

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

А. И. Сурус, А. В. Блохин, А. М. Лось

ДЕТАЛИ МАШИН

**Конспект лекций для студентов
специальности 1-36 05 01 «Машины и оборудование
лесного комплекса»
специализации 1-36 05 01 01 «Машины и оборудование
лесной промышленности»**

Минск 2024

УДК 621.81(075.8)

ББК 34.44я73

C75

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

Р е ц е н з е н т ы :

доцент кафедры механики материалов и деталей машин
УО «Белорусский государственный аграрный технический
университет» кандидат технических наук,

доцент *В. Н. Основин*;

доцент кафедры физикохимии материалов и производственных технологий УО «Белорусский государственный экономический университет» кандидат технических наук, доцент *А. А. Боровик*

Сурус, А. И.

C75 Детали машин : конспект лекций для студентов специальности 1-36 05 01 «Машины и оборудование лесного комплекса» специализации 1-36 05 01 01 «Машины и оборудование лесной промышленности» / А. И. Сурус, А. В. Блохин, А. М. Лось. – Минск : БГТУ, 2024. – 363 с.

ISBN 978-985-897-131-1.

В конспекте лекций освещаются вопросы, предусмотренные учебной программой и образовательным стандартом при изучении дисциплины «Детали машин» студентами специализации 1-36 05 01 01 «Машины и оборудование лесной промышленности» учреждений высшего образования. Структура и содержание конспекта позволяет организовать самоподготовку обучающихся по названной дисциплине.

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

УДК 621.81(075.8)

ББК 34.44я73

ISBN 978-985-897-131-1

© УО «Белорусский государственный технологический университет», 2024

© Сурус А. И., Блохин А. В.,
Лось А. М., 2024

Стремительное развитие науки и техники в XXI веке невозможно представить без совершенствования механизации и автоматизации, повышения оснащенности различных производств во всех отраслях промышленности различными машинами и оборудованием, эффективности их использования. Это необходимо для обеспечения роста производительности труда, увеличения объемов и сокращения сроков выполнения работ, снижения производственных издержек.

Целью настоящего издания является обеспечение эффективной организации самостоятельной работы студентов при изучении дисциплины «Детали машин». Использование данного пособия позволит им улучшить усвоение как теоретического материала, так и овладеть основами расчета и проектирования деталей и узлов общего назначения, изучить основы нормирования точности их поверхностей и приобрести практические навыки применения норм точности при проектировании типовых механизмов.

Структурой издания предусмотрены 52 лекции, при изучении которых слушатели могут самостоятельно ознакомиться с общими представлениями о машинах и их составных частях – деталях, узлах, а также требованиями, предъявляемыми к ним, изучить основные механические передачи вращательного движения, узлы и детали, обеспечивающие их функционирование и соединение, ознакомиться с нормами размерной точности, точности формы и взаимного расположения поверхностей, шероховатости поверхностей и основами их выбора применительно как к стандартным, так и к оригинальным деталям и узлам, получить общее представление о подъемно-транспортных устройствах и машинах.

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

Данное электронное пособие может быть полезным в самостоятельной подготовке студентам других специальностей, учебные программы которых предусматривают аналогичную тематику, и может быть использовано как основной или дополнительный источник теоретического материала.



Часть I ДЕТАЛИ МАШИН

Лекция 1

ВВЕДЕНИЕ. ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ О ДЕТАЛЯХ МАШИН И ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К НИМ

1.1. Предмет «Детали машин», его содержание.
Место и значение для подготовки инженеров-механиков.
Цели и задачи курса

Сегодня инженер-механик должен иметь хорошую базовую подготовку, в том числе в области машиностроения, чтобы правильно решать вопросы проектирования, монтажа, эксплуатации и ремонта технологического оборудования.

Курс «Детали машин» предусматривает изучение вопросов, связанных с общими правилами расчета и проектирования деталей и узлов машин и механизмов общего назначения, а также ряда подъемно-транспортных машин и механизмов, наиболее широко применяемых в лесной и деревообрабатывающей промышленности.

Целью дисциплины является целостное изучение различных разделов курса «Детали машин» с основами нормирования точности геометрических параметров деталей и их соединений как базы для формирования у будущих специалистов научного мировоззрения и современного технического мышления, инженерных знаний, умений и навыков по расчету и конструированию деталей и узлов машин и механизмов общего назначения, а также ряда подъемно-транспортных машин и механизмов, наиболее широко применяемых в лесной и деревообрабатывающей промышленности, обеспечивающих теоретическую и практическую подготовку инженеров для конструкторской и эксплуатационной деятельности.

Задачи дисциплины:

– изучение:

конструкций, типажа, материалов, возможных способов изготовления и повышения надежности и долговечности деталей машин общего назначения;

взаимодействия деталей и физических процессов, сопутствующих их работе, с учетом сопротивления воздействию эксплуатационных факторов, видов и характера разрушения деталей и определения критериев их работоспособности и расчета;

инженерных методов расчета деталей и узлов машин, обеспечивающих требуемую их надежность;

методов автоматизированного проектирования и конструирования с помощью машинной графики;

– приобретение навыков конструирования деталей и узлов машин как основы для последующего изучения дисциплин специального цикла.

Место дисциплины в учебном процессе – завершение общетехнической и общеинженерной подготовки студентов.

1.2. Общие понятия о деталях машин и их классификация

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

Различают машины-двигатели и рабочие машины.

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

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

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

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

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

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

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

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

Все машины и механизмы состоят из деталей и узлов.

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

Сборочная единица как минимум из двух соединенных деталей.

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

Различают детали, узлы и механизмы общего и специального назначения.

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

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

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

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

В соответствии с современными направлениями развития машиностроения к проектируемым машинам предъявляются следующие основные требования: высокая производительность и надежность; удобство и безопасность обслуживания, экономичность в изготовлении и эксплуатации; небольшие габариты; низкая металлоемкость (масса) и энергоемкость; технологичность; максимальная взаимозаменяемость и унификация узлов и деталей; транспортабельность; соблюдение правил технической эстетики.

Машина должна быть проста в обслуживании и не требовать частого и сложного ремонта. Всякая машина должна полностью удовлетворять требованиям техники безопасности.

Экономичность. Стоимость новых машин **при проектировании и изготовлении** определяется технологичностью конструкции, затратами на материалы и изготовление ее деталей. Для снижения стоимости машин большое значение имеет снижение массы и замена дорогостоящих конструкционных материалов, таких как цветные металлы и их сплавы, а также легированные стали более дешевыми материалами из металлопорошков, пластмасс и др.

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

Технологичность – основа экономичности конструкции. Технологичной называют такую конструкцию, которая обеспечивает заданные эксплуатационные показатели при наименьших затратах времени, труда, материалов и средств на ее создание в конкретных условиях данного производства. Технологичность деталей машин в основном зависит от материала, формы и способа получения их заготовки, требуемой точности изготовления и шероховатости обрабатываемых поверхностей.

При проектировании всегда следует предпочитать детали цилиндрической или конической формы, как наиболее простые и дешевые для обработки. Применяемые материалы должны быть пригодны для безотходной обработки (штамповка, прокатка и волочение, точное литье, сварка, лазерная обработка и т. д.) и ресурсосберегающей технологии.

Детали должны быть изготовлены таким образом, чтобы была возможна качественная сборка машины без применения дополнительных операций (подгонки, доработки и т. д.), которые являются очень трудоемкими (до 50% общей трудоемкости изготовления машин падает на сборочные операции). От качества сборки в большой степени зависит надежность машин. Поэтому при проектировании следует уделять большое внимание осуществлению удобной сборки и разборки узлов, обеспечивающей их удобный ремонт и быструю замену изношенных деталей, чтобы исключить ручные пригоночные операции.

1.4. Виды нагрузок и напряжений в деталях машин

В курсе «Механика материалов» рассматриваются расчеты на прочность элементов конструкций, испытывающих действие статических нагрузок, при которых напряжения медленно возрастают от нуля до своего конечного значения и в дальнейшем остаются постоянными. Однако многие детали машин (например, валы, вращающиеся оси, зубчатые колеса, пружины и т. д.) в процессе работы испытывают напряжения, циклически изменяющиеся во времени. При этом переменные напряжения возникают как при действии на деталь переменной нагрузки, так и при действии постоянной нагрузки, если деталь изменяет свое положение по отношению к этой нагрузке. Простейший пример таких деталей – вращающаяся ось, нагруженная постоянной силой F (рис. 1.1, *a*). Под действием силы F ось изгибается, и в нижней точке поперечного сечения возникают наибольшие напряжения растяжения, а в верхней точке – наибольшие напряжения сжатия. При вращении оси каждая точка сечения будет попеременно оказываться то в растянутой, то в сжатой зоне.

Нормальное напряжение в произвольной точке A (рис. 1.1, *б*) контура некоторого поперечного сечения такой оси

$$\sigma_a = \frac{M_{из}}{I_z} \cdot y_A, \quad (1.1)$$

где $M_{из}$ – изгибающий момент; I_z – момент инерции сечения относительно оси z .

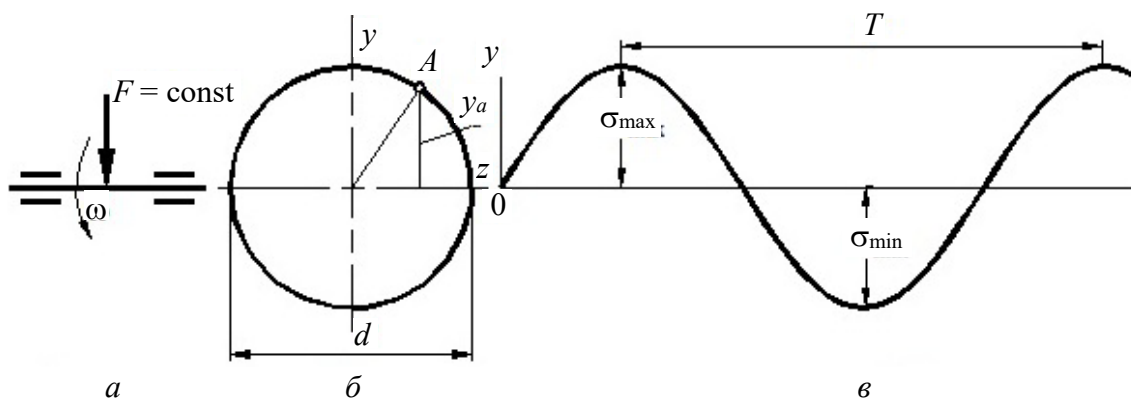


Рис. 1.1. Цикл напряжения

Расстояние y_A от точки A до нейтральной оси меняется во времени по закону

$$y_A = \left(\frac{d}{2}\right) \sin \omega t, \quad (1.2)$$

где ω – угловая скорость вращения оси. Следовательно,

$$\sigma_a = \frac{M_{из}}{I_z} \left(\frac{d}{2}\right) \sin \omega t. \quad (1.3)$$

Таким образом, нормальное напряжение в сечениях оси изменяется во времени по синусоидальному закону (рис. 1.1, в), т. к. периодически, через определенный период цикла (период времени) T , проходя через ряд значений, возвращается к исходному.

Совокупность последовательных значений напряжений за один период их изменения называют циклом напряжений (рис. 1.2).

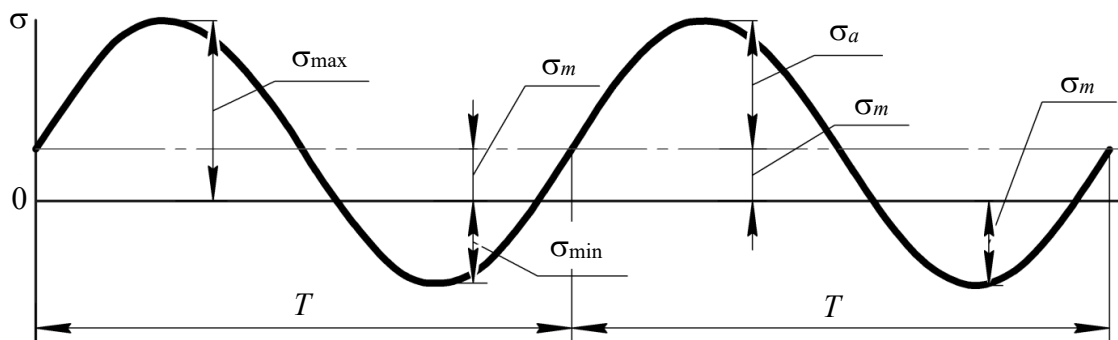


Рис. 1.2. Асимметрия цикла

Минимальное и максимальное напряжения цикла обозначаются соответственно σ_{\min} и σ_{\max} . Их отношение называется коэффициентом асимметрии цикла:

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}. \quad (1.4)$$

В случае, когда $\sigma_{\min} = -\sigma_{\max}$, $R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max} = -\sigma_{\min} / \sigma_{\min} = -1$, цикл называется **симметричным** (рис. 1.3а). Во всех остальных случаях цикл **асимметричный**. Если $\sigma_{\min} = 0$, $R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max} = 0$, цикл называется **отнулевым** (рис. 1.3, б). Циклы, имеющие одинаковые коэффициенты асимметрии, называются подобными.

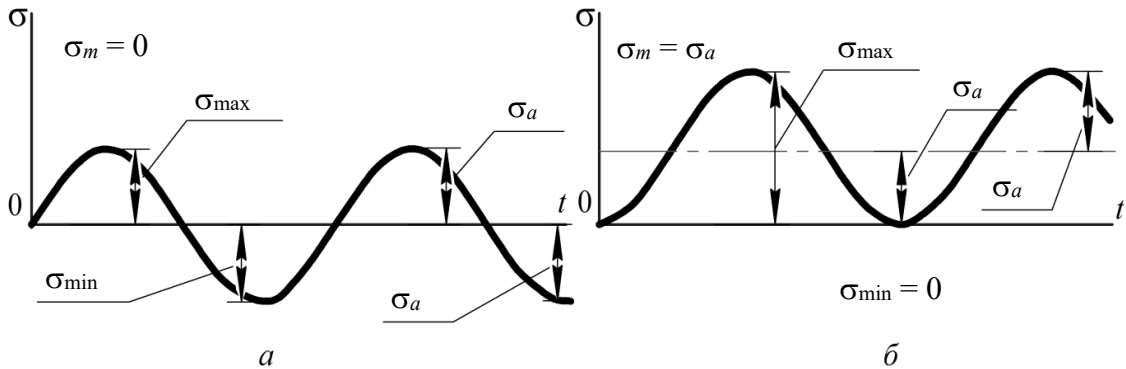


Рис. 1.3. Виды циклов перемены напряжений

Любой цикл переменных напряжений характеризуется следующими параметрами: максимальным σ_{\max} и минимальным σ_{\min} напряжениями; средним напряжением цикла σ_m и амплитудой напряжений цикла σ_a . **Среднее напряжение цикла σ_m** – это алгебраическая полу-сумма максимального и минимального напряжений цикла. При симметричном цикле напряжений

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{\sigma_{\max} + (-\sigma_{\min})}{2} = 0. \quad (1.5)$$

При отнулевом цикле напряжений

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{\sigma_{\max}}{2}. \quad (1.6)$$

Амплитудное напряжение цикла σ_a – это алгебраическая полуразность максимального и минимального напряжений цикла. При симметричном цикле напряжений

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{\sigma_{\max} - (-\sigma_{\min})}{2} = \sigma_{\max}. \quad (1.7)$$

При отнулевом цикле напряжений

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{\sigma_{\max}}{2}. \quad (1.8)$$

В случае переменных касательных напряжений остаются в силе все приведенные выше определения и соотношения с заменой σ на τ .

1.5. Понятие об усталости материалов

Усталость материалов характерна только для деталей машин, испытывающих во время работы переменные напряжения. опыты показывают, что детали машин, подвергающиеся длительное время переменным напряжениям, могут разрушаться при напряжениях, значительно меньших предела прочности σ_b , а во многих случаях даже меньших предела текучести σ_t данного материала детали при статическом напряжении. При этом разрушение происходит без заметных остаточных деформаций мгновенно, т. к. имеет ярко выраженный хрупкий характер даже в случае, если материал детали обладает высокой пластичностью.

Экспериментальными исследованиями процесса разрушения установлено, что после определенного числа циклов перемен напряжений в материале испытываемой детали появляется усталостная микротрещина. Эта трещина образуется обычно на поверхности в местах наибольших напряжений и в тех местах, где имеются пороки материала – неоднородное строение, наличие следов механической обработки и повреждений поверхности детали (раковины, газовые и шлаковые включения, царапины, следы реза и т. д.), а также в местах концентрации напряжений. Образовавшаяся трещина сначала очень маленькая, но под влиянием переменных напряжений постепенно развивается (расширяется и углубляется). После того как трещина достигнет такой величины, что сечение детали заметно ослабнет, происходит внезапный усталостный излом (усталостное разрушение).

Таким образом, причиной поломок деталей машин, работающих при переменных напряжениях, в большинстве случаев является усталость – это процесс постепенного накопления повреждений материала под действием переменных напряжений, приводящий к изменению свойств, образованию трещин, их развитию и разрушению. Свойство материала противостоять усталости называется **сопротивлением усталости**.

При расчете деталей машин, на которые в процессе работы действуют переменные напряжения, основной характеристикой прочности материала является **предел выносливости** σ_R (τ_R), который, как правило, определяют опытным путем.

Лекция 2

КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ДЕТАЛЕЙ МАШИН. ПОНЯТИЕ О НАДЕЖНОСТИ

2.1. Критерии работоспособности деталей машин

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

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

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

Проектировочный расчет выполняют в процессе разработки конструкции детали (машины) с целью определения ее требуемых размеров. В ряде случаев размеры деталей принимают конструктивно или руководствуясь практическими рекомендациями. Проектировочные расчеты основаны на ряде допущений и выполняются по допускаемым напряжениям как предварительные, так как на этой стадии

проектирования практически невозможно учесть все факторы, влияющие на прочность деталей (концентрация напряжений и т. д.).

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

Расчетные напряжения (или основные размеры детали) определяют:

– из условий прочности:

растяжения (сжатия)

$$\sigma_{p(cж)} = \frac{F}{A} \leq [\sigma_{p(cж)}]; \quad (2.1)$$

смятия

$$\sigma_{см} = \frac{F}{A} \leq [\sigma_{см}]; \quad (2.2)$$

среза

$$\tau_{ср} = \frac{F}{A} \leq [\tau_{ср}]; \quad (2.3)$$

изгиба

$$\sigma_{из} = \frac{M}{W} \leq [\sigma_{из}]; \quad (2.4)$$

кручения

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_p} \leq [\tau_{кр}]; \quad (2.5)$$

– из условия контактной прочности:

при начальном касании по линии

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho} \cdot \frac{E}{2\pi(1-\nu^2)}} \leq [\sigma_H], \quad (2.6)$$

начальном касании в точке

$$\sigma_H = c \sqrt{\frac{FE^2}{\rho^2}} \leq [\sigma_H], \quad (2.7)$$

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

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

$$\sigma_{\text{эКВ}} = \sqrt{\sigma_{\text{из}}^2 + (\sigma_{\text{т}}/\tau_{\text{т}})^2 \tau^2} \leq [\sigma]. \quad (2.8)$$

Широкое распространение получил расчет по коэффициентам запаса прочности S . При этом *выбор допускаемых коэффициентов запасов прочности $[S]$ является ответственным этапом расчета*. Заниженное значение запаса прочности приводит к разрушению детали, а завышенное – к неоправданному увеличению массы детали и перерасходу материала. Большое число факторов, влияющих на запас прочности (степень ответственности детали, однородность материала, точность расчетных формул и определения расчетных нагрузок, условия эксплуатации и пр.), создают значительные трудности при выборе конкретных значений этого коэффициента. Поэтому в каждой отрасли машиностроения, на основании собственного опыта, вырабатывают свои нормы запасов прочности для конкретных деталей.

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

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

$$f \leq [f]; \theta \leq [\theta],$$

где f – стрела прогиба ($[f]$ – допускаемое значение); θ – угол закручивания ($[\theta]$ – допускаемое значение).

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:

$$F \leq [F],$$

где F – предельная сила ($[F]$ – допускаемое значение).

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

Следует отметить, что из-за износа выходит из строя 80-90% деталей подвижных соединений машин. Это значительно увеличивает стоимость эксплуатации, вызывает необходимость проведения периодических ремонтных работ.

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

Механическое (абразивное) изнашивание возникает в результате режущего или царапающего действия твердых абразивных частиц – песка, пыли, грязи, продуктов изнашивания. Срезанные неровности, мелкая стружка, частицы контактирующих поверхностей, отделяющиеся в результате механического срезания или усталостного выкрашивания и другого в процессе работы попадают в зону контакта поверхностей трения. При абразивном изнашивании износостойкость растет с увеличением твердости поверхностей.

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

уменьшается. Коррозия является причиной преждевременного разрушения многих машин.

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

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

Интенсивность изнашивания, а следовательно, и срок службы детали зависят от свойств выбранного материала, термообработки, шероховатости поверхностей.

Повышение износостойкости деталей достигается: применением новых износостойких и коррозионно-стойких материалов; защитой от абразивного воздействия (уплотнения); применением специальных смазок и присадок к смазочным материалам, позволяющим создать защитную пленку на трущихся поверхностях; применением плазменных износостойких и антикоррозионных покрытий; покрытий из алмазной пленки; газотермического напыления порошков из твердых сплавов; лазерного упрочнения; вибрационного обкатывания. Большое число факторов, влияющих на изнашивание, затрудняет создание обоснованных методов расчета на износостойкость деталей машин, поэтому оценка выполняется условно по ограничению удельного давления:

$$q \leq [q],$$

где q – удельное давление на трущихся поверхностях ($[q]$ – допускаемое значение).

Теплостойкость – способность конструкции сохранять работоспособность в пределах заданных температур в течение заданного срока службы. Перегрев деталей во время работы уменьшает их прочность и

жесткость; снижает защитную способность масляного слоя, что повышает износ деталей или вызывает их заедание; уменьшает зазоры в сопряженных деталях, что приводит к заклиниванию и поломке. Для установления нормального температурного режима механизма производится тепловой расчет, основанный на составлении теплового баланса. $Q_{\text{в}} = Q_{\text{отв}}$, где $Q_{\text{в}}$ – количество выделившегося тепла в единицу времени, $Q_{\text{отв}}$ – количество отведенного тепла в единицу времени.

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

2.2. Понятие о надежности.

Оценка надежности машин и пути ее повышения

Надежность является одним из основных показателей качества машины. По надежности машины можно судить о качестве проектно-конструкторских работ, производства и эксплуатации.

Надежность – свойство детали или машины в целом выполнять заданные функции с сохранением эксплуатационных показателей в течение требуемого промежутка времени или требуемой наработки. Например, для стационарного двигателя наработка выражается в часах, для автомобиля – в километрах пробега и т. п. Надежность можно определить для машины в целом или для отдельных ее узлов и деталей.

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

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

$$P(t) \approx 1 - \frac{N(t)}{N}, \quad (2.9)$$

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

$$P(t) = 1 - \frac{27}{300} = 0,91. \quad (2.10)$$

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

$$P(t) = P_1(t)P_2(t)\dots P_n(t). \quad (2.11)$$

Из формулы (2.11) следует, что надежность более сложного изделия (машины, механизма) всегда меньше надежности более простого и снижается с увеличением числа элементов, составляющих сложное изделие.

2.3. Конструкционные материалы и методы их упрочнения

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

Сталь углеродистая качественная конструкционная марок сталь 10, 20, 30, 40, 45 и других получила широкое распространение в машиностроении. Ее применяют 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, хромомарганцевосилициевая 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). Отсутствие цифры после букв означает, что в марке стали содержится в среднем 1,0% этого легирующего элемента. Наличие цифр после букв указывает примерное содержание легирующего элемента в целых единицах процентов.

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

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: станины станков, корпуса редукторов, блоки цилиндров и т. п. Стандартные марки чугунов: СЧ10, СЧ15, ..., СЧ35.

Высокопрочный чугун (ВЧ) используют как заменитель 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) применяют 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. Например, СЧ20 – серый чугун с $\sigma_b = 200 \text{ Н/мм}^2$ или ВЧ50 – высокопрочный чугун с $\sigma_b = 500 \text{ Н/мм}^2$.

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°C и повышенных окружных скоростях). Стандартные марки таких 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 БрА9ЖЗЛ и др., свинцовые БрС3О и др. Обозначение марки бронзы: буквы Бр – бронза, после следует 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. Применяют для изготовления проволоки, гильз, труб и т. п. Латунь свинцовую марки ЛЦ40С применяют для сепараторов подшипников качения, а алюминиево-железо-марганцевую латунь марки ЛЦ23А6ЖЗМц2 – для зубчатых и червячных колес.

Баббиты – сплавы на основе олова и свинца. Они обладают высокими антифрикционными свойствами, хорошо прирабатываются. Применяют их для заливки вкладышей подшипников скольжения. Лучшими свойствами обладают высокооловянные баббиты марок Б89 и Б83, но они дороги (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. Обозначения: буква Б – баббит, а число после буквы означает 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. Применяют 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 основное применение имеют дюралюмины (Д1, Д16 и др.) – сплавы, содержащие алюминий, медь, магний и марганец. Заготовки деталей машин из этих сплавов получают обработкой давлением.

Композиционные материалы представляют сочетание металлической основы (матрицы) и упрочняющего наполнителя – высокопрочных волокон (бора, вольфрама, молибдена и др.), пропитанных расплавленными металлами (кобальтом, алюминием и т. д.). 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 получают методом порошковой металлургии, сущность которой состоит в получении порошков металлов (а также их смесей с неметаллическими порошками) их прессованием с последующим спеканием в пресс-формах деталей из них. Порошковая металлургия дает возможность 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. Они обладают ценными свойствами: легкостью, высокой прочностью, тепло- и электроизоляцией, стойкостью против действия агрессивных сред, фрикционностью или антифрикционностью, антикоррозионностью и др. Кроме того, пластмассы обладают 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. Применение их снижает 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 очень перспективный конструкционный материал, область применения которого практически не ограничена.

Лекция 3

ПЕРЕДАЧИ. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

3.1. Общие сведения о передачах.

Назначение, классификация передач

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

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

3.2. Механические передачи, классификация и краткие сравнительные характеристики

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

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

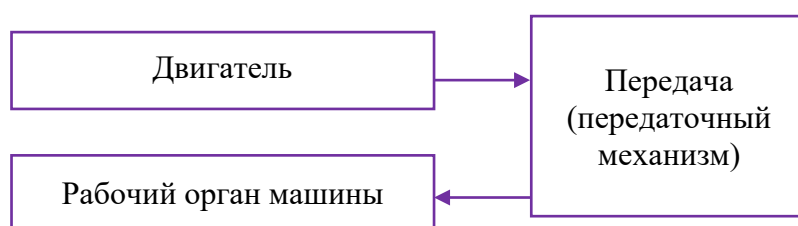


Схема машины

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

Функции передачи энергии совмещают с решением следующих основных задач:

– согласование угловых скоростей исполнительных органов машин двигателей (двигатели имеют большие скорости, исполнительные органы машины для выполнения своих функций часто требуют больших моментов при относительно малых скоростях);

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

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

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

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

3.3. Основные кинематические, силовые и энергетические соотношения в механических передачах

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

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

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

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

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}; \quad (3.1)$$

окружная скорость ведущего или ведомого звена, м/с:

$$v = \frac{\omega d}{2} = \frac{\pi n d}{60}, \quad (3.2)$$

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

$$F_t = \frac{P}{v} = \frac{2T}{d}, \quad (3.3)$$

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

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{F_t d}{2}. \quad (3.4)$$

Зависимость между крутящими моментами на валах имеет вид

$$T_2 = T_1 \eta u, \quad (3.5)$$

где η – КПД; u – передаточное число.

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

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

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

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}. \quad (3.6)$$

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

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (3.7)$$

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

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

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

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

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

Ее общее передаточное число

$$u_{\text{общ}} = u_1 u_2, \quad (3.8)$$

где u_1 и u_2 – передаточные числа каждой ступени.

Общий КПД многоступенчатой передачи

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n, \quad (3.9)$$

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

Лекция 4

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

4.1. Зубчатые передачи. Общие сведения и классификация. Достоинства и недостатки. Применение.

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

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

Назначение зубчатой передачи – передача движения (чаще всего вращательного) с преобразованием параметров, а иногда и его вида (реечная передача). Зубчатые передачи вращательного движения наиболее распространены в технике. Они позволяют передавать мощности от микроватт (механизм часов) до десятков тысяч киловатт (крупные мельницы, дробилки и др.) при окружных скоростях до 150 м/с.

Достоинства зубчатых передач:

- 1) высокая надежность работы в широком диапазоне нагрузок и скоростей;
- 2) большой ресурс;
- 3) малые габариты;
- 4) высокий КПД;
- 5) относительно малые нагрузки на валы и подшипники;
- 6) постоянство передаточного числа;
- 7) простота обслуживания.

Недостатки зубчатых передач:

- 1) сложность изготовления и ремонта (необходимо высокоточное специализированное оборудование);
- 2) относительно высокий уровень шума, особенно на больших скоростях.

Применение зубчатых передач. Передачи применяют в приводах разных механизмов, машин и оборудования в различных отраслях (машиностроение, станкостроение, приборостроение и др.).

Классификация зубчатых передач. По взаимному расположению геометрических осей колес зубчатые передачи бывают:

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

В зависимости от расположения зубьев на ободке колес различают передачи:

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

В зависимости от формы профиля зуба передачи бывают:

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

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

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

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

Циклоидальное зацепление в настоящее время сохранилось в приборах и часах.

В зависимости от взаимного расположения колес зубчатые передачи бывают:

- внешнего зацепления;
- внутреннего зацепления.

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

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

В зависимости от окружной скорости такие передачи бывают:

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

4.2. Основы теории эвольвентного зацепления

В зубчатых передачах вращение от одного колеса к другому передается силами в точках контакта боковых поверхностей зубьев.

Поверхности взаимодействующих зубьев, обеспечивающие постоянное передаточное число, называют сопряженными. Для получения таких поверхностей профили зубьев должны быть очерчены кривыми, подчиняющимися определенным законам. Эти законы вытекают из **основной теоремы эвольвентного зацепления**: общая нормаль NN к профилям зубьев, проведенная через точку их касания S (рис. *a*), в момент прохождения через полюс зацепления Π делит межосевое расстояние O_1O_2 на отрезки обратно пропорционально угловым скоростям.

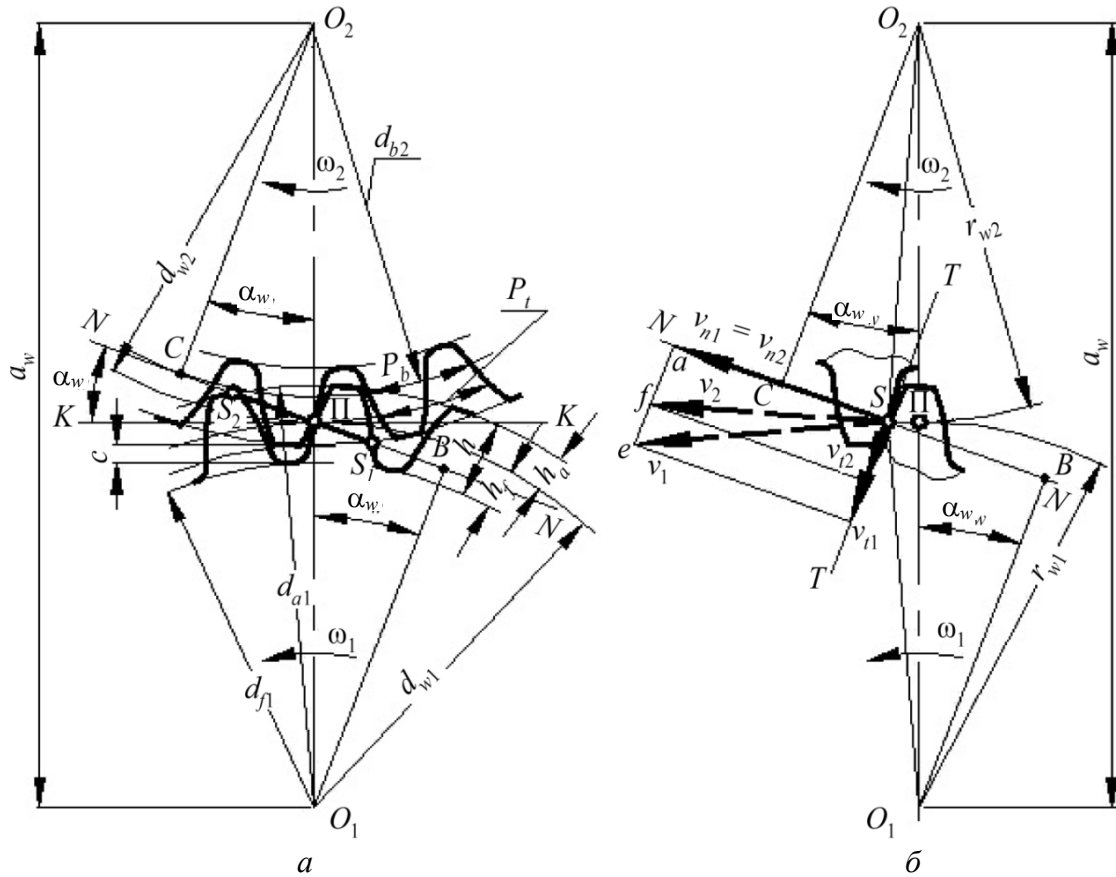


Схема эвольвентного зацепления

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

При вращении колес точка зацепления S эвольвентных профилей перемещается по общей нормали NN , которая является траекторией общей точки контакта зубьев при ее движении и называется линией зацепления. Так как сила давления F_n профиля зуба шестерни на профиль зуба

колеса может передаваться только по общей нормали NN к обоим профилям, то линия зацепления является одновременно линией давления.

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

При переходе через полюс зацепления Π изменяется направление скольжения.

4.3. Основные геометрические параметры зубчатых колес и передач эвольвентного зацепления

Основная окружность d_b (см. рисунок на с. 29) служит для формирования эвольвентного профиля зубьев. Общая нормаль NN (линия зацепления) является касательной к основным окружностям центров, т. е. O_1B и O_2C перпендикулярны к нормали. По линии зацепления при перекатывании зубьев перемещается точка зацепления S для одной пары зубьев от S_1 до S_2 .

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

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

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

При изменении a_w делительный диаметр d не изменяется. Если в передаче $a_w = (d_1 + d_2) / 2$, то начальные и делительные окружности совпадают ($d = d_w$), что характерно для большинства зубчатых передач. В дальнейшем рассматривается именно такой случай.

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

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

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

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

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

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

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

В соответствии со стандартным исходным контуром для цилиндрических зубчатых колес $h_a = m$; $h_f = h_a + c$, где c – радиальный зазор, равный расстоянию между вершиной и впадиной сопряженных зубьев шестерни и колеса в положении, когда точка зацепления S находится в полюсе зацепления П. Значение $c = (0,2 \text{ или } 0,25)m$. Тогда $h_f = m + (0,2; 0,25)m = (1,2; 1,25)m$; $h = m + (2,4; 2,5)m = (2,4; 2,5)m$.

Диаметр вершин зубьев – это окружность, ограничивающая высоту зубьев:

$$d_a = d + 2h_a = mz + 2m = m(z + 2). \quad (4.1)$$

Диаметр впадин – это окружность, ограничивающая глубину впадин:

$$d_f = d - 2h_f = mz - (2,4; 2,5)m = m(z - (2,4; 2,5)). \quad (4.2)$$

Коэффициент торцевого перекрытия ε_α – это отношение длины активной линии зацепления g_α к основному шагу P_b :

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{P_b}.$$

Длина активной линии зацепления g_α – это отрезок линии зацепления, отсекаемый окружностями вершин зубьев обоих колес. Он определяет начало (точка S_1) и конец (S_2) зацепления зубьев (см. рисунок на с. 29).

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

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

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

Лекция 5

ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

5.1. Разновидности эвольвентных цилиндрических зубчатых передач

Цилиндрические зубчатые передачи состоят из пары цилиндрических зубчатых колес и относятся к передачам зацепления с непосредственным контактом ведущего и ведомого колес.

В зависимости от направления изменения скорости могут быть понижающими скорость и повышающими.

Исходя из взаимного расположения различают колеса с внешним и внутренним зацеплением.

В зависимости от расположения зубьев на ободке колеса классифицируют на прямозубые, косозубые, шевронные.

5.2. Прямозубые цилиндрические передачи. Геометрические параметры. Достоинства, недостатки, применение

Прямозубая передача. В прямозубой передаче зубья колес расположены параллельно оси колеса и входят в зацепление сразу по всей длине. Это явление сопровождается ударами и шумом, сила которых возрастает с увеличением окружной скорости колес. Это наряду с более низкой нагрузочной способностью является основным недостатком прямозубой передачи в сравнении с косозубой. Как правило, применяется в открытом и реже в закрытом исполнении.

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

Для удобства расчетов и измерения зубчатых колес модуль выражается через диаметр делительной окружности d и число зубьев z . Длина делительной окружности $\pi d = P_z z$, откуда $d = P_z z / \pi = m_t z$ или $m_t = d / z$. Таким образом, модуль – часть диаметра делительной окружности, приходящаяся на один зуб. Для прямозубых колес применяют обозначение $m_t = m$.

Окружность вершин зубьев с диаметром d_a – это окружность, ограничивающая высоту зубьев:

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

Окружность впадин зубьев с диаметром d_f – это окружность, ограничивающая глубину впадин:

$$d_f = d - 2h_f = mz - (2,5)m = m(z - (2,5)).$$

5.3. Косозубые и шевронные цилиндрические передачи. Особенности геометрии зубчатых колес

Косозубая передача. Цилиндрические колеса, у которых зубья расположены по винтовой линии на делительном цилиндре, называются винтовыми или чаще – косозубыми (рис. 5.1). В отличие от прямозубой, в косозубой передаче зубья входят в зацепление не сразу по всей длине, а постепенно, передавая нагрузку на несколько зубьев. В результате повышается нагрузочная способность, увеличивается плавность работы передачи, уменьшаются шум и динамические нагрузки. С увеличением угла наклона β линии зуба плавность зацепления и нагрузочная способность передачи увеличиваются, но при этом возрастает и осевая сила F_a , что нежелательно (см. ниже). Поэтому β принимается от 8° до 26° . Косозубая передача применяется в ответственных механизмах при средних нагрузках и средних или высоких скоростях. Основным недостатком косозубых передач является наличие осевой силы, усложняющей конструкцию опор валов.

Особенности геометрии косозубых колес. Основные геометрические размеры зависят от модуля и числа зубьев. При расчете косозубых колес учитывают два шага (рис. 5.1): нормальный P_n в нормальном сечении $n-n$ и окружной P_t в торцевом сечении $t-t$, при этом $P_n = P_t \cos\beta$. Соответственно, имеем и два модуля: $m_n = p_n / \pi$ и $m_t = p_t / \pi$, при этом $m_n = m_t \cos\beta$, где m_t и m_n – соответственно окружной и нормальный модули зубьев. За расчетный принимают m_n , значение которого не зависит от угла наклона β и должно соответствовать стандартному.

Диаметры делительной и начальной окружности:

$$d = d_w = m_t z = \frac{m_n z}{\cos\beta}. \quad (5.1)$$

Диаметры вершин и впадин зубьев:

$$d_a = d + 2m_n; \quad (5.2)$$

$$d_f = d - 2,5m_n. \quad (5.3)$$

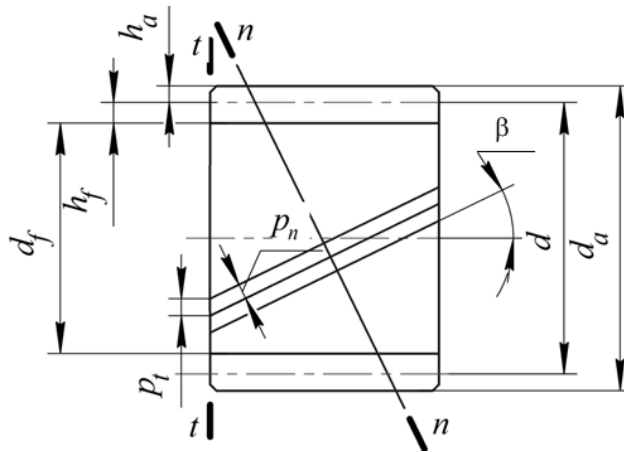


Рис. 5.1. Козозубое колесо

Межосевое расстояние

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{d_1(U+1)}{2} = \frac{m_t(Z_1 + Z_2)}{2} = \frac{m_n(Z_1 + Z_2)}{2 \cos \beta}. \quad (5.4)$$

Эквивалентное колесо. Профиль зуба определяют его размеры и форма в нормальном сечении. Форму зуба в нормальном сечении принято определять через параметры эквивалентного прямозубого колеса (рис. 5.2).

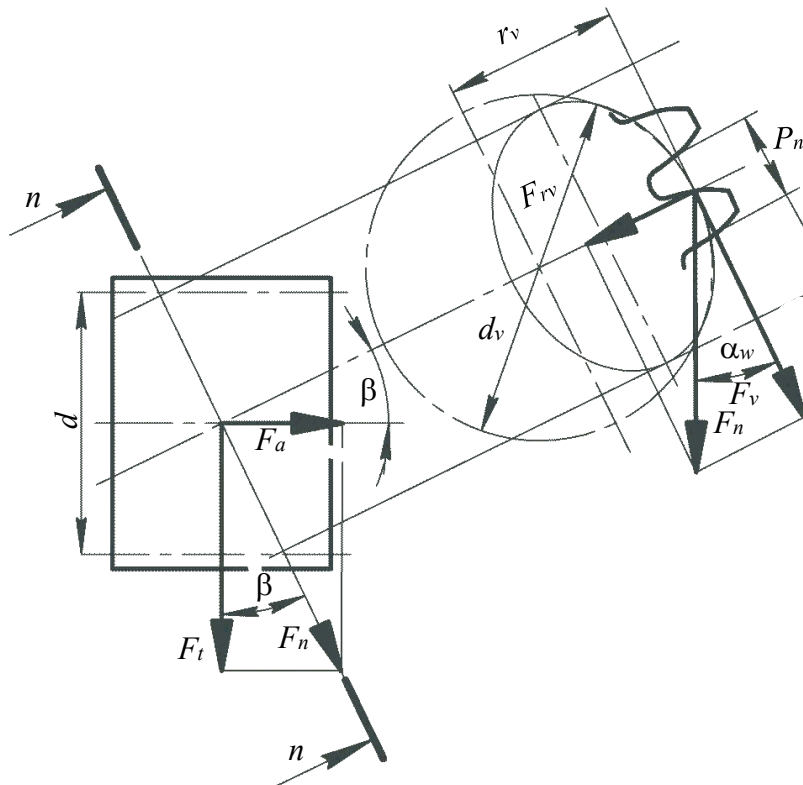


Рис. 5.2. Эквивалентное колесо

Нормальное к линии зуба сечение $N-N$ делительного цилиндра имеет форму эллипса. Из курса аналитической геометрии известно, что радиус кривизны эллипса

$$r_v = \frac{d}{2 \cos^2 \beta}. \quad (5.5)$$

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

$$Z_v = \frac{d_v}{m_n} = \frac{d}{m_n \cos^2 \beta} = \frac{m_t z}{m_t \cos^3 \beta}, \text{ или } z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}, \quad (5.6)$$

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

5.4. Кинематика цилиндрических зубчатых передач

Кинематические параметры зубчатых передач: угловые скорости ω_1, ω_2 и частоты вращения n_1, n_2 ведущего и ведомого зубчатых колес, а также связанное с ними передаточное число для понижающей зубчатой передачи, вычисляются по соотношениям:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}.$$

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

5.5. Силы в зацеплении

В зацеплении зубчатых передач действуют две силы: нормальная (F_n) и сила трения. Сила трения относительно невелика, и ее не учитывают в практических расчетах. Нормальная сила рассматривается в полюсе зацепления Π и направлена вдоль общей нормали NN (рисунок b на с. 29 и рис. 5.2).

Для удобства проведения расчетов нормальную силу раскладывают на составляющие (рис. 5.2 и 5.3):

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

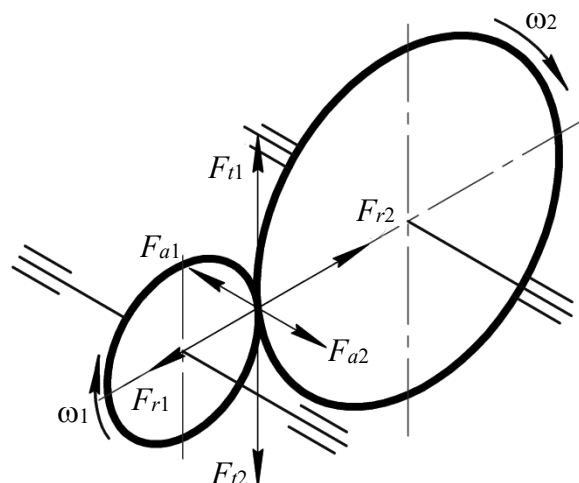


Рис. 5.3. Схема сил в цилиндрической косозубой зубчатой передаче

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

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

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

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

где $F_t = \frac{2T_2}{d_2}$.

Шевронная передача. Для того чтобы исключить недостаток косозубых передач (осевую силу F_a) и сохранить их преимущества, применяют шевронные передачи. Шевронное колесо – сдвоенное косозубое колесо, выполненное как одно целое. Каждая половина колеса

нарезана со встречным углом наклона β линии зуба (рис. 5.4). Вследствие равного направления линии зубьев на полушевронах осевые силы $F_a/2$ взаимно уравниваются и на валы и подшипники не передаются. Это позволяет принимать у шевронных колес угол $\beta = 25\text{--}40^\circ$, что повышает нагрузочную способность передачи и плавность работы. Шевронные колеса изготавливаются с дорожкой шириной a в середине колеса (см. рис. 5.4) для выхода режущего инструмента или без дорожки. Ширина дорожки принимается обычно $a = (10\text{--}15)m$.

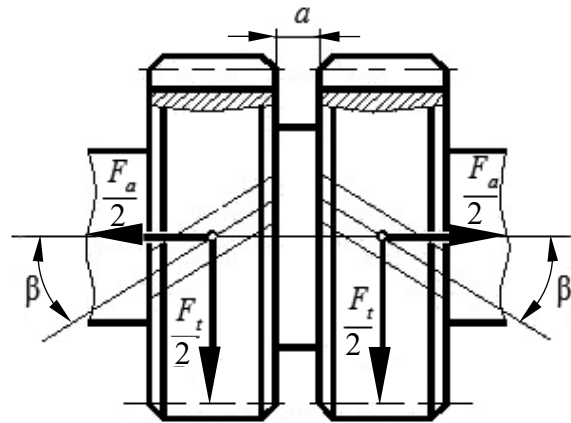


Рис. 5.4. Шевронное колесо

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

Лекция 6

КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

6.1. Виды повреждения зубьев, основные критерии работоспособности и расчета зубчатых передач

В процессе работы зубчатых передач возможны следующие виды разрушения зубьев колес: поломка (в результате действия знакопеременных напряжений изгиба); усталостное выкрашивание активных поверхностей зубьев (в результате действия переменных контактных напряжений); износ активных поверхностей зубьев, заедание (при больших контактных напряжениях и повышенной температуре), износ зубьев. Из опыта эксплуатации установлено, что наиболее вероятными причинами отказов являются усталостное выкрашивание и поломка зубьев. Таким образом, основными критериями работоспособности и расчета являются сопротивление усталостному выкрашиванию активных поверхностей зубьев от действия переменных контактных напряжений и поломке зубьев в результате усталости от переменных напряжений изгиба.

В связи с этим зубчатые передачи рассчитываются на прочность по усталостному контактному напряжению (σ_H) и усталостному изгибу зуба (σ_F).

При этом в закрытых передачах, работающих в значительно более благоприятных условиях смазки, чем открытые, износ активных поверхностей зубьев происходит намного медленнее, чем в открытых, и в результате после определенной наработки на поверхностях зубьев зарождаются микротрещины, приводящие впоследствии к контактному выкрашиванию.

В открытых передачах условия смазки менее благоприятные. Это способствует более интенсивному износу активных поверхностей зубьев (поверхностные слои материала более интенсивно обновляются и усталостные трещины практически не успевают зарождаться, но при этом уменьшается толщина зуба и напряжения изгиба увеличиваются).

В связи с этим для закрытых зубчатых передач проектный расчет ведется по усталостной контактной прочности (σ_H), а проверка производится на усталостную контактную прочность (σ_H) и усталостный изгиб (σ_F). Для открытых зубчатых передач и проектный, и проверочный расчеты ведутся только по напряжениям усталостного изгиба (σ_F).

6.2. Материалы, допускаемые напряжения и факторы, влияющие на их величину

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

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

Первая группа – колеса с твердостью ≤ 350 НВ. Термообработка – нормализация или улучшение – производится до нарезания зубьев. При этом можно получить высокую точность без применения дорогих отделочных операций. Колеса хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению при динамических нагрузках. Для лучшей приработки зубьев и равномерного их изнашивания рекомендуется твердость зубьев шестерни назначать больше твердости колеса на 20–80 единиц НВ в зависимости от вида передачи. Эта рекомендация вызвана тем, что зуб шестерни за один оборот колеса входит в зацепление с зубьями колеса в передаточное число раз больше, а поэтому износ и 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 HRC₂). Высокая твердость рабочих поверхностей зубьев достигается объемной и поверхностной закалкой, а также химико-термической обработкой (ХТО) (цементация, нитроцементация, азотирование). При этом допускаемые контактные напряжения, а следовательно, нагрузочная способность передачи увеличиваются в несколько раз по сравнению с нормализованными и улучшенными сталями. Возрастают также износостойкость и стойкость против заедания. При твердости зубьев обоих колес > 350 НВ они не прирабатываются. Для неприрабатывающихся зубчатых колес не требуется обеспечивать разность твердости зубьев шестерни и колеса. Нарезание зубьев при высокой твердости затруднено. Поэтому

зубья нарезают до термообработки, а отделку их производят после термообработки и применяют исключительно в условиях крупносерийного и массового производства в средне- и высоконагруженных передачах.

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

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

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

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

Допускаемые напряжения. Расчет допускаемых контактных напряжений ведется по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlimb} K_{HL}}{[S_H]}, \quad (6.1)$$

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

При расчете прямозубых передач в качестве допускаемого напряжения принимают $[\sigma_H]$ того зубчатого колеса, для которого оно

меньше; как правило, это $[\sigma_{H2}]$. При расчете косозубых и шевронных передач в формулы подставляют среднее допустимое контактное напряжение: $[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}])$, при этом оно не должно превышать $1,2[\sigma_{H2}]$. Расчет допустимых усталостных напряжений при изгибе ведется по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\text{limb}} K_F K_{FL}}{[S_F]}, \quad (6.2)$$

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

6.3. Расчет на контактную прочность

В основу расчета положена формула Герца, описывающая величину контактных напряжений двух цилиндров с параллельными осями:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{qE_1E_2}{\pi\rho_{\text{пр}}(E_1(1-\mu_1^2) + E_2(1-\mu_2^2))}}, \quad (6.3)$$

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

В результате проектного расчета находят межосевое расстояние по формуле

$$a_w = K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{u^2 \Psi_{ba} [\sigma_H]^2}}, \quad (6.4)$$

где K_a – вспомогательный коэффициент, для прямозубых передач $K_a = 495$, для косозубых – $K_a = 430$; u – передаточное число; T_2 – момент вращения на колесе; $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность

распределения нагрузки по ширине венца; ψ_{ba} – коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию; $[\sigma_H]$ – допускаемые контактные напряжения. Знак «+» – для колес внешнего зацепления, «-» – для внутреннего.

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

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{T_1 k_{H\alpha} k_{H\beta} k_{H\nu} (u \pm 1)}{b_2 d_1^2 u}}, \quad (6.5)$$

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

При этом должно выполняться следующее условие:

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

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

6.4. Расчет на усталостный изгиб зубьев цилиндрических зубчатых передач

Ориентировочное значение модуля m , мм, вычисляют по формуле

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{F\beta} Y_F}{U_\phi Z_1^2 \psi_{bd} [\sigma_F]}}, \quad (6.6)$$

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

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

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_w m_{ст}} K_F Y_F Y_\beta Y_\varepsilon, \quad (6.7)$$

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

При этом должно выполняться следующее условие:

– для открытых передач

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

– закрытых передач

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

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

Лекция 7

КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

7.1. Конические зубчатые передачи. Общие сведения и классификация. Достоинства и недостатки. Применение

Конические зубчатые передачи (рис. 7.1), являющиеся разновидностью зубчатых передач, позволяют передавать вращательный момент под углом в широком диапазоне $\Sigma = 10\text{--}170^\circ$. Чаще применяются конические передачи с межосевым углом 90° , которые и рассматриваются ниже.



Рис. 7.1. Зубчатая коническая прямозубая передача

Конические колеса бывают с прямыми зубьями. Они нашли применение во всех областях машино- и приборостроения, т. к. входят в состав силовых и кинематических передач при окружных скоростях до 3 м/с (для шлифовальных колес до 8 м/с). С тангенциальными (косыми) зубьями применяются обычно при $m \geq 8$ мм и скоростях до 15 м/с. Конические колеса с круговым зубом используют в силовых передачах транспортных машин, в быстроходных приборах. Работают при скоростях до 30 м/с (иногда до 100 м/с).

Достоинства:

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

Недостатки:

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

7.2. Геометрические и кинематические параметры прямозубых конических зубчатых передач

Зацепление прямозубых конических колес можно представить как перекатывающиеся друг по другу без проскальзывания конусы, соприкасающиеся по образующим. 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. 7.2). Углы делительных полуконусов обозначают δ_1 и δ_2 , а межосевой угол – Σ . Чаще всего $\delta_1 + \delta_2 = \Sigma$. Окружности с диаметром d_1 (d_2) называют делительными окружностями конических колес.

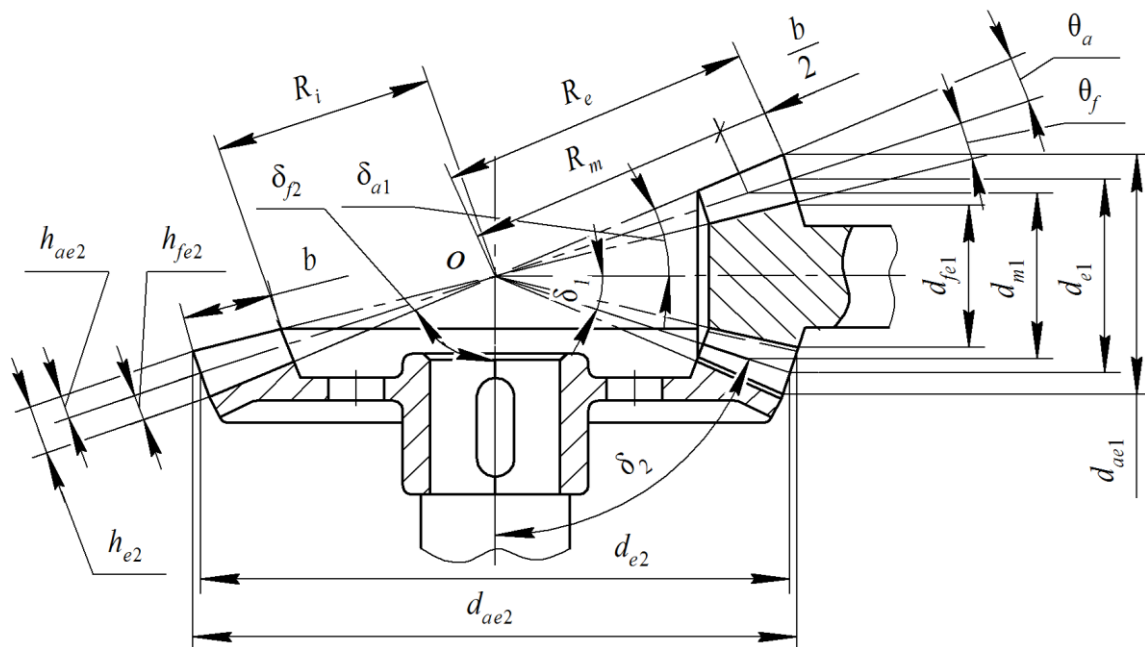


Рис. 7.2. Схема конического зацепления

Основные геометрические параметры представлены на рис. 7.2.

Углы делительных конусов (δ_1, δ_2):

$$\delta_2 = \text{arctg } U; \quad \delta_1 = 90 - \delta_2. \quad (7.1)$$

Межосевой угол:

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2. \quad (7.2)$$

Внешний делительный диаметр:

$$d_{e1} = m_e Z_1; \quad d_{e2} = m_e Z_2. \quad (7.3)$$

Внешний диаметр окружности вершин зубьев:

$$d_{ae} = d_e + 2m_e \cos \delta. \quad (7.4)$$

Внешний диаметр окружности впадин зубьев:

$$d_{fe} = d_e - 2,4m_e \cos \delta. \quad (7.5)$$

Внешнее конусное расстояние:

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2}. \quad (7.6)$$

Среднее конусное расстояние:

$$R_m = R_e - 0,5b. \quad (7.7)$$

Коэффициент ширины венца колеса:

$$\Psi_{Re} = \frac{b}{R_e}. \quad (7.8)$$

Углы головки θ_a и ножки θ_f зуба:

$$\theta_{ae} = \text{arctg} \left(\frac{m_e}{R_e} \right); \quad \theta_{fe} = \text{arctg} \left(\frac{1,2m_e}{R_e} \right). \quad (7.9)$$

Средний модуль зубьев:

$$m_m = m_e - \frac{b}{Z_1} \sin \delta_1. \quad (7.10)$$

Средний делительный диаметр:

$$d_m = m_m Z. \quad (7.11)$$

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

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

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{Z_2}{Z_1} = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1. \quad (7.12)$$

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

7.3. Силы в зацеплении конических колес с прямыми зубьями

Как и в зубчатых цилиндрических, в конических прямозубых передачах нормальная сила, действующая в зацеплении, раскладывается на три составляющие (рис. 7.3).

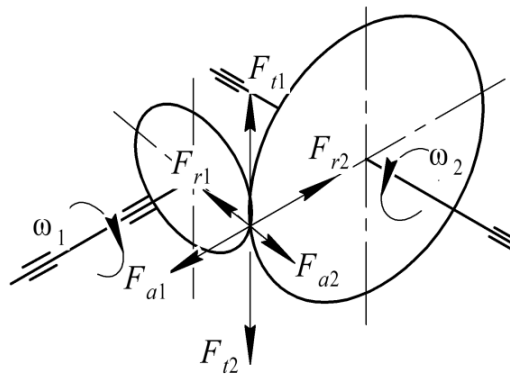


Рис. 7.3. Силы в зацеплении конических передач

Окружные силы определяют по формулам:

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{m1}}; \quad (7.13)$$

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_{m2}}, \quad (7.14)$$

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

Радиальные силы находят из условий:

$$F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1; \quad (7.15)$$

$$F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2, \quad (7.16)$$

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

Осевые силы вычисляют из выражений:

$$F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1; \quad (7.17)$$

$$F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_2. \quad (7.18)$$

7.4. Расчет зубчатых конических прямозубых передач

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

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

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

$$d_{m1} = k_d \sqrt[3]{\frac{T_1 k_{H\beta} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 k \Psi_{bd} [\sigma_H]^2 u}}, \quad (7.19)$$

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

$$k_d = \sqrt[3]{(Z_H Z_M)^2 2k_{Hv}}; \quad (7.20)$$

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

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

$$\sigma_H = k_d \sqrt[3]{\frac{2F_{t1} k_{H\beta} k_{Hv} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 d_{m1}^3 b u}}. \quad (7.21)$$

При этом должно выполняться следующее условие:

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

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

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

$$m_m \geq 14 \sqrt[3]{\frac{T_1 k_{F\beta}}{0,85 z_1^2 \psi_{bd}} \cdot \frac{Y_F}{[\sigma_F]}}, \quad (7.22)$$

где T_1 – крутящий момент на валу шестерни, Н · м; $k_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине зубчатого венца; z_1 – число зубьев шестерни; ψ_{bd} – коэффициент ширины зубчатого венца; Y_F – коэффициент формы зуба.

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

$$\sigma_F = Y_F \frac{T_2 k_{F\beta} k_{Fv}}{k_{F\theta} \psi_{bd} u z_1^2}, \quad (7.23)$$

где T_2 – вращающий момент на колесе; $k_{F\beta}$, k_{Fv} – коэффициенты нагрузки; $k_{F\theta}$ – опытный коэффициент снижения нагрузочной способности ($k_{F\theta} = 0,85$); u – передаточное число.

При этом должно выполняться следующее условие:

– для открытых передач

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

– для закрытых передач

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

Если эти условия не соблюдаются, то необходимо, соответственно, изменить или коэффициент ширины венца, или модуль либо выбрать другой материал колес или другую термообработку и расчет повторить.

Лекция 8

ПЛАНЕТАРНЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

8.1. Общие сведения о планетарных зубчатых передачах. Устройство и классификация. Достоинства и недостатки. Применение

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

Конструкция планетарных передач на примере простого планетарного механизма с цилиндрическими зубчатыми колесами приведена на рис. 8.1.

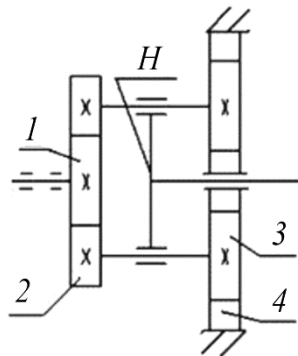


Рис. 8.1. Кинематическая схема планетарной передачи:
1 – центральное колесо; 2, 3 – сателлиты;
4 – центральное неподвижное колесо;
H – водило

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

Достоинства:

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

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

Недостатки:

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

Классификация планетарных передач:

По количеству свободных звеньев:

- планетарные;
- дифференциальные.

По расположению осей:

- с неизменным расположением осей;
- изменяющие расположение осей.

По количеству ступеней:

- одноступенчатые;
- многоступенчатые.

По количеству связанных между собой планетарных передач:

- однорядные;
- многорядные.

По способу соединения рядов:

- последовательные;
- параллельные;
- смешанные.

По типу зубчатых колес:

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

По соотношению выходных характеристик ведомых звеньев:

- симметричные;
- несимметричные.

8.2. Кинематика передачи

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

Суть метода заключается в том, что всем звеньям передачи (в том числе и водилу) сообщается вращение с частотой вращения водила, но в обратном направлении. При этом водило становится неподвижным, закрепленные

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

8.3. Выбор чисел зубьев зубчатых колес передачи

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

Условие соосности. Оно состоит в том, что оси центральных, солнечного и опорного, колес, а также водила должны совпадать. В противном случае механизм заклинит. Для схемы, представленной на рис. 8.2, это условие определяет равенство межосевых расстояний:

$$\frac{d_1}{2} + d_2 = \frac{d_3}{2} \quad \text{или} \quad z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2}. \quad (8.1)$$

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

Для механизма на рис. 8.2 число сателлитов $c = 3$:

$$\frac{z_1}{c} = \text{целое число}, \quad \frac{z_3}{c} = \text{целое число}. \quad (8.2)$$

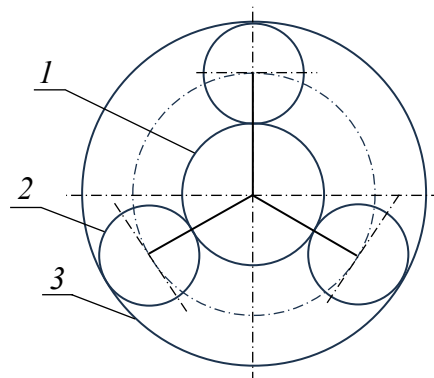


Рис. 8.2. Схема планетарной передачи:
1, 3 – центральные колеса; 2 – сателлиты

Условие соседства. Число сателлитов должно быть таким, чтобы при установке в водиле они не касались друг друга. Иными словами, сумма радиусов окружностей вершин соседних сателлитов должна быть меньше расстояний между их осями. Для механизма на рис. 8.2.

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

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

8.4. Силы в зацеплении и КПД передачи, особенности расчета планетарных передач

Для планетарного механизма, схема которого приведена на рис. 8.2, исходя из условия равновесия центрального колеса и сателлита, можно записать выражение для расчета окружной силы, действующей в зацеплении центрального колеса 1 и сателлита 2:

$$F_{t1} = \frac{2T_1 k_n}{d_1 c}, \quad (8.3)$$

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

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

КПД планетарных передач можно определить по общей зависимости:

$$\eta = 1 - (\psi_3 + \psi_\Gamma + \psi_\Pi), \quad (8.4)$$

здесь ψ_3 – коэффициент потерь в зацеплении; ψ_Γ – коэффициент гидравлических потерь; ψ_Π – коэффициент потерь в подшипниках.

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, что является одной из особенностей планетарных передач.

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

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

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

Расчет ведется для каждого зацепления. Например, для наружного зацепления колес 1 и 2 (рис. 8.2), для внутреннего зацепления колес 2 и 3. Так как силы и модули в этих зацеплениях одинаковы, а внутреннее зацепление по своим свойствам прочнее наружного, то при одинаковых материалах колес достаточно рассчитать только зацепление колес 1 и 2.

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

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

Лекция 9 ВОЛНОВЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

9.1. Общие сведения о волновых передачах. Устройство и принцип работы

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

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

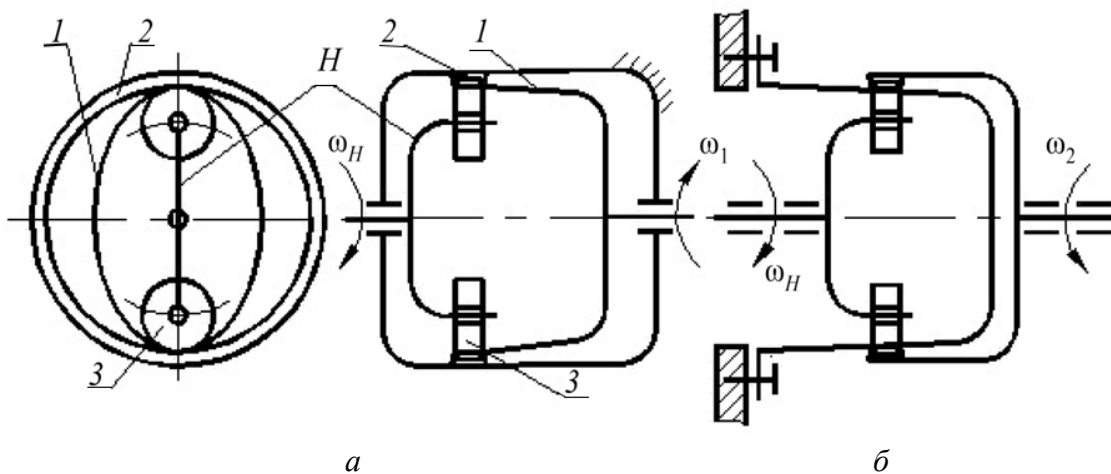


Рис. 8.3. Схема волновой передачи:
 1 – гибкое колесо; 2 – жесткое колесо; 3 – ролик

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

Водило H вставляется внутрь гибкого колеса 1 , которое после сборки приобретает овальную форму. При этом на концах большой оси

зубья зацепляются по всей высоте, на малой оси овала зубья не зацепляются. Между зонами зацепления зубья гибкого колеса находятся в промежуточном положении частичного зацепления. В нагруженном состоянии в зацеплении одновременно может находиться до 35% всех зубьев.

В данном случае преобразование движения осуществляется за счет деформирования зубчатого венца гибкого колеса 1 . При вращении водила H волна деформации бежит по окружности гибкого зубчатого венца 1 ; при этом венец обкатывается в обратном направлении по неподвижному жесткому колесу 2 , вращая стакан и вал. Поэтому передача называется волновой, а водило – волновым генератором. Ведущим звеном могут быть также любые зубчатые колеса. Так как зацепление зубчатых колес происходит в двух зонах, то радиальные перемещения венца гибкого колеса по окружности образуют две волны. Поэтому такую передачу называют двухволновой. Возможны трехволновые передачи.

9.2. Достоинства, недостатки и применение волновых передач

Достоинства волновой передачи:

- большое передаточное число при малых габаритах и сравнительно высоком КПД. Для одной ступени $U \approx 300$; КПД 0,8–0,9;
- малая масса и высокая нагрузочная способность, так как в зацеплении одновременно находится большое число зубьев;
- возможность передачи движения в герметизированное пространство без применения уплотнений (рисунок b на с. 56), где неподвижным является гибкое колесо 1 ;
- меньший шум при работе и высокая демпфирующая способность;
- подобно планетарной передаче, она может быть использована не только как редуктор или мультипликатор, но и как дифференциальный механизм;
- малые нагрузки на валы и опоры вследствие симметричной конструкции;
- высокая кинематическая точность;
- число деталей меньше в несколько раз, а стоимость – примерно в два раза. Срок службы стандартных передач общего назначения – 10 000 ч.

Недостатки:

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

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

9.3. Передаточное отношение

В волновой передаче разность чисел зубьев колес должна быть равной или кратной числу волн C (как в планетарной передаче – числу сателлитов): $z_2 - z_1 = C$, где z_1, z_2 – соответственно числа зубьев гибкого и жесткого колеса.

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

При неподвижном жестком колесе (рисунок *a* на с. 56)

$$U = \frac{\omega_H}{\omega_1} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1} = -\frac{z_1}{C}, \quad (9.1)$$

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

При неподвижном гибком колесе (рисунок *б* на с. 56)

$$U = \frac{\omega_H}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_2 - z_1} = \frac{z_2}{C}, \quad (9.2)$$

где ω_2 – угловая скорость жесткого колеса.

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

9.4. Материалы колес

Гибкие колеса могут быть изготовлены из конструкционных сталей и специальных пластмасс. Чаще всего используют стали 30ХГСА, 40ХНМА, 30ХГС и другие конструкционные стали повышенной

вязкости, которые менее чувствительны к концентраторам напряжений. Термообработка – улучшение (280–320 НВ). Зубчатый венец рекомендуется подвергать дробеструйному деформационному упрочнению, включая впадины зубьев (29–33 HRC₃).

Жесткое колесо работает в менее напряженных условиях, поэтому оно изготавливается из обычных конструкционных сталей марок 45, 40Х с твердостью зубьев на 20–25 единиц НВ меньше твердости зубьев гибкого колеса.

