). **Кривошипные** и **коленчатые валы**, имеющие продольную геометрическую ось в виде ломаной прямой линии, применяются только в кривошипно-шатунных механизмах, предназначенных для преобразования возвратно-поступательного движения во вращательное (двигатели внутреннего сгорания, поршневые насосы) или наоборот (компрессоры и др.).

Гибкие валы (состоят из свитых между собой проволочек) служат для передачи движения между деталями, оси вращения которых расположены так, что осуществить жесткую связь между ними невозможно, или в тех случаях, когда в процессе работы взаиморасположение осей изменяется.

Оси обычно изготавливают прямыми.

В зависимости от формы поперечного сечения различают валы:

- цилиндрические сплошного сечения (рис. 11.1);
- цилиндрические полые;
- шлицевые и с нарезанными зубьями (рис. 11.1).

Исходя из конструкции валы бывают:

- 1) постоянного диаметра;
- 2) ступенчатые (рис. 11.1).

Валы постоянного диаметра имеют повышенную прочность из-за отсутствия концентраторов напряжений. Ступенчатые валы более распространены, так как обеспечивают более удобную сборку и фиксацию деталей.

По назначению валы подразделяются:

- на передаточные;
- коренные;
- трансмиссионные.

На **передаточных валах** закрепляются только различные детали механических передач (зубчатые колеса, шкивы ременных передач, звездочки цепных передач, муфты и т. д.), они в большинстве своем снабжаются концевыми частями, выступающими за габариты корпуса механизма.

На **коренных валах** закрепляются основные рабочие органы машин (роторы электродвигателей и турбин, шатунно-поршневой комплекс двигателей внутреннего сгорания и поршневых насосов). Коренной вал станков с вращательным движением инструмента или изделия называется **шпинделем**.

Часто валы изготавливают как единое 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.

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 производят литьем из чугуна.

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 марок 20, 20Х, 12ХНЗА. Цапфы этих валов цементируют для повышения износостойкости. Валы и оси обрабатывают на токарных станках с последующим шлифованием цапф и посадочных поверхностей.

Конструктивные элементы валов и осей. Нагрузки, воспринимаемые осями и валами, передаются на корпус или станину машины через опорные устройства – подшипники. Опорные части вала или оси называются **цапфами**. Они подразделяются на шипы, шейки и пяты.

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

Шейкой называется цапфа, находящаяся 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 (рис. 11.3). 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 (рис. 11.3). Галтели бывают постоянной и переменной кривизны. Галтель вала, углубленную за плоскую часть заплечика, называют поднутрением.

Переходные участки валов между соседними ступенями разных диаметров нередко делают с полукруглой канавкой для выхода шлифовального круга (рис. 11.3). Торцы осей и валов и их ступеней выполняют с конусными фасками (рис. 11.3).

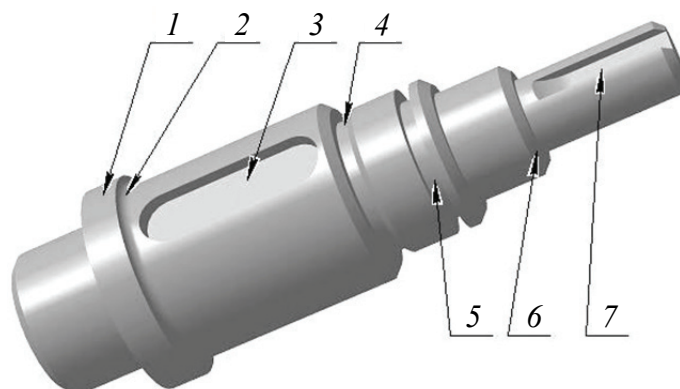


Рис. 11.3. Конструктивные элементы вала:
1 – буртик; 2 – галтель; 3, 7 – шпоночные пазы;
4, 5 – канавки; 6 – фаска

Шпоночные канавки по длине вала следует располагать по одной линии. Это упрощает фрезерование канавок и технологию сборки узла.

11.2. Проектный и проверочный расчеты валов и осей

Как и для других деталей машин, при расчете валов выполняют проектные и проверочные расчеты.

Проектный расчет предназначен для определения размеров валов или осей (как правило, в радиальном направлении).

Проверочный расчет необходим для определения действующих напряжений или коэффициента запаса прочности и сравнения их с допускаемыми.

Критерии работоспособности валов. Валы и вращающиеся при работе оси испытывают циклически изменяющиеся напряжения. Основными критериями работоспособности являются усталостная прочность (выносливость) и жесткость.

Усталостная прочность оценивается коэффициентом запаса прочности, а жесткость – по стреле прогиба в местах посадок деталей и углам наклона или закручивания сечений.

Расчетная схема. 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.

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.

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

Собственную массу вала и деталей в большинстве случаев не учитывают.

Проектный расчет валов. 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 – предел прочности материала вала. Тогда диаметр вала определится как

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T_k}{0,2[\tau'_k]}}, \quad (11.1)$$

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

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

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.

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.

Проверочный расчет на сопротивление усталости. 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

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{M_{\text{экв}}}{0,2d^3}} \leq [\sigma_{-1}], \quad (11.2)$$

где $\sigma_{\text{экв}}$ – эквивалентное напряжение в проверяемом сечении, Н/мм²; $M_{\text{экв}}$ – эквивалентный момент, Н · мм; d – диаметр вала в этом сечении, мм; $[\sigma_{-1}]$ – допускаемое напряжение на изгиб при симметричном цикле изменения напряжений, Н/мм².

Расчетный диаметр вала в проверяемом сечении определяется по формуле

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}}}{0,1[\sigma_{-1}]}} \quad (11.3)$$

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 расчетов валов формулы и рекомендации используются и для расчета осей с учетом только нормальных напряжений изгиба.

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 следующей 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 опасных сечениях вала:

$$M_{\text{изг}} = \sqrt{M_{\text{изг.г}}^2 + M_{\text{изг.в}}^2}, \quad (11.4)$$

где $M_{\text{изг.г}}$, $M_{\text{изг.в}}$ – изгибающие моменты соответственно в горизонтальной и вертикальной плоскостях, Н · мм;

6) строят эпюры крутящих моментов T_K ;

7) определяют для предположительно опасных сечений коэффициенты запаса прочности:

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S], \quad (11.5)$$

где S_σ – коэффициент запаса по напряжениям изгиба; S_τ – коэффициент запаса по напряжениям кручения; $[S]$ – допускаемое значение коэффициента запаса, обычно принимаемое равным 1,1–2,5.

Коэффициенты запаса прочности по напряжениям изгиба и кручения зависят от прочностных характеристик материала вала и других факторов и вычисляются по следующим формулам:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{K_d K_V} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}, \quad (11.6)$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{K_d K_V} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}, \quad (11.7)$$

где σ_{-1} , τ_{-1} – пределы выносливости соответственно при кручении и изгибе при симметричном цикле нагружения, Н/мм²; K_σ , K_τ – эффективные коэффициенты концентрации соответственно нормальных и касательных напряжений; K_d – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения; K_V – коэффициент влияния поверхностного упрочнения; σ_a , τ_a – амплитудные значения напряжений соответственно изгиба и кручения в опасном сечении вала, Н/мм²; ψ_σ , ψ_τ – коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла соответственно нормальных и касательных напряжений; σ_m , τ_m –

средние напряжения цикла соответственно напряжений изгиба и кручения, Н/мм².

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. В случае возможности возникновения кратковременных пиковых нагрузок для предупреждения остаточных деформаций проводится проверочный расчет на статическую прочность по условию

$$\sigma_{\text{экв max}} = K_{\text{п}} \sigma_{\text{экв}} \leq \frac{\sigma_{\text{T}}}{[S_{\text{T}}]}, \quad (11.8)$$

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); $\sigma_{\text{экв}}$ – эквивалентное напряжение в проверяемом сечении, Н/мм²; σ_{T} – предел текучести материала, Н/мм²; $[S_{\text{T}}]$ – 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 приводит к неравномерности распределения нагрузок по ширине венцов зубчатых колес и длине подшипников скольжения, перекосу 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 конструктивно.

Условия жесткости валов записывают следующим образом:

$$f \leq [f], \quad (11.9)$$

$$\Theta \leq [\Theta], \quad (11.10)$$

$$\varphi_0 \leq [\varphi_0], \quad (11.11)$$

где $[f]$ – допускаемая стрела прогиба, мм (для валов общего назначения в станкостроении $[f] \leq 0,0003l$, здесь l – длина пролета); $[\Theta]$ – допускаемый угол наклона сечения вала, рад (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); $[\varphi_0]$ – допускаемый угол закручивания вала, град/м ($[\varphi_0] = 0,25-1,00$ град/м и зависит от требований и условий работы конструкций).

ПОДШИПНИКИ

12.1. Опоры, их виды, характеристика

Подшипники являются опорами валов и вращающихся осей. Они воспринимают нагрузки, приложенные к валу или оси, и передают их на корпус машины. Качество подшипников в значительной степени определяет надежность и долговечность машины.

По роду трения 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.

В зависимости от направления воспринимаемой нагрузки подшипники бывают:

- *радиальные* – воспринимают радиальные нагрузки, перпендикулярные к оси цапфы;
- *упорные* – воспринимают осевые нагрузки;
- *радиально-упорные* – воспринимают радиальные и осевые нагрузки.

12.2. Подшипники скольжения. Общие сведения.

Конструкции подшипников скольжения.

Подшипниковые материалы. Виды трения.

Расчет подшипников скольжения

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

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

Втулка 1 надевается на вал 2. Между валом и втулкой остается зазор, через который подается смазка. В процессе работы трущиеся поверхности цапфы и вкладыша находятся в состоянии относительного скольжения.

Подшипники скольжения бывают неразъемные и разъемные.

Неразъемные (глухие) подшипники используют при малой скорости скольжения с перерывами в работе (механизмы управления и др.).

Разъемные подшипники находят основное применение в общем и особенно в тяжелом машиностроении. Они облегчают монтаж валов.

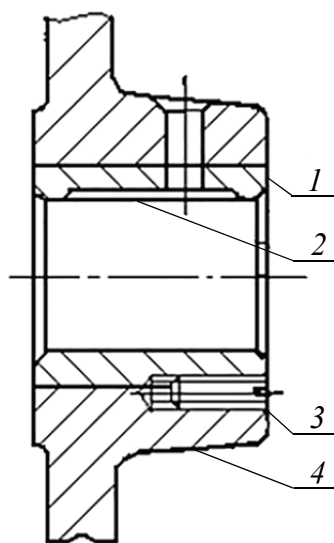


Рис. 12.1. Устройство простейшего подшипника качения:

1 – втулка (вкладыш); 2 – вал;
3 – винт; 4 – корпус

При большой длине цапф используют **самоустанавливающиеся подшипники**. Сферические выступы вкладышей позволяют им самоустанавливаться для устранения перекосов вследствие деформации вала и неточностей монтажа, обеспечивая равномерное распределение нагрузки в подшипнике.

Режимы трения. В подшипниках скольжения может быть полусухое, полужидкостное и жидкостное трение, переходящее последовательно одно в другое по мере возрастания угловой скорости вала от нуля до определенной величины.

Вращающийся вал увлекает смазку в клиновидный зазор между цапфой и вкладышем и создает гидродинамическую подъемную силу, под действием которой цапфа всплывает по мере увеличения скорости (рис. 12.2, б).

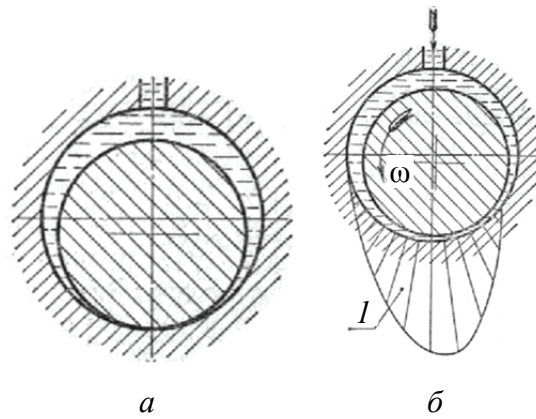


Рис. 12.2. Схема работы подшипника скольжения:
a – вал в состоянии покоя; *б* – вал в движении;
l – эпюр давлений в масляном слое

В период пуска, когда скорость скольжения мала, большая часть поверхности трения не разделена смазкой, следовательно, трение будет полусухое (рис. 12.2, *a*).

С ростом скорости цапфа всплывает и толщина смазывающего слоя увеличивается, но отдельные выступы трущихся поверхностей остаются не разделенными смазкой. Трение в этом случае будет полужидкостное.

При дальнейшем возрастании угловой скорости и соблюдении определенных условий появляется сплошной устойчивый слой смазки, полностью разделяющий шероховатости поверхностей трения (рис. 12.3). Возникает жидкостное трение, при котором износ и заедание отсутствуют.

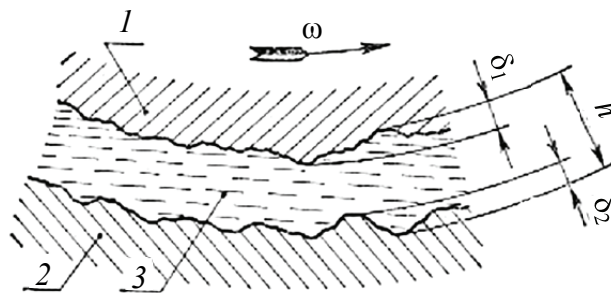


Рис. 12.3. Масляный клин в подшипнике скольжения
 при установившемся режиме работы:
1 – цапфа; *2* – вкладыш; *3* – слой смазки

В некоторых случаях при малой угловой скорости вала создается граничное трение, когда трущиеся поверхности разделены слоем смазки, но на поверхностях цапфы и вкладыша имеется тонкая адсорбированная масляная пленка толщиной порядка 0,1 мкм.

Жидкостное трение возникает в специальных подшипниках при соблюдении определенных условий. Большинство подшипников скольжения работает в условиях полужидкостного трения, а в периоды пуска и останова – в условиях полусухого и граничного трения. Граничное, полусухое и полужидкостное трение объединяют одним понятием «трение при несовершенной смазке».

Достоинствами подшипников скольжения являются:

- 1) надежная работа в высокоскоростных приводах, в отличие от подшипников качения, которые в этих условиях имеют низкую долговечность;
- 2) способность воспринимать большие ударные и вибрационные нагрузки вследствие демпфирующего действия масляного слоя;
- 3) бесшумная работа;
- 4) сравнительно малые радиальные размеры;
- 5) только разъемные подшипники скольжения могут использоваться на шейках неразборных коленчатых валов;
- 6) относительная простота конструкции.

К **недостаткам** подшипников скольжения относятся:

- необходимость постоянного надзора в процессе работы из-за высоких требований к смазке и опасности перегрева. Перерыв в подаче смазки ведет к выходу из строя подшипника;
- сравнительно большие осевые размеры;
- значительные потери на трение в период пуска и при несовершенной смазке;
- большой расход смазки.

Область применения:

- 1) для валов с ударными и вибрационными нагрузками (молоты, поршневые машины и др.);
- 2) для коленчатых валов, когда по условиям сборки требуются разъемные подшипники;
- 3) для валов больших диаметров, для которых отсутствуют подшипники качения;
- 4) для высокоскоростных валов, когда подшипники качения непригодны (центрифуги и др.);
- 5) при особо высоких требованиях к точности работы вала (шпиндели станков и др.);
- 6) в тихоходных машинах;
- 7) при работе в воде и в агрессивных средах, в которых подшипники качения неработоспособны;
- 8) для установки валов в корпусах офисной, копировальной техники;
- 9) для скоростных валов двигателей бытовой техники (кофемолки, миксеры и т. п.).

Материалы вкладышей подшипников. Бронзы. Бронзовые вкладыши широко используют при средних скоростях и больших нагрузках. Наилучшими антифрикционными свойствами обладают оловянные бронзы (БрОФ10-1, БрОЦС6-6-3 и др.). Алюминиевые (БрАЖ9-4 и др.) и свинцовые (БрС30) бронзы вызывают повышенный износ цапф валов, поэтому применяются в паре с закаленными цапфами. Свинцовые бронзы используют при знакопеременных ударных нагрузках.

Баббит. Является одним из лучших антифрикционных материалов для подшипников скольжения. Хорошо прирабатывается, стоек против заедания, но имеет невысокую прочность, поэтому баббит заливают лишь тонким слоем на рабочую поверхность стального, чугунного или бронзового вкладыша. Лучшими являются высокооловянные баббиты марок Б89, Б83. Вкладыш с баббитовой заливкой применяют для ответственных подшипников при тяжелых и средних режимах работы (дизели, компрессоры и др.).

Чугуны. Чугунные вкладыши без заливки используют в малоответственных тихоходных механизмах. Наибольшее применение получили антифрикционные чугуны АСЧ-1 и др.

Металлокерамика. Металлокерамические вкладыши изготавливают прессованием и последующим спеканием порошков меди или железа с добавлением графита, олова или свинца. Особенностью этих материалов является большая пористость, которая используется для предварительного насыщения горячим маслом. Вкладыши, пропитанные маслом, могут долго работать без подвода смазки. Их применяют в тихоходных механизмах в местах, труднодоступных для подвода жидкой смазки.

Неметаллические материалы. Из неметаллических материалов для вкладышей используют пластмассы, древеснослоистые пластики, дерево, резину и др. Неметаллические материалы устойчивы против заедания, хорошо прирабатываются, могут работать при смазке водой, что имеет существенное значение для подшипников гребных винтов, насосов, пищевых машин и т. п.

Расчет подшипников скольжения. Основным критерием работоспособности опор скольжения является износостойкость – сопротивление изнашиванию и заеданию. Для оценки работоспособности и надежности подшипников, работающих в режиме несовершенной смазки, служат среднее давление на трущихся поверхностях p и удельная работа сил трения pV , где V – окружная скорость поверхности цапфы:

$$p = \frac{R}{A} \leq [p], \quad (12.1)$$

где R – радиальная нагрузка на подшипник, Н; A – площадь проекции цапфы на диаметральный плоскость, мм². Для шипа или шейки: $A = ld$ (здесь l – длина цапфы, мм; d – диаметр цапфы, мм).

12.3. Подшипники качения, их характеристики, область применения. Классификация и конструкция. Система обозначений.

Виды повреждения и критерии расчета.

Расчет подшипников качения по динамической и статической грузоподъемности

Подшипник качения представляет собой готовый узел (рис. 12.4), состоящий из наружного и внутреннего колец, тел качения и сепаратора. Основными элементами являются тела качения – шарики или ролики, установленные между кольцами и удерживаемые на определенном расстоянии друг от друга сепаратором. В процессе работы тела качения катятся по дорожкам качения колец, одно из которых чаще неподвижно.

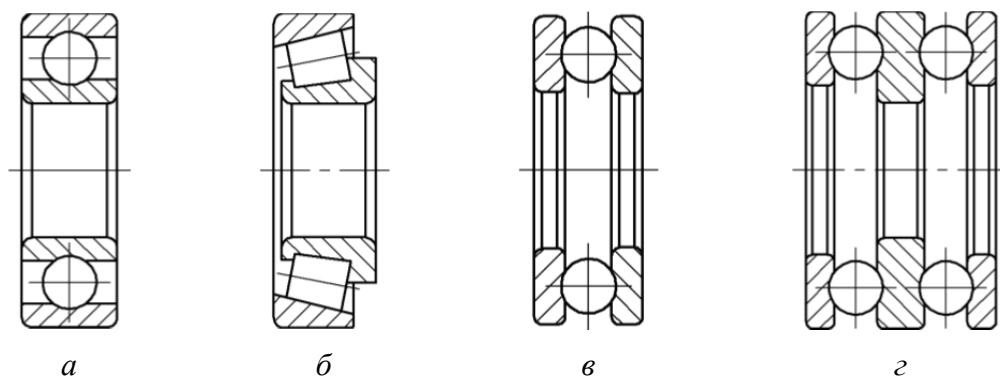


Рис. 12.4. Подшипники качения:

a – шариковый радиальный; $б$ – роликовый конический;
 $в$ – шариковый упорный однорядный; $г$ – шариковый упорный двухрядный

Распределение нагрузки между несущими телами качения неравномерно и зависит от величины радиального зазора в подшипнике и от точности геометрической формы его деталей. В отдельных

случаях для уменьшения радиальных размеров подшипника кольца отсутствуют и тела качения катятся непосредственно по цапфе вала и корпусу.

Подшипники качения обладают следующими **достоинствами**:

– сравнительно малая стоимость вследствие массового производства подшипников;

– небольшие потери на трение и незначительный нагрев;

– высокая степень взаимозаменяемости;

– малый расход смазки;

– сравнительно малые размеры в осевом направлении;

– не требуют особого внимания и ухода.

Наряду с достоинствами им присущ ряд **недостатков**:

1) высокая чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам;

2) малая надежность в высокоскоростных приводах;

3) сравнительно большие радиальные размеры;

4) шум при больших скоростях.

В зависимости от формы тел качения различают **шариковые** и **роликовые подшипники**. В первом случае в качестве тел качения используются шарики (рис. 12.5, *a*), а во втором – ролики (рис. 12.5, *б–e*) которые могут быть **цилиндрическими**, **коническими**, **бочкообразными**, **игольчатыми** и **витыми**.

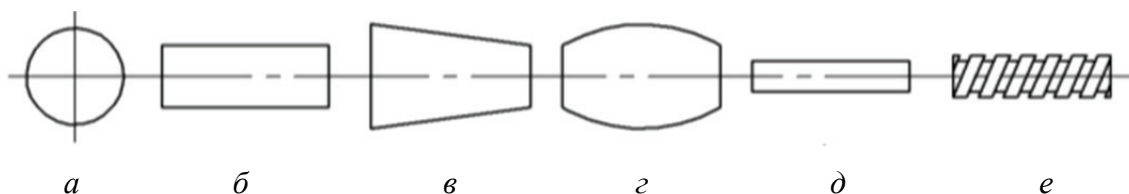


Рис. 12.5. Форма тел качения:

a – шарик; *б* – цилиндрический ролик; *в* – конический ролик;
г – бочкообразный ролик; *д* – игольчатый ролик; *e* – витой ролик

По числу рядов тел качения различают подшипники **однорядные** (рис. 12.4, *a–в*) и **многорядные** (рис. 12.4, *г*).

Исходя из способности осей внутреннего и наружного колец самоустанавливаться выделяют **несамоустанавливающиеся** и **самоустанавливающиеся подшипники**.

В зависимости от направления воспринимаемой нагрузки подшипники бывают следующих типов: **радиальные** (рис. 12.4, *a*) – воспринимают радиальные нагрузки, перпендикулярные к оси цапфы; **упорные** (рис. 12.4, *в, г*) – воспринимают осевые нагрузки; **радиально-упорные** (рис. 12.4, *б*) – воспринимают радиальные и осевые нагрузки.

Исходя из значения действующих сил подшипники делятся на серии: сверхлегкие, особо легкие, легкие, средние, тяжелые.

В зависимости от ширины подшипника серии подразделяются на особо узкие, узкие, нормальные, широкие, особо широкие.

Выбор типа подшипников качения зависит от отношения осевой силы к радиальной, действующей на вал. Вследствие того, что подшипники выбирают после определения диаметра вала, проектный расчет заключается в выборе из каталога подшипника соответствующего типа средней серии, у которого диаметр внутреннего кольца равен диаметру вала.

Виды разрушения. Критерии работоспособности. Распространены следующие виды разрушения элементов подшипников качения:

- усталостное выкрашивание рабочих поверхностей тел и дорожек качения;
- пластические деформации на дорожках качения;
- задиры рабочих поверхностей качения;
- абразивный износ дорожек и тел качения;
- разрушение сепараторов;
- раскалывание колец и тел качения.

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

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

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

Абразивный износ дорожек и тел качения происходит вследствие плохой защиты подшипника от попадания пыли.

Разрушение сепараторов вызвано действием на сепаратор центробежных сил тел качения. Этот вид разрушения является основной причиной потери работоспособности быстроходных подшипников.

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

Расчет подшипников качения. Проектный расчет не выполняют. Тип подшипника принимают, учитывая целый ряд факторов, в первую очередь соотношение осевой и радиальной нагрузок, действующих на подшипник. Конкретный подшипник выбирают исходя из размеров посадочной поверхности на валу.

Главными критериями работоспособности подшипников качения являются усталостная контактная прочность и стойкость к пластическим деформациям. Поэтому различают следующие виды расчета подшипников качения:

1) по статической грузоподъемности для предотвращения пластических деформаций тел и дорожек качения. Расчет выполняют при частоте вращения $n < 1 \text{ мин}^{-1}$;

2) по динамической грузоподъемности для предотвращения усталостного контактного выкрашивания тел и дорожек качения. Расчет осуществляют при $n \geq 1 \text{ мин}^{-1}$.

Для подшипников, установленных на валы, вращающиеся с частотой более одного оборота в минуту, выполняют проверочный расчет на *динамическую грузоподъемность*. Должно соблюдаться условие

$$C_p \leq C_{\text{паспорт}}, \quad (12.2)$$

где C_p – расчетная грузоподъемность, определяемая в зависимости от условий работы, действующих нагрузок, типа тела качения и требуемой долговечности узла, Н; $C_{\text{паспорт}}$ – 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), Н.

Расчетную грузоподъемность можно определить по формуле

$$C_p = P_{\text{экв}} \sqrt[m]{L}, \quad (12.3)$$

где $P_{\text{экв}}$ – эквивалентная динамическая нагрузка, Н; L – требуемая долговечность подшипника, ч; m – показатель степени, зависящий от типа тела качения.

Смазка подшипников скольжения. Для уменьшения трения и износа подшипники смазывают. Смазка должна быть маслянистой и вязкой.

Маслянистость – способность смазки образовывать на поверхности трения устойчивые адсорбированные пленки.

Вязкость называется свойство слоев смазки сопротивляться относительному сдвигу. Во всех гидродинамических расчетах смазки учитывают динамическую вязкость. За единицу динамической вязкости принимают силу в ньютонах, необходимую для перемещения слоя жидкости площадью в 1 м^2 по слою той же величины, удаленному от первого на 1 м, со скоростью 1 м/с; сокращенное обозначение этой единицы $\text{Па} \cdot \text{с}$.

Смазочные материалы могут быть жидкие, пластичные (густые), твердые и газообразные.

Жидкие смазки являются основным смазочным материалом. Они имеют низкий коэффициент внутреннего трения. Их легко подавать к местам смазки, они оказывают охлаждающее действие. Недостатком жидкой смазки является ее вытекание из мест смазки.

Жидкие масла бывают органические и минеральные.

Органические масла – растительные (касторовое и др.) и животные (костный жир и др.) – обладают высокими смазывающими свойствами, используются, как правило, в специальных случаях.

Минеральные масла – продукты перегонки нефти – находят преимущественное применение для подшипников. К ним относят индустриальные масла различных марок, моторные и др.

Вода служит для смазки подшипников с вкладышами из дерева, резины и некоторых пластмасс.

Пластичные смазки (мази) получают путем загущения жидких минеральных масел мылами жирных кислот или углеводородами. К ним относятся солидолы, консталины и др. Эти смазки хорошо заполняют зазоры, герметизируя узлы трения. Вязкость их мало меняется с изменением температуры. Применяются в подшипниках при малых скоростях скольжения и ударных нагрузках.

Твердые смазочные материалы (графит, слюда и др.) используют в машинах, когда по условиям производства нельзя применить жидкую или консистентную смазку (ткацкие станки, пищевые машины и др.).

Воздушная и газовая смазки используются в малонагруженных подшипниках при очень большой угловой скорости вала (центрифуги, шлифовальные шпиндели и др.).

Тема 13

МУФТЫ

13.1. Классификация. Соединительные муфты: неподвижные, подвижные (жесткие, упругие). Сцепные муфты: управляемые и самоуправляемые

Приводными муфтами (далее – муфтами) называются устройства, служащие для кинематической и силовой связи валов в приводах машин и механизмов (рис. 13.1).

В машиностроении так называют короткие, по сравнению с их диаметром, узлы (детали), надеваемые на цилиндрические объекты (чаще – валы) для их соединения.



Рис. 13.1. Муфты

Кроме основного своего предназначения (передают с одного вала на другой вращающий момент без изменения его величины и направления), муфты могут выполнять следующие функции:

- компенсируют монтажные неточности и деформации геометрических осей валов (рис. 13.2);
- разъединяют и соединяют валы без остановки двигателя;

– предохраняют машину от поломок в аварийных режимах, поглощают толчки и вибрации;

– ограничивают частоту вращения и т. д.

По принципу действия муфты подразделяют на четыре класса:

1) нерасцепляемые (не допускают разъединения валов при работе машины);

2) управляемые (допускают возможность управления муфтой);

3) самодействующие (автоматически срабатывают в результате изменения заданного режима работы);

4) прочие (все муфты, не входящие в первые три класса).

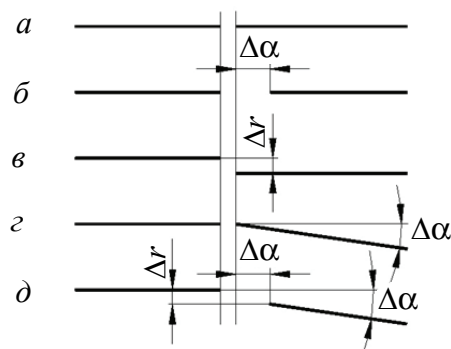


Рис. 13.2. Схематическое расположение осей соединяемых валов:

а – соосное расположение; *б* – осевое смещение;

в – радиальное смещение;

г – угловое смещение; *д* – смещение

Все муфты (кроме четвертого класса) подразделяют на следующие группы:

– механические;

– гидродинамические;

– электромагнитные.

В свою очередь механические муфты можно разделить на следующие подгруппы:

1) жесткие;

2) компенсирующие;

3) упругие;

4) предохранительные;

5) обгонные и др.

По характеру соединения валов муфты подразделяют:

– на неуправляемые (постоянные);

– управляемые;

– самоуправляемые (автоматические).

Выбор типоразмера муфты. Все муфты стандартизованы и выбираются в зависимости от условий эксплуатации, величины расчетного крутящего момента и диаметров соединяемых валов.

Расчетный крутящий момент определяется по формуле

$$T_p = K T_n, \quad (13.1)$$

где T_p – расчетный крутящий момент, Н · м; 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.

Глухие муфты образуют жесткое и неподвижное соединение валов. Они не компенсируют ошибки изготовления и монтажа, требуют точной центровки валов. Такие муфты используют для тихоходных валов.

Типичными представителями являются:

- 1) втулочная муфта;
- 2) фланцевая муфта.

Втулочная муфта (рис. 13.3) – самая простая из глухих муфт, которая состоит из соединительной втулки со штифтами или шпонками. Основное достоинство втулочных муфт – простота конструкции. Применяют их при относительно небольших нагрузках на валах диаметрами до 60–70 мм.



Рис. 13.3. Втулочная муфта со шлицами

Фланцевая муфта (рис. 13.4) – наиболее распространенная муфта, которая 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.

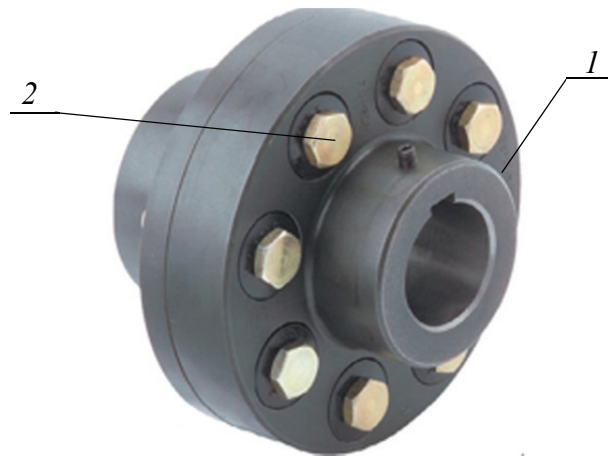


Рис. 13.4. Фланцевая муфта:
1 – полумуфта; 2 – болт

Фланцевые муфты применяют для соединения валов диаметром до 200 мм и более. Достоинствами таких муфт являются простота конструкции и сравнительно небольшие габариты.

Компенсирющие муфты бывают:

- жесткие;
- упругие.

Кулачково-дисковая муфта (рис. 13.5) состоит из двух полумуфт 1 и 3, соединенных промежуточным диском 2. При работе диск перемещается по пазам полумуфт, и тем самым компенсируются несоосность соединяемых валов (радиальные смещения – до $0,04d$, угловые – до $30'$).

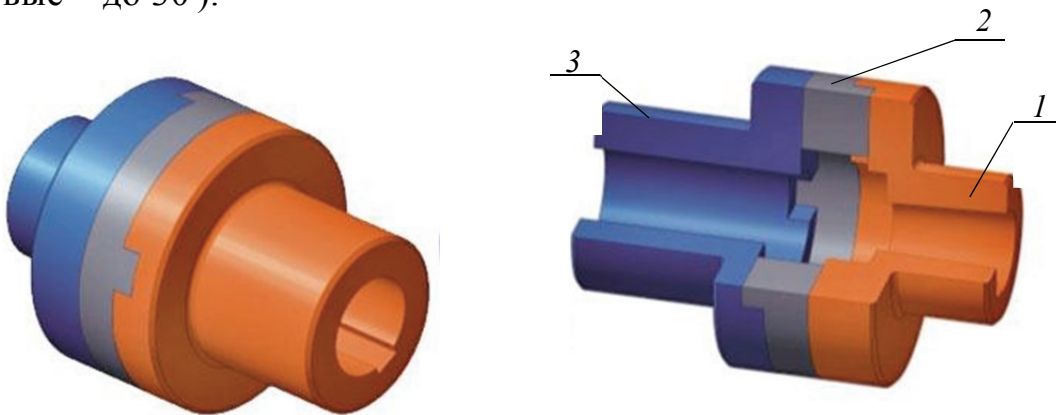


Рис. 13.5. Кулачково-дисковая муфта:
1, 3 – полумуфты; 2 – промежуточный диск

Скольжение выступов в пазах сопровождается их износом. Интенсивность износа возрастает с увеличением несоосности и частоты вращения. Для уменьшения износа поверхности трения муфты периодически смазывают и не допускают на них больших напряжений смятия.

Зубчатая муфта (рис. 13.6) состоит из двух полумуфт *1* и *3* с наружными зубьями эвольвентного профиля и разъемной обоймы *2* с внутренними зубьями. Передача вращающего момента осуществляется большим числом одновременно работающих зубьев, что обеспечивает высокую нагрузочную способность и малые габариты муфты.

Для компенсации смещений деталей предусматривают торцевой зазор δ .

Для ослабления вредного влияния кромочного контакта применяют зубья бочкообразной формы, а соединение выполняют с увеличенными зазорами.

Зубчатые муфты допускают угловое смещение валов $\Delta\alpha_{\max} = 1,5^\circ$, радиальное – $\Delta r = 0,2-0,6$ мм, осевое – 1–8 мм. Детали зубчатых муфт изготавливают из углеродистых сталей марок 45, 40Х, 45Л коваными или литыми. Для повышения износостойкости зубья полумуфт подвергают термической обработке до твердости не ниже 40 HRC, а зубья обойм – не ниже 35 HRC.

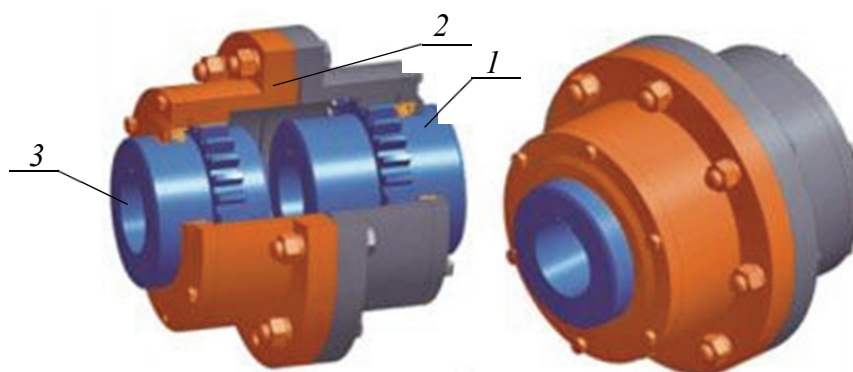


Рис. 13.6. Зубчатая муфта:
1, 3 – полумуфты; *2* – обойма

Упругие компенсирующие муфты используются не только для компенсации смещения валов, но и для снижения динамичности нагрузок и амортизации колебаний, возникающих при работе передач машин. Различают следующие виды упругих муфт:

- 1) втулочно-пальцевая;
- 2) со змеевидными пружинами;
- 3) с торообразной оболочкой;
- 4) с упругой звездочкой и др.

Упругая втулочно-пальцевая муфта (рис. 13.7) состоит из двух полумуфт *1*, соединенных пальцами *2*, на которые для смягчения ударов надеты гофрированные резиновые втулки. Такие муфты в силу простоты конструкции получили широкое применение в приводах

от электродвигателей для валов диаметрами 9–160 мм при вращающих моментах 6,3–16 000 Н · м.

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°.

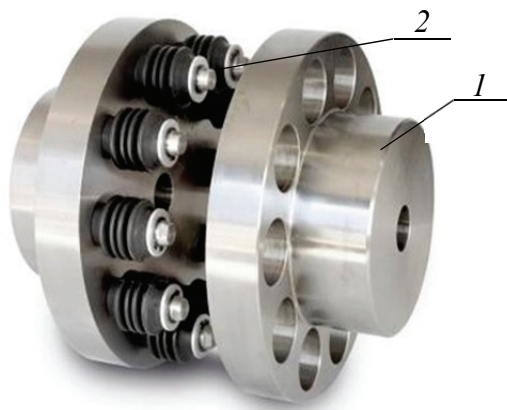


Рис. 13.7. Упругая втулочно-пальцевая муфта:
1 – полумуфта; 2 – пальцы

Муфта со змеевидными пружинами (рис. 13.8) состоит из двух полумуфт 1 с зубьями специальной формы, между которыми свободно расположены секции змеевидной пружины 3 прямоугольного сечения. Кожух 2, состоящий из двух половин, служит резервуаром для пластичного смазочного материала и предохраняет пружину от выпадения.

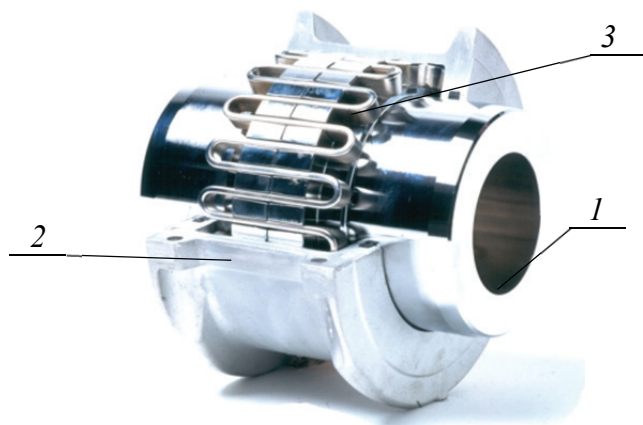


Рис. 13.8. Муфта со змеевидными пружинами:
1 – полумуфта; 2 – кожух; 3 – пружина

Муфта используется для передачи больших вращающих моментов, обладает хорошими эксплуатационными качествами, имеет небольшие габариты, но сравнительно дорогостоящая. В зависимости от размеров муфты могут компенсировать радиальные смещения валов

0,5–3,0 мм, осевые – 4–20 мм и угловые – до $1^{\circ}15'$. В качестве материалов полумуфт применяют сталь марки 45, стальное литье 45Л; пружин – пружинные стали марок 65Г, 60С2. Расчет муфты предусматривает проверку прочности пружины при изгибе методами сопротивления материалов.

Управляемые (сцепные) муфты позволяют соединять и разъединять валы без остановки двигателя.

По конструкции управляемые муфты можно разделить на кулачковые, зубчатые, основанные на зацеплении, и фрикционные, основанные на трении.

Кулачковые и зубчатые муфты имеют весьма 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. Проверочные расчеты муфт

Проверочные расчеты упругой втулочно-пальцевой муфты. Проверочный расчет заключается в определении напряжения смятия между пальцами 3 и резиновыми втулками 4 (набор резиновых колец) по напряжениям смятия и напряжениям изгиба пальцев 4 (рис. 13.9).

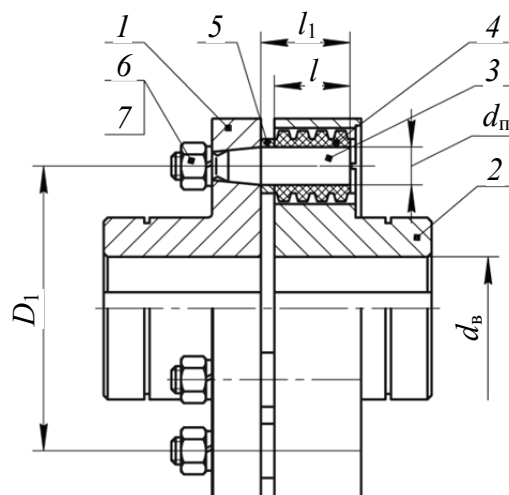


Рис. 13.9. Эскиз упругой втулочно-пальцевой муфты:
 1, 2 – полумуфты; 3 – палец; 4 – упругая втулка;
 5 – шайба для пальцев; 6 – стопорная шайба; 7 – гайка

Расчетные напряжения смятия определяют по формуле

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T_p}{zD_1 l d_{\text{п}}} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (13.2)$$

где T_p – расчетный крутящий момент, Н · м; z – число пальцев; D_1 – диаметр окружности расположения пальцев, мм; l – рабочая длина втулки (набора резиновых колец), мм; $d_{\text{п}}$ – диаметр пальцев под резиной, мм; $[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемое напряжение смятия для резиновых втулок, Н/мм² ($[\sigma_{\text{см}}] = 2-4 \text{ Н/мм}^2$).

Напряжения изгиба пальцев вычисляют из соотношения

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{F_t l_1}{2zW} \leq [\sigma_{\text{изг}}], \quad (13.3)$$

где F_t – окружная сила, Н, определяемая по следующей формуле:

$$F_t = \frac{2T_p}{D_1}; \quad (13.4)$$

l_1 – длина втулки, мм; W – момент сопротивления изгибу для сечения пальца, мм³, рассчитываемый по формуле

$$W = 0,1d_{\text{п}}^3. \quad (13.5)$$

Допускаемое напряжение находят из следующего условия:

$$[\sigma_{\text{изг}}] = (0,4-0,5)\sigma_{\text{т}}, \quad (13.6)$$

где $\sigma_{\text{т}}$ – предел текучести материала пальца, МПа (для стали Ст5 можно принять 300 МПа).

Радиальную силу, действующую на вал от упругой втулочно-пальцевой муфты, вычисляют по формуле

$$F_{\text{м}} = 23\sqrt[3]{T_p^2 K}, \quad (13.7)$$

где T_p – расчетный крутящий момент, Н · м; K – коэффициент, учитывающий режим работы привода.

Проверочный расчет зубчатой муфты. После выбора муфты (рис. 13.10) необходима проверка ее на износ зубьев по удельному давлению:

$$q = \frac{T_p}{0,9bd^2} \leq [q], \quad (13.8)$$

где b – длина зуба втулки, мм; d – диаметр делительной окружности, мм, определяемый по формуле

$$d = mz, \quad (13.9)$$

здесь m – модуль зацепления, мм; z – число зубьев втулки;
 $[q]$ – допускаемое давление, обычно принимаемое равным $[q] = 12-15$ МПа.

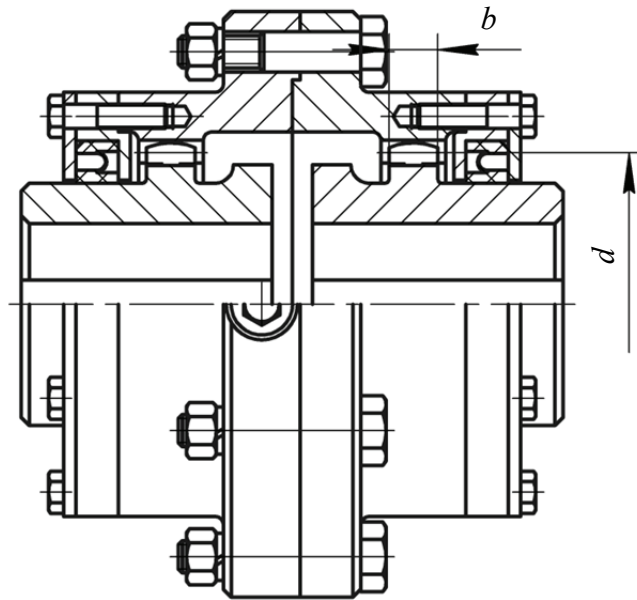


Рис. 13.10. Эскиз зубчатой муфты

Радиальную силу, действующую на вал от зубчатой муфты, рассчитывают по следующей формуле:

$$F_{\text{м}} = (0,15-0,20) \frac{2000T_{\text{п}}}{d}. \quad (13.10)$$

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

14.1. Понятие о соединениях деталей машин, классификация. Резьбовые соединения. Классификация резьбовых соединений

В процессе изготовления машины некоторые ее детали соединяют между собой, при этом образуются неразъемные или разъемные соединения.

Неразъемными называют соединения, которые невозможно разобрать без разрушения или повреждения деталей. К ним относятся заклепочные, сварные и клеевые соединения, а также посадки с натягом.

Разъемные соединения – это такие соединения, которые можно разбирать и вновь собирать без повреждения деталей. К разъемным соединениям относятся резьбовые, шпоночные, шлицевые и другие соединения.

Резьбовым называют соединение составных частей изделия с применением детали, имеющей резьбу.

Резьба представляет собой чередующиеся выступы и впадины на поверхности тела вращения, расположенные по винтовой линии.

Резьбовые соединения являются самым распространенным видом соединений вообще и разъемных в частности. В современных машинах детали, имеющие резьбу, составляют свыше 60% от общего количества деталей (рис. 14.1).

Основными резьбовыми соединениями являются:

- болтовые (рис. 14.1, *а*);
- винтовые (рис. 14.1, *б*);
- соединения с помощью шпильки (рис. 14.1, *в*), которые состоят из болтов 1, винтов 4, шпилек 6, гаек 2, шайб 5, 3 и соединяемых деталей 7, 8 (рис. 14.1).

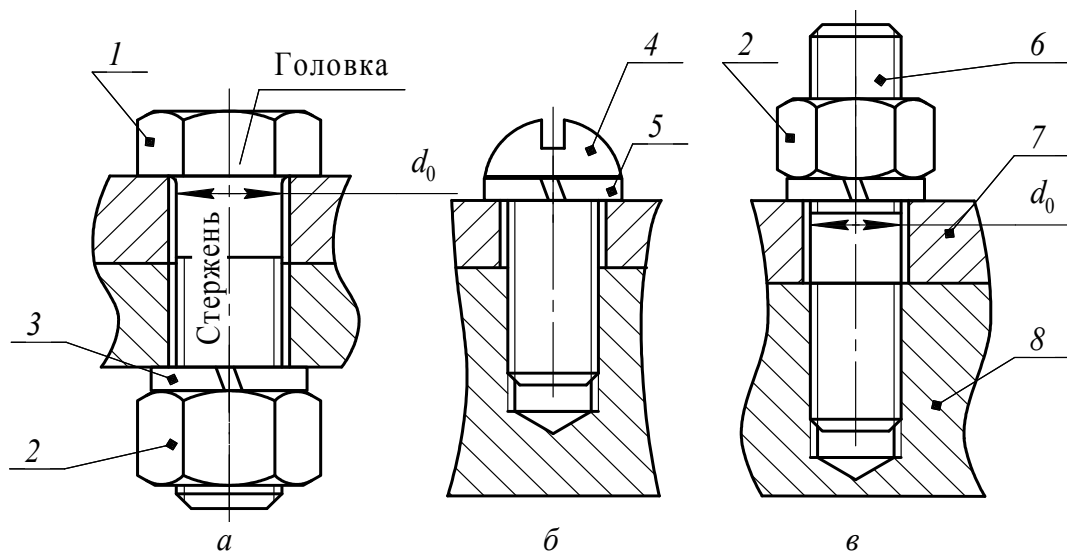


Рис. 14.1. Конструктивные формы резьбовых соединений:

а – болтовое; *б* – винтовое; *в* – соединение с помощью шпильки:

1 – болт; 2 – гайка; 3, 5 – шайбы; 4 – винт; 6 – шпилька; 7, 8 – соединяемые детали

Болтовые соединения (рис. 14.1, *а*) являются наиболее надежными, простыми и дешевыми, так как не требуют нарезания резьбы в соединяемых деталях. Применяются для соединения детали, когда конструктивно возможно установить и закрутить гайку на нарезной части болта, а также для скрепления деталей из материалов, не обеспечивающих требуемую надежность резьбы.

Винтовые соединения (рис. 14.1, *б*) используют в тех случаях, когда одна из скрепляемых деталей относительно большой толщины, при отсутствии места для расположения гаек, с целью уменьшения массы резьбового соединения, для придания соединению красивого внешнего вида. Винтовые соединения можно применять только в тех случаях, когда деталь, в которой нарезается резьба, имеет достаточную толщину и ее материал обеспечивает требуемую прочность и надежность резьбы.

Соединения шпилькой (рис. 14.1, *в*) используют вместо винтовых 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**. Она получается созданием на цилиндрическом или коническом стержне канавок с поперечным сечением определенного профиля, каждая точка которого располагается на винтовой линии.

Достоинствами резьбовых соединений являются:

- 1) универсальность;
- 2) высокая надежность;

3) малые габариты и вес крепежных резьбовых деталей;
4) способность создавать и воспринимать большие осевые усилия;

5) технологичность и возможность точного изготовления.

К **недостаткам** резьбовых соединений относятся:

- значительная концентрация напряжений в местах резкого изменения поперечного сечения;
- высокая металлоемкость резьбовых соединений;
- усложнение конструкции изделия;
- низкий КПД подвижных резьбовых соединений.

В зависимости от формы поверхности, на которой нарезается резьба, различают резьбы:

- 1) цилиндрические;
- 2) конические.

Исходя из формы профиля резьбы бывают:

- треугольные (рис. 14.2, *a*);
- трапецеидальные (рис. 14.2, *б*);
- круглые (рис. 14.2, *в*);
- упорные (рис. 14.2, *г*);
- прямоугольные (рис. 14.2, *д*).

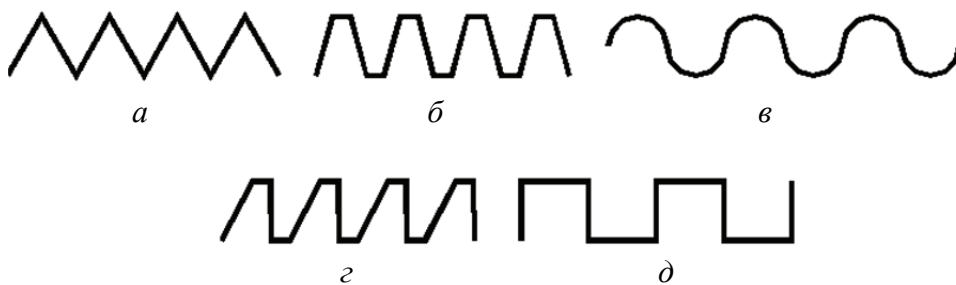


Рис. 14.2. Профиль резьбы:

a – треугольный; *б* – трапецеидальный;
в – круглый; *г* – упорный; *д* – прямоугольный

По направлению винтовой линии резьбы выделяют:

- 1) правые;
- 2) левые.

В зависимости от числа заходов резьбы делятся:

- на однозаходные;
- многозаходные.

Исходя из величины шага резьбы бывают:

- 1) с крупным шагом;
- 2) мелким шагом.

В соответствии с назначением резьбы различают:

- крепежные;
- крепежно-уплотнительные;
- кинематические (для передачи движения).

Крепежные резьбы применяют в резьбовых соединениях; они имеют треугольный профиль, который характеризуется большим трением, предохраняющим резьбу от самоотвинчивания, высокой прочностью, технологичностью.

Крепежно-уплотнительные резьбы используют в соединениях, требующих герметичности. Эти резьбы также имеют треугольный профиль, но без радиальных зазоров. Как правило, все крепежные детали имеют однозаходную резьбу.

Резьбы для передачи движения (кинематические) применяют в винтовых механизмах; они имеют трапецеидальный (реже прямоугольный) профиль, который характеризуется меньшим трением.

14.2. Геометрические параметры резьбы. Конструкции и материалы резьбовых деталей

Среди крепежных резьб широкое распространение получила **метрическая резьба**. Она имеет профиль в виде равностороннего треугольника с углом 60° (рис. 14.3).