9.5. Критерии работоспособности и расчет волновых передач

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

$$d_1 = \sqrt{\frac{10T_1 k}{\psi_{bd} [\sigma_{см}]}} \quad (9.3)$$

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

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

Лекция 10

ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

10.1. Червячные передачи. Общие сведения и классификация

Червячная передача – это зубчато-винтовая передача, движение в которой осуществляется по принципу винтовой пары между валами, у которых угол скрещивания осей обычно равен 90° (рис. 10.1).

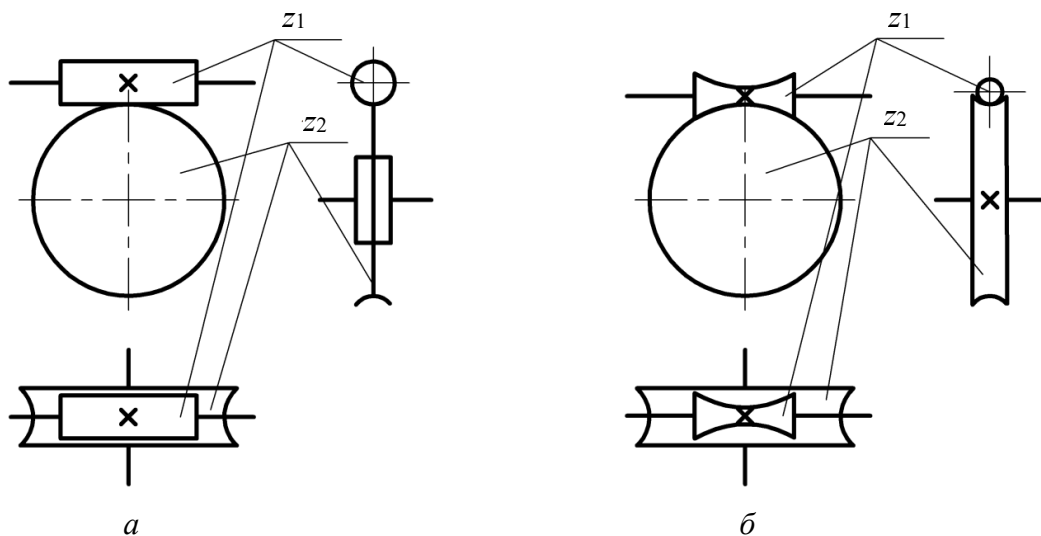


Рис. 10.1. Червячная передача:
a – с цилиндрическим червяком; *б* – с глобоидным червяком

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

Достоинства:

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

Недостатки:

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

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

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

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

Классификация.

1. В зависимости от внешней поверхности червяка передачи бывают с цилиндрическим (рис. 10.1, а) или глобоидным червяком (рис. 10.1, б).

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

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

3. По взаимному расположению червяка относительно колеса передачи бывают с нижним ($v \leq 5$ м/с), боковым и верхним ($v > 5$ м/с) (рис. 10.1) расположением червяка (диктуется в основном компоновкой машины).

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

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

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

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

Независимо от профиля червяка профиль зубьев червячного колеса всегда эвольвентный.

10.2. Геометрические параметры и кинематика

Рассмотрим геометрические параметры.

а) архимедова червяка:

α – угол профиля витка в осевом сечении;

P – осевой шаг, т. е. расстояние между одноименными сторонами соседних витков (рис. 10.2);

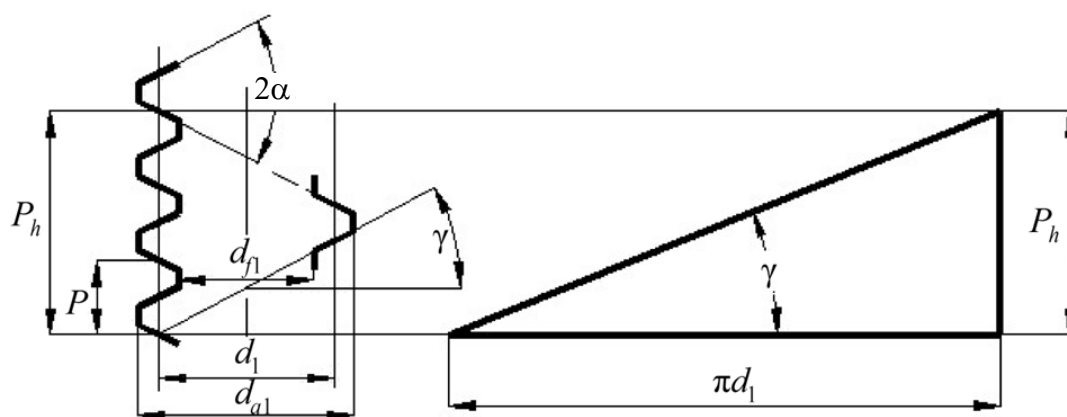


Рис. 10.2. Параметры червяка

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

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

z_1 – число заходов червяка;

$d_1 = mq$ – делительный диаметр;

$q = d_1 / m$ – коэффициент диаметра червяка (значения q стандартизованы и зависят от величины модуля);

γ – угол подъема витка;

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

$h_{a1} = m$ – высота головки витка червяка;

$h_{f1} = 1,2m$ – высота ножки витка червяка;

$d_{a1} = d_1 + 2h_a = d_1 + 2m = m q + 2m = m(q + 2)$ – диаметр вершин

ВИТКОВ;

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

б) червячного колеса:

$d_2 = m z_2$ – делительный диаметр (рис. 10.3);

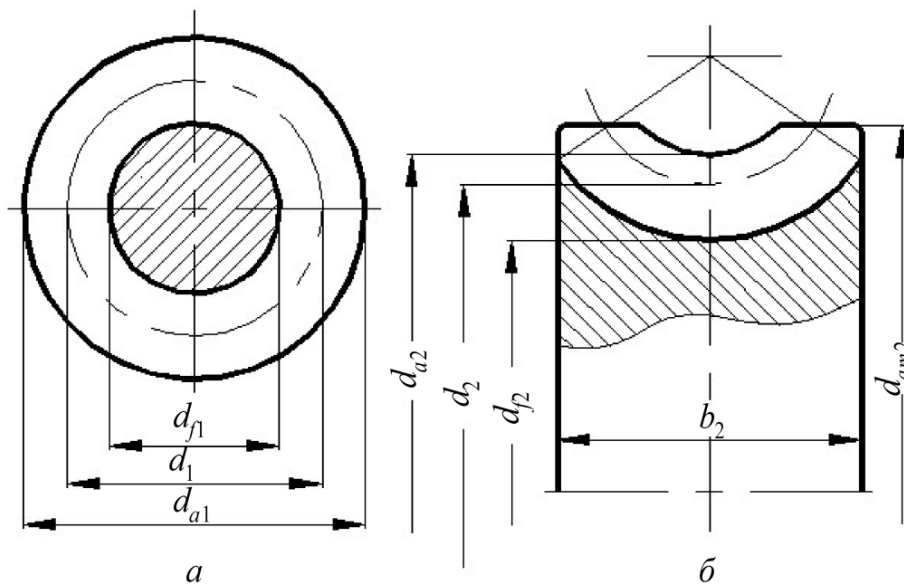


Рис. 10.3. Основные геометрические параметры:

a – червяка; $б$ – червячного колеса

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

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

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

Межосевое расстояние

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

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

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

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1},$$

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

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

10.3. Скольжение в зацеплении и КПД червячной пары. Пути повышения КПД. Самоторможение в червячной передаче

Скольжение в зацеплении. При движении витки червяка скользят по зубьям колеса. Скорость скольжения v_s направлена по касательной к винтовой линии червяка (рис. 10.4). Как относительная скорость она равна разности окружных скоростей червяка v_1 и колеса v_2 .

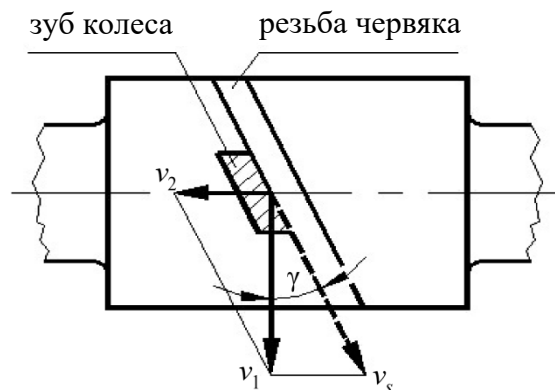


Рис. 10.4. Скорость скольжения

Из рисунка видно, что

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

Отсюда $v_s > v_1$.

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

КПД червячной передачи. Общий КПД

$$\eta_o = \eta_z \eta_{\text{п}} \eta_{\text{м}},$$

где η_z – учитывает потери в зацеплении; $\eta_{\text{п}}$ – в подшипниках; $\eta_{\text{м}}$ – на разбрызгивание масла.

Основными являются потери в зацеплении и по аналогии с винтовой парой

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

здесь ρ' – приведенный угол трения ($\text{tg} \rho' = f'$; f' – приведенный коэффициент трения), где $f' = f / \cos(\alpha' / 2)$, α' – половина угла профиля витка червяка.

$$\eta_{\text{п}} \eta_{\text{м}} \approx 0,95,$$

тогда

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

Пути повышения КПД. К путям повышения КПД относят:

1) увеличение угла подъема витка γ (увеличение числа заходов, т. к. $\gamma = \arctg(z_1 / q)$;

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

а) уменьшением шероховатости витков червяка и зубьев колеса;
б) применением антифрикционных пар материалов (сталь – бронза и др.);

в) повышением качества смазки;

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

д) повышением точности изготовления и регулировки зацепления.

Самоторможение в червячной передаче. Самоторможение означает невозможность передачи движения в обратном направлении – от колеса к червяку. Не все червячные передачи самотормозящиеся. Условие получения самотормозящейся передачи $\gamma \leq \rho'$.

10.4. Силы в зацеплении червячной передачи

В червячном зацеплении нормальная сила раскладывается на три составляющие силы: радиальную, окружную и осевую (рис. 10.5).

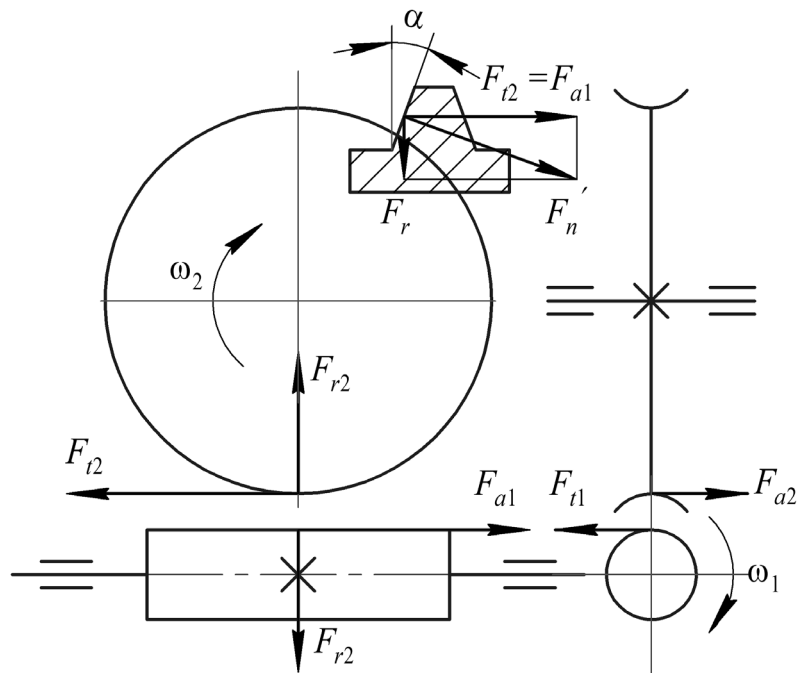


Рис. 10.5. Силы в червячном зацеплении

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

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1},$$

где T_1 – вращающий момент на червяке.

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

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2},$$

здесь T_2 – вращающий момент на червячном колесе.

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

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha.$$

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

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

Лекция 11

КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

11.1. Виды разрушения элементов червячной пары

В червячной паре менее прочным элементом является зуб червячного колеса, для которого возможны следующие виды разрушений: 1) усталостное контактное выкрашивание; 2) износ; 3) заедание и 4) поломка зубьев.

11.2. Материалы червячной пары

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

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

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

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

При средних скоростях скольжения, когда $v_s = 2–6$ м/с, применяют алюминиевую бронзу марки БрАЖ9-4. Она обладает пониженными противозадирными свойствами, поэтому используется в паре с закаленными до твердости \geq HRC₃ 45 сталями и шлифованными червяками.

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

Предварительно при проектном расчете скорость скольжения v_s определяют по эмпирической зависимости

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

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

11.3. Критерии работоспособности и расчет червячных передач

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

11.4. Проектный и проверочные расчеты червячных передач

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

Формула для проверочного расчета зубьев колеса на контактную выносливость

$$\sigma_H = \frac{170q}{z_2} \sqrt{\left(\frac{z_2 + 1}{q}\right)^3} T_2 K_H \leq [\sigma_H], \quad (11.1)$$

где σ_H – действительное контактное напряжение; K_H – коэффициент нагрузки, который учитывает неравномерность распределения нагрузки вследствие деформации деталей передачи и дополнительные динамические нагрузки; $[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение для материала зуба червячного колеса.

Формула для проектного расчета зубьев колеса на контактную выносливость

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right)^3 \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{\frac{z_2}{q} [\sigma_H]} \right)^2 } T_2 K_H . \quad (11.2)$$

Формула для проверочного расчета зубьев колеса на выносливость при изгибе

$$\sigma_F = 0,7 Y_F \frac{F_{t2}}{b_2 m_n} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma_F], \quad (11.3)$$

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

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

11.5. Тепловой расчет червячных передач

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

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

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

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

$$Q_v = (1 - \eta)P_1, \quad (11.4)$$

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

Количество теплоты, отводимой наружной поверхностью корпуса в одну секунду:

$$Q_o = K_t (t_m - t_b)A, \quad (11.5)$$

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

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

По условию теплового баланса

$$Q_b = Q_o, \text{ т. е. } (1 - \eta)P_1 = K_t (t_m - t_b)A, \quad (11.6)$$

откуда температура масла в корпусе червячной передачи при непрерывной работе

$$t_m = t_b + \frac{(1 - \eta)}{K_t A} \cdot P_1 \leq [t_m]. \quad (11.7)$$

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

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

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

2) либо использовать искусственное охлаждение, которое может осуществляться:

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

б) охлаждением масла водой, проходящей через змеевик;

в) применением циркуляционной смазки со специальным холодильником.

В случаях б) и в) вышеприведенная формула неприменима.

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

Лекция 12

ПЕРЕДАЧА ВИНТ – ГАЙКА

12.1. Передача винт – гайка. Общие сведения. Назначение, типовые конструктивные схемы

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

Конструктивно передача винт – гайка может быть выполнена:

– с вращающимся винтом и ведомой, поступательно перемещающейся гайкой (рис. 12.1, а). Это одна из самых часто встречающихся схем. Такой вариант исполнения можно встретить в силовых передачах при больших перемещениях (например, роботы, механизмы изменения стреловидности крыла);

– вращающимся и одновременно поступательно перемещающимся винтом (рис. 12.1, б) при неподвижной гайке (простые домкраты);

– вращающейся гайкой и ведомым поступательно перемещающимся винтом (рис. 12.1, в). Такие передачи применяются при небольших перемещениях и значительных осевых нагрузках (например, в механизмах управления стабилизаторами летательных аппаратов).

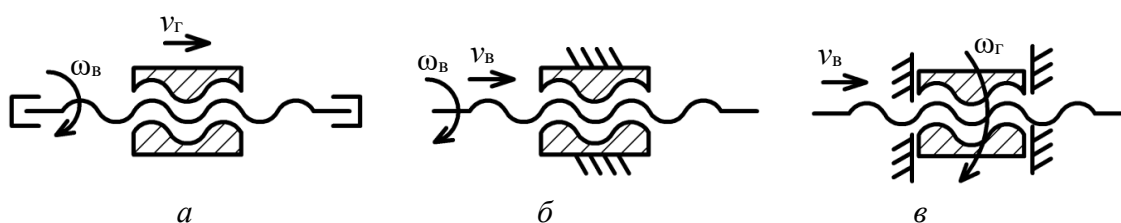


Рис. 12.1. Схемы исполнения передачи винт – гайка

12.2. Классификация и применение. Достоинства и недостатки передачи

Классификация и применение передачи. В зависимости от назначения передач они бывают с винтами: грузовыми, ходовыми, установочными.

Грузовые. Применяются для создания больших осевых сил. При знакопеременной нагрузке имеют трапецеидальную резьбу, при большой односторонней нагрузке – упорную.

Ходовые. Применяются для перемещений в механизмах подачи. С целью уменьшения трения имеют преимущественно трапецеидальную многозаходную резьбу.

Установочные. Применяются для точных перемещений и регулировок. Имеют метрическую резьбу.

По форме профили резьбы (рис. 12.2) бывают:

- треугольные;
- трапецеидальные;
- упорные;
- прямоугольные.



Рис. 12.2. Профили резьбы:

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

По виду трения различают передачи скольжения, работающие на движение с трением скольжения; передачи качения, работающие преимущественно на движение с трением качения.

В передачах скольжения используют резьбы различного профиля.

Гайки винтовой пары скольжения могут быть цельными (для грузовых или неточных ходовых винтов) и составными (для механизмов точных перемещений). Составная гайка дает возможность устранения зазора в резьбе за счет смещения подвижной ее части относительно неподвижной.

Достоинства передачи:

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

Недостатки передачи:

- значительное трение в резьбовой паре, вызывающее повышенный ее износ и сравнительно низкий КПД в ходовых передачах.

Для уменьшения потерь целесообразно применять 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.

12.3. Материалы винта и гайки

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 применяют шариковые винтовые пары качения, имеющие высокую нагрузочную способность, малые потери на трение и высокую кинематическую точность (рис. 12.3).

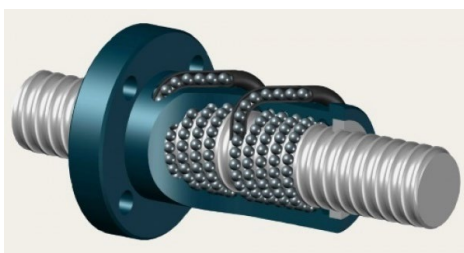


Рис. 12.3. Шариковая винтовая пара

В таких винтовых парах шарики циркулируют по замкнутому каналу, соединяющему первый и последний витки винтовой канавки гайки.

12.4. Силовые соотношения в резьбовой паре передачи винт – гайка

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

Момент M_p сил в резьбе

$$M_p = 0,5Qd_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi'), \quad (12.1)$$

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

Для метрической резьбы $\alpha' = 30^\circ$, трапецеидальной – $\alpha' = 15^\circ$, 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 η_p резьбовой пары определяется по формуле

$$\eta_p = \frac{\operatorname{tg}\psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi')}. \quad (12.2)$$

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

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

$$\eta = \eta_p \eta_{оп}, \quad (12.3)$$

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 $f \approx 0,01$.

12.5. Расчет элементов передачи на прочность

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:

$$p_p = \frac{Q}{\pi d_2 h z_B} \leq [p_{и}], \quad (12.4)$$

где d_2 – средний диаметр резьбы; h – рабочая высота профиля резьбы; z_b – число витков резьбы гайки; p_p , $[p_{и}]$ – расчетное и допускаемое среднее давление в резьбе (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:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{Q}{\pi \psi_H \psi_h [p_{и}]}}. \quad (12.5)$$

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 расчетом 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 $p_n = 2\pi v / \omega$.

Резьба, параметры которой определены 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. Так как тело винта одновременно подвергается сжатию (или растяжению) и кручению, то, согласно энергетической теории, условие прочности винта записывается так:

$$d_1 = \sqrt{\sigma_{сж}^2 + 3\tau_k^2} \leq [\sigma_p]. \quad (12.6)$$

Здесь

$$\sigma_{сж} = \frac{4Q}{\pi d_1^2};$$

$$\tau_k = \frac{M_p}{0,2d_1^3},$$

где Q – осевая сила; d_1 – внутренний диаметр резьбы; $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение; M_p – момент сил в резьбе.

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

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{4Q_{\text{рас}}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p]. \quad (12.7)$$

Расчет винта на устойчивость. Этот расчет выполняется так же, как и проверочный для работающих на сжатие длинных винтов. Условие устойчивости имеет вид

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{4Q}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p]. \quad (12.8)$$

Здесь φ – коэффициент продольного изгиба, зависящий от материала и гибкости λ стержня. Гибкость стержня определяется по формуле

$$\lambda = \frac{\mu l}{i}, \quad (12.9)$$

где μ – коэффициент приведенной длины (для двухопорных винтов $\mu = 1$; если опорой является гайка, то $\mu = 2$); l – расчетная длина винта (для двухопорных винтов – расстояние между опорами; если опорой является гайка, то расстояние от середины гайки до свободного конца); i – радиус инерции сечения (для винта $i = d_1 / 4$).

Допускаемое напряжение $[\sigma_p] = \sigma_T / [s]$, где $[s] = 2-4$ – допускаемый коэффициент запаса прочности.

Расчет гайки. Высота гайки $H_g = \psi_H d_2$; наружный диаметр D определяется из условия ее прочности на растяжение и кручение:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{4Q_{\text{рас}}}{\pi(D^2 - d^2)} \leq [\sigma_p], \quad (12.10)$$

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

Отсюда

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3Q}{\pi[\sigma_p]} + d^2}. \quad (12.11)$$

Лекция 13

ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

13.1. Цепные передачи. Общие сведения и классификация

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

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

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

Цепные передачи разделяют по следующим основным признакам.

По типу цепей:

- роликовые;
- втулочные;
- зубчатые;

По числу рядов роликовые цепи делят:

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

По числу ведомых звездочек:

- нормальные двухзвенные;
- специальные (многозвенные);

По способу регулирования провисания цепи:

- с натяжным устройством;
- натяжной звездочкой;

По конструктивному исполнению:

- открытые;
- закрытые;

По характеру изменения частоты вращения ведомого вала:

- понижающие;
- повышающие.

По расположению линии межосевого расстояния по отношению к горизонту:

- горизонтальные;
- наклонные;
- вертикальные;

13.2. Достоинства и недостатки. Применение

Достоинства цепных передач:

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

Недостатки цепных передач:

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

Применение. Цепные передачи широко применяют в металлорежущих и деревообрабатывающих станках, в нефтяном, горном, транспортном, сельскохозяйственном машиностроении и других отраслях для передачи движения между параллельными валами, расположенными на значительных расстояниях, когда зубчатые передачи непригодны, а ременные ненадежны. Наибольшее применение получили цепные передачи мощностью до 120 кВт при окружных скоростях до 25 м/с.

13.3. Конструкции втулочных, роликовых и зубчатых цепей. Геометрические параметры

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

Роликовые цепи состоят из двух рядов наружных *1* и внутренних пластин *3* (рис. 13.1). В наружные пластины запрессованы валики *2*, пропущенные через втулки *4*, на которые запрессованы внутренние пластины. Валики и втулки образуют шарниры. На втулки свободно надеты закаленные ролики *5*. Зацепление цепи с зубом звездочки происходит через ролик, который перекачивается по зубу и уменьшает его износ. Кроме того, ролик выравнивает давление зуба на втулку и предохраняет ее от износа. Роликовые цепи имеют широкое распространение, рекомендуются при скоростях $v \leq 15$ м/с.

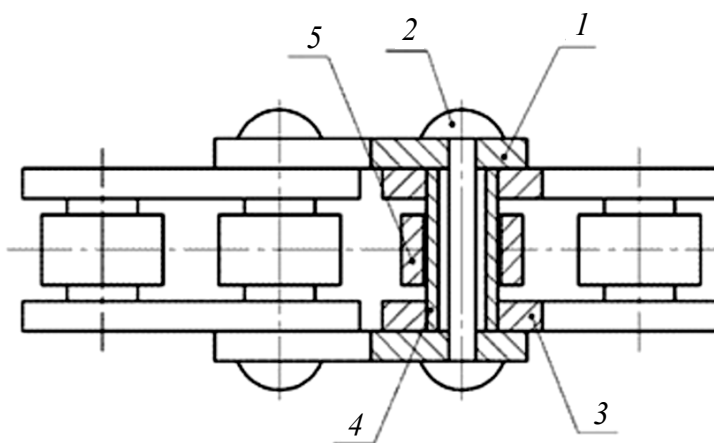


Рис. 13.1. Конструкция шарнира роликовой цепи:
1 – наружная пластина; *2* – валик; *3* – внутренняя пластина;
4 – втулка; *5* – закаленный ролик

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. 13.2) состоят из набора пластин зубообразной формы, шарнирно соединенных между собой.

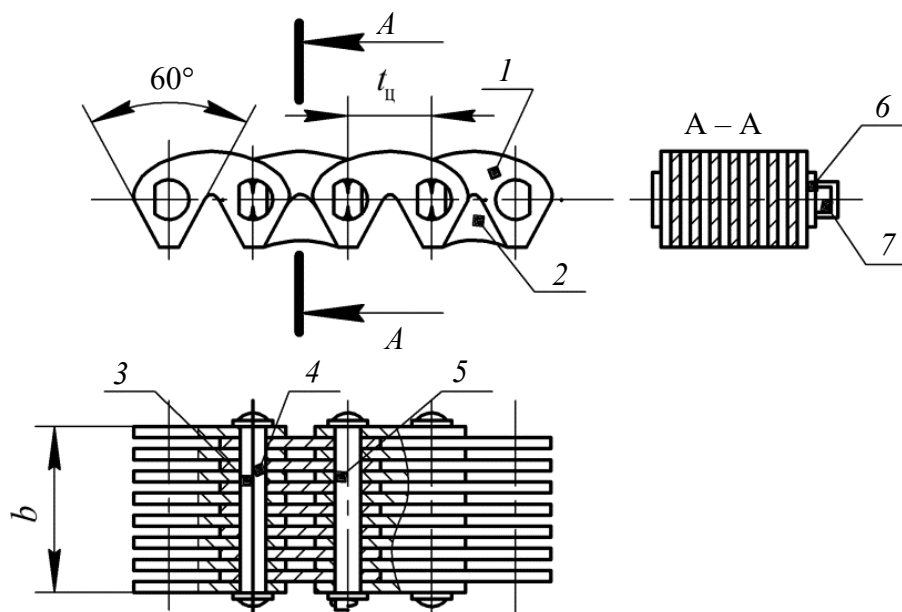


Рис. 13.2. Зубчатая цепь:

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

Число пластин определяет ширину цепи, которая зависит от передаваемой мощности (известны цепи шириной 1500 мм). Рабочими гранями пластин являются плоскости зубьев, расположенные под углом 60° , которыми каждое звено цепи садится на два зуба звездочки. Благодаря этой особенности зубчатые цепи обладают минимально возможным шагом и поэтому допускают более высокие скорости. Для устранения бокового спадания цепи со звездочки применяются направляющие пластины, расположенные по середине цепи или по ее бокам.

Шарниры зубчатых цепей бывают с трением скольжения и трением качения.

Звездочки для втулочных и роликовых цепей имеют небольшую ширину. Их изготавливают цельными (рис. 13.3, в) или составными (рис. 13.3, а, б) из двух частей – диска с зубьями и ступицы, которые в зависимости от материалов и назначения звездочки свариваются (рис. 13.3, а) или соединяются заклепками (болтами) (рис. 13.3, б).

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

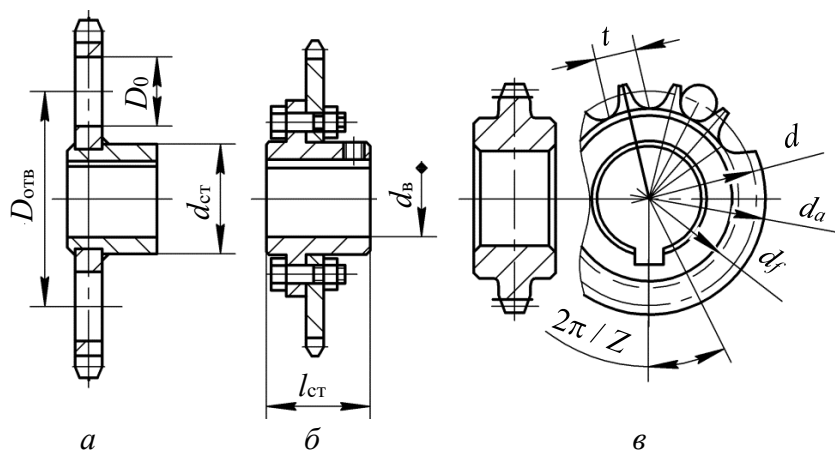


Рис. 13.3. Конструкции звездочек для роликовых и втулочных цепей

Основные параметры звездочек роликовых и втулочных цепей.
 Основные геометрические параметры звездочек цепных передач роликовых и втулочных цепей (рис. 13.4) представлены в таблице.

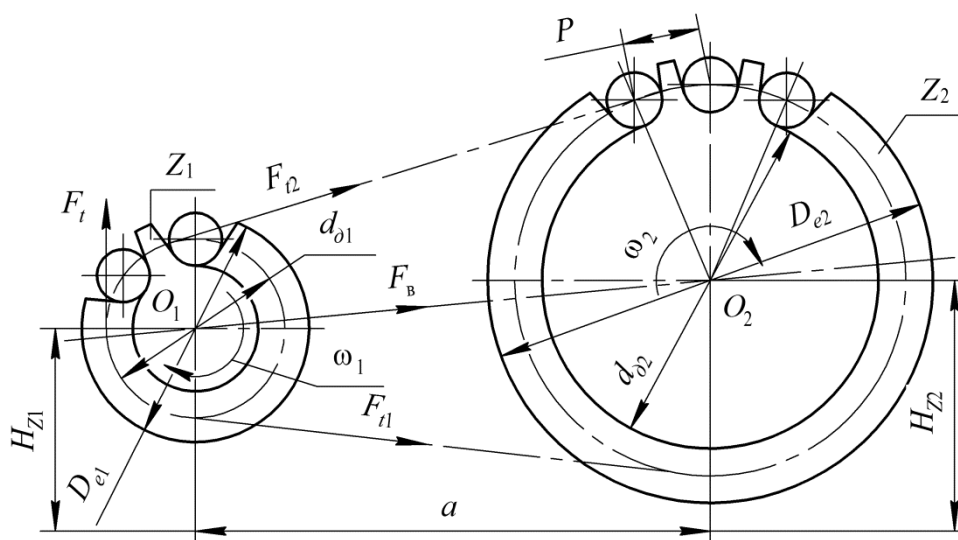


Рис. 13.4. Геометрические и силовые параметры цепной передачи

Основные геометрические параметры звездочек

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

Остальные конструктивные параметры зубчатого венца звездочек выбираются по стандарту в зависимости от параметров цепи.

13.4. Особенности кинематики, силовые зависимости

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

Средняя скорость для цепи определяется по формуле

$$V = \frac{tz_1\omega_1}{2\pi} = \frac{tz_2\omega_2}{2\pi}, \quad (13.1)$$

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

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

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (13.2)$$

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

Силы в цепной передаче. Силовая схема цепной передачи аналогична силовой схеме ременной передачи. Имеется натяжение F_1 – ведущей (набегающей) ветви и F_2 – ведомой (сбегающей) ветви (рис. 13.4). Однако в цепной передаче, в отличие от ременной, предварительное натяжение определяется обеспечением отсутствия чрезмерного провисания цепи от силы тяжести.

Окружная сила, передаваемая цепью,

$$F_t = \frac{2T}{d_d}, \quad (13.3)$$

где d_d – диаметр делительной окружности звездочки.

Предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви

$$F_0 = k_f q g a, \quad (13.4)$$

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

Натяжение цепи от центробежных сил

$$F_v = q v^2, \quad (13.5)$$

где v – окружная скорость, м/с.

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

Натяжение ведущей ветви работающей передачи

$$F_1 = F_t + F_0 + F_v. \quad (13.6)$$

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

Нагрузка на валы звездочек

$$F_b = k_b F_t + 2F_0, \quad (13.7)$$

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

13.5. Критерии работоспособности и расчет цепных передач

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

Расчет передач с втулочными и роликовыми цепями. Нагрузочная способность цепи определяется из условия, при котором среднее

удельное давление в шарнире звена $p_{ц}$ не должно превышать допустимое $[p_{ц}]$. Формула для проверочного расчета по удельному давлению имеет вид

$$p_{ц} = \frac{KF_t}{mA_{оп}} \leq [p_{ц}], \quad (13.8)$$

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

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

$$K = K_{дин} K_a K_{см} K_{\Theta} K_p K_{рег}, \quad (13.9)$$

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

Выразив в формуле (13.8) окружную силу F_t через момент T_1 на малой звездочке, шаг цепи t и число зубьев z_1 как $F_t = P_1 / V = 2\pi P_1 / (tz_1\omega_1) = 2\pi T_1 / (tz_1)$, а площадь $A_{оп} = (0,25–0,30)t^2$, получим формулу для проектного расчета шага цепи:

$$t = 2,83 \sqrt[3]{\frac{KT_1}{z_1[p_{ц}]m}}. \quad (13.10)$$

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

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

В ответственных передачах цепи проверяют на статическую прочность по формуле

$$s_{\text{ц}} = \frac{[F_p]}{K_d F_t + F_0 + F_v} \leq [s_{\text{ц}}], \quad (13.11)$$

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

13.6. КПД. Смазка и рекомендации по конструированию и эксплуатации цепных передач

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 окупанием. 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 масленкой примерно через каждые 7 ч. При $v \leq 6$ м/с применяют смазку масленками-капельницами. Наиболее совершенна непрерывная смазка окупанием 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 очень 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 $z_2 \leq 90$, роликовой – $z_2 \leq 120$, зубчатой – $z_2 \leq 140$.

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 самонапряжения цепи не следует делать угол наклона линии центров к горизонту α более 60° . 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.

Лекция 14

ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ И ВАРИАТОРЫ

14.1. Фрикционные передачи. Общие сведения и классификация. Достоинства и недостатки. Применение

Фрикционные передачи – передачи с непосредственным контактом ведущего и ведомого звеньев, в которых движение от ведущего звена к ведомому передается силами трения (рис. 14.1).

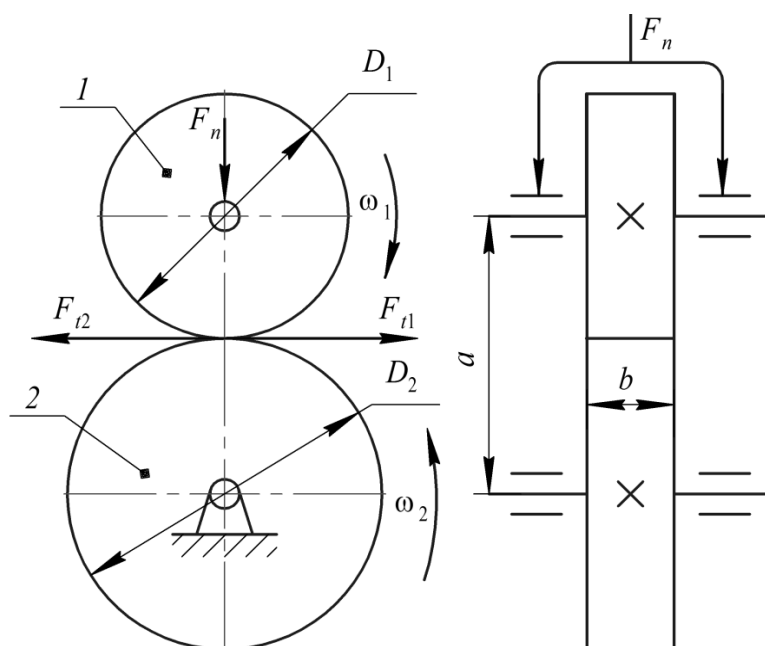


Рис. 14.1. Фрикционная передача:
1 – ведущий каток; 2 – ведомый каток;
 F_n – сила прижатия катков; F_t – окружная сила

Классификация.

- В зависимости от назначения фрикционные передачи бывают:
 - с нерегулируемым передаточным отношением;
 - плавным, бесступенчатым регулированием передаточного отношения (вариаторы).
- В зависимости от взаимного расположения осей ведущего и ведомого звеньев, передачи делятся:
 - на цилиндрические (при параллельных осях);
 - конические (при пересекающихся осях);
 - лобовые (при перекрещивающихся осях).

3. В зависимости от условий работы различают передачи:

- а) открытые (работают без смазки);
- б) закрытые (работают в масляной ванне).

Достоинства:

- 1) простота конструкции и эксплуатации;
- 2) возможность бесступенчатого регулирования скорости без остановки передачи;
- 3) низкий уровень шума;
- 4) невозможность разрушения при перегрузке, и поэтому возможность использования как предохранительного звена в приводах.

Недостатки:

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

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

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

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

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

14.2. Условие работоспособности и кинематика

Окружную силу, передаваемую от ведущего катка к ведомому, можно записать как

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

Условие работоспособности передачи:

$$F_{\text{тр}} > F_t, \quad (14.1)$$

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

На практике

$$F_{\text{тр}} = kF_t, \quad (14.2)$$

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

Как известно, $F_{\text{тр}} = fF_n$, где f – коэффициент трения. По формуле (14.2)

$$F_n = k \frac{F_t}{f}. \quad (14.3)$$

Для стальных или чугунных катков, работающих в масляной ванне, $f = 0,04–0,05$; работающих всухую – $f = 0,15–0,20$. Для передач с одним неметаллическим катком $f = 0,2–0,3$. Из формулы (14.3) видно, что для передачи окружной силы F_t катки необходимо сжимать с силой F_n , во много раз больше F_t .

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

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

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)}, \quad (14.4)$$

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

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

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

Упругое скольжение связано с упругими деформациями разных знаков в зоне контакта. Без нагрузки (рис. 14.2, а) окружные скорости на ведущем и ведомом катках равны: $v_1 = v_2$. Под нагрузкой (рис. 14.2, б) контакт осуществляется по площадке, на которой окружные скорости ведущего и ведомого катков не равны из-за упругих деформаций растяжения (+) и сжатия (-).

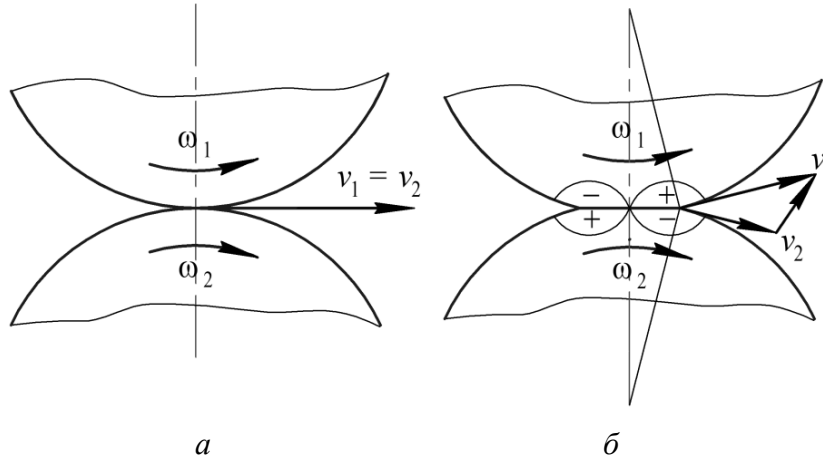


Рис. 14.2. Упругое скольжение в передаче

Геометрическое скольжение связано с неравенством скоростей на площадке контакта, обусловленным формой контактных поверхностей ведущего и ведомого катков (рис. 14.3); для ведущего катка $v_1 = v_2$, для ведомого – $v_1 < v_2$.

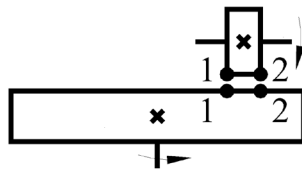


Рис. 14.3. Геометрическое скольжение

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

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

14.3. Бесступенчатые фрикционные передачи – вариаторы

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

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

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

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

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

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

В зависимости от формы тела качения вариаторы бывают лобовые (рис. 14.4), с раздвижными конусами (рис. 14.5, а), торовые (рис. 14.5, б), дисковые (рис. 14.6) и др.

Рассмотрим типовые конструкции.

Лобовые вариаторы (рис. 14.4). Применяются в винтовых прессах и приборах.

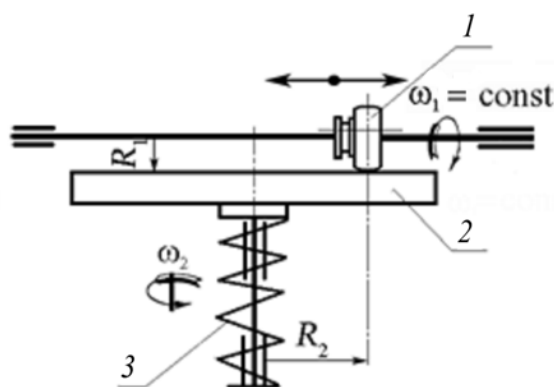


Рис. 14.4. Лобовой вариатор:
1 – ведущий ролик; 2 – ведомый диск; 3 – пружина

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

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

Достоинства:

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

Недостатки:

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

Вариаторы с раздвижными конусами имеют наибольшее применение в машиностроении (рис. 14.5, а).

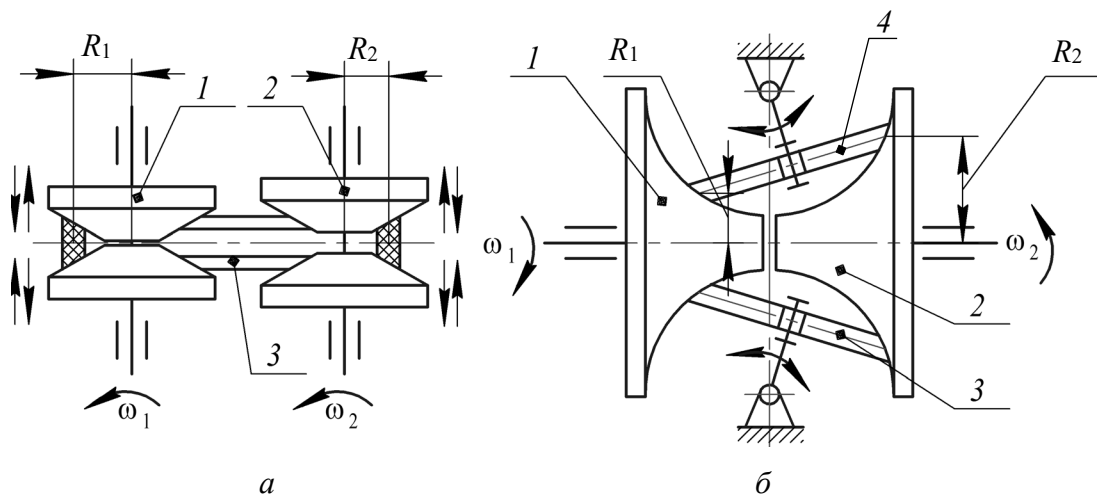


Рис. 14.5. Вариаторы:

- а – с раздвижными конусами: 1, 2 – раздвижные конусы; 3 – клиновой ремень;
 б – торовый: 1, 2 – раздвижные конусы; 3, 4 – промежуточные ролики

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

Передаточное число вариатора:

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

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

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

Достоинство: большая передаваемая мощность (до 30 кВт).

Недостатки:

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

Торовые вариаторы (рис. 14.5, б) могут работать всухую и в масляной ванне, являются одними из наиболее совершенных. Вариатор системы ЦНИИТМАШ (конструкция В. А. Светозарова) состоит из двух соосных катков 1 и 2 с тороидальной рабочей поверхностью, между которыми зажаты два промежуточных ролика 3 и 4, наклон их может одновременно изменяться, за счет чего достигается изменение передаточного отношения. Диапазон регулирования: $Д = R_{2\max} / R_{2\min}$; $Д \leq 6$; $\eta = 0,90-0,95$.

Достоинства:

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

Недостатки:

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

Дисковые вариаторы. Движение передается за счет сил трения между пакетами ведущих 1 и ведомых 2 дисков (рис. 14.6).

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

Достоинства:

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

Недостаток: сложность изготовления.

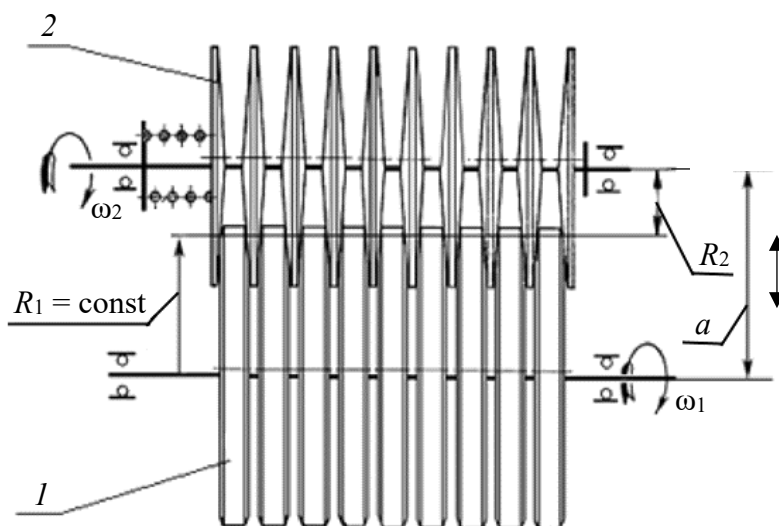


Рис. 14.6. Дисковый вариатор:
ведущие (1) и ведомые (2) диски

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

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

14.4. Виды разрушения контактных поверхностей. Расчеты на прочность деталей фрикционных передач и вариаторов

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

Повышение твердости поверхностей катков обеспечивает более высокие допустимые контактные напряжения.

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

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

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

Расчет передачи на прочность для цилиндрических катков. Критерием работоспособности фрикционных передач является износостойкость рабочих поверхностей тел качения, которая определяется по контактными напряжениям согласно формуле Герца:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{qE_{\text{пр}}}{2\pi(1-\mu^2)\rho_{\text{пр}}}} \leq [\sigma_H]. \quad (14.5)$$

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

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{qE_{\text{пр}}}{\rho_{\text{пр}}}} \leq [\sigma_H], \quad (14.6)$$

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

Формула для проектного расчета передач имеет вид

$$a = (u + 1) \sqrt[3]{\frac{E_{\text{пр}}kT_1}{\rho_{\text{пр}}f\psi_{ba}u[\sigma_H]^2}}, \quad (14.7)$$

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

Определив межосевое расстояние, рассчитаем размеры катков по формулам:

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

$$D_2 = D_1 u,$$

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

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

– для стальных катков, работающих всухую:

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

– стальных катков, работающих в масляной ванне:

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

– чугунных катков:

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

– текстолитовых катков:

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

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

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

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

Формула проектного расчета передач с неметаллическими катками

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

Лекция 15 РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

15.1. Ременные передачи. Общие сведения и классификация. Достоинства и недостатки. Применение

Ременная передача относится к передачам трением с гибкой связью. Состоит из ведущего 1 и ведомого 2 шкивов, огибаемых ремнем 3 (рис. 15.1); α_1 и α_2 – углы обхвата малого и большого шкивов. Нагрузка передается силами трения, возникающими между шкивом и ремнем вследствие натяжения ремня.

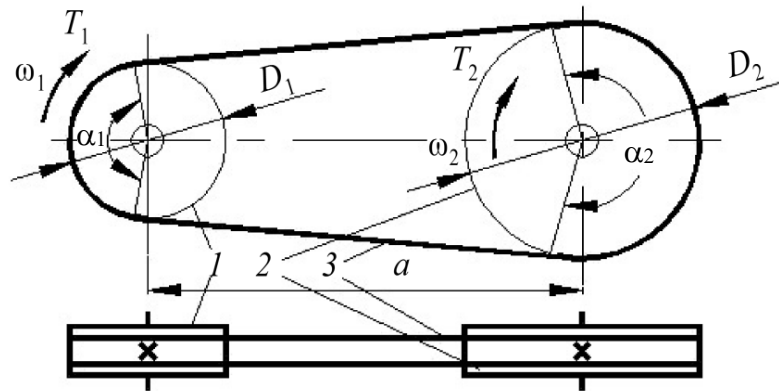


Рис. 15.1. Ременная передача:
1 – ведущий шкив; 2 – ведомый шкив; 3 – ремень

В зависимости от формы поперечного сечения ремня передачи делятся на плоскоремные (рис. 15.2, а), клиноремные (рис. 15.2, б), поликлиноремные (рис. 15.2, в), круглоремные (рис. 15.2, г), зубчато-ремные (рис. 15.2, д).

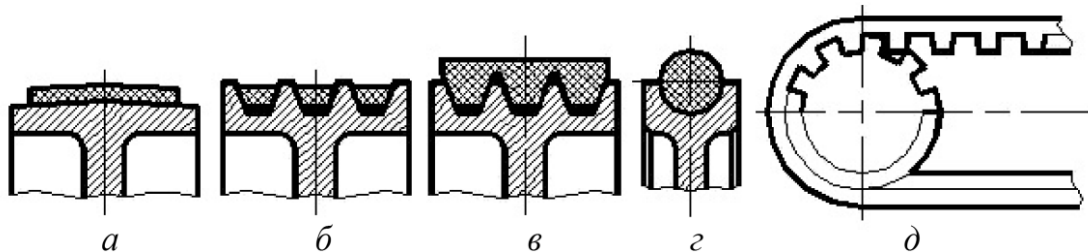


Рис. 15.2. Виды поперечных сечений ремней

В зависимости от положения ведущего и ведомого валов ременная передача бывает открытой (рис. 15.3, а), перекрестной (рис. 15.3, б), полуперекрестной (рис. 15.3, в), угловой (рис. 15.3, г).

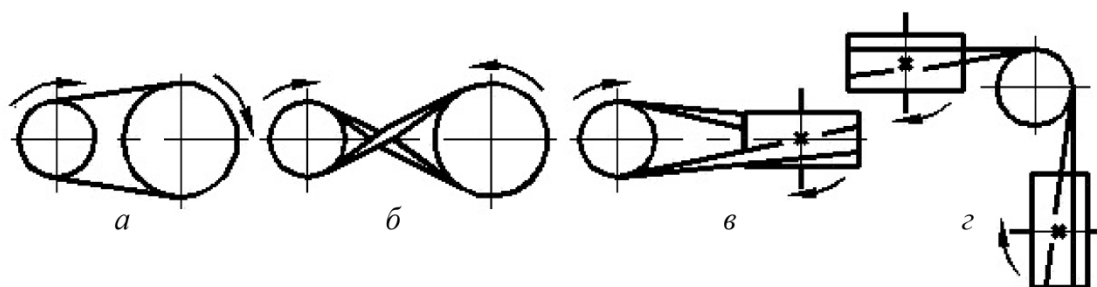


Рис. 15.3. Виды ременных передач

Достоинства:

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

Недостатки:

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

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

Наиболее распространены клиноременные передачи благодаря:

- повышенной тяговой способности;
- большим передаточным числам;

– возможности работы при меньших межосевых расстояниях и углах обхвата;

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

Среди плоскоремennых передач чаще всего применяют открытую, реже – перекрестную и угловую (рис. 15.3) из-за высокого износа ремня по кромке.

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

Наиболее типичные схемы передач плоским ремнем:

– открытая (оси валов параллельны, шкивы вращаются в одинаковом направлении) (рис. 15.3, а);

– перекрестная (оси валов параллельны, шкивы вращаются в противоположных направлениях) (рис. 15.3, б);

– полуперекрестная (оси валов перекрещиваются) (рис. 15.3, в);

– угловая (с направляющими роликами, оси валов перекрещиваются) (рис. 15.3, г);

– со ступенчатыми шкивами (регулируемая передача);

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

– с натяжным роликом (применяется при малых межосевых расстояниях и больших передаточных числах $u \leq 10$); натяжной ролик увеличивает угол обхвата шкивов и автоматически обеспечивает постоянное натяжение ремня (рис. 15.4).

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

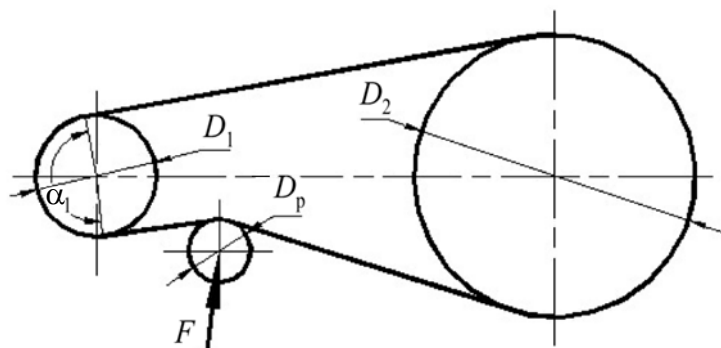


Рис. 15.4. Передача с натяжным роликом

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

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

15.2. Основные типы и материалы ремней

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

Плоские ремни. Плоские ремни бывают кордошнуровыми (рис. 15.5, а), резинотканевыми (рис. 15.5, б) трех типов: нарезными ($v \leq 30$ м/с) (рис. 15.5, в), послойно завернутыми ($v \leq 20$ м/с) (рис. 15.5, г) и спирально завернутыми ($v \leq 15$ м/с) (рис. 15.5, д).

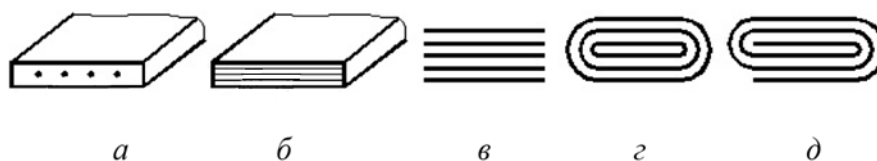


Рис. 15.5. Виды кордошнуровых и резинотканевых ремней

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Достоинством этой передачи (рис. 15.6) по сравнению с плоскоремной является то, что она передает большую мощность (примерно в 3 раза большее окружное усилие ($f' = f / (\sin(\varphi / 2))$), где f – коэффициент трения на плоскости (для прорезиненной ткани по чугуну $f = 0,3$; $\varphi = 40^\circ$ – угол профиля канавки шкива)), допускает меньшее межосевое расстояние, меньший угол обхвата α_1 и силы давления на валы.

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

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

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

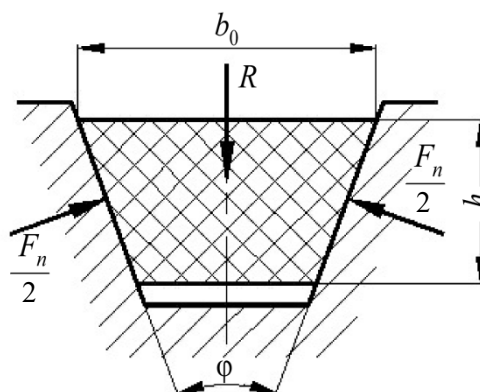


Рис. 15.6. Сечение ремня

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

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

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

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

Поликлиновые ремни представляют собой бесконечные плоские ремни с ребрами на нижней стороне, работающие на шкивах с клиновыми канавками (рис. 15.2, в). Ширина такого ремня в 1,5–2 раза меньше ширины комплекта клиновых ремней нормальных сечений при одинаковой мощности передачи.

Зубчато-ременные передачи – очень перспективный вид передач для приводов машин (рис. 15.2, д). В этих передачах бесконечный плоский ремень, имеющий на внутренней поверхности зубья трапецидальной формы, входит в зацепление с зубчатым шкивом. По сравнению с другими видами передач с гибкой связью зубчато-ременные передачи обладают рядом преимуществ: отсутствие скольжения, малые габариты,

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

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

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

15.3. Геометрические параметры

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

– для плоскоремненной передачи

$$15 \text{ м} \geq a \geq 2(D_2 + D_1);$$

– клиноремненной передачи

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

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

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

$$l = 2a + \frac{\pi(D_2 + D_1)}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}. \quad (15.1)$$

Межосевое расстояние при окончательно установленной длине ремня:

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

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

Угол обхвата ремнем малого шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{57^\circ(D_2 - D_1)}{a}. \quad (15.2)$$

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

15.4. Силы и напряжения в ремне

Для создания трения между ремнем и шкивом ремень натягивается с предварительной силой F_0 (рис. 15.7, а). Чем больше F_0 , тем выше тяговая способность передачи. В состоянии покоя или холостого хода каждая ветвь передачи натянута одинаково с силой F_0 . При приложении рабочей нагрузки T_1 происходит перераспределение натяжений в ветвях ремня: ведущая ветвь дополнительно натягивается до силы F_1 , а натяжение ведомой ветви уменьшается до F_2 (рис. 15.7, б).

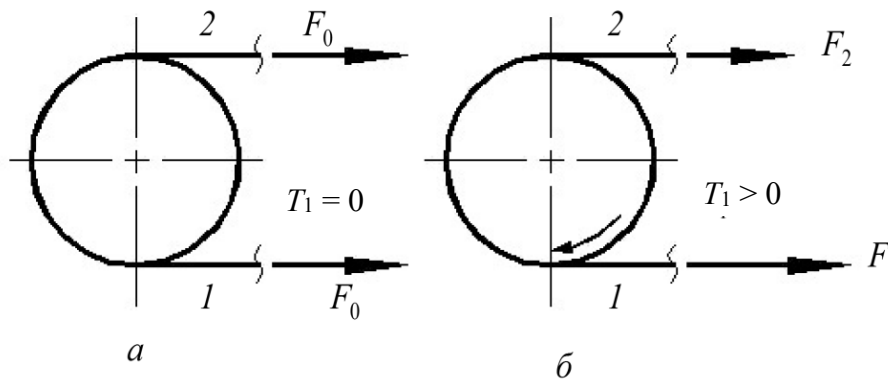


Рис. 15.7. Силы в ветвях ремня:
1 – ведущая; 2 – ведомая

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

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha}, \quad (15.3)$$

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

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

Из условия равновесия моментов внешних сил относительно оси вращения имеем

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

или

$$F_1 - F_2 = F_t, \quad (15.4)$$

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

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

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

или

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (15.5)$$

Решив совместно уравнения (15.4) и (15.5), получим

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}; \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}. \quad (15.6)$$

Данные уравнения устанавливают изменения натяжения ведущей и ведомой ветвей в зависимости от нагрузки F_t , но не вскрывают способность передавать эту нагрузку или тяговую способность передачи, которая связана с величиной силы трения. Такая связь устанавливается зависимостью Эйлера. Решив совместно уравнения (15.3), (15.4) и (15.5), получим значения, устанавливающие такую зависимость:

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

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

В ремне при обегании им шкивов возникает центробежная сила

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

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

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

Силы натяжения ветвей ремня нагружают валы и подшипники (рис. 15.8).

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

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

крупным недостатком ременных передач.

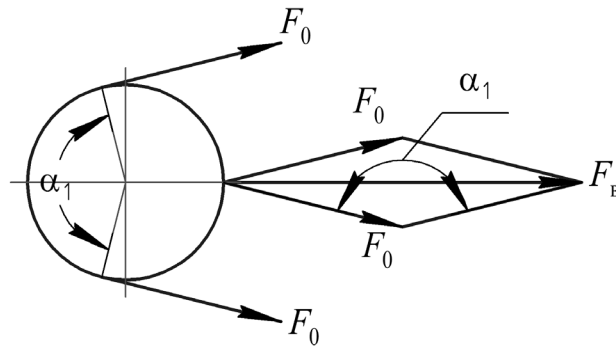


Рис. 15.8. Силы на ведущем шкиве

При работе ременной передачи напряжения по длине ремня распределяются неравномерно (рис. 15.9).

Рассмотрим их подробнее.

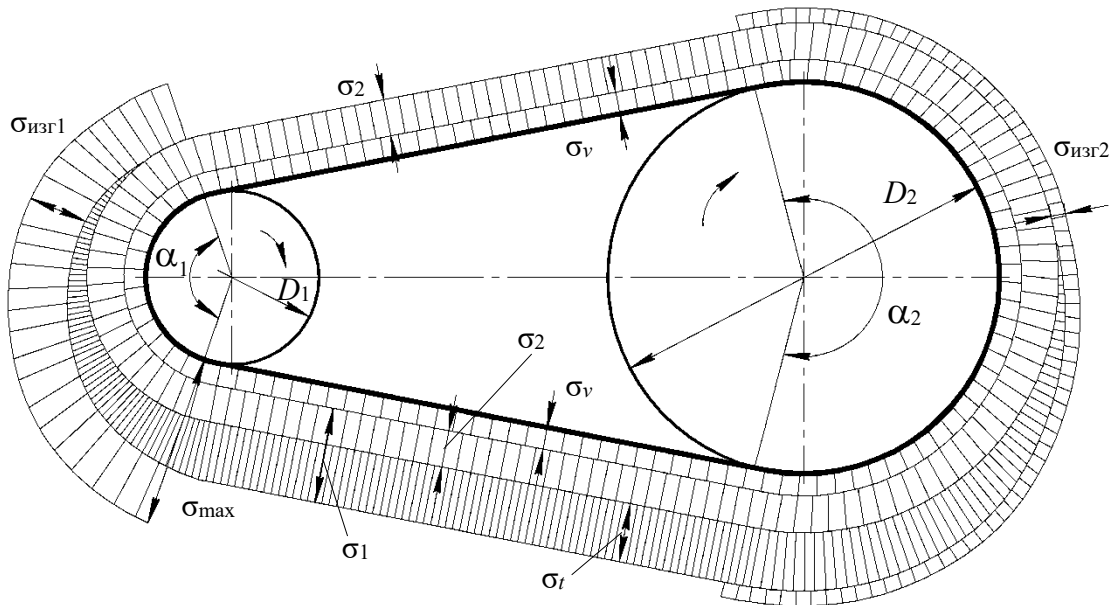


Рис. 15.9. Напряжения в ремне

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

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

где A – площадь поперечного сечения.

Из условия долговечности рекомендуется: для плоских ремней $\sigma_0 = 1,8$ МПа, для клиновых стандартных ремней $\sigma_0 = 1,2-1,5$ МПа.

С увеличением σ_0 снижается долговечность ремня.

От сил F_1 и F_2 при передаче крутящего момента

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

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

Под действием центробежных сил

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

где ρ – плотность материала ремня.

От изгиба на шкивах

$$\sigma_{из} = \frac{E\delta}{D},$$

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

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

Лекция 16

СКОЛЬЖЕНИЕ В РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧЕ И КПД. РАСЧЕТ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

16.1. Скольжение ремней и КПД ременной передачи. Особенности кинематики. Критерии работоспособности ременных передач

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

Коэффициент скольжения

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

Упругое скольжение является причиной непостоянства передаточного отношения:

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

Причинами потери работоспособности передачи могут быть:

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

Основные критерии работоспособности ременных передач:

- **тяговая способность**, которая зависит от величины сил трения между ремнем и шкивом;
- **долговечность ремня**, т. е. его способность сопротивляться усталостному разрушению.

Проектным расчетом ременных передач, обеспечивающим требуемую прочность ремней, является расчет по тяговой способности. Расчет ременных передач по тяговой способности заключается в определении критического значения коэффициента тяги ϕ_0 по экспериментальным кривым скольжения для всех типов ремней (рис. 16.1). Расчет на долговечность производится как проверочный.

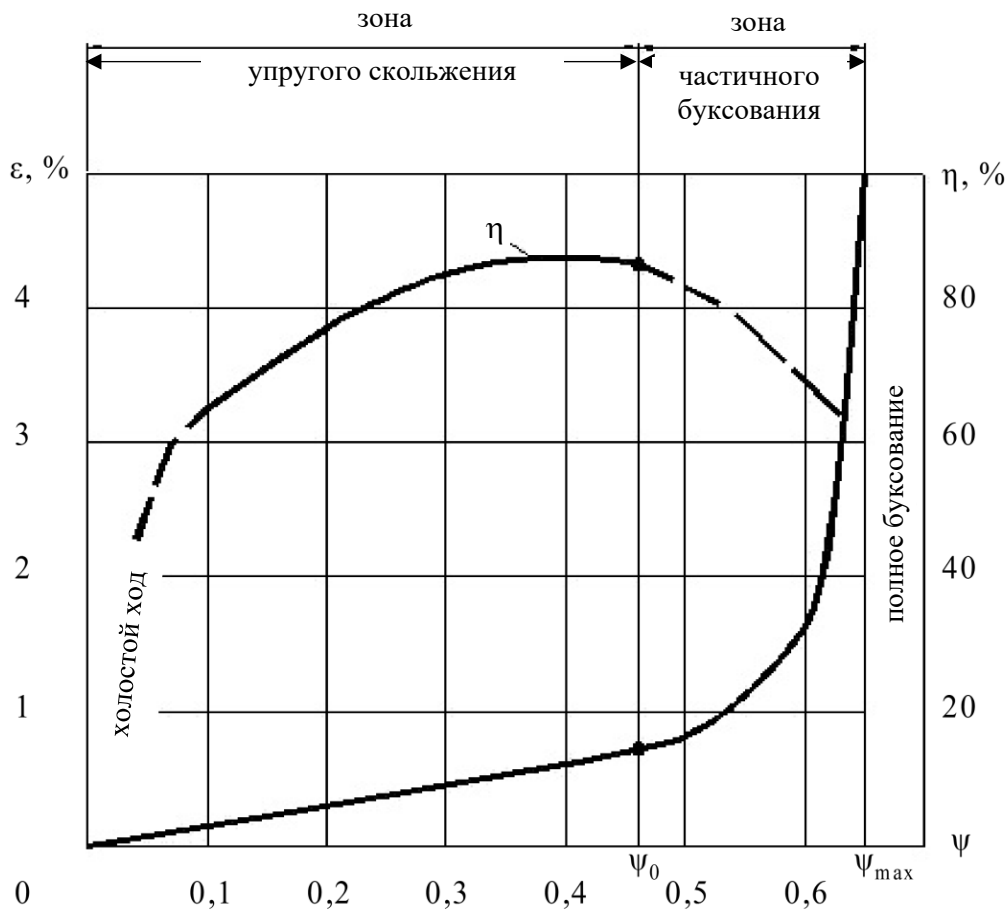


Рис. 16.1. Кривые скольжения

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

$$\psi = \frac{F_t}{F_1 + F_2} = \frac{F_t}{2F_0},$$

или, если числитель и знаменатель разделить на площадь поперечного сечения ремня A :

$$\psi = \frac{\sigma_{\text{п}}}{2\sigma_0}.$$

По оси абсцисс откладывают коэффициент тяги ψ , а по оси ординат – коэффициенты ε и η . При постоянном натяжении $F_1 + F_2 = 2F_0$ постепенно повышают полезную нагрузку F_t , а следовательно, и коэффициент тяги ψ и измеряют значение коэффициента ε , а также КПД передачи η . При возрастании коэффициента тяги ψ от нуля до критического значения ψ_0 наблюдается только упругое скольжение, которое пропорционально

нагрузке, и кривая скольжения имеет прямолинейный участок. Передача работает нормально.

При дальнейшем увеличении коэффициента тяги от ψ_0 до ψ_{\max} к упругому скольжению добавляется частичное буксование. Нормальная работа передачи нарушается. Зона частичного буксования (ψ_0 – ψ_{\max}) определяет способность передачи переносить кратковременные перегрузки, например при пуске. При предельном значении $\psi_0 = \psi_{\max}$ наступает полное буксование, ведомый шкив останавливается.

Критическое значение коэффициента тяги ψ_0 характеризует предел рационального использования ремня. Значение ψ_0 соответствует наибольшей нагрузке на ремень F_t , до которой отсутствует буксование.

$$F_t = 2\psi_0 F_0.$$

Экспериментально установлено, что в среднем для плоских ремней $\psi_0 = 0,4$ – $0,5$; для клиновых ремней $\psi_0 = 0,7$ – $0,8$. Отношение $B = \psi_{\max} / \psi_0$ – коэффициент запаса сцепления, характеризующий возможную перегрузку передачи (до наступления буксования), $B = 1,15$ – $1,50$.

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

Поэтому рабочую нагрузку рекомендуется выбирать вблизи критического значения ψ_0 . В этом случае значение КПД принимают для плоскоремненной передачи $\eta = 0,93$ – $0,98$; для клино- и поликлиноремненной $\eta = 0,92$ – $0,97$. КПД ременных передач зависит не только от потерь мощности на скольжение ремня по шкивам, но и потерь на внутреннее трение в ремне при изгибе, на сопротивление воздуха движению ремня и шкивов и на трение в подшипниках.

16.2. Способы повышения тяговой способности передачи

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

Достоинство способа: простота.

Недостатки:

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

2. Увеличение коэффициента трения между ремнем и шкивом.

Способы реализации: использование для ремней и шкивов материалов с высоким коэффициентом трения; применение ремней и канавок с клиновой формой сечения (рис. 16.2).

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

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

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

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

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

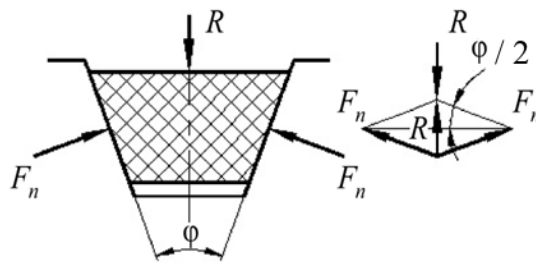


Рис. 16.2. Равновесие сил

Достоинства способа:

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

Недостатки способа:

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

3. Увеличение угла обхвата ремнем малого шкива.

Способы реализации:

- 1) натяжными роликами (рис. 16.3, а) (со стороны менее нагруженной ведомой ветви).

Недостаток: снижение долговечности ремня из-за дополнительного перегиба;

2) за счет увеличения межосевого расстояния (рис. 16.3, б и рис. 16.3, в), $\alpha_1' > \alpha_1$;

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

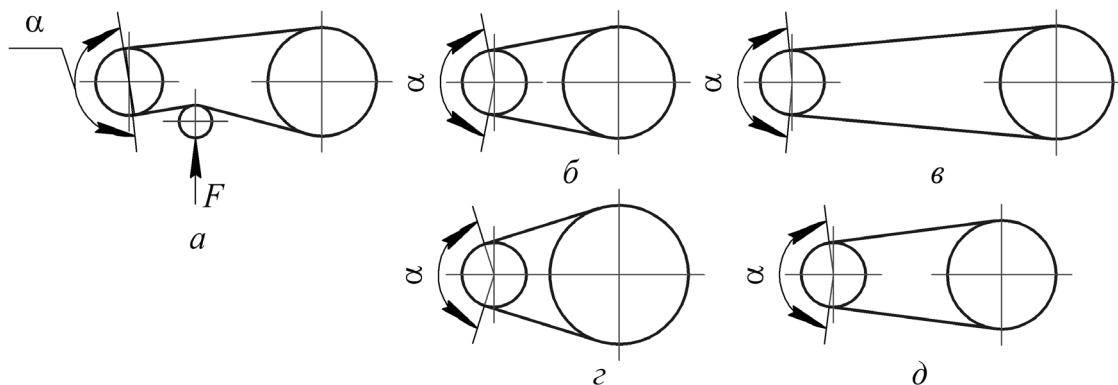


Рис. 16.3. Изменение межосевого расстояния

Рекомендуемые значения α_1 и u :

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

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

16.3. Проверочный расчет ременных передач на долговечность

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

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

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

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

Лекция 17 ВАЛЫ И ОСИ

17.1. Общие сведения, назначение, классификация и конструктивные особенности валов и осей

Вал предназначен для поддержания размещенных на нем зубчатых колес, шкивов, звездочек и других деталей машин, а также для передачи крутящего момента. Некоторые валы (гибкие, карданные, торсионные) не поддерживают вращающиеся детали. При работе вал испытывает изгиб и кручение, а иногда дополнительно растяжение и сжатие. Ось предназначена лишь для поддержания размещенных на ней деталей и подвергается только изгибу. В отличие от вала ось не передает крутящий момент. Оси могут быть неподвижными или вращающимися (рис. 17.1).

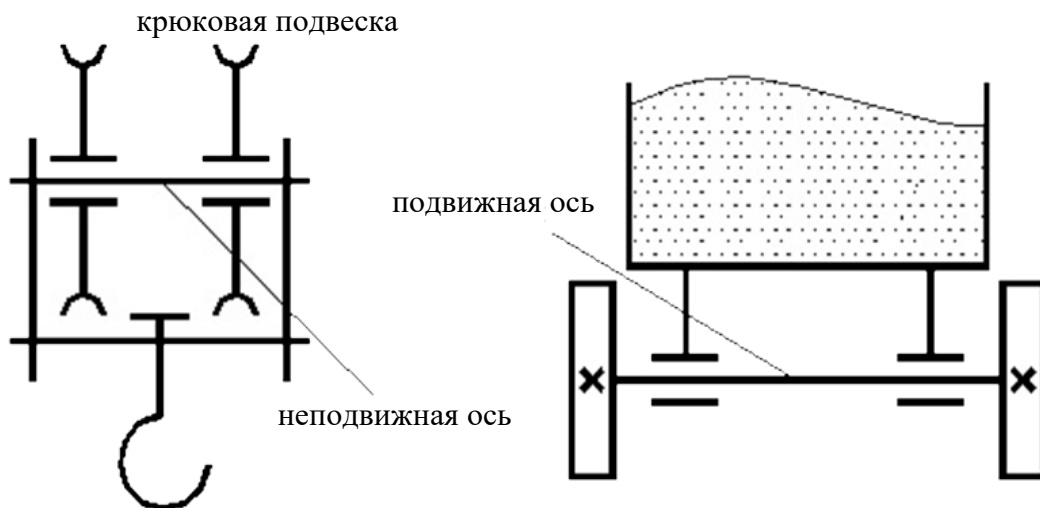


Рис. 17.1. Виды осей

По геометрической форме валы бывают прямые, коленчатые и гибкие.

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

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

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

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

Нагрузки, воспринимаемые осями и валами, передаются на корпус или станины машины через опорные устройства – подшипники. Опорные части вала или оси называются цапфами. Они подразделяются на шипы, шейки и пяты (рис. 17.2).

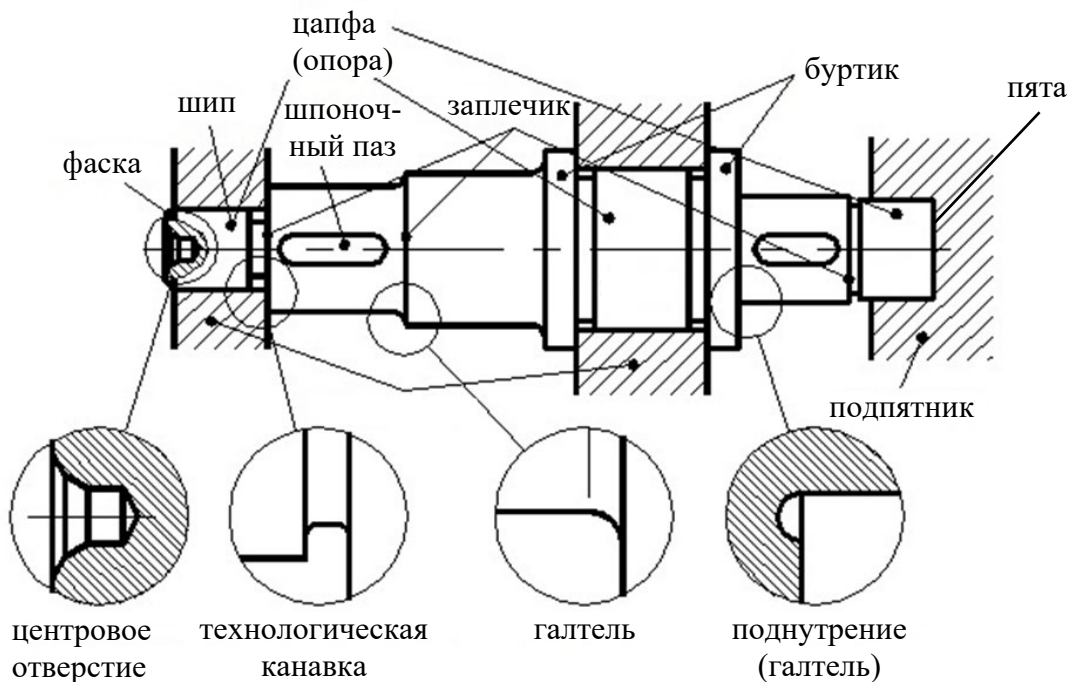


Рис. 17.2. Элементы вала

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

Шейкой называется цапфа, расположенная в средней части вала или оси. Пятой называют цапфу, передающую осевую нагрузку. По форме цапфы могут быть цилиндрическими, коническими, шаровыми и

плоскими (пяты). Шипы и шейки вала опираются на подшипники, опорной частью для пяты является подпятник. Кольцевое утолщение вала, составляющее с ним одно целое, называется буртиком. Переходная поверхность от одного сечения к другому, служащая для упора насаживаемых на вал деталей, называется заплечиком.

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

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

17.2. Материалы валов и осей

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

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

17.3. Критерии работоспособности

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

прочность валов и осей оценивается коэффициентом запаса прочности, а жесткость – прогибом в местах посадок деталей и углами наклона или закручивания сечений.

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

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

Вал рассматривают как балку, лежащую на опорах.

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

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

Собственную массу вала и деталей не учитывают.

Лекция 18

РАСЧЕТЫ ВАЛОВ И ОСЕЙ

18.1. Виды расчетов валов и осей

Для валов и осей осуществляют проектный и проверочные расчеты. Проектный (ориентировочный) расчет выполняют, как правило, из условий прочности. После уточнения геометрических параметров объекта проектирования и его конструктивных элементов выполняют требуемые проверочные расчеты.

18.2. Проектный расчет

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

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

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

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

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

После установления диаметра выходного конца вала назначается диаметр цапф вала (несколько больше диаметра выходного конца) и производится подбор подшипников. Диаметр посадочных поверхностей валов под ступицы насаживаемых деталей для удобства сборки

принимают больше диаметров соседних участков. В результате этого ступенчатый вал по форме оказывается близок к брусу равного сопротивления.

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

18.3. 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

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

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

Расчетный диаметр вала в проверяемом сечении определяется по формуле

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

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

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

Уточненный проверочный расчет валов на усталость исходит из предположения, что нормальные напряжения изменяются по симметричному, а касательные – по асимметричному циклу. Этот расчет заключается в определении фактического коэффициента запаса

прочности в предположительно опасных сечениях с учетом характера изменения напряжений, влияния абсолютных размеров деталей, концентрации напряжений, шероховатости и упрочнения поверхностей и проводится в такой последовательности.

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

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

3. В двух взаимно перпендикулярных плоскостях определяют опорные реакции.

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

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

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

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

6. Строят эпюру крутящего момента T_k .

7. Определяют для предположительно опасных сечений коэффициенты запаса прочности:

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

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

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

18.4. Расчет на статическую прочность

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

Расчет выполняют по условию

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

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

18.5. Расчет валов и осей на жесткость

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

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

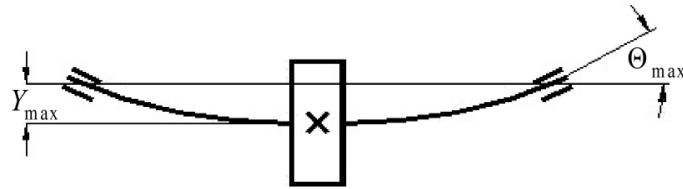
Деформация валов мало влияет на работу ременных и цепных передач, поэтому валы таких передач на жесткость не проверяют. Короткие валы, например валы редукторов, на жесткость обычно не проверяют, так как прогибы и углы закручивания таких валов невелики и жесткость их обеспечена.

Условия жесткости валов записывают следующим образом:

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

Здесь $[Y]$ – допускаемый прогиб, $[Y] \approx 0,01m$, где m – модуль зацепления (рисунки); $[f]$ – допускаемая стрела прогиба (для валов общего назначения в станкостроении $[f] \leq 0,0003 l$, где l – длина пролета);

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



прогиб вала

Схема деформации вала

Условие жесткости осей записывается так:

$$f \leq [f],$$

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

Лекция 19

ОПОРЫ ВАЛОВ И ОСЕЙ. ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

19.1. Опоры валов и осей. Подшипники. Общие сведения. Назначение и разновидности по принципу работы

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

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

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

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

19.2. Подшипники скольжения. Классификация, конструкции

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

Простейшим подшипником скольжения является отверстие, расточенное непосредственно в корпусе машины, в которое обычно вставляют втулку (вкладыш) из антифрикционного материала (рис. 19.1).

По характеру воспринимаемой нагрузки подшипники подразделяются на следующие виды:

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

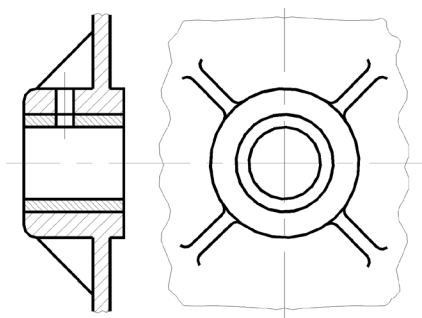


Рис. 19.1. Подшипник скольжения

По форме рабочей поверхности (рис. 19.2) – с цилиндрической (*а*), конической (*б*), сферической (*в*) и плоской (*г*) рабочей поверхностью.

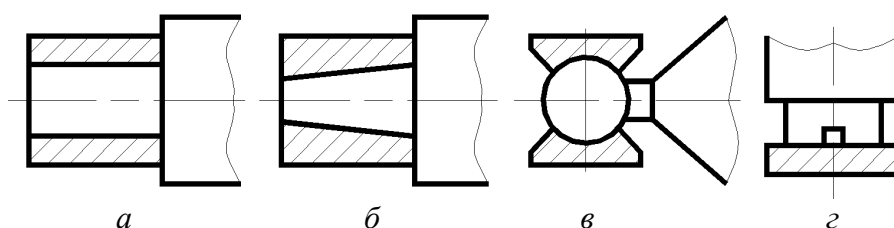


Рис. 19.2. Опорные поверхности подшипников скольжения

По способности самоустанавливаться – несамоустанавливающиеся и самоустанавливающиеся (рис. 19.3).

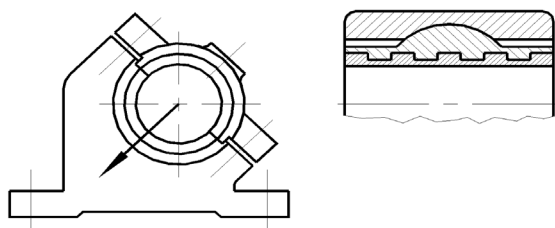


Рис. 19.3. Разъемный самоустанавливающийся подшипник

19.3. Режимы трения и материалы

В подшипниках скольжения различают сухое, граничное, полужидкостное и жидкостное **трения**, переходящие одно в другое с изменением угловой скорости вращения вала.

Сухое трение возникает при отсутствии смазки или в случае, когда граничные пленки в местах повышенного давления разрушаются. Сопровождается повышенным износом, коэффициент трения $f = 0,2-0,3$.

Граничное трение предполагает трение в присутствии очень тонкого (около 0,1 мкм) слоя смазки. Скорость скольжения не превышает 0,1 м/с, также наблюдается повышенный износ.

Полужидкостное трение характеризуется частичным контактом между неровностями поверхностей, когда часть микровыступов разделена слоем масла, а другая часть – лишь граничными пленками.

Жидкостным называется трение, при котором поверхности трения деталей полностью разделены жидкой смазкой. При этом значительно снижается трение и изнашивание рабочих поверхностей. Наблюдается при высоких окружных скоростях, когда масло увлекается в клиновом зазор между цапфой и вкладышем и из-за гидродинамической подъемной силы цапфа всплывает над поверхностью вкладыша вала, а также при действии специально созданного гидростатического давления в подшипнике.

Условием существования режима жидкостного трения является превышение толщины слоя смазки между валом и вкладышем суммы высот неровностей их поверхностей. Жидкостное трение самое благоприятное, т. к. коэффициент трения $f = 0,001–0,005$ при минимальном износе поверхностей трения.

Материалы вкладышей подшипников скольжения. К материалам вкладышей предъявляют следующие требования:

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

2) высокая сопротивляемость ударным нагрузкам и усталости;

3) низкий коэффициент трения;

4) высокая теплопроводность и низкий температурный коэффициент линейного расширения.

Вкладыши выполняют из следующих материалов:

1) бронза (оловянная, алюминиевая, свинцовая);

2) баббиты (сплавы Sn, Pb, Zn, Cu, Al), являющиеся одними из лучших материалов для ответственных подшипников при средних и тяжелых режимах работы, однако они дорогостоящие, поэтому ими заливают только тонкие рабочие поверхности ($\leq 0,5$ мм);

3) антифрикционные чугуны, которые используют для тихоходных передач при малых и средних нагрузках;

4) неметаллические (текстолит, древеснослоистые пластики, пластмассы: фторопласт, капрон, нейлон), имеющие низкий коэффициент

трения, высокую износостойкость. Используются для подшипников гидротурбин, аппаратов химической промышленности;

5) комбинированные (пористые металлы, пропитанные пластмассой, пластмассы с наполнителем).

19.4. Достоинства и недостатки. Применение. КПД

Достоинства подшипников скольжения:

- надежно работают в высокоскоростных приводах;
- способны воспринимать большие ударные и вибрационные нагрузки вследствие демпфирующего действия масляного слоя;
- обеспечивают высокую точность установки вала;
- работают бесшумно;
- имеют малые габариты в радиальном направлении;
- разъемные подшипники допускают установку их на шейки коленчатых валов;
- возможность использования при работе в агрессивной среде.

Недостатки подшипников скольжения:

- в процессе работы требуют постоянного надзора из-за высоких требований к смазке и опасности перегрева;
- большие габариты в осевом направлении;
- большой расход смазочного материала;
- необходимость применения дорогостоящих и дефицитных антифрикционных материалов для вкладышей.

Применение:

- для валов с ударными и вибрационными нагрузками (молоты, поршневые машины);
- коленчатых валов, когда требуются разъемные подшипники;
- валов больших диаметров, для которых отсутствуют подшипники качения;
- высокоскоростных валов, когда подшипники качения непригодны (центрифуги, шлифовальные станки и др.);
- при особо высоких требованиях к точности работы вала (шпиндели станков и др.);
- для близкорасположенных валов;
- в тихоходных машинах (из-за простоты конструкции и дешевизны);
- при работе в воде и агрессивных средах, в которых подшипники качения неработоспособны;
- в машинах, где есть ограничения по уровню шума (подводные лодки).

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

19.5. Виды разрушения и критерии работоспособности подшипников скольжения. Особенности расчета подшипников скольжения

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

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

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

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

Подшипники жидкостного трения работают практически без износа, если не нарушается режим смазки. Основным критерием их работоспособности является минимальная толщина h слоя смазки, исключая контакт микронеровностей цапфы и вкладыша. Дополнительным критерием работоспособности является средняя температура нагрева масла в рабочей зоне.

Расчет подшипников с полужидкостным и граничным трением. Это подшипники тихоходных машин с частыми пусками и остановками, плохими условиями смазки.

Расчет проводят по двум показателям:

1) среднему давлению между цапфой и вкладышем:

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

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

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

2) произведению $[pV]$:

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

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

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

Лекция 20 ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

20.1. Подшипники качения. Общая характеристика

Подшипники качения в настоящее время имеют наибольшее распространение. Чаще всего подшипник качения состоит (рис. 20.1) из наружного кольца 1, внутреннего кольца 2, тел качения 3 (шариков или роликов) и сепаратора 4, разделяющего и направляющего тела качения.

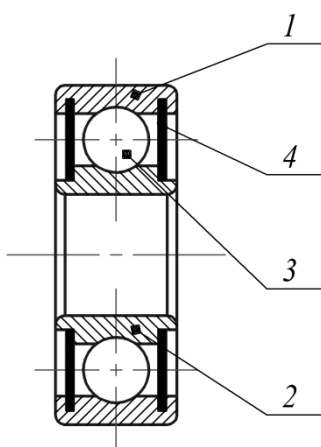


Рис. 20.1. Подшипник качения:
1 – наружное кольцо; 2 – внутреннее кольцо;
3 – тело качения; 4 – сепаратор

Подшипники качения стандартизированы и изготавливаются в массовом количестве.

20.2. Конструкции, классификация, классы точности и маркировка подшипников качения

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

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

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

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

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

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

Условные обозначения подшипников

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

Пример обозначения подшипника:

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

Наиболее дешевыми и распространенными в машиностроении являются *шариковые радиальные однорядные подшипники* (рис. 20.2, а), способные воспринимать также осевую нагрузку в обоих направлениях, если она не превышает одной трети радиальной нагрузки.

Контакт шарика с кольцами осуществляется по некоторой дуге, поэтому наряду с трением качения наблюдается трение скольжения, что создает дополнительный износ и потери. Для роликовых подшипников наблюдается только трение качения, что уменьшает потери и износ по сравнению с шарикоподшипниками.

Для роликовых подшипников наблюдается только трение качения, что уменьшает потери и износ по сравнению с шарикоподшипниками.

Роликовый подшипник с короткими цилиндрическими роликами обладает повышенной нагрузочной способностью и долговечностью (рис. 20.2, б).

Конический роликовый подшипник воспринимает радиальную и осевую нагрузку (радиально-упорный подшипник), обладает большой нагрузочной способностью. Если угол контакта $\alpha \geq 45^\circ$, то подшипник называется упорно-радиальным (рис. 20.2, в).

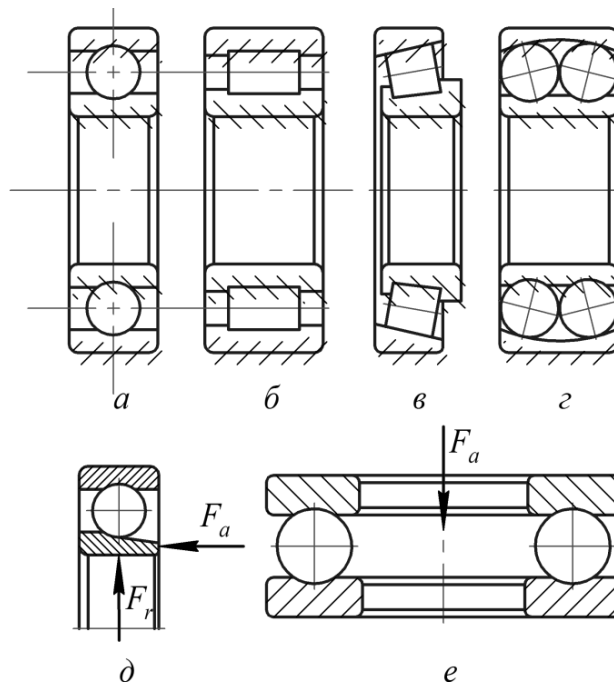


Рис. 20.2. Основные виды подшипников

Сферический шариковый подшипник имеет сферическую дорожку качения на наружном кольце (рис. 20.2, *з*), благодаря чему допускает значительное (до $2-3^\circ$) угловое смещение колец.

Кроме перечисленных, существуют следующие типы подшипников: радиально-упорные, воспринимающие радиальные F_r и осевые F_a нагрузки (рис. 20.2, *д*); упорные однорядные (рис. 20.2, *е*), воспринимающие осевую нагрузку только в одном направлении; двухрядные – в двух направлениях; игольчатые подшипники предназначены только для восприятия радиальных нагрузок (часто используются в карданных валах).

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

20.3. Достоинства и недостатки, применение

Достоинства:

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

Недостатки:

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

20.4. Виды разрушения и критерии работоспособности подшипников качения

В процессе работы подшипников качения могут проявляться следующие виды разрушения.

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

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

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

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

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

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

20.5. Выбор и проверочные расчеты подшипников качения

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

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

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

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

где C – динамическая грузоподъемность.

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

Расчетную динамическую грузоподъемность определяют по эмпирической зависимости:

$$C_{\text{тр}} = P^{\alpha} \sqrt{L},$$

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

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

Эквивалентную динамическую нагрузку P вычисляют по формуле

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

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

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

При действии осевой нагрузки кольца подшипника смещаются от среднего положения с выборкой радиального зазора, что до некоторого значения $F_a / VF_r \leq e$ способствует более равномерному распределению нагрузки по телам качения, поэтому осевая нагрузка не оказывает влияния на значение эквивалентной.

При $F_a / VF_r > e$ значения коэффициентов X и Y определяются по каталогу на подшипники (e – вспомогательный коэффициент, указанный в каталоге).

При расчете осевых нагрузок F_a , действующих на радиально-упорные подшипники, помимо внешней осевой силы F_a следует учитывать осевые составляющие S реакций подшипников, возникающие под действием радиальных нагрузок F_r . Эти составляющие вычисляются по формулам:

– для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников

$$S = eF_r;$$

– для конических роликоподшипников

$$S = 0,83eF_r.$$

Расчетную осевую нагрузку R_a на каждый из двух радиально-упорных подшипников вала (установленных «враспор» или «врастяжку» (рис. 20.3)) вычисляют следующим образом: определяют осевые составляющие S радиальных нагрузок; находят алгебраическую сумму всех осевых сил, действующих на каждый подшипник; при этом осевые силы, нагружающие данный подшипник, считают положительными (>0), а разгружающие его – отрицательными (<0); определяют суммарную нагрузку на подшипник, если полученная сумма больше нуля, то нагрузка на подшипник равна сумме всех внешних осевых сил F и S парного подшипника (без учета собственной осевой составляющей S). Если полученная сумма меньше нуля, то за нагрузку этого подшипника принимают собственную составляющую S .

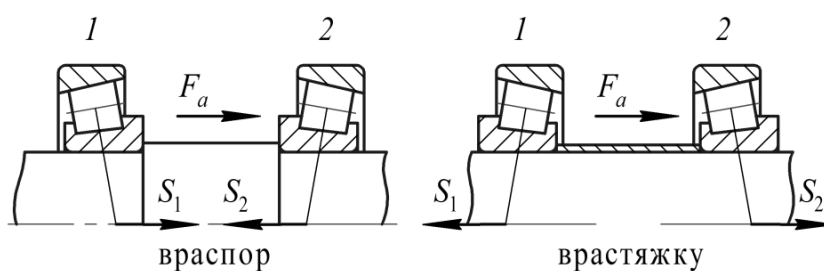


Рис. 20.3. Схема нагружения подшипников:
1 – опора 1; 2 – опора 2

Радиальные реакции в радиально-упорных подшипниках приложены к валу в точке пересечения его оси с нормалью к середине поверхности контакта тела качения с наружным кольцом подшипника.

Расчет подшипников качения по статической грузоподъемности выполняют при частоте вращения вала $n < 1,0 \text{ мин}^{-1}$. Действующую нагрузку P_0 рассматривают как статическую и подшипники подбирают по статической грузоподъемности исходя из условия

$$C_{0 \text{ расч}} \leq C_0.$$

Паспортная статическая грузоподъемность C_0 – постоянная нагрузка, при которой пластическая деформация тел или дорожек качения не превышает $1 \cdot 10^{-4}$ диаметра тел качения. Значения C_0 приводятся в справочниках.

Для радиальных и радиально-упорных подшипников

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \geq F_r,$$

где X_0 и Y_0 – коэффициенты радиальной и осевой статических нагрузок.

Лекция 21 МУФТЫ

21.1. Общие сведения и классификация

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

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

- компенсируют монтажные неточности и деформации геометрических осей валов (рис. 21.1);
- разъединяют и соединяют валы без остановки двигателя;
- предохраняют машину от поломок в аварийных режимах, поглощают толчки и вибрации;
- ограничивают частоту вращения и т. д.

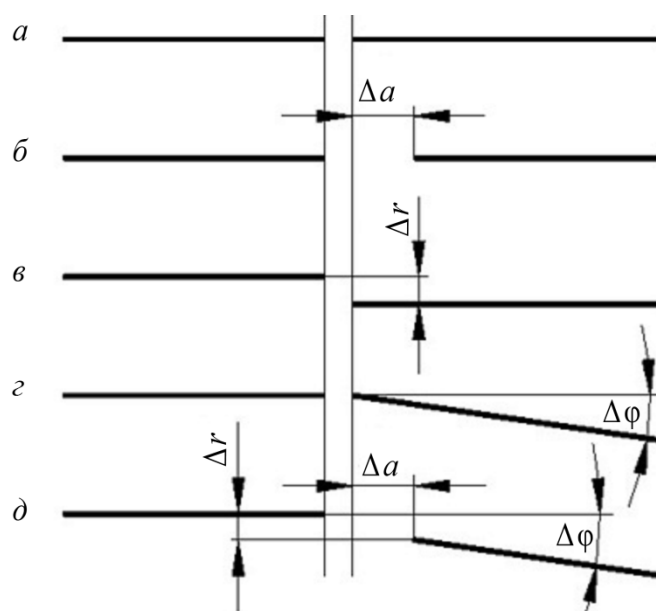


Рис. 21.1. Схематическое расположение осей соединяемых валов:
а – соосное расположение; *б* – осевое смещение; *в* – радиальное смещение;
г – угловое смещение; *д* – радиальное, осевое и угловое смещение

По принципу действия муфты подразделяют на четыре класса:
– **нерасцепляемые** (не допускающие разъединения валов при работе машины);

– *управляемые* (допускающие возможность управления муфтой);
– *самодействующие* (автоматически срабатывающие в результате изменения заданного режима работы);

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

Все муфты (кроме четвертого класса) подразделяют на группы:

– *механические*;

– *гидродинамические*;

– *электромагнитные*.

В свою очередь *механические муфты* можно разделить на следующие подгруппы:

1) глухие;

2) компенсирующие;

3) предохранительные;

4) обгонные и др.

21.2. Конструктивные разновидности, достоинства, недостатки и особенности применения различных конструкций муфт

Глухие муфты

Муфта глухая образует жесткое и неподвижное соединение валов. Они не компенсируют ошибки изготовления и монтажа, требуют точной центровки валов.

Такие муфты используют для тихоходных валов.

Типичные представители:

– втулочная муфта;

– муфта фланцевая.

Муфта втулочная (рис. 21.2) – самая простая из глухих муфт, состоит из соединительной втулки со штифтами или шпонками. Основное их достоинство – простота конструкции. Применяют их при относительно небольших нагрузках на валах диаметрами до 60–70 мм.

Муфта фланцевая (рис. 21.3) – наиболее распространенная, состоит из двух полумуфт 1, соединенных болтами 2. Болты ставят через один: с зазором (вариант I) и без зазора под развертку (вариант II). Центрирование полумуфт в этом случае осуществляют болтами, установленными без зазора, которые рассчитывают на срез. Установка болтов без зазора позволяет получить муфты меньших габаритов и поэтому более распространена.

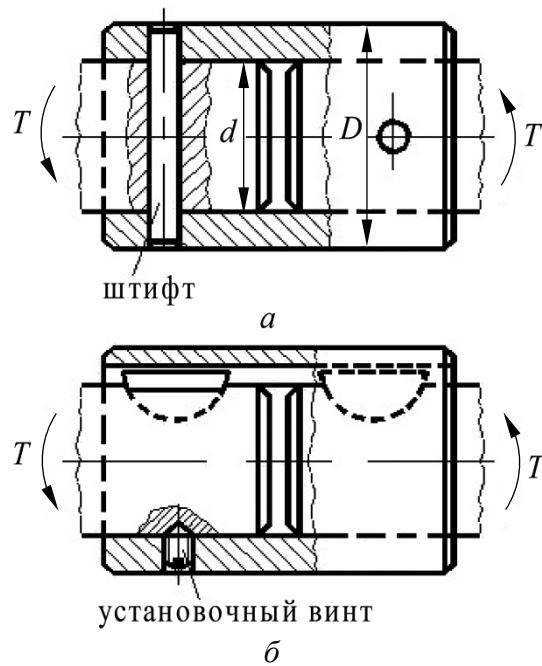


Рис. 21.2. Муфта втулочная со шлицами

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

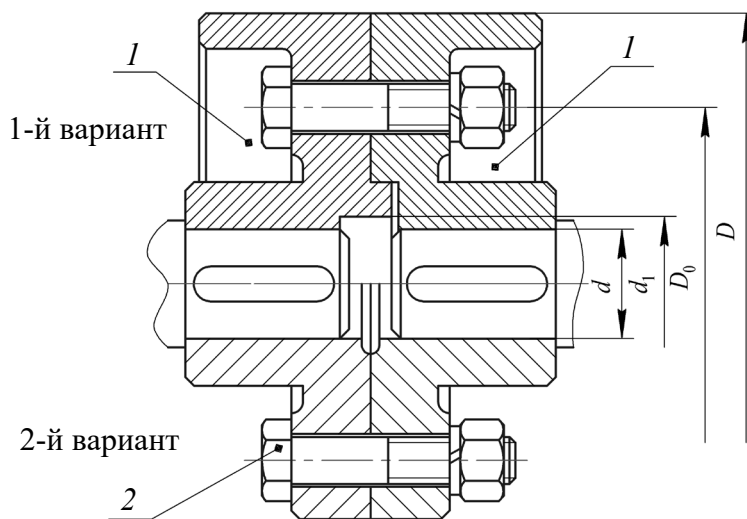


Рис. 21.3. Муфта фланцевая:
1 – полумуфта; 2 – болт

Компенсирющие муфты

Компенсирющие муфты бывают:

- жесткие;
- упругие.

Муфта зубчатая (рис. 21.4) относится к жестким и состоит из двух полумуфт с наружными зубьями эвольвентного профиля и разъемной обоймы с внутренними зубьями. Передача вращающего момента осуществляется большим числом одновременно работающих зубьев, что обеспечивает высокую нагрузочную способность и малые габариты муфты.

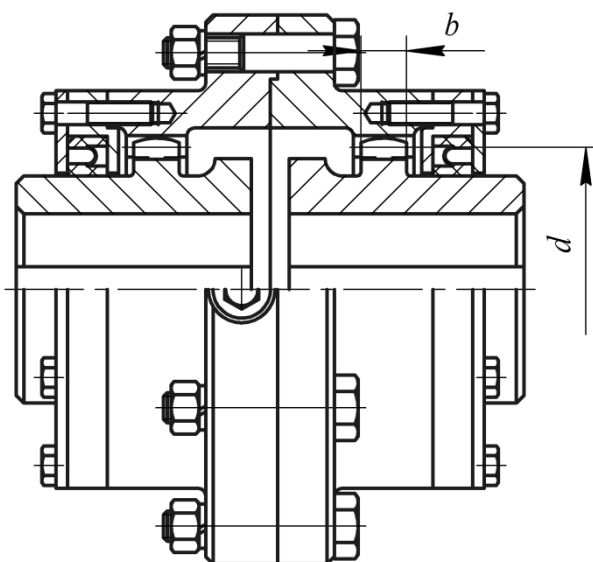


Рис. 21.4. Муфта зубчатая

Для компенсации смещений деталей предусматривают торцевой зазор δ .

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

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

Упругие компенсирующие муфты. Такие муфты применяются не только для компенсации смещения валов, но и для снижения динамичности нагрузок и амортизации колебаний, возникающих при работе передач машин:

- упругая втулочно-пальцевая;
- со змеевидными пружинами;
- с торообразной оболочкой;
- упругой звездочкой и др.

Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП) (рис. 21.5) состоит из двух полумуфт 1, соединенных пальцами 3, на которые для смягчения ударов надеты гофрированные резиновые втулки. Такие муфты в силу простоты конструкции получили широкое применение в приводах от электродвигателей для валов диаметром 9–160 мм при вращающих моментах 6,3–16 000, Нм.

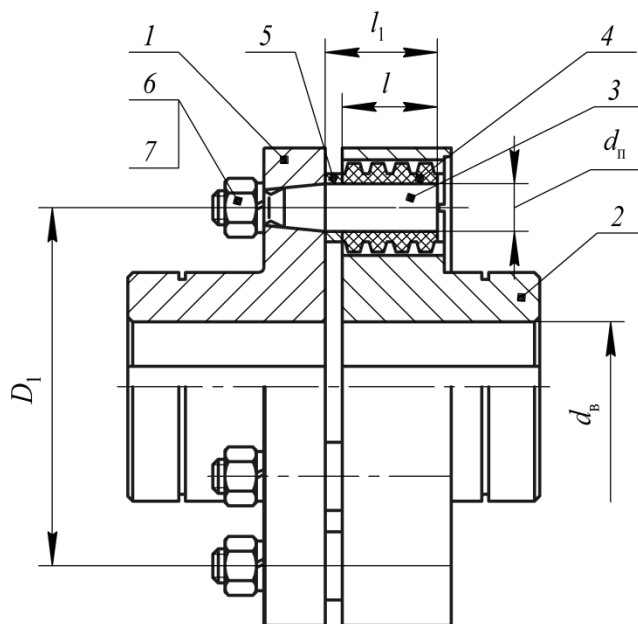


Рис. 21.5. Муфта упругая втулочно-пальцевая:
1, 2 – полумуфты; 3 – палец; 4 – втулка упругая;
5 – шайба для пальцев; 6 – гайка; 7 – шайба стопорная

Толщина резиновых втулок невелика, и поэтому амортизирующая способность муфты незначительна. Они допускают радиальное смещение валов до 0,6 мм, продольное – до 5 мм, угловое – до 1°.

Муфты управляемые (сцепные)

Эти муфты позволяют соединять и разъединять валы без остановки двигателя.

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

Кулачковые и зубчатые муфты имеют небольшие габариты и массу, не допускают проскальзывания. Однако их включение на ходу сопровождается ударами.

Фрикционные муфты позволяют плавно соединять ведущий и ведомые валы под нагрузкой при любой скорости их вращения, предохраняют механизмы от внезапных перегрузок. Управляемые муфты требуют точной соосности соединяемых валов.

21.3. Критерии выбора и проверочные расчеты элементов муфт

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

Расчетный крутящий момент T_p , Н · м определяется по формуле

$$T_p = KT_H, \quad (21.1)$$

где K – коэффициент, учитывающий режим работы привода. Для приводов конвейеров принимают $K = 1,5–2,0$; T_H – номинальный момент на валу, определяемый кинематическим расчетом привода.

Проверочные расчеты упругой втулочно-пальцевой муфты (МУВП). Проверочный расчет заключается в определении напряжения смятия между пальцами 3 и резиновыми втулками 4 (набор резиновых колец) и изгиба пальцев 3 (рис. 21.5).

Расчетные напряжения смятия определяют следующим образом:

$$\sigma_{см} = \frac{2T_p}{ZD_1 l d_{п}} \leq [\sigma_{см}], \quad (21.2)$$

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

Напряжения изгиба пальцев

$$\sigma_{и} = \frac{F_t l_1}{2ZW} \leq [\sigma_{и}], \quad (21.3)$$

здесь F_t – окружная сила, определяемая по формуле

$$F_t = \frac{2T_p}{D_1}; \quad (21.4)$$

l_1 – длина втулки, мм; W – момент сопротивления изгибу для сечения пальца, $W = 0,1d_{п}^3$.

Допускаемое напряжение определяется из условия

$$[\sigma_{и}] = (0,4–0,5)\sigma_T, \quad (21.5)$$

здесь σ_T – предел текучести материала пальца, МПа (для стали Ст5

можно принять 300 МПа).

Радиальную силу, действующую на вал от упругой втулочно-пальцевой муфты, рассчитывают по формуле

$$F_{\text{м}} = 23\sqrt[3]{T_{\text{п}}^2 K}. \quad (21.6)$$

Проверочный расчет зубчатой муфты. После выбора муфты необходима проверка ее на износ зубьев по удельному давлению:

$$q = \frac{T_{\text{п}}}{0,9bd^2} \leq [q], \quad (21.7)$$

где b – длина зуба втулки (рис. 21.4); $d = mZ$ – диаметр делительной окружности, мм, m – модуль зацепления, мм, Z – число зубьев втулки; $[q]$ – допускаемое давление, обычно принимаемое равным 12–15 МПа.

Радиальную силу, действующую на вал от зубчатой муфты, определяют по формуле

$$F_{\text{м}} = (0,15 - 0,20) \frac{2000T_{\text{п}}}{d}. \quad (21.8)$$

Лекция 22

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

22.1. Общая характеристика и классификация 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.

Разъемными называют соединения, которые можно разбирать и вновь собирать без повреждения деталей. К разъемным соединениям относятся резьбовые, шпоночные, шлицевые и другие соединения. В свою очередь по степени подвижности неразъемные соединения все неподвижные, а разъемные могут быть подвижными (когда соединяемые детали в процессе работы могут перемещаться относительно друг друга) и неподвижными (когда такое перемещение отсутствует).

По форме сопрягаемых поверхностей соединения могут быть плоские, цилиндрические, конические, сферические, специальные (резьбовые, шлицевые и т. д.).

По форме контакта сопрягаемых поверхностей соединения различают с поверхностным (две плоские поверхности, внутренняя и внешняя цилиндрические поверхности), линейным (цилиндрическая и плоская поверхности, две наружные цилиндрические поверхности) и точечным (плоская и сферическая, две сферические поверхности) контактом.

22.2. Сварные соединения. Общая характеристика

Сваркой называют технологический процесс получения неразъемного соединения металлических деталей, основанный на использовании сил молекулярного сцепления и происходящий при сильном местном нагреве их до расплавленного или пластического состояния с применением механического усилия. В настоящее время это один из

самых распространенных современных способов получения различных машиностроительных, строительных и других конструкций. Сваркой изготовляют станины, рамы и основания, корпуса, зубчатые колеса, шкивы, звездочки, маховики, барабаны, балки и т. п.

Затвердевший после сварки металл, соединяющий сваренные детали, называется **сварным швом**.

Современные технологии позволяют выполнять сварку всех конструкционных и высоколегированных сталей, чугуна, алюминиевых, медных и других сплавов цветных металлов, а также пластмасс.

Преимущества. В сравнении с литыми и заклепочными конструкциями сварные значительно снижают трудоемкость процесса изготовления и обеспечивают существенную экономию металла, поэтому сварные конструкции в большинстве случаев гораздо дешевле литых и заклепочных. Замена конструкции из заклепок на сварную позволяет достигнуть экономии металла и снизить массу конструкции на 10–20%. Масса сварных конструкций до 50% меньше по сравнению с литыми чугунными и до 30% по сравнению с литыми стальными. Трудоемкость процесса сварки по сравнению с клепкой и литьем значительно ниже благодаря отсутствию таких операций, как разметка и пробивка или сверление отверстий для заклепок, изготовление для отливок моделей и стержней, изготовление литейных форм и т. д., а также из-за возможности автоматизации процесса сварки.

Наиболее целесообразным является применение сварки для изготовления конструкций сложной формы, состоящих из отдельных деталей, получаемых прокаткой, штамповкой, ковкой и отливкой.

Недостатки:

- появление остаточных напряжений в свариваемых элементах после окончания процесса сварки;
- коробление;
- плохое восприятие переменных и, особенно, вибрационных нагрузок;
- сложность и трудоемкость контроля качества сварных швов.

22.3. Способы выполнения сварных соединений

Из разнообразия существующих видов сварки наибольшее распространение получили:

- ручная дуговая сварка плавящимся электродом;
- автоматическая дуговая сварка плавящимся электродом под флюсом;
- электрошлаковая сварка и контактная сварка.

22.4. Виды сварных соединений и швов

В зависимости от расположения соединяемых деталей выделяют следующие **виды сварных соединений**:

- стыковые (рис. 22.1);
- нахлесточные (рис. 22.2);
- с накладками (рис. 22.3);
- угловые (рис. 22.4);
- тавровые (рис. 22.5).

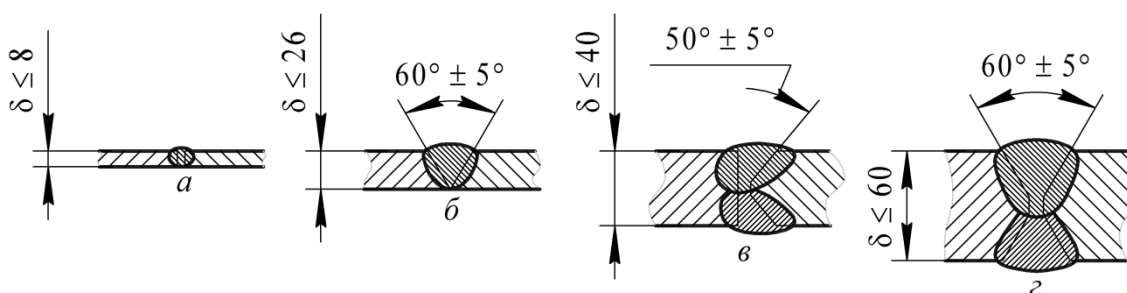


Рис. 22.1. Стыковое сварное соединение

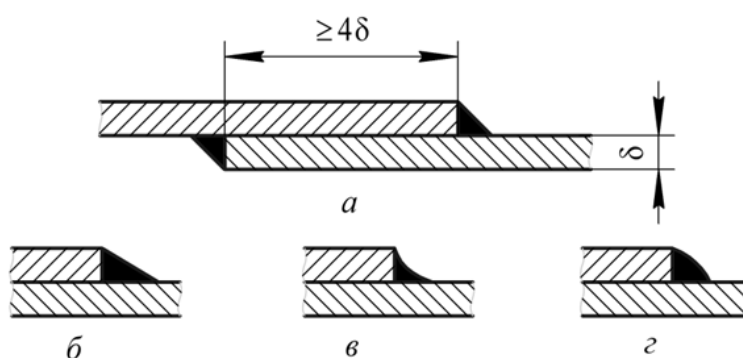


Рис. 22.2. Нахлесточное сварное соединение

Виды сварных швов:

- стыковые (рис. 22.1, 22.4, *в*);
- угловые (рис. 22.2, 22.3, 22.5, *а, б*);
- пробочные (рис. 22.6, *а*);
- прорезные (рис. 22.6, *б, в*) и комбинированные.

Геометрические параметры стыкового шва представлены на рис. 22.1, углового – на рис. 22.7.

Угловые швы по расположению относительно направления нагрузки, которая действует на них, бывают лобовые (рис. 22.8, *а*), косые (рис. 22.8, *б*), фланговые (рис. 22.8, *в*) и комбинированные (рис. 22.8, *г*), состоящие из двух или всех трех вышеуказанных швов.

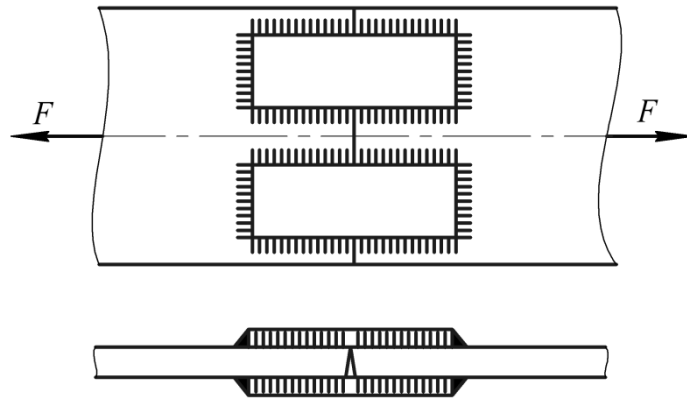


Рис. 22.3. Сварное соединение с накладками

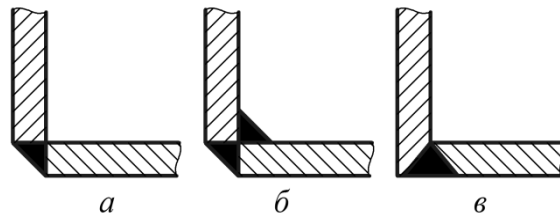


Рис. 22.4. Виды угловых сварных соединений

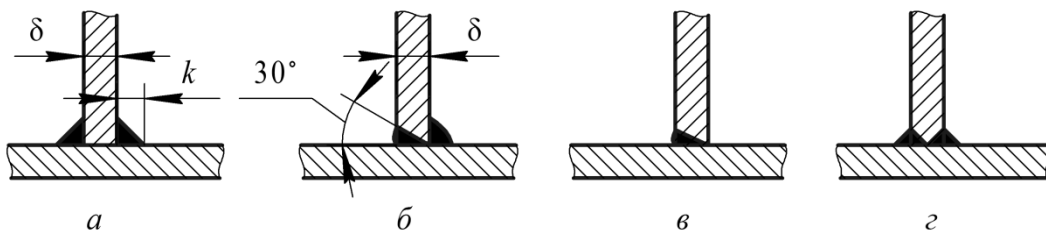


Рис. 22.5. Тавровые сварные соединения

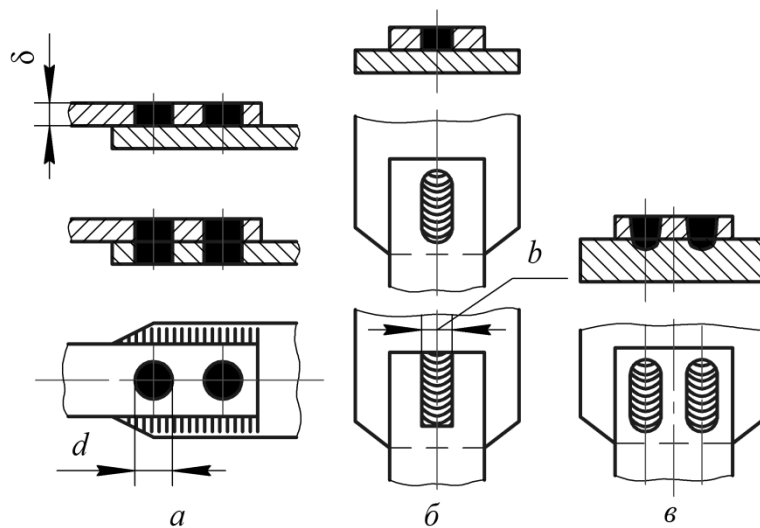


Рис. 22.6. Пробочные, прорезные, проплавные сварные соединения

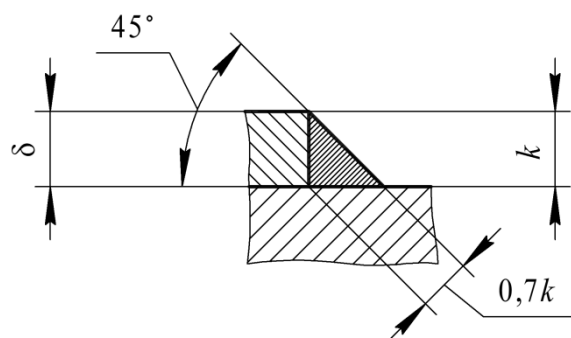


Рис. 22.7. Геометрические параметры углового сварного шва

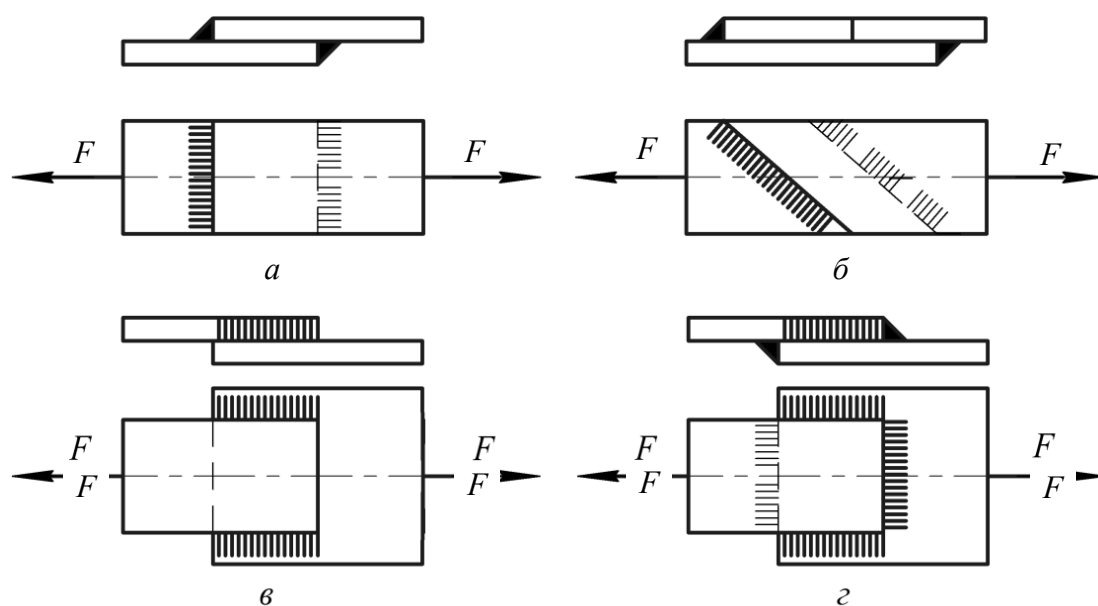


Рис. 22.8. Угловые сварные швы

22.5. Расчет на прочность сварных соединений, допускаемые напряжения сварных швов

Расчет сварных швов. Основное требование при проектировании сварных конструкций – обеспечение равной прочности шва и соединяемых им деталей. Для угловых сварных швов размер катета шва выбирают в соответствии с толщинами соединяемых деталей. При различной толщине свариваемых деталей толщина шва равна толщине более тонкой детали. Требуемую длину шва определяют из расчета на прочность. В некоторых случаях длину швов принимают конструктивно. Затем проводится проверочный расчет на прочность. По результатам расчета вносят изменения в конструкцию и повторяют расчет.

Расчет стыковых сварных швов. При расчете на прочность стыковых швов утолщение (наплыв металла) не учитывают.

1. **Шов нагружен перпендикулярной растягивающей (сжимающей) силой.** При расчете шва (рис. 22.9) возникающие в нем напряжения определяются по формулам:

– при растяжении (сжатии):

$$\sigma'_{p(c)} = \frac{F}{A} \leq [\sigma'_{p(c)}], \quad (22.1)$$

где $\sigma'_{p(c)}$ – расчетное напряжение растяжения (сжатия), Н/мм²; F – сила, растягивающая или сжимающая соединяемые детали, Н; A – площадь шва, мм², определяемая по формуле

$$A = \delta l, \quad (22.2)$$

здесь δ – толщина более тонкой свариваемой детали, мм, l – длина шва, мм; $[\sigma'_{p(c)}]$ – допускаемые напряжения для шва при растяжении (сжатии), Н/мм².

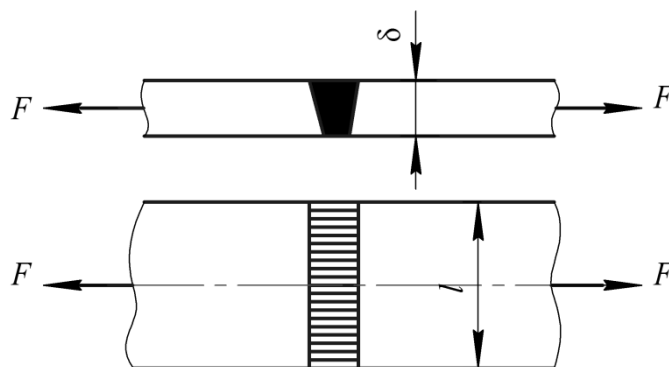


Рис. 22.9. Расчетная схема стыкового шва, нагруженного растягивающей силой

2. **На шов действует изгибающий момент, приложенный в плоскости приварки** (рис. 22.10, а).

Расчет шва выполняется по условию прочности на изгиб

$$\sigma' = \frac{M}{W} \leq [\sigma'_p], \quad (22.3)$$

где W – момент сопротивления расчетного сечения шва при изгибе, мм³, рассчитываемый по формуле

$$W = \frac{\delta l^2}{6}. \quad (22.4)$$

3. На шов действует изгибающий момент, примененный в плоскости приварки, и растягивающая (сжимающая) сила (рис. 22.10, б).

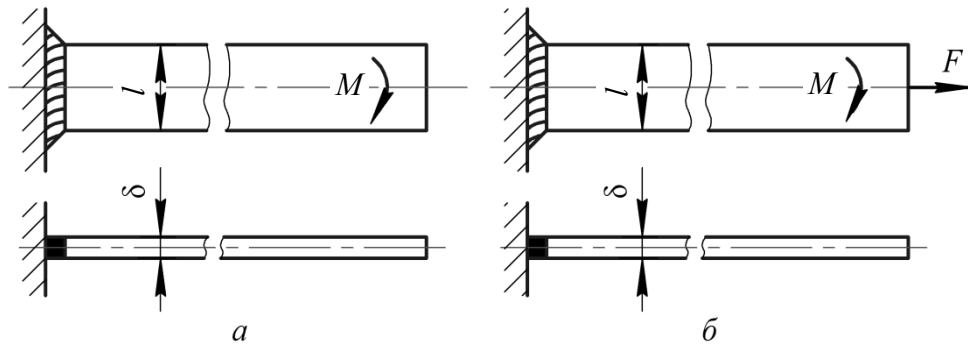


Рис. 22.10. Расчетная схема стыкового соединения:

a – при действии изгибающего момента, примененного в плоскости приварки;
б – при действии изгибающего момента и растягивающей (сжимающей) силы

При совместном действии изгибающего момента и растягивающей силы расчет шва проводят исходя из условия

$$\sigma'_p = \frac{F}{\delta l} + \frac{6M}{\delta l^2} \leq [\sigma'_p]. \quad (22.5)$$

Расчет угловых швов. Угловые швы рассчитывают на срез по наименьшей площади сечения, расположенного в плоскости по биссектрисе прямого угла поперечного сечения шва (рис. 22.11). 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.

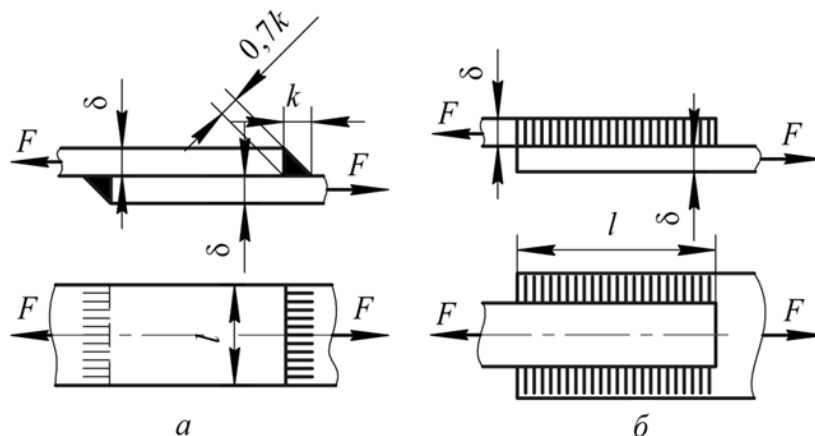


Рис. 22.11. Сварное соединение угловым лобовым швом, нагруженное перпендикулярной растягивающей (сжимающей) силой

1. *Сварное соединение угловым лобовым швом нагружено перпендикулярной растягивающей (сжимающей) силой* (рис. 16.11). Швы испытывают напряжение среза, которое определяют по формуле

$$\tau'_{\text{ср}} = \frac{F}{A} \leq [\tau'_{\text{ср}}]. \quad (22.6)$$

Площадь сечения шва, мм², определяется по формуле

$$A = 0,7klz, \quad (22.7)$$

где l – длина шва, мм; z – количество сварных швов.

2. *Сварное соединение угловым лобовым швом нагружено изгибающим моментом M в плоскости сварки* (рис. 22.12, а).

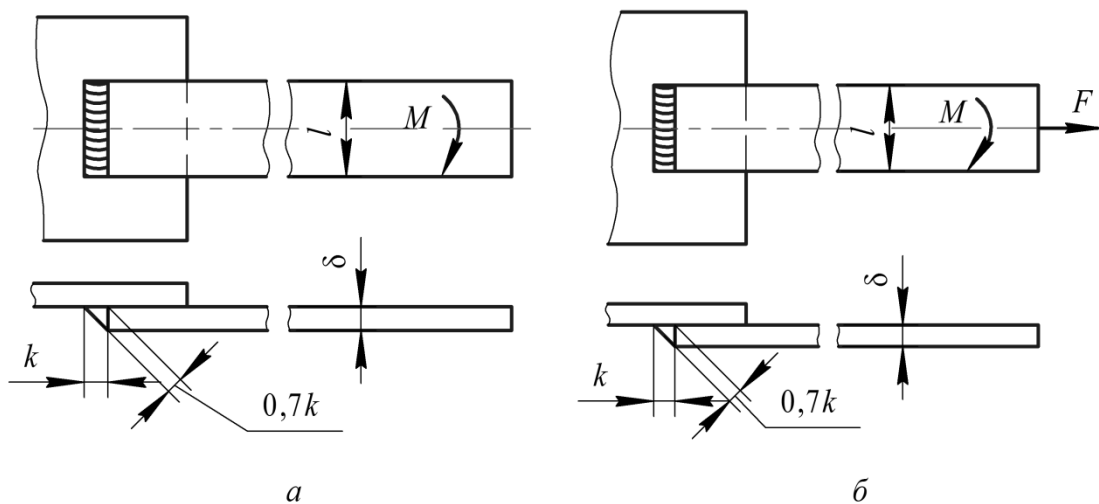


Рис. 22.12. Сварное соединение угловым швом

Расчет шва проводят из условия прочности на срез по формуле

$$\tau'_{\text{ср}} = \frac{M}{W} \leq [\tau'_{\text{ср}}]. \quad (22.8)$$

3. *На сварное соединение угловым лобовым швом действует изгибающий момент M и растягивающая (сжимающая) сила F* . На рис. 22.12, б приведен пример такого способа нагружения.

Как и в предыдущих случаях, расчет шва проводится из условия прочности на срез по формуле

$$\tau'_{\text{ср}} = \frac{F}{A} + \frac{M}{W} \leq [\tau'_{\text{ср}}]. \quad (22.9)$$

Подставив значение площади и момента сопротивления расчетного сечения шва в формулу (22.10), получим

$$\tau'_{cp} = \frac{F}{0,7kl} + \frac{6M}{0,7kl^2}. \quad (22.10)$$

Расчет пробочных, прорезных и проплавных швов. Пробочные, прорезные и проплавные швы (рис. 22.6), так же как и угловые, рассчитываются на срез по формуле

$$\tau'_{cp} = \frac{F}{A} \leq [\tau'_{cp}].$$

При расчете площади швов необходимо учитывать диаметр отверстий d пробочных швов и ширину прорези b прорезных швов, которые следует принимать равными двум толщинам детали (δ):

$$d = 2\delta; \quad b = 2\delta. \quad (22.11)$$

Рекомендуемая длина l прорезного шва принимается

$$l = (10 - 25)\delta.$$

Определение допускаемых напряжений сварных швов. Поскольку сварной шов должен обладать такой же прочностью, как и материал свариваемых деталей, его допускаемое напряжение принимается в зависимости от допускаемого напряжения на растяжение материала детали $[\sigma'_p]$, определяемому по формуле

$$[\sigma'_p] = \frac{\sigma_T \varepsilon}{[S] k_\sigma}, \quad (22.12)$$

где σ_T – предел текучести материала детали Н/мм²; ε – масштабный фактор для сварных швов, принимаемый равным $\varepsilon = 0,9$; $[S]$ – коэффициент запаса прочности, принимаемый равным $[S] = 1,2-1,3$ для углеродистых сталей, а для низколегированных $[S] = 1,3-1,5$; k_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений (табл. 22.1).

Таблица 22.1

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений k_σ

Вид шва	Сталь	
	низкоуглеродистая	низколегированная
Стыковые с полным проваром	1,2	1,4
Угловые лобовые	2,0	2,5
Фланговые	3,5	4,5

Таблица 22.2

Допускаемые напряжения в швах сварных соединений

Метод сварки	При растяжении $[\sigma'_{cp}]$	При сжатии $[\sigma'_{cp}]$	При срезе $[\tau'_{cp}]$
Автоматическая; ручная электродами Э42А, Э46А и Э50А в защитном газе	$[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0,65[\sigma_p]$
Ручная электродами Э38, Э42, Э46, Э50; газовая	$0,9[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0,6[\sigma_p]$
Ручная электродами Э34	$0,6[\sigma_p]$	$0,75[\sigma_p]$	$0,5[\sigma_p]$
Контактная точечная и роликовая	–	–	$0,6[\sigma_p]$

Уточненные допускаемые напряжения $[\sigma'_{cp}]$ для сварных швов при сварке деталей из низкоуглеродистых, среднеуглеродистых и низколегированных сталей при действии статических нагрузок принимаются по табл. 22.2.

Лекция 23

ПАЯНЫЕ, КЛЕЕВЫЕ, ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ. СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ

23.1. Паяные соединения. Расчет паяных соединений

Пайку применяют для соединения деталей из металла. Действие пайки основано на образовании межмолекулярных связей между слоем припоя и поверхностями соединяемых материалов.

Преимущества:

- возможность соединения практически всех конструкционных материалов в любых сочетаниях;
- повышенная точность изготовления;
- возможность соединения очень тонких листовых деталей;
- очень малая концентрация напряжений и коробление деталей;
- дешевизна;
- возможность ремонта изделий;
- они легче других при прочих равных условиях.

Недостатки:

- сравнительно невысокая прочность;
- относительно невысокая долговечность;
- низкая теплостойкость;
- технологические затруднения.

Паяные соединения. Соединение пайкой образуется в результате химических связей материала деталей и присадочного материала (припоя). Температура плавления припоя (например, олова) ниже температуры плавления материала деталей, поэтому при пайке они остаются твердыми. При пайке расплавленный припой растекается по нагретым поверхностям стыка деталей. Поверхности деталей обезжиривают, очищают от окислов и устанавливают между ними оптимальный зазор, что повышает качество соединения (рис. 23.1). При малых зазорах обеспечивается эффект капиллярного течения и происходит диффузия атомов детали в толщу припоя, что увеличивает прочность последнего. Чрезмерно малые зазоры препятствуют течению припоя. Для пайки стальных деталей тугоплавкими ($t_{пл} = 400^{\circ}\text{C}$) припоями (серебряными или медными) зазор составляет около 0,1 мм, а для легкоплавких припоев (оловянно-свинцовых) – около 0,15 мм. Необходимость обеспечения малых и равномерных зазоров является одним из недостатков пайки.

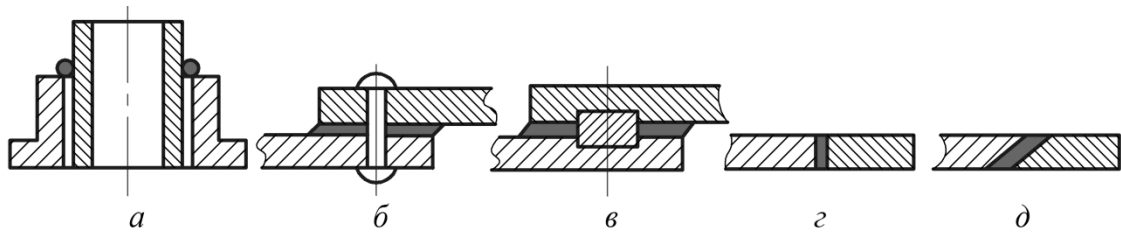


Рис. 23.1. Разновидности паяных соединений:
a – телескопическое; *б* – внахлест с заклепкой; *в* – внахлест со шпонкой;
г, д – встык

Легкоплавкие припои имеют низкую прочность, поэтому их применяют для малонагруженных соединений, не подверженных ударным нагрузкам и вибрациям. Не рекомендуется применять их для соединений, работающих при $t > 100^\circ\text{C}$.

Тугоплавкие припои применяют для нагруженных соединений (при статической нагрузке – припои на медной основе, при ударной и вибрационной – на серебряной).

Для уменьшения вредного влияния окисления на поверхности деталей применяют специальные флюсы (на основе буры, хлористого цинка, канифоли) или паяют в нейтральной среде или вакууме.

Расчет паяных соединений (рис. 23.2). Расчет стыковых паяных соединений аналогичен расчету стыковых сварных.

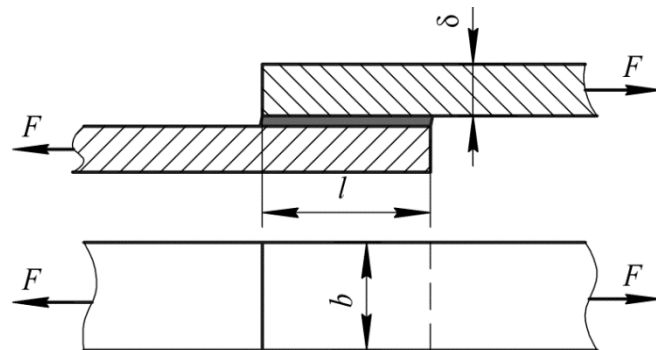


Рис. 23.2. Параметры паяного соединения внахлест

Аналогично, для наиболее распространенных нахлесточных соединений, расчет ведется по зависимости

$$\tau' = \frac{F}{A_{\text{п}}} \leq [\tau],$$

где F – действующая сила; $A_{\text{п}} = bl$ – площадь припоя; $[\tau]$ – допускаемое напряжение припоя.

23.2. Клеевые соединения. Расчет клеевых соединений на прочность

Клеевые соединения применяют для соединения металлических и неметаллических материалов в различных комбинациях.

Преимущества:

- возможность соединения разнородных материалов;
- герметичность соединения;
- стойкость против коррозии;
- возможность соединения очень тонких листовых деталей;
- создание электроизоляционных прослоек.

Недостатки:

- сравнительно невысокая прочность;
- низкая теплостойкость;
- требовательность к условиям склеивания.

На прочность клеевых соединений влияют:

- характер нагрузок;
- конструкция соединения;
- марка клея;
- технология склеивания и время (с течением времени прочность некоторых клеев уменьшается).

Для склеивания различных материалов применяется большое количество марок клея, отличающихся физико-механическими и технологическими свойствами (клеи БФ, ВК-1, ВК-2, МПФ-1 и др.). Клеевые соединения имеют высокую прочность при сдвиге и невысокую при отрыве, особенно при неравномерном. Это учитывают при их конструировании. Наибольшее применение в машиностроении получили клеевые соединения внахлест, работающие на сдвиг (рис. 23.3).

Для склеивания деталей требуется механическая и химическая подготовка их поверхностей. Механическую подготовку и пригонку металлических деталей производят на металлообрабатывающих станках или вручную. Химическая подготовка заключается в очищении и обезжиривании склеиваемых поверхностей ацетоном, спиртом, бензином или бензолом.

Клей наносят на поверхности кистью или пульверизатором. Прочность клеевого соединения в значительной степени зависит от толщины клеевого слоя. Рекомендуется толщина для разных клеев 0,05–0,25 мм; при толщине клеевого шва 0,5 мм и более прочность соединения значительно снижается.

Прочность клевого соединения зависит от площади склеивания. Наиболее прочными являются соединения, работающие на сдвиг или равномерный отрыв, когда напряжения по всей площади склеивания можно полагать распределенными равномерно (рис. 23.3).

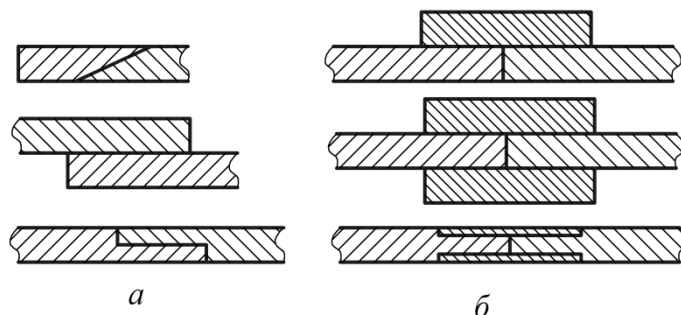


Рис. 23.3. Виды клеевых соединений:
a – внахлест; *б* – стыковые с накладками

Расчет клеевых соединений на прочность. Расчет клеевых соединений на прочность производят на сдвиг и отрыв методами сопротивления материалов аналогично расчету паяных.

Для соединений, полученных клеями основных марок (типа БФ-2, БФ-4), применяют допустимое напряжение на сдвиг $[\tau] = 15\text{--}20$ МПа.

23.3. Заклепочные соединения. Расчет заклепочных соединений на прочность

В настоящее время заклепочные соединения используются преимущественно в конструкциях, подверженных вибрационной нагрузке, в конструкциях из легких металлических сплавов, а также при изготовлении конструкций из трудносвариваемых или несвариваемых материалов.

Заклепочное соединение также является неразъемным. В большинстве случаев его применяют для соединения листов и фасонных прокатных профилей. Соединение образуется расклепыванием стержня заклепки, вставляемой в отверстие деталей (рис. 23.4).

При расклепывании вследствие пластических деформаций образуется замыкающая головка, а стержень заклепки заполняет зазор в отверстии.

Достоинства:

- высокая надежность соединения;
- удобство и надежность контроля качества шва;
- хорошая сопротивляемость вибрационным и ударным нагрузкам.

Недостатки:

- высокая стоимость;
- большой расход материала;
- шум при клепке.