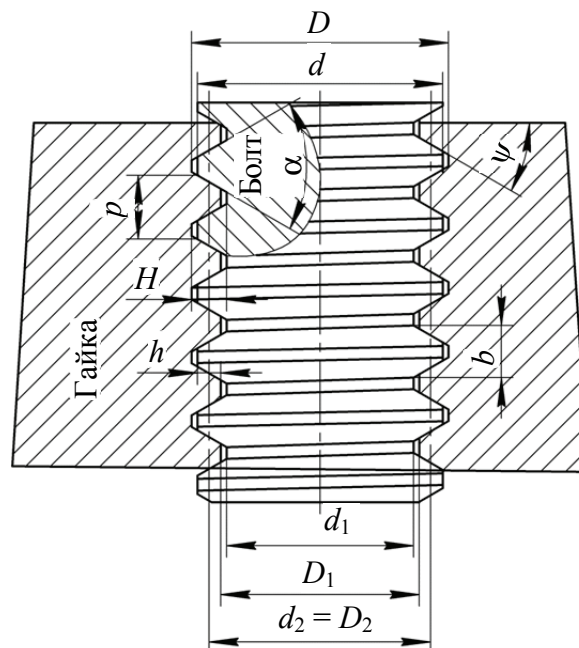


Рис. 14.3. Основные параметры резьбы

Основными геометрическими параметрами метрической резьбы (рис. 14.3) являются: наружный d , D , внутренний d_1 , D_1 и средний d_2 , D_2 диаметры резьбы (d – для болта, D – для гайки); угол подъема резьбы γ ; шаг резьбы p ; ход резьбы P_h ; количество заходов резьбы n ; угол профиля резьбы $\alpha = 60^\circ$; рабочая высота профиля h ; высота витка (толщина витка) b ; высота теоретического профиля H ; угол наклона профиля ψ .

Метрическая резьба выполняется с крупным и мелким шагом.

В качестве основной крепежной чаще всего применяют метрическую резьбу с крупным шагом.

Стандартные крепежные детали. В зависимости от формы головки болты и винты бывают с шестигранными, полукруглыми, цилиндрическими, потайными и другими головками. Форму головки выбирают исходя из необходимой силы затяжки, пространства для поворота ключа, внешнего вида узла и т. д.

Болты и винты с шестигранными головками применяют чаще других, так как они допускают большую силу затяжки и требуют небольшого поворота ключа ($1/6$ оборота) до перехвата.

В зависимости от формы стержня болты и винты бывают с нормальным стержнем, с подголовком, с утолщенным точно обработанным стержнем для постановки без зазора в отверстие из-под развертки, со стержнем уменьшенного диаметра ненарезанной части для повышения упругой податливости и выносливости при переменных нагрузках.

В соответствии с точностью изготовления болты и винты бывают нормальной и повышенной точности.

Исходя из назначения болты и винты предусмотрены общего назначения, установочные и специальные. Установочные винты применяют для фиксации положения деталей. По форме головок и концов они разделяются на большое число типов. К специальным болтам относятся фундаментные, конусные (для отверстий из-под развертки), грузовые винты – рым-болты и многие другие.

Шпильки изготавливают без проточки и с проточкой. В зависимости от материала детали глубина завинчивания шпилек в гнездо различная. Для чугунных деталей применяют шпильки с глубиной завинчивания $l_1 \approx 1,35d$, для стальных – $l_1 \approx d$. При переменных нагрузках прочность шпилек выше, чем болтов.

Исходя из формы гайки бывают шестигранные, круглые, гайки-барашки и др. Наиболее распространены шестигранные гайки. Круглые гайки используют для фиксации деталей при осевых нагрузках. В зависимости от высоты шестигранные гайки бывают нормальные,

высокие и низкие. Высокие гайки применяют при частых разборках и сборках для уменьшения износа резьбы. Прорезные и корончатые гайки также выполняют высокими. В соответствии с точностью изготовления шестигранные гайки бывают нормальной и повышенной точности.

Шайбы подкладывают под гайки; они служат для предохранения деталей от задиров и увеличения опорной поверхности. Шайбы бывают точеные и штампованные. Имеется большая группа стандартных стопорных шайб, которые предназначены для предохранения резьбовых соединений от самоотвинчивания.

14.3. Силовые соотношения в винтовой паре

Сначала, для простоты выводов, рассмотрим усилия, возникающие в винтовой паре с прямоугольной резьбой (рис. 14.4, в). Заменяем гайку ползуном, который перемещается по витку резьбы под действием окружной силы F_t (рис. 14.4, а). Развернем виток резьбы винта по среднему диаметру d_2 в наклонную плоскость, по которой перемещается ползун (элемент гайки).

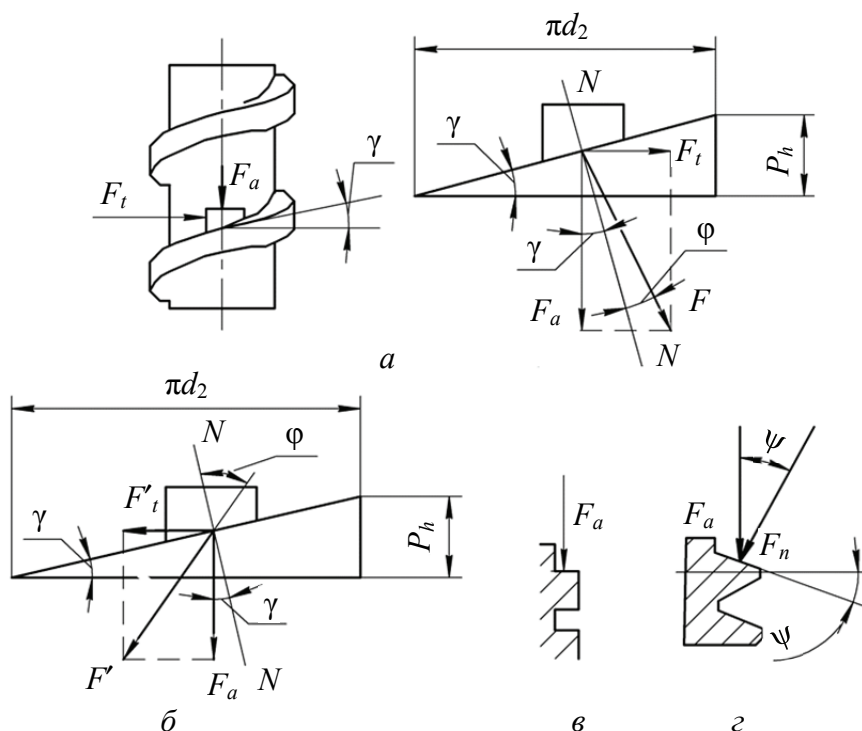


Рис. 14.4. Силовые соотношения в резьбе:
 а – при завинчивании гайки; б – при отвинчивании гайки;
 в – в прямоугольной резьбе; z – в непрямоугольной резьбе

Рассмотрим два случая перемещения ползуна, соответствующие завинчиванию и отвинчиванию гайки.

Завинчивание гайки или винта (рис. 14.4, а). Под действием силы F_t ползун, испытывающий осевую силу F_a (сила затяжки), перемещается вверх по наклонной плоскости, равнодействующая сила F будет направлена в сторону подъема. Из теоретической механики известно, что сила взаимодействия F между наклонной плоскостью и ползуном, возникающая при движении его по наклонной плоскости, представляет собой равнодействующую нормальной силы и силы трения между ними и наклонена к нормали NN поверхности их соприкосновения под углом трения φ .

Разложим равнодействующую силу F на две составляющие: осевую F_a и окружную F_t . Из рис. 14.4, а следует, что

$$F_t = F_a \operatorname{tg}(\gamma + \varphi), \quad (14.1)$$

где γ – угол подъема резьбы, град.

Крутящий момент трения $T_{\text{тр.рез}}$ в резьбе, создаваемый окружной силой F_t при навинчивании гайки или винта, составит:

$$T_{\text{тр.рез}} = 0,5d_2F_t, \quad (14.2)$$

или

$$T_{\text{тр.рез}} = 0,5d_2F_a \operatorname{tg}(\gamma + \varphi). \quad (14.3)$$

Отвинчивание гайки или винта (рис. 14.4, б). В этом случае ползун опускается вниз по наклонной плоскости и равнодействующая сила F' направлена в сторону опускания ползуна. Разложим силу F' на составляющие F'_t и F'_a . Отсюда

$$F'_t = F'_a \operatorname{tg}(\varphi - \gamma). \quad (14.4)$$

Таким образом, для отвинчивания гайки или винта следует приложить внешнюю окружную силу, т. е. при работе не будет самоотвинчивания. Для этого необходимо, чтобы $F'_t > 0$, или $F'_a \operatorname{tg}(\varphi - \gamma) > 0$.

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 ($\varphi > \gamma$).

Рассмотрим силовые соотношения в винтовой паре с резьбой, у которой боковая поверхность витка наклонена под некоторым углом наклона профиля ψ (рис. 14.4, з). Для упрощения выводов угол наклона резьбы примем равным нулю ($\gamma = 0$). В отличие от прямоугольного

профиля (рис. 14.4, в), в этом случае осевая сила F_a действует на боковую поверхность резьбы под углом наклона профиля ψ .

Определим силы трения в резьбе:

$$F_{\text{тр}} = fF_a, \quad (14.5)$$

где f – коэффициент трения. В прямоугольной резьбе $F_a = F_n$ (F_n – нормальная сила). При наклонном профиле

$$F_n = \frac{F_a}{\cos \psi}.$$

Тогда

$$F_{\text{тр}} = fF_n = \frac{fF_a}{\cos \psi} = f'F_a, \quad (14.6)$$

где f' – приведенный коэффициент трения, равный:

$$f' = \frac{f}{\cos \psi}. \quad (14.7)$$

Из формулы (14.7) следует, что с увеличением угла ψ сила трения растёт. Следовательно, в прямоугольной резьбе сила трения минимальная, а в треугольной метрической ($\alpha = 60^\circ$) – максимальная. Вот почему во всех крепежных резьбовых соединениях применяется метрическая резьба с углом наклона профиля 30° , где наибольшая сила трения, и тем самым создается лучшее условие от самоотвинчивания гаек и винтов.

Из теоретической механики известно, что угол трения $\varphi = \arctg f$. Но так как тангенс малых углов равен числовым значениям самих углов, можно принять, что $\varphi = f$. Соотношение коэффициентов трения f и f' соответствует соотношению между углами трения φ и φ' :

$$\varphi' = \frac{\varphi}{\cos \psi}, \quad (14.8)$$

где φ' – приведенный угол трения, град.

Окружную силу в резьбах любого профиля по аналогии с прямоугольной ((14.1), (14.3)) можно записать следующим образом:

$$F_t = F_a \text{tg}(\gamma + \varphi'), \quad (14.9)$$

а крутящий момент трения в резьбе

$$T_{\text{тр.рез}} = 0,5d_2F_a \text{tg}(\gamma + \varphi'). \quad (14.10)$$

Условие самоторможения выполняется, когда $\varphi' > \gamma$.

14.4. Способы стопорения резьбовых соединений. КПД винтовой пары

Все крепежные резьбы удовлетворяют условию самоторможения, так как угол подъема резьбы γ значительно меньше угла трения φ' . Однако практика эксплуатации машин показала, что при переменных нагрузках 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 используются редко из-за двойного расхода гаек 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**, т. е. шплинтами, проволокой, различными стопорными шайбами с лапками, которые отгибают после завинчивания гаек или винтов;

3) **приваркой или пластическим деформированием**: расклепыванием, кернением. Применяются, когда соединение не требует разборки;

4) **с помощью паст, лаков, красок и клеев**.

Распределение осевой силы по виткам в свете исследований Н. Е. Жуковского. Осевая нагрузка по виткам резьбы гайки распределяется неравномерно из-за неблагоприятного сочетания деформаций винта и гайки (витки наиболее растянутой части винта взаимодействуют с витками наиболее сжатой части гайки). Статически неопределимая задача о распределении нагрузки по виткам прямоугольной резьбы гайки с десятью витками (рис. 14.5) была решена профессором Н. Е. Жуковским в 1902 г. В дальнейшем это решение подтвердилось многочисленными экспериментальными исследованиями.

На рис. 14.5 условно показано распределение осевой силы между витками: F_1 – сила, действующая на первый виток резьбы (ближайший к опорной поверхности), F_2 – сила, действующая на второй виток, и т. д.

Установлено, что при стандартной крепежной гайке с шестью витками первый воспринимает 34% нагрузки F , второй – 22%, третий – 16% и шестой виток только 7% (рис. 14.5). Вот почему в нормальных

гайках число полных витков не более шести, так как на десятый виток приходится менее 1%.

Это обстоятельство значительно сдерживает возможность увеличения несущей способности резьбового соединения за счет увеличения высоты гайки.

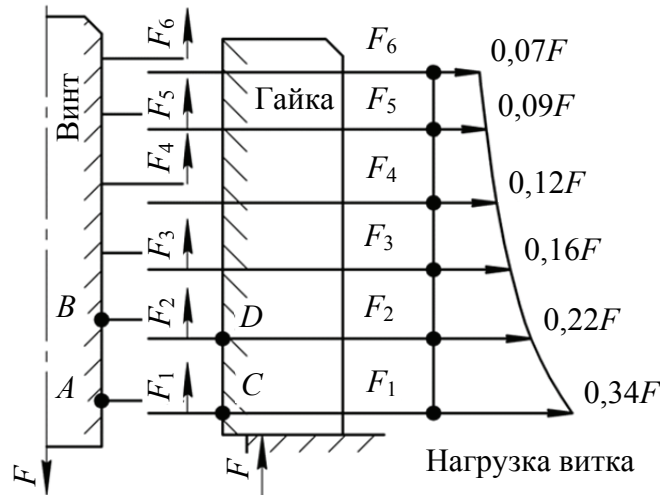


Рис. 14.5. Распределение осевой силы по виткам резьбы

Для выравнивания нагрузки в резьбе используют специальные гайки, которые повышают динамическую прочность соединений до 30%.

КПД винтовой пары. КПД винтовой пары определяется отношением полезной работы $W_{\text{п}}$ к затраченной W_3 за один оборот винта или гайки:

$$W_{\text{п}} = F_a P_h = F_a \pi d_2 \operatorname{tg} \gamma, \quad (14.11)$$

$$W_3 = F_t \pi d_2 = F_a \operatorname{tg}(\gamma + \rho') \pi d_2. \quad (14.12)$$

Следовательно,

$$\eta_{\text{в.п}} = \frac{W_{\text{п}}}{W_3} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')}. \quad (14.13)$$

Из формулы (14.3) следует, что $\eta_{\text{в.п}}$ возрастает с увеличением γ и снижением ρ' . В самотормозящейся винтовой паре (при $\gamma < \rho'$) $\eta_{\text{в.п}}$ наиболее низкий: $\eta_{\text{в.п}} \ll 0,5$.

Для увеличения $\eta_{\text{в.п}}$ применяют:

- многозаходную резьбу, так как у нее более высокое значение γ ;
- прямоугольную или трапецеидальную резьбу, поскольку у нее минимальное значение ρ' ;
- антифрикционные материалы;
- смазку резьбы;
- уменьшение шероховатости поверхностей.

14.5. Расчет резьбовых соединений

Основным критерием работоспособности крепежных резьбовых соединений является прочность. Стандартные крепежные детали сконструированы равнопрочными по следующим параметрам: по напряжениям среза и смятия в резьбе, напряжениям растяжения в нарезанной части стержня и в месте перехода стержня в головку. Поэтому для стандартных крепежных деталей в качестве главного критерия работоспособности принята прочность стержня на растяжение, и по ней ведут расчет болтов, винтов и шпилек. Расчет резьбы на прочность выполняют в качестве проверочного лишь для нестандартных деталей.

Расчет незатянутых болтов, нагруженных осевой растягивающей силой. Характерный пример незатянутого резьбового соединения – крепление крюка грузоподъемного механизма или грузовой скобы (рис. 14.6). Опасным является сечение, ослабленное нарезкой.

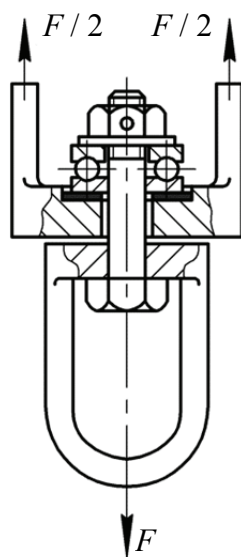


Рис. 14.6. Схема нагружения деталей грузовой скобы

Расчет сводится к определению расчетного диаметра резьбы из условия прочности на растяжение:

$$\sigma_p = \frac{F}{A_p} \leq [\sigma_p], \quad (14.14)$$

где F – растягивающая сила, Н; A_p – площадь опасного сечения, мм², которая вычисляется по формуле

$$A_p = \frac{\pi d_1^2 z}{4}, \quad (14.15)$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы, мм; z – число болтов.

Расчет болта, который испытывает растяжение и кручение, вызванное силой трения в резьбе. Примером является резьбовое соединение винтовой стяжкой (рис. 14.7). В данном случае винт испытывает совместное действие растяжения из-за силы затяжки и момента кручения от действия сил трения в резьбе.

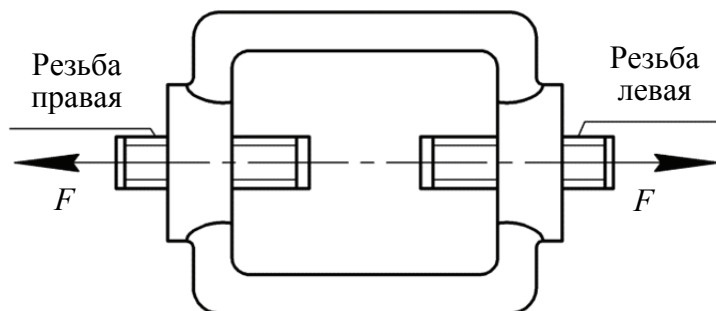


Рис. 14.7. Схема нагружения деталей винтовой стяжки

В этом случае расчет ведется по эквивалентному напряжению в болте $\sigma_{\text{экр}}$ по гипотезе энергии формоизменения:

$$\sigma_{\text{экр}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_k^2} = \sigma_p \sqrt{1 + \left(\frac{\tau_k}{\sigma_p}\right)^2} \leq [\sigma_p], \quad (14.16)$$

где σ_p – напряжение растяжения, МПа, испытываемое винтом, определяемое по формуле

$$\sigma_p = \frac{4F_{\text{зат}}}{\pi d_1^2}, \quad (14.17)$$

здесь $F_{\text{зат}}$ – сила затяжки, Н; d_1 – внутренний диаметр резьбы, мм; τ_k – напряжение кручения, МПа, испытываемое винтом от сил трения в резьбе, вычисляемое по формуле

$$\tau_k = \frac{T}{W_p}, \quad (14.18)$$

здесь T – крутящий момент силы трения в резьбе, Н · мм, рассчитываемый по формуле

$$T = F_{\text{зат}} \frac{d_2}{2} \text{tg}(\gamma + \varphi'), \quad (14.19)$$

здесь d_2 – средний диаметр резьбы, мм; W_p – полярный момент сопротивления в опасном сечении, определяемый по формуле

$$W_p = \frac{\pi d_1^3}{16}. \quad (14.20)$$

Взяв отношение напряжений, получим:

$$\frac{\tau_k}{\sigma_p} = \frac{F_{\text{зат}} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') \pi d_1^2 \cdot 16}{\pi d_1^3 \cdot 4F_0} = 2 \frac{d_2}{d_1} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi'). \quad (14.21)$$

С учетом того, что для стандартной метрической резьбы $d_2 / d_1 \approx 1,12$ и коэффициент трения $f = 0,15$, чему соответствует $\varphi' = 8^\circ 40'$, получим $\tau_k / \sigma_p \approx 0,5$.

Тогда (14.16) окончательно примет вид

$$\sigma_{\text{экв}} \approx 1,3\sigma_p \leq [\sigma_p]. \quad (14.22)$$

Следовательно, болт, работающий одновременно на растяжение и кручение, вызванное затяжкой, можно рассчитывать только на растяжение по допускаемому напряжению, уменьшенному в 1,3 раза, или по расчетной силе, увеличенной в 1,3 раза.

Расчет болта в соединении, нагруженном поперечной силой.

В этом случае болт может ставиться как с зазором (рис. 14.8), так и без зазора (рис. 14.9) в отверстия деталей.

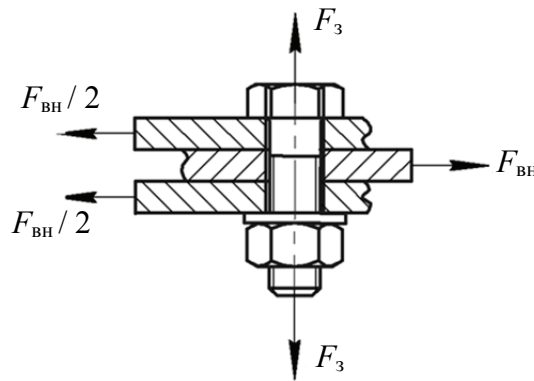


Рис. 14.8. Резьбовое соединение пластин, нагруженное поперечной силой. Болт поставлен с зазором

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 $F_{\text{зат}}$. При этом должно выполняться условие

$$F_f > F_r. \quad (14.23)$$

Поэтому болт испытывает напряжение растяжения:

$$\sigma_p = \frac{F_{\text{заг}}}{A} \leq [\sigma_p], \quad (14.24)$$

где A – площадь поперечного сечения болта, мм^2 , которая рассчитывается по формуле

$$A = \frac{\pi d_1^2}{4} z, \quad (14.25)$$

здесь d_1 – внутренний диаметр резьбы, мм; z – количество болтов.

Сила трения находится по следующей формуле:

$$F_f \geq F_{\text{заг}} f, \quad (14.26)$$

где f – коэффициент трения.

С учетом неравенства (14.26) и возможности нескольких плоскостей стыка i , а также с учетом сил трения в резьбе:

$$F_{\text{заг}} = \frac{1,3KF_r}{if}, \quad (14.27)$$

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 (14.27) в (14.17), получим:

$$\sigma_p = \frac{1,3KF_r \cdot 4}{if\pi d_1^2 z} \leq [\sigma_p]. \quad (14.28)$$

Установка болта без зазора (рис. 14.9). В этом случае болт испытывает напряжения среза и расчет производится по формуле

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F_r}{A_p} \leq [\tau_{\text{ср}}], \quad (14.29)$$

где F_r – поперечная сила, Н; A_p – площадь поперечного сечения болта, мм^2 , вычисляемая по формуле

$$A_p = \frac{\pi d_0^2}{4} iz, \quad (14.30)$$

здесь d_0 – размер диаметра болта по плоскости среза, мм; i – количество плоскостей среза; z – количество болтов.

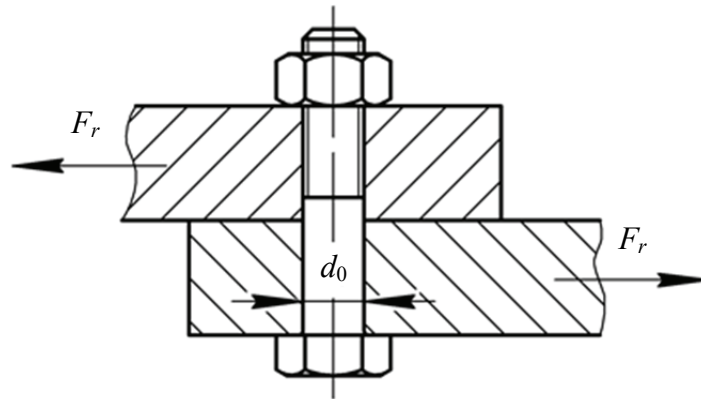


Рис. 14.9. Резьбовое соединение пластин, нагруженное поперечной силой. Болт поставлен без зазора

Примечание. Практические расчеты показывают, что если болт поставлен с зазором, его диаметр будет больше, чем при установке болтов без зазора при прочих равных условиях.

Расчет болтов, работающих на раскрытие стыка (болт нагружен осевой силой). Данные соединения (рис. 14.10) достаточно распространены: закрепление крышек цилиндров двигателей внутреннего сгорания, крышек резервуаров под давлением, крышек подшипниковых узлов, соединение основания и крышки редукторов и т. д.

В этом случае предварительная затяжка болта силой $F_{\text{зат}}$ должна обеспечить отсутствие раскрытия стыка деталей после того, как будет приложена внешняя нагрузка $F_{\text{вн}}$ при сохранении прочности болта.

На рис. 14.10 приведена схема для расчета силы, действующей на болт. Исходное ненагруженное состояние показано на рис. 14.10, а. Оно состоит из двух фланцев толщиной h_1 и h_3 , прокладки h_2 , болта и гайки.

В результате предварительной затяжки гайки детали стыка от $F_{\text{зат}}$ сжимаются на величину $\Delta l_{\text{д}}$ (рис. 14.10, б), а болт растягивается на величину $\Delta l_{\text{б}}$. Для большей наглядности $\Delta l_{\text{б}}$ и $\Delta l_{\text{д}}$ непропорционально увеличены. В этом случае на болт действует только сила затяжки $F_{\text{зат}}$, которая вызвана величиной деформаций деталей стыка (фланцев и прокладки).

При последующем приложении внешней нагрузки $F_{\text{вн}}$ к болту от внутреннего давления он дополнительно удлиняется на $\Delta l'_{\text{б}}$, а сжатые детали стыка частично разгружаются и восстанавливают свою толщину на $\Delta l'_{\text{д}}$, причем в пределах до раскрытия стыка $\Delta l'_{\text{б}} = \Delta l'_{\text{д}}$ (рис. 14.10, в). Таким образом, действие сжатых деталей на болт после приложения внешней силы уменьшается, и сила, действующая на болт, принимает вид

$$F_{\text{б}} = \Delta F_{\text{зат}} + F_{\text{вн}}, \quad (14.31)$$

где $\Delta F_{\text{зат}}$ – остаточная сила затяжки со стороны сжатых деталей стыка, Н.

Задача нахождения результирующей нагрузки, действующей на болт $F_{\text{б}}$, статически не определима и решается с помощью упругих деформаций деталей, находящихся в соединении с учетом их податливости.