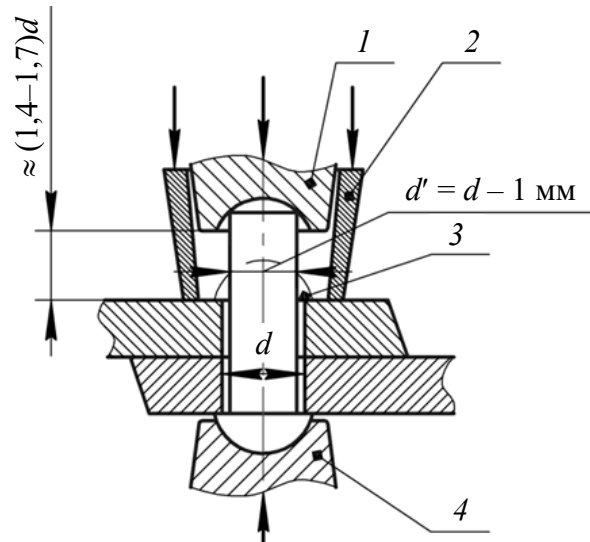


Рис. 23.4. Заклепочное соединение:
1 – обжимка; 2 – прижим при машинной клепке;
3 – замыкающая головка; 4 – поддержка

Существуют следующие основные типы стандартных заклепок: с полукруглой головкой (рис. 23.5, а); полупотайной головкой (рис. 23.5, б); потайной головкой (рис. 23.5, в). Для ненагруженных соединений применяют трубчатые заклепки или пистоны (рис. 23.5, г).

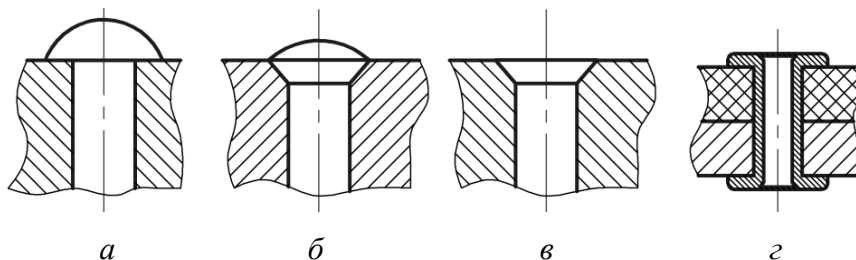


Рис. 23.5. Основные виды заклепок

Классификация заклепочных соединений. Заклепочные соединения выполняются при помощи заклепочных швов, которые в зависимости от предъявляемых требований делятся на три группы:

- прочные швы, предназначенные для получения соединений достаточной прочности и воспринимающие внешние нагрузки;

– плотные швы, предназначенные для получения соединений достаточной плотности, устраняющие возможность утечки жидкости, газа;

– прочноплотные швы, обеспечивающие в соединении достаточную прочность и плотность.

По конструкции заклепочные швы бывают нахлесточные однорядные (рис. 23.6, а), двухрядные (рис. 23.6, б, в) и многорядные; стыковые с накладкой – однорядные (рис. 23.6, г), двухрядные и многорядные; стыковые с двумя накладками – однорядные (рис. 23.6, д) и многорядные.

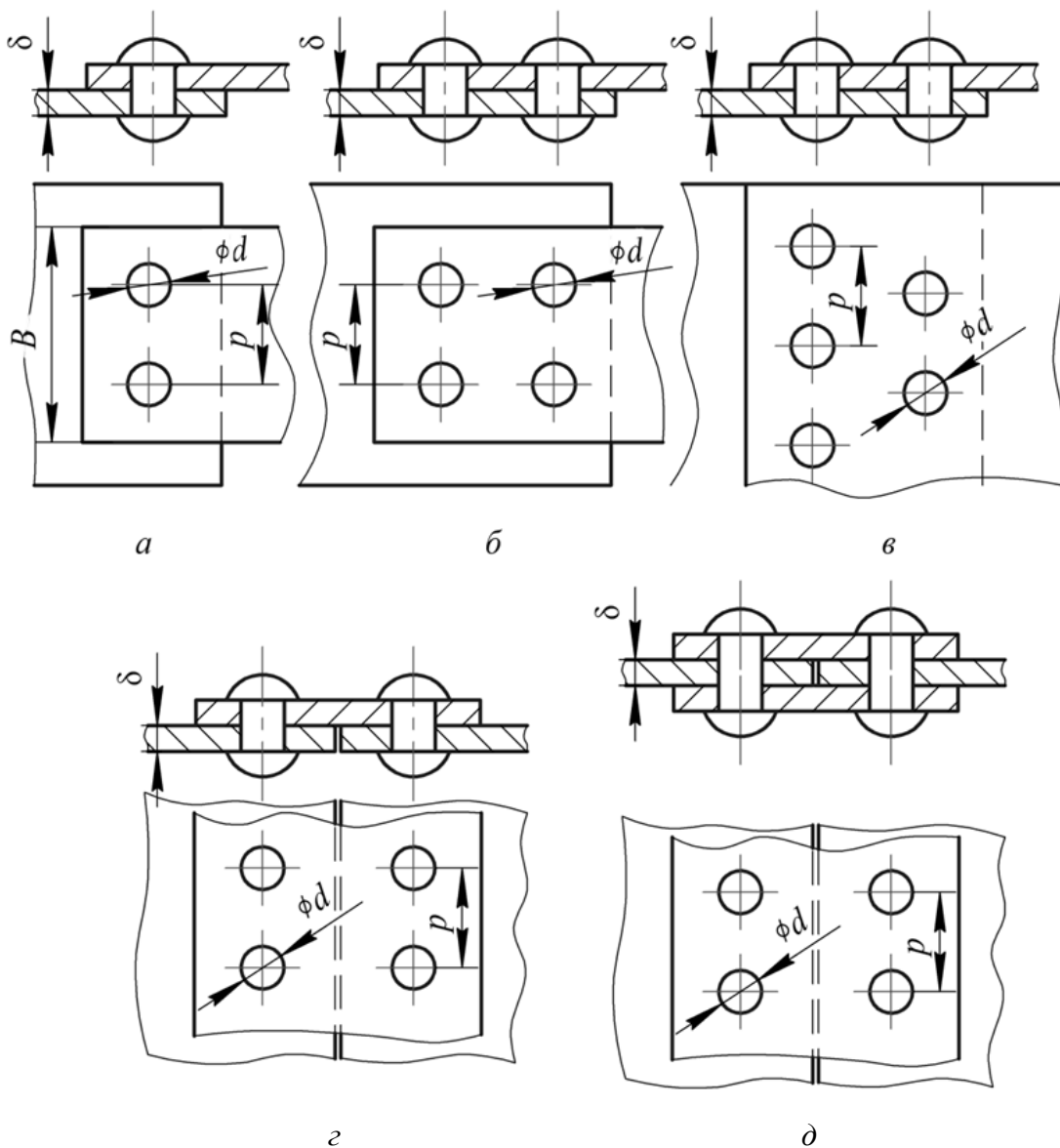


Рис. 23.6. Виды заклепочных швов

По расположению заклепок швы делятся на двухрядные и многорядные с рядовым (рис. 23.6, б) и шахматным (рис. 23.6, в) расположением. По количеству сечений заклепок, работающих на срез, заклепочные швы бывают односрезные (рис. 23.6, а, б, в, г), двухсрезные (рис. 23.6, д) и многосрезные. Тип заклепочного шва для данной конструкции определяется назначением этой конструкции и расчетом шва на прочность.

Заклепки изготавливают из алюминиевых сплавов, сталей, латуни. Стальные заклепки обычно производят из углеродистых сталей Ст2, Ст3 и других, а в специальных конструкциях – из легированной стали. Во избежание химической коррозии заклепки ставят из того же материала, что и соединяемые детали. В пакетах с сочетанием листов из легких сплавов, а также в пакетах, имеющих детали из легких сплавов и сталей, применяют заклепки из алюминиевых сплавов.

Расчет заклепочных швов. Проектирование заклепочного шва заключается в определении диаметра и числа заклепок, шага заклепочного шва, расстояния от заклепок до края соединяемой детали и расстояния между рядами заклепок.

Диаметр заклепки d рекомендуется принимать из соотношения $d = (1,5-2)\delta$. Рассчитанное значение диаметра округляют до ближайшего большего значения в соответствии с ГОСТ 10299–80.

Шаг заклепочного шва p принимают:

- для двухрядного шва внахлест $p = 4d_0$;
- однорядного шва с двумя накладками $p = 3,5d_0$;

Далее выполняют основные проверочные расчеты:

- на срез для заклепки:

$$\tau_c = \frac{4F}{\pi d^2 z} \leq [\tau_c], \quad (23.1)$$

где F – сила, действующая на заклепочное соединение; d – диаметр заклепки; z – количество заклепок; $[\tau_c]$ – допускаемое напряжение на срез для материала заклепок;

- на смятие между заклепкой и листом:

$$\sigma_{см} = \frac{F}{d\delta z} \leq [\sigma_{см}], \quad (23.2)$$

где δ – толщина пластины; $[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение на смятие между заклепками и листами;

– на растяжение листа, ослабленного отверстиями под заклепки:

$$\sigma_p = \frac{F}{(B - zd)\delta} \leq [\sigma_p], \quad (23.3)$$

где B – ширина пластины; $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение для материала листов.

Выбор допускаемых напряжений. Допускаемые напряжения для заклепок при расчетах прочных заклепочных соединений по основным нагрузкам приведены в таблице.

Допускаемые напряжения при расчете прочных заклепочных швов

Род напряжения	Материал	
	Ст0, Ст2	Ст3
Срез $[\tau_{ср}]$, МПа	140	140
Смятие $[\sigma_{см}]$, МПа	280	320

23.4. Соединения с натягом

Соединения с натягом осуществляют подбором соответствующих посадок, в которых натяг создается разностью размеров сопрягаемых деталей, т. е. диаметр отверстия охватывающей детали меньше наружного диаметра охватываемой детали. Взаимная неподвижность соединяемых деталей обеспечивается силами трения, возникающими на поверхности контакта.

Характерными примерами деталей, соединенных посадками с натягом, являются венцы зубчатых и червячных колес, подшипники качения, роторы электродвигателей. Соединения с натягом условно относят к неразъемным, однако в некоторых случаях, особенно при закаленных поверхностях, допускаются разборка (распрессовка) и новая сборка деталей. Соединения с натягом образуются с помощью запрессовки либо путем предварительного нагрева охватывающей и охлаждения охватываемой детали.

Наибольшее распространение получили цилиндрические соединения, в которых одна деталь охватывает другую по цилиндрической поверхности (рис. 23.7). Перспективными являются конические соединения, обеспечивающие возможность большего числа повторныхборок. Конусность принимают от 1/10 до 1/50, отношение длины l к диаметру d от 1,0 до 1,5.

Достоинства:

- простота конструкции;
- хорошее базирование соединяемых деталей;
- большая нагрузочная способность.

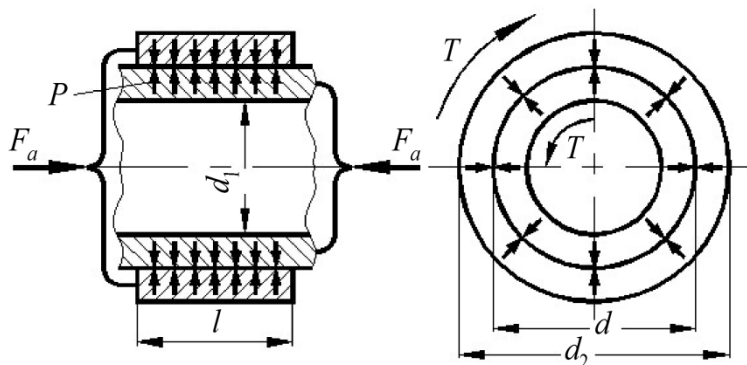


Рис. 23.7. Соединение с натягом

Недостатки:

- сложность сборки и, особенно, разборки;
- рассеивание прочности соединения в связи с колебаниями действительных посадочных размеров в пределах допусков.

Соединения с натягом широко применяют при больших динамических нагрузках и отсутствии необходимости в частой сборке и разборке.

Расчет на прочность соединений с натягом. Прочность соединения обеспечивается натягом, образующимся в выбранной посадке. Величина натяга определяется потребным контактным давлением P_T на посадочной поверхности соединяемых деталей, которое обеспечивает силу трения, возникающую на этой поверхности соединения и превышающую суммарную внешнюю сдвигающую силу.

Расчет на прочность деталей соединения с натягом основан на предположении, что контактные давления распределяются равномерно по поверхности контакта.

Подробнее о расчете таких соединений см. лекцию 30.

Лекция 24

РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ. СИЛОВЫЕ СООТНОШЕНИЯ. КПД ВИНТОВОЙ ПАРЫ

24.1. Общие сведения, классификация и способы изготовления резьб

Резьбовыми называются разъемные соединения, в которых сопряженные детали соединяются с помощью резьбы или резьбовыми крепежными деталями (болты, винты, шпильки, гайки и др.).

Основные *преимущества* резьбовых соединений:

- универсальность;
- высокая надежность;
- удобство сборки и разборки;
- наличие большой номенклатуры резьбовых соединений, приспособленных к различным эксплуатационным условиям;
- способность воспринимать высокие нагрузки и создавать большие усилия затяжки.

Недостатки резьбовых соединений:

- наличие значительного количества концентраторов напряжений на резьбовой части болтов;
- необходимость стопорения резьбы от самоотвинчивания;
- увеличение массы конечного изделия (в сравнении с применением заклепок).

Основные разновидности резьбовых соединений:

- болтовые (рис. 24.1, *а*);
- винтовые (рис. 24.1, *б*);
- соединения с помощью шпильки (рис. 24.1, *в*).

Болтовые соединения (рис. 24.1, *а*) считаются наиболее надежными, простыми и дешевыми, т. к. не требуют нарезания резьбы в соединяемых деталях. Применяются для соединения деталей, когда конструктивно возможно установить и закрутить гайку на нарезной части болта, а также при относительно небольшой толщине соединяемых деталей.

Винтовые (рис. 24.1, *б*) соединения применяют в тех случаях, когда одна из скрепляемых деталей относительно большой толщины, отсутствует место для расположения гаек, требуется уменьшение массы резьбового соединения, соединению придают эстетичный внешний вид.

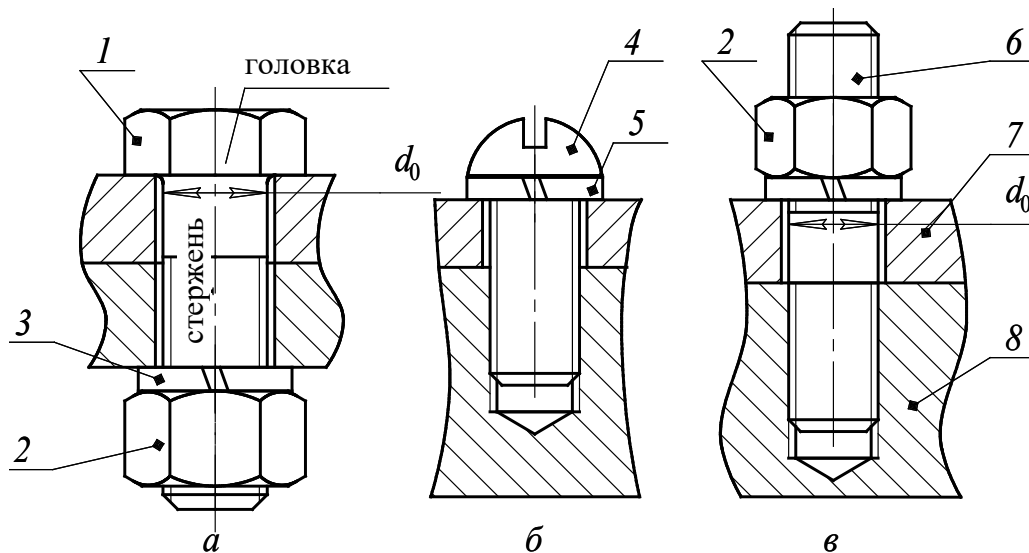


Рис. 24.1. Конструктивные формы резьбовых соединений:
 а – болтовые; б – винтовые; в – с помощью шпильки;
 1 – болт; 2 – гайка; 3, 5 – шайба; 4 – винт; б – шпилька;
 7, 8 – соединяемая деталь

Соединения шпилькой (рис. 24.1, в) используют в тех случаях, когда материал скрепляемой детали с нарезанной резьбой не обеспечивает требуемой долговечности резьбы при частых разборках и сборках соединений.

Основным элементом резьбового соединения является резьба, получаемая созданием на цилиндрическом или коническом стержне канавок с поперечным сечением определенного профиля, каждая точка которого располагается на винтовой линии (рис. 24.2).

Классификация и способы изготовления резьбы. В зависимости от *формы поверхности*, на которой нарезается резьба, различают цилиндрические и конические резьбы.

В зависимости от *формы профиля* резьбы делятся на 5 основных типов:

- треугольные (рис. 24.2, а);
- трапецидальные (рис. 24.2, б);
- круглые (рис. 24.2, в);
- упорные (рис. 24.2, г);
- прямоугольные (рис. 24.2, д).

Все параметры профиля резьбы стандартизированы за исключением прямоугольной.

В зависимости от *направления винтовой линии* резьбы бывают правые и левые.

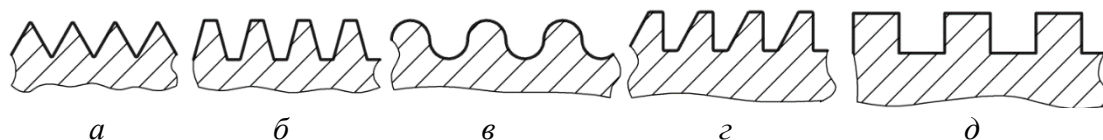


Рис. 24.2. Профили резьбы

По **числу заходов** резьбы делятся на однозаходные и многозаходные.

В зависимости от **величины шага** различают резьбу с крупным и мелким шагом.

По **точности изготовления** (классы точности): точный; средний; грубый; очень грубый.

Существуют следующие способы изготовления резьб.

Нарезание. Резьба изготавливается вручную, или на токарно-винторезных станках, или фрезерованием. Нарезание осуществляется резцами, фрезами, плашками, метчиками, резьбовыми головками, гребенками.

Накатывание. Профиль изготовления резьб осуществляется гребенками или роликами на резьбонакатных автоматах путем пластической деформации поверхности заготовки. Накатывание – высокопроизводительный способ, применяется при крупносерийном производстве. Резьба получается повышенной прочности за счет поверхностного наклепа, а волокна не перерезаются. Это приводит к значительному уменьшению концентраторов напряжений в резьбе.

Литье. Резьба создается в основном на изделиях из пластмасс, керамики и стекла одновременно с изготовлением детали.

Метод порошковой металлургии. Резьба формируется одновременно с изготовлением детали.

24.2. Геометрические параметры резьбы

Основными параметрами резьбы (цилиндрической) (рис. 24.3) являются: форма профиля; наружный d , D , внутренний d_1 , D_1 и средний d_2 , D_2 диаметры резьбы (d – для болта, D – для гайки соответственно); угол подъема винтовой линии резьбы γ ; шаг резьбы P ; ход резьбы P_h ; количество заходов резьбы z ; угол профиля резьбы α ; рабочая высота профиля h ; высота витка (толщина витка) b ; высота теоретического профиля H ; угол наклона профиля ψ .

Для однозаходной резьбы $P_h = P$, для многозаходной $P_h = Pz$, где z – число заходов, α – угол профиля резьбы (для метрической резьбы $\alpha = 60^\circ$); γ – угол подъема винтовой линии резьбы $\operatorname{tg} \gamma = Pz / (\pi d_2)$.

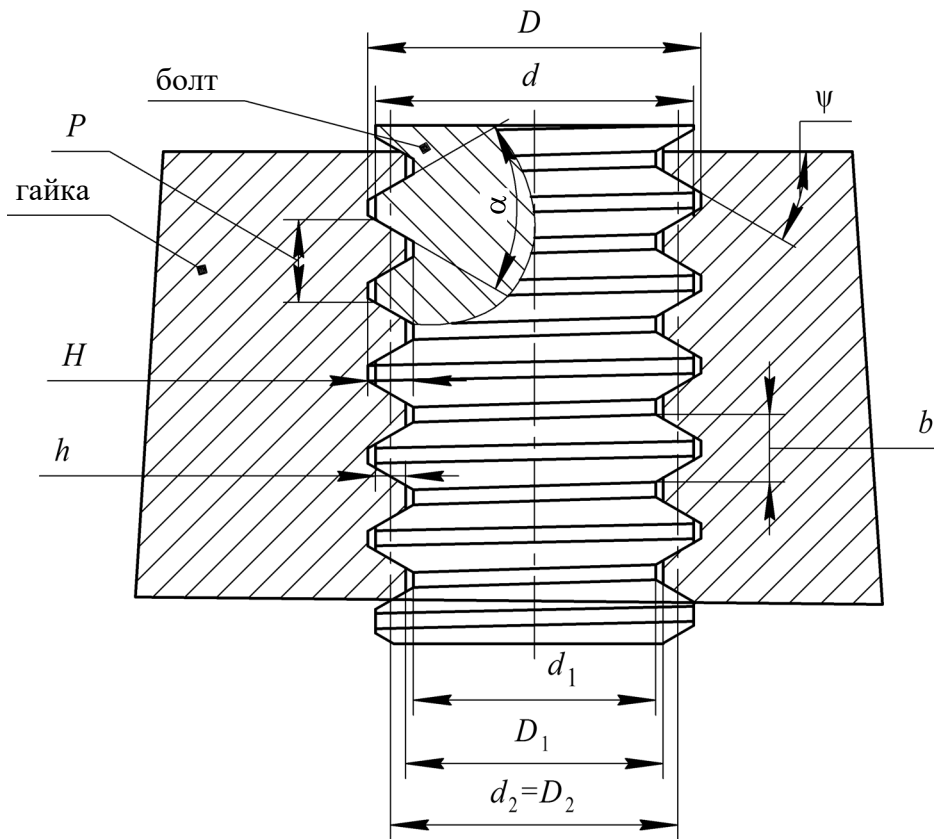


Рис. 24.3. Основные параметры резьбы

24.3. Стандартные крепежные детали

Многочисленными стандартами предусмотрены различные геометрические формы и размеры болтов, винтов, шпилек, гаек и шайб.

Болт (рис. 24.4) представляет собой стержень с резьбой на одном конце и головкой на другом.

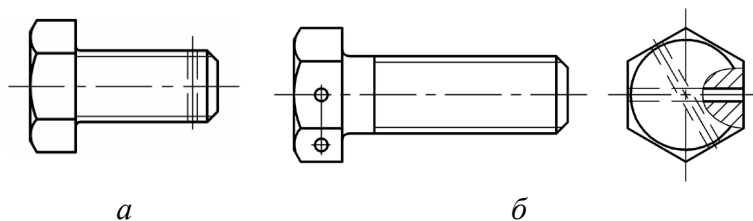


Рис. 24.4. Болт:
a – без отверстий; *б* – с двумя отверстиями

Головка может быть шестигранной, полукруглой, конической, прямоугольной и др. Наибольшее распространение получили болты общего

назначения с шестигранной головкой. Они могут быть изготовлены без отверстий в головке и стержне для стопорения (рис. 24.4, а) или с одним либо несколькими отверстиями на конце нарезанной части для стопорения гайки шплинтами (рис. 24.4, б).

Болты бывают *нормальной* и *повышенной точности*: болты повышенной точности изготавливаются с более чистой поверхностью и меньшими допусками на точность изготовления.

Различают болты с *крупным* и *мелким шагом резьбы*. Допуски резьб установлены ГОСТ 9253–59: для резьб с крупным шагом – классы точности 2 или 3, а с мелким – 2а или 3.

При выборе шага резьбы предпочтение необходимо отдавать крупному шагу, классам точности 2 и 2а.

Болты бывают с *нормальной головкой* и *уменьшенной*.

Шпилька представляет собой стальной стержень с резьбой на двух концах (рис. 24.5) или на одном. В первом случае конец шпильки с меньшей длиной резьбовой части предназначен для ввинчивания в резьбовое отверстие детали, другой – для навинчивания гайки. Во втором случае конец шпильки без резьбы соединяется с деталью с натягом. Шпильки изготавливаются двух типов: тип А – без проточки; тип Б – с проточкой. Шпильки применяются в тех соединениях, где конструкция одной из скрепляемых деталей не позволяет использовать болт и требуется частая сборка и разборка соединения.

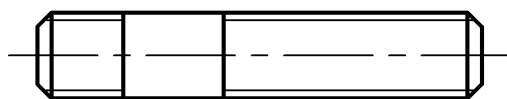


Рис. 24.5. Шпилька

Ввинчиваемый конец шпильки входит в резьбовое отверстие детали на всю глубину. Глубина резьбового отверстия должна быть больше длины ввинчиваемого конца шпильки примерно на $0,5d$.

Винты, как и болты, имеют головку на одном конце и резьбовую часть на другом конце стального стержня в двух исполнениях (рис. 24.6).

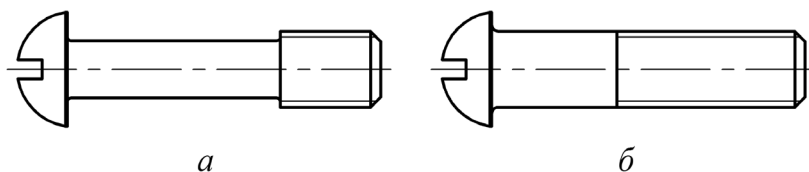


Рис. 24.6. Винт нормальной точности с полукруглой головкой:
а – исполнение 1; б – исполнение 2

На головке чаще всего есть шлиц ($0,2d$) или крестообразные впадины под отвертку, встречаются также винты с шестигранной и квадратной головкой под ключ или внутренним шестигранным углублением под ключ.

Винты применяются, главным образом, для крепления деталей, испытывающих небольшие нагрузки (крышки, ограждения). В прикрепляемой детали просверливается сквозное отверстие, диаметр которого должен быть больше диаметра винта ($1,1d$).

Гайками называют детали с внутренней резьбой, которые навинчиваются на стержень болта, винта, шпильки, стягивая соединяемые детали.

По форме головки гайки могут быть: *шестигранные* (рис. 24.7, а, б), *корончатые* (рис. 24.7, в), *прорезные* (рис. 24.7, г), *гайки-барашки*, *круглые*, *колпачковые*. Наибольшее распространение получили гайки шестигранной формы нормальной точности, которые имеют три исполнения: исполнение 1 – с двумя фасками (рис. 24.7, а); исполнение 2 – с одной фаской (рис. 24.7, б), исполнение 3 – с буртиком. Шестигранные гайки могут быть *низкими*, *нормальными* и *высокими*.

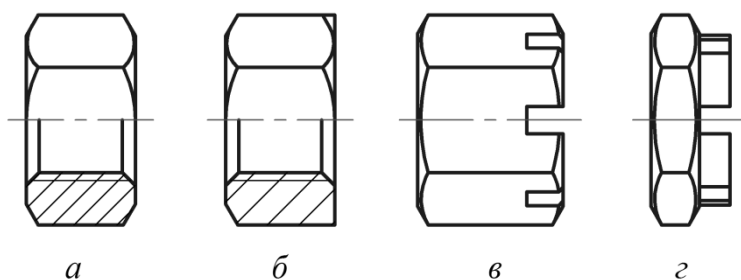


Рис. 24.7. Гайка с шестигранной головкой

Корончатые (рис. 24.7, в) и прорезные гайки (рис. 24.7, г) применяются для возможности предупреждения самоотвинчивания. Через прорезы в гайках и отверстия в стержне болта, винта или шпильки вставляют шплинт.

Шайбы представляют собой металлический диск (рис. 24.8, а) или пластину (рис. 24.8, б) с отверстием под стержень болта, винта или шпильки. Отверстие в шайбе должно быть несколько больше ($1,05d$) диаметра стержня.

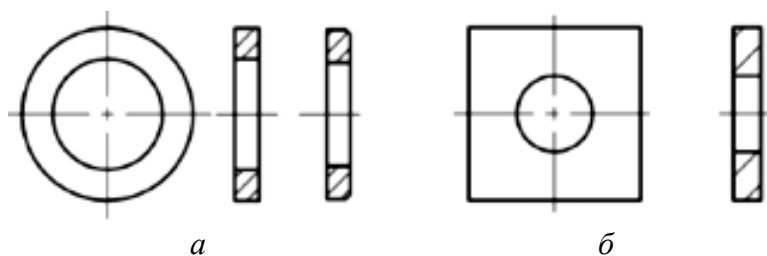


Рис. 24.8. Шайба:
а – круглая; б – прямоугольная

Шайбы должны обязательно подкладываться под вращающиеся гайки, головки болтов или винтов для предохранения поверхностей скрепляемых деталей от задира и смятия при завинчивании или создания большей опорной поверхности, а также для стопорения от самоотвинчивания.

24.4. Силовые соотношения, КПД винтовой пары. Условие самоторможения резьбового соединения

Рассмотрим усилия, возникающие в винтовой паре с прямоугольной резьбой. Заменяем гайку ползуном, который перемещается по витку резьбы под действием окружной силы F_t (рис. 24.9). Развернем виток резьбы винта по среднему диаметру d_2 в наклонную плоскость, по которой перемещается ползун (элемент гайки).

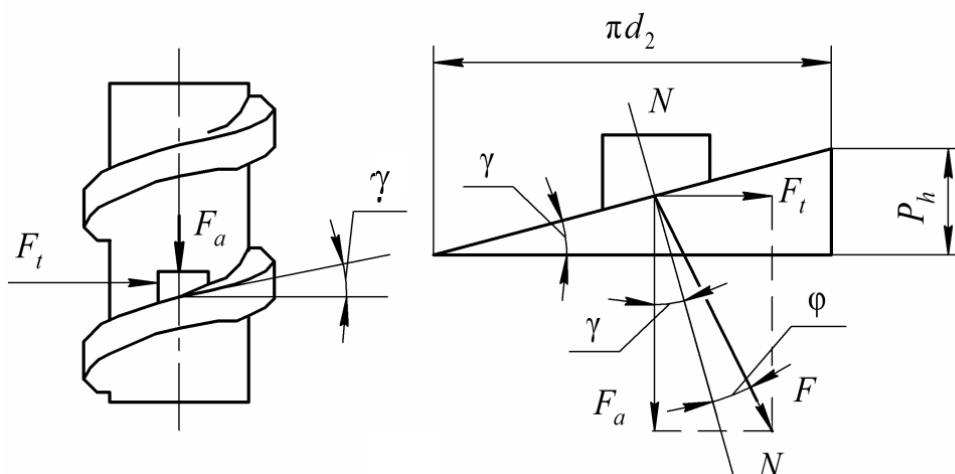


Рис. 24.9. Силовые соотношения в резьбе

Рассмотрим перемещение ползуна, соответствующее завинчиванию гайки.

Под действием силы F_t ползун, испытывающий осевую силу F_a (сила затяжки), перемещается вверх по наклонной плоскости, сила F будет отклоняться на угол φ в сторону подъема.

Разложим равнодействующую силу F на две составляющие: осевую F_a и окружную F_t . Из рис. 24.9 следует, что

$$F_t = F_a \operatorname{tg}(\gamma + \varphi), \quad (24.1)$$

где γ – угол подъема резьбы.

Крутящий момент трения $T_{\text{тр.рез}}$ в резьбе, создаваемый окружной силой F_t при навинчивании гайки, составит:

$$T_{\text{тр.рез}} = 0,5d_2 F_t,$$

или

$$T_{\text{тр.рез}} = 0,5d_2 F_a \operatorname{tg}(\gamma + \varphi). \quad (24.2)$$

В затянутом болтовом соединении всегда осевая сила больше нуля ($F_a > 0$), тогда $\operatorname{tg}(\varphi - \gamma) > 0$, но это возможно только при условии $\varphi > \gamma$. Таким образом, чтобы винтовая пара была самотормозящей, необходимо, чтобы угол трения (φ) был больше угла подъема винтовой линии (γ) ($\varphi > \gamma$).

Определим силы трения в резьбе $F_{\text{тр}} = f F_n$. В прямоугольной резьбе $F_a = F_n$; F_n – нормальная сила; f – коэффициент трения. При наклонном профиле

$$F_n = \frac{F_a}{\cos \psi}.$$

Тогда

$$F_{\text{тр}} = f F_n = \frac{f F_a}{\cos \psi} = f' F_a, \quad (24.3)$$

где f' – приведенный коэффициент трения; ψ – угол наклона профиля витка резьбы:

$$f' = \frac{f}{\cos \psi}. \quad (24.4)$$

Из (24.4) следует, что с увеличением угла ψ сила трения увеличивается. Во всех крепежных резьбовых соединениях применяется метрическая резьба с углом наклона профиля 30° , где наибольшая сила трения, и тем самым создается лучшее условие защиты от самоотвинчивания гаек и винтов.

Угол трения определяется как $\varphi = \operatorname{arctg}(f)$. Но так как тангенс малых углов равен числовым значениям самих углов, можно принять, что $\varphi = f$ – соотношение коэффициентов трения f и f' , которое соответствует соотношению между углами трения φ и φ' :

$$\varphi' = \frac{\varphi}{\cos(\psi)}, \quad (24.5)$$

где φ' – приведенный угол трения.

Окружную силу в резьбах любого профиля можно записать следующим образом:

$$F_t = F_a \operatorname{tg}(\gamma + \varphi'), \quad (24.6)$$

а крутящий момент трения в резьбе

$$T_{\text{тр.рез}} = 0,5d_2 F_a \operatorname{tg}(\gamma + \varphi'). \quad (24.7)$$

Условие самоторможения выполняется, когда $\varphi' > \gamma$.

Коэффициент полезного действия (КПД) винтовой пары.
Из рис. 24.9 видно, что коэффициент полезного действия винтовой пары можно определить как

$$\eta = \frac{W_{\text{п.п}}}{W_{\text{з.п}}}, \quad (24.8)$$

где $W_{\text{п.п}}$ – полезная работа подъема ползуна (гайки или винта) за один оборот:

$$W_{\text{п.п}} = F_a P_h, \quad (24.9)$$

так как $P_h = \pi d_2 \operatorname{tg}(\gamma)$ (см. рис. 24.9), то

$$W_{\text{п.п}} = F_a \pi d_2 \operatorname{tg}(\gamma); \quad (24.10)$$

$W_{\text{з.п}}$ – работа, затраченная на перемещение ползуна за один оборот:

$$W_{\text{з.п}} = F_t \pi d_2. \quad (24.11)$$

Подставив в (24.8) выражения (24.10) и (24.11) и учтя (24.6), получим

$$\eta = \frac{F_a \pi d_2 \operatorname{tg} \gamma}{F_a \pi d_2 \operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}. \quad (24.12)$$

Из (24.12) следует, что для самотормозящей винтовой пары при $\varphi' > \gamma$ значение КПД $\eta < 0,5$.

Для увеличения КПД резьбовой пары применяют:

- 1) многозаходную резьбу, так как у нее более высокое значение γ ;
- 2) прямоугольную или трапецеидальную резьбу, поскольку у нее минимальное значение φ' ;
- 3) антифрикционные материалы;
- 4) смазку резьбы;
- 5) уменьшение шероховатости поверхностей витков резьбы.

24.5. Способы стопорения резьбовых соединений

Все крепежные резьбы удовлетворяют условию самоторможения, поскольку угол подъема резьбы γ всегда значительно меньше угла трения. Однако практика эксплуатации машин показала, что при переменных нагрузках и вибрациях происходит самоотвинчивание гаек и винтов ф. Существуют многочисленные *средства стопорения резьбовых соединений*:

1) *дополнительным трением в резьбе при помощи контргаек, пружинных шайб и т. д.* При стопорении контргайкой дополнительное трение в резьбе возникает за счет упругих сил растянутого участка стержня болта между гайками. В настоящее время контргайки применяются редко из-за их двойного расхода и недостаточной надежности стопорения.

Пружинные шайбы представляют собой один виток цилиндрической винтовой пружины с квадратным сечением и заостренными краями. Вследствие большой упругости они поддерживают натяг в резьбе. Острые края шайбы, врезаясь в торцы гайки и детали, препятствуют самоотвинчиванию гайки;

2) *фиксирующими деталями*, такими как шплинты, проволока, различные стопорные шайбы с лапками, которые отгибают после завинчивания гаек или винтов;

3) *приваркой или пластическим деформированием*: расклепыванием, кернением. Применяются, когда соединения не требуют разборки;

4) *с помощью паст, лаков, красок и клеев.*

Лекция 25

РАСЧЕТ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА ПРОЧНОСТЬ

25.1. Расчет незатянутых болтов, нагруженных осевой растягивающей силой

Проведем расчет соединения, на резьбовой элемент которого действует только внешняя растягивающая сила F (без предварительной затяжки). Примером подобного соединения является крепление грузовой скобы (рис. 25.1). Опасным будет сечение, ослабленное нарезкой резьбы.

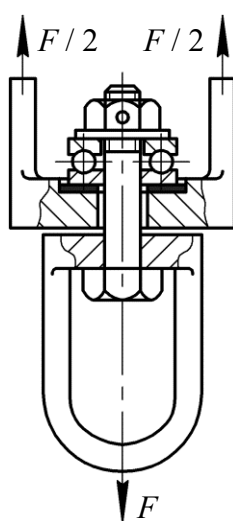


Рис. 25.1. Грузовая скоба

Расчет сводится к определению внутреннего диаметра резьбы d_1 при выполнении условия прочности на растяжение $[\sigma_p]$:

$$\sigma_p = \frac{F}{A_p} \leq [\sigma_p], \quad (25.1)$$

где F – растягивающая сила, Н; A_p – площадь опасного сечения, мм^2 , которая определяется по формуле

$$A_p = \frac{\pi d_1^2 Z}{4}, \quad (25.2)$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы, мм; Z – число болтов.

Подставив (25.2) в (25.1), получим:

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2 Z} \leq [\sigma_p]. \quad (25.3)$$

25.2. Расчет затянутых болтовых соединений без внешней нагрузки

Примером является *резьбовое соединение винтовой стяжкой* (рис. 25.2).

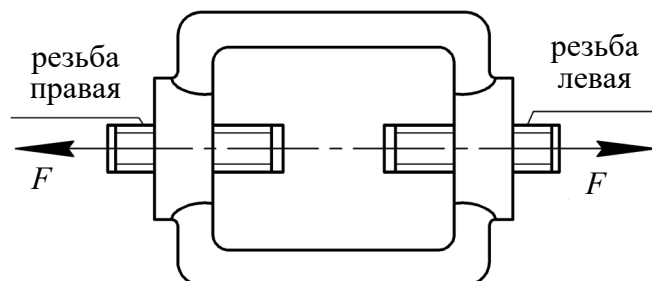


Рис. 25.2. Резьбовое соединение винтовой стяжкой

В данном случае винт испытывает совместное действие растяжения из-за силы затяжки и момента кручения от действия сил трения в резьбе. В этом случае расчет ведется по эквивалентному напряжению в болте $\sigma_{\text{экр}}$:

$$\sigma_{\text{экр}} = \frac{1,3F}{A_p} \leq [\sigma_p], \quad (25.4)$$

Таким образом, проектный расчет диаметра резьбы производится по следующей формуле:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3F_{\text{зат}}}{\pi[\sigma_p]}}, \quad (25.5)$$

где $F_{\text{зат}}$ – сила затяжки, Н; $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение растяжения, МПа.

25.3. Расчет болтовых соединений, нагруженных поперечной силой

В этом случае болт может ставиться как с зазором (рис. 25.3), так и без зазора (рис. 25.4) в отверстия деталей.

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 $F_{\text{зат}}$.

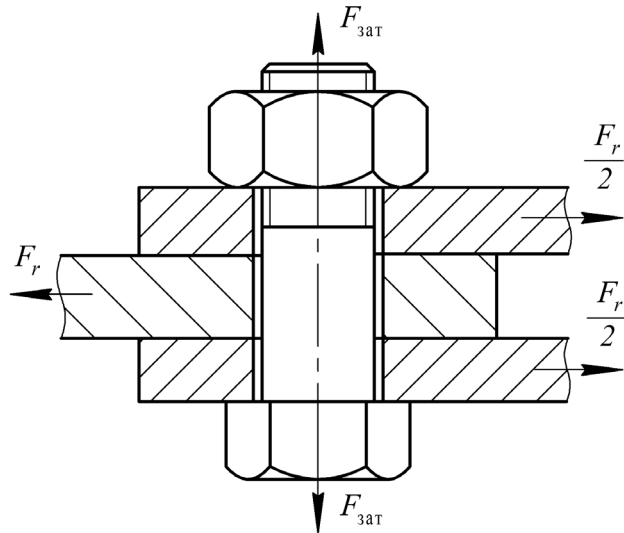


Рис. 25.3. Болт, поставленный с зазором

При этом должно выполняться условие

$$F_f > F_r. \quad (25.6)$$

Сила трения

$$F_f \geq F_{\text{зат}} f,$$

здесь f – коэффициент трения.

С учетом нескольких плоскостей стыка i , а также с учетом сил трения в резьбе

$$F_{\text{зат}} = \frac{1,3kF_r}{if}, \quad (25.7)$$

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.

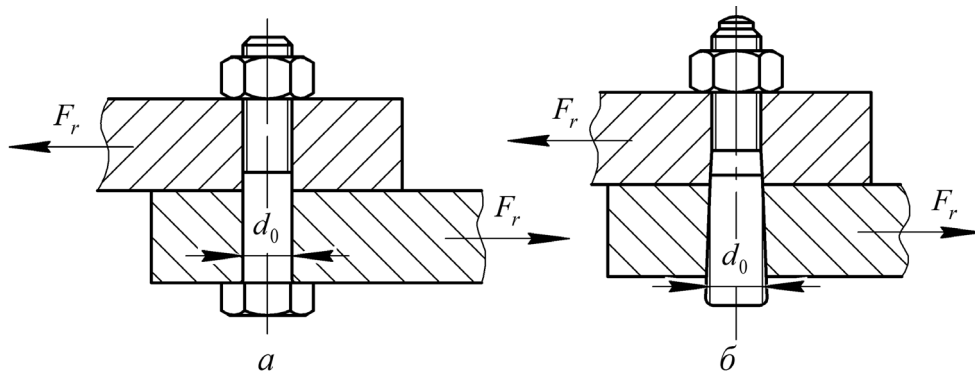


Рис. 25.4. Болты, поставленные без зазора в отверстия под развертку:
 а – цилиндрические; б – конические

Подставив (25.7) в (25.4), с учетом количества болтов получим

$$\sigma_p = \frac{1,3kF_r}{ifZA_p} \leq [\sigma_p], \quad (25.8)$$

где $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение растяжения, МПа; i – количество плоскостей стыка; Z – количество болтов.

Установка болта без зазора (рис. 25.4). В этом случае болт испытывает напряжения среза, и расчет производится по формулам:

$$\tau_{cp} = \frac{F_r}{A_p} \leq [\tau_{cp}]; \quad (25.9)$$

$$A_p = \frac{\pi d_0^2}{4} iZ, \quad (25.10)$$

здесь d_0 – размер диаметра болта по плоскости среза, мм; i – количество плоскостей среза.

Проектный расчет болта производится по формуле

$$d_0 \geq \sqrt{\frac{4F_r}{i\pi Z[\tau_{cp}]}} \quad (25.11)$$

где $[\tau_{cp}]$ – допускаемое напряжение сдвига, МПа.

Расчеты показали, что если болт поставлен с зазором, его диаметр больше, чем при установке болтов без зазора. Но так как соединения с зазором более технологичны, то, как правило, болты ставятся с зазором, а для их разгрузки от поперечной силы и уменьшения силы затяжки применяют разные втулки, штифты и др.

25.4. Расчет болтовых соединений, затянутых и нагруженных внешней осевой силой

Примером такого соединения может служить крепление болтами крышки работающего под внутренним давлением резервуара. Для данного соединения необходимо обеспечить отсутствие зазора между крышкой и резервуаром при приложении нагрузки, иначе говоря, обеспечить нераскрытие стыка.

Очевидно, что при осуществлении первоначальной затяжки болтового соединения силой F_z болт будет растянут, а соединяемые детали

сжаты. После приложения внешней осевой силы $F_{\text{вн}}$ болт получит дополнительное удлинение, в результате чего затяжка соединения несколько уменьшится. Поэтому суммарная нагрузка на болт $F_{\text{б}} < F_3 + F_{\text{вн}}$, а задача ее определения методами статики не решается.

Для удобства расчетов принято допущение, что часть внешней нагрузки $F_{\text{вн}}$ воспринимается болтом, остальная часть – соединяемыми деталями, а сила затяжки остается первоначальной, тогда $F_{\text{б}} = F_3 + \chi F_{\text{вн}}$ (χ – коэффициент внешней нагрузки, показывающий, какая ее часть воспринимается болтом).

Так как до раскрытия стыка деформации болта и соединяемых деталей под действием силы $F_{\text{вн}}$ равны, то можно записать

$$\chi F_{\text{вн}} \lambda_{\text{б}} = (1 - \chi) F_{\text{вн}} \lambda_{\text{д}}, \quad (25.12)$$

где $\lambda_{\text{б}}$, $\lambda_{\text{д}}$ – соответственно податливость (т. е. деформация под действием силы в 1 Н) болта и соединяемых деталей. Из последнего равенства получим:

$$\chi = \frac{\lambda_{\text{д}}}{\lambda_{\text{д}} + \lambda_{\text{б}}}.$$

Отсюда видно, что с увеличением податливости соединяемых деталей при постоянной податливости болта коэффициент внешней нагрузки будет увеличиваться. Поэтому при соединении металлических деталей без прокладок принимают $\chi = 0,2-0,3$, а с упругими прокладками $\chi = 0,4-0,5$.

Очевидно, что раскрытие стыка произойдет, когда часть внешней силы, воспринятой соединяемыми деталями, окажется равной первоначальной силе затяжки, т. е. при $(1 - \chi) F_{\text{вн}} = F_3$. Нераскрытие стыка будет гарантировано, если $F_3 = k(1 - \chi) F_{\text{вн}}$, где k – коэффициент надежности затяжки, равный при постоянной нагрузке 1,25–2,00, при переменной нагрузке – 2,5–4,0.

Выше было показано, что расчет затянутых болтов ведется по увеличенной в 1,3 раза силе затяжки F_3 . Поэтому в рассматриваемом случае необходимо использовать условие прочности (14.14), а расчетная сила будет $F = 1,3F_3 + \chi F_{\text{вн}}$.

25.5. Допускаемые напряжения

На практике расчет резьбы на прочность производят не по истинным, а по условным напряжениям, которые сравнивают с допускаемыми напряжениями, установленными экспериментальным путем.

Выход из строя болтов и винтов обычно происходит вследствие разрывов стержня по резьбе или переходному сечению у головки по причине разрушения резьбы или отрыва головки. Шпильки выходят из строя из-за разрыва стержня по резьбе. Так как размеры стандартных болтов, винтов и шпилек отвечают условию их равнопрочности, то расчет обычно производят по одному критерию работоспособности – прочности нарезанной части стержня. Из проектного расчета на прочность определяют номинальный диаметр. Длину принимают в зависимости от толщины соединения деталей. Остальные размеры болта, винта и шпильки, а также гайки, шайбы и гаечных замков выбирают в зависимости от диаметра резьбы по соответствующим стандартам.

Допускаемые напряжения при расчете болтов, винтов, шпилек принимаются в зависимости от условий работы соединения, материала, технологии изготовления и монтажа (контролируемая или неконтролируемая затяжка).

Значения допускаемых напряжений прочности на растяжение $[\sigma_p]$ при постоянных нагрузках определяются по формуле

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[S]}, \quad (25.13)$$

где σ_T – предел текучести, который выбирается в зависимости от класса прочности и материала изготовления; $[S]$ – допускаемый коэффициент безопасности.

Значения допускаемого коэффициента запаса прочности зависят от характера нагрузки (статическая или динамическая), качества монтажа соединения (контролируемая или неконтролируемая затяжка), материала крепежных деталей (углеродистая или легированная сталь) и их номинальных диаметров.

Ориентировочно при статической нагрузке крепежных деталей из углеродистых сталей:

$[S] = 1,5-2,0$ (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).

При переменной нагрузке значения допускаемых коэффициентов запаса прочности рекомендуются в пределах $[S] = 2,5-4,0$, причем за предельное напряжение принимают предел выносливости материала крепежной детали.

В расчетах на срез значения допускаемых напряжений берут в пределах: $[\tau_{ср}] = (0,2-0,3) \sigma_T$ (меньшие значения для легированных сталей).

Лекция 26 ШПОНОЧНЫЕ, ШЛИЦЕВЫЕ, ПРОФИЛЬНЫЕ И ШТИФТОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

26.1 Шпоночные соединения. Общие сведения. Классификация

Шпоночное соединение (рис. 26.1) состоит из вала, шпонки и ступицы колеса (шкива или другой детали). Шпоночные соединения предназначены для жесткого соединения валов с насаженными на них деталями и передачи между ними вращающего момента.

Достоинства:

- простота и надежность конструкции;
- легкость сборки и разборки соединения;
- невысокая стоимость.

Недостатки:

- снижение нагрузочной способности сопрягаемых деталей из-за уменьшения их поперечных сечений шпоночными пазами;
- значительная концентрация напряжений в зоне этих пазов.

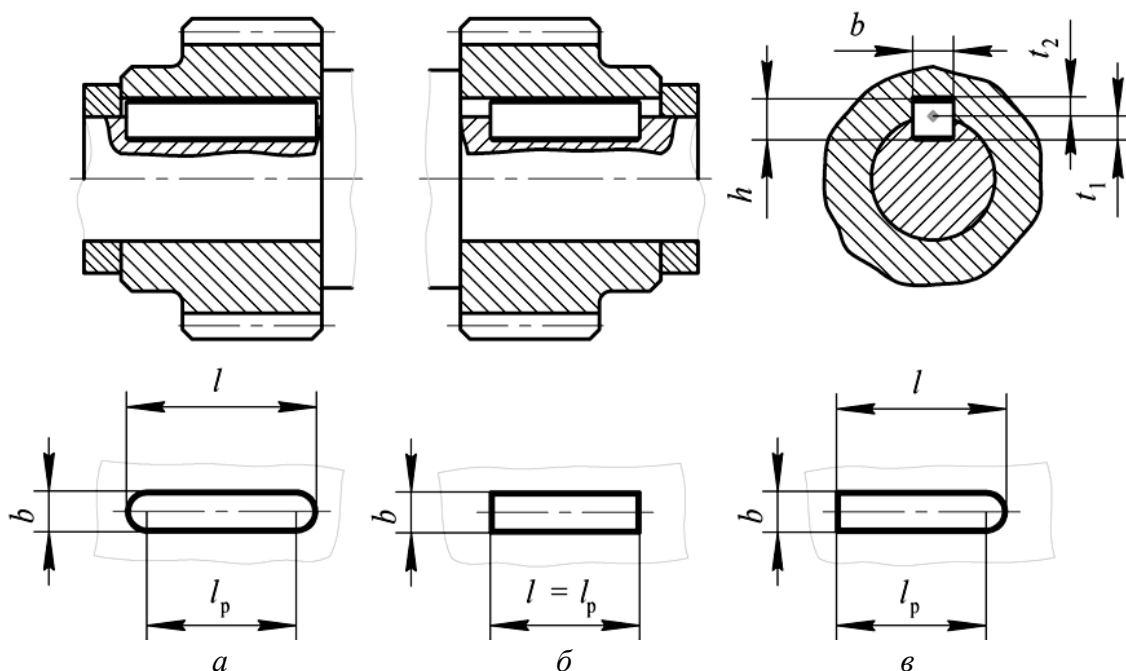


Рис. 26.1. Соединение призматическими шпонками:
а – исполнение 1; б – исполнение 2; в – исполнение 3

Все шпоночные соединения делятся на ненапряженные и напряженные. Ненапряженные соединения получают при использовании шпонок:

- призматических (рис. 26.1, 26.2);
- сегментных (рис. 26.3);
- круглых (рис. 26.4).

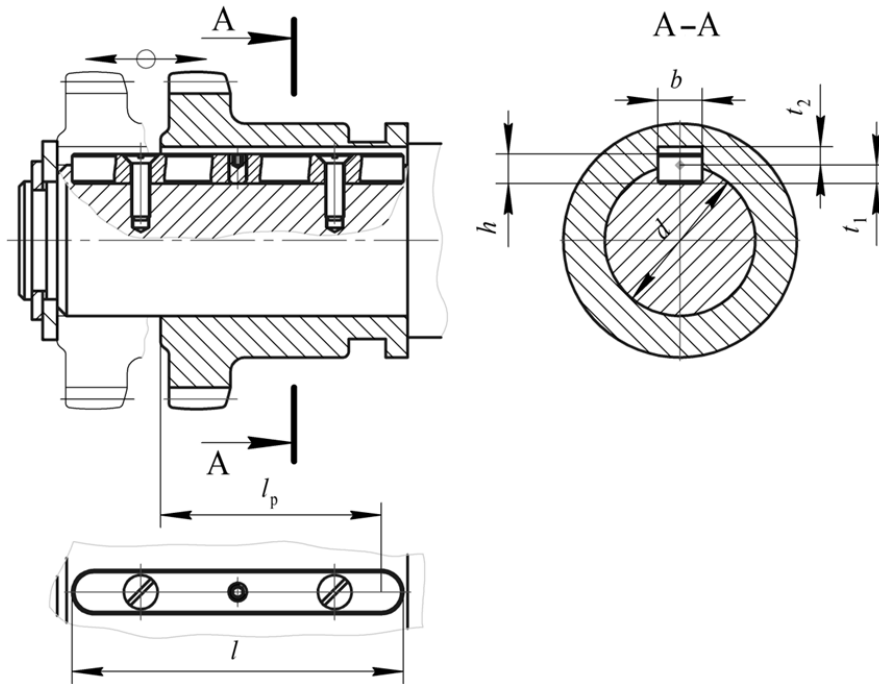


Рис. 26.2. Соединение призматическими направляющими шпонками

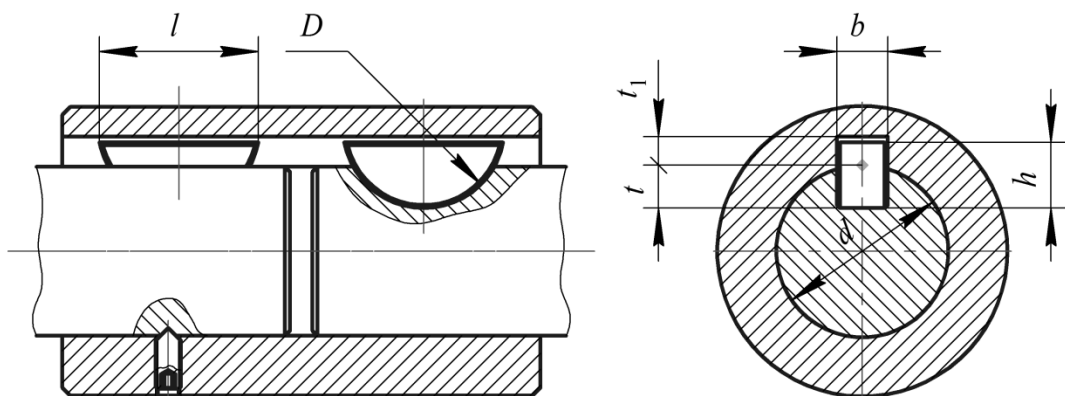


Рис. 26.3. Соединение сегментной шпонкой

Напряженные соединения получают при использовании шпонок:

- клиновых (рис. 26.5);
- тангенциальных (рис. 26.6).

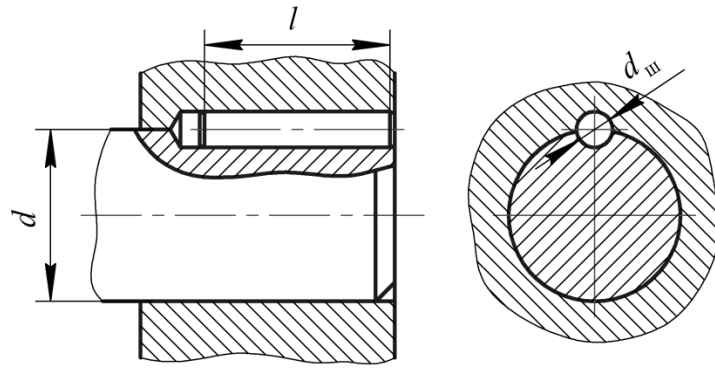


Рис. 26.4. Соединение круглой шпонкой

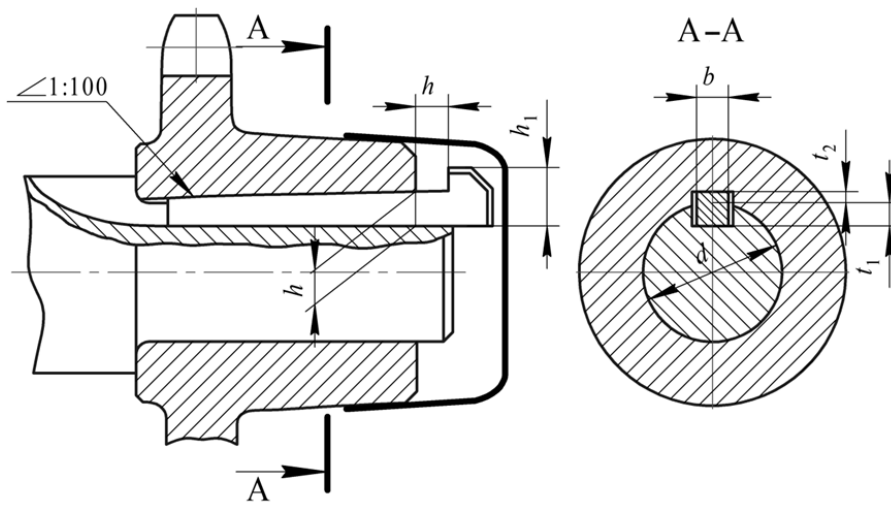


Рис. 26.5. Соединение клиновой врезной шпонкой

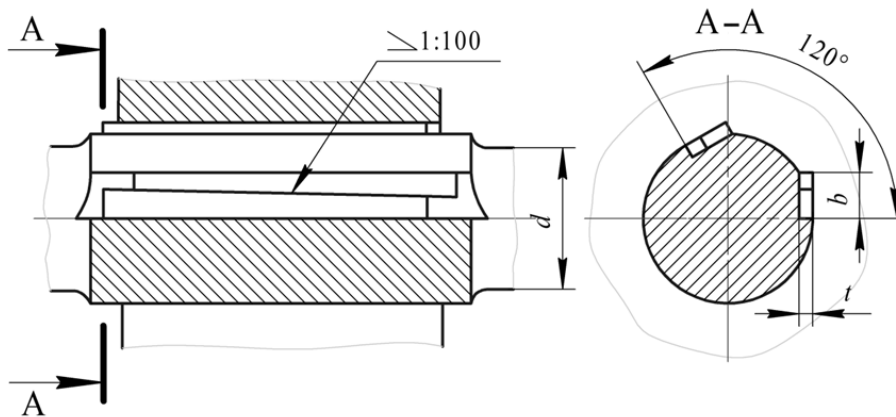


Рис. 26.6. Соединение тангенциальной шпонкой

Конструкции соединений *призматическими шпонками* приведены на рис. 26.1. Размеры призматических шпонок стандартизованы по ГОСТ 23360–78.

По форме торцов призматические шпонки бывают:

- со скругленными торцами – исполнение 1 (рис. 26.1, а);
- с плоскими торцами – исполнение 2 (рис. 26.1, б);
- одним плоским, а другим скругленным торцом – исполнение 3 (рис. 26.1, в).

Призматические направляющие шпонки, закрепленные на валу, применяются в подвижных соединениях, чтобы перемещать ступицу вдоль вала (рис. 26.2).

Сегментные шпонки (рис. 15.3), как и призматические, работают боковыми гранями и создают ненапряженное соединение. Размеры сегментных шпонок стандартизированы по ГОСТ 24071–97.

Клиновые шпонки (рис. 26.5) имеют форму скошенных самотормозящих клиньев с наклоном 1:100. Такой же наклон имеют пазы в ступицах. Клиновые шпонки бывают с головкой и без головки. Клиновые шпонки работают широкими гранями, в отличие от призматических и сегментных – на боковых гранях имеется зазор. Размеры клиновых шпонок стандартизированы по ГОСТ 24068–80.

Тангенциальные шпонки (рис. 26.6) 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°.

Размеры тангенциальных шпонок стандартизированы по ГОСТ 24069–97 и 24070–80. Длина шпонки принимается на 10–15% больше длины ступицы насаженной детали.

26.2. Расчет шпоночных соединений на прочность

Материал шпонок и допускаемые напряжения соединений. Для изготовления шпонок используют конструкционные углеродистые марки сталей с пределом прочности не ниже 550 МПа. Величина допускаемых напряжений зависит от режима работы, прочности материала вала и ступицы, но обязательно меньше, чем допускаемые напряжения материала ступицы и вала. Наиболее часто применяют стали Ст5, Ст6, сталь 45, сталь 50. Легированную сталь применяют редко.

Призматические шпонки и клиновые шпонки без головок изготавливают из чистотянутой стали. Сегментные шпонки выполняют из цельнотянутой стали сегментного профиля.

Значения допускаемых напряжений назначают в зависимости от характера нагрузки (статическая или динамическая), условий работы соединения (ступица перемещается относительно вала или перемещение отсутствует), степени достоверности величины нагрузки.

Допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{см}]$ в неподвижных шпоночных соединениях определяют по формуле

$$[\sigma_{см}] = \frac{\sigma_T}{[S]}, \quad (26.1)$$

где σ_T – предел текучести наиболее слабого материала деталей (вал, шпонка или ступица); $[S]$ – коэффициент запаса прочности. При точном учете нагрузок $[S] = 1,25$, в остальных случаях $[S] = 1,5–2,0$.

При изготовлении шпонок из чистотянутой стали согласно ГОСТ 8787–68 принимают $[\sigma_{см}] = 80–150 \text{ Н/мм}^2$ (меньшие значения для ступиц из чугуна и алюминиевых сплавов). При изготовлении шпонок из стали 45 принимают: $[\sigma_{см}] = 50–70 \text{ Н/мм}^2$ при непрерывном использовании передач с полной нагрузкой; $[\sigma_{см}] = 130–180 \text{ Н/мм}^2$ – при среднем режиме использования; $[\sigma_{см}] = 20 \text{ Н/мм}^2$ – для ступиц из текстолита и древеснослоистых полимеров.

Допускаемое напряжение на срез шпонок $[\tau_{ср}] = 70–100 \text{ Н/мм}^2$.

Расчет шпоночных соединений. Так как все размеры шпонок стандартизированы и зависят от размеров вала и ступицы, расчет шпоночных соединений, как правило, производится как проверочный.

Призматические, сегментные и круглые шпонки работают боковыми гранями. Проверочный расчет проводится из условия прочности на смятие по условию

$$\sigma_{см} = \frac{F_p}{A_p} \leq [\sigma_{см}], \quad (26.2)$$

где F_p – расчетная сила, Н; A_p – расчетная площадь поверхности смятия шпонки, мм^2 ; $[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение смятия, Н/мм^2 .

Для всех ненапряженных шпонок расчетная сила определяется по формуле

$$F_p = \frac{2T}{d}, \quad (26.3)$$

здесь T – крутящий момент на валу, $\text{Н} \cdot \text{мм}$; d – диаметр вала, мм .

Площадь смятия:

– для призматической шпонки

$$A_p = (h - t_1)l_p, \quad (26.4)$$

где h – высота шпонки, мм; t_1 – глубина шпоночного паза на валу, мм; l_p – рабочая длина шпонки (зависит от исполнения, рис. 26.1);

– для сегментной шпонки

$$A_p = (h - t)l; \quad (26.5)$$

– для круглой шпонки

$$A_p = 0,5d_{ш}l, \quad (26.6)$$

где $d_{ш}$ – диаметр шпонки, мм; l – длина шпонки.

Поскольку сегментные шпонки исполняются шириной меньше других типов шпонок, их дополнительно проверяют на срез по условию

$$\tau_{ср} = \frac{F_p}{A_{ср}} \leq [\tau_{ср}], \quad (26.7)$$

здесь $A_{ср}$ – расчетная площадь среза шпонки, мм²; $[\tau_{ср}]$ – допустимое напряжение среза, Н/мм².

Площадь среза определяется по формуле

$$A_{ср} = bl, \quad (26.8)$$

где b – ширина шпонки, мм.

Клиновые шпонки. В клиновых шпонках неподвижность вала и ступицы обеспечивается за счет сил трения, которые образуются в соединении от запрессовки шпонки. В этом случае момент сил трения T_f должен быть больше передаваемого крутящего момента T .

$$T_f = F_f \frac{d}{2}, \quad (26.9)$$

где F_f – сила трения между шпонкой, ступицей и валом, Н; d – диаметр вала, мм.

$$F_f = F_n f, \quad (26.10)$$

где f – коэффициент трения; F_n – нормальная сила, создаваемая от усилия запрессовки клиновой шпонки.

При выполнении практических расчетов определяют максимальный крутящий момент, который может обеспечить соединение:

$$T \leq \frac{bl_p}{12} \left[b + 3 \left(1 + \frac{4}{\pi} \right) fd \right] [\sigma_{см}], \quad (26.11)$$

где b – ширина шпонки, мм; l_p – рабочая длина шпонки, определяемая из расчета, мм; $f = 0,15–0,20$ – коэффициент трения между шпонкой и насаживаемой деталью, когда поверхности сухие, вал и шпонка стальные, втулка стальная или чугунная; d – диаметр вала, мм.

При выполнении проверочного расчета прочность на смятие широкой грани в соединении одной шпонкой определяется по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{12T}{bl_p(b + 6fd)} \leq [\sigma_{см}]. \quad (26.12)$$

Тангенциальные шпонки. Проверочный расчет тангенциальных шпонок выполняют по напряжениям смятия

$$\sigma_{см} = \frac{T}{(0,45 + 0,5f)dlt_p} \leq [\sigma_{см}], \quad (26.13)$$

где t – ширина рабочей грани шпонки, мм.

Максимальный крутящий момент, передаваемый шпонками, определяется по формуле

$$T \leq (0,45 + 0,5f)dlt_p[\sigma_{см}]. \quad (26.14)$$

Круглые шпонки (рис. 26.4) применяют при расположении ступицы насаживаемой детали на конце вала. Они являются разновидностью призматических шпонок. Отверстие под шпонку сверлят и обрабатывают разверткой после посадки ступицы на вал. При больших нагрузках ставят несколько шпонок под таким углом, чтобы радиальные усилия, вызванные запрессовкой шпонок, были уравновешены.

Круглые цилиндрические и конические шпонки не стандартизованы. Диаметр $d_{ш}$ принимается равным высоте h призматической шпонки, соответствующей диаметру вала d .

Условия прочности одной шпонки на смятие определяют по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{4T}{dd_{ш}l} \leq [\sigma_{см}], \quad (26.15)$$

а условие прочности на срез – по формуле

$$\tau_{ср} = \frac{2T}{dd_{ш}l} \leq [\tau_{ср}]. \quad (26.16)$$

26.3. Шлицевые соединения. Общая характеристика, расчет

Шлицевое соединение условно можно рассматривать как многошпоночное, у которого шпонки, называемые шлицами (зубьями), выполнены как одно целое с валом и входят в соответствующие пазы ступицы детали.

Шлицы фрезеруют на валу или нарезают на зубообрабатывающих станках методом обкатки, а пазы в ступицах получают протягиванием.

Достоинства:

- возможность передачи больших моментов;
- высокая надежность при динамических и реверсивных нагрузках;
- повышенная прочность соединения вследствие увеличения суммарной рабочей поверхности шлицев или уменьшения глубины пазов и равномерного распределения нагрузки по окружности вала;
- более точное центрирование ступицы на валу.

Эти преимущества позволяют использовать шлицевые соединения в высоконагруженных быстроходных машинах (автотракторная промышленность, станкостроение, авиастроение и т. д.).

Недостатки:

- более сложная технология изготовления;
- более высокая стоимость.

Шлицевые соединения бывают неподвижные – для закрепления деталей на валу и подвижные, допускающие перемещение детали вдоль вала. По форме профиля шлицев (зубьев) различают три типа соединений: прямобочные (рис. 26.7), эвольвентные и треугольные (рис. 26.8).

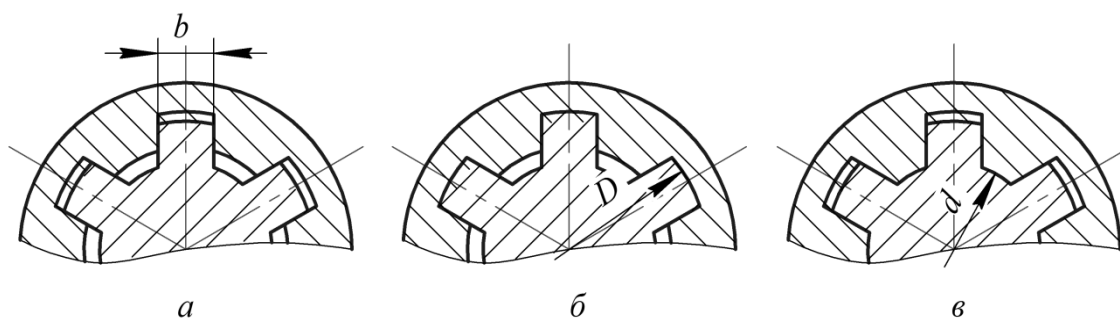


Рис. 26.7. Размеры поперечного сечения и способы центрирования прямобочного шлицевого соединения

Прямобочные соединения наиболее распространены в машиностроении. Существуют легкая, средняя и тяжелая серии.

Центрирование ступицы на валу осуществляется:

- по боковым сторонам шлицев (по размеру b) (рис. 26.7, *a*);
- наружному D (рис. 26.7, *б*);
- внутреннему d (рис. 26.7, *в*) диаметрам.

Эвольвентные шлицевые соединения (рис. 26.8, *a*) центрируются по боковым сторонам шлицев. Имеют более высокую точность и прочность шлицев благодаря большому их числу и скруглению впадин. Основные стандартные параметры эвольвентного соединения:

- номинальный диаметр D ;
- угол профиля $\alpha = 30^\circ$;
- модуль m , диаметр делительной окружности $d = mz$, где z – число зубьев.

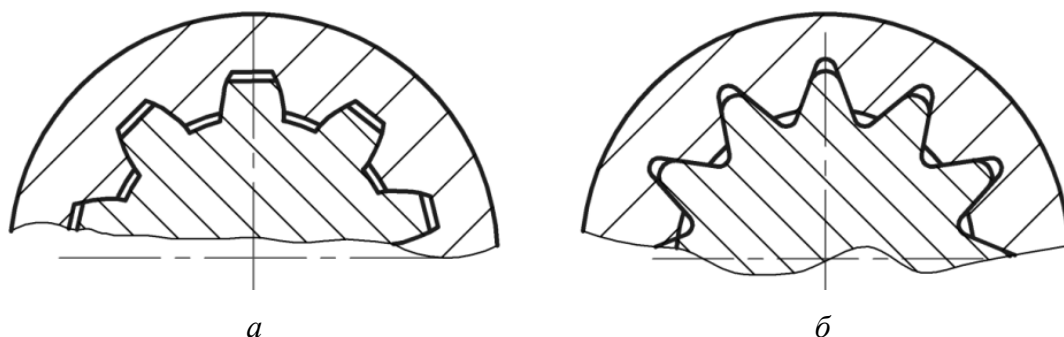


Рис. 26.8. Шлицевые соединения

Стандарт предусматривает номинальные диаметры от 4 до 500 мм, модули от 0,5 до 10 мм и число зубьев от 6 до 82. Высота зубьев вала и втулки равна m .

Треугольные шлицевые соединения (рис. 26.8, *б*) нестандартизованы, используются в приборостроении.

Расчет шлицевых соединений. Основным критерием работоспособности шлицевых соединений является сопротивление рабочих поверхностей зубьев смятию и изнашиванию.

Нагрузочная способность соединения определяется как меньшее из двух значений, полученных по расчету на смятие и на износ. Соединения типа муфт, нагружаемые только крутящим моментом, на износ не рассчитываются.

Расчет на смятие производится по условию

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d_{\text{ср}} A_{\text{см}}} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (26.17)$$

где T – вращающий момент; $d_{\text{ср}} = (D + d) / 2$ – средний диаметр шлицевого соединения; $A_{\text{см}}$ – площадь смятия; $[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемое среднее давление из расчета на смятие.

Для прямобочного соединения

$$A_{\text{см}} = h_p l z,$$

здесь h_p – рабочая высота зубьев; l – длина ступицы; z – число зубьев.

Допускаемое среднее давление из расчета на смятие

$$[\sigma_{\text{см}}] = \frac{\sigma_t}{[s] k_{\text{см}} k_d}, \quad (26.18)$$

здесь σ_t – предел текучести материала; $[s] = 1,25-1,40$ – допускаемый коэффициент запаса прочности; $k_{\text{см}} = 4-5$ – общий коэффициент концентрации нагрузки; $k_d = 2,0-2,5$ – коэффициент динамичности нагрузки.

Аналогично производится расчет соединения и на износ, только вместо $[\sigma_{\text{см}}]$ используется $[\sigma_{\text{изн}}]$.

26.4. Штифтовые и профильные соединения

Штифтовые соединения. Штифтовым называется соединение составных частей изделия с применением штифта. Штифтовые соединения применяют для установления точного взаимного положения деталей (рис. 26.9, а) и при передаче сравнительно небольших вращательных моментов (рис. 26.9, б). Для закрепления деталей на конце вала применяется соединение, в котором штифт выполняет роль круглой шпонки. В качестве распространенного примера можно привести фиксацию двумя штифтами взаимного положения корпуса и крышки редуктора (рис. 26.9, а), что необходимо при совместной механической обработке этих деталей и сборке редуктора.

Достоинства:

- простота конструкции;
- технологичность;
- низкая стоимость.

Недостатки:

- ослабление сечения вала отверстием и связанная с этим концентрация напряжений;
- низкая нагрузочная способность.

Конструкция и размеры штифтов регламентированы многими стандартами.

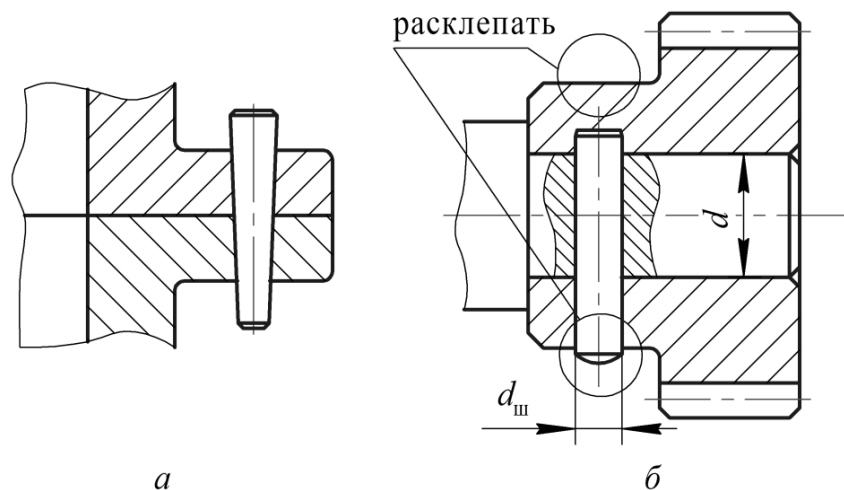


Рис. 26.9. Штифтовые соединения

Основные типы стандартных штифтов:

- конический гладкий;
- конический насеченный;
- цилиндрический гладкий;
- цилиндрический насеченный;
- пружинный и т. д.

Гладкие конические и цилиндрические штифты чаще всего применяют в качестве установочных для фиксации взаимного положения соединяемых деталей; отверстия под штифты в этих деталях сверлят и разворачивают совместно. Цилиндрические штифты ставят в отверстия с натягом; в движущихся соединениях концы штифтов расклепывают. Конические штифты изготавливают с конусностью 1:50, обеспечивающей самоторможение; они допускают многократную сборку – разборку и поэтому применяются чаще.

Хорошо зарекомендовали себя в качестве крепежных насеченные штифты, так как они не требуют развертывания отверстий при установке, при забивании надежно сцепляются со стенками отверстия, допускают многократную сборку – разборку без заметного ухудшения сцепления.

Пружинные штифты вальцуют из ленты пружинной стали и закалывают. Ввиду большой податливости их можно устанавливать в грубо обработанные отверстия, при этом обеспечивается надежное сцепление при вибрационных и ударных нагрузках, допускается многократная разборка и сборка.

Штифты обычно изготавливают из углеродистой или пружинной стали, для соединения пластмассовых деталей применяют штифты из пластмасс.

Критерием работоспособности крепежного штифтового соединения является прочность. Диаметр $d_{ш}$ штифта можно определить из расчета его на срез по двум поперечным сечениям. Для цилиндрического штифта диаметр определяется из расчета на срез.

Насеченные штифты рассчитывают так же, как и гладкие, но с коэффициентом ослабления, равным 1,3–1,5.

Профильные соединения. Профильным называется соединение, у которого сопрягаемые поверхности составных частей изделия имеют форму определенного профиля. Наиболее распространенным примером такого соединения является посадка ручек или маховиков на оси и валы с концами квадратного или треугольного сечения (рис. 26.10). Более совершенны соединения с овальным профилем, которые могут быть цилиндрическими или коническими.

Достоинства:

- в соединениях с овальным профилем практически отсутствует концентрация напряжений;
- обеспечивается лучшее центрирование деталей;
- отсутствуют резкие переходы в форме сечения, что снижает опасность появления трещин при термообработке.

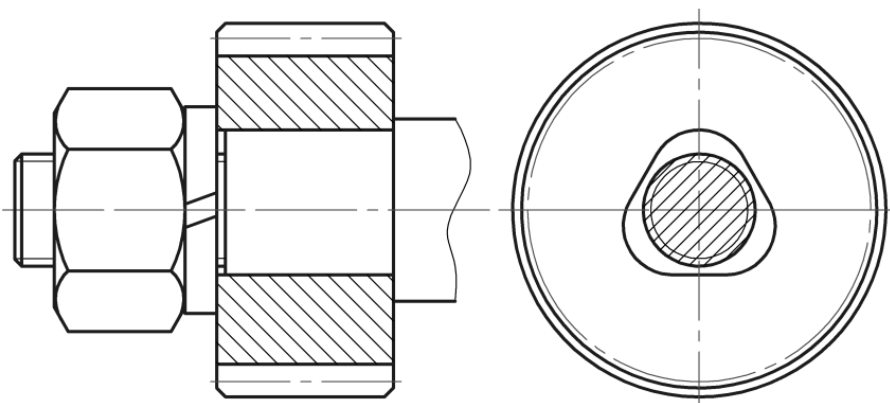


Рис. 26.10. Профильное соединение

Недостатки:

- возникновение действующих на ступицу распорных сил;
- значительно большие напряжения смятия, в результате чего несущая способность профильных соединений ниже.

Расчет профильных соединений заключается в проверке прочности рабочих поверхностей на смятие, а ступицы – дополнительно на радиальную деформацию.



Часть II ТОЧНОСТЬ И ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН И ИХ СОЕДИНЕНИЙ

Лекция 27 ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О КАЧЕСТВЕ, ТОЧНОСТИ, МЕТРОЛОГИИ И ТЕХНИЧЕСКИХ ИЗМЕРЕНИЯХ

27.1. Краткая характеристика и особенности развития современного машиностроения. Проблема повышения качества изделий машиностроения

Успешное развитие экономики любой страны на современном этапе теснейшим образом связано с развитием науки и техники, уровнем научных и инженерных разработок, а также эффективностью их использования.

В современном производстве работа машин и механизмов сопряжена с достаточно сложными условиями (требованиями к высокой производительности с высоким КПД, отсюда, в зависимости от назначения и специфики эксплуатации, – высокие скорости, мощности, температуры, давление, вибрации и т. д.). Все это предъявляет к машинам и механизмам повышенные требования к их надежности при минимальной стоимости, экологичности, эстетичности и т. д. и приводит во многих случаях к усложнению изделия.

Кроме того, научно-технический прогресс характеризуется быстрым моральным старением техники, что требует ее систематического обновления, приспособленности к реализации инновационных технологий. При всем этом большинство продукции выпускается в массовом масштабе.

Стоящие в связи с этим перед машиностроительной промышленностью задачи могут быть успешно решены в результате проведения ряда мероприятий, одними из которых являются:

- использование наиболее рациональных схем механизмов и создание наиболее оптимальных их конструкций, замена механических связей более прогрессивными;

- использование новых материалов;

- широкое применение унификации, взаимозаменяемости т. д.

В этих условиях необходимо особое внимание уделять *качеству выпускаемой продукции*, как одному из важнейших показателей современного развития любой страны мира. В современных условиях мировой рынок выдвигает жесткие требования к качеству поступающей на него продукции. Повышение качества машиностроительной продукции приносит значительный экономический эффект благодаря оснащению новой техникой всех отраслей народного хозяйства, способствует удовлетворению потребностей населения и конкурентоспособности продукции на мировом рынке и успешному развитию экономики.

Решение этой проблемы определяется рядом технических, организационных, экономических и социальных факторов.

Под *качеством машины* понимают совокупность ее свойств, определяющих соответствие ее служебному назначению.

При освоении новых машин и модернизации ранее освоенных, при планировании их качества, аттестации и во многих других случаях необходимо пользоваться показателями качества машин.

Показатель качества машины – это количественное выражение одного или нескольких ее свойств применительно к определенным условиям ее создания и эксплуатации.

К основным показателям качества машины относятся: стабильность выполнения машиной ее служебного назначения (функций), долговечность, производительность, безопасность работы, удобство и простота обслуживания и управления, уровень шума, КПД, степень механизации и автоматизации и т. д.

Показатели качества могут характеризовать самые разнообразные свойства изделия в зависимости от его назначения и предъявляемых к нему требований. Среди них важное значение отводится взаимозаменяемости и соответствующим ей свойствам: точности, надежности и стабильности.

Следует отметить, что даже удачно сконструированные и рассчитанные элементы и детали машин или механизмов еще не говорят об

их работоспособности и качестве. Для этого необходима взаимная увязка вопросов точности, собираемости на стадиях проектирования и изготовления, одновременного обеспечения взаимозаменяемости отдельных деталей и узлов.

27.2. Понятие о точности. Точность как один из показателей качества. Роль изучаемой дисциплины в повышении качества продукции

Под понятием «точность» в общем случае следует понимать степень соответствия определенных характеристик рассматриваемого объекта требуемым (номинальным).

Под *точностью детали* или *машины* понимают степень соответствия (приближения) геометрически правильному ее прототипу.

Изготовить любую деталь абсолютно точно, т. е. в полном соответствии с ее геометрическим представлением, практически невозможно, поэтому за меру точности принимают величины отклонений измеренных ее параметров от теоретических значений. Эти отклонения после их измерения сопоставляют с отклонениями, допускаемыми служебным назначением детали в машине. Следовательно, на все показатели качества детали, характеризующие ее служебное назначение, необходимо устанавливать допустимые отклонения или допуски.

Таким образом, мерами точности служат, с одной стороны, устанавливаемые допустимые отклонения, а с другой – измеренные, т. е. установленные с известной степенью приближения действительные отклонения параметров реальной детали.

Наряду с точностью размеров важным показателем качества детали является *точность геометрических форм поверхностей и расположения отдельных ее элементов* по отношению к другим.

Точность геометрических форм поверхностей детали, или правильность геометрических форм, – наибольшее приближение каждой из поверхностей детали к ее геометрическому представлению.

Различают три вида отклонений поверхностей деталей от правильных геометрических форм:

– *макрогеометрические отклонения* – отклонения реальной поверхности от правильной геометрической формы в пределах габаритных размеров этой поверхности. Например, отклонение плоской поверхности от плоскостности, поверхности цилиндра, конуса, шара от их правильных (номинальных) геометрических представлений;

– **волнистость**, представляющая собой периодические неровности поверхности, встречающиеся на участках протяженностью до 10 мм;

– **микрogeометрические отклонения** – микронеровности, под которыми понимают отклонения реальной поверхности в пределах небольших ее участков. Такие неровности называют шероховатостью поверхности.

Рассмотренные показатели, характеризующие точность детали, целиком используются и для характеристики точности машины. Различие заключается в том, что у детали все показатели точности относятся к поверхностям одной конкретной детали, а у машины они относятся к исполнительным поверхностям, принадлежащим различным, связанным одна с другой деталям машины.

Поскольку исполнительные поверхности машины, в ряде случаев, должны осуществлять относительное движение, необходимое для выполнения машиной ее служебного назначения, то одним из основных показателей, характеризующих точность машины, является точность относительного движения исполнительных поверхностей.

Под точностью относительного движения понимается максимальное приближение действительного характера движения исполнительных поверхностей к теоретическому закону движения, выбранному исходя из служебного назначения машины.

На основании вышеизложенного **точность машины** характеризуется следующими основными показателями:

– **точностью относительного движения** исполнительных поверхностей машины;

– **точностью расстояний** между исполнительными поверхностями или заменяющими их сочетаниями поверхностей и их размеров;

– **точностью исполнительных поворотов** исполнительных поверхностей;

– **точностью геометрических форм** исполнительных поверхностей;

– **шероховатостью** исполнительных поверхностей.

Кроме основных показателей качества машин и их деталей, имеется и ряд других (структурное состояние и физико-механические свойства материалов, характер и знаки остаточных напряжений и др.).

Под **точностью изготовления** в машиностроении понимают степень соответствия реальной детали (сборочной единицы или изделия) проектной, заданной конструктором посредством чертежа и технических требований.

В этом случае первичными являются размеры, т. е. числовые значения линейных параметров (диаметров, длин и т. д.) в принятых единицах измерения. Вторичными (производными) – параметры,

характеризующие форму поверхностей, взаимное расположение отдельных элементов детали или деталей в узле и т. д.

В процессе обучения нужно научиться управлять точностью, уметь ее проектировать и контролировать.

В решении поставленных задач большое значение имеют вопросы взаимозаменяемости, стандартизации и технических измерений.

27.3. Понятие о взаимозаменяемости и ее виды. Роль и оценка уровня взаимозаменяемости

Взаимозаменяемость любого изделия – это его свойство равноценно (с допустимой погрешностью) производить замену при использовании любой из множества экземпляров изделий их частей или иной продукции другим однотипным экземпляром.

Под **взаимозаменяемостью в машиностроении** понимают свойство независимо изготовленных с заданной точностью деталей и составных частей изделий обеспечивать возможность беспригоночной сборки (или замены при ремонте) сопрягаемых деталей в составные части, а составных частей в изделие при соблюдении предъявляемых к составным частям и изделиям технических требований.

Взаимозаменяемость в машиностроении – важнейшее свойство совокупности изделий. Она в значительной степени определяет технико-экономический эффект, получаемый при изготовлении и эксплуатации современных технических устройств. Такая роль взаимозаменяемости обусловлена тем, что она связывает в единое целое конструирование, технологию производства, контроль и эксплуатацию изделий в любой отрасли промышленности. Она рассматривает требования к точности деталей, характеру и точности их соединений на основе эксплуатационного назначения, методы обеспечения этой точности, предпосылки систем допусков и посадок, построение и применение этих систем в комплексе с техническими измерениями.

Непрерывность процесса обеспечения взаимозаменяемости от изделия в целом до отдельной детали проявляется в зависимости значений каждого выходного показателя качества сложного (составного) изделия от выходных показателей качества составных частей этого изделия.

Современный производственный процесс немислим без принципа взаимозаменяемости. На заводах детали изготавливают в одних цехах, собирают в изделие в других. Кроме того, при сборке используют

детали, изготовленные на иных предприятиях. Несмотря на это, сборка должна производиться без дополнительной обработки.

Это обстоятельство послужило поводом к изготовлению деталей с такой точностью, чтобы они могли заменять друг друга (независимо от изготовителя, условий, места и времени изготовления), т. е. были бы взаимозаменяемыми.

Первоначально взаимозаменяемость рассматривалась в основном как принцип собираемости деталей и обеспечивалась изготовлением их в заданных допусках на геометрические параметры. Это **геометрическая взаимозаменяемость (размерная взаимозаменяемость)**, связанная с обеспечением точности размеров, формы, расположения отдельных геометрических элементов детали по отношению к другим элементам, шероховатости поверхностей.

В настоящее время кроме геометрической различают следующие виды взаимозаменяемости: функциональная, внешняя, внутренняя, полная и неполная (ограниченная).

Взаимозаменяемость, при которой обеспечивается не только принцип собираемости, но и взаимозаменяемость по различным параметрам для гарантирования оптимальных эксплуатационных показателей изделий (по функциональным параметрам), называется **функциональной взаимозаменяемостью**.

Под **внешней взаимозаменяемостью** понимают взаимозаменяемость готовых, главным образом комплектующих, изделий (агрегаты, подшипники качения и т. д.), от которых требуется взаимозаменяемость по эксплуатационным показателям и одновременно по геометрическим параметрам присоединительных поверхностей.

Взаимозаменяемость отдельных деталей, сборочных единиц и механизмов внутри каждого изделия относится к **внутренней взаимозаменяемости** (например, взаимозаменяемость колец, сепараторов и ограниченная взаимозаменяемость тел качения в подшипниках качения).

Полная взаимозаменяемость подразумевает взаимозаменяемость изделий по всем параметрам одновременно, а **неполная (ограниченная)** – по части параметров (по отдельным параметрам).

Понятия полной и неполной (ограниченной) взаимозаменяемости могут быть распространены на все вышеперечисленные виды взаимозаменяемости одновременно или на отдельные из них (например, полная геометрическая и при этом неполная функциональная).

Уровень взаимозаменяемости оценивается коэффициентом взаимозаменяемости

$$K_{\text{в}} = \frac{N_{\text{в}}}{N},$$

где N_B – количество взаимозаменяемых деталей в изделии; N – общее количество деталей в изделии. При проектировании изделий следует, чтобы K_B стремился к единице.

Обеспечение взаимозаменяемости относят к составной части системы управления качеством изделий в машиностроении.

Основополагающим в обеспечении взаимозаменяемости является формирование **взаимозаменяемости при проектировании**, в том числе за счет установления необходимых норм точности соответствующих параметров. При проектировании и изготовлении сложных (составных) изделий в массовом масштабе первостепенное значение приобретает геометрическая взаимозаменяемость отдельных составных частей, составляющих эти изделия (машины, механизмы и т. п.), позволяющая в первую очередь обеспечить собираемость сложных изделий из партий однотипных взаимозаменяемых составных частей (деталей, сборочных единиц) и впоследствии влияющая на функциональную взаимозаменяемость.

27.4. Основные понятия о стандартизации, метрологии и технических измерениях

Стандартизация – деятельность по установлению технических требований в целях их всеобщего и многократного применения в отношении постоянно повторяющихся задач, направленная на достижение оптимальной степени упорядочения в области разработки, производства, эксплуатации (использования), хранения, перевозки, реализации и утилизации продукции или оказания услуг.

Сущность стандартизации. Стандартизация необходима для решения систематически повторяющихся производственных задач. Так как существует множество вариантов такого решения, необходимо выбирать наиболее эффективный, позволяющий экономить время и средства.

Нормативные документы в области стандартизации. В соответствии с новой системой технического нормирования и стандартизации к техническим нормативным правовым актам в области технического нормирования и стандартизации относятся:

- технические регламенты (ТР);
- технические кодексы установившейся практики (ТКП);
- стандарты;
- технические условия (ТУ).

Технический регламент – технический нормативный правовой акт, разработанный в процессе технического нормирования, устанавливающий непосредственно и (или) путем ссылки на технические кодексы установившейся практики и (или) государственные стандарты Республики Беларусь; обязательные для соблюдения технические требования, связанные с безопасностью продукции, процессов ее разработки, производства, эксплуатации (использования), хранения, перевозки, реализации и утилизации или оказания услуг.

Технический кодекс установившейся практики (далее – технический кодекс) – технический нормативный правовой акт, разработанный в процессе стандартизации, содержащий основанные на результатах установившейся практики технические требования к процессам разработки, производства, эксплуатации (использования), хранения, перевозки, реализации и утилизации продукции или оказанию услуг.

Стандарт – технический нормативный правовой акт, разработанный в процессе стандартизации на основе согласия большинства заинтересованных субъектов технического нормирования и стандартизации и содержащий технические требования к продукции, процессам ее разработки, производства, эксплуатации (использования), хранения, перевозки, реализации и утилизации или оказанию услуг.

Технические условия – технический нормативный правовой акт, разработанный в процессе стандартизации, утвержденный юридическим лицом или индивидуальным предпринимателем и содержащий технические требования к конкретному типу, марке, модели, виду реализуемой ими продукции или оказываемой услуге, включая правила приемки и методы контроля.

В зависимости от содержания или области распространения стандартов их делят на **виды и категории**.

Категория определяется уровнем утверждения стандарта.

Международный стандарт – стандарт, утвержденный (принятый) Международной организацией по стандартизации.

Межгосударственный (региональный) стандарт – стандарт, утвержденный (принятый) межгосударственной (региональной) организацией по стандартизации.

Государственный стандарт Республики Беларусь (далее – государственный стандарт) – стандарт, утвержденный Комитетом по стандартизации, метрологии и сертификации при Совете Министров Республики Беларусь, а в области архитектуры, градостроительства

и строительства – Министерством архитектуры и строительства Республики Беларусь.

Стандарт организации – стандарт, утвержденный юридическим лицом или индивидуальным предпринимателем.

Системы стандартов. В качестве межгосударственных по принятому в СНГ соглашению установлены стандарты с аббревиатурой ГОСТ. Они включают ряд формализованных систем с индексацией типа ГОСТ 8.063. Первое число означает номер системы, которой принадлежит стандарт. Номер системы отделяется от номера подсистемы или конкретного стандарта точкой. Аналогичный подход принят и в Республике Беларусь. Например, СТБ 941.6. Системы стандартов не равны по объему, что определяется числом цифр после номера системы: одни содержат до десятка стандартов, другие – сотни. Некоторые системы включают в себя подсистемы.

Понятие о метрологии. Измерение и контроль. Классификация видов, средств и методов измерений. Измерения являются одним из важнейших направлений в любой сфере деятельности человека. Потребность в многообразии различных измерений, их обеспечении, а также зачастую их сложность диктуют необходимость существования отдельной области научной деятельности – метрологии.

Основные термины и определения в области метрологии, рассматриваемые ниже, установлены РМГ 29 «Государственная система обеспечения единства измерений. Метрология. Основные термины и определения».

Метрология (от греч. «метро» – мера, «логос» – учение) – наука об измерениях, методах и средствах обеспечения их единства и способах достижения требуемой точности.

Измерение (величины) – процесс экспериментального получения одного или более значений величины, которые могут быть обоснованно приписаны величине. Полученное значение величины и есть результат измерений. Таким образом, суть процесса измерения заключается в сравнении данной величины с однородной ей физической величиной, принятой за единицу. При этом результатом большинства измерений является количественная оценка величины (число) с соответствующим наименованием и в соответствующих единицах измерения.

Контроль – измерительный процесс, состоящий в установлении годности изделия по контролируемому параметру. Результатом контроля является качественная оценка изделия. Например, «годное», «брак» и т. п.

Виды измерений. Измерения классифицируются на разные виды.

Вид измерений – часть области измерений, имеющая свои особенности и отличающаяся однородностью измеряемых величин.

Более широкая трактовка видов измерений позволяет классифицировать их в зависимости от способа получения информации, характера изменений измеряемой величины в процессе измерений, количества измерительной информации и отношения к основным единицам.

Прямое измерение – измерение, при котором искомое значение величины получают непосредственно от средства измерений. Иначе говоря, это непосредственное сравнение величины с ее мерой.

Результат прямого измерения формально (без учета погрешности) может быть описан выражением

$$Q = x, \quad (27.1)$$

где Q – измеряемая величина; x – результат измерения.

Косвенное измерение – измерение, при котором искомое значение величины определяют на основании результатов прямых измерений других величин, функционально связанных с искомой величиной.

Формально зависимость величин при таком измерении можно представить выражением

$$Q = F(x, y, z, \dots), \quad (27.2)$$

где x, y, z, \dots – результаты прямых измерений.

Совокупные измерения – проводимые одновременно измерения нескольких одноименных величин, при которых искомые значения величин определяют путем решения системы уравнений, получаемых при измерениях этих величин в различных сочетаниях.

Совместные измерения – проводимые одновременно измерения двух или нескольких неоднородных величин для определения зависимости между ними (x, y, z).

По сути совокупные и совместные измерения являются разновидностью косвенных измерений.

Абсолютное измерение – измерение, основанное на прямых измерениях одной или нескольких основных величин и (или) использовании значений физических констант.

Относительное измерение – измерение отношения одноименных величин или функций этого отношения.

Статическое измерение – измерение физической величины, принимаемой в соответствии с конкретной измерительной задачей за неизменную на протяжении времени измерения.

Динамическое измерение – измерение, при котором средства измерений используют в динамическом режиме (режиме использования средства измерений, связанного с изменениями условий (факторов) за время проведения измерительного эксперимента, которые влияют на результат измерения).

По числу повторных измерений одной и той же величины различают однократные и многократные измерения.

Однократное измерение – измерение, выполненное один раз.

Многократное измерение – измерение физической величины одного и того же размера, результат которого получен из нескольких следующих друг за другом измерений (более двух).

По реализованной точности и степени рассеяния результатов при многократном повторении измерений одной и той же величины различают **равноточные** и **неравноточные, равнорассеянные** или **неравно-рассеянные** (в данном пособии не рассматриваются).

В зависимости от планируемой точности бывают измерения **технические, метрологические** и **ориентировочные**.

Технические измерения – измерения, которые выполняются с заранее установленной точностью (погрешность технического измерения Δ не должна превышать заранее заданного допустимого значения $[\Delta]$):

$$\Delta \leq [\Delta]. \quad (27.3)$$

Метрологические измерения – измерения, которые выполняются с максимально достижимой точностью (при воспроизведении единиц с помощью эталонов, выполнении исследований и т. д). Погрешность измерения в таких случаях должна быть минимальной (при имеющихся ограничениях):

$$\Delta \rightarrow 0. \quad (27.4)$$

Ориентировочные измерения выполняют для приблизительной оценки неизвестной величины, когда точность не имеет принципиального значения. В этом случае допустимая погрешность $[\Delta]$ равна погрешности Δ , реализуемой в процессе измерений, т. е.

$$[\Delta] = \Delta. \quad (27.5)$$

Методы измерений. Измерения выполняются различными методами.

Метод измерений – прием или совокупность приемов сравнения измеряемой физической величины с ее единицей или соотнесения со шкалой в соответствии с реализованным принципом измерений.

Все многообразие методов измерений можно представить двумя группами: метод непосредственной оценки; методы сравнения с мерой.

Метод непосредственной оценки позволяет определить измеряемую величину по показывающему средству измерений.

Например: линейный размер на шкале линейки; величина сопротивления проводника по отсчетному устройству омметра; температура на термометре.

Методы сравнения с мерой предполагают сравнение измеряемой величины с величиной, воспроизводимой мерой.

Примерами этого метода являются измерение массы на рычажных весах с использованием гирь (мер массы), измерение размера на микрокатере с использованием концевой меры.

Формально метод сравнения с мерой может быть описан следующим выражением:

$$Q = x + X_M, \quad (27.6)$$

где Q – измеряемая величина; x – показания средства измерения; X_M – величина, воспроизводимая мерой.

Контактный метод измерения характеризуется непосредственным соприкосновением измерительных поверхностей инструмента или прибора с деталью под определенным измерительным усилием. Этот метод отличается простотой и универсальностью, однако имеет ряд недостатков: наличие определенного усилия при измерении, ненадежность контакта вследствие неровностей контактирующих поверхностей и т. д. Все это вызывает дополнительные погрешности при измерении.

Бесконтактный метод измерения характеризуется отсутствием контакта между измерительными поверхностями инструмента или прибора с поверхностью измеряемой детали. Этот метод используется в оптических, пневматических, электрических, проекционных и других приборах.

Лекция 28

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О РАЗМЕРАХ, ПОЛЯХ ДОПУСКОВ И СОЕДИНЕНИЯХ

28.1. Разновидности размерных параметров отдельных деталей: номинальный, действительный, предельный размеры, допуск и предельные отклонения размера

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 его определяются предельные размеры. Обозначается: D_n – для отверстий, d_n – для валов (рис. 28.1).

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. 28.1).

Предельные размеры – два предельно допустимых размера, между которыми должен находиться или которым может быть равен действительный размер годной детали (рис. 28.1).

Наибольший предельный размер – больший из двух предельных размеров. Обозначается: D_{\max} – для отверстий, d_{\max} – для валов (рис. 28.1).

Наименьший предельный размер – меньший из двух предельных размеров. Обозначается: D_{\min} – для отверстий, d_{\min} – для валов (рис. 28.1).

Ограничивать погрешности изготовления деталей путем надписи на чертежах предельных размеров крайне неудобно, поэтому было принято указывать номинальный размер с предельными отклонениями.

Отклонение размера – алгебраическая разность между соответствующим размером (действительным, предельным и т. д.) и номинальным.

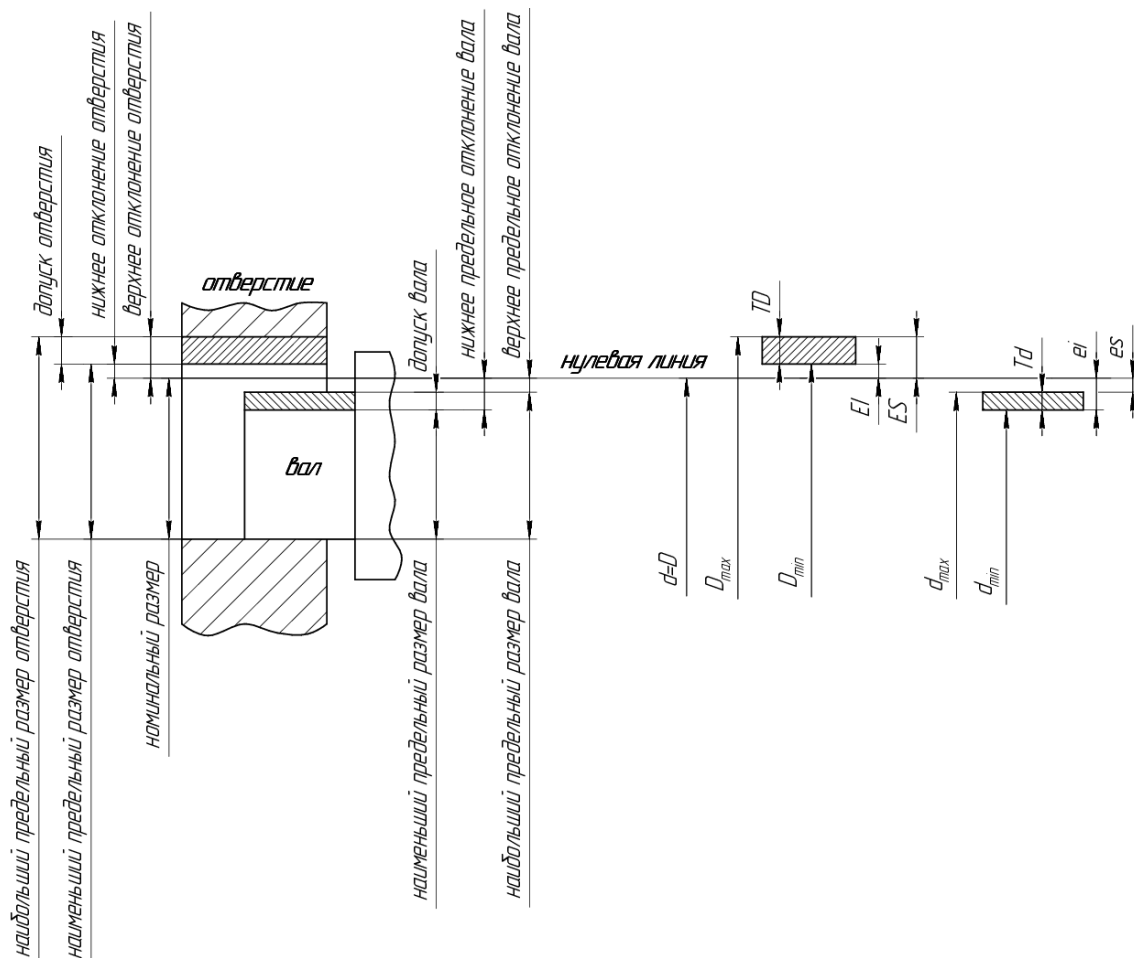


Рис. 28.1. Основные размерные параметры и схема расположения полей допусков

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 (рис. 28.1).

Нижнее отклонение – алгебраическая разность между наименьшим предельным и номинальным размерами. Обозначается: EI – для отверстий, ei – для валов (рис. 28.1).

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 (рис. 28.1).

Поле допуска – графическое представление области годных размеров, ограниченной предельными размерами (предельными отклонениями). Понятие более широкое, чем допуск, поскольку 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:

$$ES = D_{\max} - D_{\text{н}}; \quad es = d_{\max} - d_{\text{н}}; \quad (28.1)$$

$$EI = D_{\min} - D_{\text{н}}; \quad ei = d_{\min} - d_{\text{н}}. \quad (28.2)$$

Действительные отклонения для отверстия и вала можно определить по следующим зависимостям:

$$E_{\text{д}} = D_{\text{д}} - D_{\text{н}}; \quad e_{\text{д}} = d_{\text{д}} - d_{\text{н}}. \quad (28.3)$$

Допуски размера отверстия и вала, согласно определению, находятся по следующим формулам:

$$TD = D_{\max} - D_{\min}; \quad Td = d_{\max} - d_{\min}. \quad (28.4)$$

Допуск размера можно определить также через предельные отклонения:

$$TD = ES - EI; \quad Td = es - ei. \quad (28.5)$$

По известным значениям номинального размера и отклонений можно рассчитать соответствующий предельный размер отверстия или вала:

$$D_{\max} = D_{\text{н}} + ES; \quad d_{\max} = d_{\text{н}} + es; \quad (28.6)$$

$$D_{\min} = D_{\text{н}} + EI; \quad d_{\min} = d_{\text{н}} + ei. \quad (28.7)$$

По известным значениям предельных размеров можно определить средний размер отверстия или вала:

$$D_m = \frac{D_{\max} + D_{\min}}{2}; \quad d_m = \frac{d_{\max} + d_{\min}}{2}. \quad (28.8)$$

Средние отклонения отверстия или вала рассчитываются по следующей зависимости:

$$E_m = \frac{ES + EI}{2}; \quad e_m = \frac{es + ei}{2}. \quad (28.9)$$

28.2. Правила нанесения предельных отклонений размеров на чертежах деталей. Графическое изображение полей допусков

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 указывают после номинального размера цифрами примерно в два раза меньше, чем шрифт, которым записан номинальный размер. Верхнее отклонение со своим знаком (плюс или минус) располагается сверху, а нижнее – внизу (рис. 28.2, а).

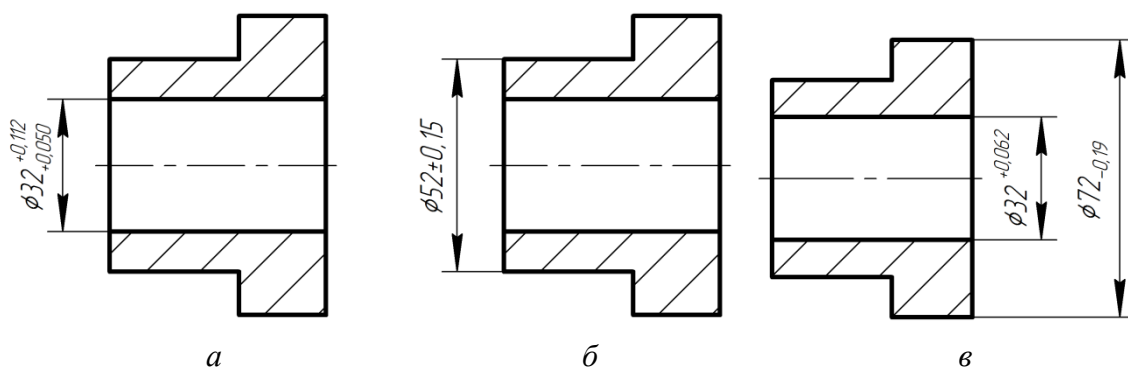


Рис. 28.2. Примеры обозначения размеров и предельных отклонений на чертежах

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 \pm (рис. 28.2, б).

В случае, когда одно из отклонений равно нулю, оно не указывается, но место для него оставляется (рис. 28.2, в).

Количество цифр в отклонениях при одном и том же номинальном размере должно быть одинаковым.

28.3. Сопрягаемые поверхности и сопрягаемые размеры. Охватываемые и охватывающие поверхности. Классификация видов сопряжений

Большинство деталей машин, механизмов и элементов конструкций ограничены поверхностями простейших форм: плоскими, цилиндрическими и т. д. Простейшие геометрические тела, ограниченные поверхностями от окружающей среды, называются *элементами детали*.

Две детали, элементы которых входят друг в друга, образуют *соединение*, а детали называются *сопрягаемыми деталями*. Поверхности элементов, находящихся в соединении, называются *сопрягаемыми поверхностями*, а поверхности, которые не входят в соединение с поверхностями других деталей, называются *несопрягаемыми поверхностями*.

Сопряжения можно классифицировать по ряду признаков.

1. По форме сопрягаемых поверхностей: гладкие цилиндрические, гладкие конические; резьбовые соединения, цилиндрические и конические; зубчатые сопряжения; шлицевые сопряжения; плоские или линейчатые сопряжения; сферическое сопряжение.

2. По виду контакта в сопряжении: с поверхностным контактом; с линейным контактом; с точечным контактом.

3. По степени свободы взаимного перемещения: подвижные; неподвижные разъемные; неподвижные неразъемные.

Для сопрягаемых поверхностей используют термины «вал» и «отверстие».

Под термином «вал» понимают любую охватываемую поверхность детали, а под термином «отверстие» – любую охватывающую поверхность детали, независимо от ее геометрической формы.

Лекция 29

ПОСАДКИ И ИХ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Детали, изготовленные с заданным допуском, могут соединяться между собой по-разному.

В одних случаях требуется их взаимное перемещение, в других – гарантированная неподвижность. Это достигается различными действительными размерами сопрягаемых поверхностей деталей при одинаковых номинальных размерах.

Посадка – характер соединения двух деталей, определяемый наличием зазора или натяга в соединении за счет разности их размеров до сборки.

Зазор – положительная разность между размерами отверстия и вала. Обозначается латинской буквой S .

Натяг – положительная разность между размерами вала и отверстия до сборки. Обозначается латинской буквой N .

Различают три группы посадок: посадки с зазором; посадки с натягом; переходные посадки.

Посадка с зазором – посадка, при которой всегда образуется гарантированный зазор в соединении, для этого наименьший предельный размер отверстия должен быть больше наибольшего предельного размера вала или равен ему. При графическом изображении поле допуска отверстия расположено над полем допуска вала (рис. 29.1).

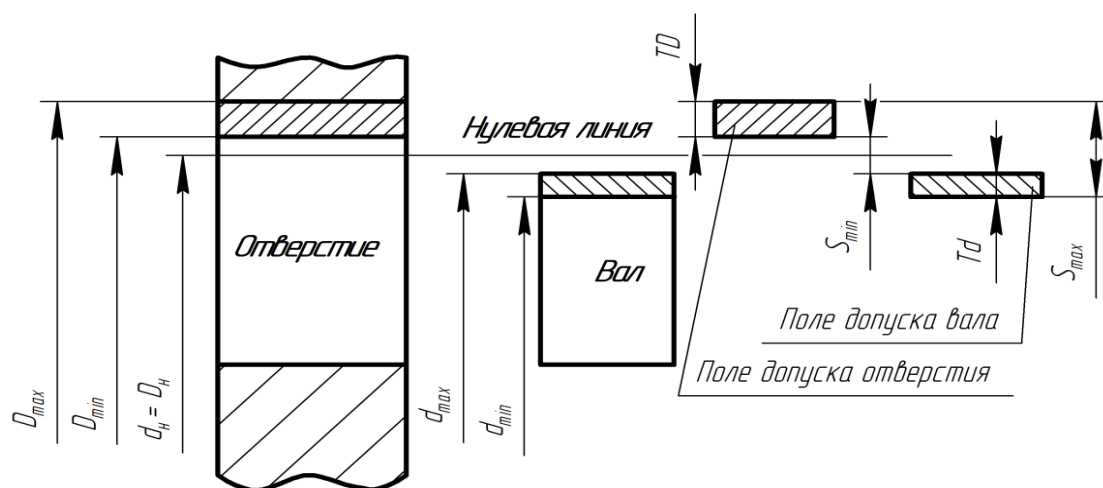


Рис. 29.1. Схема расположения полей допусков в посадке с зазором

Посадка с натягом – посадка, при которой всегда образуется гарантированный натяг в соединении, для этого наибольший предельный размер отверстия должен быть меньше наименьшего предельного размера вала или равен ему. При графическом изображении поле допуска отверстия расположено под полем допуска вала (рис. 29.2).

Переходная посадка – посадка, при которой возможно получение как зазора, так и натяга в соединении, в зависимости от величины действительных размеров отверстия и вала. При графическом изображении поля допусков отверстия и вала перекрываются полностью или частично (рис. 29.3).

Так как действительные размеры отверстия и вала могут колебаться от наименьшего до наибольшего значения, то и зазоры и натяги тоже могут изменяться в некоторых пределах – от $S_{\min}(N_{\min})$ до $S_{\max}(N_{\max})$.

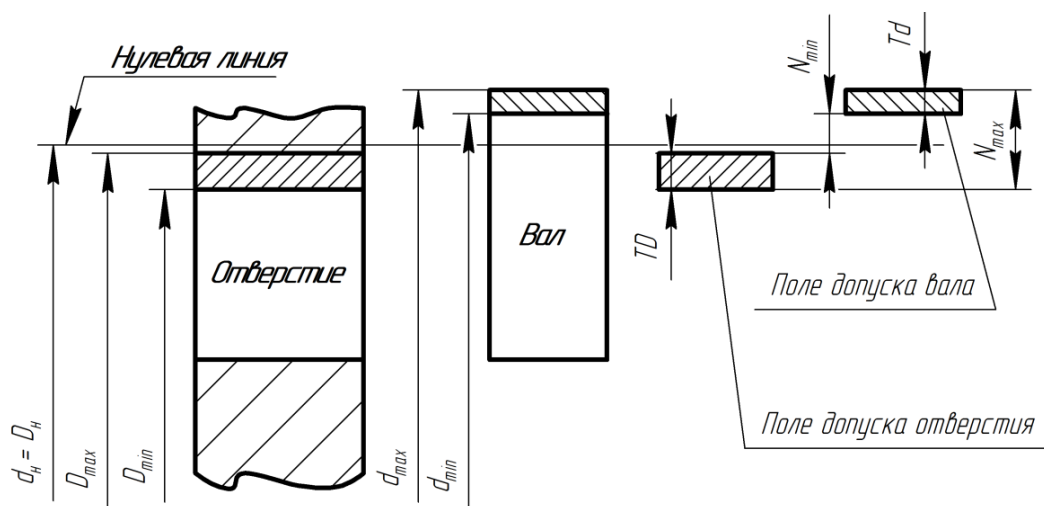


Рис. 29.2. Схема расположения полей допусков в посадке с натягом

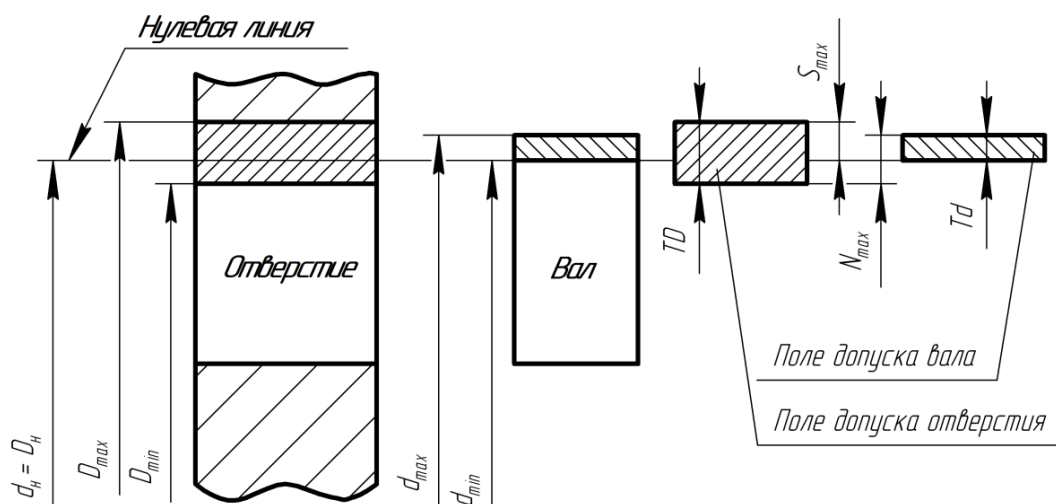


Рис. 29.3. Схема расположения полей допусков в переходной посадке

Посадки с зазором характеризуются следующими размерными параметрами:

– наибольший зазор:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = (D_{\text{н}} + ES) - (d_{\text{н}} + ei) = ES - ei; \quad (29.1)$$

– наименьший зазор:

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = (D_{\text{н}} + EI) - (d_{\text{н}} + es) = EI - es; \quad (29.2)$$

– средний зазор:

$$S_m = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2}. \quad (29.3)$$

Посадки с натягом характеризуются следующими размерными параметрами:

– наибольший натяг:

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = (d_{\text{н}} + es) - (D_{\text{н}} + EI) = es - EI; \quad (29.4)$$

– наименьший натяг:

$$N_{\min} = d_{\min} - D_{\max} = (d_{\text{н}} + ei) - (D_{\text{н}} + ES) = ei - ES; \quad (29.5)$$

– средний натяг:

$$N_m = \frac{N_{\max} + N_{\min}}{2}. \quad (29.6)$$

В зависимости от назначения и условий работы сопряжений требуются зазоры или натяги различной величины, поэтому возникает необходимость регламентировать допустимый диапазон колебания зазоров или натягов.

Допустимый диапазон колебаний зазоров или натягов устанавливается допусками посадок.

Допуск посадки – разность между наибольшим и наименьшим допускаемыми зазорами (натягами) или сумма допусков сопрягаемых размеров отверстия и вала, составляющих соединение.

Допуск посадки с зазором можно найти по следующей зависимости:

$$TS = S_{\max} - S_{\min} = TD + Td. \quad (29.7)$$

Допуск посадки с натягом можно определить по формуле

$$TN = N_{\max} - N_{\min} = TD + Td. \quad (29.8)$$

Допуск переходной посадки можно найти по следующему уравнению:

$$ТП = S_{\max} + N_{\max} = TD + Td. \quad (29.9)$$

Лекции 30–31

НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ГЛАДКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ. СИСТЕМА ДОПУСКОВ И ПОСАДОК

30.1. Сущность системы допусков и посадок

Системой допусков и посадок (СДП) называется совокупность рядов допусков и посадок, закономерно построенных на основе опыта, теоретических и экспериментальных исследований и оформленных в виде стандартов.

Система предназначена для выбора минимально необходимых, но достаточных для практики вариантов допусков и посадок типовых соединений деталей машин, дает возможность стандартизировать режущие инструменты и калибры, облегчает конструирование, производство и взаимозаменяемость изделий, а также обуславливает повышение их качества.

Основные нормы взаимозаменяемости системы допусков и посадок (СДП) базируются на стандартах и рекомендациях ИСО, которые распространяются на допуски размеров гладких элементов деталей и на посадки, образуемые при соединении деталей.

30.2. Единица допуска и качества точности. Интервалы размеров

Системы допусков и посадок ИСО и СДП для типовых деталей машин построены по единым принципам и распространяются на размеры до 20 000 мм. Эта область размеров разбита на четыре диапазона: до 1 мм; от 1 мм до 500 мм (наиболее распространенный); от 500 мм до 3150 мм; от 3150 мм до 20 000 мм.

Для удовлетворения потребностей различных отраслей промышленности в ЕСДП предусмотрено 20 качеств точности, которые обозначаются 01, 0, 1, 2, ..., 17, 18. **Квалитет** – совокупность допусков, соответствующих одинаковой относительной точности для разных номинальных размеров одного диапазона (интервала). Качества 01, 0, 1, 2, 3, 4 применяются при изготовлении образцовых мер и калибров, качества с 5-го по 11-й – для сопрягаемых элементов деталей, а качества с 12-го по 18-й – для несопрягаемых элементов деталей.

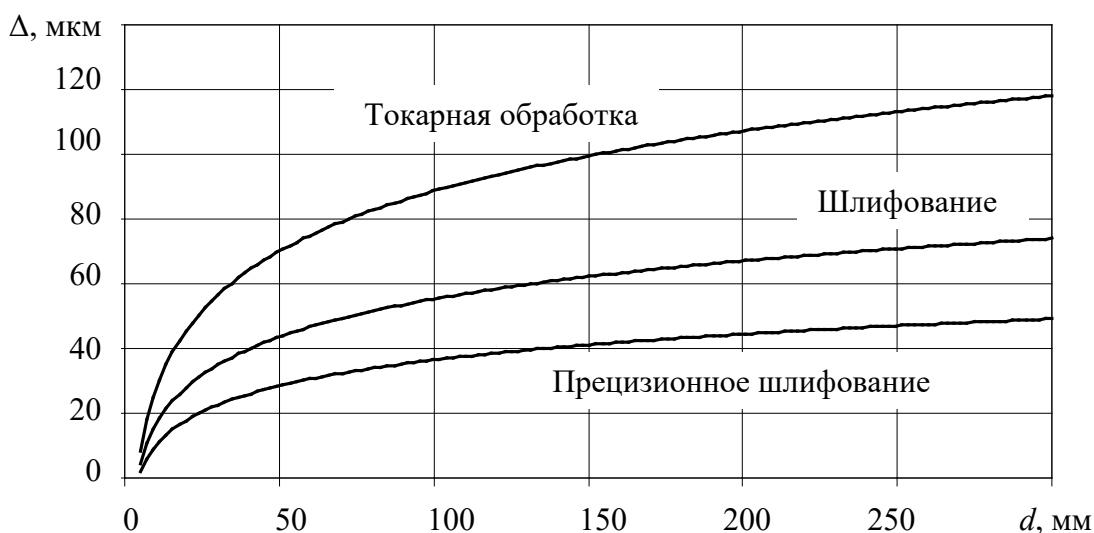
Накопленный производственный опыт и исследования, проведенные в этой области, показали, что с увеличением размеров обрабатываемых

поверхностей (при прочих равных условиях), сложнее достичь заданной точности, т. к. увеличение размера ведет к увеличению погрешности (см. рисунок).

Установлено, что увеличение погрешности с ростом размера детали при различных методах обработки выражается одинаковой зависимостью, которая аналитически выражается так:

$$\Delta = c\sqrt[3]{d}, \quad (30.1)$$

где Δ – диапазон рассеяния размеров (погрешность обработки), мкм; c – коэффициент, зависящий от метода обработки; d – диаметр обрабатываемой детали, мм.



Влияние размеров детали на погрешность при различных методах обработки

На основании этого было принято, что допуски для одного качества меняются так же, как изменяется погрешность обработки в зависимости от размера обрабатываемой детали. Для построения системы допусков установлена **единица допуска**.

Единица допуска – множитель в формулах допусков, являющийся функцией номинального размера и служащий для определения числового значения допуска.

Единица допуска отражает влияние технологических, конструктивных и метрологических факторов, является мерой точности (погрешности).

При этом допуск для данных качеств рассчитывается по формуле

$$IT = ki, \quad (30.2)$$

где k – число единиц допуска, установленное для каждого качества; i – единица допуска. Это выражение применяется для расчета величины допуска размера при качествах со 2-го по 18-й (таблица).

Чтобы максимально сократить число значений допусков при построении рядов допусков, стандартом установлены интервалы размеров, внутри которых значение допуска для данного качества не меняется.

Единица допуска для размеров до 500 мм рассчитывается по формуле

$$i = 0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D, \quad (30.3)$$

где D – среднее геометрическое из крайних значений каждого интервала номинальных размеров, мм.

Число единиц допуска, соответствующее качествам со 2-го по 18-й

Квалитет	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Число единиц допуска k	2,7	3,7	5	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000	1600	2500

Для размеров свыше 500 до 3150 единица допуска определяется по зависимости

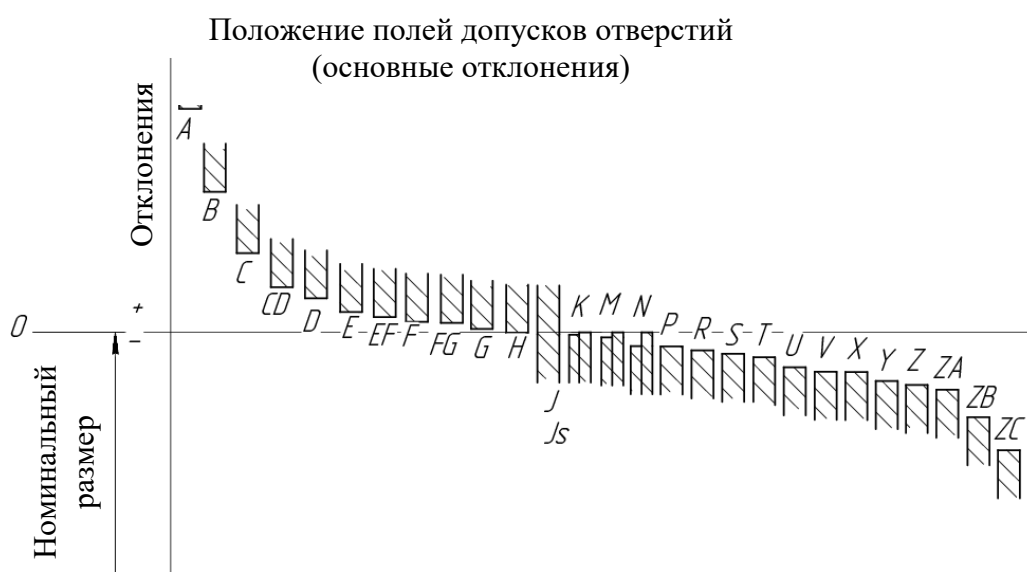
$$i = 0,004D + 2,1. \quad (30.4)$$

Значения k , начиная с 5-го качества, приблизительно соответствуют геометрической прогрессии с коэффициентом 1,6. Это значит, что при переходе от одного качества к следующему, более грубому, допуски возрастают на 60%. Через каждые пять качеств допуски увеличиваются в 10 раз.

31.1. Ряды отклонений

Для образования различных посадок в СДП предусмотрено по 28 различных основных расположений полей допусков валов и отверстий определяемых соответствующими основными отклонениями для одного и того же номинального размера.

Основное отклонение – одно из двух предельных отклонений, ближайшее к нулевой линии (верхнее или нижнее), определяющее положение поля допуска относительно нулевой линии. Величина основного отклонения зависит от номинального размера и не зависит от качества точности (основное отклонение полей допусков, обозначенных буквой H (h), всегда равно нулю).



**Расположение полей допусков
с различными основными отклонениями**

Расположение полей допусков с соответствующими им основными отклонениями отверстий обозначаются прописными буквами латинского алфавита, валов – строчными. Схема расположения полей допусков с различными основными отклонениями для одного и того же номинального размера приведена на рисунке (поле допуска J_s (js) располагается всегда симметрично и основного отклонения не имеет).

Основные отклонения отверстий симметричны относительно нулевой линии основному отклонению вала с тем же буквенным обозначением. Из этой закономерности сделано исключение для отверстий с основными отклонениями J, K, M, N до 8-го квалитета включительно и для

отверстий с основными отклонениями от *P* до *ZC* до 7-го квалитета включительно. Это сделано для того, чтобы две соответствующие друг другу посадки в системе отверстия и в системе вала, в которых отверстия данного квалитета соединяются с валом ближайшего более точного квалитета, обеспечивали идентичные зазоры или натяги. Числовые значения основных отклонений в диапазоне размеров до 3150 мм приведены в ГОСТ 25346–2013.

31.2. Ограничительный отбор допусков

СДП в диапазоне размеров от 1 до 500 мм предусмотрено 10 предпочтительных полей допусков отверстий: *E9, F8, H11, H9, H8, H7, Js7, K7, N7, P7* и 16 предпочтительных полей допусков валов: *d11, d9, e8, f7, g6, h11, h9, h8, h7, js6, k6, n6, p6, r6, s6*. Эти поля допусков составляют первый уровень предпочтения.

Второй уровень предпочтения включает поля допусков ограничительного отбора (более 70 полей допусков отверстий и более 80 полей для валов, включая предпочтительные поля допусков). Третий уровень предпочтения включает все поля допусков отверстий и валов (поля допусков системы). Ориентировочное число этих полей допусков можно рассчитать из числа основных отклонений – 28 и квалитетов – 20 (поскольку не во всех квалитетах предусмотрены полные наборы отклонений).

31.3. Образование посадок

Для образования посадок в соединениях номинальные размеры на сопрягаемые поверхности назначаются одинаковыми, а необходимые зазоры или натяги получают путем подбора отклонений на размеры этих поверхностей. Для этого используют сочетания соответствующих основных отклонений и квалитетов точности, предусмотренных СДП.

При выборе конкретных полей допусков следует руководствоваться уровнями предпочтения – стараться использовать поля допусков первого уровня предпочтения, если необходимого поля допуска подобрать не получилось – пользуются посадками второго уровня предпочтения, а затем – третьего.

31.4. Нормальный температурный режим

Допуски и отклонения, устанавливаемые СДП, относятся к деталям, размеры которых определены при нормальной температуре, равной $+20^{\circ}\text{C}$.

В целях соблюдения температурного режима измерений в измерительных лабораториях (производственных помещениях) должна поддерживаться именно эта температура.

Если обеспечить указанную температуру не удастся, соблюдение температурного режима заключается в том, что температура изделия и калибра (или прибора) в момент контроля должна быть одинакова (изделие после обработки должно остыть до температуры окружающей среды) и коэффициенты линейного расширения изделия и калибра также должны быть одинаковыми, тогда погрешность контроля будет минимальной.

Лекция 32

ОСНОВНЫЕ СИСТЕМЫ ПОСАДОК. ВНЕСИСТЕМНЫЕ ПОСАДКИ. ОБОЗНАЧЕНИЯ НА ЧЕРТЕЖАХ ПОСАДОК И ПРЕДЕЛЬНЫХ ОТКЛОНЕНИЙ РАЗМЕРОВ

32.1. Система отверстия и вала

В СДП предусмотрены посадки в системе отверстия и в системе вала.

Посадки в системе отверстия – посадки, в которых требуемые зазоры и натяги получаются сочетанием различных полей допусков валов с полем допуска основного отверстия (рис. 32.1, а).

Посадки в системе вала – посадки, в которых требуемые зазоры и натяги получаются сочетанием различных полей допусков отверстий с полем допуска основного вала (рис. 32.1, б).

Основное отверстие – отверстие, нижнее отклонение которого равно нулю.

Основной вал – вал, верхнее отклонение которого равно нулю.

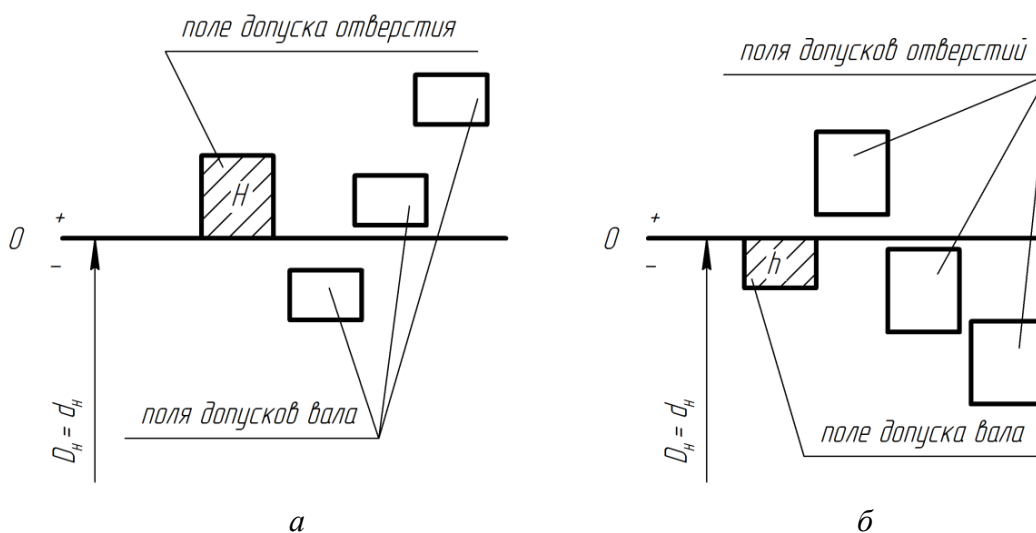


Рис. 32.1. Образование посадок

Обе системы посадок находят применение. Однако система отверстия применяется чаще и по существу является предпочтительной. Применение системы отверстия позволяет существенно уменьшить

использование дорогостоящего размерного режущего инструмента для обработки отверстий, т. к. каждый такой инструмент (развертка или протяжка) предназначен для обработки одного размера с заданным полем допуска. В то же время различные по размеру валы обрабатываются одним и тем же инструментом, например резцом при точении.

Однако в ряде случаев целесообразно применять систему вала:

– когда валы изготавливаются из пруткового калиброванного материала без обработки резанием сопрягаемых поверхностей;

– при использовании в конструкции длинных валов, трубчатых деталей, особенно тогда, когда на участке одного и того же диаметра необходимо получить соединения различных деталей с разными посадками;

– в случае применения стандартных деталей или узлов, выполненных по системе вала, например в соединении шпонок с пазами вала и ступицы.

В ряде случаев целесообразно отказаться от применения системных посадок, тогда ни одна из деталей в сопряжении не является основной, и такие посадки называются внесистемными или комбинированными.

32.2. Внесистемные (комбинированные) посадки

Внесистемной (или комбинированной) посадкой называется такая, в которой поля допусков вала и отверстия заданы в различных системах. Это чаще всего вызвано тем, что на одной из сопрягаемых поверхностей требуется обеспечить различный характер соединения одновременно нескольких деталей, при этом нет возможности использовать системные посадки.

В случае применения системных посадок требовалось бы общую для всех сопряжений поверхность обрабатывать с различными допусками, что конструктивно невозможно или экономически нецелесообразно (рис. 32.2). В этом случае системные посадки, обеспечивающие требуемый характер соединения, заменяются комбинированными.

Для этого предварительно выбираются системные посадки (методом аналогов или расчетным), обеспечивающие необходимый характер всех сопряжений. После определяется основное сопряжение,

по которому назначается постоянное поле допуска на поверхности детали, общей для всех сопряжений рассматриваемого узла. В примере на рис. 32.2 более ответственным будет соединение наружного кольца подшипника качения и корпуса. Поэтому для подшипникового гнезда назначаем поле допуска $62Js7$, а для сопряжения крышки подшипника и подшипникового гнезда необходимо назначить внесистемную посадку. Для этого определяются средние зазоры (натяги) для заменяемой (предварительно выбранной) системной посадки (в данном примере $62 H7/h8$), а также среднее отклонение размера поверхности, общей для всех сопряжений, в данном примере $62Js7$.

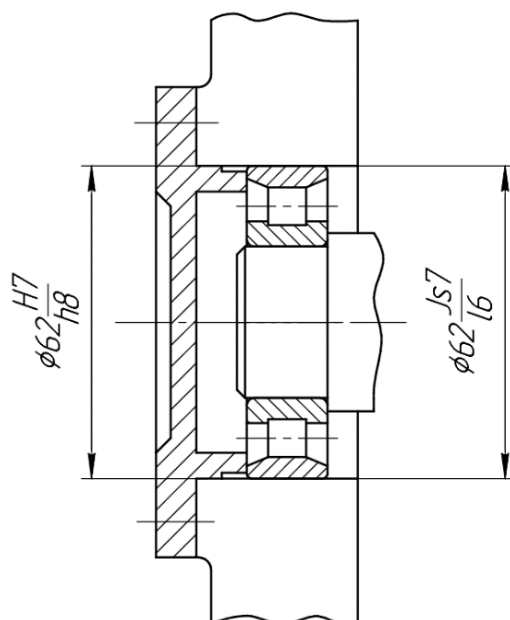


Рис. 32.2. Соединение деталей подшипникового узла

Из схемы (рис. 32.3) очевидно, что среднее отклонение поля допуска на посадочный размер крышки можно определить по формуле

$$e_m = S_m + E_m, \quad (32.1)$$

т. к. среднее отклонение поля допуска $62Js7$ равно нулю, то для приведенного примера выражение (32.1) упростится и примет вид

$$e_m = S_m. \quad (32.2)$$

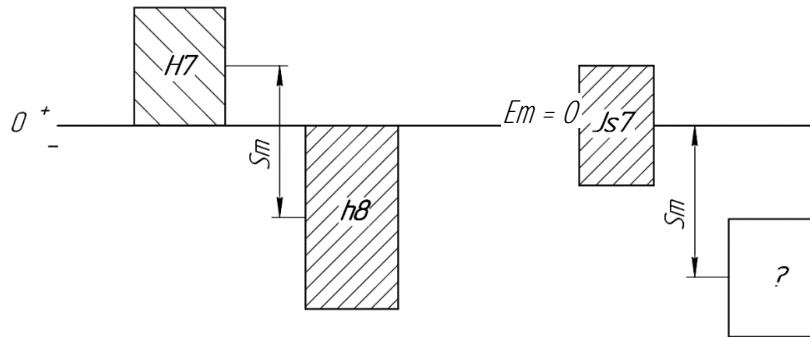


Рис. 32.3. Схема расположения полей допусков системной посадки и искомой комбинированной посадки

По ГОСТ 25347–82 или ГОСТ 25346–89 подбираем поле допуска на размер крышки так, чтобы его среднее отклонение было как можно ближе к расчетному значению. В рассмотренном примере поле допуска будет составлять $62f7$.

32.3. Обозначение на чертежах посадок, квалитетов и предельных отклонений

В первом случае на чертеже соединения после номинального размера в виде дроби указываются численные значения предельных отклонений, причем в числителе – предельные отклонения размера отверстия, а в знаменателе – предельные отклонения вала (рис. 32.3, а).

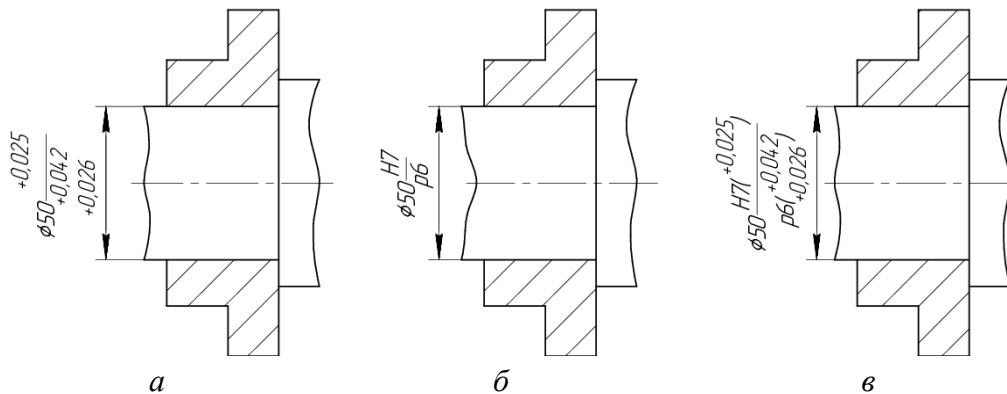


Рис. 32.3. Обозначение посадок на сборочных чертежах

Во втором случае для размеров отверстия и вала после номинального размера приводятся условно поля допусков путем указания буквенного обозначения основного отклонения с номером соответствующего квалитета (рис. 32.3, б).

Третий случай представляет собой комбинацию двух предыдущих, когда после номинального размера последовательно указывается буквенное обозначение основного отклонения с качеством, а в скобках приводятся численные значения соответствующих им предельных отклонений (рис. 32.3, в).

На сборочных чертежах для всех сопряжений должны быть указаны посадки одним из трех способов.

Аналогично на чертежах деталей указываются предельные отклонения и поля допусков размеров (рис. 32.4).