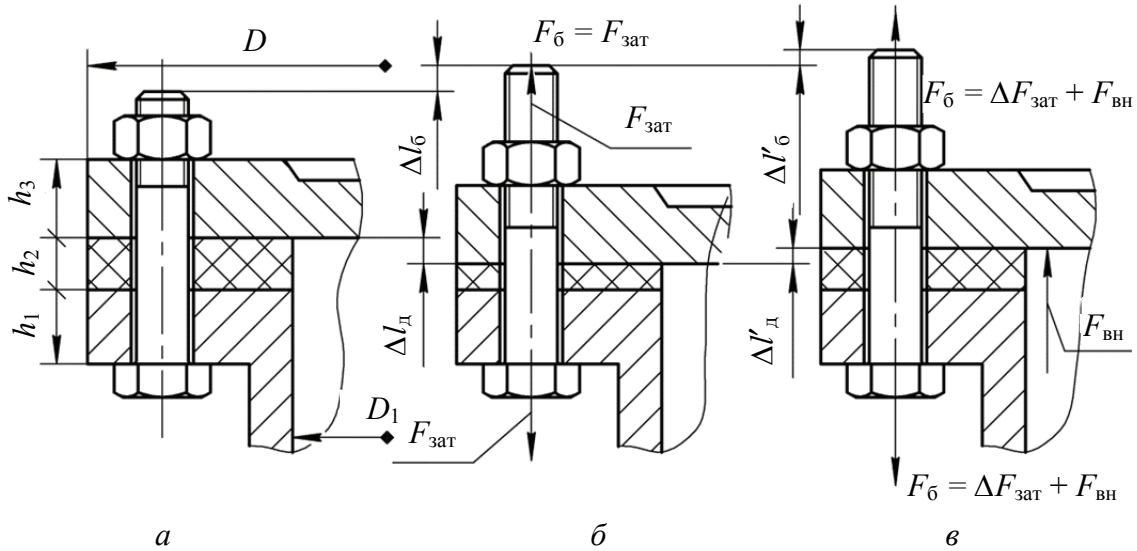


Рис. 14.10. Схема для расчета предварительно затянутого болтового соединения и нагруженного осевой растягивающей силой:
 а – болт не затянут; б – болт затянут;
 в – к затянутому болту приложена внешняя сила

Для таких соединений сила, действующая на болт, после приложения внешней нагрузки будет рассчитываться по формуле

$$F_{\text{б}} = F_{\text{зат}} + \chi F_{\text{вн}}, \quad (14.32)$$

где χ – коэффициент внешней нагрузки, который показывает, какая часть внешней нагрузки $F_{\text{вн}}$ действует на болт:

$$\chi = \frac{\lambda_{\text{д}}}{\lambda_{\text{б}} + \lambda_{\text{д}}}, \quad (14.33)$$

где $\lambda_{\text{д}}$, $\lambda_{\text{б}}$ – коэффициенты податливости соединяемых деталей и болта соответственно.

Для выполнения проектного расчета коэффициент внешней нагрузки можно принимать: $\chi = 0,2-0,3$ в соединениях без прокладок и с металлическими прокладками; $\chi = 0,4-0,5$ при наличии прокладок из текстолита, органического стекла или капрона; $\chi = 0,6-0,8$, если прокладка из полиэтилена, фторопласта, винипласта или резины.

Выражение (14.32) справедливо, пока сила предварительной затяжки $F_{\text{зат}}$ будет больше, чем часть внешней силы, действующей на детали стыка, тем самым будет соблюдаться условие нераскрытия стыка деталей:

$$F_{\text{зат}} > (1 - \chi)F_{\text{вн}} \quad (14.34)$$

или с учетом запаса затяжки

$$F_{\text{зат}} = K(1 - \chi)F_{\text{вн}}, \quad (14.35)$$

где K – коэффициент запаса затяжки болта (в соединениях без прокладок при постоянной внешней нагрузке $K = 1,25-2,00$; без прокладок при переменной внешней нагрузке $K = 2-4$; с прокладками $K = 2-5$).

Учитывая силы трения в резьбе, получим:

$$F_{\text{зат}} = 1,3K(1 - \chi)F_{\text{вн}}. \quad (14.36)$$

Подставив в (14.32) значение $F_{\text{зат}}$, вычисленное по (14.36), получим формулу для определения расчетной силы, действующей на болт:

$$F_p = [1,3K(1 - \chi) + \chi]F_{\text{вн}}. \quad (14.37)$$

Из (14.32) следует, что для снижения силы, действующей на болт, необходимо уменьшить значения коэффициента внешней нагрузки χ , который зависит от податливости материала болта и деталей стыка.

При переменных внешних нагрузках для снижения расчетной силы, действующей на стержень болта, применяются более податливые болты (рис. 14.11), которые позволяют уменьшить χ и, тем самым, снизить силу затяжки $F_{\text{зат}}$, или устанавливаются более жесткие прокладки.

Опасным сечением для прочности болта является сечение по внутреннему диаметру d_1 , где имеются концентраторы напряжений. Учитывая отсутствие концентрации напряжений в ненагруженной части стержня, ее диаметр можно выполнить меньше d_1 (рис. 14.11, а) или просверлить отверстие (рис. 14.11, б). При этом болт будет равнопрочным, а его податливость увеличивается. Варьируя длины участков l_1-l_4 , можно изменять податливость болтов.

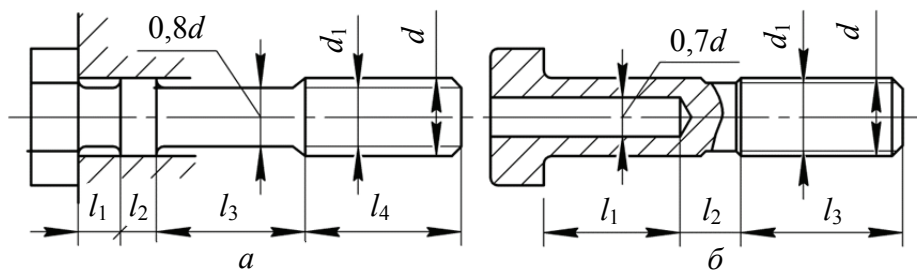


Рис. 14.11. Податливые болты:

а – болт с переменной площадью поперечного сечения;

б – болт с соосным отверстием

Допускаемые напряжения. Обычно болты, винты и шпильки изготавливают из пластичных материалов, поэтому допускаемые напряжения при статической нагрузке определяют в зависимости от предела текучести материала, а именно:

- 1) при расчете на растяжение $[\sigma_p] = \sigma_T / [S]$;
- 2) при расчете на срез $[\tau_{ср}] = 0,4\sigma_T$;
- 3) при расчете на смятие $[\sigma_{см}] = 0,8\sigma_T$.

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.

Ориентировочные значения коэффициента запаса прочности при действии статической нагрузки на крепежные детали, изготовленные из углеродистых сталей, можно принимать:

- для незатянутых соединений $[S] = 1,5–2,0$ (в общем машиностроении);
- $[S] = 3–4$ (для грузоподъемных машин);
- $[S] = 1,3–2,0$ (при контролируемой затяжке);
- $[S] = 2,5–3,0$ (при неконтролируемой затяжке крепежных деталей диаметром более 16 мм).

Для крепежных деталей диаметром менее 16 мм верхние пределы значений коэффициентов запаса прочности увеличивают в 2 и более раз ввиду возможности обрыва стержня из-за перетяжки. Для крепежных деталей из легированных сталей (применяемых для более ответственных соединений) значения допускаемых коэффициентов запаса прочности берут примерно на 25% больше, чем для углеродистых сталей.

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 при переменной нагрузке значения допускаемых напряжений берут в пределах $[\tau_{ср}] = (0,2–0,3)\sigma_T$ (меньшие значения для легированных сталей).

Тема 15

ШТИФТОВЫЕ, ШПОНОЧНЫЕ И ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

15.1. Штифтовые соединения

Штифтовым называется соединение составных частей изделия с помощью штифта. Штифтовые соединения применяют для установления точного взаимного положения деталей и при передаче сравнительно небольших вращательных моментов. Для закрепления деталей на конце вала используется соединение, где 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. 15.1).

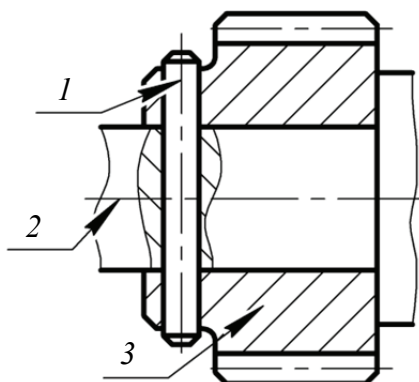


Рис. 15.1. Штифтовое соединение:

1 – цилиндрический штифт;
2 – вал; 3 – зубчатое колесо

Достоинствами штифтовых соединений являются:

- простота конструкции;
- технологичность;
- низкая стоимость.

К существенному **недостатку** таких соединений можно отнести ослабление сечения вала отверстием и связанная с этим концентрация напряжений.

Конструкция и размеры штифтов регламентированы многими стандартами. Основными типами стандартных штифтов являются: конический гладкий, конический насеченный, цилиндрический гладкий, цилиндрический насеченный, пружинный и т. д.

Гладкие конические и цилиндрические штифты чаще всего используют 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 изготавливают с конусностью 1:50, обеспечивающей самоторможение; они допускают многократную сборку-разборку и поэтому находят применение 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, причем обеспечивается надежное сцепление при вибрационных и ударных нагрузках, допускается многократная разборка и сборка.

Штифты обычно изготавливают из углеродистой или пружинной стали, для соединения пластмассовых деталей используют штифты из пластмасс.

Критерием работоспособности крепежного штифтового соединения является прочность. Диаметр штифта $d_{ш}$ можно найти из расчета его на срез по двум поперечным сечениям. Для круглой шпонки диаметр и длину определяют из расчета на срез по диаметральному сечению (один из размеров задается, например $d_{ш} = 0,25$ диаметра вала), а затем проверяют соединение на смятие, причем условная площадь смятия равна половине площади диаметрального сечения круглой шпонки.

Насеченные штифты рассчитывают так же, как и гладкие, но с коэффициентом ослабления, равным 1,3–1,5.

15.2. Шпоночные соединения

Шпоночное соединение – разъемное соединение, как правило, состоящее 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.

Все шпоночные соединения делятся на **ненапряженные** и **напряженные**. Ненапряженные соединения получают при применении призматических (рис. 15.2), сегментных (рис. 15.3) и круглых (рис. 15.4) шпонок. Напряженные соединения получают при использовании клиновых (рис. 15.5) и тангенциальных (рис. 15.6) шпонок.

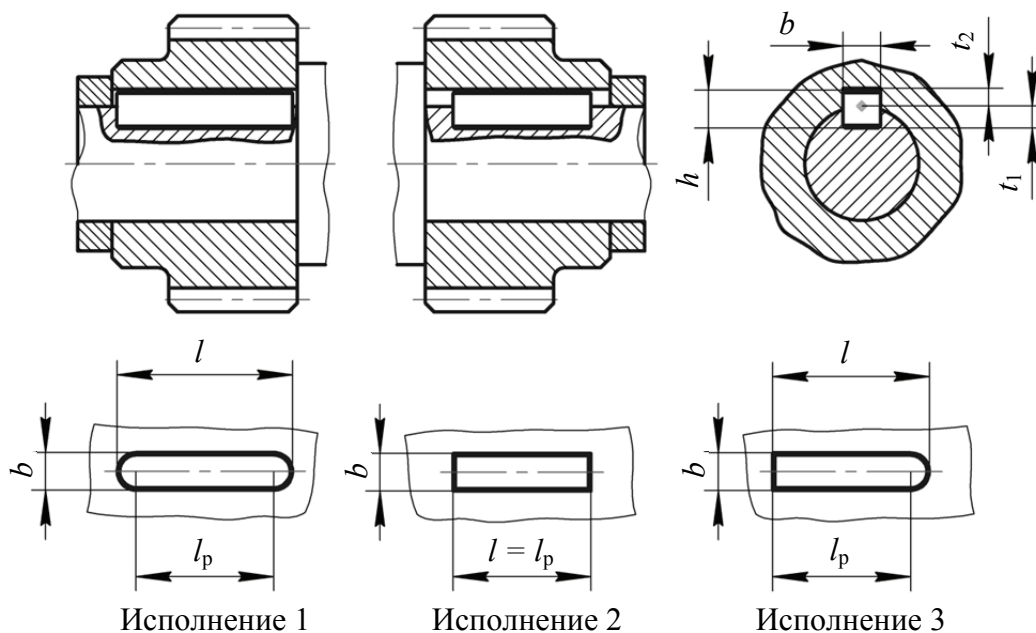


Рис. 15.2. Соединение призматическими шпонками

Конструкции соединений призматическими шпонками приведены на рис. 15.2. Размеры призматических шпонок стандартизованы.

По форме торцов призматические шпонки бывают: со скругленными торцами – исполнение 1; с плоскими торцами – исполнение 2 и с одним плоским, а другим скругленным торцом – исполнение 3 (рис. 15.2).

Призматические направляющие шпонки, закрепленные на валу, применяются в подвижных соединениях, чтобы перемещать ступицу подвижной детали вдоль вала.

Сегментные шпонки (рис. 15.3) так же, как и призматические, работают боковыми гранями и создают ненапряженное соединение. Размеры сегментных шпонок стандартизованы.

Цилиндрические шпонки устанавливаются с натягом на конце вала путем сверления отверстия и последующего развертывания (рис. 15.4). Основным достоинством шпоночных соединений с круглой шпонкой

является простота конструкции, а в качестве недостатка можно выделить возможность использования таких соединений только на концах валов.

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.

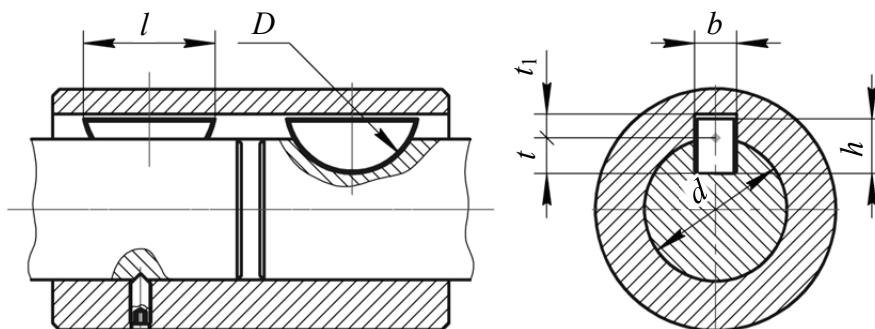


Рис. 15.3. Соединение сегментной шпонкой

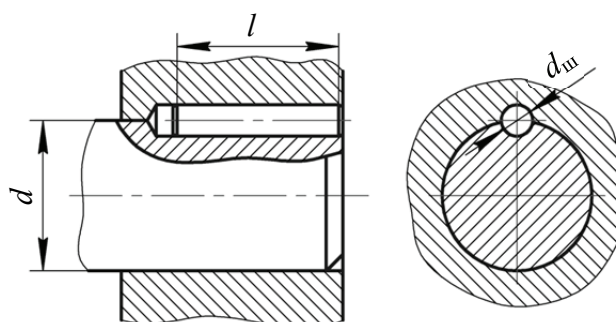


Рис. 15.4. Соединение круглой шпонкой

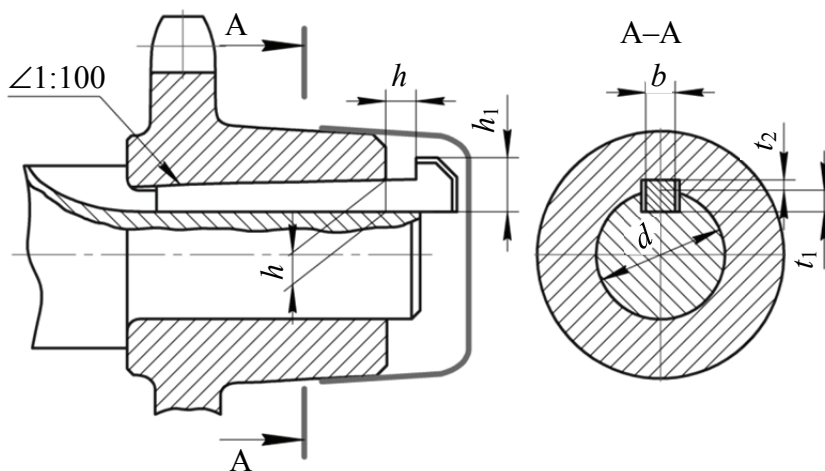


Рис. 15.5. Соединение клиновой врезной шпонкой

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°.

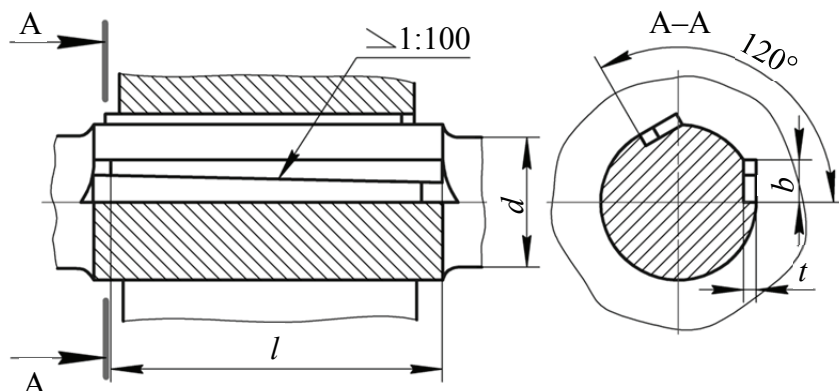


Рис. 15.6. Соединение тангенциальной шпонкой

Размеры тангенциальных шпонок стандартизированы. Длина шпонки принимается на 10–15% больше длины ступицы насаженной детали.

15.3. Расчет шпоночных соединений

Призматические, сегментные и круглые шпонки работают боковыми гранями. Проверочный расчет проводится из условия прочности на смятие по условию

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_p}{A_p} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (15.1)$$

где F_p – расчетная сила, Н; A_p – расчетная площадь опасного сечения шпонки, мм²; $[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемое напряжение смятия, Н/мм².

Для всех ненапряженных шпонок расчетная сила определяется по формуле

$$F_p = \frac{2T}{d}, \quad (15.2)$$

где T – крутящий момент на валу, Н · мм; d – диаметр вала, мм.

Площадь опасного сечения вычисляется:

1) для призматической шпонки

$$A_p = (h - t_1)l_p, \quad (15.3)$$

где h – высота шпонки, мм; t_1 – глубина шпоночного паза на валу, мм; l_p – рабочая длина шпонки (зависит от исполнения, см. рис. 15.2 на с. 143);

2) для сегментной шпонки

$$A_p = (h - t)l; \quad (15.4)$$

3) для круглой шпонки

$$A_p = 0,5d_{ш}l, \quad (15.5)$$

где $d_{ш}$ – диаметр шпонки, мм; l – длина шпонки, мм.

Поскольку сегментные шпонки исполняются шириной меньше других типов шпонок, их дополнительно проверяют на срез по следующему условию:

$$\tau_{ср} = \frac{F_p}{A_{ср}} \leq [\tau_{ср}], \quad (15.6)$$

где F_p – расчетная сила, Н; $A_{ср}$ – расчетная площадь среза шпонки, мм²; $[\tau_{ср}]$ – допускаемое напряжение среза, Н/мм².

Площадь среза находится из выражения

$$A_{ср} = bl, \quad (15.7)$$

где b – ширина шпонки, мм; l – длина шпонки, мм.

В **шпоночных соединениях клиновыми шпонками** 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 :

$$T_f = F_f \frac{d}{2}, \quad (15.8)$$

где F_f – сила трения между шпонкой, ступицей и валом, Н, которая рассчитывается по формуле

$$F_f = F_n f, \quad (15.9)$$

здесь F_n – нормальная сила, создаваемая от усилия запрессовки клиновой шпонки, Н; f – коэффициент трения; d – диаметр вала, мм.

При выполнении практических расчетов определяют максимальный крутящий момент, который может обеспечить соединение:

$$T \leq \frac{bl_p}{12} \left[b + 3 \left(1 + \frac{4}{\pi} \right) fd \right] [\sigma_{см}], \quad (15.10)$$

где b – ширина шпонки, мм; l_p – рабочая длина шпонки, определяемая из расчета, мм; f – коэффициент трения между шпонкой и насаживаемой деталью, когда поверхности сухие, вал и шпонка стальные, втулка стальная или чугунная ($f = 0,15-0,20$); d – диаметр вала, мм; $[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение смятия, Н/мм².

При выполнении проверочного расчета прочность на смятие широкой грани в соединении одной шпонкой вычисляются по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{12T}{bl_p(b + 6fd)} \leq [\sigma_{см}]. \quad (15.11)$$

Проверочный расчет шпоночных соединений тангенциальными шпонками выполняют по напряжениям смятия:

$$\sigma_{см} = \frac{T}{(0,45 + 0,5f)dlt_p} \leq [\sigma_{см}], \quad (15.12)$$

где t – ширина рабочей грани шпонки, мм.

Максимальный крутящий момент, передаваемый шпонками, рассчитывают по формуле

$$T \leq (0,45 + 0,5f)dlt_p[\sigma_{см}]. \quad (15.13)$$

15.4. Шлицевые (зубчатые) соединения

Шлицевые (зубчатые) соединения создаются выступами – зубьями на валу и впадинами – пазами в ступице (рис. 15.7). Рабочими поверхностями являются боковые грани зубьев. Все размеры шлицевых соединений стандартизированы.

Шлицевые соединения могут быть **неподвижными** и **подвижными**.

Шлицевые соединения обеспечивают большую точность, центрирование осей вала и ступицы, что позволяет использовать их при больших скоростях. Центрирование осуществляется: по наружному диаметру D (рис. 15.7, а), по внутреннему диаметру d (рис. 15.7, б) или по боковым граням шлицев b (рис. 15.7, в).

При выборе способа центрирования руководствуются следующими соображениями.

Центрирование по диаметрам (D или d) обеспечивает более высокую соосность ступицы и вала по сравнению с центрированием по

боковым граням. Центрирование по боковым граням обеспечивает более равномерное распределение нагрузки по зубьям.

По форме профиля зубьев различают три типа соединений: прямоугольные (рис. 15.7), эвольвентные (рис. 15.8) и треугольные (рис. 15.9). Номинальные размеры шлицевых (зубчатых) соединений стандартизированы: прямоугольных – ГОСТ 1139; эвольвентных – ГОСТ 6033.

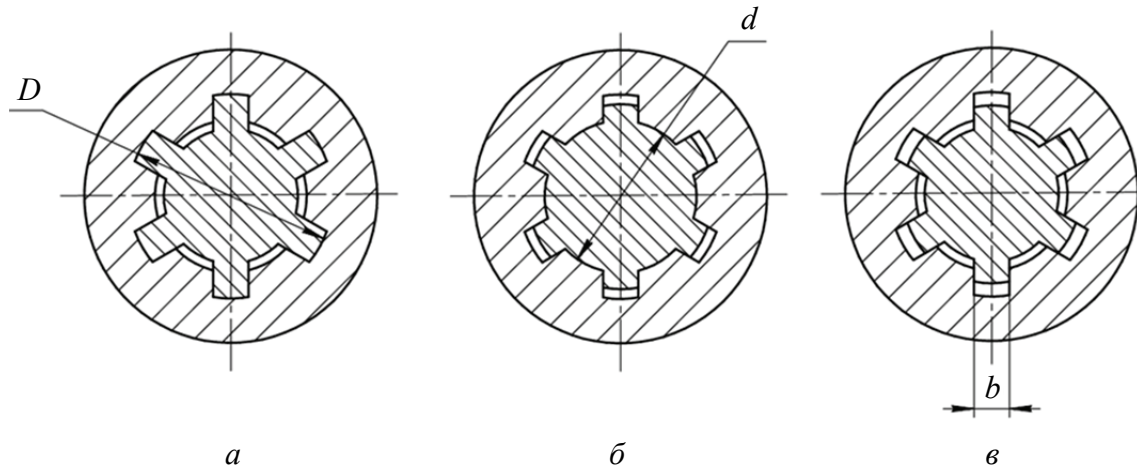


Рис. 15.7. Центрирование шлицевых соединений с прямоугольным профилем:

a – центрирование по наружному диаметру;

б – центрирование по внутреннему диаметру;

в – центрирование по боковым сторонам

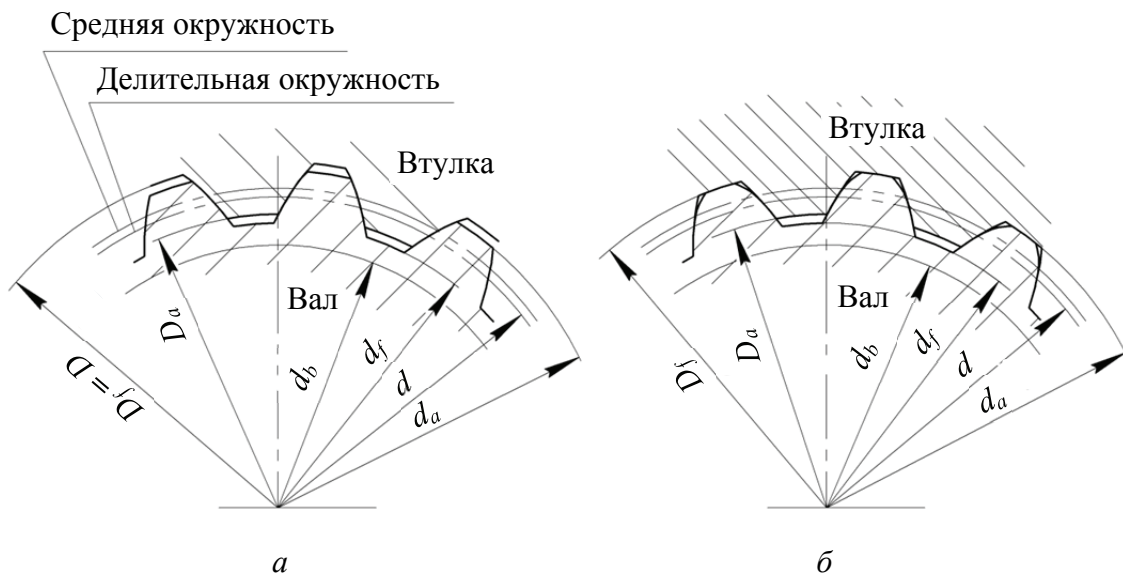


Рис. 15.8. Геометрия эвольвентного шлицевого соединения:

a – с центрированием по боковым граням;

б – с центрированием по наружному диаметру

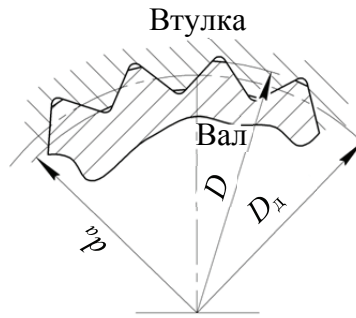


Рис. 15.9. Треугольное шлицевое соединение

Соединения с треугольными зубьями не стандартизированы. Их применяют главным образом как неподвижные при тонкостенных ступицах и стесненных габаритах по диаметру.

15.5. Расчет шлицевых соединений с прямоугольным профилем

Поскольку размеры шлицев (зубьев) стандартизированы, производится проверочный расчет соединений.

Неподвижные соединения рассчитываются только на смятие боковых поверхностей зубьев, а подвижные дополнительно на изнашивание. На практике используют упрощенный расчет по обобщенному критерию $\sigma_{см}$ и более точный в соответствии с ГОСТ 21425.

Упрощенный расчет по обобщенному критерию. При упрощенных расчетах допускают, что нагрузка распределяется по длине зубьев шлицев равномерно (рис. 15.10).