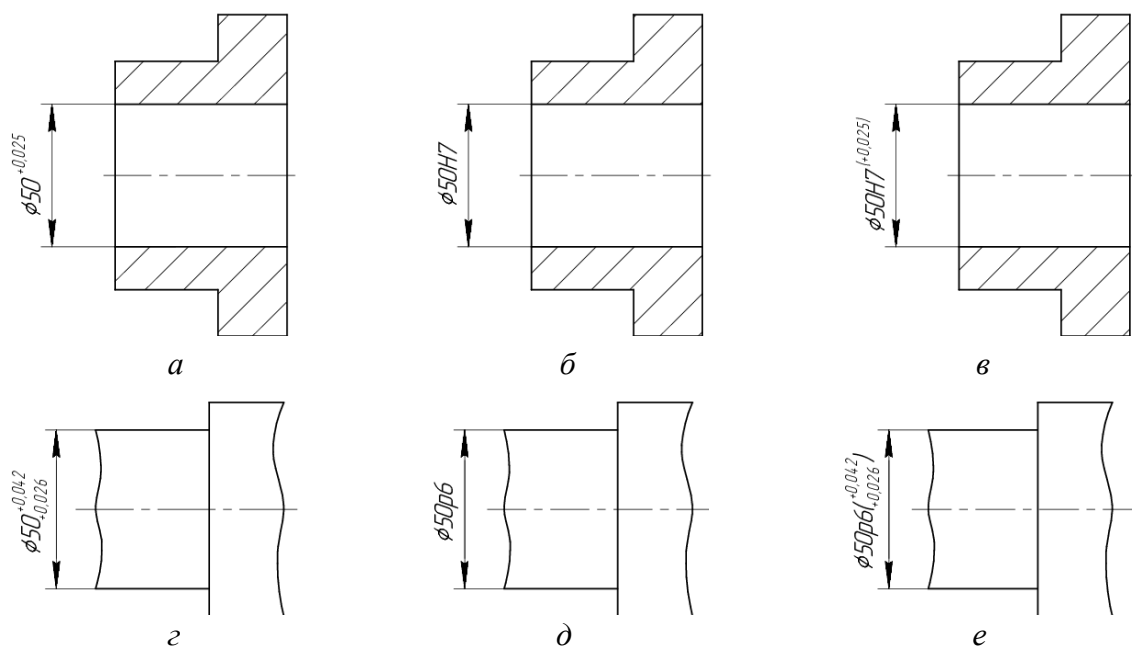


Рис. 32.4. Обозначение предельных отклонений и полей допусков на чертежах деталей:
 а, с – непосредственное указание числовых значений предельных отклонений;
 б, д – с помощью буквенного обозначения основного отклонения и качества;
 в, е – комбинированное указание предельных отклонений

При указании предельных отклонений размеров на чертежах деталей предпочтение следует отдавать условному обозначению полей допусков, включающего буквенное обозначение основного отклонения и качества точности. При этом обязательно указывается числовое значение предельных отклонений:

- не включенных в ряды нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636–96;
- условные обозначения, которые не предусмотрены ГОСТ 25346–2013;
- размеров уступов с несимметричным полем допуска.

Предельные отклонения линейных размеров могут не указываться непосредственно за номинальным размером, а указываться общей записью в технических требованиях чертежа как общие допуски (ГОСТ 30893.1–2002).

Лекция 33

ОТКЛОНЕНИЯ ФОРМЫ И ВЗАИМНОГО РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ

33.1. Отклонения формы цилиндрических и плоских поверхностей и их нормирование

Точность формы характеризуется отклонением формы реальной поверхности (профиля) от формы номинальной поверхности (профиля), заданной чертежом, и определяется в соответствии с ГОСТ 24642–83.

Реальная поверхность – это поверхность, ограничивающая деталь и отделяющая ее от окружающей среды (рис. 33.1).

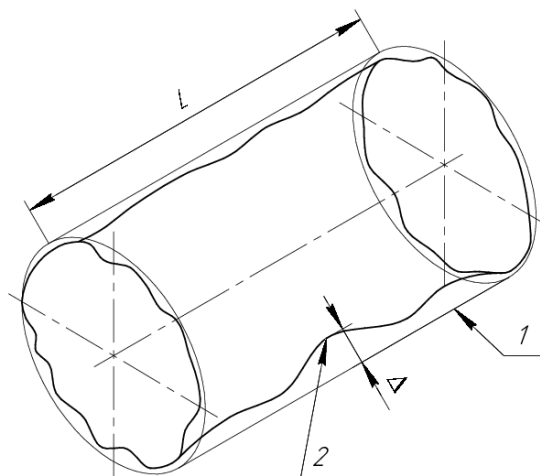


Рис. 33.1. Отклонение от цилиндричности:
1 – прилегающий цилиндр; 2 – реальная поверхность;
L – нормируемый участок

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. 33.1).

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. 33.1).

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.

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 (рис. 33.1). 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 профиль в нормальном сечении реальной поверхности отличается от окружности. Величина отклонения от круглости численно равна наибольшему расстоянию Δ от точек реального профиля до прилегающей окружности (рис. 33.2, а). **Допуск круглости** – наибольшее допускаемое значение отклонения от круглости. Элементарные (частные) погрешности формы номинально круглых сечений – овальность и огранка.

Овальность – отклонение, при котором реальный профиль представляет собой овальную фигуру. Величина овальности (рис. 33.2, б)

числено равна полуразности между наибольшим и наименьшим диаметрами сечения:

$$\Delta = \frac{d_{\max} - d_{\min}}{2}. \quad (33.1)$$

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. 33.2, в). Появление огранки объясняется изменением положения мгновенного центра вращения детали, например, при бесцентровом шлифовании.

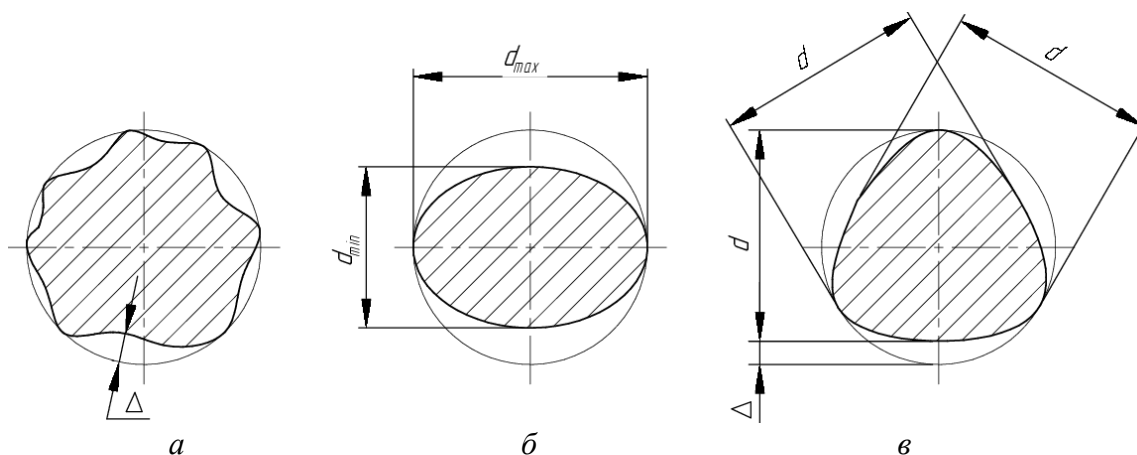


Рис. 33.2. Отклонения формы в поперечном сечении

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. 33.3.

Конусообразность – это отклонение профиля продольного сечения, при котором образующие прямолинейны, но не параллельны (рис. 33.3, а).

Бочкообразность – это отклонение профиля продольного сечения, при котором образующие непрямолинейны и диаметры увеличиваются от краев к середине сечения (рис. 33.3, б).

Седлообразность – это отклонение профиля продольного сечения, при котором образующие непрямолинейны и диаметры уменьшаются от краев к середине сечения (рис. 33.3, в).

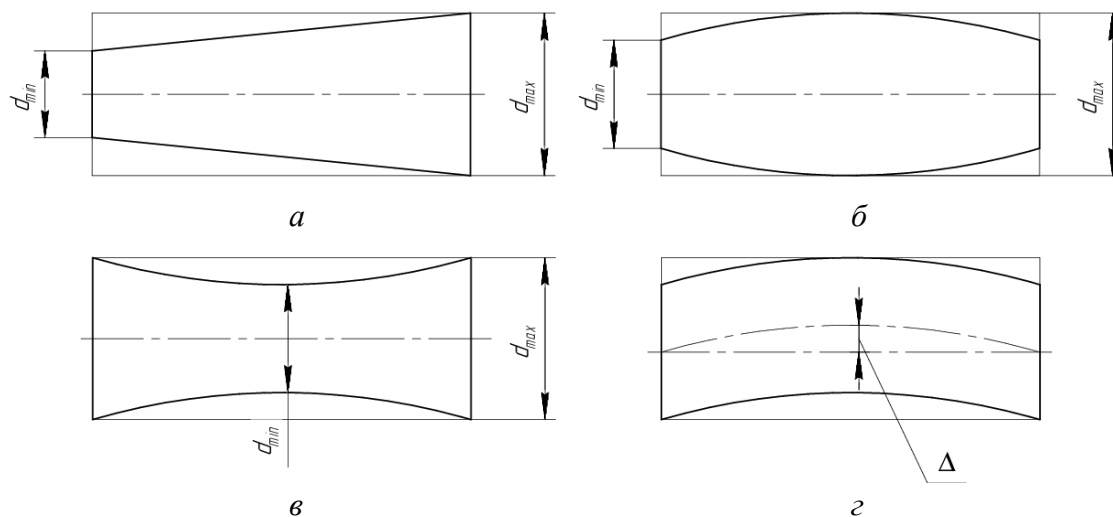


Рис. 33.3. Отклонения формы цилиндрических поверхностей в продольном сечении

Количественно эти отклонения определяют по формуле (33.1).

Отклонение от прямолинейности оси характеризуется непрямолинейностью геометрического места центров поперечных сечений цилиндрической поверхности (рис. 33.3, г).

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. 33.4) в пределах нормируемого участка. **Допуск плоскостности** – наибольшее допускаемое значение отклонения от плоскостности. **Поле допуска плоскостности** – область в пространстве, ограниченная двумя параллельными плоскостями, отстоящими друг от друга на расстоянии, равном допуску плоскостности.

Вогнутость и **выпуклость** (рис. 33.4) – 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.

Отклонение от прямолинейности – наибольшее расстояние Δ от точек реального профиля до прилегающей прямой в пределах нормируемого участка (рис. 33.5). **Допуск прямолинейности** – наибольшее допускаемое значение отклонения от прямолинейности.

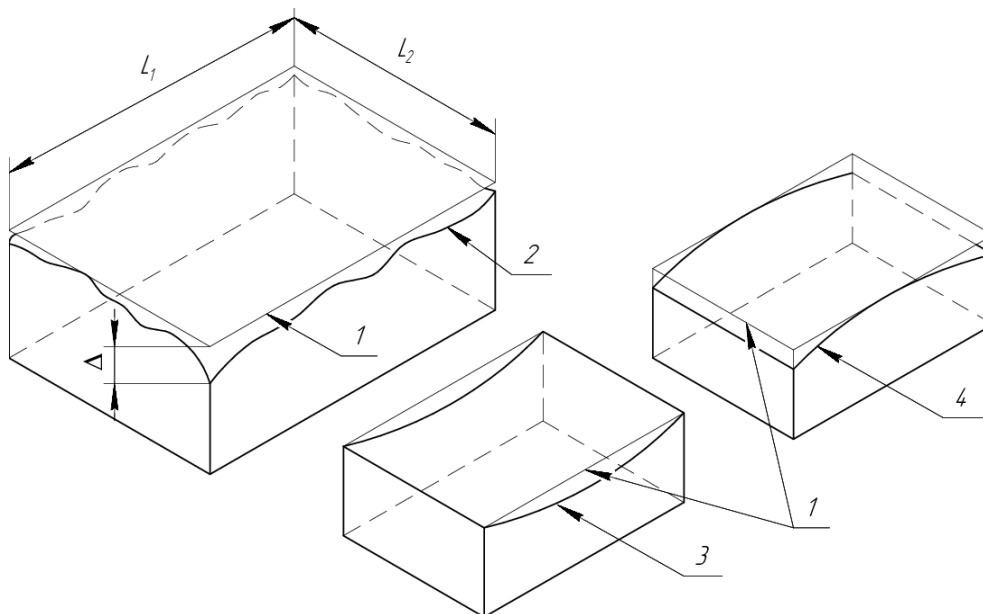


Рис. 33.4. Отклонение от плоскости:
 1 – прилегающая плоскость; 2 – реальная поверхность; 3 – вогнутость реальной поверхности; 4 – выпуклость реальной поверхности

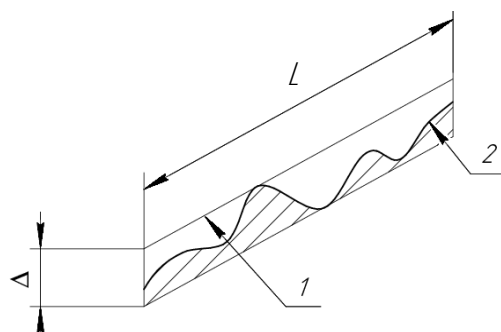


Рис. 33.5. Отклонение от прямолинейности:
 1 – прилегающий профиль; 2 – реальный профиль;
 L – нормируемый участок

33.2. Отклонения расположения поверхностей деталей

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.

Отклонение от параллельности плоскостей – разность Δ наибольшего (b) и наименьшего (a) расстояний между плоскостями в пределах нормируемого участка (рис. 33.6). **Допуск параллельности** – наибольшее допускаемое значение отклонения от параллельности.

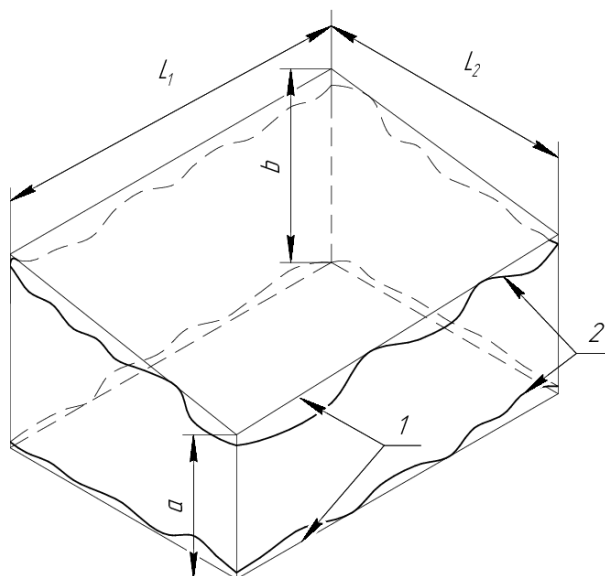


Рис. 33.6. Отклонение от параллельности плоскостей:
1 – прилегающие поверхности; 2 – реальные поверхности (имеющие отклонения формы, которые не учитываются)

Отклонение от параллельности прямых в плоскости – разность Δ наибольшего (b) и наименьшего (a) расстояний между прямыми на длине нормируемого участка (рис. 33.7).

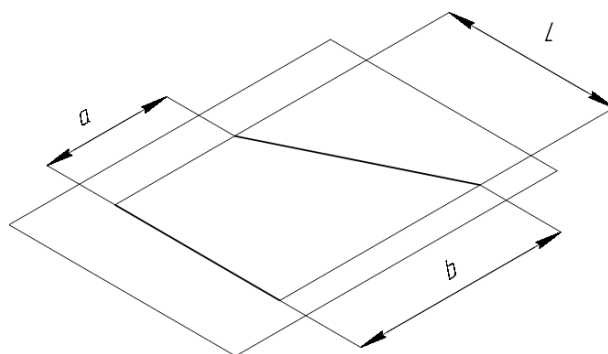


Рис. 33.7. Отклонение от параллельности прямых в плоскости:
 L – длина нормируемого участка

Отклонение от параллельности осей (прямых) в пространстве – геометрическая сумма Δ отклонений от параллельности проекций осей (прямых) в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (рис. 33.8).

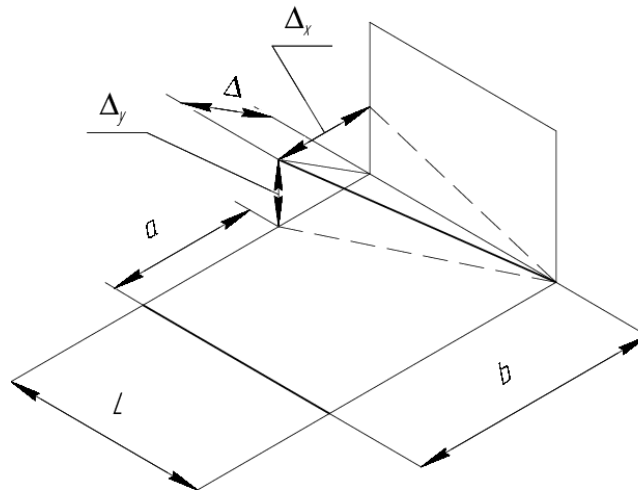


Рис. 33.8. Отклонение от параллельности осей (прямых) в пространстве:
 L – длина нормируемого участка

Одна из этих плоскостей является общей плоскостью осей (проходит через одну из осей и точку другой оси). Величина Δ определяется по следующему выражению:

$$\Delta = \sqrt{\Delta_x^2 + \Delta_y^2}. \quad (33.2)$$

Переко́с 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 рис. 33.9.

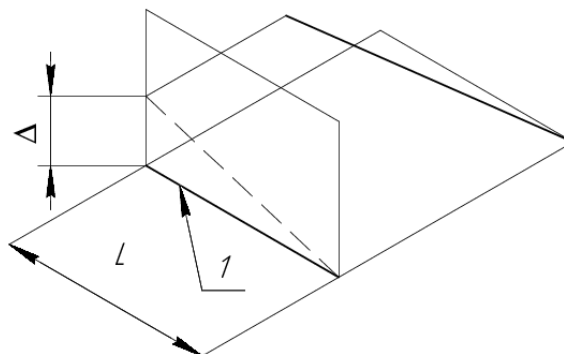


Рис. 33.9. Переко́с осей:
 l – база (лежит в общей плоскости);
 L – длина нормируемого участка

Отклонение от перпендикулярности плоскостей – отклонение угла между плоскостями от прямого угла (90°), выраженное в линейных единицах Δ на длине нормируемого участка (рис. 33.10, а). **Допуск перпендикулярности** – наибольшее допустимое значение отклонения от перпендикулярности.

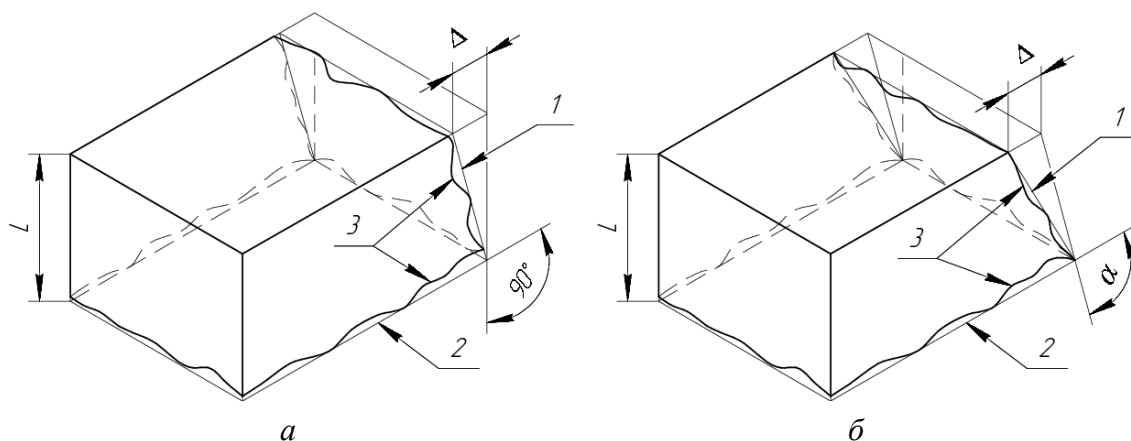


Рис. 33.10. Отклонение от перпендикулярности и угла наклона плоскостей:
 1, 2 – прилегающие плоскости (2 – база); 3 – реальные поверхности;
 L – длина нормируемого участка

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. 33.10, б).

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. 33.11).

Позиционное отклонение – наибольшее расстояние Δ между реальным расположением элемента (его центра, оси или плоскости симметрии) и его номинальным расположением в пределах нормируемого участка (рис. 33.12). **Позиционный допуск** также можно представить в диаметральном выражении как удвоенное наибольшее допустимое значение позиционного отклонения элемента или в радиусном выражении как наибольшее допустимое значение позиционного отклонения элемента.

Отклонение от пересечения осей – наименьшее расстояние Δ между осями, номинально пересекающимися (рис. 33.13).

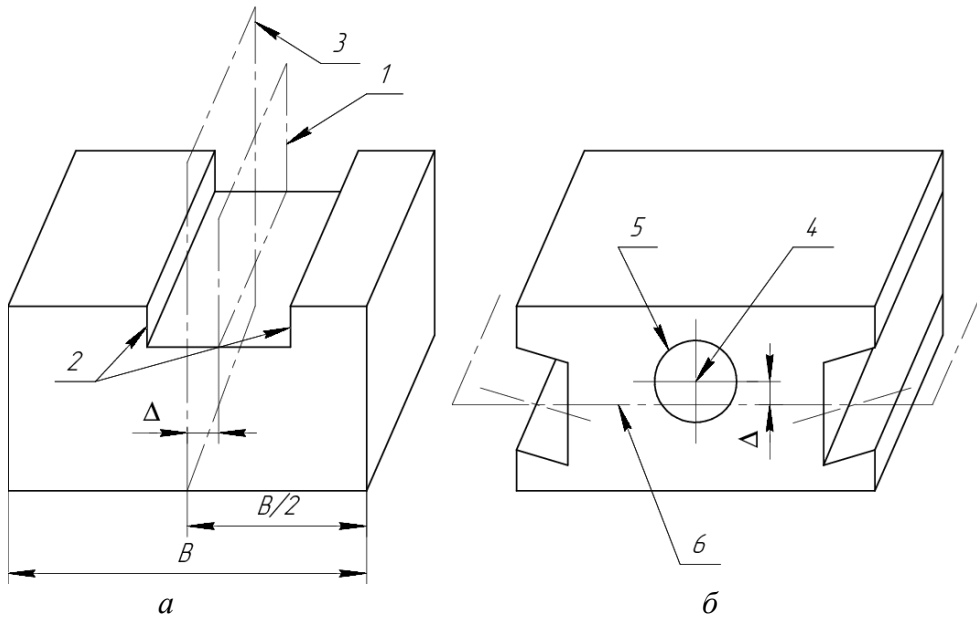


Рис. 33.11. Отклонение от симметричности:
a – плоскости симметрии 1 рассматриваемого элемента 2 относительно плоскости симметрии 3 базового элемента; *б* – оси симметрии 4 рассматриваемого элемента 5 относительно общей плоскости симметрии *б* базовых элементов

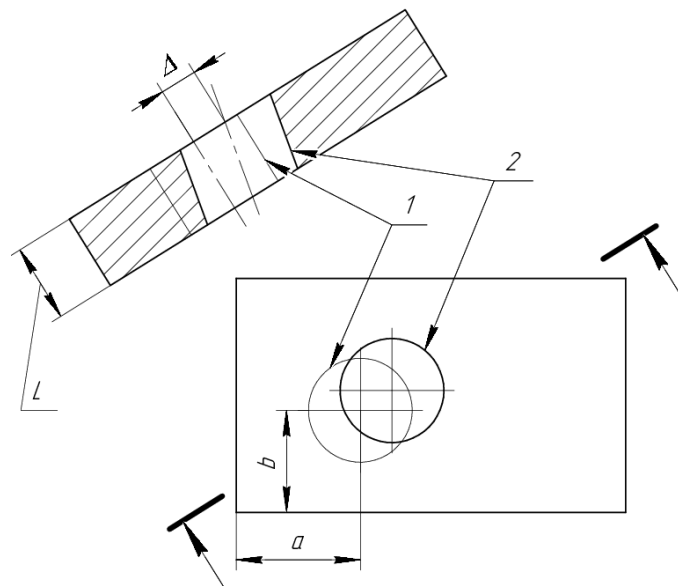


Рис. 33.12. Позиционное отклонение:
1 – номинальная поверхность; *2* – реальная поверхность;
a и *b* – номинальные размеры; *L* – длина нормируемого участка

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. 33.14).

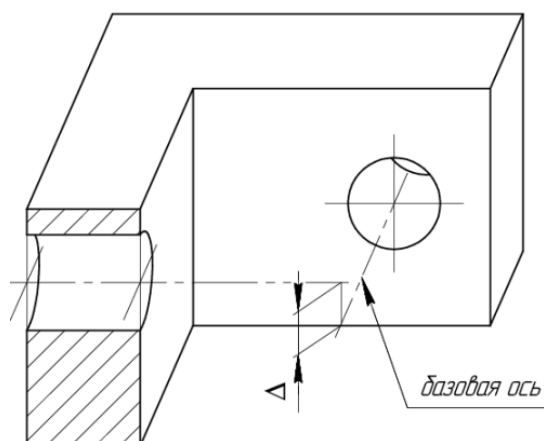


Рис. 33.13. Позиционное отклонение

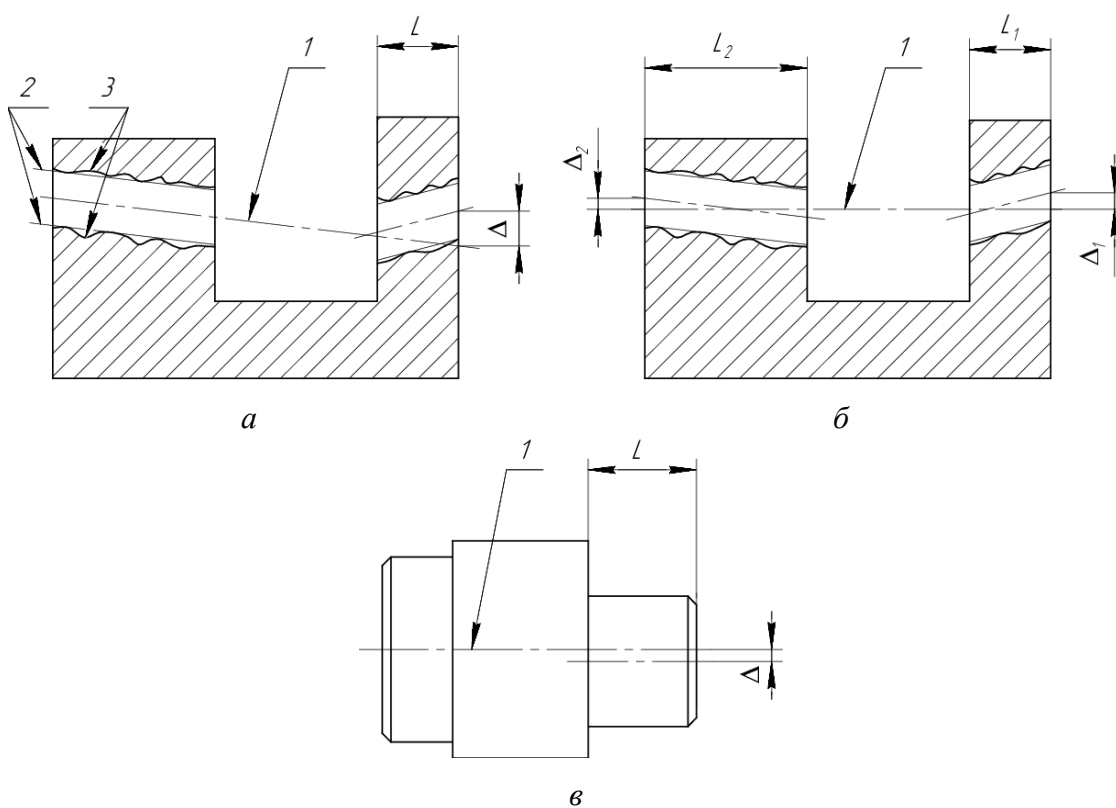


Рис. 33.14. Отклонение от соосности:

а – оси рассматриваемого отверстия относительно оси другого отверстия;
б, в – осей рассматриваемых отверстий относительно их общей оси;
1 – ось базовой поверхности (*а*) или общая ось (*б, в*); *2* – прилегающая поверхность; *3* – реальная поверхность; *L, L₁, L₂* – длина нормируемого участка

О **допуске соосности** можно говорить в диаметральном и в радиусном выражении. В первом случае это удвоенное наибольшее допустимое значение отклонения от соосности, а во втором – наибольшее допустимое значение отклонения от соосности.

Лекция 34

НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ФОРМЫ И ВЗАИМНОГО РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ

34.1. Система нормирования отклонений формы и расположения поверхностей

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. Иными словами, заданные поля допусков на размеры отдельных поверхностей ограничивают отклонения формы и расположения поверхностей. По этой причине нормировать отклонения формы и расположения поверхностей необходимо, только если их нужно ужесточить по сравнению со значениями, установленными при назначении допусков на размеры.

ГОСТ 24642–81 предусматривает следующие уровни относительной геометрической точности, характеризующие соотношения между допусками формы (расположения) поверхностей и допуском на размер:

A – нормальная относительная геометрическая точность (используется примерно 60% допуска размера);

B – повышенная относительная геометрическая точность (используется примерно 40% допуска размера);

C – высокая относительная геометрическая точность (используется примерно 25% допуска размера).

В обоснованных случаях допускается использовать менее 25% допуска размера для нормирования допусков формы и расположения поверхностей. Численные значения допусков формы и расположения поверхностей округляются до стандартных величин по ГОСТ 24643–81.

На практике конкретные значения допусков формы и расположения часто выбирают, отталкиваясь от степени точности формы, назначают которую методом аналогов или в зависимости от качества допуска размера поверхности (поверхностей) и уровня относительной геометрической точности (принимают по справочной литературе).

Для некоторых ответственных соединений (соединения с кольцами подшипников качения, соединений по посадке с натягом и др.)

числовые значения допусков формы, расположения, суммарных допусков формы и расположения назначают в соответствии с рекомендациями, приводимыми в справочной литературе, на основании накопленного производственного опыта (методом аналогов).

34.2. Обозначение на чертежах предельных отклонений формы и расположения поверхностей

Допуски формы и расположения поверхностей указывают на чертежах условными обозначениями или текстом в технических требованиях. Применение условных обозначений предпочтительно. Обозначения на чертежах допусков формы и расположения поверхностей выполняют по ГОСТ 2.308–2011.

Условное обозначение, значение допуска и (при необходимости) обозначение базы вписывают в рамку (рис. 34.1). Условные обозначения допусков формы, расположения и суммарных допусков формы и расположения приведены в таблице.

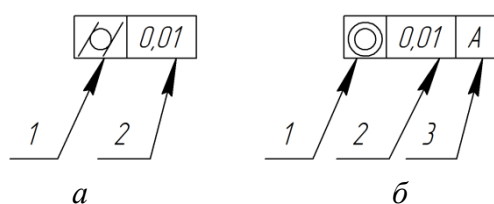


Рис. 34.1. Структура знака для обозначения допусков формы, расположения и суммарных допусков формы и расположения:

a – обозначение допуска цилиндричности;

б – обозначение допуска соосности;

1 – условное обозначение допуска; *2* – численное значение допуска;

3 – обозначение базы (может отсутствовать)

В частях рамки *2* и *3* при необходимости может указываться дополнительная информация. Если перед числовым значением допуска стоит литера «*T*» или условное обозначение диаметра, то допуск приведен в диаметральном выражении, если «*T/2*» или «*R*» – в радиусном выражении.

Числовое значение допуска действительно для всей поверхности или длины элемента (см. пример на рис. 34.2, *a*), а при необходимости – через косую черту приводится длина нормируемого участка (см. пример на рис. 34.2, *б*).

Если допуск (база) относится к оси или плоскости симметрии, то соединительная линия, проведенная от рамки, должна быть продолжением размерной линии соответствующего элемента (рис. 34.3, а).

Примечание. Если размер элемента уже указан, размерная линия должна быть без размера и ее рассматривают как составную часть условного обозначения допуска.

Если допуск (база) относится к поверхности (профилю), то соединительная линия не должна совпадать с размерной (рис. 34.3, б).

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	
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	

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.

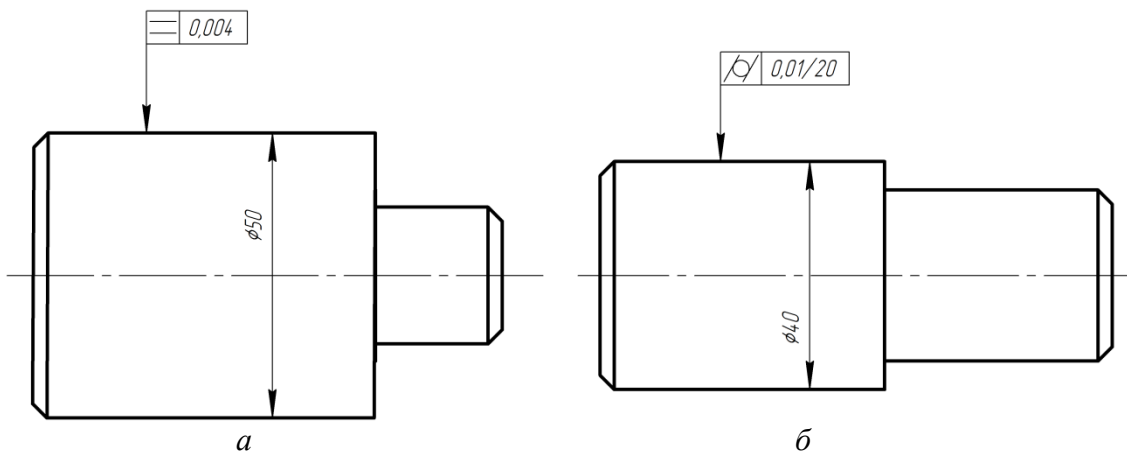


Рис. 34.2. Примеры обозначения допусков формы:

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

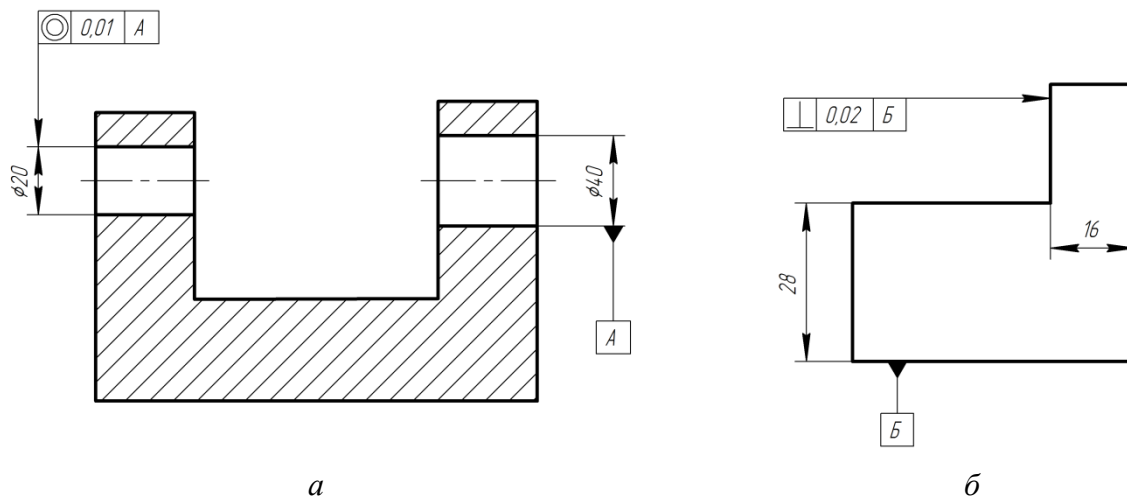


Рис. 34.3. Примеры обозначения допусков расположения:

a – обозначение допуска соосности цилиндрических поверхностей диаметром 20 мм и диаметром 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

Общая ось – прямая, относительно которой наибольшее отклонение осей нескольких рассматриваемых поверхностей вращения в пределах длины этих поверхностей имеет минимальное значение (пример обозначения общей оси см. на рис. 34.4).

При необходимости обозначения двух (и более) различных видов допусков формы (расположения) для одного и того же элемента рамки допусков можно объединять.

Базы обозначают зачерченным треугольником, соединяемым 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.

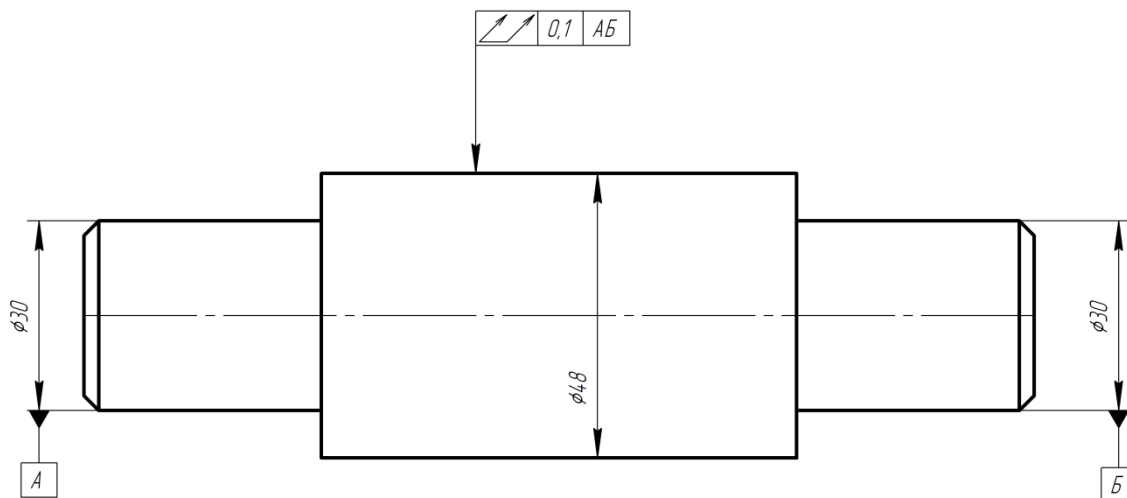


Рис. 34.4. Пример обозначения суммарного допуска: допуск полного торцевого биения цилиндрической поверхности диаметром 48 мм относительно общей оси цилиндрических поверхностей диаметром 30 мм, численное значение допуска – 100 мкм

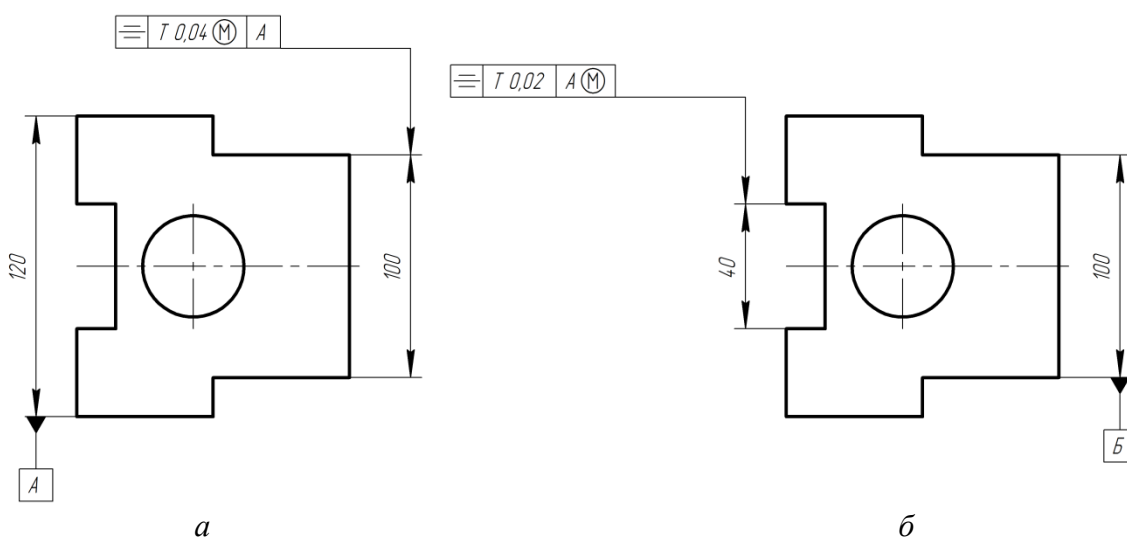


Рис. 34.5. Примеры обозначения зависимого допуска симметричности

В случае назначения зависимых допусков (рис. 34.5) литера «М» может помещаться:

– после числового значения допуска, если зависимый допуск связан с действительными размерами рассматриваемого элемента (рис. 34.5, а);

– после буквенного обозначения базы или без буквенного обозначения базы в части рамки 3 (рис. 34.1), если зависимый допуск связан с действительными размерами базового элемента (рис. 34.5, б);

– после числового значения допуска и буквенного обозначения базы (или без буквенного обозначения базы), если зависимый допуск связан с действительными размерами обоих элементов.

34.3. Методы и средства контроля отклонений формы и взаимного расположения поверхностей

Измерение отклонений формы цилиндрических поверхностей. Наиболее полное представление о форме реальной поверхности позволяют получить универсальные кругломеры с вращающимся столом. Принцип измерения на кругломере заключается в том, что прибор воспроизводит практически идеальную окружность, которая сравнивается с реальной в различных сечениях измеряемой поверхности, перпендикулярных ее оси. При достаточном количестве плоскостей измерения в результате можно установить величину отклонения от цилиндричности.

Так как кругломер достаточно сложный и дорогостоящий прибор, на практике часто прибегают к измерениям частных отклонений формы в поперечном и продольном направлениях.

Измерение овальности. Величину овальности можно определить с помощью двухконтактного прибора (рис. 34.6, а), в качестве которого использовать скобы с зубчатыми или рычажно-зубчатыми передачами, или путем базирования объекта измерения на призме, при этом наконечник измерительной головки должен ориентироваться определенным образом относительно контролируемой поверхности (рис. 34.6, б).

Измерение огранки. Огранку охватываемых цилиндрических поверхностей довольно просто измерить на призме (рис. 34.6, в). При этом измерительный стержень индикатора должен располагаться по биссектрисе угла призмы. Вращая деталь вокруг ее оси, устанавливают максимальные и минимальные отклонения показаний индикатора от нуля, а за величину огранки в контролируемом сечении принимают разность полученных значений, деленную на коэффициент воспроизведения.

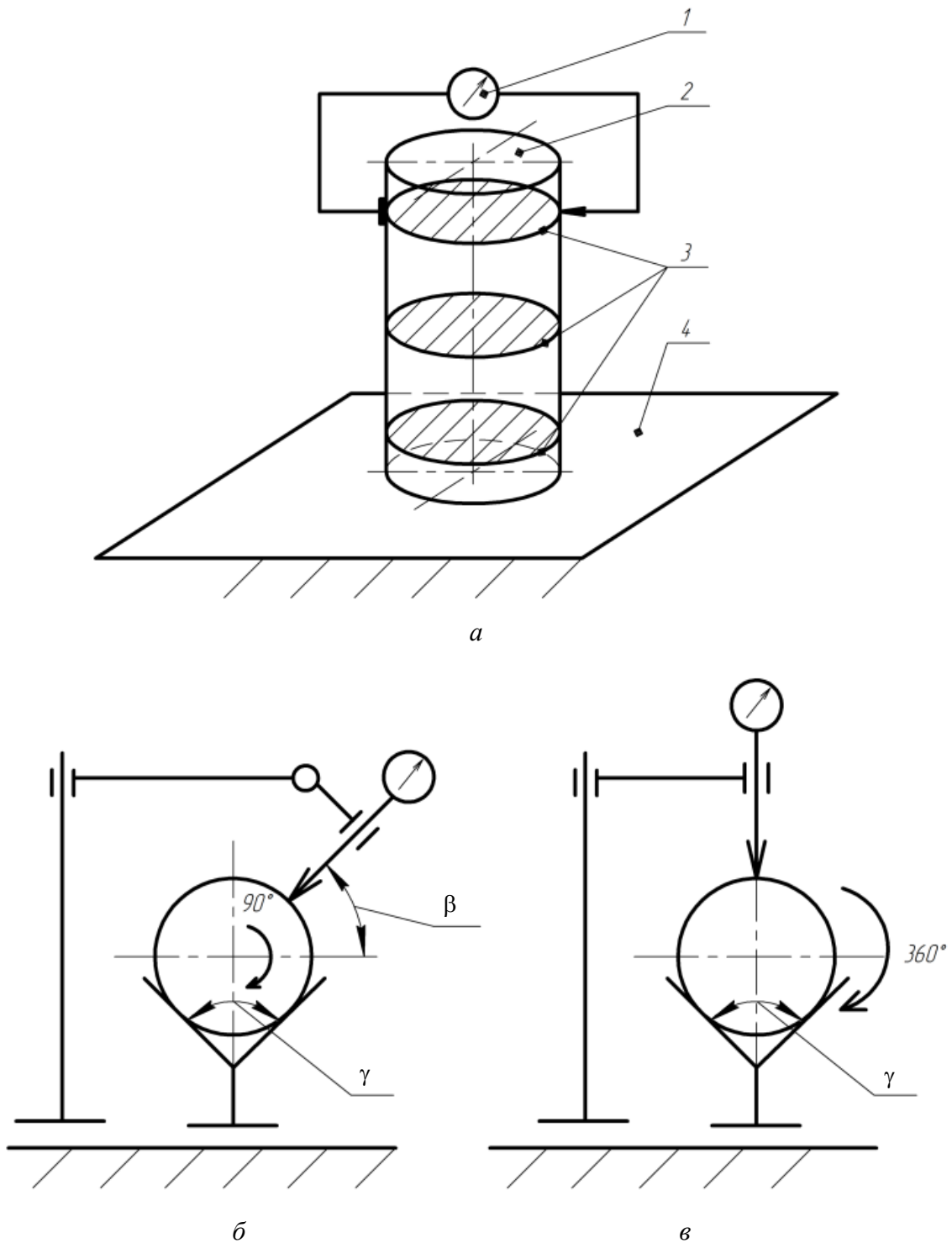


Рис. 34.6. Измерение отклонений формы цилиндрических поверхностей:
a – измерение двухконтактным прибором: *1* – измерительное средство;
2 – измеряемая деталь; *3* – измеряемые сечения; *4* – поверочная плита;
б – измерение овалности на призме (при $\gamma = 90^\circ$ и $\beta = 45^\circ$ коэффициент воспроизведения 2);
в – измерение огранки на призме (при $\gamma = 90^\circ$ для трех- и пятигранных сечений коэффициент воспроизведения равен 2)

Измерение отклонений профиля продольного сечения. Качественно оценить наличие отклонений формы в продольном направлении у цилиндрических поверхностей можно на просвет с помощью лекальной линейки. Установить величину соответствующих частных отклонений профиля продольного сечения можно с помощью образцов просвета или путем измерения не менее чем в трех сечениях диаметров двухконтактным прибором (рис. 34.6, а) в двух взаимоперпендикулярных направлениях. Для определений конкретного вида отклонения сравнивают значения диаметров, измеренных по краям контролируемой поверхности, а за величину отклонения принимают наибольшее из значений Δ , рассчитанных по формуле (33.1) для каждого из направлений.

Измерение отклонений формы плоских поверхностей. Для измерения отклонений формы плоских поверхностей относительно небольших объектов можно использовать схему измерения, основанную на использовании поверочной плиты и измерительной головки (рис. 34.7).

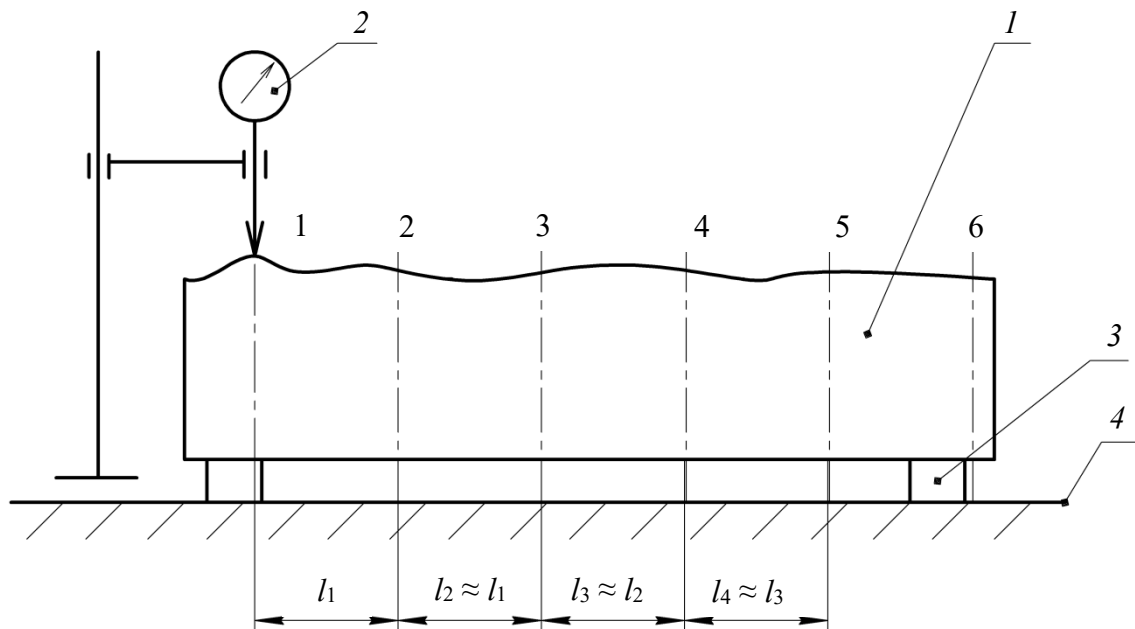


Рис. 34.7. Схема измерения отклонения от прямолинейности:

1 – измеряемая деталь; 2 – измерительная головка;
3 – измерительные прокладки; 4 – поверочная плита

Измеряемая деталь 1 устанавливается на опорах (измерительных прокладках) 3, расположенных на поверочной плите 4. Измерительная головка 2 на стойке перемещается по поверочной плите вдоль профиля детали (дополнительно можно использовать направляющую линейку). По показаниям измерительной головки в отдельных местах профиля строится профилограмма и определяется величина отклонения

от прямолинейности. Повторяя измерения в нескольких направлениях, можно дать оценку отклонению от плоскостности.

Измерение отклонения от параллельности поверхностей. Отклонение от параллельности поверхностей относительно просто измерить с помощью измерительных головок и приспособлений, воспроизводящих прилегающие поверхности: поверочных плит, плоскопараллельных пластин (часто используют стеклянные) и лекальных линеек.

Схема такого измерения приведена на рис. 34.8.

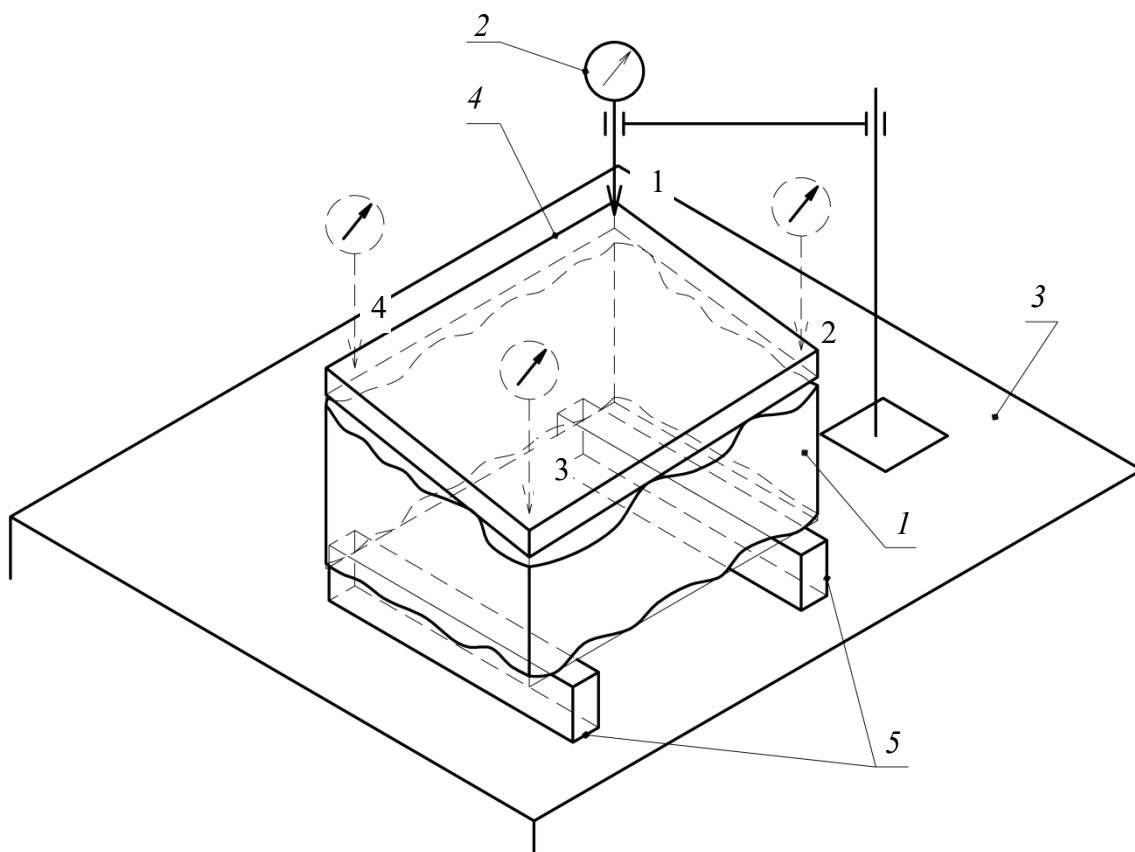


Рис. 34.8. Схема измерения отклонения от параллельности с помощью пластин:
1 – измеряемая деталь; 2 – измерительная головка; 3 – поверочная плита;
4 – стеклянная пластина; 5 – измерительные прокладки

Деталь 1 установлена на поверочной плите 3 (воспроизводит прилегающую поверхность к базовой поверхности детали 1) на измерительных прокладках 5, которые располагают на возможно большем расстоянии друг от друга. Стеклянная пластина 4 устанавливается на поверхности, расположение которой контролируется относительно базовой. Измерительной головкой определяют отклонения в крайних точках в пределах нормируемого участка. Разность между максимальным и минимальным отклонениями от нулевого положения есть величина отклонения от параллельности.

Лекция 35

ВОЛНИСТОСТЬ И ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ

35.1. 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 их волнистость.

Под **волнистостью** понимается совокупность периодически повторяющихся неровностей поверхности, образующихся в процессе обработки, у которых отношения 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 3951–73.

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).

Согласно ГОСТ 2789–73, шероховатость поверхности изделий независимо от материала и способа изготовления можно нормировать одним или несколькими параметрами, определяемыми относительно средней линии профиля m (рис. 35.1). 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.

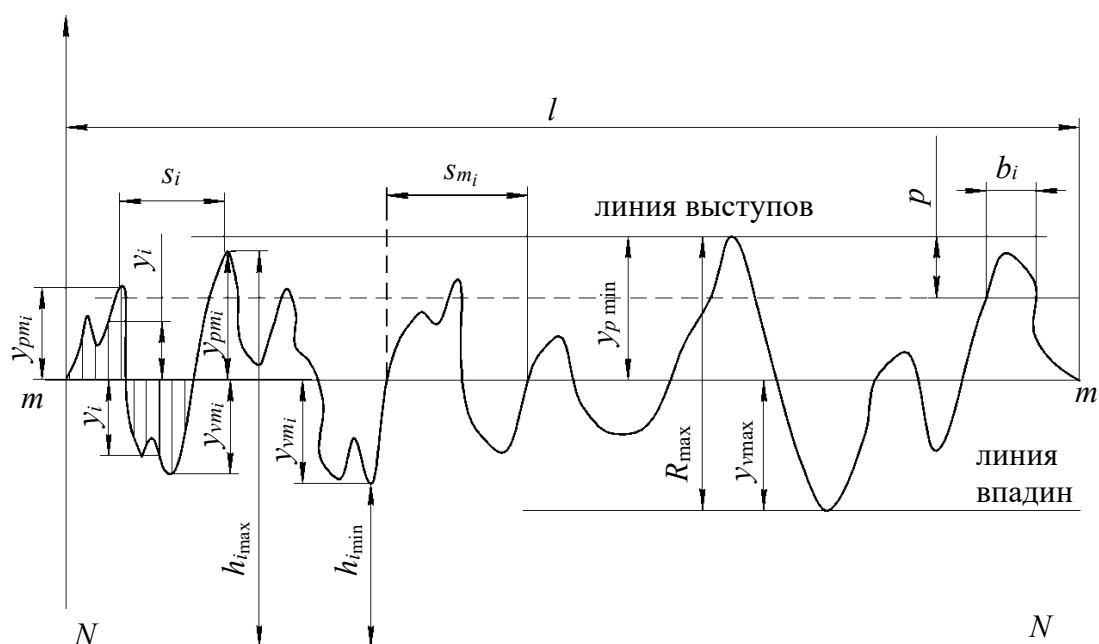


Рис. 35.1. Профиль шероховатости, его характеристики и параметры

Для количественной оценки шероховатости поверхности установлено шесть параметров.

Среднее арифметическое отклонение профиля R_a – среднее арифметическое абсолютных значений отклонений профиля y от средней линии в пределах базовой длины:

$$R_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i|. \quad (35.1)$$

Высота неровностей профиля по десяти точкам R_z – сумма средних арифметических абсолютных значений высот пяти наибольших выступов профиля и пяти наибольших впадин в пределах базовой длины.

$$R_z = \frac{1}{5} \left(\sum_{i=1}^5 |H_{i_{\max}}| + \sum_{i=1}^5 |H_{i_{\min}}| \right). \quad (35.2)$$

Для средней линии, имеющей форму отрезка прямой, расположенной ниже профиля параллельно средней линии,

$$R_z = \frac{1}{5} \left(\sum_{i=1}^5 |h_{i_{\max}}| - \sum_{i=1}^5 |h_{i_{\min}}| \right), \quad (35.3)$$

где $h_{i_{\max}}$ и $h_{i_{\min}}$ – соответственно расстояние пяти высших и пяти низших точек профиля до указанной линии.

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:

$$S_m = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_{m_i}, \quad (35.4)$$

где S_{m_i} – шаг неровностей, равный длине отрезка средней линии между точками пересечения ее с одноименными сторонами смежных неровностей.

Средний шаг местных выступов S – среднее арифметическое значение шага неровностей профиля по вершинам в пределах базовой длины:

$$S = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n S_i. \quad (35.5)$$

Относительная опорная длина профиля t_p – отношение опорной длины профиля к базовой длине:

$$t_p = \frac{\sum_{i=1}^n b_i}{l} 100\%, \quad (35.6)$$

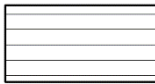




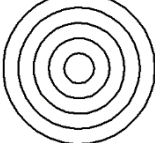
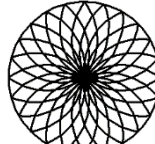
где p – расстояние между линией выступов и заданным уровнем сечения профиля. Обычно уровень сечения задают в процентах от наибольшей высоты неровностей профиля R_{\max} ; b_i – значение отрезков, отсекаемых в пределах базовой длины на выступах профиля линией, эквидистантой средней линии и расположенной на заданном уровне сечения p от линии выступов.

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 (таблица) 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.

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 на них определенные ограничения накладываются допуски на размер и форму нормируемой поверхности. Это вызвано 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. Максимальные значения параметра шероховатости R_a в зависимости от допуска размера и формы можно принять по следующим условиям:

$$R_a \leq 0,05T_p \quad (35.7)$$

при допуске формы 60% от допуска размера T_p ;

$$R_a \leq 0,025T_p \quad (35.8)$$

при допуске формы 40% от допуска размера T_p ;

$$R_a \leq 0,012T_p \quad (35.9)$$

при допуске формы 25% от допуска размера T_p .

Таким подходом целесообразно пользоваться, когда нет необходимости более жестко ограничивать параметры шероховатости исходя из функционального назначения поверхностей.

35.2. 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. 35.2. Если не указываются параметры шероховатости и способ обработки, его изображают без полки (рис. 35.3).

Поверхности детали, изготовляемой из материала определенного профиля и размера, не подлежащие по данному чертежу дополнительной обработке, обозначаются знаком, изображенным на рис. 35.3, в.

Значение параметров шероховатости указывают в ее обозначении под полкой знака после соответствующего символа, например: $R_a0,5$; R_z32 , $S0,32$, $t_{50}70$. В обозначениях указаны наибольшие допустимые значения параметров шероховатости (R_a , R_z , мкм; S , мм; t , %).

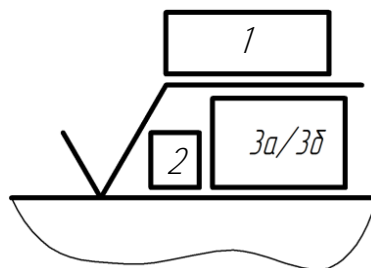


Рис. 35.2. Структура знака для обозначения шероховатости поверхности:

- 1 – способ обработки поверхности и (или другие указания);
- 2 – условное обозначение направления неровностей (таблица);
- 3а – базовая длина по ГОСТ 2789;
- 3б – параметр (параметры) шероховатости по ГОСТ 2789

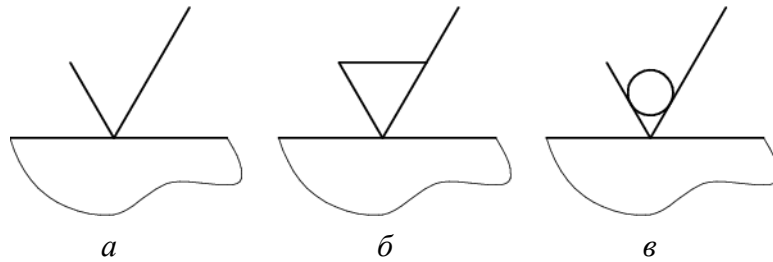


Рис. 35.3. Знаки, применяемые для обозначения параметров шероховатости:

a – 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. 35.4, *a*).

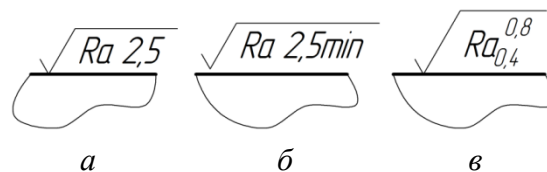


Рис. 35.4. Примеры обозначения параметров шероховатости

При указании наименьшего значения параметра шероховатости после обозначения параметра следует указывать «min» (рис. 35.4, *б*).

При указании диапазона значений параметра шероховатости поверхности приводят пределы значений параметра, размещая их в две строки (рис. 35.4, *в*).

Если необходимо обозначить несколько параметров шероховатости поверхности, значения параметров записывают сверху вниз в таком порядке (рис. 35.5):

- параметр высоты неровностей профиля;
- параметр шага неровностей профиля;
- 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 располагать обозначения шероховатости на размерных линиях или на их продолжениях, на рамке допуска формы.

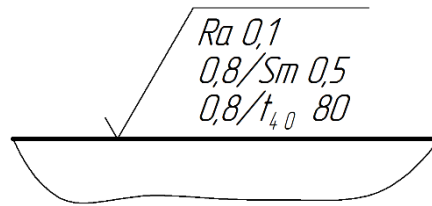


Рис. 35.5. Пример обозначения нескольких параметров шероховатости для одной поверхности: среднеарифметическое отклонение неровностей 0,1 мкм, средний шаг неровностей 0,5 мм в пределах базовой длины 0,8 мм, относительная опорная длина 80% на уровне профиля 40% от R_{\max}

При указании одинаковой шероховатости для всех поверхностей изделия обозначение шероховатости размещают в правом верхнем углу чертежа (рис. 35.6, а).

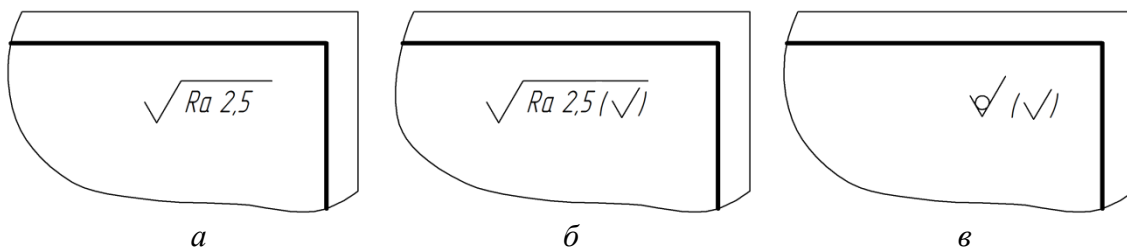


Рис. 35.6. Примеры обозначения параметров шероховатости

Обозначение шероховатости, одинаковой для части поверхностей изделия, может быть помещено в правом верхнем углу чертежа (рис. 35.6, б, рис. 35.6, в) вместе с условным обозначением, приведенным на рис. 35.3, а (знак заключают в скобки). Это означает, что все поверхности, на которых на изображении не нанесены обозначения шероховатости или знак, изображенный на рис. 35.3, в, должны иметь указанную шероховатость.

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 очень 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.

Лекция 36

КЛАССИФИКАЦИЯ И ХАРАКТЕРИСТИКА ПОГРЕШНОСТЕЙ ОБРАБОТКИ

36.1. Понятие о погрешностях обработки и их видах. Систематические и случайные погрешности

Качество машин и в первую очередь их надежность и долговечность зависят в значительной мере от точности обработки деталей при их изготовлении и восстановлении в процессе ремонта.

Точность обработки – это степень соответствия действительных геометрических размеров параметрам, заданным чертежом. Точность обработки характеризуется погрешностью обработки.

Погрешность обработки – отклонения действительных параметров от заданных.

Погрешности могут быть *систематическими* и *случайными*.

Систематические погрешности постоянны по значению и знаку или закономерно изменяются при переходе от одной детали к другой в зависимости от характера неслучайных факторов. Источниками систематических погрешностей могут служить, например, непрямолинейность направляющих станка, неточности изготовления или настройки измерительного инструмента и т. п. Значение и знак систематической погрешности можно заранее предусмотреть и учесть в тех случаях, когда ее невозможно устранить.

Случайные погрешности непостоянны по величине и знаку. Они возникают при изготовлении и измерении и принимают различные значения в зависимости от случайных факторов. Непостоянное число различных факторов и их неодинаковое влияние не подчиняются какой-либо видимой закономерности и приводят к тому, что невозможно заранее предвидеть значение и знак погрешности изготовления или измерения, т. е. погрешность есть случайная величина. Источниками случайных погрешностей могут быть упругие деформации системы станок – приспособление – инструмент – деталь, неоднородность механических свойств материалов, размер припуска и т. п. Оценить их можно только при использовании методов теории вероятностей и математической статистики.

36.2. Законы распределения случайных погрешностей. Закон нормального распределения погрешностей при механической обработке

Обязательное наличие погрешностей обработки или измерений приводит к рассеянию (разбросу) размеров в партии деталей или в результатах измерений.

При допущении грубых ошибок (ошибки в отсчете делений на лимбе, попадание стружки при установке детали при ее измерении и т. п.) возникают грубые погрешности. При обработке результатов измерений грубые погрешности исключаются.

Точность отдельного размера определяется установленным допуском на обработку. Точность партии деталей может характеризоваться величинами, используемыми в математической статистике. **Основные статистические параметры рассеяния размеров:** диапазон рассеяния R , средний арифметический размер \bar{x} , среднее квадратическое отклонение σ .

Диапазон рассеяния размеров R – разность между наибольшим и наименьшим размерами в партии:

$$R = x_{\max} - x_{\min},$$

где x_{\max} и x_{\min} – наибольший и наименьший размеры.

Средний арифметический размер \bar{x} – это сумма действительных размеров, деленная на их число:

$$\bar{x} = \frac{x_1 + x_2 + \dots + x_N}{N},$$

где x_1, x_2, \dots, x_N – действительные размеры деталей; N – число действительных размеров.

Средний арифметический размер определяет положение центра группирования размеров на кривой распределения. Диапазон рассеяния размеров характеризует только разброс размеров около центра группирования. Для анализа же точности обработки или измерения необходимо знать также характер рассеяния размеров внутри диапазона рассеяния.

Среднее квадратическое отклонение σ – один из основных параметров, характеризующих рассеяние размеров:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2}.$$

При числе размеров свыше 25 с достаточной достоверностью можно определить среднее квадратическое отклонение по формуле

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2}.$$

Наглядное представление о характере рассеяния дают так называемые кривые распределения, которые в зависимости от способа построения делятся на гистограммы распределения, эмпирические кривые (или полигоны распределения) и теоретические кривые распределения (рис. 36.1).

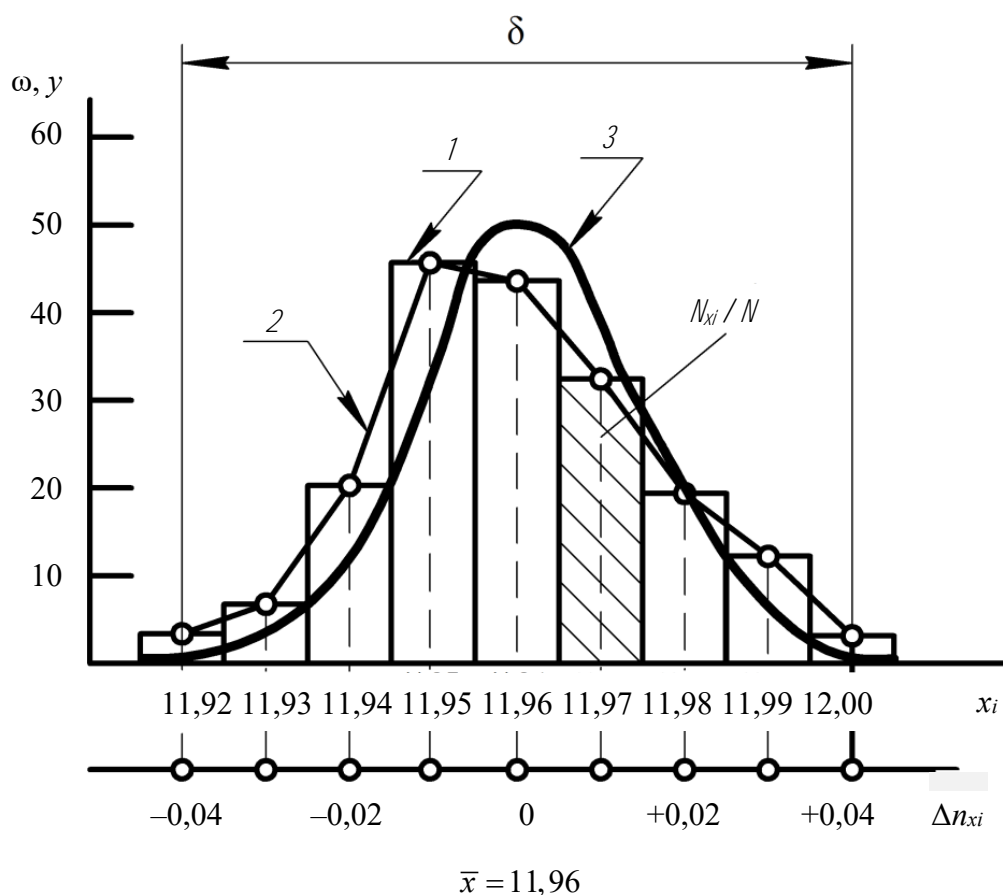


Рис. 36.1. Кривые распределения рассеяния размеров:
1 – гистограмма; 2 – полигон; 3 – теоретическая кривая распределения

При построении кривых распределения по оси абсцисс откладывают или сам размер x_i , или размеры групп, либо его отклонения Δx_i от среднего арифметического размера \bar{x} . По оси ординат для построения гистограмм и полигонов распределения откладывают относительную частоту:

$$\omega = n_{xi} / N,$$

где n_{xi} – частота, или число размеров, попадающих в один и тот же интервал; N – общее число размеров.

При построении теоретической кривой распределения по оси ординат откладывают плотность вероятности y случайной величины. На гистограмме или полигоне рассеяния площадь в пределах интервала равна частоте или относительной частоте, а на теоретической кривой – вероятности появления размера в данном интервале.

Закон больших чисел гласит: с вероятностью, близкой к достоверности, можно утверждать, что при достаточно большом числе опытов частота наблюдаемого события может как угодно мало отличаться от его вероятности. Исходя из этого, при практических расчетах пользуются теоретическими кривыми распределения, полученными аппроксимацией гистограмм или эмпирических кривых распределения.

Для аппроксимации наиболее часто применяют следующие законы распределения: закон нормального распределения, или закон Гаусса; закон равной вероятности; закон равнобедренного треугольника, или закон Симпсона; закон эксцентриситета, или закон Максвелла.

Закон нормального распределения, или закон Гаусса:

$$y = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\bar{x})^2}{2\sigma^2}}.$$

Этот наиболее распространенный закон распределения случайных величин имеет место, когда из большого числа факторов ни один не является доминирующим, а каждый играет относительно малую роль в общей совокупности (рис. 36.2, *a*).

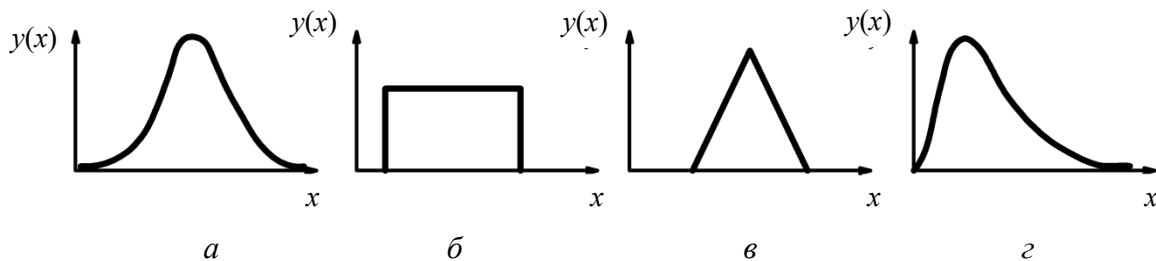


Рис. 36.2. Законы распределения случайных величин:
a – нормального распределения; *б* – равной вероятности;
в – равнобедренного треугольника; *г* – эксцентриситета

Закон равной вероятности:

$$y = \frac{1}{x_n - x_1} = \text{const}.$$

Он характерен для случайных величин, на которые влияет резко доминирующий фактор, равномерно изменяющийся в пространстве или во времени (рис. 36.2, б).

Закон равнобедренного треугольника, или закон Симпсона:

$$y = \begin{cases} \frac{4}{(x_n - x_1)^2} (x'_n - x_1), \\ \frac{4}{(x_n - x_1)^2} (x_n - x). \end{cases}$$

Этому закону подчиняются случайные величины, на которые влияют два резко доминирующих фактора (рис. 6.2, в).

Закон эксцентриситета, или закон Максвелла:

$$y = \frac{r}{\sigma^2} e^{-\frac{r^2}{\sigma^2}},$$

где $r = \sqrt{x^2 - y^2}$.

Этому закону подчиняются величины, которые могут иметь только положительное значение, например эксцентриситет, несоосность, торцевое и радиальное биение, непараллельность или неперпендикулярность двух плоскостей, оси и плоскости (рис. 36.2, з).

При аппроксимации распределения тот или другой закон выбирают как из общих соображений о законе распределения, так и исходя из формы изображений эмпирического распределения, которая может помочь в предварительном выборе теоретической кривой распределения.

Окончательное заключение о правильности выбора закона распределения, характеризующего рассеяние случайной величины, делают после определения соответствия экспериментальной и теоретической кривых распределения по одному из критериев согласия (ГОСТ 11.006–74 «Прикладная статистика. Правила проверки согласия опытного распределения с теоретическим»).

36.3. Установление связей между величиной допуска и диапазоном рассеяния погрешностей размеров в партии

Знание закона распределения случайной величины позволяет решать практические задачи, связанные с анализом точности обработки и измерения. На практике при механической обработке для характеристики распределения погрешностей чаще всего применяют закон нормального распределения.

Подробные исследования кривых распределения позволили установить, что если задать допуск $IT = \pm 0,36\sigma$, то вероятность годных деталей составит 35%, если задать $IT = \pm 0,76\sigma$, то вероятность годных деталей составит 50%, если задать $IT = \pm 3\sigma$, то вероятность годных деталей составит 99,73%, а вероятность выхода величины за его пределы будет равна 0,27% (27 случаев из 10 000), что является экономически целесообразным.

В связи с этим было принято отклонение случайной величины от среднего, $\pm 3\sigma$ ($IT = 6\sigma$), считать предельным. Эта величина ($IT = 6\sigma$) взята за основу при назначении допуска на обработку. Если $IT = 6\sigma$, то с вероятностью, близкой к единице, можно утверждать, что все 100% деталей должны быть годными.

При наличии систематических погрешностей кривые нормального распределения, не меняя своей формы, могут смещаться влево или вправо по оси X на величину a (на уменьшение или увеличение размера). В этом случае $IT = 6\sigma + a$.

Проанализировав распределение случайных погрешностей, можно сделать следующие выводы:

- малые погрешности встречаются чаще, чем большие;
- отрицательные и положительные погрешности, равные по величине (по модулю), встречаются одинаково часто;
- для каждого метода обработки и измерения есть предел допуска, после которого погрешности практически не встречаются.

Лекция 37

ХАРАКТЕРИСТИКА, РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК С НАТЯГОМ

37.1. Методы выбора посадок

При выборе посадок для подвижных и неподвижных соединений руководствуются двумя основными методами: методом аналогов и расчетным методом.

Метод аналогов – метод, при котором посадка для проектируемого соединения выбирается по аналогии с посадкой в уже известном надежно работающем соединении.

Расчетный метод – метод, при котором посадки рассчитываются на основании полуэмпирических зависимостей.

Часто используют комплексный метод, учитывающий достоинства каждого из вышеназванных методов.

37.2. Характеристика, назначение и выбор посадок с натягом

Посадки с натягом применяются чаще для неподвижных соединений деталей без дополнительного крепления. Неподвижность соединяемых деталей в этом случае достигается за счет сил трения на поверхности соединяемых деталей, вызванных упругими деформациями материала этих деталей.

Посадки с натягом характеризуются предельными натягами, от которых зависит прочность соединения и соединяемых деталей.

Область применения некоторых посадок с натягом. Посадки H/p ; P/h – «легкопрессовые». Характеризуются минимальным гарантированным натягом. Установлены в наиболее точных качествах (валы 4–6-го, отверстия 5–7-го качества). Применяются в таких случаях, когда крутящие моменты или осевые силы малы.

Посадки H/r , H/s , H/t , R/h , S/h , T/h – «прессовые средние». Характеризуются умеренными гарантированными натягами, обеспечивающими передачу нагрузок средней величины.

Посадки H/u , H/x , H/z , U/h – «прессовые тяжелые». Характеризуются большими гарантированными натягами. Нашли применение для

соединений, на которые воздействуют тяжелые и динамические нагрузки.

Методика расчета. При выборе посадки с натягом должны выполняться два условия:

- при минимальном натяге должна быть обеспечена неподвижность соединяемых деталей при действии внешней нагрузки;
- при максимальном натяге должна быть обеспечена прочность соединяемых деталей, т. е. должны отсутствовать пластические деформации на сопрягаемых поверхностях.

В основу расчета положены выводы задачи Ляме. Расчетная схема приведена на рисунке.

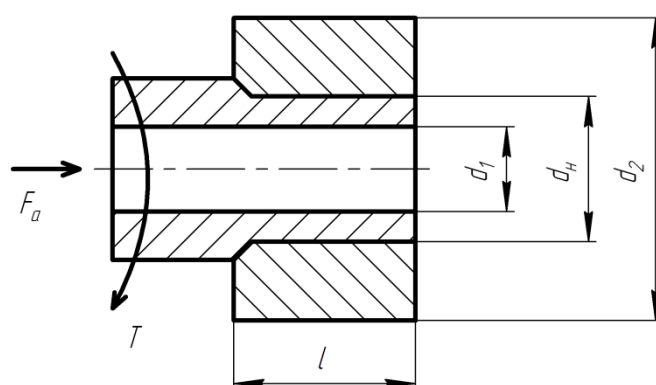


Схема к расчету посадки с натягом

Величина минимального необходимого натяга, обеспечивающего неподвижность соединения:

$$N_{\min p} = P_{\min} d \left[\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right], \quad (37.1)$$

где E_D и E_d – модули упругости материалов втулки и вала; C_D и C_d – коэффициент Ляме для втулки и вала, которые определяются по зависимостям:

$$C_D = \frac{1 + \left(\frac{d_{\text{н.с}}}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_{\text{н.с}}}{d_2} \right)^2} + \mu_D; \quad C_d = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d_{\text{н.с}}} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d_{\text{н.с}}} \right)^2} - \mu_d, \quad (37.2)$$

здесь μ_D и μ_d – коэффициенты Пуассона для втулки и вала соответственно.

Величину минимального удельного давления, возникающего на контактируемых поверхностях соединяемых деталей, необходимого для передачи заданной нагрузки, можно определить по одной из зависимостей:

– при действии осевой силы

$$p_{\min} = \frac{F_a}{\pi d l f}; \quad (37.3)$$

– действию вращающего момента

$$p_{\min} = \frac{2T}{\pi d^2 l f}; \quad (37.4)$$

– совместном действии осевой силы и вращающего момента

$$p_{\min} = \frac{\sqrt{F_a^2 + \left(\frac{2T}{d}\right)^2}}{\pi d l f}, \quad (37.5)$$

где F_a – осевая сила, Н; T – вращающий момент, Н · м; d – номинальный диаметр сопряжения, м; l – длина сопряжения, м; f – коэффициент трения.

Наименьший допустимый натяг с учетом уменьшения действительного натяга за счет смятия неровностей при запрессовке можно найти по формуле

$$[N_{\min}] = N_{\min p} + 1,2(R_{zD} + R_{zd}), \quad (37.6)$$

здесь R_{zD} , R_{zd} – высота неровностей профиля соответственно на соединяемых поверхностях втулки и вала, мкм (при необходимости учитываются поправки на температурные деформации, действие центробежных сил, увеличение контактного давления у торцов охватывающих деталей, действие вибраций и ударов).

Максимально допустимое удельное давление $[p_{\max}]$, при котором отсутствует пластическая деформация на контактных поверхностях вала и втулки, можно определить по следующим выражениям:

$$[p_{\min d}] = 0,58\sigma_{\tau d} \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \right]; [p_{\max D}] = 0,58\sigma_{\tau D} \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right], \quad (37.7)$$

где $\sigma_{\tau d}$ и $\sigma_{\tau D}$ – пределы текучести (для хрупких материалов – предел прочности) при растяжении материала вала и втулки соответственно, МПа.

В качестве $[p_{\max}]$ принимается наименьшее из двух значений и находится величина наибольшего расчетного натяга:

$$N_{\max \text{ расч}} = [P_{\max}] d_{\text{н.с}} \left(\frac{C_D}{E_D} + \frac{C_d}{E_d} \right). \quad (37.8)$$

Наибольший допустимый натяг с учетом среза и смятия неровностей:

$$[N_{\max}] = N_{\max \text{ расч}} + 1,2(R_{zD} + R_{zd}). \quad (37.9)$$

Выбирается стандартная посадка, удовлетворяющая условиям:

$$N_{\max} \leq [N_{\max}]; \quad N_{\min} > [N_{\min}]. \quad (37.10)$$

Для выбранной посадки находят запасы прочности при сборке и эксплуатации соответственно по выражениям:

$$N_{3.Е} = [N_{\max}] - N_{\max T}; \quad N_{3.е} = N_{\min T} - [N_{\min}], \quad (37.11)$$

при этом должно выполняться следующее условие:

$$N_{3.Е} > N_{3.е}. \quad (37.12)$$

Необходимое усилие для запрессовки деталей без применения термических методов сборки определяют по формуле

$$R_{\text{запр}} = f_{\pi} p_{\max} \pi dl, \quad (37.13)$$

где f_{π} – коэффициент трения при запрессовке ($f_{\pi} = (1,15 - 1,2)f$); p_{\max} – удельное давление при максимальном натяге:

$$p_{\max} = \frac{N_{\max T} - 1,2(R_{zD} + R_{zd})}{[N_{\min}]} \cdot p_{\min}. \quad (37.14)$$

Лекция 38

ХАРАКТЕРИСТИКА, ВЫБОР И РАСЧЕТ ПЕРЕХОДНЫХ ПОСАДОК

38.1. Характеристика, назначение и выбор переходных посадок

Переходные посадки, как правило, используют в неподвижных разъемных соединениях с дополнительным креплением, когда требуется высокая точность центрирования деталей.

Это связано с тем, что для них характерна возможность получения как натягов, так и зазоров, и при этом получающиеся натяги в переходных посадках малы и не требуют проверки деталей на прочность, за исключением отдельных тонкостенных деталей. Натяги в переходных посадках не позволяют передавать значительные усилия или крутящие моменты, но в некоторых случаях, например, когда нагрузки малы, при значительной длине соединения, эти посадки применяют без дополнительного крепления. Зазоры, получающиеся в переходных посадках, также относительно малы, что предотвращает значительное смещение соединяемых деталей и способствует хорошему центрированию.

Выбор переходных посадок зависит от необходимой точности центрирования и легкости сборки и разборки соединения и чаще всего производится по аналогии с известными соединениями.

Расчеты при выборе переходных посадок выполняются проверочные: расчет вероятности получения зазоров и натягов в соединении; расчет на наибольший зазор выбранной переходной посадки для ограничения биения насаживаемой детали и снижения динамических нагрузок в реверсивной передаче; расчет прочности для тонкостенных деталей при наибольшем натяге выбранной переходной посадки.

Посадки H/js ; JS/h – «плотные». Для этих посадок более вероятно получение зазора, но возможны и небольшие натяги. Достоинством применения данных посадок является легкость сборки соединяемых деталей.

Посадки H/k ; K/h – «напряженные». Вероятности получения натягов и зазоров в соединении примерно одинаковые. Небольшой натяг, получающийся в большинстве соединений, достаточен для центрирования деталей.

Посадки H/m ; M/h – «тугие». Вероятность получения натягов составляет более 60%. Зазоры практически не ощущаются за счет отклонений формы. Тугие посадки применяются для неподвижных соединений деталей на быстровращающихся валах с дополнительным креплением.

Посадки H/n ; N/h – «глухие». В этих посадках преобладают натяги, вероятность получения зазора, как правило, не превышает 10%. Являются наиболее прочными из переходных посадок. Для сборки и разборки деталей требуется применение специального оборудования: прессы, съемники и т. д.

38.2. Методика определения вероятных зазоров и натягов в партии сопряжений и их процентное соотношение

При расчете вероятности получения зазоров и натягов обычно исходят из нормального распределения размеров деталей при изготовлении. В этом случае распределение зазоров и натягов будет также подчиняться нормальному закону (рисунок), а вероятности их получения определяются с помощью интегральной функции вероятности Лапласа $\Phi(z)$.

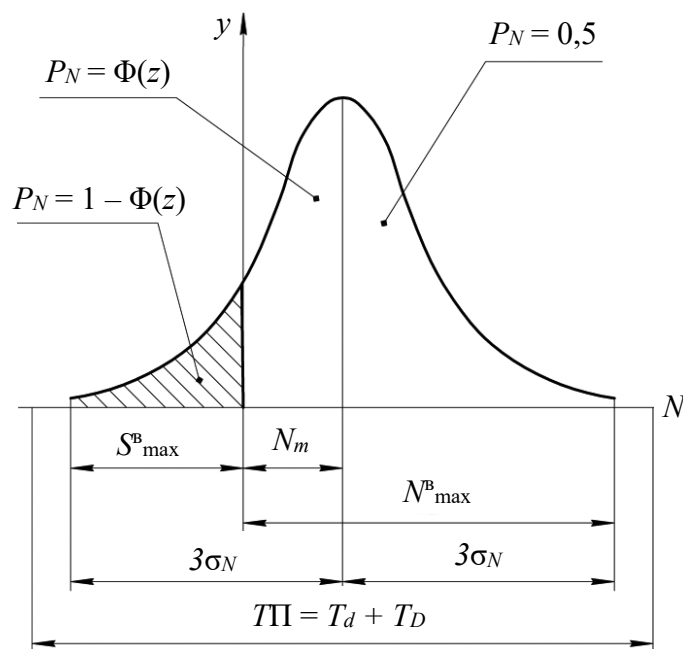


Схема к расчету вероятности получения зазоров и натягов

Для выбранной переходной посадки необходимо определить размерные параметры отдельных деталей и значения среднего натяга (зазора).

Находим среднее квадратичное отклонение натяга (зазора):

$$\sigma_N = \frac{1}{6} \sqrt{T_D^2 + T_d^2} \quad (\sigma_S = \frac{1}{6} \sqrt{T_D^2 + T_d^2}). \quad (38.1)$$

Рассчитываем предел интегрирования по зависимости

$$z = \frac{N_m}{\sigma_N} \quad (z = \frac{S_m}{\sigma_S}). \quad (38.2)$$

По найденному значению z определяем функцию $\Phi(z)$.

Рассчитываем вероятность получения натягов (процент натягов) и вероятность получения зазоров (процент зазоров) по зависимостям:

$$\begin{aligned} P_{N(S)} &= 0,5 + \Phi(z), \text{ если } z > 0; \\ P_{N(S)} &= 0,5 - \Phi(z), \text{ если } z < 0; \\ P_{N(S)} &= 1 - P_{N(S)}, \end{aligned} \quad (38.3)$$

где P_N, P_S – вероятности получения натяга и зазора соответственно.

Определяем максимальные вероятные натяг N_{\max}^B и зазор S_{\max}^B по следующим зависимостям:

$$\begin{aligned} N_{\max}^B &= 3\sigma_N + N_m \quad (S_{\max}^B = 3\sigma_S + S_m); \\ S_{\max}^B &= 3\sigma_N - N_m \quad (N_{\max}^B = 3\sigma_S - S_m). \end{aligned} \quad (38.4)$$

При необходимости ограничения биения (например, для зубчатых колес нужно ограничивать биение зубчатого венца) проверяем выполнение следующего условия:

$$S_{\max}^B \leq [S_{\max}], \quad (38.5)$$

здесь $[S_{\max}]$ – наибольший допускаемый зазор:

$$[S_{\max}] = \frac{\Delta}{K_T}, \quad (38.6)$$

где Δ – допускаемое радиальное биение втулки на валу, возникающее при зазоре и одностороннем смещении вала в отверстии; K_T – коэффициент запаса точности, учитывающий погрешности формы и расположения поверхностей сопрягаемых деталей, смятие неровностей, износ поверхностей при сборках и разборках соединения.

Лекция 39

ХАРАКТЕРИСТИКА, РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК С ЗАЗОРОМ

39.1. Характеристика и применение посадок с зазором

Посадки с зазором используют для подвижных и неподвижных соединений. В подвижных соединениях они должны обеспечивать гарантированный зазор, позволяющий реализовать взаимное перемещение сопрягаемых деталей, а также необходимый для размещения слоя смазки с учетом конкретных условий силовых и кинематических параметров работы сопряжения, теплового режима, требований к точности параметров геометрической формы, расположения и шероховатости поверхностей.

Для ответственных поверхностей, работающих в условиях жидкостного трения, посадки назначаются на основании расчетных методов. Для сопряжений, находящихся в условиях полужидкостного, полусухого и сухого трения, посадки выбирают методом аналогов.

Выбор посадки для неподвижного соединения проводят так, чтобы наименьший зазор обеспечивал свободную сборку деталей и учитывал компенсацию допусков формы и расположения. Наибольший зазор в таких посадках рассчитывают из допусков эксцентриситета для цилиндрических деталей или из допусков смещения осей для плоских деталей.

Область применения некоторых посадок с зазором. Посадки H/h применяются во всем диапазоне точностей сопрягаемых размеров. Обеспечивают высокую степень центрирования соединяемых деталей, в качествах 8–12 частично заменяют отсутствующие в них переходные посадки. Посадки применяют для соединения медленно перемещающихся деталей.

Посадки H/g , G/h применяются для изготовления деталей высокой точности. Характеризуются минимальными зазорами. Применяются в точных соединениях, где необходимо обеспечить высокую степень плавности хода.

Посадки H/f , F/h характеризуются умеренным гарантированным зазором. Чаще применяются для опор скольжения при небольших скоростях вращения до 150 с^{-1} .

Посадки H/e , E/h характеризуются значительным гарантированным зазором. Применяются при высоких скоростях вращения при значительных нагрузках.

Посадки H/d , D/h характеризуются большим гарантированным зазором. Позволяют компенсировать значительные отклонения формы и расположения сопрягаемых поверхностей.

39.2. Расчет и выбор посадки с зазором (подшипник скольжения)

Подшипники скольжения являются наиболее распространенным типом ответственных подвижных соединений, среди которых чаще встречаются гидродинамические подшипники (рис. 39.1, а).

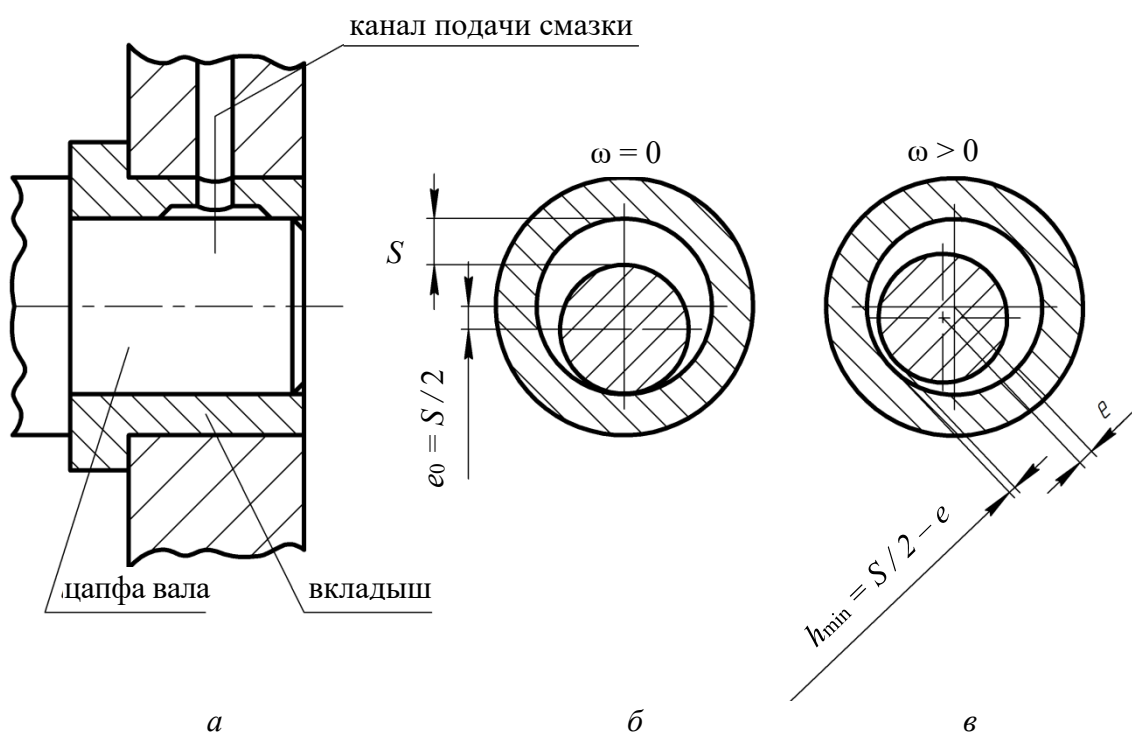


Рис. 39.1. Гидродинамический подшипник скольжения

При неподвижном вале абсолютный эксцентриситет равен $e = S / 2$ (рис. 39.1, б). После того, как вал придет в движение, смазочный материал увлекается вращающейся цапфой в постепенно сужающийся зазор, находящийся между цапфой и вкладышем подшипника, что вызывает появление гидродинамического давления, превышающего нагрузку на опору, и вал отделяется от поверхности вкладыша и смещается по направлению вращения. В этом случае абсолютный эксцентриситет становится меньше на величину h_{\min} (рис. 39.1, в) и положение вала относительно отверстия можно охарактеризовать относительным эксцентриситетом $\chi = 2e / S$.

Наименьшая толщина масляного слоя в месте наибольшего сближения цапфы вала и вкладыша будет определяться по следующей зависимости:

$$h_{\min} = 0,5S(1 - \chi). \quad (39.1)$$

При определении оптимального зазора в подшипнике используют зависимость $h_{\min} = f(S)$, установленную Гюмбелем (рис. 39.2), из которой видно, что жидкостная смазка создается лишь в определенном диапазоне функциональных зазоров от S_{\min} до S_{\max} . Если после сборки диаметральный зазор ближе к S_{\min} или равен ему, то после приработки через некоторое время этот зазор достигнет некоторого оптимального значения $S_{\text{опт}}$. При дальнейшей работе машины зазор будет увеличиваться и при превышении S_{\max} условие (39.1) выполняться не будет, а узел, включающий данный подшипник, потребует ремонта.

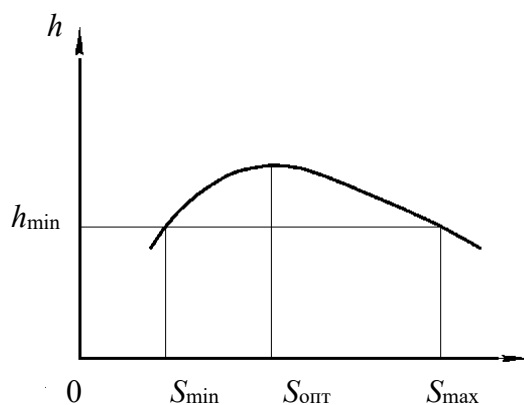


Рис. 39.2. Зависимость толщины масляного слоя в месте наибольшего сближения цапфы вала и вкладыша подшипника от зазора

Для обеспечения неразрывности масляного слоя должно выполняться следующее условие:

$$h_{\min} \geq k(R_{z1} + R_{z2} + \Delta), \quad (39.2)$$

где k – коэффициент запаса надежности по толщине масляного слоя; R_{z1} и R_{z2} – высота неровностей профиля сопрягаемых поверхностей, цапфы вала и вкладыша подшипника; Δ – поправка, учитывающая отклонения нагрузки, температуры, скорости вращения вала и другие неучтенные факторы, принимают $\Delta = 2$ мкм.

При необходимости также вводят поправки, учитывающие влияние погрешности формы и расположения поверхностей цапфы вала и

вкладыша, изгиба вала, отклонения нагрузки, температуры, скорости вращения вала и другие неучтенные факторы.

Несущая способность масляного слоя в подшипнике определяется на основании гидродинамической теории смазки по формуле

$$F_R \approx \frac{\mu \omega}{\psi^2} l d C_R, \quad (39.3)$$

где F_R – радиальная сила, действующая в опоре, Н; μ – динамическая вязкость смазочного материала, Па · с; ω – угловая скорость цапфы, с⁻¹; l – длина подшипника, м; d – диаметр цапфы, м; C_R – коэффициент нагруженности подшипника (зависит от χ и l/d); ψ – относительный зазор, определяется как отношение зазора S к диаметру цапфы d .

Упрощенный метод расчета $S_{\text{опт}}$, основанный на определении относительного зазора ψ , вычисляется по зависимости

$$\psi = 0,8 \cdot 10^{-3} \sqrt[4]{v}, \quad (39.4)$$

где v – окружная скорость цапфы, м/с, определяемая по выражению

$$v = \frac{\pi d n}{60 \cdot 1000}, \quad (39.5)$$

здесь n – частота вращения цапфы вала, мин⁻¹.

Далее определяется зазор, который принимается за оптимальный:

$$S = \psi d. \quad (39.6)$$

По зависимости (39.3) определяется коэффициент нагруженности подшипника, на основании которого и известного отношения l/d по справочным таблицам находят относительный эксцентриситет χ , далее по формуле (39.1) рассчитывается минимальная толщина масляного слоя в месте наибольшего сближения цапфы вала и вкладыша для подшипника, работающего в заданных условиях.

После проверяется выполнение условия (39.2) для обеспечения неразрывности масляного слоя и рассчитывается действительный коэффициент запаса надежности по толщине масляного слоя:

$$k = \frac{h_{\min}}{R_{z1} + R_{z2} + \Delta}, \quad (39.7)$$

при этом обязательно

$$k > 2. \quad (39.8)$$

Посадку выбирают так, чтобы ее средний зазор был не более зазора, определенного по формуле (39.6).

Лекция 40

ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

40.1. Классы точности подшипников качения и их выбор

Подшипники качения – стандартизированные сборочные единицы, изготавливаемые на специализированных заводах. Их качество определяется точностью присоединительных размеров; формы и взаимного расположения поверхностей колец подшипников и их шероховатостью; формы и размеров тел качения и шероховатостью их поверхностей; радиальным и осевым биениями дорожек качения и торцевых поверхностей колец.

Для шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников установлены следующие классы точности в порядке ее повышения: 8, 7, нормальный, 6, 5, 4, Т, 2, а для роликовых конических подшипников – 8, 7, 0, нормальный, 6Х, 6, 5, 4, 2.

В зависимости от наличия требований к уровню вибрации или уровню других дополнительных технических требований установлены три категории подшипников: А (подшипники классов точности 5, 4, Т, 2), В (0, нормального, 6Х, 6, 5), С (8, 7, 0, нормального, 6). Подробнее о классах и категориях подшипников качения см. в литературных источниках.

Подшипники классов точности 6, 5, 4 и 2 используют в станкостроении, приборостроении. В автотракторном машиностроении, сельскохозяйственных и гидромелиоративных машинах применяют подшипники 0-го класса точности. Выбор подшипников осуществляют в зависимости от вида нагружения и посадочного диаметра на вал.

40.2. Виды нагружения подшипников

Различают три вида нагружения колец подшипников: местный, циркуляционный и колебательный. При местном виде нагружения кольцо воспринимает постоянную по величине и направлению радиальную нагрузку одним и тем же ограниченным участком

дорожки качения, т. е. кольцо неподвижно относительно нагрузки. При циркуляционном виде нагружения на кольцо действует радиальная нагрузка последовательно на всех участках дорожки качения, т. е. кольцо вращается относительно нагрузки. При колебательном виде нагружения кольцо воспринимает равнодействующую двух радиальных нагрузок ограниченным участком дорожек качения, причем одна из составляющих постоянная по направлению, а вторая (меньшая по величине) изменяет направление.

Например, если вращается внутреннее кольцо подшипника вместе с валом (осью) относительно постоянной по направлению радиальной нагрузки, а внешнее кольцо неподвижно (рис. 40.1, *а*), то внутреннее кольцо испытывает циркуляционный вид нагружения (эпюра нагружения (рис. 40.1, *б*)), а наружное – местный (рис. 40.1, *в*).

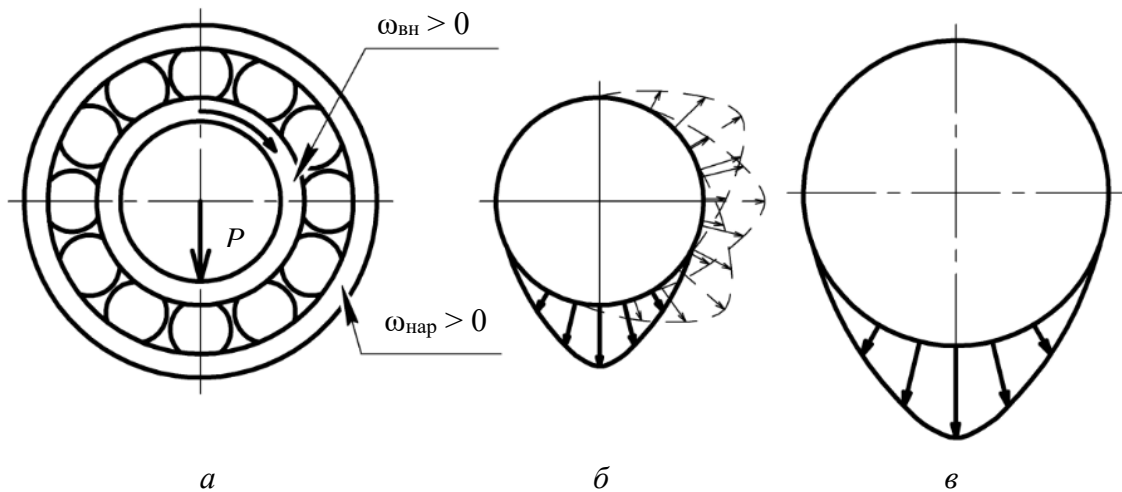


Рис. 40.1. Схема нагружения подшипника (*а*), эпюры циркуляционно нагруженного кольца (*б*), местно нагруженного кольца (*в*)

Если к постоянной по направлению нагрузке добавляется вращающаяся составляющая $P_{вн}$ (рис. 40.2, *а*), то в этом случае внутреннее кольцо испытывает циркуляционное нагружение (рис. 40.2, *б*), а наружное – колебательное (рис. 40.2, *в*). Кольца, испытывающие циркуляционный вид нагружения, должны иметь неподвижное соединение. Кольца, испытывающие местный или колебательный виды нагружения, должны иметь соединения с зазором или натягом. Неподвижная посадка обеспечивает равномерный износ циркуляционно нагруженного кольца.

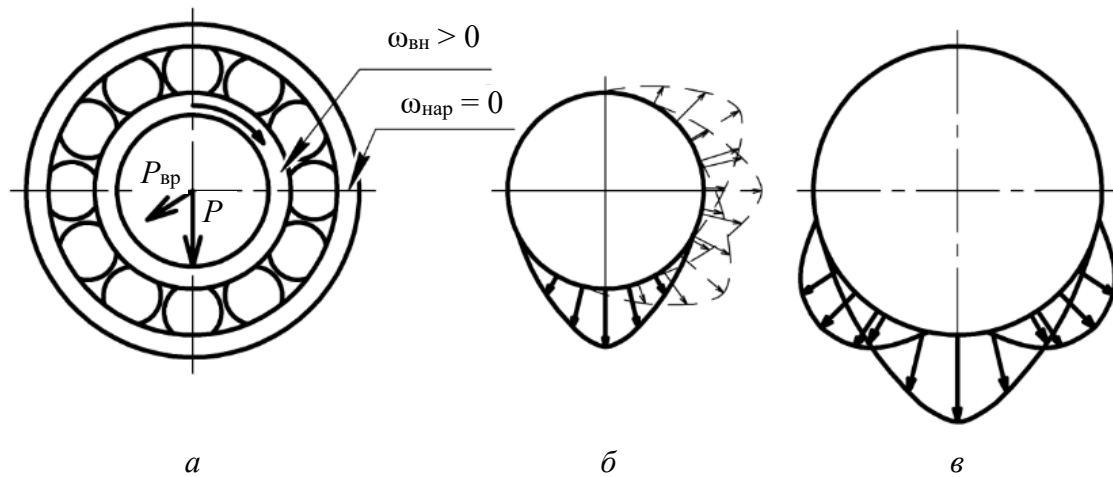


Рис. 40.2. Схема нагружения подшипника (а),
эпюры циркуляционно нагруженного кольца (б),
колебательно нагруженного кольца (в)

Зазор у местно нагруженного кольца позволяет ему под действием толчков проворачиваться по посадочной поверхности, в результате чего у кольца попеременно нагружаются разные участки и износ становится более равномерным.

Лекция 41

РАСЧЕТ И ВЫБОР ПОСАДОК ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

41.1. Расчет и выбор посадок для колец подшипников качения

Посадку подшипника на вал и в корпус выбирают в зависимости от типа и размера подшипника, условий его эксплуатации, значения и характера действующих на него нагрузок и вида нагружения колец по рекомендациям, приведенным в справочной литературе.

Для циркуляционно нагруженных колец посадку можно выбрать более определенно по интенсивности радиальной нагрузки на посадочную поверхность (P_R). Интенсивность нагрузки

$$P_R = \frac{R}{b} K_n F F_A, \quad (41.1)$$

где R – радиальная реакция опоры на подшипник, кН; b – рабочая ширина посадочного места, м,

$$b = B - 2r; \quad (41.2)$$

K_n – динамический коэффициент посадки, зависящий от характера нагрузки; F – коэффициент, учитывающий степень ослабления посадочного натяга при полом вале или тонкостенном корпусе; F_A – коэффициент неравномерного распределения радиальной нагрузки между рядами тел качения.

При назначении посадок местно нагруженных колец чаще всего прибегают к методу аналогов. Однако при назначении посадок необходимо помнить, что проворачивание кольца вначале приводит к некоторому увеличению зазора, а затем оно может вызвать ускоренный износ посадочного места. Если учесть, что стоимость корпусных деталей, в которые устанавливают подшипники качения (например, корпус коробки передач, корпус заднего моста трактора или автомобиля), во много раз больше, чем стоимость подшипника, посадки с зазором следует назначать очень осторожно.

41.2. Обозначение посадок подшипников на чертежах

С целью сокращения номенклатуры подшипники качения изготавливают с отклонениями размеров внутреннего и наружного диаметров, не зависящих от посадок, по которым их будут монтировать. Для всех

классов точности верхнее отклонение присоединительных диаметров принято равным нулю. Диаметр наружного кольца принят за диаметр основного вала (обозначение поля допуска: $l0$, $l6$, $l5$, $l4$, $l2$), а диаметр внутреннего кольца – за диаметр основного отверстия (обозначение полей допусков: $L0$, $L6$, $L5$, $L4$, $L2$), где цифры – класс точности подшипника. Таким образом, посадку наружного кольца с корпусом назначают в системе вала, а посадку внутреннего кольца с валом – в системе отверстия (рис. 41.1).

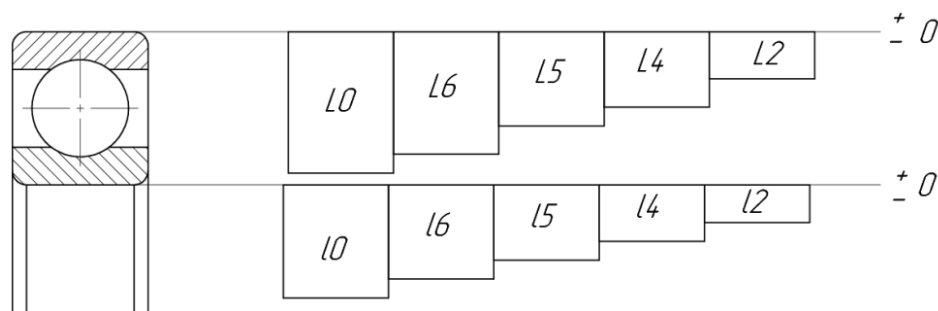


Рис. 41.1. Схема расположения полей допусков на присоединительные размеры подшипников качения различных классов точности

Это обстоятельство позволяет применять при соединении подшипников качения стандартные поля допусков на размеры сопрягаемых поверхностей, не прибегая к специальным посадкам. Поля допусков отверстий корпусов и поля допусков валов, соединяемых с кольцами подшипников, выбирают в зависимости от характера требуемого соединения.

Посадки колец подшипников обозначаются на чертежах по схеме, аналогичной обычным соединениям: $90H7/l0$ для наружного кольца и $40L0/k6$ – для внутреннего кольца

Наряду с обычным обозначением посадок допускается на сборочных чертежах подшипниковых узлов указывать размер, поле допуска или предельные отклонения на диаметр сопряженной с подшипником детали, например, $90H7$, $40k6$.

41.3. Требования к поверхностям, сопрягаемым с кольцами подшипников

Особое внимание уделяется нормированию точности формы, расположения и шероховатости поверхностей, сопрягаемых с кольцами подшипников качения, и поверхностей, базирующих кольца в осевом направлении.

При эксплуатации подшипников качения наиболее неблагоприятное влияние оказывают конусообразность и овальность сопрягаемых поверхностей. Эти погрешности формы приводят к деформации колец подшипников и значительному перераспределению нагрузки и рабочих зазоров, заклиниванию подшипников качения или преждевременному их износу и выходу из строя. Чем выше требования к эксплуатации подшипников качения и их точности, тем более жесткие требования предъявляются к точности формы поверхностей, сопрягаемых с ними. Допуск цилиндричности для поверхностей, сопрягаемых с подшипниками классов точности 0 и 6, рекомендуется принимать не более 1/4 от допуска размера.

Наряду с допусками формы для поверхностей, сопрягаемых с кольцами подшипников качения, регламентируются допуски соосности; для поверхностей, осуществляющих базирование колец подшипников качения в осевом направлении, – допуски биения. С подробными рекомендациями по выбору значений допусков расположения можно ознакомиться в справочной литературе.

Шероховатость посадочных поверхностей деталей, сопрягаемых с кольцами подшипника, зависит от диаметра и класса точности подшипника (таблица). Эти требования обусловлены тем, что неровности посадочных поверхностей срезаются и сминаются в процессе запрессовки. Из-за этого уменьшается натяг в неподвижных соединениях колец с валом или корпусом. В подвижных соединениях при проворачивании кольца неровности быстро истираются, зазор увеличивается и значительное ослабление посадки приводит к ускоренному изнашиванию посадочных мест.

Шероховатость (R_a , мкм) сопрягаемых с подшипниками качения поверхностей по ГОСТ 3325–85

Посадочная поверхность	Класс точности	Номинальные размеры, мм	
		До 80	От 80 до 500
Валов	0	1,25	2,5
	6, 5	0,63	1,25
	4	0,32	0,63
Отверстий корпусов	0	1,25	2,5
	6, 5, 4	0,63	1,25
Торцов заплечиков валов и корпусов	0	2,50	2,50
	6, 5, 4	1,25	2,50

Примеры нормирования точности формы, расположения и шероховатости поверхностей, сопрягаемых с кольцами подшипников качения, приведены на рис. 41.2, 41.3.

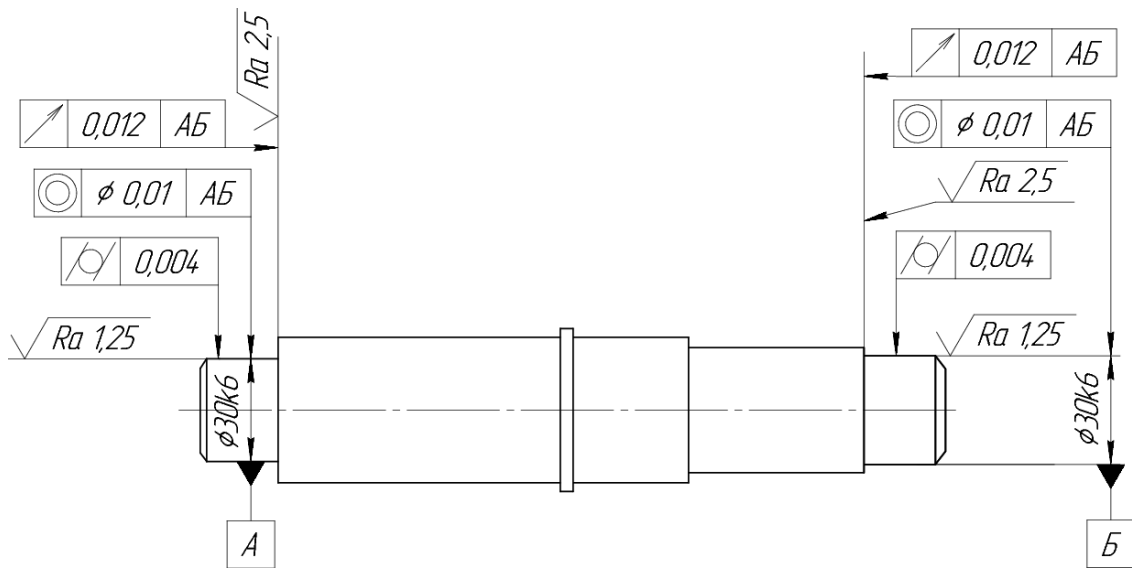


Рис. 41.2. Вал

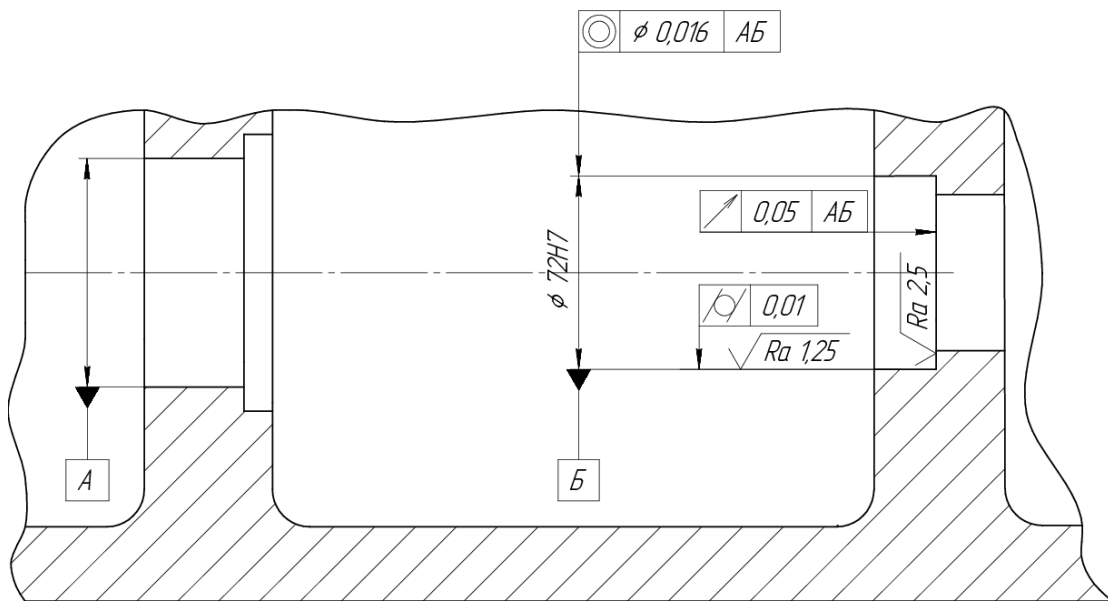


Рис. 41.3. Фрагмент корпусной детали

Следует понимать, что выбор конкретных видов отклонений, подлежащих нормированию для указанных поверхностей, может отличаться от приведенных на рис. 41.2–41.3 и определяется конструктивными особенностями деталей, технологией их изготовления и проведения контрольно-измерительных операций и другими факторами.

Лекция 42

РАЗМЕРНЫЕ ЦЕПИ

42.1. Классификация размерных цепей, основные термины и определения. Условные обозначения параметров размерных цепей

Размерной цепью называют совокупность взаимосвязанных размеров, образующих замкнутый контур и определяющих взаимное расположение поверхностей (осей) одной или нескольких деталей. Из определения понятия размерной цепи следует, что размеры, входящие в нее, не могут назначаться независимо.

Любая размерная цепь состоит из звеньев.

Звеном называется каждый из размеров, образующих размерную цепь.

По области применения различают размерные цепи:

- конструкторские (решение задачи обеспечения точности при конструировании изделия);
- технологические (решение задачи обеспечения точности при изготовлении изделия);
- измерительные (решение задачи измерения величин, характеризующих точность изделия).

По месту в изделии размерные цепи бывают:

- детальные (такие размерные цепи определяют точность расположения поверхностей либо осей одной детали);
- сборочные (такие размерные цепи определяют точность расположения поверхностей либо осей деталей, входящих в сборочную единицу).

По расположению звеньев размерные цепи можно классифицировать следующим образом:

- линейные (в этом случае звенья цепи являются линейными размерами и расположены на параллельных прямых);
- угловые (в этом случае звенья цепи являются угловыми размерами);
- плоские (звенья цепи расположены произвольно в одной или нескольких параллельных плоскостях);
- пространственные (звенья цепи расположены произвольно в пространстве).

В любой размерной цепи можно выявить исходное (замыкающее) звено и составляющие звенья.

Исходное звено – звено, номинальный размер и предельные отклонения которого определяют функционирование механизма, рассчитываются в результате решения размерной цепи.

Замыкающее звено (замыкающий размер) – звено, которое получается последним в процессе обработки детали, сборки узла или измерений.

Составляющее звено – звено размерной цепи, изменение которого вызывает изменение замыкающего (исходного) звена. Составляющие звенья размерной цепи разделяются на уменьшающие и увеличивающие.

Увеличивающее звено размерной цепи – звено, с увеличением которого (при прочих постоянных) увеличивается замыкающее звено, а **уменьшающее звено** размерной цепи – звено, с увеличением которого (при прочих постоянных) уменьшается замыкающее звено.

Пример детали с обозначением размеров показан на рис. 42.1, размерная цепь – на рис. 42.2.

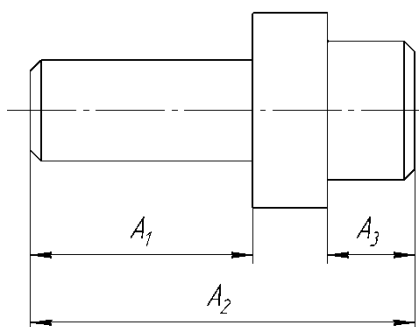


Рис. 42.1. Палец с обозначением размеров

На рис. 42.2 размеры A_1 , A_2 , A_3 – составляющие, причем A_1 и A_3 – уменьшающие, а размер A_2 – увеличивающий (для удобства над буквенными обозначениями составляющих размеров указывают стрелку вправо для увеличивающих, а влево – для уменьшающих); размер A_Δ – замыкающий.

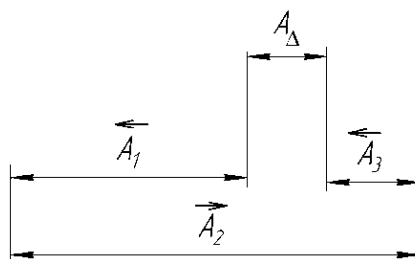


Рис. 42.2. Детальная размерная цепь

42.2. Методы решения размерных цепей, обозначающих полную и неполную взаимозаменяемость

Сущность расчета размерной цепи заключается в установлении рациональных допусков и предельных отклонений ее размеров исходя из требований конструкции и технологии изготовления изделия, при котором изменение любого размера цепи в пределах его допуска не приведет к выходу другого размера за пределы его допуска.

Для правильного построения и эффективного решения размерных цепей необходимо выполнить ряд следующих требований и рекомендаций:

- формулируется задача, для решения которой выполняется размерный анализ;

- требуется выявить замыкающее (исходное) звено;

- в размерной цепи может быть только один замыкающий размер или исходное звено;

- определяя составляющие звенья размерной цепи, следует идти от поверхностей (осей) деталей, образующих исходное звено, к основным базам (осям) этих деталей, далее – к поверхностям (осям) деталей, базирующих предыдущие, и т. д., так, чтобы образовался замкнутый контур;

- в число составляющих звеньев размерной цепи включаются все размеры детали, непосредственно влияющие на замыкающий (исходный) размер;

- каждая размерная цепь должна состоять из наименьшего числа звеньев, т. е. должен выполняться принцип «кратчайшей» размерной цепи.

Расчет размерных цепей направлен на решение двух задач, которые отличаются последовательностью расчетов:

- прямая задача (проектный расчет) заключается в определении номинальных размеров и предельных отклонений всех составляющих звеньев размерной цепи по известным номинальному размеру и предельным отклонениям замыкающего (исходного) звена;

- обратная задача (проверочный расчет) заключается в определении номинального размера и предельных отклонений замыкающего звена по известным номинальным размерам и предельным отклонениям составляющих звеньев.

Решение прямой и обратной задач может выполняться методом максимума-минимума или вероятностным методом, при этом требуемая точность замыкающего звена может быть достигнута методом полной или неполной (ограниченной) взаимозаменяемости.

Основные соотношения размерных цепей. На основании выполнения условия замкнутости размерной цепи можно составить основное уравнение размерной цепи, которое для плоских размерных цепей будет иметь вид

$$A_{\Delta} = \sum_{k=1}^m \vec{A}_k - \sum_{k=1}^n \vec{A}_k, \quad (42.1)$$

где m – число увеличивающих звеньев; n – число уменьшающих звеньев.

Наибольший и наименьший предельные размеры замыкающего звена можно определить по зависимостям:

$$A_{\Delta}^{\max} = \sum_{k=1}^m \vec{A}_k^{\max} - \sum_{k=1}^n \vec{A}_k^{\min}; \quad (42.2)$$

$$A_{\Delta}^{\min} = \sum_{k=1}^m \vec{A}_k^{\min} - \sum_{k=1}^n \vec{A}_k^{\max}. \quad (42.3)$$

Вычитая выражения (42.3) и (42.2), можно получить зависимость, связывающую допуск замыкающего звена с допусками составляющих звеньев:

$$T_{\Delta} = \sum_{k=1}^{m+n} T_k. \quad (42.4)$$

Аналогично можно составить уравнения, связывающие верхние и нижние отклонения звеньев размерной цепи:

$$ES_{\Delta} = \sum_{k=1}^m \vec{E}S_k - \sum_{k=1}^n \vec{E}I_k; \quad (42.5)$$

$$EI_{\Delta} = \sum_{k=1}^m \vec{E}I_k - \sum_{k=1}^n \vec{E}S_{k \text{ у.м.}} \quad (42.6)$$

Лекция 43

РАСЧЕТ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

43.1. Расчет размерных цепей методами максимума (метод полной взаимозаменяемости)

1. После предварительного изучения конструкции детали устанавливается последовательность ее обработки и выполняется размерный анализ.

2. Для замыкающего размера из таблиц стандартов (ГОСТ 25346–2013, ГОСТ 30893.1–2002) назначаются его предельные отклонения, например по $\pm \frac{IT12}{2}$.

3. Проверяется правильность принятых размеров составляющих звеньев по формуле (42.1).

4. Рассчитывается среднее число единиц допуска (коэффициент точности) размерной цепи с учетом известных допусков:

$$a_m = \frac{T_{\Delta}}{\sum_{k=1}^{m+n} i_k}, \quad (43.1)$$

где $\sum_{k=1}^{m+n} i_k$ – сумма единиц допусков составляющих звеньев; значения единиц допуска для определяемых составляющих звеньев принимаются по формуле

$$i = 0,45\sqrt[3]{D} + 0,001D, \quad (43.2)$$

где D – среднее геометрическое крайних размеров одного интервала.

5. По полученному числу единиц допуска a_m определяется ближайший соответствующий ему квалитет по ГОСТ 25346.

6. По выбранному квалитету назначаются допуски и отклонения на все составляющие звенья исходя из общего правила для охватывающих размеров – как на основные отверстия, для охватываемых – как на основные валы, а для прочих размеров – $(\pm IT/2)$.

Допуски определяются по ГОСТ 25346, ГОСТ 30893.1 в зависимости от величины их исполнительных размеров и записываются номинальные размеры с предельными отклонениями.

7. Проверяется правильность назначения допусков и предельных отклонений составляющих звеньев по уравнениям (42.4)–(42.6).

При невыполнении условий (42.4)–(42.6) в значения предельных отклонений составляющих звеньев вносят некоторые изменения и по новым их значениям производят повторную проверку. Если эти действия не позволяют достичь выполнения названных условий, допускается из числа составляющих звеньев выделить корректирующее звено (например, увеличивающее) и определить его отклонения по формуле для корректирующего увеличивающего звена:

$$ES_{\text{уб}}^{\text{кор}} = \sum_{k=1}^n \bar{EI}_k + ES_{\Delta} - \sum_{k=1}^m \bar{ES}_k ; \quad (43.3)$$

$$EI_{\text{уб}}^{\text{кор}} = \sum_{k=1}^n \bar{ES}_k + EI_{\Delta} - \sum_{k=1}^m \bar{EI}_k . \quad (43.4)$$

43.2. Расчет размерных цепей методом минимума (вероятностным методом)

1. Последовательно выполняются пункты 1–3 по аналогии с расчетом размерных цепей методом полной взаимозаменяемости.

2. Рассчитывается среднее число единиц допуска (коэффициент точности) размерной цепи с учетом известных допусков:

$$a_m = \frac{T_{\Delta}}{t \sqrt{\sum_{k=1}^{m+n} \lambda_k^2 i_k^2}} , \quad (43.5)$$

где t – коэффициент, зависящий от процента риска P ($t = 3$ при нормальном законе распределения рассеяния размеров и проценте риска $P = 0,27\%$); i – единица допуска определяемых составляющих звеньев, значения единиц допуска для этих звеньев рассчитываются по формуле (43.2).

3. По полученному числу единиц допуска a_m определяется ближайший соответствующий ему квалитет согласно ГОСТ 25346.

4. По выбранному квалитету назначаются допуски и отклонения на звенья, исходя из общего правила для охватывающих размеров – как на основные отверстия, для охватываемых – как на основные валы, а для прочих размеров – $(\pm IT/2)$.

5. Проверяется правильность назначения допусков и предельных отклонений составляющих звеньев (для случая, когда рассеяние размеров подчиняется нормальному закону распределения, кривые распределения симметричны относительно середины полей допусков, размерная цепь – многозвенная):

$$T_{\Delta} \geq t \sqrt{\sum_{k=1}^{m+n} \lambda_k^2 T_k^2}, \quad (43.6)$$

а также условия (43.3) и (43.4) (для случая, когда рассеяние размеров подчиняется нормальному закону распределения, кривые распределения симметричны относительно середины полей допусков, размерная цепь – многозвенная).

Если во всех уравнениях условия выполняются, то предельные отклонения и допуски составляющих звеньев рассчитаны правильно.

6. При невыполнении условий п. 5 рекомендуется определить возможный коэффициент риска P и оценить его приемлемость. Для этого рассчитывается коэффициент t по формуле

$$t = \frac{T_{\Delta}}{\sqrt{\sum_{k=1}^{m+n} \lambda_k^2 T_k^2}}. \quad (43.7)$$

Лекция 44

НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ШПОНОЧНЫХ И ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ И ИХ КОНТРОЛЬ

44.1. Допуски и посадки шпоночных соединений

Шпоночное соединение широко применяется во многих отраслях техники, его геометрические параметры стандартизованы, и образуется оно рядом деталей: вал и втулка, соединенные одной или несколькими шпонками, входящими в их пазы. Соединение, как правило, разъемное, может быть неподвижным. В этом случае шпонка предназначена для передачи вращающего момента. В подвижных соединениях шпонка может выполнять дополнительно функцию направляющего элемента.

Шпоночное соединение может быть напряженным при использовании клиновых и тангенциальных шпонок и ненапряженным с призматическими и сегментными шпонками.

Из всех разновидностей шпонок в общем машиностроении распространены призматические шпонки, основные размеры которых стандартизованы (рис. 44.1). Более подробная информация по параметрам шпоночных соединений приведена в ГОСТ 23360–88.

Поля допусков соединения «вал – ступица» по номинальному диаметру d выбираются, как правило, методом аналогов в зависимости от назначения шпоночного соединения и условий его работы.

По сопрягаемому размеру шпонки с пазом – ширине b для шпоночных соединений с призматическими шпонками ГОСТ 23360 предусматриваются три вида соединений: плотное, нормальное и свободное. Предельные отклонения ширины шпонки принимаются $h9$. В зависимости от характера соединений – «шпонка – паз вала» или «шпонка – паз ступицы» по ширине шпонки b поля допусков установлены ГОСТ 23360 с предельными отклонениями пазов вала и втулки соответственно: свободное – вал $H9$, втулка $D10$; нормальное – вал $N9$, втулка $Js9$; плотное – вал и втулка $P9$. При этом необходимо стараться использовать нормальное соединение, как наиболее распространенное в машиностроении. Свободное соединение используют для направляющих шпонок, а плотное – для соединений, работающих в условиях динамических нагрузок (частые пуски-остановки, при реверсировании движения и т. п.).

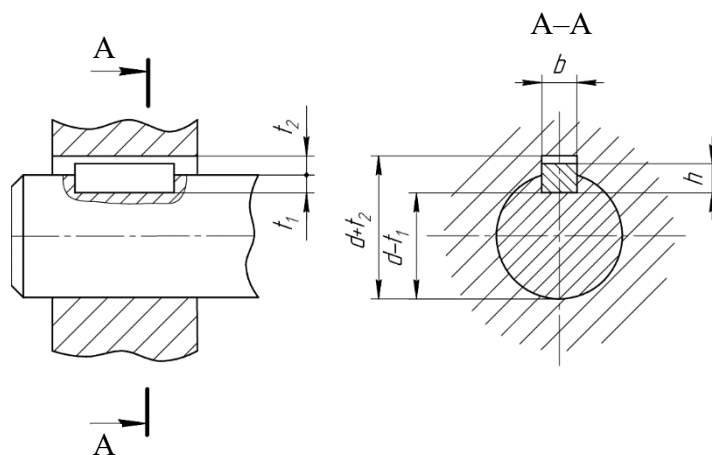


Рис. 44.1. Обозначение основных геометрических параметров шпоночного соединения с призматической шпонкой

Все остальные размеры шпоночного соединения, кроме размера по ширине, являются несопрягаемыми. Для них установлены следующие поля допусков: высота шпонки – по $h11$; длина шпонки – по $h14$; длина паза на валу и на втулке – по $H15$; глубина паза на валу и во втулке – по $h12$.

Обеспечение условия собираемости шпоночного соединения требует нормирования точности расположения поверхностей. Для этого назначается допуск параллельности шпоночного паза оси ступени вала, на которой предусматривается шпоночный паз и допуск симметричности. Допуск параллельности принимается примерно 0,6 от допуска на ширину паза, а допуск симметричности – четыре допуска на ширину паза. Расчетные значения округляются до ближайших стандартных величин по ГОСТ 24643–81.

Размеры, допуски и посадки призматических направляющих шпонок с креплением на валу установлены ГОСТ 8790–79, для сегментных шпонок – ГОСТ 24071–97.

44.2. Допуски и посадки шлицевых соединений

Шлицевое соединение применяется в массовом производстве, стандартизировано, образуется двумя деталями: валом и ступицей, которые содержат сопрягаемые элементы – зубья (шлицы) на валу, входящие во впадины между зубьями ступицы. Такие соединения могут быть неподвижными для передачи крутящего момента и подвижными

в осевом направлении. По сравнению со шпоночными шлицевые соединения имеют большую прочность, точность и технологичность. В связи с этим шлицевые соединения позволяют передавать большие крутящие моменты, ударные нагрузки, широко применяются при высоких скоростях.

В зависимости от назначения, условий работы, конструктивных особенностей используют три вида шлицевых соединений, отличающихся профилем зубьев: *прямобоочные*, *эвольвентные* (угол профиля 30°) и *треугольные*.

Наиболее распространены шлицевые соединения с прямобоочным профилем и четным числом зубьев (рис. 44.2).

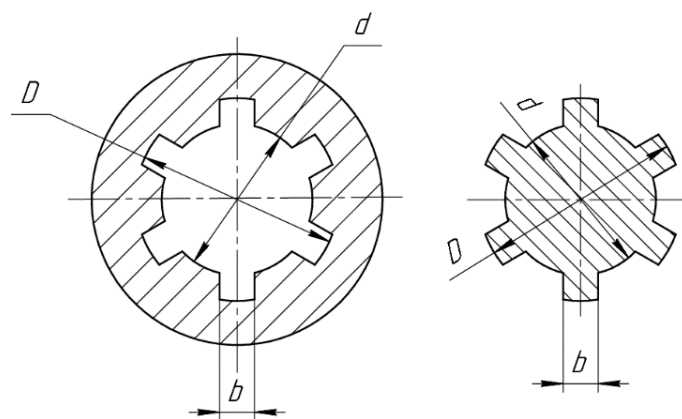


Рис. 44.2. Обозначение геометрических параметров шлицевого соединения с прямобоочным профилем

Основные размеры шлицев и пазов стандартизированы. Более подробная информация по геометрическим параметрам шлицевых соединений изложена в ГОСТ 1139–80.

В зависимости от технологических и эксплуатационных требований центрирование вала и ступицы достигается одним из трех методов (рис. 44.3): по наружному диаметру D , внутреннему диаметру d и боковым сторонам b .

Центрирование по наружному диаметру (D) обеспечивает повышенные требования к соосности элементов соединения, применяется при малых нагрузках и повышенном износе. Центрирование по диаметру (d) также обеспечивает точное центрирование, применяется для подвижных нагруженных соединений с твердой закаленной ступицей.

Центрирование по боковым сторонам (b) обеспечивает передачу больших динамических нагрузок, однако точность его – невысокая.

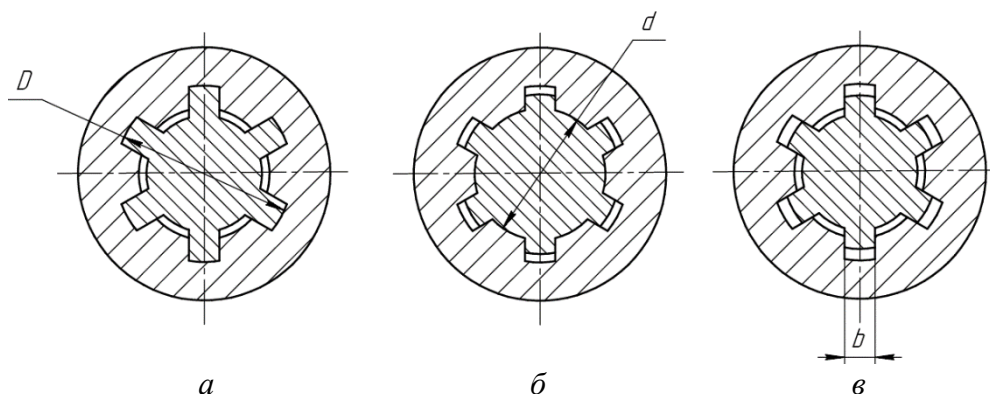


Рис. 44.3. Центрирование шлицевых соединений с прямоугольным профилем: *a* – по наружному диаметру; *б* – по внутреннему диаметру; *в* – по боковым сторонам

Допуски, посадки и рекомендации по контролю шлицевых прямоугольных соединений установлены ГОСТ 1139–80.

В этом стандарте приведены поля допусков шлицевых валов и ступиц для образования посадок при различных видах центрирования. Выделены рекомендуемые и предпочтительные из числа рекомендуемых полей допусков, учтены вид соединения (подвижное, неподвижное), термообработка (закалка), механическая обработка.

Из рекомендуемых стандартом полей допусков валов и ступиц выделены следующие предпочтительные поля допусков:

- для валов: $g6, js6, f7, js7, k7, e8, f9, h9, d9, f9$;
- для ступиц: $H7, F8, D9, F10$.

Стандартом предусмотрены также рекомендуемые сочетания полей допусков валов и ступиц, образующие посадки, среди которых в зависимости от метода центрирования выделены предпочтительные.

При центрировании по внутреннему диаметру:

- посадки центрирующего диаметра d : $H7/f7, H7/g6$;
- посадки по ширине b : $D9/h9, D9/js7, D9/k7, F10/f9, F10/js7$.

При центрировании по наружному диаметру:

- посадки центрирующего диаметра D : $H7/f7, H7/g6$;
- посадки по ширине b : $F8/f7, F8/f8, F8/js7$.

При центрировании по боковым сторонам зубьев посадки по ширине b : $F8/js7, D9/e8, D9/f8, F10/d9, F10/f8$.

Поля допусков нецентрирующих диаметров также установлены стандартом: при центрировании по наружному диаметру или боковым поверхностям на внутренний диаметр назначается поле допуска для ступиц $H11$, для вала – $a11$; при центрировании по внутреннему диаметру или боковым поверхностям на наружный диаметр назначается поле допуска для ступицы $H12$, для вала – $a11$.

Обозначения прямобочных шлицевых соединений валов и ступицы должны содержать: букву, указывающую поверхность центрирования; число зубьев, номинальные размеры d , D , b в соединении вала и ступицы; обозначение полей допусков или посадок для этих размеров, помещенные после их значений.

Параметры, допуски, посадки и методы контроля шлицевых соединений с эвольвентным профилем зубьев определены ГОСТ 6033–80; правила выполнения чертежей шлицевых соединений – ГОСТ 2.409–74.

44.3. Обозначения на чертежах допусков и посадок шпоночных и шлицевых соединений. Контроль точности

В условном обозначении призматических шпонок последовательно приводятся:

- слово «шпонка»;
- исполнение (исполнение 1 не обозначается);
- геометрические параметры сечения и длина шпонки в формате $b \times h \times l$;
- обозначение стандарта.

В условном обозначении шлицевых соединений с прямобочным профилем последовательно приводятся:

- буква, обозначающая поверхность центрирования;
- число зубьев (шлицев);
- номинальные размеры в формате $d \times D \times b$ с указанием обозначения принятых посадок.

Форма обозначения отдельных элементов шлицевого соединения с прямобочным профилем вместо обозначения посадок содержит обозначение допусков отдельных элементов.

Пример. Условное обозначение призматической шпонки исполнения 2 с размерами поперечного сечения: ширина – 8 мм, высота – 7 мм, длина шпонки – 63 мм.

Данное шпоночное соединение будет обозначено следующим образом: шпонка 8×7×63 ГОСТ 23360–78.