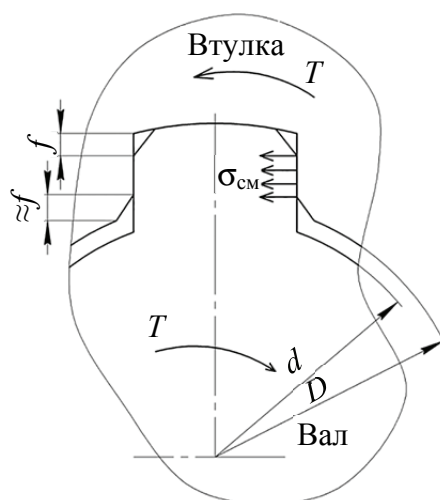


Рис. 15.10. Расчетная схема

При этом должно выполняться следующее условие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{K_3 z h d_{\text{ср}} l} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (15.14)$$

где T – номинальный вращающий момент, Н · мм; K_3 – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба ($K_3 = 0,7-0,8$); z – число зубьев; h – рабочая высота зубьев, мм; $d_{\text{ср}}$ – средний диаметр соединения, мм; l – рабочая длина зубьев, мм.

Для прямобочных зубьев рабочая высота зубьев и средний диаметр соединения могут быть рассчитаны по зависимостям

$$h = 0,5(D - d) - 2f, \quad (15.15)$$

$$d_{\text{ср}} = 0,5(D + d). \quad (15.16)$$

Для эвольвентных зубьев можно принять значения соответствующих параметров:

$$h \approx m, \quad (15.17)$$

$$d_{\text{ср}} = zm, \quad (15.18)$$

где z – число зубьев; m – модуль зубьев, мм.

СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

16.1. Область применения, классификация сварных соединений

Сварка – технологический процесс 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 прогрессивных способов получения различных машиностроительных, строительных и других конструкций. Сваркой изготавливают станины, рамы и основания, корпуса, зубчатые колеса, шкивы, звездочки, маховики, барабаны, балки и т. п.

Сварной шов – участок сварного соединения, образовавшийся в результате кристаллизации расплавленного металла.

Металл шва – сплав, образованный расплавленным основным и наплавленным металлами или только переплавленным основным металлом.

Основной металл – металл подвергающихся сварке соединяемых частей.

Зона сплавления – зона, где находятся частично оплавленные зерна металла на границе основного металла и металла шва. Эта зона нагрева ниже температуры плавления. Нерасплавленные зерна в этой зоне разъединяются жидкими прослойками, связанными с жидким металлом сварочной ванны, и в эти прослойки имеют возможность проникать элементы, введенные в ванну с дополнительным металлом или сварочными материалами. Поэтому химический состав этой зоны отличен от химического состава основного металла.

Зона термического влияния – участок основного металла, не подвергшийся расплавлению, структура и свойства которого изменились в результате нагрева при сварке, наплавке или резке.

Современные технологии позволяют выполнять сварку всех конструкционных и высоколегированных сталей, чугуна, алюминиевых, медных и других сплавов цветных металлов, а также пластмасс.

Достоинствами сварных соединений являются:

- лучше других обеспечивают условия равнопрочности;
- герметичность конструкции;
- малая трудоемкость;
- легкость механизации и автоматизации процесса сварки;
- невысокая масса и стоимость конструкции.

Примечание. Замена клепаных конструкций сварными уменьшает их массу до 25%, а замена литых конструкций сварными экономит до 30% и более металла.

К **недостаткам** сварных соединений можно отнести:

- 1) недостаточная надежность при ударных и вибрационных нагрузках;
- 2) коробление деталей в процессе сварки;
- 3) концентрация напряжений;
- 4) невозможность сварки закаленных соединений;
- 5) отсутствие возможности сваривать разнородные материалы;
- 6) зависимость качества соединения от квалификации сварщика при ручной сварке.

Из большого разнообразия существующих видов сварки наибольшее распространение получили: ручная дуговая сварка плавящимся электродом, автоматическая дуговая сварка плавящимся электродом под флюсом, электрошлаковая сварка и контактная сварка – стыковая, шовная и точечная.

При **ручной дуговой сварке** плавящимся электродом подача электрода и перемещение дуги вдоль свариваемых кромок осуществляются вручную. Нагрев производится электрической дугой между изделием и электродом. Электрод, расплавляясь при сварке, служит присадочным материалом для образования сварного шва. При данном способе возможна сварка стальных деталей толщиной 1–60 мм и более. Этот вид сварки применяют для конструкций с короткими и неудобно расположенными сварными швами, а также в единичном производстве.

При **автоматической дуговой сварке** плавящимся электродом под флюсом (рис. 16.1) подача электрода и перемещение дуги вдоль свариваемых кромок механизированы. Дуга горит под слоем сварочного флюса. В состав флюса входят шлакообразующие, легирующие и раскислительные составляющие, благодаря чему этот вид сварки обеспечивает высокую производительность процесса и хорошее качество шва. При нем возможна сварка деталей толщиной 2–130 мм и более. Этот вид сварки экономически наиболее целесообразен при непрерывных прямолинейных и кольцевых швах значительной

протяженности и особенно в крупносерийном и массовом производстве различных конструкций.

Электрошлаковая сварка – сварка плавлением, при которой для нагрева металла используется теплота, выделяющаяся при прохождении электрического тока через расплавленный шлак. Этот способ является самым производительным для сварки стальных листов толщиной 40–50 мм. Эффективность сварки возрастает с увеличением толщины свариваемых листов. Этим способом сваривают стальные и чугунные изделия толщиной до 1 м и выше, как, например, станины прокатных станков, прессов, молотов и т. п.

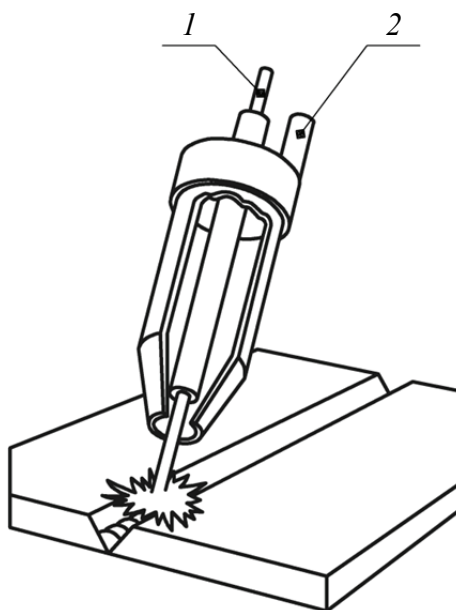


Рис. 16.1. Автоматическая дуговая сварка:
1 – электрод-проволока;
2 – штуцер подвода защитного газа

Стыковая контактная сварка основана на нагреве стыкуемых торцов деталей теплотой, выделяющейся при прохождении электрического тока. Нагрев торцов деталей производится либо до оплавления их (сварка плавлением), либо до пластического состояния с последующим сдавливанием деталей (сварка давлением). Этот способ сварки самый производительный и рентабельный при массовом и крупносерийном производстве.

Шовная контактная сварка, при которой соединение элементов выполняется внахлестку вращающимися дисковыми электродами в виде непрерывного или прерывного шва, применяется для получения герметичных швов в тонколистовых конструкциях (различные сосуды).

Точечная контактная сварка, при которой соединение элементов происходит на участках, ограниченных площадью торцов электродов, используется для тонколистовых конструкций, в которых не требуется герметичность швов.

Классификация сварных соединений. В зависимости от расположения соединяемых деталей выделяют следующие виды сварных соединений: **стыковые** (рис. 16.2), **нахлесточные** (рис. 16.3), **с накладками** (рис. 16.4), **угловые** (рис. 16.5), **тавровые** (рис. 16.6).

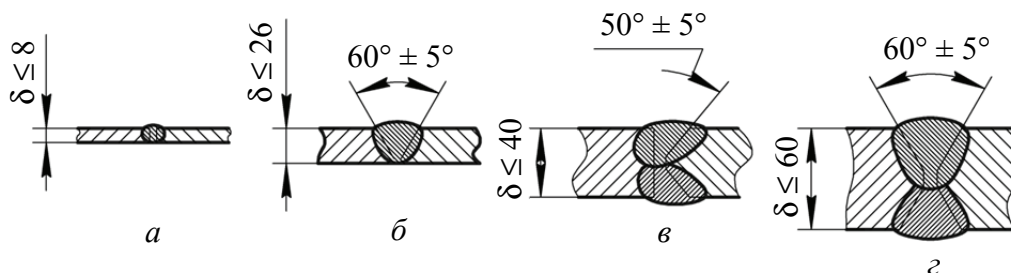


Рис. 16.2. Сварное стыковое соединение:
а – без разделки кромок; *б–г* – с разделкой кромок

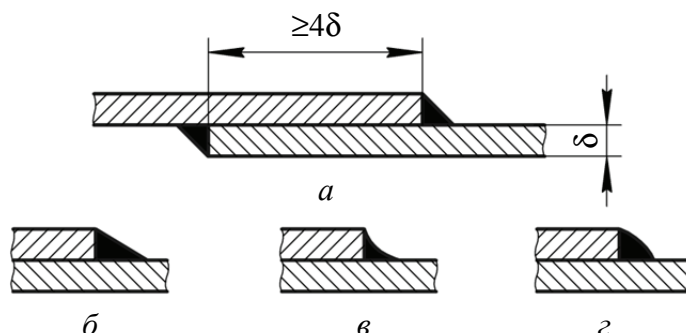


Рис. 16.3. Сварное нахлесточное соединение:
а – величина нахлеста; *б* – нормальный угловой шов;
в – вогнутый угловой шов; *г* – выпуклый угловой шов

Существуют следующие типы сварных швов: **стыковые** (рис. 16.2, 16.6, *в*), **угловые** (рис. 16.3–16.5, 16.6, *а, б*), **пробочные** (рис. 16.7, *а*), **прорезные** (рис. 16.7, *б*) и **комбинированные** (рис. 16.8, *г*).

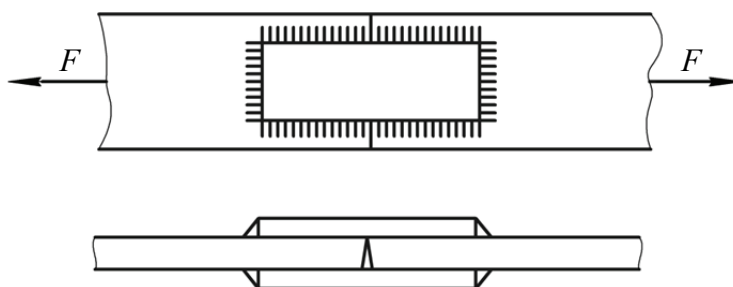


Рис. 16.4. Сварное соединение с накладками

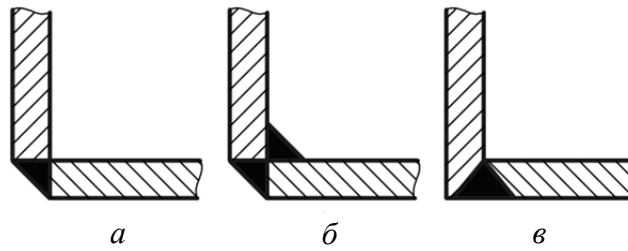


Рис. 16.5. Угловое сварное соединение:
a, б – без разделки кромок; *в* – с разделкой кромок

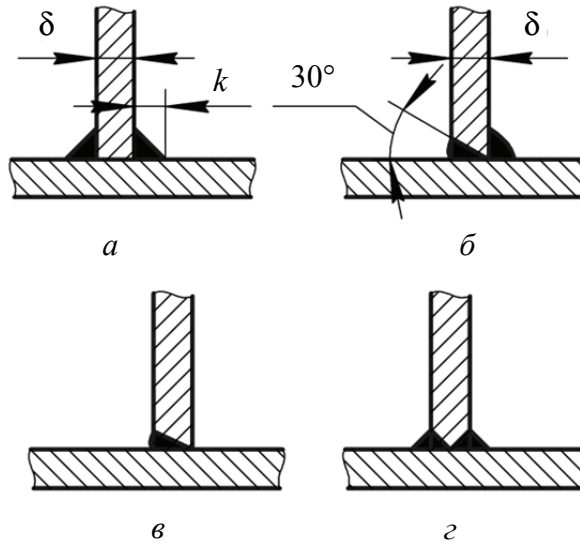


Рис. 16.6. Тавровое сварное соединение:
a – без разделки кромок; *б-г* – с разделкой кромок

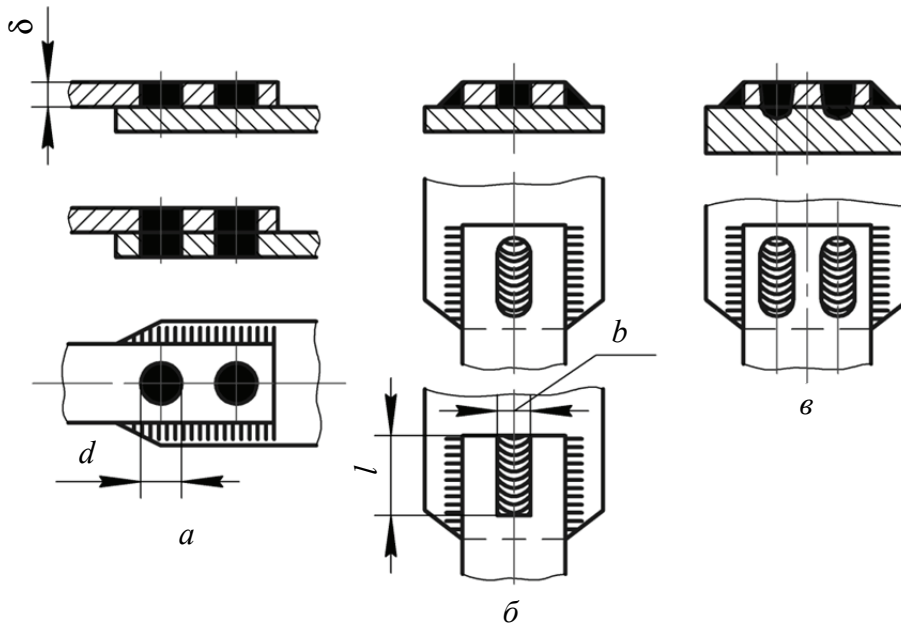


Рис. 16.7. Сварные соединения:
a – пробочные; *б* – прорезные; *в* – проплавные

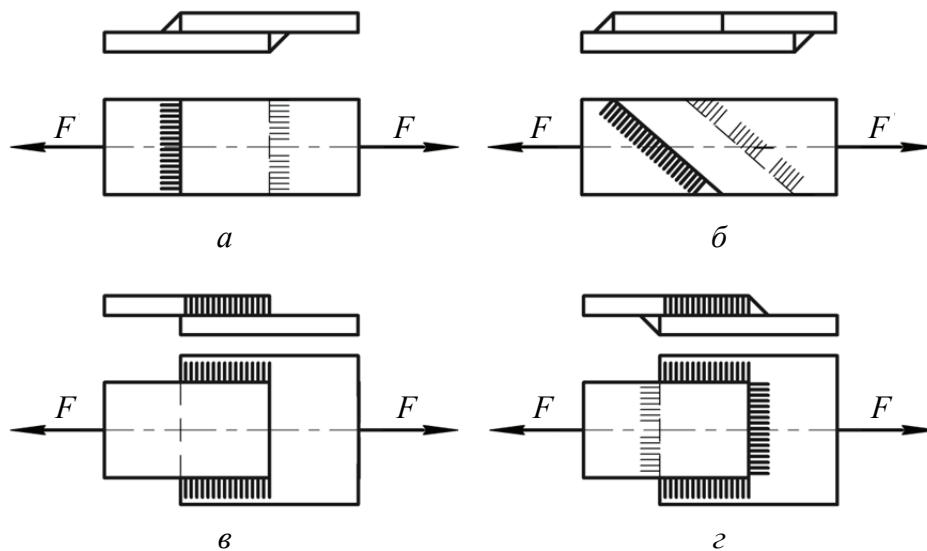


Рис. 16.8. Сварные швы по направлению нагрузки:
a – лобовые; *б* – косые; *в* – фланговые; *г* – комбинированные

Угловые швы по расположению относительно силы, 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*), которые состоят из двух или всех трех вышеуказанных швов.

16.2. Конструкция сварных соединений и их расчет

Основное требование при проектировании сварных конструкций – обеспечение равной прочности шва и соединяемых им деталей. В соответствии с этим требованием, а также размерами и расположением свариваемых деталей устанавливают соответствующий тип сварного шва. Если сварное соединение осуществляется несколькими швами, то их располагают так, чтобы они были нагружены равномерно (рис. 16.9).

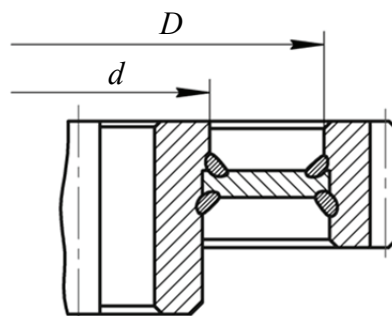


Рис. 16.9. Сварное колесо

Для угловых 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.

Расчет стыковых швов. Основным критерием работоспособности сварных соединений является прочность.

Расчет стыковых швов (рис. 16.10) производится по нормальному напряжению растяжения или сжатия по нормальному сечению соединяемых элементов без учета выпуклости шва:

– при растяжении:

$$\sigma'_p = \frac{F}{A} \leq [\sigma'_p]; \quad (16.1)$$

– при сжатии:

$$\sigma'_{сж} = \frac{F}{A} \leq [\sigma'_{сж}], \quad (16.2)$$

где σ'_p , $\sigma'_{сж}$ – расчетные напряжения растяжения и сжатия соответственно, Н/мм²; F – сила, растягивающая или сжимающая соединяемые детали, Н; A – площадь шва, мм², определяемая по формуле

$$A = \delta l, \quad (16.3)$$

здесь δ – толщина более тонкой свариваемой детали, мм; l – длина шва, мм;

$[\sigma'_p]$, $[\sigma'_{сж}]$ – допускаемые напряжения для шва при растяжении и сжатии соответственно, Н/мм².

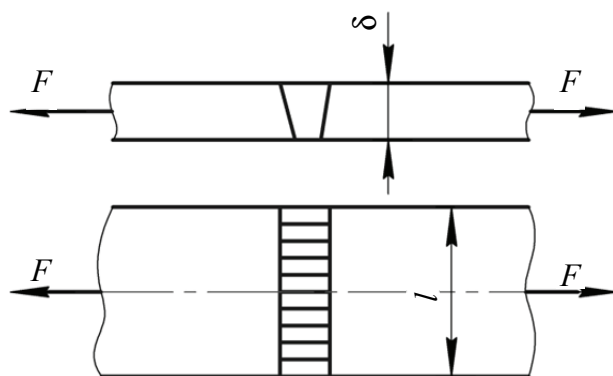


Рис. 16.10. Расчетная схема стыкового шва, нагруженного растягивающей силой

При проектном расчете требуемая длина сварного шва l , мм, вычисляется:

1) при растяжении:

$$l \geq \frac{F}{\delta[\sigma'_p]}; \quad (16.4)$$

2) при сжатии:

$$l \geq \frac{F}{\delta[\sigma'_{сж}]}, \quad (16.5)$$

где δ – толщина соединяемых элементов, мм.

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.

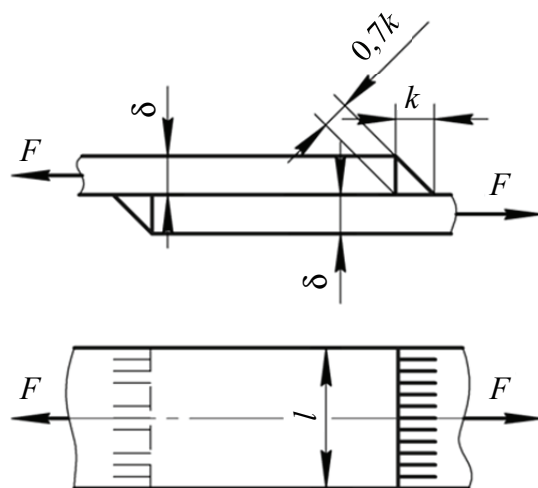


Рис. 16.11. Сварное соединение угловым лобовым швом, нагруженное растягивающей силой

В соединении, приведенном на рис. 16.11, шов испытывает напряжение среза, которое можно найти по следующей формуле:

$$\tau'_{ср} = \frac{F}{A} \leq [\tau'_{ср}]. \quad (16.6)$$

Площадь сечения шва A , мм², вычисляется по формуле

$$A = 0,7klz, \quad (16.7)$$

где k – катет поперечного сечения шва; l – длина шва, мм; z – количество сварных швов.

Требуемая длина шва при выполнении проектировочных расчетов определяется из условия

$$l \geq \frac{F}{0,7k[\tau'_{cp}]z}. \quad (16.8)$$

Допускаемые напряжения. Условные допускаемые нормальные и касательные напряжения рассчитываются в зависимости:

- от допускаемых напряжений на растяжения материала соединяемых деталей;
- способа сварки;
- характера нагружения деталей.

Тема 17

ПОНЯТИЯ О ЗАКЛЕПОЧНЫХ И КЛЕЕВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ

17.1. Заклепочные соединения

Заклепочные соединения – наиболее старинная разновидность неразъемных соединений. Конструктивно заклепочное соединение сравнительно просто (рис. 17.1), и его выполнение осуществляется следующим образом. В совмещенные отверстия соединяемых деталей вставляют заклепку, которая представляет собой цилиндрический стержень с закладной головкой. Затем, осаживая (заклепывая) выступающий конец заклепки, образуют вторую замыкающую головку. Заклепки стандартизированы для диаметров d до 37 мм, причем каждому d соответствует несколько нормальных длин l . Диаметр отверстия под заклепку d_0 делается на 0,5–1,0 мм больше диаметра заклепки.

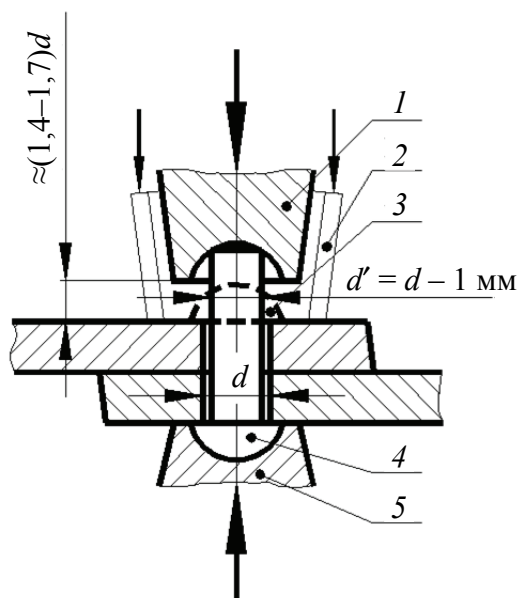


Рис. 17.1. Схема процесса клепки заклепочного соединения:
1 – обжимка; 2 – натяжка;
3 – замыкающая головка заклепки;
4 – закладная головка; 5 – поддержка

Клепку (осаживание стержня) можно производить вручную или машинным способом (пневматическими молотками, прессами и т. п.). При диаметре стальных заклепок до 12 мм применяют холодную клепку, при большем диаметре стержень частично или полностью нагревают.

Заклепки изготавливают, как правило, из пластичных материалов (сталь марок 2, 3, 10, 15, латунь, медь, алюминий), легко деформируемых в процессе клепки. Во избежание электрохимической коррозии заклепки ставят из того же материала, что и соединяемые детали.

Достоинствами заклепочных соединений являются:

- 1) хорошо работают в конструкциях, подверженных резко выраженной вибрационной нагрузке (корпуса самолетов и др.);
- 2) использование в соединениях из трудносвариваемых металлов или материалов, не допускающих нагрева и последующего коробления при сварке;
- 3) возможность соединения разнородных материалов.

Для заклепочных соединений характерны следующие *недостатки*:

- большой расход металла;
- высокая металлоемкость соединений;
- повышенная трудоемкость.

Увеличение расхода металла связано с наличием отверстий в соединяемых элементах и большим весом заклепок и накладок. Трудоемкость соединения обусловлена необходимостью выполнения дополнительных операций (разметка, пробивка или сверление отверстий) и сложностью технологии процесса клепки.

В современном машиностроении заклепочные соединения постепенно вытесняются более прочными и технологичными – сваркой и склеиванием.

В зависимости от конструкции соединения применяют различные типы заклепок:

- 1) с полукруглой головкой;
- 2) потайной головкой;
- 3) полупотайной головкой;
- 4) полые.

По назначению заклепочные соединения принято разделять на следующие группы:

- прочные, обеспечивающие прочность, – используются в металлоконструкциях (фермы, рамы и т. п.);
- прочноплотные, обеспечивающие прочность и герметичность, – применяются в авиакосмической промышленности, реже при изготовлении котлов и резервуаров и т. п.

Исходя из конструктивного признака различают однорядные (рис. 17.2 и 17.3) и многорядные (рис. 17.4), односрезные и многосрезные, нахлесточные (рис. 17.2) и стыковые с накладками (рис. 17.3 и 17.4) заклепочные соединения.

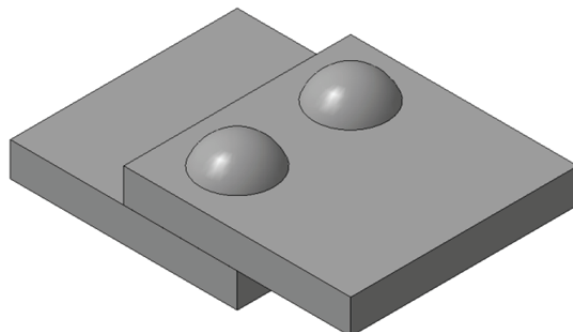


Рис. 17.2. Однорядное нахлесточное заклепочное соединение

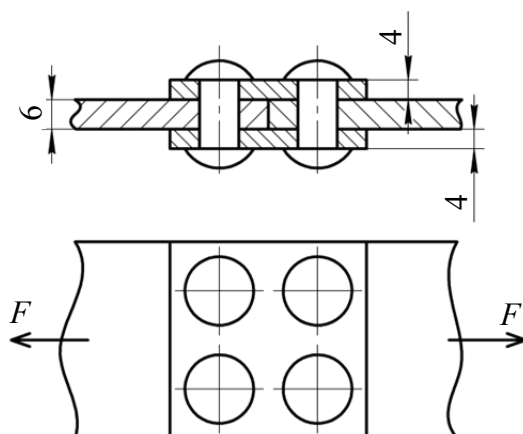


Рис. 17.3. Однорядное стыковое заклепочное соединение с двумя накладками

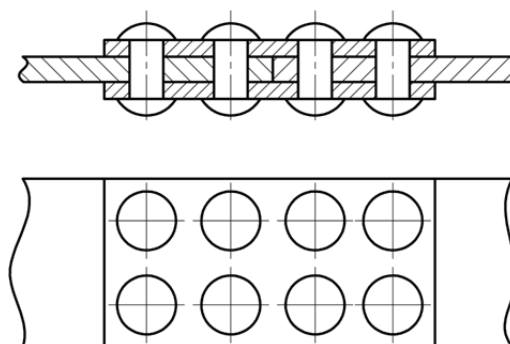


Рис. 17.4. Двухрядное стыковое заклепочное соединение с двумя накладками

17.2. Расчет прочности заклепочных соединений

Основным критерием работоспособности таких соединений является прочность.

Разрушение заклепочных соединений происходит вследствие следующих причин:

- 1) срез заклепок;
- 2) смятие отверстий деталей, в результате чего возникает перекосящий момент, вызывающий внецентренное растяжение, из-за чего может произойти отрыв головок заклепок;
- 3) разрыв соединяемых деталей по сечению, ослабленному отверстиями под заклепки;
- 4) срез соединяемых деталей по двум сечениям.

Проектирование заклепочных соединений часто осуществляют по рекомендациям, в основе которых лежит принцип обеспечения равной прочности заклепок и соединяемых деталей. При этом выбирается шаг заклепок, их диаметр, расстояние от оси заклепки до края листа, а в многорядных заклепочных соединениях – расстояние между рядами заклепок. После этого осуществляют проверку заклепок на срез и смятие.

Примечание. В процессе клепки материал заклепки осаживается и заполняет отверстие, поэтому расчет ведут по диаметру отверстия под заклепку.

Расчет заклепок на срез (рис. 17.5) выполняют по следующей формуле:

$$\tau = \frac{F}{zA_{\text{ср}}} \leq [\tau_{\text{ср}}], \quad (17.1)$$

где F – действующая сила, Н; z – число заклепок; $A_{\text{ср}}$ – площадь среза, мм², определяемая по формуле

$$A_{\text{ср}} = \frac{id_0^2}{4}, \quad (17.2)$$

здесь i – число плоскостей среза; d_0 – диаметр отверстия под заклепку, мм; $[\tau_{\text{ср}}]$ – допускаемое напряжение на срез, МПа.

Расчет соединения на смятие осуществляют по формуле

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{A_{\text{см}}} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (17.3)$$

где $A_{\text{см}}$ – площадь смятия, мм², определяемая по следующей формуле:

$$A_{\text{см}} = \delta_{\text{min}} d_0, \quad (17.4)$$

здесь δ_{min} – меньшая из толщин соединяемых деталей, мм; d_0 – диаметр отверстий под заклепку, мм;

$[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемое напряжение на смятие, МПа.

Расчет соединяемых деталей на растяжение выполняют по формуле

$$\sigma_p = \frac{F}{A_p} \leq [\sigma_p], \quad (17.5)$$

где A_p – меньшая из площадей поперечного сечения соединяемых деталей, мм², работающая на растяжение и вычисляемая по формуле

$$A_p = (t - d_0) \delta_{\text{min}}. \quad (17.6)$$

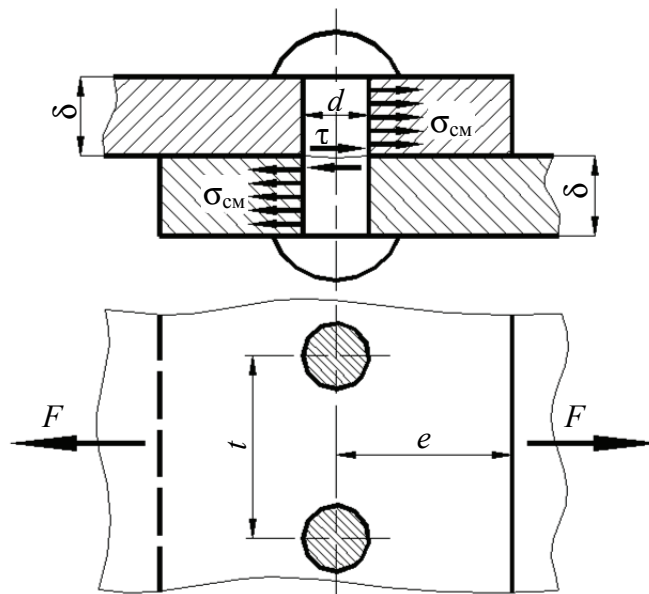


Рис. 17.5. Расчетная схема однорядного нахлесточного заклепочного соединения

Из условия равнопрочности соединений принимают шаг заклепок $t = (3-6)d$, расстояние между рядами заклепок берется равным $(2-3)d$, где d – диаметр заклепки, мм.

17.3. Клеевые соединения.

Область применения и расчет

Для склеивания различных материалов применяется большое количество марок клея, отличающихся физико-механическими и технологическими свойствами.

Достоинствами клеевых соединений являются:

- простота получения неразъемного соединения и низкая стоимость работ по склеиванию;
- возможность соединения практически любых встречающихся в промышленности конструкционных материалов;
- возможность получения неразъемного соединения разнородных материалов любых толщин;
- отсутствие коробления получаемых деталей;
- герметичность, коррозионная стойкость, бензо- и маслостойкость соединения;
- возможность соединения очень тонких листовых деталей;
- значительно меньшая, чем при сварке, концентрация напряжений;
- высокое сопротивление усталости;
- значительно меньшие, чем при сварке и клепке, трудовые затраты на единицу продукции;
- малая масса.

К **недостаткам** данных соединений относятся:

- 1) сравнительно невысокая прочность;
- 2) неудовлетворительная работа на неравномерный отрыв;
- 3) уменьшение прочности соединения с течением времени («старение»), хотя некоторые клеи обладают высокой устойчивостью против «старения»;
- 4) низкая теплостойкость – прочность соединения нарушается при сравнительно невысоких температурах 60–100°C. (В последнее время созданы некоторые марки клеев на основе элементоорганических и неорганических полимеров, удовлетворительно работающих при $t \leq 1000^\circ\text{C}$. Однако большинство из них не обладает достаточной эластичностью.)

Клеевые соединения широко применяют в самолетостроении, при изготовлении режущего инструмента, электро- и радиооборудования, в оптической и деревообрабатывающей промышленности, строительстве, мостостроении. Клеевыми соединениями создают новые конструкции (сотовые, слоистые), отдельные зубчатые колеса соединяют в общий блок, повышают прочность сопряжения зубчатых венцов со ступицами, ступиц с валами, закрепляют в корпусе неподвижное центральное зубчатое колесо планетарной передачи, наружное кольцо подшипника качения, стопорят резьбовые соединения, крепят пластинки режущего инструмента и др. Клеевые соединения часто используют в качестве контрольных для резьбовых

соединений. Как правило, клеевые соединения лучше работают на сдвиг, чем на отрыв.

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 внахлестку, работающие на сдвиг.

Расчет на прочность клеевых соединений производят на сдвиг и отрыв по следующей формуле:

$$\tau = \frac{F}{A} \leq [\tau], \quad (17.7)$$

где F – действующая сила, Н; A – расчетная площадь, работающая на сдвиг (отрыв), мм².

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О НОРМИРОВАНИИ ТОЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

18.1. Понятие о размерных параметрах.

Обозначение норм точности размеров на чертежах

Размер – числовое значение линейной величины в выбранных единицах измерения. Размеры диаметров обозначают буквами D и d (прописными – для отверстий, строчными – для валов). Другие линейные размеры (длину, ширину и т. д.) обозначают прописными или строчными буквами латинского алфавита (кроме d и D).

Номинальный размер – размер, полученный в результате проектирования, округленный до стандартного и обозначенный на чертеже. Номинальный размер служит началом отсчета предельных отклонений, относительно него определяются предельные размеры. Обозначается: D_n – для отверстий, d_n – для валов (рис. 18.1).

Номинальный размер определяется при проектировании на основании инженерных расчетов или принимается по другим соображениям, округляется до стандартного значения и обозначается на чертеже детали.

Действительный размер – размер, установленный измерением с допустимой погрешностью. Обозначается: D_d – для отверстий, d_d – для валов (рис. 18.1).

Предельные размеры – два предельно допустимых размера, между которыми должен находиться или которым может быть равен действительный размер годной детали (рис. 18.1).

Наибольший предельный размер – больший из двух предельных размеров. Обозначается: D_{max} – для отверстий, d_{max} – для валов (рис. 18.1).

Наименьший предельный размер – меньший из двух предельных размеров. Обозначается: D_{min} – для отверстий, d_{min} – для валов (рис. 18.1).

Ограничивать погрешности изготовления деталей путем указания на чертежах предельных размеров крайне неудобно, поэтому было принято указывать номинальный размер с предельными отклонениями.

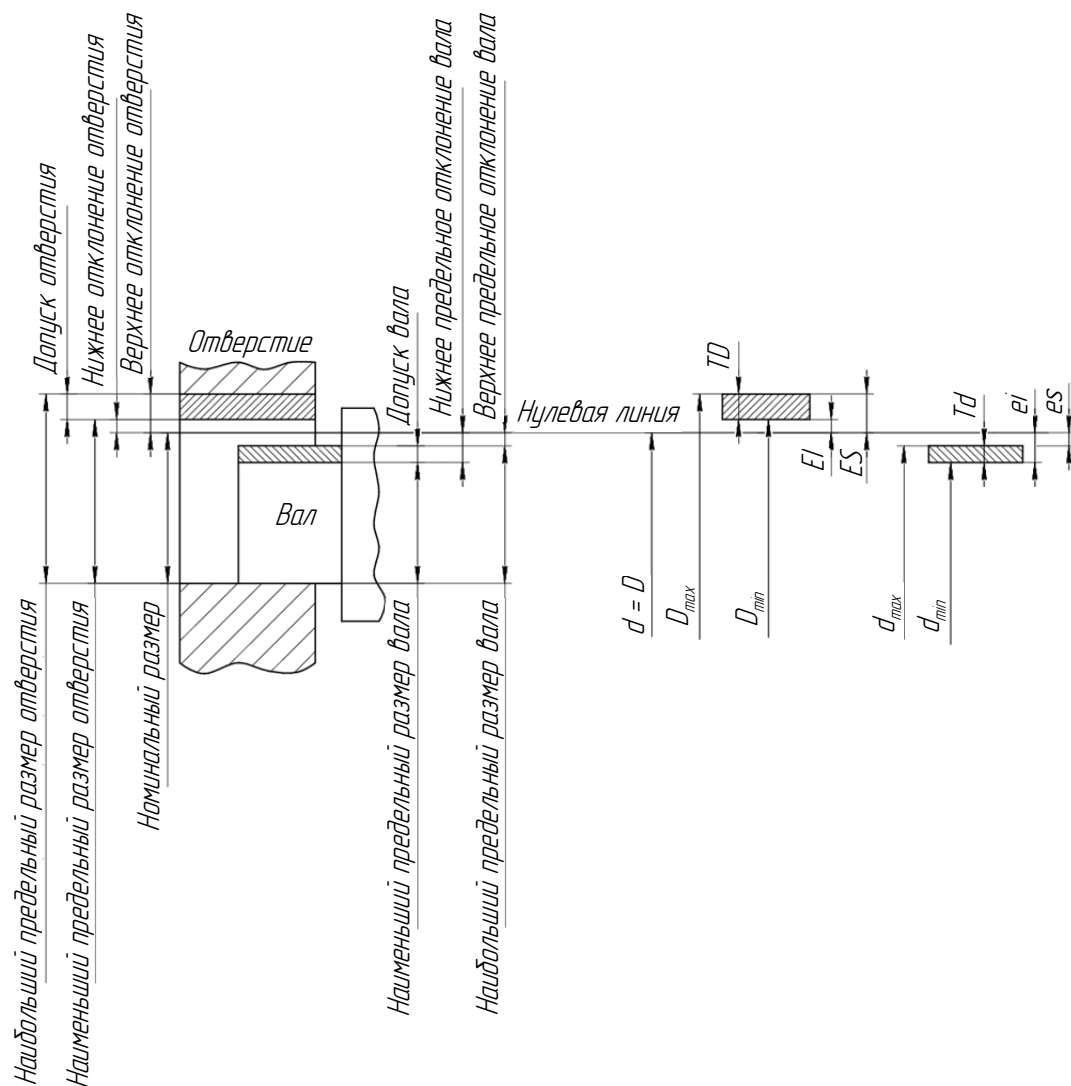


Рис. 18.1. Основные размерные параметры и схема расположения полей допусков

Отклонение размера – алгебраическая разность между соответствующим размером (действительным, предельным и т. д.) и номинальным.

Действительное отклонение – алгебраическая разность между действительным и номинальным размерами.

Предельное отклонение – алгебраическая разность между предельным и номинальным размерами.

Верхнее отклонение – алгебраическая разность между наибольшим предельным и номинальным размерами. Обозначается: ES – для отверстий, es – для валов (см. рис. 18.1).

Нижнее отклонение – алгебраическая разность между наименьшим предельным и номинальным размерами. Обозначается: EI – для отверстий, ei – для валов (см. рис. 18.1).

Нулевая линия – линия, соответствующая номинальному размеру, от которой откладываются отклонения размеров при графическом изображении допусков и посадок. Нулевая линия располагается, как правило, горизонтально, положительные отклонения откладываются вверх, а отрицательные – вниз.

Допуск размера – разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или алгебраическая разность между верхним и нижним отклонениями.

Допуск – положительная величина (допуск равен нулю быть не может), а предельные отклонения могут быть положительными, отрицательными и одно из них – нулевым. Допуск характеризует требуемую точность изготовления детали. Допуск в общем виде обозначают буквами IT , а для отверстий и валов – TD и Td соответственно (см. рис. 18.1).

Поле допуска – графическое представление области годных размеров, ограниченной предельными отклонениями (предельными размерами). Понятие более широкое, чем допуск, так как характеризует как величину допуска, так и его расположение относительно нулевой линии.

Соотношения для определения размерных параметров. Между размерными параметрами, рассмотренными выше, существуют математические зависимости. Так, из определений для предельных отклонений их значения можно рассчитать по следующим соотношениям:

$$ES = D_{\max} - D_H \quad (es = d_{\max} - d_H), \quad (18.1)$$

$$EI = D_{\min} - D_H \quad (ei = d_{\min} - d_H). \quad (18.2)$$

Действительные отклонения для отверстия или вала можно определить по следующим зависимостям:

$$E_d = D_d - D_H \quad (e_d = d_d - d_H). \quad (18.3)$$

Допуск размера отверстия или вала, согласно определению, находится по следующим формулам:

$$TD = D_{\max} - D_{\min} \quad (Td = d_{\max} - d_{\min}), \quad (18.4)$$

$$TD = ES - EI \quad (Td = es - ei). \quad (18.5)$$

По известным значениям номинального размера и отклонений можно рассчитать соответствующий предельный размер отверстия или вала:

$$D_{\max} = D_H + ES \quad (d_{\max} = d_H + es), \quad (18.6)$$

$$D_{\min} = D_H + EI \quad (d_{\min} = d_H + ei). \quad (18.7)$$

По известным значениям предельных размеров можно вычислить средний размер отверстия или вала:

$$D_m = \frac{D_{\max} + D_{\min}}{2} \quad \left(d_m = \frac{d_{\max} + d_{\min}}{2} \right). \quad (18.8)$$

Средние отклонения отверстия или вала рассчитываются по следующим зависимостям:

$$E_m = \frac{ES + EI}{2} \quad \left(e_m = \frac{es + ei}{2} \right). \quad (18.9)$$

Обозначение предельных отклонений размеров на чертежах деталей. Чертеж детали должен содержать все необходимые для ее изготовления и контроля размеры и предельные отклонения.

Размеры и отклонения на чертежах указываются в миллиметрах (предельные отклонения в таблицах стандартов приводятся в микрометрах). Предельные отклонения указываются после номинального размера цифрами примерно в 2 раза меньше, чем шрифт, которым записан номинальный размер. Верхнее отклонение со своим знаком («+» или «-») располагается вверх, а нижнее – вниз (рис. 18.2, а).

При симметричном расположении поля допуска относительно номинального размера (в случае, когда оба отклонения одинаковы по величине, но с разными знаками) абсолютная величина отклонения указывается один раз со знаком «±» (рис. 18.2, б).

В случае, когда одно из отклонений равно нулю, оно не указывается, но место для него оставляется (рис. 18.2, в).

Количество цифр в отклонениях при одном и том же номинальном размере должно быть одинаковым.

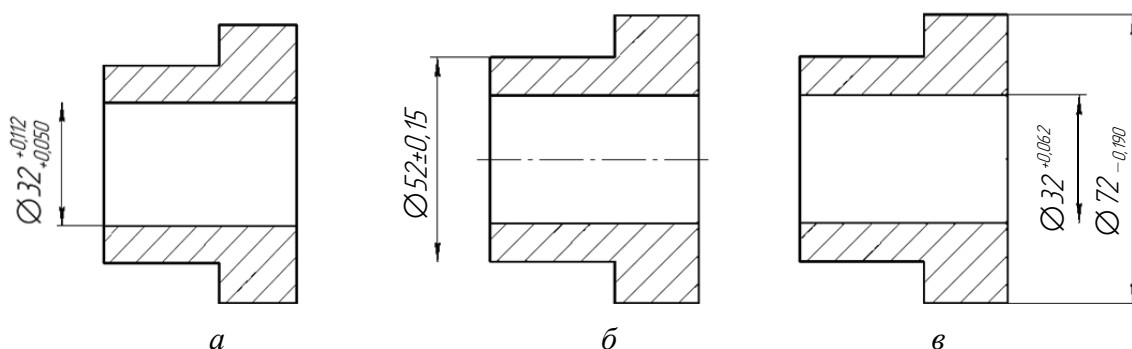


Рис. 18.2. Примеры обозначения размеров и предельных отклонений на чертежах

18.2. Отклонения формы и расположения поверхностей. Система нормирования

Точность формы характеризуется отклонением формы реальной поверхности (профиля) от формы номинальной поверхности (профиля), заданной чертежом, и определяется в соответствии с ГОСТ 24642.

Реальная поверхность – это поверхность, ограничивающая деталь и отделяющая ее от окружающей среды (рис. 18.3).

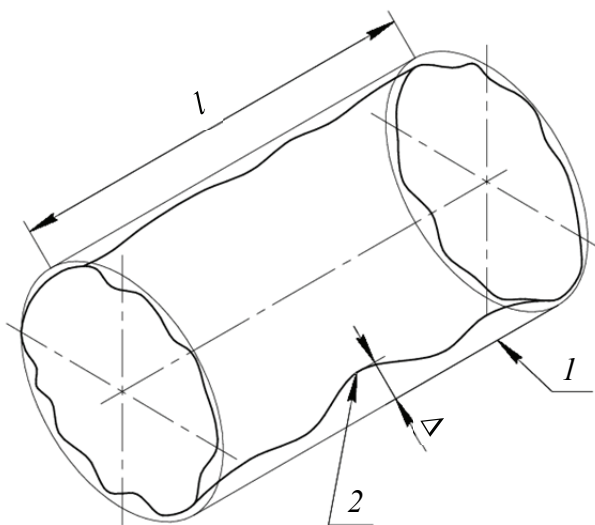


Рис. 18.3. Отклонение от цилиндричности:
1 – прилегающий цилиндр; 2 – реальная поверхность;
L – длина нормируемого участка

Номинальная поверхность – это идеальная поверхность, форма которой задана чертежом или другой технической документацией.

Для количественной оценки отклонений формы используют принцип прилегающей поверхности (профиля).

Прилегающая поверхность (профиль) – это поверхность (профиль), имеющая форму номинальной поверхности (профиля), соприкасающаяся с реальной поверхностью (профилем) и расположенная вне материала детали так, чтобы отклонение от нее до наиболее удаленной точки реальной поверхности в пределах нормируемого участка было минимальным (рис. 18.3).

Профиль – линия пересечения поверхности с плоскостью или заданной поверхностью (если положение секущей плоскости не указывается – принимается по нормали к поверхности).

Нормируемый участок – участок поверхности или линии, к которому относятся допуск формы (расположения, суммарный допуск формы и расположения) или соответствующие отклонения (рис. 18.3).

Если нормируемый участок не задан, то допуск формы (расположения, суммарный допуск формы и расположения) или соответствующие отклонения должны относиться ко всей рассматриваемой поверхности или длине рассматриваемого элемента.

Отклонение формы реального элемента (поверхности или профиля) от номинальной формы – это наибольшее расстояние Δ от точек реального элемента (поверхности или профиля) по нормали до прилегающего элемента (поверхности или профиля). Отклонения формы могут быть комплексными и частными.

Допуск формы – наибольшее допускаемое значение отклонения формы.

Элемент – обобщенный термин, под которым в зависимости от соответствующих условий может пониматься поверхность, линия, точка.

Из определений понятий допуска формы и отклонения формы следует, что под первым понимается нормативное ограничение отклонений формы полями допусков, а под вторым – характеристика реальной поверхности.

Номинальное расположение – расположение рассматриваемого элемента (поверхности или профиля), определяемое номинальными линейными и угловыми размерами между ним и базами или между рассматриваемыми элементами, если базы не заданы.

Реальное расположение – расположение рассматриваемого элемента (поверхности или профиля), определяемое действительными линейными и угловыми размерами между ним и базами или между рассматриваемыми элементами, если базы не заданы.

Отклонение расположения – отклонение реального расположения рассматриваемого элемента от его номинального расположения.

Допуск расположения – предел, ограничивающий допускаемое значение отклонения расположения.

Для правильной оценки отклонений расположения поверхностей их отклонения формы, а также отклонения формы баз не должны учитываться. Для этого реальные поверхности (профили) заменяются прилегающими, а за оси (плоскости) симметрии и центры реальных поверхностей (профилей) принимаются оси, плоскости симметрии и центры прилегающих элементов.

Существующая взаимосвязь между действительными размерами различных элементов детали в разных сечениях и формой, а также расположением поверхностей позволяет утверждать, что максимальные

отклонения формы и расположения поверхностей не могут превышать допуска размера.

На практике значения допусков формы, расположения и суммарных допусков формы и расположения поверхностей выбирают в зависимости от степени точности формы, определяемой в зависимости от уровня относительной геометрической точности (ГОСТ 24648 предусматривает четыре уровня) и от качества точности размера.

Отклонения формы номинально цилиндрических поверхностей. Для цилиндрических поверхностей комплексным отклонением является *отклонение от цилиндричности*, которое характеризует наибольшее расстояние Δ от точек реальной поверхности до прилегающего цилиндра (см. рис. 18.3 на с. 171). В качестве прилегающего цилиндра принят цилиндр минимального диаметра, описанный вокруг реальной наружной поверхности (цилиндр максимального диаметра, вписанный в реальную внутреннюю поверхность). *Допуск цилиндричности* – наибольшее допускаемое значение отклонения от цилиндричности. *Поле допуска цилиндричности* – область в пространстве, ограниченная двумя соосными цилиндрами, отстоящими друг от друга на расстоянии, равном допуску цилиндричности.

Отклонение от цилиндричности достаточно сложно для контроля, поэтому чаще нормируют отклонения от круглости и профиля продольного сечения.

Отклонение от круглости (некруглость) – это отклонение, при котором реальная поверхность отличается от окружности. Величина отклонения от круглости численно равна наибольшему расстоянию Δ от точек реального профиля до прилегающей окружности (рис. 18.4, *а*). *Допуск круглости* – наибольшее допускаемое значение отклонения от круглости. Элементарные (частные) погрешности формы номинально круглых сечений – овальность и огранка.

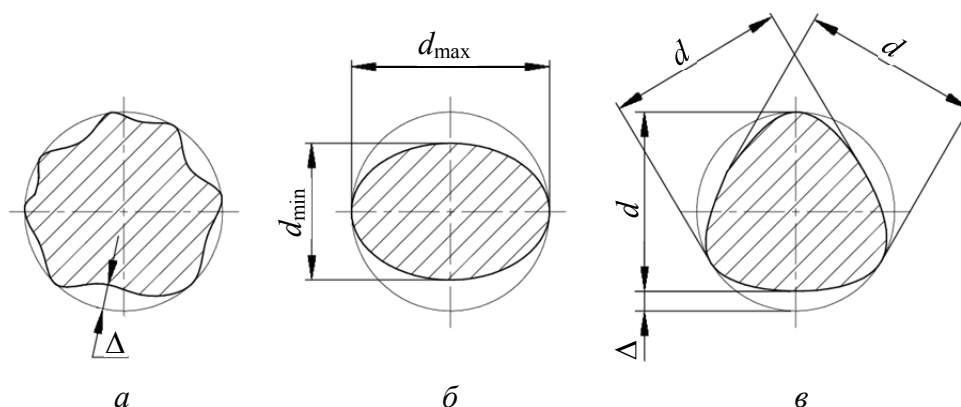


Рис. 18.4. Отклонения формы в поперечном сечении: *а* – отклонение от круглости (некруглость); *б* – овальность; *в* – огранка

Овальность – отклонение, при котором реальный профиль представляет собой овальную фигуру. Величина овальности (рис. 18.4, б) численно равна полуразности между наибольшим и наименьшим диаметрами сечения:

$$\Delta = \frac{d_{\max} - d_{\min}}{2}. \quad (18.10)$$

Овальность детали возникает, например, вследствие биения шпинделя токарного или шлифовального станка, дисбаланса детали и других причин. **Огранка** – отклонение, при котором реальный профиль представляет собой многогранную фигуру (рис. 18.4, в).

Отклонение профиля продольного сечения – наибольшее расстояние от точек реальной поверхности, лежащих в плоскости, проходящей через ее ось, до соответствующей стороны прилегающего профиля в пределах нормируемого участка. Частные виды отклонений профиля цилиндрических поверхностей в продольном сечении: конусообразность, бочкообразность, седлообразность, отклонение от прямолинейности оси (изогнутость) (рис. 18.5).

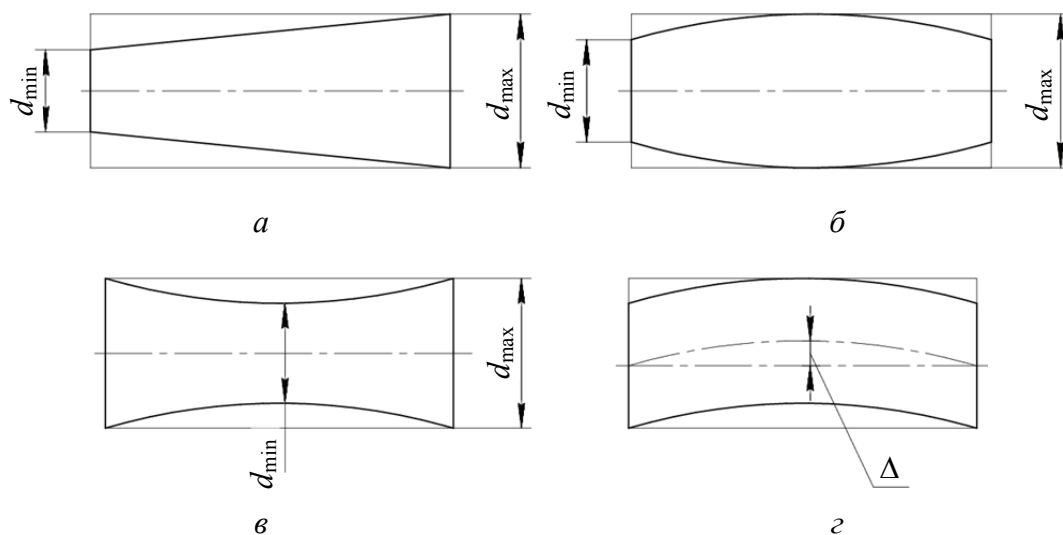


Рис. 18.5. Отклонения формы цилиндрических поверхностей в продольном сечении:
a – конусообразность; *б* – бочкообразность; *в* – седлообразность;
г – отклонение от прямолинейности оси (изогнутость)

Конусообразность – это отклонение профиля продольного сечения, при котором образующие прямолинейны, но не параллельны (рис. 18.5, *a*).

Бочкообразность – это отклонение профиля продольного сечения, при котором образующие непрямолинейны и диаметры увеличиваются от краев к середине сечения (рис. 18.5, *б*).

Седлообразность – это отклонение профиля продольного сечения, при котором образующие непрямолинейны и диаметры уменьшаются от краев к середине сечения (рис. 18.5, в).

Количественно названные отклонения определяются по формуле (18.10).

Отклонение от прямолинейности оси характеризуется непрямолинейностью геометрического места центров поперечных сечений цилиндрической поверхности (рис. 18.5, з).

Отклонения формы номинально плоских поверхностей. Отклонение от плоскостности – комплексный показатель отклонений формы плоских поверхностей. Оно характеризуется совокупностью всех отклонений формы поверхности в любом направлении (сечении) и численно равно наибольшему расстоянию Δ от реальной поверхности до прилегающей плоскости (рис. 18.6) в пределах нормируемого участка.

Вогнутость и **выпуклость** (рис. 18.6) – элементарные (частные) виды отклонений формы номинально плоских поверхностей. В первом случае расстояние от точек реальной поверхности до точек прилегающей плоскости увеличивается от краев к середине, во втором – наоборот.

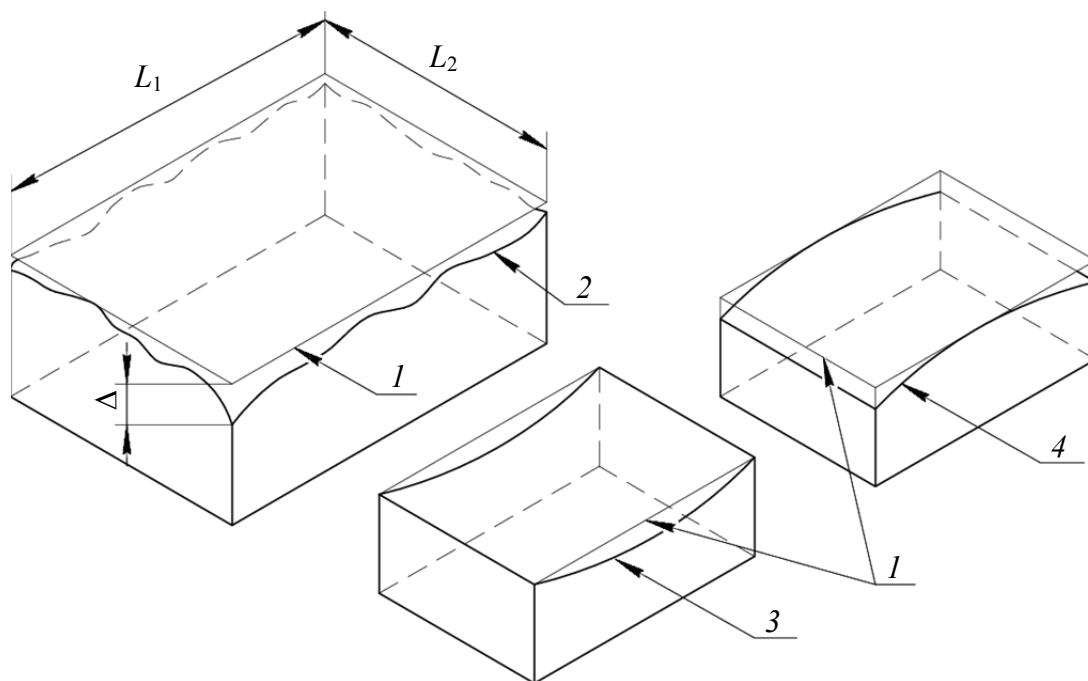


Рис. 18.6. Отклонение от плоскостности:
 1 – прилегающая плоскость; 2 – реальная поверхность;
 3 – вогнутость реальной поверхности;
 4 – выпуклость реальной поверхности

Отклонение от прямолинейности – наибольшее расстояние Δ от точек реального профиля до прилегающей прямой в пределах нормируемого участка (рис. 18.7).

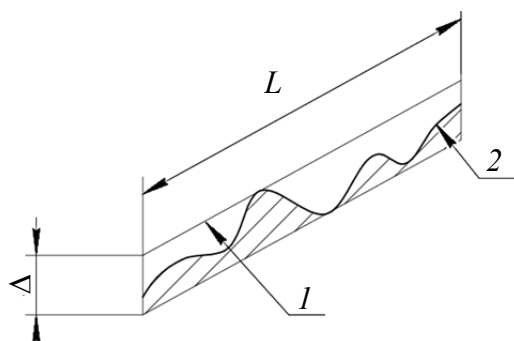


Рис. 18.7. Отклонение от прямолинейности:
 1 – прилегающий профиль; 2 – реальный профиль;
 L – длина нормируемого участка

Отклонение от параллельности плоскостей – разность Δ наибольшего (a) и наименьшего (b) расстояний между плоскостями в пределах нормируемого участка (рис. 18.8).

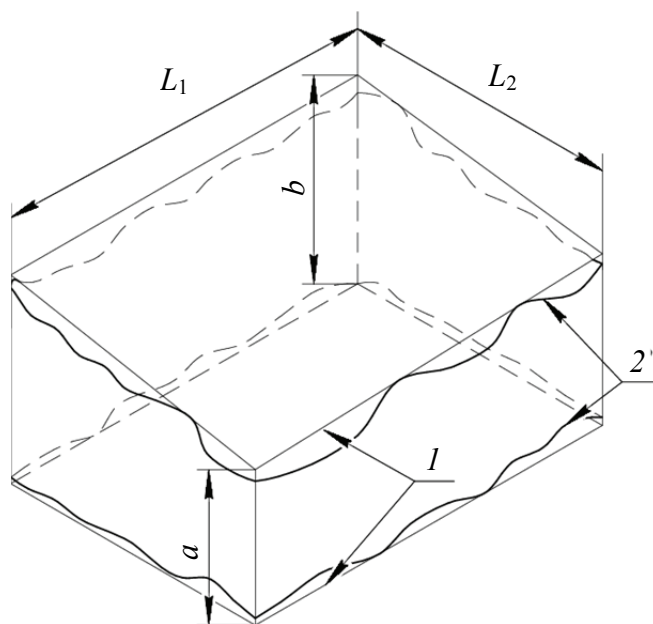


Рис. 18.8. Отклонение от параллельности плоскостей:
 1 – прилегающие поверхности; 2 – реальные поверхности
 (имеющие отклонения формы, которые не учитываются)

Отклонение от параллельности прямых в плоскости – разность Δ наибольшего (a) и наименьшего (b) расстояний между прямыми на длине нормируемого участка (рис. 18.9).

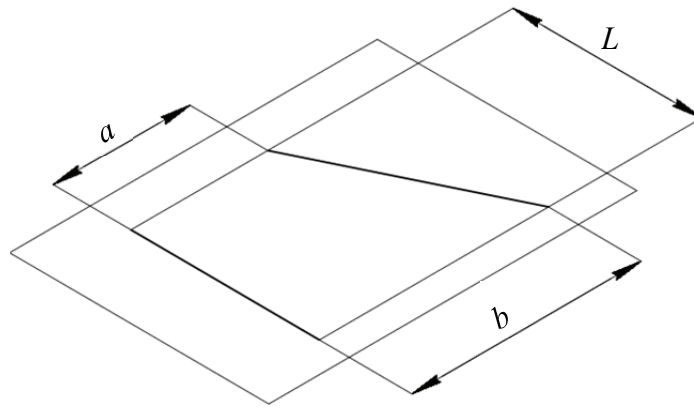


Рис. 18.9. Отклонение от параллельности прямых в плоскости:
 L – длина нормируемого участка

Отклонение от параллельности осей (прямых) в пространстве – геометрическая сумма Δ отклонений от параллельности проекций осей (прямых) в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (рис. 18.10). Одна из этих плоскостей является общей плоскостью осей (проходит через одну из осей и точку другой оси). Величина Δ определяется по следующему выражению:

$$\Delta = \sqrt{\Delta_x^2 + \Delta_y^2}. \quad (18.11)$$

Перекося осей (или прямых) – отклонение от параллельности Δ проекций осей (прямых) на плоскость, перпендикулярную к общей плоскости осей и проходящую через одну из осей (базовую). Схема приведена на рис. 18.11.

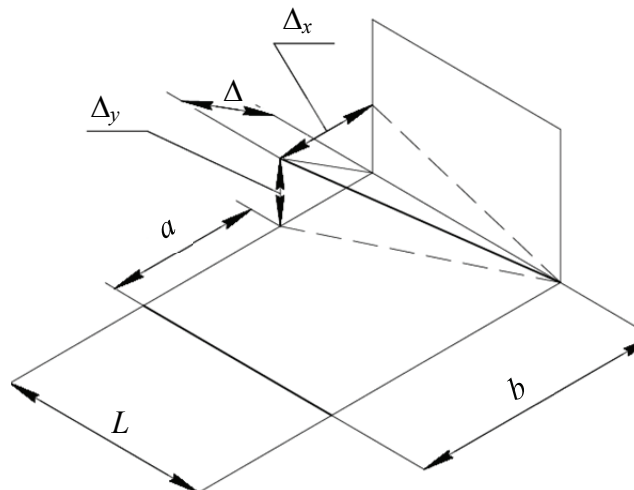


Рис. 18.10. Отклонение от параллельности осей (прямых) в пространстве:
 L – длина нормируемого участка

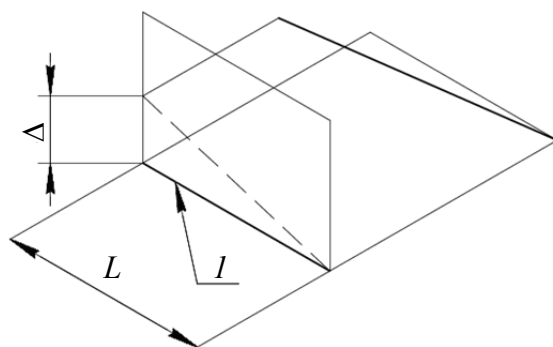


Рис. 18.11. Перекос осей:
 I – база (лежит в общей плоскости);
 L – длина нормируемого участка

Отклонение от перпендикулярности плоскостей – отклонение угла между плоскостями от прямого угла (90°), выраженное в линейных единицах Δ на длине нормируемого участка (рис. 18.12, а). **Допуск перпендикулярности** – наибольшее допускаемое значение отклонения от перпендикулярности.

Отклонение наклона плоскости относительно плоскости (оси или прямой) – отклонение угла между плоскостью и базовой плоскостью (базовой осью или прямой) от номинального угла, выраженное в линейных единицах Δ на длине нормируемого участка (рис. 18.12, б).

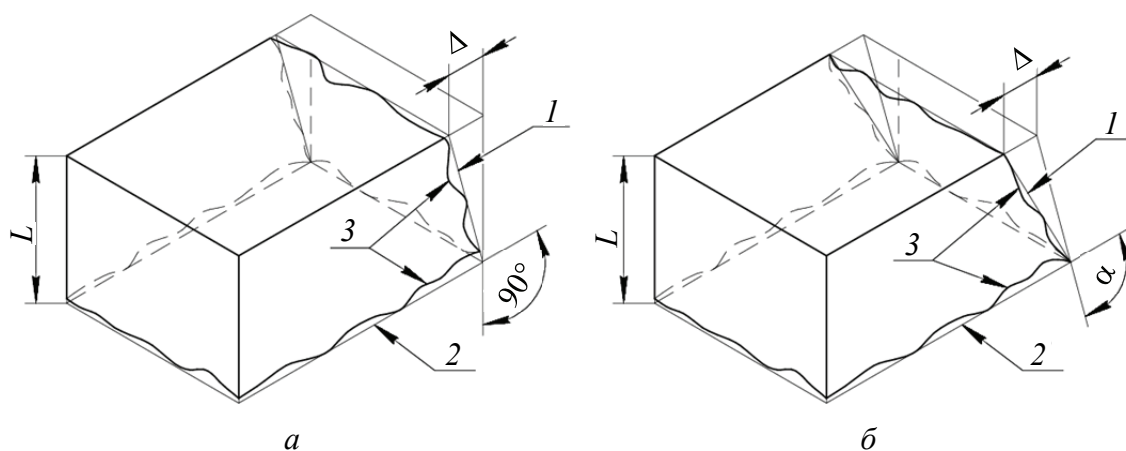


Рис. 18.12. Отклонение от перпендикулярности (а) и угла наклона плоскостей (б):
 $1, 2$ – прилегающие плоскости (2 – база);
 3 – реальные поверхности; L – длина нормируемого участка

Отклонение от симметричности – наибольшее расстояние Δ между плоскостью симметрии (осью) рассматриваемого элемента (или элементов) и базой (плоскостью симметрии базового элемента или общей плоскостью симметрии двух или нескольких элементов) в пределах нормируемого участка (рис. 18.13).

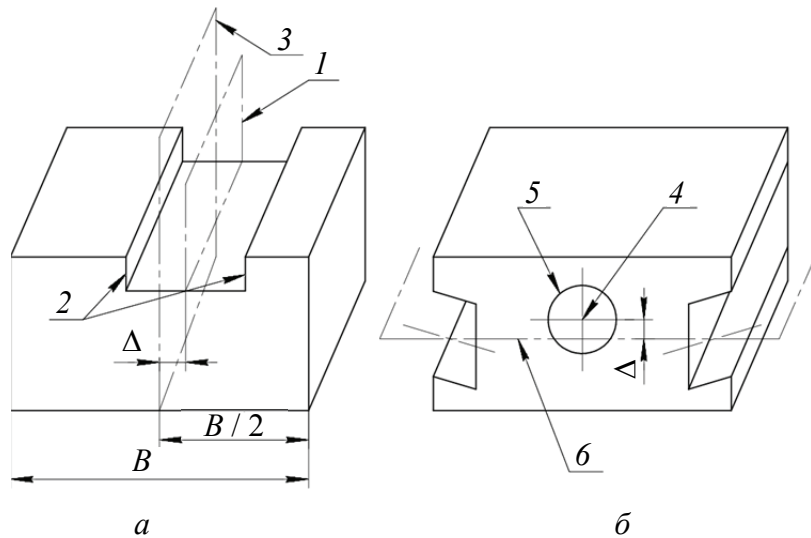


Рис. 18.13. Отклонение от симметричности:
a – плоскости симметрии *1* рассматриваемого элемента *2* относительно плоскости симметрии *3* базового элемента;
б – оси симметрии *4* рассматриваемого элемента *5* относительно общей плоскости симметрии *6* базовых элементов

Позиционное отклонение – наибольшее расстояние Δ между реальным расположением элемента (его центра, оси или плоскости симметрии) и его номинальным расположением в пределах нормируемого участка (рис. 18.14).

Отклонение от пересечения осей – наименьшее расстояние Δ между осями, номинально пересекающимися (рис. 18.15).

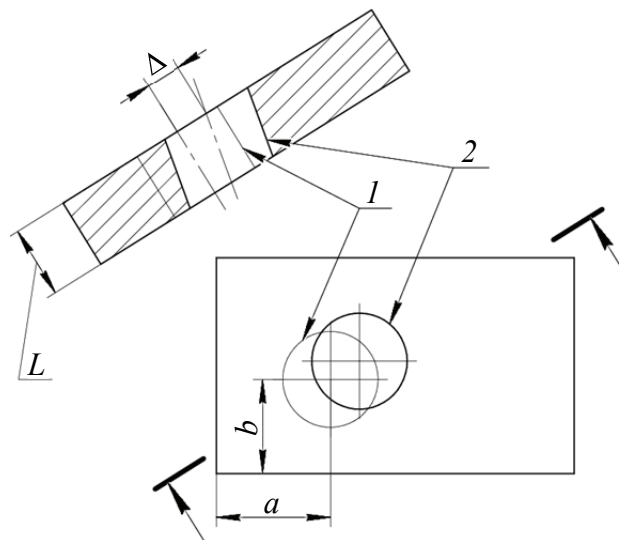


Рис. 18.14. Позиционное отклонение:
1 – номинальная поверхность; *2* – реальная поверхность;
a и *b* – номинальные размеры; *L* – длина нормируемого участка

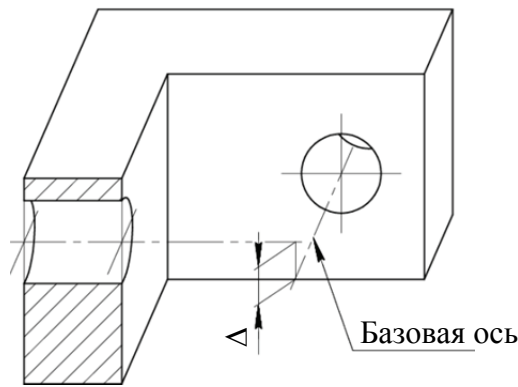


Рис. 18.15. Отклонение от пересечения осей

Отклонение от соосности – наибольшее расстояние Δ между осью рассматриваемой поверхности вращения и базой (осью базовой поверхности или общей осью двух или нескольких поверхностей) на длине нормируемого участка (рис. 18.16).

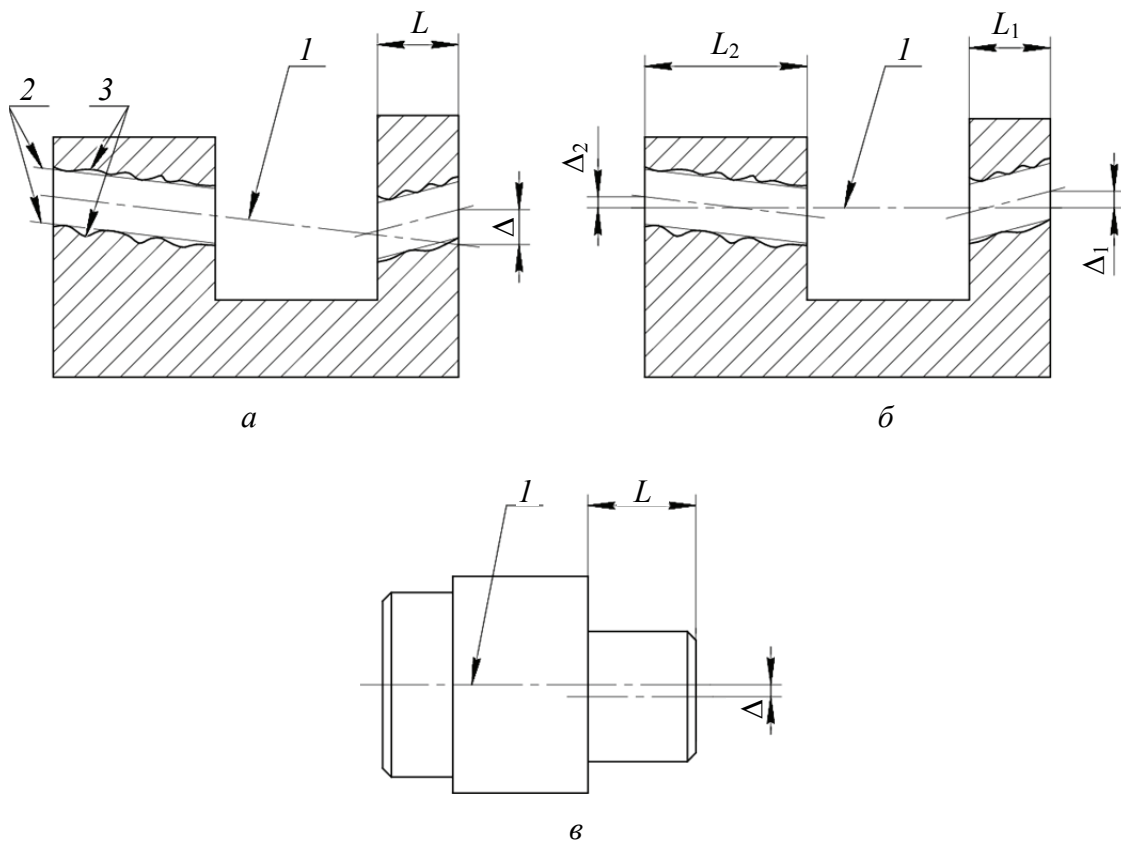


Рис. 18.16. Отклонение от соосности:

a – оси рассматриваемого отверстия относительно оси другого отверстия;

б, в – осей рассматриваемых отверстий относительно их общей оси;

1 – ось базовой поверхности (*a*) или общая ось (*б, в*);

2 – прилегающая поверхность; *3* – реальная поверхность;

L, L₁, L₂ – длина нормируемого участка

Обозначение на чертежах предельных отклонений формы и расположения поверхностей. Допуски формы и расположения поверхностей указывают на чертежах условными обозначениями или приводят в виде текста в технических требованиях. Применение условных обозначений предпочтительно. Обозначения на чертежах допусков формы и расположения поверхностей выполняют по ГОСТ 2.308.

Условное обозначение, значение допуска и (при необходимости) обозначение базы вписывают в рамку (рис. 18.17). Кроме того, в частях рамки 2 и 3 при необходимости может указываться дополнительная информация. Если перед числовым значением допуска стоит литера «Т» или условное обозначение диаметра, то допуск приведен в диаметральном выражении, если «Т/2» или «R» – в радиусном выражении.

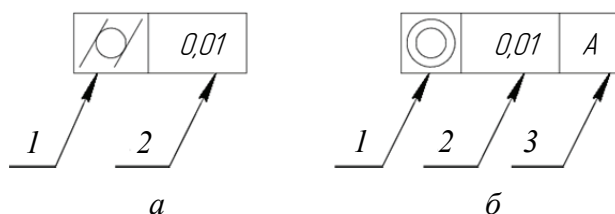


Рис. 18.17. Структура знака для обозначения допусков формы, расположения и суммарных допусков формы и расположения:

- a* – обозначение допуска цилиндричности;
- б* – обозначение допуска соосности;
- 1* – условное обозначение допуска;
- 2* – численное значение допуска;
- 3* – обозначение базы (может отсутствовать)

Условные обозначения допусков формы, расположения и суммарных допусков формы и расположения поверхностей приведены в табл. 18.1.

Таблица 18.1

Условное обозначение допусков формы, расположения, суммарных допусков формы и расположения поверхностей

Группа допусков	Допуск	Условный знак допуска (ГОСТ 2.308)
Допуски формы	Допуск прямолинейности Допуск плоскостности Допуск круглости Допуск цилиндричности Допуск профиля продольного сечения	

Группа допусков	Допуск	Условный знак допуска (ГОСТ 2.308)
Допуски расположения	Допуск параллельности Допуск перпендикулярности Допуск наклона Допуск соосности Позиционный допуск Допуск симметричности Допуск пересечения осей	
Суммарные допуски формы и расположения поверхностей	Допуск радиального биения Допуск торцевого биения Допуск биения в заданном направлении Допуск полного радиального биения Допуск полного торцевого биения Допуск формы заданного профиля Допуск формы заданной поверхности	

Числовое значение допуска действительно для всей поверхности или длины элемента (см. пример на рис. 18.19, *a*), а при необходимости через косую черту приводится длина нормируемого участка (см. пример на рис. 18.18, *б*).

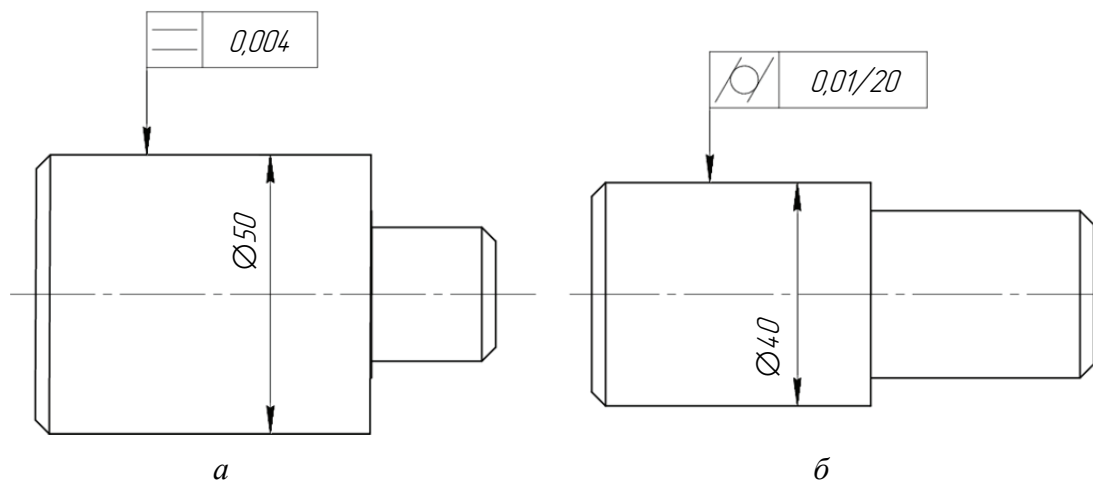


Рис. 18.18. Примеры обозначения допусков формы:

- a* – обозначение допуска профиля продольного сечения цилиндрической поверхности диаметром 50 мм, значение допуска – 4 мкм;
б – обозначение допуска цилиндричности для цилиндрической поверхности диаметром 40 мм, значение допуска – 10 мкм, длина нормируемого участка – 20 мм

Если допуск (база) относится к оси или плоскости симметрии, то соединительная линия, проведенная от рамки, должна быть продолжением размерной линии соответствующего элемента (рис. 18.19, а).

Примечание. Если размер элемента уже указан, размерная линия должна быть без размера, и ее рассматривают как составную часть условного обозначения допуска.

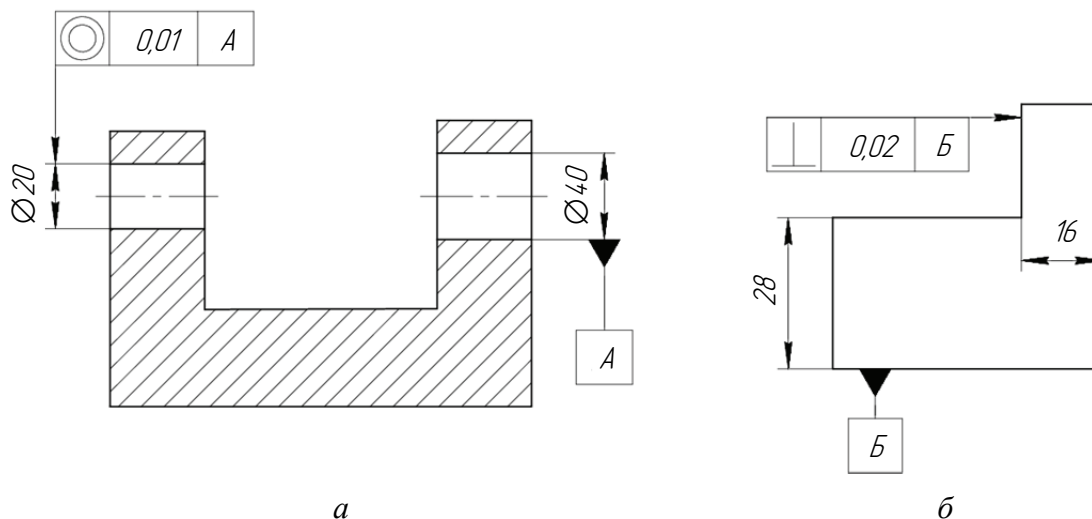


Рис. 18.19. Примеры обозначения допусков расположения:

а – обозначение допуска соосности цилиндрической поверхности диаметром 20 и 40 мм, значение допуска – 10 мкм, в качестве базы принята ось отверстия диаметром 40 мм;

б – обозначение допуска перпендикулярности для плоскости, ограничивающей выступ шириной 16 мм слева, значение допуска – 20 мкм, в качестве базы принята поверхность основания детали

Если допуск (база) относится к поверхности (профилю), то соединительная линия не должна совпадать с размерной (рис. 18.19, б).

База – элемент детали (сочетание элементов), по отношению к которому задается допуск расположения или суммарный допуск формы и расположения рассматриваемого элемента, а также определяется соответствующее отклонение.

Комплект баз – совокупность двух или трех баз, образующих систему координат, по отношению к которой задается допуск расположения или суммарный допуск формы и расположения рассматриваемого элемента, а также определяется соответствующее отклонение.

Общая ось – прямая, относительно которой наибольшее отклонение осей нескольких рассматриваемых поверхностей вращения в пределах длины этих поверхностей имеет минимальное значение (рис. 18.20).

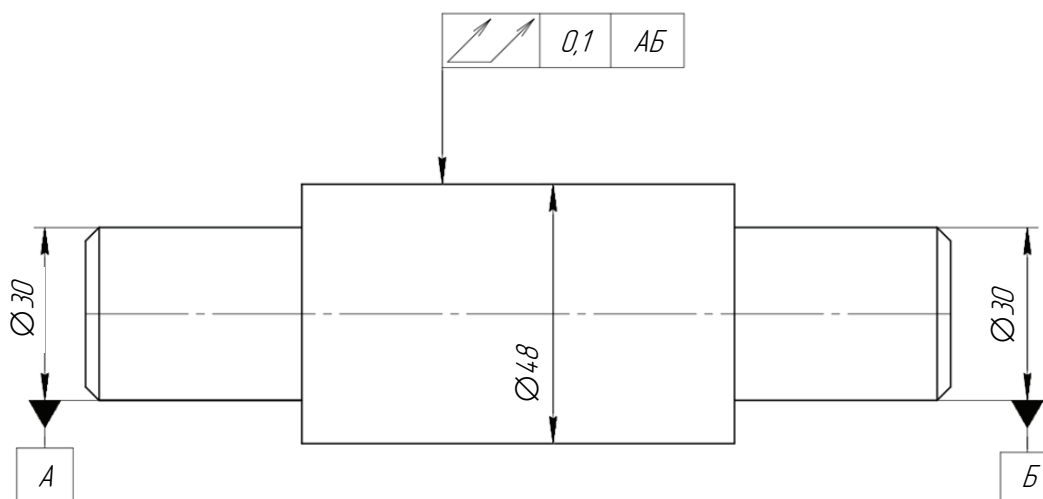


Рис. 18.20. Пример обозначения суммарного допуска (допуск полного торцевого биения цилиндрической поверхности диаметром 48 мм относительно общей оси цилиндрических поверхностей диаметром 30 мм, численное значение допуска – 100 мкм)

Базы обозначают зачерченным треугольником, который соединяется линией с рамкой допуска или рамкой, в которой указывают буквенное обозначение базы. Если нет необходимости выделять как базу ни один из элементов, то треугольник заменяется стрелкой.

18.3. Волнистость и шероховатость поверхности. Параметры шероховатости, их условные обозначения и нормирование

Реальная поверхность, полученная обработкой, в отличие от номинальной – геометрически правильной и гладкой, имеет сложный рельеф, характеризующийся как макро-, так и микрогеометрией. К макрогеометрии реальной поверхности относят отклонения формы и расположения поверхностей, а также волнистость поверхностей.

Под **волнистостью** понимается совокупность периодически повторяющихся неровностей поверхности, которые образуются в процессе обработки, у которых отношение шага к высоте не превышает 40, а у деталей с круглым сечением – шаг меньше $1/15$ периметра окружности.

Волнистость рассматривается как часть отклонения формы поверхности и, как правило, ограничивается допуском формы. В особых случаях, когда волнистость оказывает влияние на функциональные

свойства поверхности, она дополнительно ограничивается отдельным допуском. Нормируемые параметры, их числовые значения подробно изложены в РС 3951.

К микрогеометрии реальной поверхности детали относят шероховатость.

Шероховатость поверхности – совокупность чередующихся неровностей с относительно малыми шагами, выделенная на базовой длине.

Базовая длина l – длина участка поверхности, выделяемая для определения параметров шероховатости без учета других неровностей (волнистости, отклонений формы).

Шероховатость поверхности изделий независимо от материала и способа изготовления можно нормировать одним или несколькими параметрами, определяемыми относительно средней линии профиля m (рис. 18.21). На профилограмме она (в пределах базовой длины l) проводится так, что площади, расположенные по обеим сторонам от этой линии до контура профиля, должны быть равны между собой.

Для количественной оценки шероховатости поверхности установлено шесть параметров.

Среднее арифметическое отклонение профиля Ra – среднее арифметическое абсолютных значений отклонений профиля y от средней линии в пределах базовой длины:

$$Ra = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|. \quad (18.12)$$

Высота неровностей профиля по десяти точкам Rz – сумма средних арифметических абсолютных значений высот пяти наибольших выступов профиля и пяти наибольших впадин в пределах базовой длины:

$$Rz = \frac{1}{5} \left(\sum_{i=1}^5 |H_{i\max}| + \sum_{i=1}^5 |H_{i\min}| \right). \quad (18.13)$$

Для средней линии, имеющей форму отрезка прямой, расположенной ниже профиля параллельно средней линии:

$$Rz = \frac{1}{5} \left(\sum_{i=1}^5 |h_{i\max}| - \sum_{i=1}^5 |h_{i\min}| \right), \quad (18.14)$$

где $h_{i\max}$, $h_{i\min}$ – соответственно расстояние пяти высших и пяти низших точек профиля до указанной линии.

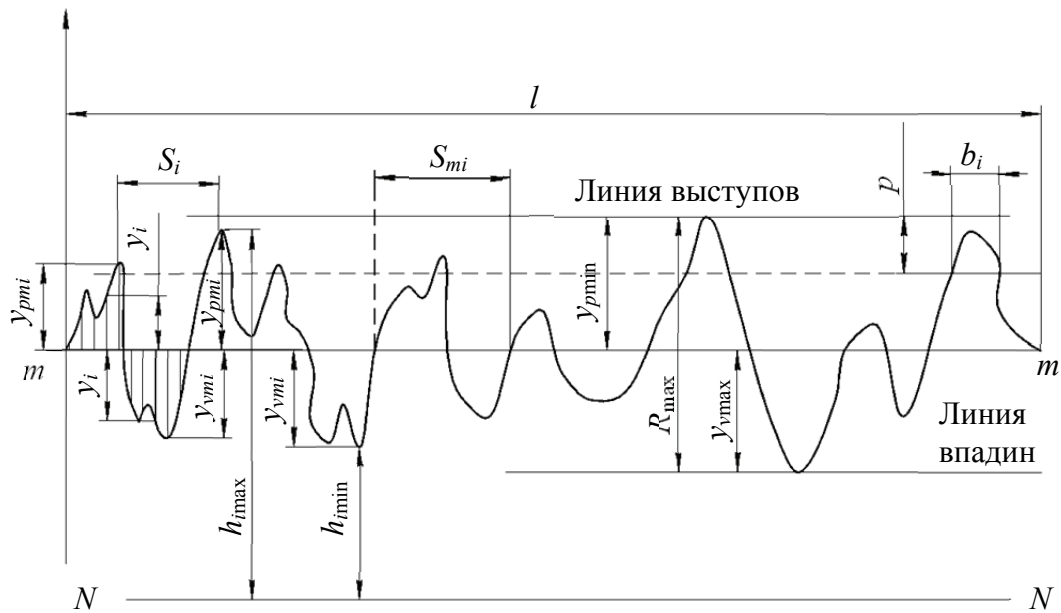


Рис. 18.21. Профиль шероховатости, его характеристики и параметры

Наибольшая высота неровностей профиля R_{\max} – расстояние между линией выступов профиля и линией впадин профиля в пределах базовой длины.

Средний шаг неровностей профиля S_m – среднее значение шага неровностей профиля по средней линии в пределах базовой длины:

$$S_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{mi}, \quad (18.15)$$

где S_{mi} – шаг неровностей, равный длине отрезка средней линии между точками пересечения ее с одноименными сторонами смежных неровностей.

Средний шаг неровностей профиля по вершинам S – среднее арифметическое значение шага неровностей профиля по вершинам в пределах базовой длины:

$$S = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_i. \quad (18.16)$$

Относительная опорная длина профиля t_p – отношение опорной длины профиля к базовой длине:

$$t_p = \frac{\sum_{i=1}^n b_i}{l} 100\%, \quad (18.17)$$

где b_i – значение отрезков, отсекаемых в пределах базовой длины на выступах профиля линией, эквидистантой средней линии и расположенной на заданном уровне сечения p от линии выступов; p – расстояние между линией выступов и заданным уровнем сечения профиля. Обычно уровень сечения задают в процентах от наибольшей высоты неровностей профиля R_{\max} .

Кроме количественных характеристик ГОСТ 2789 предусматривает нормирование качественных характеристик: способ обработки, тип направления неровностей.

Способ обработки указывается, когда поверхность необходимо получить строго определенным способом. Тип направления неровностей (табл. 18.2) обозначается в случаях, когда это принципиально с точки зрения правильного функционирования детали или сопряжения, иногда – для придания красивого внешнего вида из эстетических соображений.

Числовые значения параметров шероховатости округляются до стандартных.

Таблица 18.2

Тип направлений неровностей. Условные обозначения

№ п/п	Тип направлений неровностей	Схематическое изображение	Условное обозначение
1	Параллельное		$\sqrt{\text{Ra } 2,5}$
2	Перпендикулярное		$\sqrt{\perp \text{ Ra } 2,5}$
3	Перекрещивающееся		$\sqrt{\times \text{ Ra } 2,5}$
4	Произвольное		$\sqrt{\text{M Ra } 2,5}$
5	Точечное		$\sqrt{\text{M Ra } 2,5}$
6	Кругообразное		$\sqrt{\text{C Ra } 2,5}$
7	Радиальное		$\sqrt{\text{R Ra } 2,5}$

При выборе числовых значений параметров шероховатости, кроме назначения и эксплуатационных свойств поверхностей деталей, следует учитывать возможность обеспечения заданных требований рациональными методами обработки.

При выборе конкретных значений параметров шероховатости следует помнить, что определенные ограничения накладывают допуски на размер и форму нормируемой поверхности. Это связано с тем, что шероховатость поверхности в процессе сборки изделия или его эксплуатации может вызвать дополнительные отклонения размера и формы (например, при приработке трущихся поверхностей), поэтому установлены минимальные требования к шероховатости поверхности ([1], табл. 2.67). Максимальное значение параметра шероховатости Ra в зависимости от допуска размера и формы можно принять по следующим условиям:

– при допуске формы 60% от допуска размера T_p :

$$Ra \leq 0,05T_p; \quad (18.18)$$

– при допуске формы 40% от допуска размера T_p :

$$Ra \leq 0,025T_p; \quad (18.19)$$

– при допуске формы 25% от допуска размера T_p :

$$Ra \leq 0,012T_p. \quad (18.20)$$

Таким подходом целесообразно пользоваться, когда нет необходимости более жестко ограничивать параметры шероховатости исходя из функционального назначения поверхностей.

Обозначение параметров шероховатости на чертежах. Влияние шероховатости и волнистости поверхностей на качество машин и механизмов. В общем случае для обозначения шероховатости поверхности применяется знак, структура которого приведена на рис. 18.22. Если не указываются параметры шероховатости и способ обработки, его изображают без полки (рис. 18.23).

Поверхности детали, изготавливаемой из материала определенного профиля и размера, не подлежащие по данному чертежу дополнительной обработке, обозначаются знаком, показанным на рис. 18.23, в.

Значения параметров шероховатости указывают в ее обозначении под полкой знака после соответствующего символа, например: $Ra\ 0,5$, $Rz\ 32$, $S\ 0,32$, $t_{50}\ 70$. В обозначениях приводят наибольшие допустимые значения параметров шероховатости (Ra , Rz – в микрометрах; S – в миллиметрах; t – в процентах).

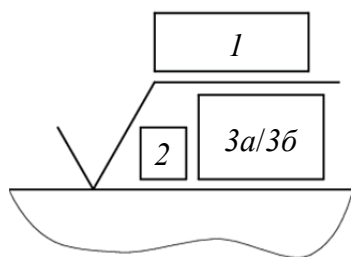


Рис. 18.22. Структура знака для обозначения шероховатости поверхности:
 1 – способ обработки поверхности (или другие указания);
 2 – условное обозначение направления неровностей (табл. 18.2);
 3а – базовая длина по ГОСТ 2789;
 3б – параметр (параметры) шероховатости по ГОСТ 2789

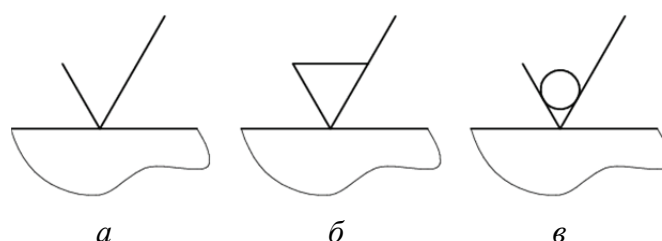


Рис. 18.23. Знаки, применяемые для обозначения параметров шероховатости:
 а – способ обработки поверхности конструктором не установлен; б – поверхность должна быть образована только удалением слоя материала; в – поверхность должна быть образована без удаления слоя материала

При указании наибольшего значения параметра шероховатости в обозначении приводят параметр шероховатости без предельных отклонений (рис. 18.24, а).

При указании наименьшего значения параметра шероховатости после обозначения параметра следует записать «min» (рис. 18.24, б).

При указании диапазона значений параметра шероховатости поверхности в обозначении шероховатости приводят пределы значений параметра, размещая их в две строки (рис. 18.24, в).

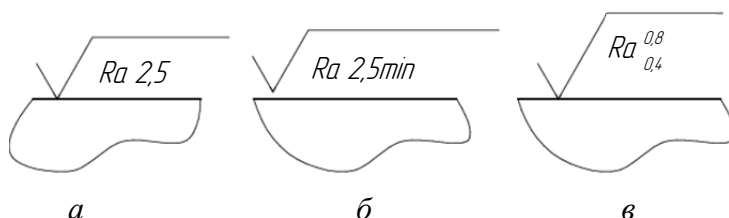


Рис. 18.24. Примеры обозначения параметров шероховатости:
 а – наибольшее значение; б – наименьшее значение; в – диапазон значений

Если необходимо обозначить несколько параметров шероховатости поверхности в обозначении шероховатости, значения параметров записывают сверху вниз в таком порядке (рис. 18.25):

- 1) параметр высоты неровностей профиля;
- 2) параметр шага неровностей профиля;
- 3) относительная опорная длина профиля.

Обозначения шероховатости поверхностей на изображении изделия располагают на линиях контура, выносных линиях (по возможности ближе к размерной линии) или на полках линий-выносок. Допускается при недостатке места размещать обозначения шероховатости на размерных линиях или на их продолжениях, на рамке допуска формы.

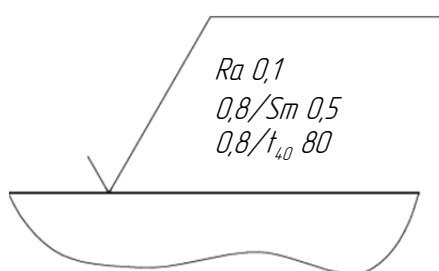


Рис. 18.25. Пример обозначения нескольких параметров шероховатости для одной поверхности

(среднеарифметическое отклонение неровностей – 0,1 мкм, средний шаг неровностей – 0,5 мм в пределах базовой длины 0,8 мм, относительная опорная длина – 80% на уровне профиля 40% от R_{max})

При указании одинаковой шероховатости для всех поверхностей изделия обозначение шероховатости размещают в правом верхнем углу чертежа (рис. 18.26, а).

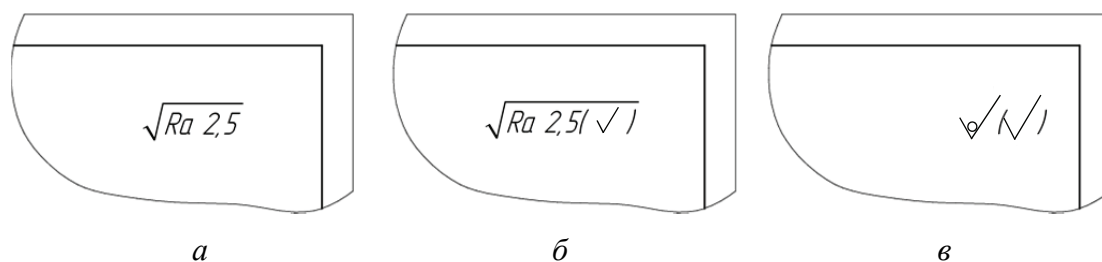


Рис. 18.26. Примеры обозначения параметров шероховатости:

а – для всех поверхностей изделия; б, в – части поверхностей изделия

Обозначение шероховатости, одинаковой для части поверхностей изделия, может быть помещено в правом верхнем углу чертежа (рис. 18.26, б, в).

Шероховатость поверхности в сочетании с физическими свойствами поверхностного слоя материала детали определяет состояние поверхности и является наряду с точностью формы одной из основных геометрических характеристик ее качества. Например, большую роль шероховатость поверхности играет в подвижных соединениях, когда трущиеся поверхности деталей разделены слоем смазки и непосредственно не контактируют.

При недостаточно гладких трущихся поверхностях соприкосновение между ними происходит в отдельных точках при повышенном давлении, вследствие чего смазка выдавливается, нарушается непрерывность масляной пленки и создаются условия для полусухого и даже сухого трения. При слишком гладких поверхностях снижается интенсивность увлечения смазки подвижной поверхностью, в результате снижается гидродинамическое давление, что также может привести к аналогичному эффекту. Эти обстоятельства особенно важны для подшипников современных быстроходных и точных машин и приборов, в которых нельзя допустить больших зазоров и жидкостное трение должно быть обеспечено при весьма тонких масляных пленках.

Уменьшение шероховатости поверхности изменяет характер соединения деталей. Зазор или натяг, который можно определить по результатам измерения деталей соединения, отличается от эффективного зазора или натяга, имеющего место при сборке и в процессе эксплуатации. Эффективный натяг уменьшается, а эффективный зазор увеличивается тем в большей степени, чем большую шероховатость имеют сопрягаемые поверхности.

Чистовая обработка деталей (доводка, полирование и др.) значительно повышает их усталостную прочность вследствие уменьшения микронеровностей на поверхности, что приводит к существенному увеличению антикоррозионной стойкости деталей.

Шероховатость поверхности связана также и с рядом других важных функциональных показателей изделий, таких как плотность и герметичность соединений, отражательная способность поверхности, контактная жесткость, прочность сцепления при притирании и склеивании, качество гальванических покрытий. Она влияет также на точность измерения деталей. Во многих случаях ее необходимо нормировать для придания красивого внешнего вида, для удобства содержания поверхностей в чистоте и т. д.

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 / 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. Сурус, А. И. Нормирование точности и технические измерения: учеб.-метод. пособие / А. И. Сурус, А. В. Блохин. – Минск: БГТУ, 2014. – 198 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	3
Тема 1. ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ О ДЕТАЛЯХ МАШИН. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К МАШИНАМ, УЗЛАМ И ДЕТАЛЯМ	4
1.1. Предмет курса «Детали машин», его место и значение для подготовки инженеров-электромехаников	4
1.2. Детали машин и их классификация. Требования, предъяв- ляемые к машинам.....	5
1.3. Критерии работоспособности и надежности деталей машин. Пути повышения надежности. Расчет деталей машин	8
1.4. Конструкционные материалы: черные, цветные металлы и их сплавы. Пластмассы. Термическая обработка деталей	14
Тема 2. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ	19
2.1. Назначение и роль передач в механизмах и машинах. Классификация механических передач. Передачи трением (с непосредственным контактом и с гибкой связью) и зацеп- лением	19
2.2. Основные кинематические и энергетические соотношения для передач вращательного движения.....	21
Тема 3. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ	23
3.1. Основные понятия о зубчатых передачах. Классификация зубчатых передач. Области применения.....	23
3.2. Основные положения теории эвольвентного зацепления. Силы в зацеплении	24
3.3. Расчет зубчатых цилиндрических передач на контактную прочность и усталостный изгиб	28
Тема 4. КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ	31
4.1. Геометрические и кинематические параметры	31
4.2. Силы в зацеплении с прямыми зубьями. Особенности расчетов на контактную прочность и усталостный изгиб	34

Тема 5. ПЛАНЕТАРНЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ	38
5.1. Планетарные зубчатые передачи. Область применения и классификация.....	38
5.2. Кинематика и геометрические параметры передачи. Проверка условий соосности, соседства и сборки.....	40
5.3. Силы в зацеплении и КПД передачи, особенности ее расчета.....	42
5.4. Материалы для изготовления зубчатых колес	43
Тема 6. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ	46
6.1. Общие сведения. Область применения. Классификация. Передачи с глобоидным и цилиндрическим червяками.....	46
6.2. Кинематика и геометрические параметры червячных передач. Силы в зацеплении	49
6.3. Критерии работоспособности. Расчет зубьев червячного колеса на контактную прочность и изгиб. КПД червячной передачи. Тепловой расчет	52
Тема 7. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ	56
7.1. Общие сведения и классификация приводных цепей. Конструкции звездочек. Основные геометрические параметры.....	56
7.2. Кинематические и силовые зависимости. КПД. Динамические нагрузки. Нагрузки на валы. Смазка и особенности эксплуатации цепных передач	62
Тема 8. ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ И ВАРИАТОРЫ	65
8.1. Принцип работы. Общие сведения. Область применения	65
8.2. Геометрическое и упругое скольжение, буксование, кинематические и силовые зависимости. КПД. Расчет фрикционных передач.....	67
8.3. Виды разрушения рабочих поверхностей элементов фрикционных передач. Расчет фрикционных передач.....	69
8.4. Бесступенчатые передачи-вариаторы. Конструктивные схемы вариаторов	70
Тема 9. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ	74
9.1. Общие сведения и основные характеристики. Область применения. Классификация	74
9.2. Силы и напряжения в ремнях. Формула Эйлера. Нагрузка на валы	75

9.3. Кривые скольжения, их использование в расчетах тяговой способности передачи. КПД ременных передач	80
9.4. Разновидности ременных передач. Материалы ремней. Конструкции шкивов	82
Тема 10. ПЕРЕДАЧА ВИНТ-ГАЙКА	89
10.1. Назначение. Конструкции. Материалы.....	89
10.2. Расчет передачи на прочность, износостойкость, устойчивость. Влияние различных параметров на массогабаритные показатели. Использование принципов конструирования	91
Тема 11. ВАЛЫ И ОСИ	95
11.1. Назначение и классификация. Материалы валов и осей. Конструктивные элементы валов и осей	95
11.2. Проектный и проверочный расчеты валов и осей.....	98
Тема 12. ПОДШИПНИКИ.....	104
12.1. Опоры, их виды, характеристика	104
12.2. Подшипники скольжения. Общие сведения. Конструкции подшипников скольжения. Подшипниковые материалы. Виды трения. Расчет подшипников скольжения	104
12.3. Подшипники качения, их характеристики, область применения. Классификация и конструкция. Система обозначений. Виды повреждения и критерии расчета. Расчет подшипников качения по динамической и статической грузоподъемности	109
Тема 13. МУФТЫ.....	114
13.1. Классификация. Соединительные муфты: неподвижные, подвижные (жесткие, упругие). Сцепные муфты: управляемые и самоуправляемые.....	114
13.2. Проверочные расчеты муфт.....	120
Тема 14. СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ	123
14.1. Понятие о соединениях деталей машин, классификация. Резьбовые соединения. Классификация резьбовых соединений	123
14.2. Геометрические параметры резьбы. Конструкции и материалы резьбовых деталей	126
14.3. Силовые соотношения в винтовой паре.....	128

14.4. Способы стопорения резьбовых соединений. КПД винтовой пары	131
14.5. Расчет резьбовых соединений.....	133
Тема 15. ШТИФТОВЫЕ, ШПОНОЧНЫЕ И ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ	141
15.1. Штифтовые соединения	141
15.2. Шпоночные соединения	142
15.3. Расчет шпоночных соединений.....	145
15.4. Шлицевые (зубчатые) соединения	147
15.5. Расчет шлицевых соединений с прямобочным профилем	149
Тема 16. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ	151
16.1. Область применения, классификация сварных соединений	151
16.2. Конструкция сварных соединений и их расчет	156
Тема 17. ПОНЯТИЯ О ЗАКЛЕПОЧНЫХ И КЛЕЕВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ	160
17.1. Заклепочные соединения.....	160
17.2. Расчет прочности заклепочных соединений	163
17.3. Клеевые соединения. Область применения и расчет	164
Тема 18. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О НОРМИРОВАНИИ ТОЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН	167
18.1. Понятие о размерных параметрах. Обозначение норм точности размеров на чертежах	167
18.2. Отклонения формы и расположения поверхностей. Система нормирования	171
18.3. Волнистость и шероховатость поверхности. Параметры шероховатости, их условные обозначения и нормирование.....	184
ЛИТЕРАТУРА	192

Учебное издание

Блохин Алексей Владимирович

ДЕТАЛИ МАШИН

Конспект лекций

Редактор *Е. С. Ватечкина*
Компьютерная верстка *А. А. Селиванова*
Корректор *Е. С. Ватечкина*

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.