Пример. Обозначение шлицевого соединения с центрированием по внутреннему диаметру (d), числом зубьев $z = 8$; внутренним диаметром $d = 46$ мм; наружным диаметром $D = 50$ мм; шириной зуба $b = 9$ мм:

$$d - 8 \times 46 \frac{H7}{f7} \times 50 \frac{H12}{a11} \times 9 \frac{D9}{h9} .$$

Контроль прямобочных шлицевых деталей осуществляют обычно комплексным методом, реже – по отдельным элементам. Для комплексного контроля шлицевых втулок в цеховых условиях применяют комплексные шлицевые калибры-пробки, а для шлицевых валов – комплексные шлицевые калибры-кольца.

Прохождение калибра-пробки означает, что размеры наружного D и внутреннего d диаметров втулки и ширины впадины b не меньше их наименьших предельных размеров. Одновременно проходной шлицевой калибр контролирует также правильность расположения впадин втулки и допускаемые отклонения их формы от прямолинейности и параллельности относительно оси втулки. Для обеспечения этого требования при расчете размеров калибра учитывают допускаемые отклонения как самих размеров, так и отклонений формы и расположения шлицев втулки.

Шлицевый калибр контролирует только один диаметр втулки (D или d) в зависимости от того, какой из них принят в соединении в качестве центрирующего элемента. По второму (нецентрирующему) диаметру калибр имеет гарантированный зазор.

Аналогично осуществляют контроль шлицевых валов проходными комплексными шлицевыми калибрами-кольцами.

Контроль норм точности шпоночных пазов валов и втулок осуществляют с помощью комплекса калибров.

Лекция 45

НОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ И ИХ КОНТРОЛЬ

45.1. Основные параметры резьбы (на примере метрической крепежной)

Резьбовым соединением называется соединение двух деталей с помощью резьбы.

Резьба представляет собой чередующиеся выступы и впадины на поверхности тела вращения, расположенные по винтовой линии.

Резьбовые соединения широко используются в конструкциях машин, аппаратов, приборов, инструментов и приспособлений различных отраслей промышленности.

Общим требованием для всех резьб и резьбовых соединений является обеспечение прочности, долговечности и характера соединения. Главным условием взаимозаменяемости резьб является свинчиваемость болтов и гаек при достижении требуемого характера соединения без дополнительной подготовки.

По форме профиля резьбы бывают: с треугольным профилем (метрическая с углом профиля 60° и дюймовая – 55°); прямоугольным профилем; трапецеидальным профилем; упорные; круглые.

В зависимости от функционального назначения резьбы делятся на крепежные, крепежно-уплотнительные и для передачи движения. Среди крепежных резьб чаще встречаются метрические.

Основные параметры метрических резьб. Геометрические параметры, характеризующие профиль метрических резьб, регламентируются ГОСТ 9150–81 (рис. 45.1).

Номинальные размеры параметров резьбы являются одинаковыми для болта и гайки. Параметры, относящиеся к наружным резьбам, обозначаются строчными буквами латинского алфавита, к внутренним резьбам – прописными.

К параметрам метрических резьб (рис. 45.1) относятся: d (D) – наружный диаметр резьбы болта (гайки); d_1 (D_1) – внутренний диаметр резьбы болта (гайки); d_2 (D_2) – средний диаметр резьбы болта (гайки). Этот диаметр является главным параметром в обеспечении собираемости и требований взаимозаменяемости резьбы; p – шаг резьбы; α – угол

профиля резьбы – угол между боковыми сторонами профиля в основной плоскости. Обычно задается половина угла профиля $\alpha / 2$ – угол между боковой стороной профиля и перпендикуляром, опущенным из вершины исходного профиля резьбы на ее ось; H – высота исходного треугольника, полученного продолжением боковых сторон профиля до их пересечения.

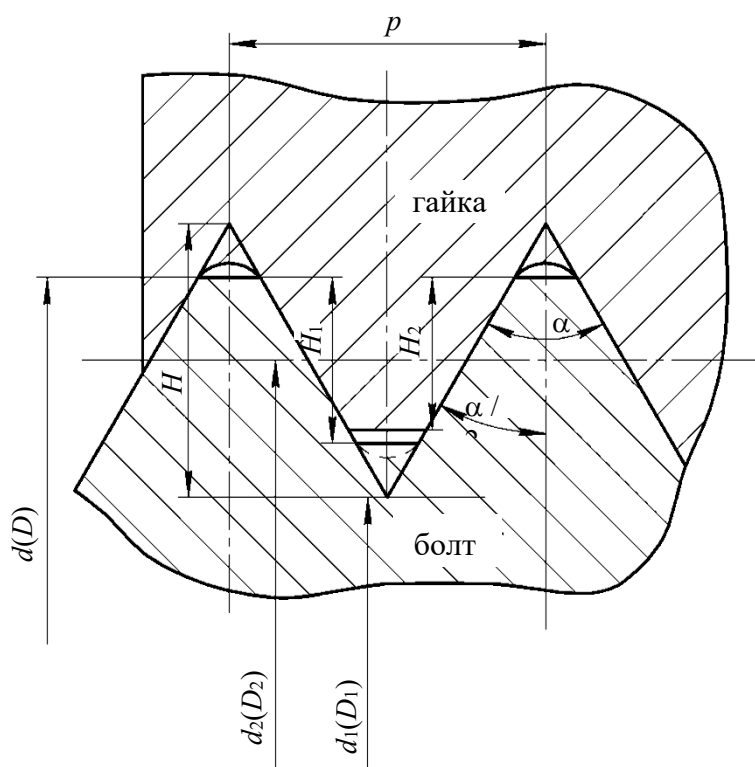


Рис. 45.1. Профиль и основные параметры метрической резьбы

45.2. Влияние отклонений шага, угла профиля и среднего диаметра на качество резьбового соединения

Длиной свинчивания (высотой гайки) называется длина соприкосновения винтовых поверхностей наружной и внутренней резьб в осевом сечении.

При изготовлении резьбовых деталей неизбежны погрешности профиля резьбы и ее размеров, возможна также неконцентричность диаметральных сечений и т. д.

Для обеспечения свинчиваемости и требуемого качества резьбового соединения действительные профили резьбовых деталей, определяемые

действительными значениями диаметров, угла профиля и шага резьбы, не должны выходить за предельные профили на всей длине свинчивания.

Поскольку по наружному и внутреннему диаметрам резьбового соединения предусмотрен зазор, то свинчиваемость наружной и внутренней резьб будет зависеть от положения боковых сторон и профиля, которое определяется средним диаметром, шагом и половиной угла профиля. Однако контроль половины угла профиля и шага резьбы довольно сложен и не может быть осуществлен простыми средствами измерения с достаточной точностью. Но между отклонениями шага, угла профиля и среднего диаметра существует определенная геометрическая зависимость, поэтому отклонения шага и угла профиля резьбы могут быть приведены к одному показателю – изменению среднего диаметра.

Таким образом, средний диаметр является основным параметром резьбового сопряжения, обеспечивающим точность и характер сопряжения.

45.3. Количественная взаимосвязь между указанными параметрами и их диаметральными проявлениями. «Приведенный средний диаметр»

Отклонением шага резьбы Δp называют разность между действительным и номинальным расстоянием в осевом направлении между двумя средними точками любых одноименных боковых сторон профиля в пределах длины свинчивания.

Наложим на осевое сечение резьбы гайки, имеющей номинальный профиль и размеры, осевое сечение болта, у которого на длине свинчивания шаг увеличен на Δp_n (рис. 45.2). Даже при равенстве диаметров резьбы болта и гайки ($d_2 = D_2$) эти детали не свинчиваются.

Свинчивание резьбовых деталей, имеющих погрешность шага резьбы, возможно только при наличии разности f_p их средних диаметров, полученной в результате уменьшения среднего диаметра болта d_2 или увеличения среднего диаметра гайки D_2 .

Новое положение профиля резьбы болта на рис. 45.3 показано штриховой линией. Величина f_p требуемого изменения d_2 (или D_2), необходимая для компенсации погрешностей шага, называется диаметральной компенсацией шага резьбы.

На рис. 45.3 показаны сечения резьбы гайки с номинальным профилем и болта, имеющего погрешность половины угла профиля $\Delta\alpha / 2$.

Аналогично при равенстве средних диаметров резьбы болта и гайки ($d_2 = D_2$) эти детали не будут свинчиваться вследствие перекрытия профилей резьбы (на рис. 45.3 – заштрихованные участки).

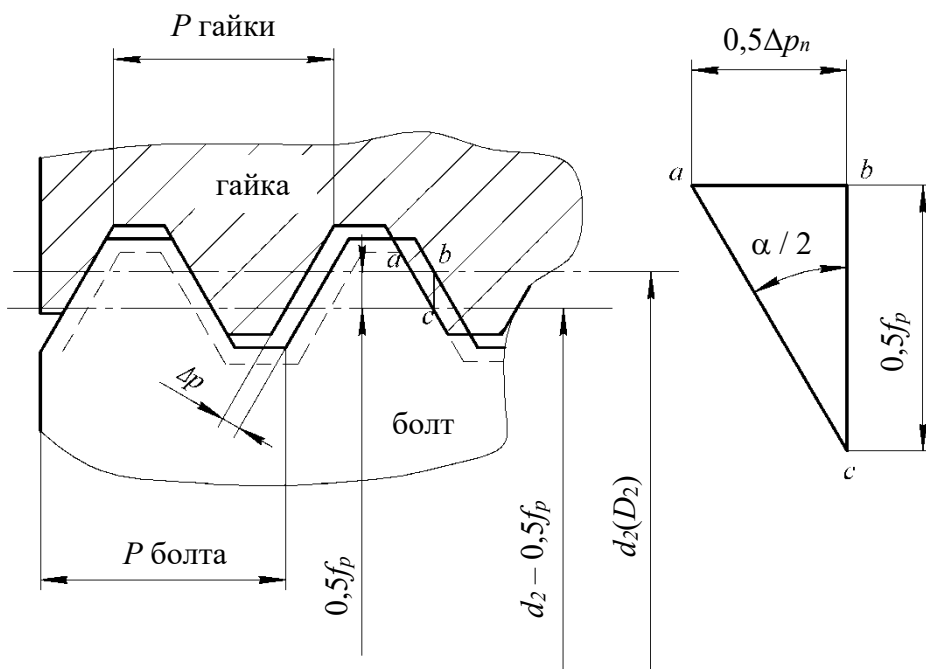


Рис. 45.2. Зависимость между отклонением шага и диаметральной компенсацией погрешности шага

При уменьшении среднего диаметра болта d_2 (или увеличении среднего диаметра гайки D_2) на величину f_α профиль резьбы болта займет положение, показанное на рис. 45.3 штриховой линией, и свинчивание окажется возможным, т. е. погрешность половины угла профиля компенсирована тоже путем изменения среднего диаметра. Величина f_α требуемого изменения d_2 (или D_2), необходимая для компенсации погрешностей половины угла профиля, называется диаметральной компенсацией погрешностей половины угла профиля.

Свинчиваемость резьбового соединения можно считать обеспеченной, если разность средних диаметров резьбы болта и гайки не меньше суммы диаметральных компенсаций шага и половины угла профиля обеих деталей.

Значение среднего диаметра, увеличенное для наружной резьбы (или уменьшенное для внутренней резьбы) на суммарную диаметральную компенсацию отклонений шага и половины угла профиля, называется приведенным средним диаметром резьбы.

Для наружной резьбы приведенный средний диаметр имеет вид

$$d_{2пр} = d_{2q} + f_p + f_\alpha, \quad (45.1)$$

где d_{2q} – измеренный (действительный) средний диаметр болта.

Для внутренней резьбы

$$D_{2пр} = D_{2q} - (f_p + f_\alpha), \quad (45.2)$$

где D_{2q} – измеренный (действительный) средний диаметр гайки.

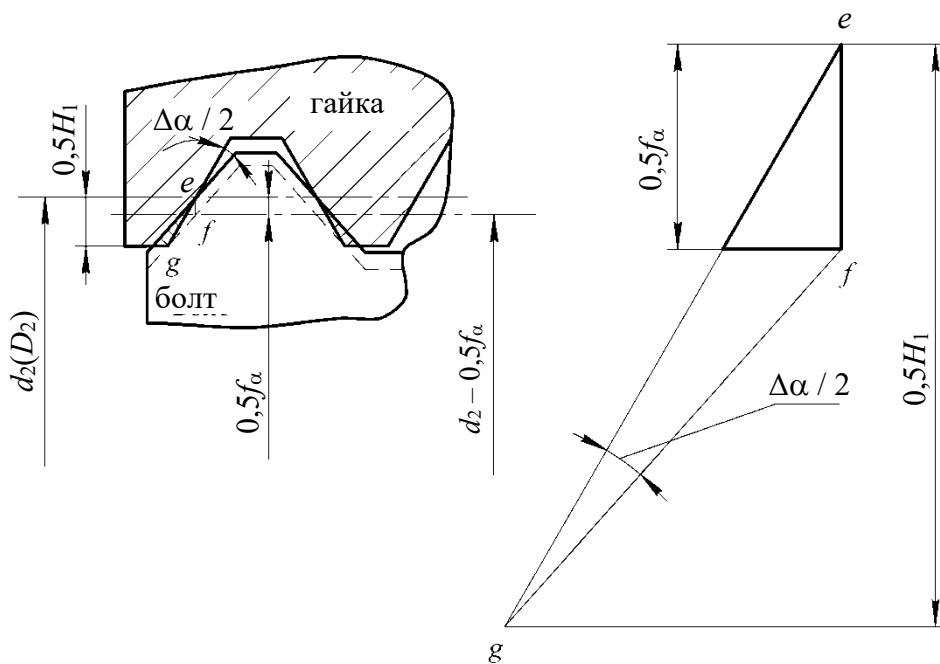


Рис. 45.3. Зависимость между отклонением половины угла профиля и диаметральной компенсацией погрешностей половины угла профиля

Суммарный (полный) допуск на средний диаметр болта Td_2 и гайки TD_2 включает допуск на собственно средний диаметр Td'_2 и TD'_2 , а также величины компенсации f_p и f_α .

$$Td_2(TD_2) = Td'_2(TD'_2) + f_p + f_\alpha. \quad (45.3)$$

Допуск $Td'_2(TD'_2)$ представляет собой ту часть суммарного допуска $Td_2(TD_2)$, которая может быть использована как собственно допуск по среднему диаметру при наличии погрешностей шага и углов профиля.

При раздельном контроле шага, угла профиля и среднего диаметра приведенный средний диаметр должен быть у болта не больше, а у гайки не меньше его номинального значения.

Приведенные средние диаметры болта и гайки соответственно должны быть:

$$d_{2\text{пр}} \geq d_{2\text{min}}; D_{2\text{пр}} \leq D_{2\text{max}} \quad (45.4)$$

45.4. Система допусков и посадок резьб

В зависимости от характера сопряжения по боковым сторонам профиля (т. е. по среднему диаметру) различают резьбовые сопряжения с зазором, с натягом и выполненные по переходной посадке.

Резьбовые сопряжения с зазором широко используются в машиностроении и приборостроении, это разъемные неподвижные и подвижные соединения (передачи винт – гайка).

Резьбовые сопряжения с натягом по среднему диаметру применяют в тех случаях, когда в соединении хотят исключить самоотвинчивание под воздействием вибрации, изменения рабочей температуры, для обеспечения герметичности резьбового соединения и т. д.

Переходные резьбовые посадки используются в таких же случаях, как и посадки с натягом, но при этом являются разборными.

Неподвижность и прочность соединений обеспечиваются при посадках с натягом за счет натяга по среднему диаметру, при переходных посадках – применением дополнительных элементов заклинивания.

Предельные отклонения шага резьбы и половины угла профиля нормируют для резьб, предназначенных для переходных посадок и посадок с натягом. Для резьб, соединяемых по посадке с зазором, эти погрешности отдельно не ограничиваются, так как принято считать, что они компенсируются отклонениями средних диаметров болта и гайки.

Система допусков и посадок позволяет обеспечить более широкое внедрение резьб с зазором, которые облегчают сборку соединений, дают возможность наносить антикоррозионные покрытия, а также повышают циклическую прочность резьбовых соединений, испытывающих переменные нагрузки.

Для получения посадок резьбовых деталей с зазором предусматриваются следующие основные отклонения: h, g, f, e, d – для наружных резьб и H, G, F, E – для внутренних (рис. 45.4). Эти отклонения одинаковы для наружной (d_2, d) и внутренней (D_2, D) резьбы.

45.5. Обозначение точности и посадок метрических резьб

Обозначение поля допуска резьбы состоит из цифры, показывающей степень точности, и буквы, обозначающей основное отклонение. Здесь принят обратный порядок указания точности и основного отклонения по сравнению с обозначением полей допусков деталей гладких цилиндрических соединений для того, чтобы по написанию различать между собой обозначения этих принципиально разных полей допусков.

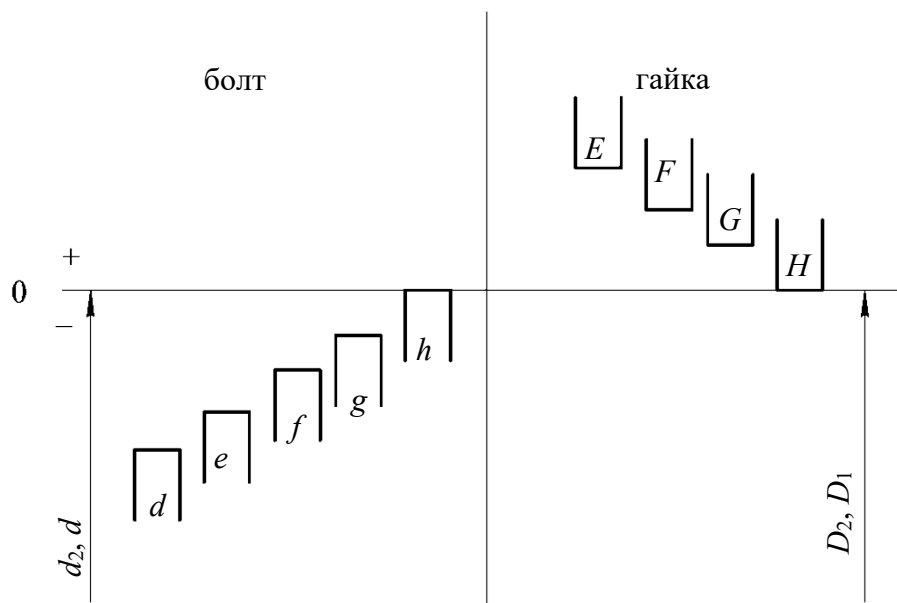


Рис. 45.4. Схема расположения основных отклонений резьбы для посадок с зазором

Обозначение поля допуска резьбы состоит из обозначения поля допуска среднего диаметра, помещаемого на первом месте, и следующего за ним поля допуска диаметра выступов (наружный диаметр d болта либо внутренний диаметр D_1 гайки). Например, $7g6g$ – поле допуска болта, где $7g$ – поле допуска по среднему диаметру, $6g$ – поле допуска по наружному диаметру; $4H5H$ – поле допуска гайки, где $4H$ – поле допуска по среднему диаметру, $5H$ – поле допуска по внутреннему диаметру.

Если обозначение поля допуска диаметра выступов совпадает с обозначением поля допуска среднего диаметра, то в обозначении поля допуска резьбы оно не повторяется. Обозначение поля допуска резьбы следует после обозначения его размера.

Резьбовые сопряжения обозначаются дробью, в числителе указывают поле допуска внутренней резьбы (гайки), а в знаменателе – поле допуска наружной резьбы (болта). Например, $M12-6H/6g$.



Часть III ПОДЪЕМНО- ТРАНСПОРТНЫЕ УСТРОЙСТВА, МАШИНЫ И МЕХАНИЗМЫ

Лекция 46 ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ УСТРОЙСТВА, МАШИНЫ И МЕХАНИЗМЫ. ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ УСТРОЙСТВА, МЕХАНИЗМЫ И МАШИНЫ

46.1. Виды, классификация, область применения подъемно-транспортных устройств и механизмов

Подъемно-транспортные машины являются неотъемлемой составной частью механического оборудования любого современного промышленного производства и предназначены для перемещения различных грузов. От их рационального выбора, правильного определения основных параметров и грамотной эксплуатации в значительной степени зависит производственный процесс предприятия.

Особое значение имеет использование подъемно-транспортных машин в случаях, позволяющих значительно уменьшить или полностью заменить долю малопродуктивного физического труда машинным.

Основные требования, предъявляемые к современным ПТМ:

– повышение надежности за счет совершенствования конструкций, уточнения расчетов, применения новых материалов и способов их упрочнения;

– увеличение производительности и грузоподъемности за счет регулирования скорости, автоматизации управления, совершенствования грузозахватных устройств;

– повышение безопасности обслуживания ПТМ за счет улучшения условий труда персонала, введения автоматических ограничителей, ограждающих устройств, укрепления производственной дисциплины, совершенствования и строгого соблюдения правил эксплуатации.

Подъемно-транспортные машины классифицируют по различным критериям. **По назначению** различают: грузоподъемные; транспортирующие; грузоподъемно-транспортирующие.

Грузоподъемные машины предназначены главным образом для вертикального перемещения грузов на относительно небольшие расстояния (краны, тали, подъемники, штабелеры, лебедки).

Транспортирующие предназначены главным образом для горизонтального перемещения и небольшого вертикального подъема.

Грузоподъемно-транспортирующие машины представляют промежуточную группу машин, которые могут выполнять как подъем, так и транспортировку груза (авто- и электропогрузчики, ручные и самоходные тележки и т. д.).

По характеру работы ПТМ делятся на две основные группы: машины циклического (периодического) и непрерывного действия.

Машины циклического действия выполняют все технологические операции в четкой логической последовательности, повторяя их через определенные промежутки времени. К ним относятся краны, лифтовые подъемники и т. д.

Машины непрерывного действия (конвейеры) служат для перемещения насыпных или штучных грузов по заданной трассе без остановок для погрузки и разгрузки, что делает их более производительными. Они подразделяются на такие основные виды: механические, пневматические, гидравлические.

Механические устройства могут применяться для перемещения штучных, тарных, кусковых, сыпучих грузов и в свою очередь быть как непрерывного, так и периодического действия.

Пневматические устройства используются:

– для перемещения сыпучих грузов (щепы, стружки, отходов т. д.) в смеси определенной концентрации с воздухом;

– движения груза в капсулах, специальных контейнерах, по трубопроводу с помощью воздуха.

В **гидравлических** устройствах груз перемещается: в каналах и лотках самотеком; под давлением в смеси с жидкостью (пульпа) по трубопроводам.

В настоящее время широко применяют особую группу ПТМ, которые кроме основных операций по перемещению груза могут поворачивать его вокруг горизонтальной и вертикальной осей (краны-манипуляторы и погрузочно-разгрузочные промышленные роботы).

По характеру привода ПТМ могут быть с ручным (домкраты, лебедки, тали) или машинным приводом (подъемники и краны).

К простейшим подъемно-транспортным устройствам относятся: домкраты (винтовые, реечные, гидравлические и др.), поднимающие грузы на небольшую высоту; лебедки (с ручным или машинным приводом); тали, представляющие собой подвесную лебедку, оснащенную механизмом передвижения (по подвесному пути).

Кран – сочетание нескольких механизмов (подъема, передвижения, поворота и т. д.), базирующихся на соответствующей металлоконструкции.

По конструктивной схеме различают следующие разновидности кранов:

– пролетного типа (мостовые, козловые, кабельные), у которых груз подвешен к тележке, перемещающейся по пролетному участку несущей конструкции крана;

– стрелового типа (консольные, стреловые с поворотной платформой, без поворотной платформы, башенные, настенные, велосипедные и др.). У консольных кранов груз подвешен на конце стрелы постоянного или переменного вылета и обычно находится вне их опорного контура. Краны стрелового типа, в свою очередь, могут быть самоходными, стационарными, прицепными.

46.2. Грузоподъемные устройства, механизмы и машины. Общие сведения и классификация

В зависимости от назначения, конструкции и характера выполняемой работы грузоподъемные устройства и машины делят на три основные группы. Первая группа включает простейшие устройства и механизмы: домкраты, тали и лебедки, используемые в основном в качестве вспомогательного оборудования на монтажных и других работах; вторая группа – подъемники и лифты, при помощи которых обеспечивается только вертикальное перемещение грузов; третья группа – краны, обеспечивающие как вертикальное, так и горизонтальное перемещение грузов в любом направлении в пределах, зависящих от параметров крана.

Грузоподъемные машины относятся к машинам периодического действия, при работе которых происходит постоянное чередование подъема и опускания груза, направление движения крана, тележки и стрелы. Такие машины могут состоять из следующих механизмов: механизма подъема груза; механизма передвижения крана, тележки или тали; механизма изменения угла наклона стрелы; механизма поворота для вращения поворотной части крана в горизонтальной плоскости.

46.3. Основные эксплуатационно-технические характеристики грузоподъемных устройств, механизмов и машин

Грузоподъемные машины характеризуются производительностью, грузоподъемностью, скоростями подъема и опускания груза, движения механизмов и режимом работы, а также рядом других параметров (пролетом, высотой подъема, вылетом стрелы и т. д.).

Производительность грузоподъемных машин может определяться: по массе (массовая); объему (объемная); по количеству поднимаемых объектов (штучная).

Во всех случаях необходимо знать расчетное число циклов машины в единицу времени (обычно в час).

Производительность устанавливается в зависимости от вида грузоподъемного устройства, вида груза, его характера и условий работы:

по массе (кг/ч):

$$\Pi = \frac{3600\beta_1\beta_2V_M\rho_M}{T_{\text{ц}}};$$

– объемная (м³/ч):

$$\Pi = \frac{3600\beta_1\beta_2V_M}{T_{\text{ц}}};$$

– штучная (шт./ч):

$$\Pi = \frac{3600\beta_1\beta_2Z}{T_{\text{ц}}},$$

где β_1 – коэффициент, учитывающий потери времени по технологическим и организационным причинам; β_2 – коэффициент, учитывающий прибавочные потери времени на текущее обслуживание и ремонт

подъемно-транспортного устройства; V_M – объем поднимаемого груза, м³; ρ_M – плотность материала, кг/м³; $T_{ц}$ – длительность цикла, с; Z – число единиц груза, шт.

В общем случае

$$T_{ц} = T_M + T_{\text{опер}} + T_{\text{доп}},$$

здесь T_M – время прицепки и отцепки груза; $T_{\text{опер}}$ – длительность операции подъема (опускания); $T_{\text{доп}}$ – время на успокоение груза от раскачки, закручивания, осмотра крепления (затяжки) груза и т. д.

Различают производительность номинальную и расчетную.

$$P_{\text{расч}} = P\psi,$$

где ψ – расчетный коэффициент использования грузоподъемности ($\psi = 0,6-0,7$).

Грузоподъемностью машины Q называется масса наибольшего груза, на подъем которого рассчитана данная машина. В значение грузоподъемности включается масса грузозахватного устройства, а также всех вспомогательных приспособлений, подвешиваемых к нему.

Кинематические характеристики: скорость подъема груза V , м/мин; скорость опускания груза $V_{\text{оп}}$, м/мин; скорость передвижения всего крана или отдельных его частей $V_{\text{пер}}$, м/мин; частота вращения поворотной части крана (для башенных кранов) $n_{\text{пов}}$, мин⁻¹; скорость изменения вылета груза V_v , или скорость подъема стрелы (для стреловых кранов) $V_{\text{пс}}$, м/мин.

Скорости подъема груза современных машин обычно не превышают 0,4–0,5 м/с, однако в кранах для массовых перегрузочных работ (например, порталных) могут достигать 1,5–2,0 м/с. Скорость перемещения тележек, передвигающихся по пролетному строению или горизонтальной стреле, составляет 0,58–0,66 м/с, в отдельных случаях – до 4–6 м/с. Скорость передвижения моста крана достигает 1,6–2,0 м/с. Частота вращения кранов обычно в пределах 1,0–1,5 мин⁻¹, иногда достигает 3 мин⁻¹.

Для грузоподъемных машин с машинным приводом установлены следующие режимы работы.

Легкий режим (Л), который характеризуется большими перерывами в работе, редкой работой с номинальным грузом, малыми скоростями, малым числом включений в час (до 60), малой относительной продолжительностью включения. В этом режиме работают, например, механизмы подъема и передвижения мостовых ремонтных

кранов и кранов, обслуживающих машинные залы электростанций, механизмы передвижения строительных и порталных кранов, перегрузочных мостов и башен кабельных кранов; лебедки противоугонных устройств и т. д.

Средний режим (С), который характеризуется работой с грузами различной величины, средними скоростями движения, средним числом включений в час (до 120), средним значением относительной продолжительности включения. В этом режиме работают, например, механизмы подъема и передвижения мостовых кранов механических и сборочных цехов со среднесерийным производством и мостовых кранов ремонтно-механических цехов, механизм поворота строительных кранов, электротали.

Тяжелый режим (Т), который характеризуется постоянной работой с грузами, близкими по весу к номинальным, высокими скоростями, большим числом включений в час (до 240), высоким значением относительной продолжительности включения. В этом режиме работают, например, все механизмы мостовых кранов технологических цехов и складов на заводах с крупносерийным производством, механизмы подъема строительных кранов.

Весьма тяжелый режим (ВТ), в котором работают, например, все механизмы кранов технологических цехов и складов металлургического производства, все механизмы магнитных и грейферных кранов металлургического производства, механизмы подъема и передвижения тележек перегрузочных мостов.

46.4. Общие сведения об основных механизмах грузоподъемных машин

В зависимости от назначения и конструкции грузоподъемных машин кроме несущих конструкций (ферм, рам, балок и т. п.) в их составе могут быть: механизм перемещения кранов и грузовых тележек, механизм поворота, механизмы подъема, механизм вылета стрелы. Сведения о них даны в следующих лекциях.

Лекция 47 МЕХАНИЗМЫ ПОДЪЕМА ГРУЗА

47.1. Назначение механизмов подъема груза грузоподъемных машин и механизмов, их разновидности, основные элементы

Механизм подъема груза является основным в грузоподъемных машинах и предназначен для подъема, опускания и удерживания на определенной высоте грузов.

По конструкции и принципу действия различают механизмы подъема: механические (винтовые, зубчато-реечные, канатные), гидравлические и канатные.

Принципиальная схема канатного механизма подъема приведена на рис. 47.1. В качестве моторной муфты 2, устанавливаемой у двигателя 1, обычно используют упругую пальцевую муфту МУВП или зубчатую МЗ или МЗП, часто с применением вала вставки, позволяющего создать наиболее удобное расположение элементов привода.

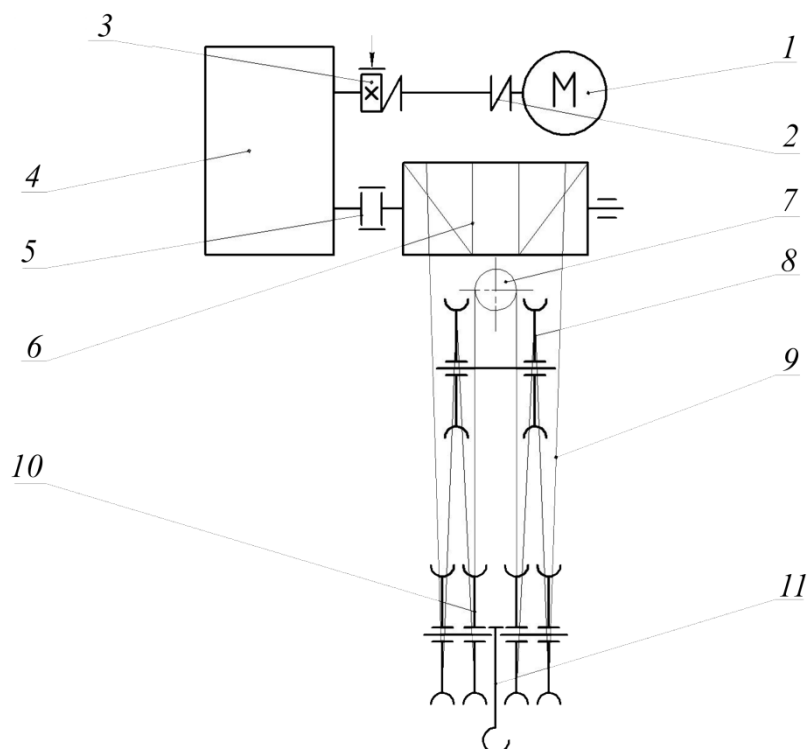


Рис. 47.1. Схема канатного механизма подъема с электроприводом

В качестве тормозного шкива можно использовать одну из полумуфт 3. Если это полумуфта упругой муфты, то допустимо использование только полумуфты, соединенной с валом редуктора 4, т. к. в этом случае ее упругие элементы освобождаются от действия на них грузозового момента, что увеличивает срок их службы.

В свою очередь, увеличенный крутящий момент с выходного вала редуктора через зубчатую муфту 5 передается на барабан 6, на который наматывается канат 9. В данном механизме используется сдвоенный полиспаг, поэтому барабан имеет две нарезки для размещения каната – правую и левую. Канат запасован на верхние 8 и нижние 10 блоки через уравнительный блок 7. Груз крепится к крюку 11.

Механизмы подъема и изменения вылета стрелы выполняют так, чтобы опускание груза или стрелы было возможно только двигателем.

Применение фрикционных или кулачковых муфт включения на механизмах, предназначенных для подъема людей, расплавленного или раскаленного металла, ядовитых и взрывчатых веществ, не допускается.

47.2. Конструктивные особенности механизмов подъема

Особенности соединения барабана с редуктором оказывают существенное влияние на конструктивные и эксплуатационные качества механизма подъема (рис. 47.2).

Вариант установки барабана (рис. 47.2, а) на двух опорах с соединением редуктора и барабана посредством зубчатой муфты отличается надежностью, удобством монтажа и обслуживания. Однако он имеет относительно большие габариты.

Двухопорный вал (рис. 47.2, б) получается очень тяжелым, кроме того, такая конструкция может приводить к нарушению зацепления в редукторе.

Трехопорный вал (рис. 47.2, в) очень чувствительный к неточностям монтажа. В обоих случаях нарушается блочность конструкции, что приводит к невозможности отдельной сборки и обкатки редуктора. Эти две схемы не получили широкого применения.

Момент на барабан можно передавать с помощью зубчатых пар (рис. 47.2, г, д), и тогда ось барабана (рис. 47.2, г, д) будет работать только на изгиб. Однако из-за необходимости защищать открытую зубчатую передачу от внешних воздействий данная схема не нашла широкого применения.

Статически определяемая и компактная конструкция получается при использовании схемы с креплением оси барабана внутри консоли выходного вала редуктора (рис. 47.2, е). Ось работает только на изгиб.

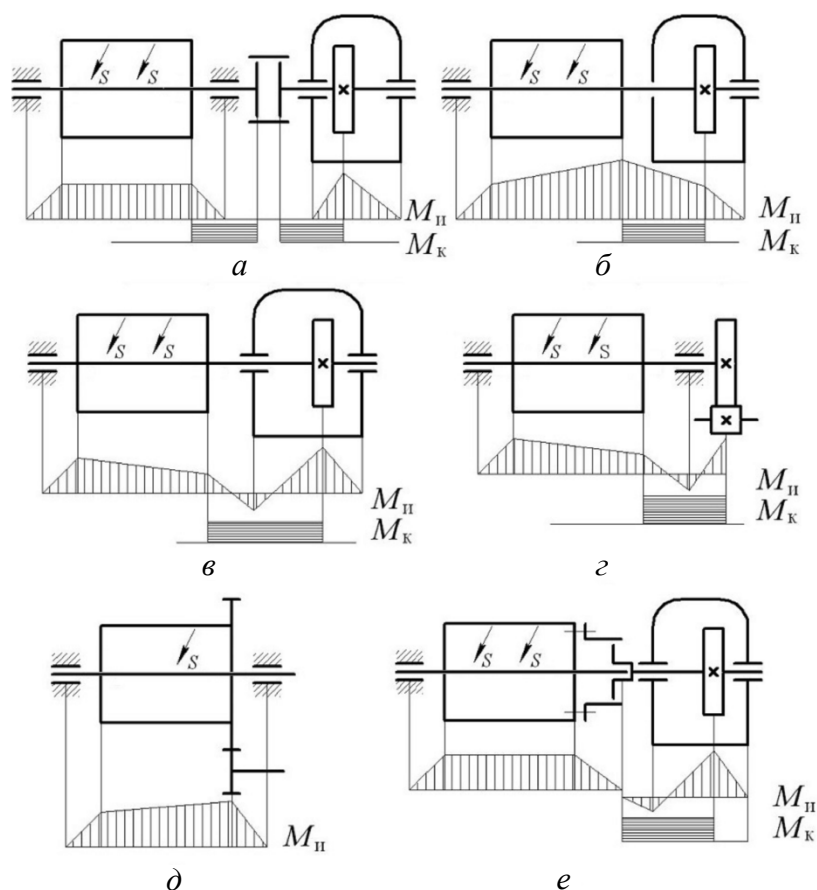


Рис. 47.2. Схемы соединения барабана с редуктором

На конструкцию механизма подъема существенное влияние оказывает кратность полиспаста.

Во многих случаях в механизмах подъема грузоподъемных машин необходимо производить изменение скорости подъема и спуска груза в зависимости от характера выполняемой операции и величины груза. Эта необходимость вызвала появление многоскоростных грузовых подъемных механизмов.

Так, в механизмах подъема мостового крана получение двух скоростей достигается путем применения двух приводных двигателей и планетарной муфты, снабженной тормозами. Комбинируя включение и выключение двигателей и поочередно затормаживая с помощью тормозов разные звенья, можно получать различные передаточные числа механизма подъема и, соответственно, скорости движения груза.

В электроталях часто применяется так называемый микропривод, обеспечивающий получение малых посадочных скоростей.

По типу передачи от электродвигателя к канатоведущему шкиву лебедки лифтов могут быть редукторные и безредукторные. В редукторных

лебедках вал шкива вращается за счет применения зубчатых или червячных передач со значительно меньшим числом оборотов, чем вал электродвигателя.

В безредукторных лебедках канатоведущий шкив и шкив тормозного устройства размещаются на валу ротора тихоходного электродвигателя постоянного тока, работающего по так называемой системе «генератор – двигатель». Благодаря отсутствию механических передач конструкция безредукторной лебедки получается более компактной несмотря на то, что тихоходный электродвигатель имеет значительно большие размеры, чем обычный электродвигатель той же мощности. Однако в безредукторный привод входят другие электрические машины и устройства, которых нет в редукторном приводе. Безредукторные лебедки получили широкое применение при скоростях движения кабин от 2 м/с и выше. Для меньших скоростей более легкими и экономичными оказываются редукторные лебедки.

Все механизмы подъема снабжаются автоматически действующими тормозами нормально-замкнутого типа (с электромагнитным или электрогидравлическим приводом), размыкающимися при включении привода.

Механизмы подъема с ручным приводом снабжаются автоматически действующими тормозами, замыкаемыми весом поднятого транспортируемого груза. Если по производственным условиям работы лебедки с ручным приводом требуется опускать груз со скоростью, превышающей скорость подъема, то допускается применение безопасных рукояток, у которых нормально-замкнутое тормозное устройство размыкается нажатием на рукоятку и механизм получает возможность движения под действием веса груза (рис. 47.3).

При этом скорость опускания груза регулируется путем притормаживания тормозного шкива усилием нажатия на рукоятку *б* или с помощью специального центробежного тормоза (регулятора скорости). При этом изменяется величина тормозного момента от сил трения T_T , возникающего между подвижным *4* и неподвижным *1* дисками и храповым колесом *2*. Храповое колесо удерживается моментом T_K , возникающим от усилия, от проворачивания собачкой *3*. Регулировочная гайка *5* служит для изменения величины зазора *e*, регулирующего степень срабатывания осевого тормоза.

Тормоз должен устанавливаться на кинематическом звене механизма, жестко связанном с барабаном зубчатыми или червячными передачами. Тормоз для уменьшения величины его тормозного момента и габаритных размеров обычно устанавливают на приводном валу

механизма или возможно ближе к нему. В этом случае на тормозном валу действует меньший момент от груза и, следовательно, требуется меньший тормозной момент. Кроме того, при такой установке тормоз разгружает звенья кинематической цепи от влияния инерционных усилий (наибольшим запасом кинетической энергии обладает приводной вал с ротором двигателя).

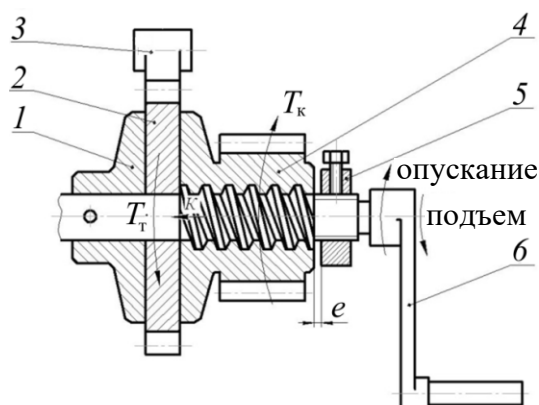


Рис. 47.3. Схема безопасной рукоятки

Если момента одного тормоза недостаточно, то на другом конце вала двигателя либо редуктора или на каком-либо другом валу механизма устанавливают второй тормоз. Первый из этих случаев размещения дополнительного тормоза является более предпочтительным, поскольку оба тормоза могут быть идентичными; во втором случае тормоза различны по развиваемому тормозному моменту. Самотормозящие червячные передачи в механизме подъема не заменяют тормозов, т. к. по мере износа червячная пара теряет свойства самоторможения.

Лекция 48

ГРУЗОЗАХВАТНЫЕ УСТРОЙСТВА. ГИБКИЕ ОРГАНЫ. ПОДВЕСКИ. БАРАБАНЫ, БЛОКИ И ЗВЕЗДОЧКИ, ПОЛИСПАСТЫ

48.1. Грузозахватные устройства. Назначение, конструктивные разновидности

Для захватывания перемещаемых грузов применяются грузозахватные устройства (приспособления) – крюки, петли, клещи, ковши и бадьи, электромагниты, грейферы.

Наибольшее применение в грузоподъемных машинах находят универсальные грузозахватные приспособления, к которым относятся грузовые крюки и петли. Крюки бывают однорогие (для ручного и машинного привода) (рис. 48.1, *a*) и двурогие (для машинного привода).

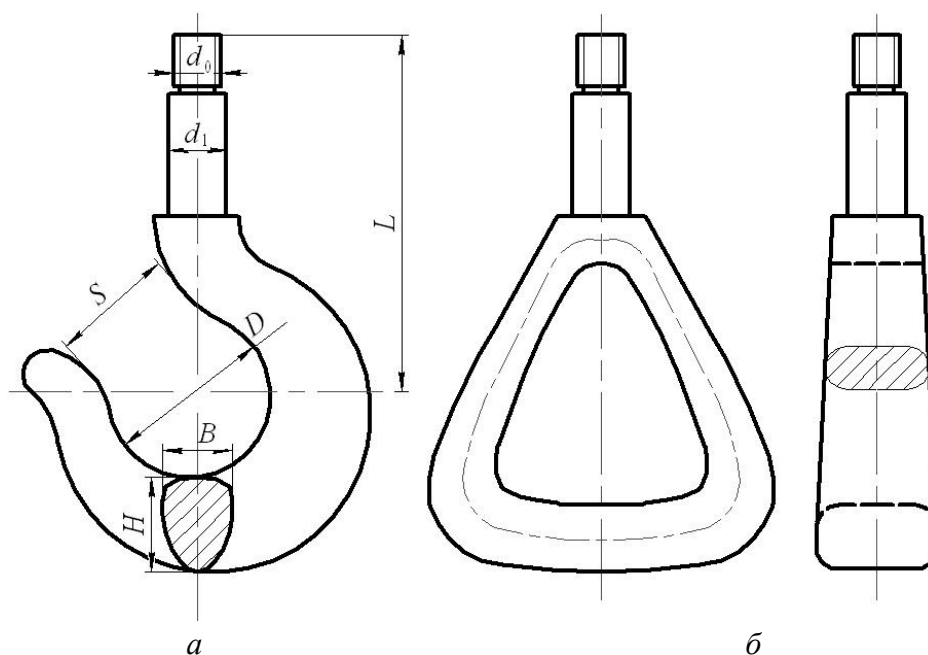


Рис. 48.1. Крюк (*a*) и петля (*б*)

Грузовые крюки (кованые или штампованные) изготавливают из низкоуглеродистой стали 20, т. к. для высокоуглеродистой стали или чугуна возможен внезапный излом. После изготовления крюки испытывают не менее 10 мин под нагрузкой, на 25% выше номинальной, поэтому для стандартного крюка проверочный расчет сечений

производить не требуется. Для кранов большой грузоподъемности применяются пластинчатые крюки, собираемые из пластин листовой стали с помощью заклепок. Эти крюки легче кованных и не требуют использования мощного ковочного оборудования.

Кроме грузовых крюков, используются нестандартизированные цельнокованные и составные грузовые петли (рис. 48.1, б), которые имеют меньшие размеры и вес, чем крюки, однако в эксплуатации они менее удобны, поскольку необходимо продевать стропы через отверстие петли.

Крюки соединяются с гибким органом непосредственно или при помощи крюковых подвесок (нормальной или укороченной). Укороченная крюковая подвеска позволяет осуществить подъем груза на несколько большую высоту, но ее можно применять только при четной кратности полиспаста.

Клещевые захваты (рис. 48.2, а), относящиеся к специализированным, служат для захвата штучных грузов, имеют рычажную систему в виде ножниц и удерживают груз силами трения, возникающими между захватом и грузом.

При расчете захвата исходят из предположения, что груз удерживается силами трения, возникающими за счет давления лап клещей $fN = G/2$, откуда величина нажатия лап $N = G/2f$.

Исходя из уравнения моментов всех сил, действующих на рычаг, относительно центрального шарнира O , получаем соотношения между геометрическими параметрами захвата:

$$\frac{a}{2} + m - \frac{b}{f} = 0. \quad (48.1)$$

Это условие должно выполняться при конструктивно принятых размерах захвата, минимальном коэффициенте трения f и толщине груза a (рис. 48.2, а).

В эксцентриковом захвате, применяемом для транспортирования листовых материалов, силы трения возникают между листом, эксцентриком и корпусом захвата (рис. 48.2, б). Аналогично, как и для клещевого захвата, можно получить условие

$$f = \operatorname{tg} \rho \geq \operatorname{tg} \alpha. \quad (48.2)$$

Таким образом, условие самозатягивания листа эксцентриком $\alpha \leq \rho$, т. е. угол зажима эксцентрика α должен быть меньше или равен углу трения ρ между эксцентриком и листом.

Существуют также самозажимные эксцентрики захваты с повышенной надежностью, у которых гибкий орган воздействует на второе плечо захвата. Применение фрикционных захватов для транспортирования опасных грузов не допускается.

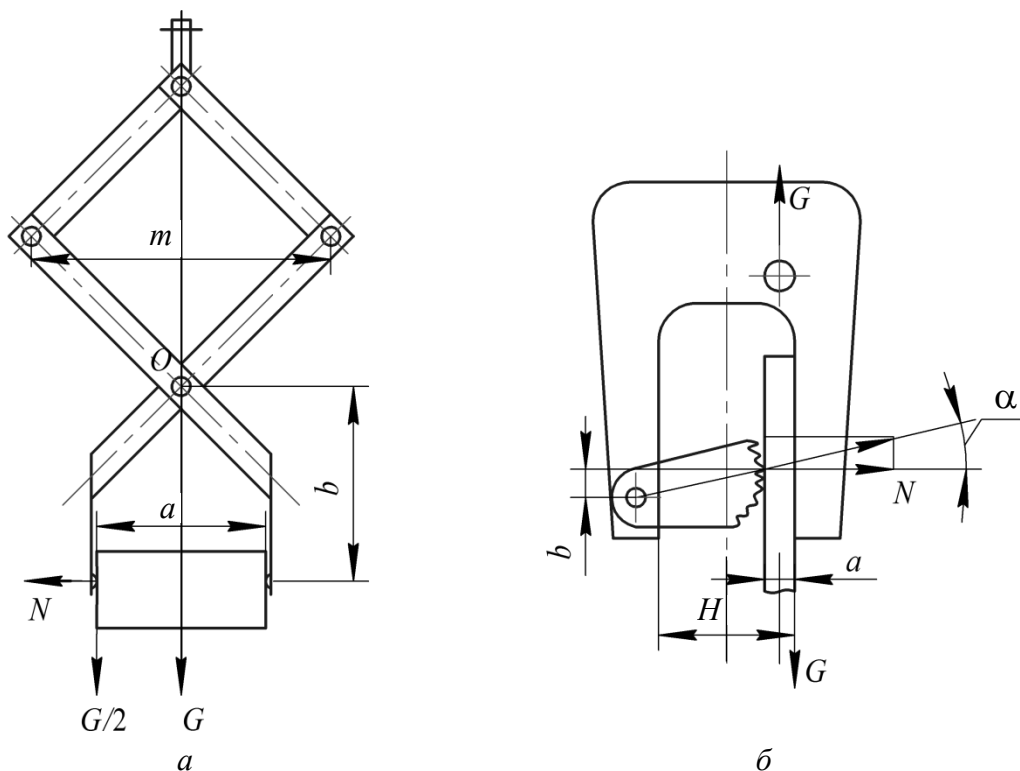


Рис. 48.2. Клещевой (а) и эксцентриковый (б) захваты

Электромагниты постоянного тока широко используются для подъема стальных и чугунных грузов весом до 30 т. Применение таких устройств устраняет ручной труд при зачаливании груза, однако существует повышенная опасность падения груза даже при нормальной эксплуатации. Подъемная сила электромагнита сильно зависит от типа, формы и температуры нагрева.

Вакуумные захваты применяют для транспортирования листовых материалов с различными свойствами. По сравнению с электромагнитами они транспортируют различные, в том числе и немагнитные, материалы при значительно меньшей массе захватов.

Для порционного транспортирования сыпучего груза применяют ковши, бабды и грейферы. Разгрузка ковшей и бабд производится раскрыванием створок дна, опусканием дна или опрокидыванием. Засыпание груза в ковши и бабды является очень трудоемкой операцией, часто с применением ручного труда. Для механизации операции загрузки

используют автоматические грузозахватные устройства – грейферы. При их применении производительность операций с грузами существенно повышается.

Различают грейферы канатные и приводные.

Канатные бывают одно- (рис. 48.3) и многоканатные, приводные – электромоторные, гидравлические, пневматические и т. д.

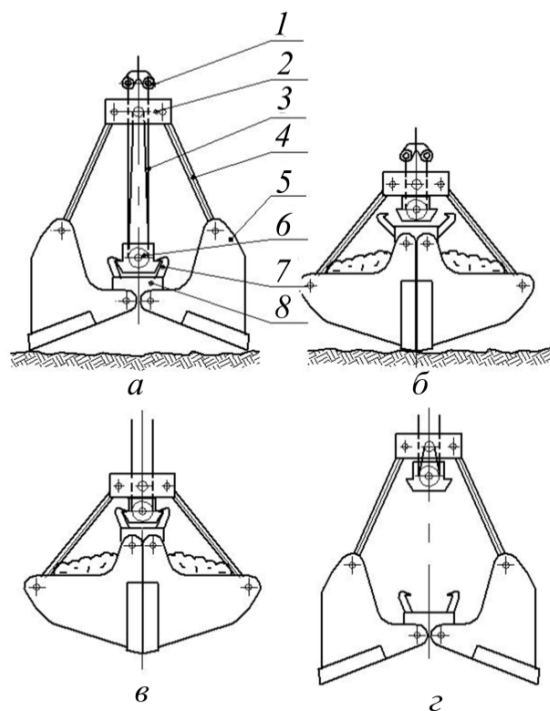


Рис. 48.3. Одноканатный грейфер

Одноканатный грейфер состоит из двух челюстей 5, соединенных шарнирно нижней траверсой 8. Тяги 4 соединяют челюсти с верхней траверсой 2. Канатом 3 подвижная головка 6 соединяется с верхней траверсой и со скобой 1, при помощи которой грейфер навешивается на крюк механизма подъема. В момент зачерпывания (рис. 48.3, а) головка 6 и траверса 8 связаны между собой захватами 7, укрепленными на траверсе. При подъеме скобы 1 происходит сближение верхней траверсы 2 и головки 6. При этом челюсти внедряются в материал и зачерпывают его. После смыкания челюстей (рис. 48.3, б) и перемещения к месту разгрузки (рис. 48.3, в) грейфер опускается на опорную поверхность – при этом захваты 7 раскрываются и головка 6 отсоединяется от нижней траверсы. Подъем скобы вызывает подъем верхней траверсы, что приводит к раскрытию грейфера и его опорожнению (рис. 48.3, г).

Раскрытие грейфера можно достичь и не опуская его на поверхность, а приводя в действие запорное отверстие с помощью тросика или цепи.

При наличии двух лебедок на кране возможно применение более производительного двухканатного грейфера, у которого различают подъемный и замыкающий канаты, с помощью последнего осуществляется управление механизмом замыкания и размыкания грейфера.

Для работы с кусковыми грузами (руда, камни, скрап) используют многочелюстные грейферы с челюстями клиновидной формы.

Основной задачей при проектировании грейфера является получение наибольшего его заполнения при минимальной собственной массе. Оптимальным считается использование грейфера с массой, равной поднимаемому грузу.

48.2. Гибкие грузонесущие органы

Для подъема и перемещения грузов применяются гибкие элементы (гибкие органы) различного назначения: для обвязки тарных и штучных грузов, в качестве строп для крепления и подвешивания грузов, в качестве тяговых или грузонесущих и грузоподъемных органов. Для этих целей применяются канаты или цепи.

Канаты могут быть: стальные; пеньковые; хлопчатобумажные; из синтетических материалов.

Пеньковые, хлопчатобумажные и синтетические канаты используются в основном для обвязки и зачалки груза (прикрепления к крюку). В качестве строп применяются пеньковые и стальные канаты, стропы-ленты. В качестве основного грузового органа (грузоподъемного или грузонесущего) используются стальные канаты и грузовые цепи.

Перспективным является использование синтетических канатов (нейлон, стеклопластик), обладающих устойчивостью к влаге, высокой прочностью и долговечностью. В последнее время применяются и разрабатываются новые типы канатов – фасонно-прядные, с пластически обжатými прядями, комбинированные и т. д.

По структуре (строению) пеньковые канаты делятся на тросовые (рис. 48.4, *а*), которые получают скручиванием трех прядей, изготовленных из канатной пряжи, и кабельтовые (рис. 48.4, *б*), получающиеся скручиванием в обратном направлении трех тросовых канатов.

Стальные канаты по прочности проволоки бывают В, 1-го и 2-го сорта (диаметр от 0,2 до 2–3 мм), которые зависят от марки стали ($\sigma_{н}$ и $\tau_{кр}$).

По конструкции: различают стальные круглые канаты: *одинарной спиральной свивки* – канат свивается непосредственно из стальных проволок (рис. 48.4, в); *двойной свивки (трос)* – сначала из отдельных проволок свиваются пряжи, затем из нескольких прядей свивается один крученный канат (рис. 48.4, д); *тройной свивки (кабель)* – из канатов малого диаметра двойной свивки (тросов) свивается канат большого диаметра (рис. 48.4, и, к).

Пряди (рис. 48.4, д) свиваются в канат вокруг сердцевины (сердечника). Сердечник может быть металлическим, из органических материалов (пенька, лен, хлопчатобумажный) и минеральных волокон. Он выбирается в зависимости от назначения каната.

Канат со стальным сердечником (прядь или канат двойной свивки) используется при многослойной навивке, при динамических нагрузках и высоких температурах. Металлический сердечник не увеличивает разрушающую нагрузку, т. к. канат разрушается уже при 0,7–0,9 от предельной нагрузки, разрывающей остальные пряди. Канаты с органическим сердечником более гибкие и лучше удерживают смазку.

Канаты одинарной свивки обладают повышенной жесткостью, вследствие чего плохо изгибаются на блоках и барабанах, что вызывает необходимость увеличения диаметров огибаемых ими блоков и барабанов. Такие канаты применяют чаще в качестве несущих канатов подвесных дорог и растяжек (вант).

В подъемных и транспортирующих машинах наибольшее применение получили канаты двойной свивки (тросы).

Канаты тройной свивки обладают большей гибкостью, однако при равном диаметре с канатом двойной свивки быстрее изнашиваются при огибании барабанов и блоков, т. к. изготавливаются из более тонких проволок. По этой причине, а также из-за более высокой стоимости эти канаты не получили широкого распространения.

По роду свивки проволок в прядях изготавливают канаты следующих типов: ТК (с точечным контактом между слоями прядей) и ЛК (с линейным касанием проволок в пряди). Бывают канаты также типа ТЛК (с точечным и линейным касанием проволок в пряди). Канаты типа ТК используются только для ненапряженных условий работы, т. к. срок службы канатов ЛК значительно (до 30–100%) выше срока службы канатов типа ТК. Вследствие лучшего заполнения сечения они имеют при том же разрывном усилии несколько меньший диаметр, чем канаты ТК.

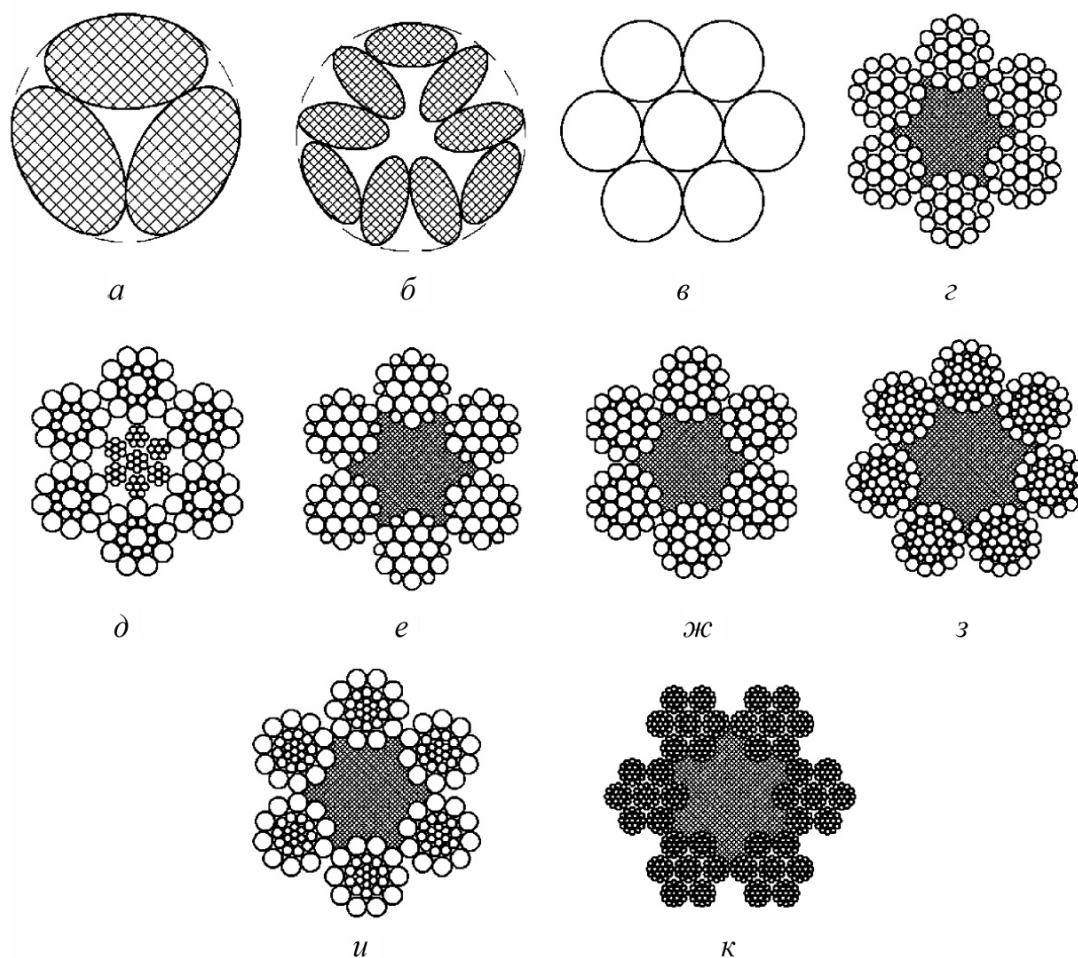


Рис. 48.4. Канаты:

- a* – пеньковый тросовый; *б* – пеньковый кабельтовый ГОСТ 483–75;
в – стальной ЛК-О конструкции 1×7 , ГОСТ 3062–80; *г* – стальной ТК конструкции $6 \times 19 + 1$ о. с., ГОСТ 3070–80; *д* – стальной ЛК-О конструкции $6 \times 19 + 7/7$, ГОСТ 3081–80; *е* – стальной ЛК-Р конструкции $6 \times 19 + 1$ о. с., ГОСТ 2688–80;
ж – стальной ЛК-З конструкции $6 \times 25 + 1$ о. с., ГОСТ 7665–80;
з – стальной ЛК-РО конструкции $6 \times 36 + 1$ о. с., ГОСТ 7668–80;
и – стальной ТЛК-О конструкции $6 \times 27 + 1$ о. с., ГОСТ 3079–80;
к – стальной канат-кабель конструкции $6 \times 7 \times 19 + 1$ о. с.

По виду свивки канаты делятся на обыкновенные (раскручивающиеся); нераскручивающиеся (свиваются из заранее деформируемых проволок и прядей, имеют значительно больший срок службы, чем другие); некрутящиеся (многослойные – имеют противоположное направление свивки прядей по отдельным слоям).

По направлению свивки проволок в прядях канаты бывают односторонней и крестовой свивки. В канатах односторонней свивки направление в прядях и прядей в канатах одно и то же, поэтому они

имеют более ровную поверхность, более гибки и долговечны, чем канаты крестовой свивки.

В обозначении структурной формулы каната первая цифра структурной формулы означает число прядей, вторая – проволок в прядях, третья – сердечников.

Пример обозначения структурной формулы каната: линейное касание проволок в прядях, в верхней пряди проволоки разных диаметров, шесть прядей, в каждой пряди 19 проволок, которые свиваются вокруг одной центральной проволоки, в первом ряду шесть проволок одинакового размера, во втором (внешнем) – проволоки разного диаметра – шесть одного и шесть – другого, пряди свиты вокруг одного органического сердечника: ЛК-Р6×19(1×6×6/6) + 1 о. с.

Преимуществом стальных канатов является: плавная и бесшумная работа при любых скоростях; гибкость во всех направлениях и надежность в работе (по числу лопнувших проволочек можно установить степень износа каната); относительно малый вес в сравнении с цепями. Значительная упругость снижает динамические нагрузки, однако для нормальной работы требуются блоки и барабаны большого диаметра.

При работе каната, как сложного тела, его отдельные проволоки испытывают различные напряжения. При огибании канатом блока или барабана пульсирующие напряжения изгиба и смятия приводят к усталостному разрушению сначала наружных, а затем и внутренних проволок. При этом перегибы каната на блоках являются более опасными, чем на барабане, поскольку один перегиб в противоположном направлении в отношении долговечности примерно равноценен двум перегибам в одном направлении. Поэтому следует уменьшать количество направляющих блоков и увеличивать их диаметр. Величины напряжений, возникающих в материале проволок, зависят от множества факторов, и установить математическую зависимость между всеми факторами, влияющими на напряженное состояние проволок, практически невозможно.

Поэтому при расчете используют основные факторы, выявленные в результате многочисленных исследований канатов, влияющие на число перегибов каната до разрушения проволок. Этими факторами являются максимальные натяжения каната и отношение диаметров блоков и барабана к диаметру каната.

По нормам Госпромнадзора этим размер каната подбирается из соотношения

$$S_{\max}k \leq S_{\text{разр}}, \quad (48.3)$$

где S_{\max} – максимальное рабочее усилие в ветви каната, определяемое при подъеме номинального груза с учетом потерь на блоках полиспас-тов и на обводных блоках, но без учета динамической нагрузки, H ; k – запас прочности, т. е. отношение минимальной разрушающей на-грузки каната к максимальной рабочей нагрузке на канат, принимаемой по нормам Госпромнадзора в зависимости от назначения каната и группы режима работы механизма и типа привода; $S_{\text{разр}}$ – разрывное усилие каната в целом. Минимальные допускаемые значения коэффи-циента запаса прочности для грузовых и стреловых кранов составляют: для Л – 5; С – 5,5, Т и ВТ – 6,0.

Минимальные допустимые значения коэффициента запаса прочно-сти для пассажирских лифтов составляют примерно 13, причем приме-нять канаты диаметром меньше 7 мм в лебедках, предназначенных для подъема людей, запрещается.

Кроме запаса прочности каната необходимо соблюдать заданное правилами Госпромнадзора отношение между диаметром выбранного каната и диаметром блока и барабана, ограничивающее напряжение из-гиба каната:

$$D_2 \geq ed, \quad (48.4)$$

где D_2 – диаметр блока или барабана, измеренный по средней линии навитого каната; e – коэффициент, принимаемый по нормам Госпром-надзора в зависимости от назначения каната и группы режима работы механизма; d – диаметр каната;

Минимальные допускаемые значения коэффициента e : для Л – 20, С – 25, Т и ВТ – 35. Для пассажирских лифтов $e = 46$.

Метод расчета по запасам прочности и коэффициенту e является условным, т. к. не отражает условий работы каната.

В грузоподъемных машинах и механизмах могут применяться грузовые сварные (рис. 48.5, а) и пластинчатые (рис. 48.5, б) *цепи*.

Сварные и штампованные цепи, применяемые в качестве грузо-вых, должны соответствовать ГОСТ 228–95 «Цепи якорные судовые. Параметры и размеры, технические требования, маркировка сборочных единиц» и другим требованиям нормативных правовых актов».

Сварные цепи широко используются в качестве грузовых органов (материал Ст2, Ст3 и сталь 10 ($\sigma_b = 340–420$ МПа)) и выполняются кон-тактной электросваркой.

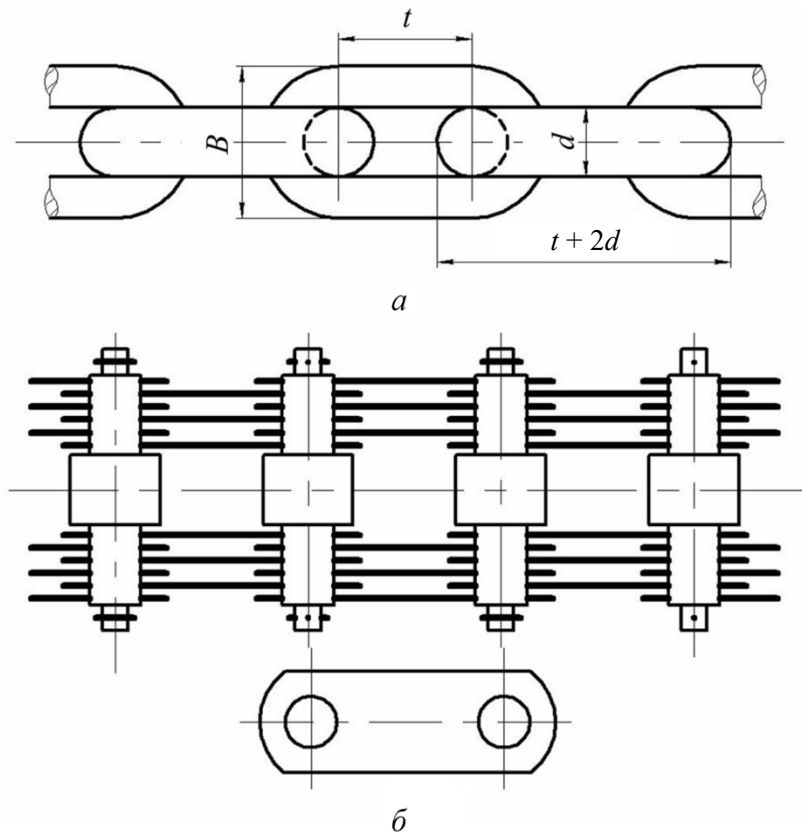


Рис. 48.5. Грузовые цепи

Достоинства сварных цепей:

- гибкость во всех направлениях;
- возможность работы с малыми диаметрами звездочек и барабанов, позволяющая уменьшить значения крутящих моментов;
- простота конструкции и изготовления.

Недостатки:

- относительно большая масса;
- невозможность использования при высоких скоростях из-за чувствительности к толчкам и ударам (возможен внезапный обрыв);
- большой износ;
- трудность контроля за износом.

Звенья овальной формы лежат во взаимно перпендикулярных плоскостях, что обеспечивает значительную подвижность. Бывают *простые*, работающие только с гладкими блоками и барабанами, и *калиброванные*, работающие со звездочкой, т. к. имеют более жесткий допуск по шагу t и ширине звена B .

Для обеспечения нормального зацепления звеньев нагрузка на калиброванную цепь принимается на 35% меньше, чем для простой. Расчет

напряжений не дает достаточно точных значений, поэтому расчет сварных цепей ведут по формуле, аналогичной формуле для расчета канатов:

$$S_{\max}k_{\text{ц}} \leq S_{\text{разр}},$$

где S_{\max} – максимальное рабочее усилие, Н; $k_{\text{ц}}$ – запас прочности относительно разрушающей нагрузки, принимаемой по нормам Госпромнадзора (для машинного привода и гладкого барабана $k_{\text{ц}}$ равен 6, для калиброванной цепи – 8 и для пластинчатой грузовой цепи – 5); $S_{\text{разр}}$ – разрушающая нагрузка сварной цепи, установленная стандартом, Н.

Соотношение между диаметром барабана и блока, огибаемого сварной цепью, и диаметром прутка стали, из которого изготовлена цепь, должно быть не менее 20 для ручного и не менее 30 для машинного привода.

Пластинчатые цепи, применяемые на кранах, должны соответствовать ГОСТ 191–82 «Цепи грузовые пластинчатые. Технические условия».

Пластинчатые цепи могут работать на звездочках при числе зубьев не менее 8 со скоростью не более 0,25 м/с. Коэффициент запаса прочности на разрыв пластинчатых цепей должен быть для групп классификационного режима М1 и М2 не менее 3, для всех остальных – не менее 5. Как исключение, скорость цепи может быть увеличена до 1,5 м/с при соответствующем увеличении запаса прочности до 8.

Пластинчатые грузовые цепи состоят из стальных (стали марок 40, 45, 50 – улучшение или нормализация) пластин, соединенных валиками. Так как их изготавливают без использования электросварки, то они более надежны, из-за меньших диаметров приводных звездочек уменьшают необходимое передаточное число редуктора, меньше деформируются под нагрузкой и более плавно работают, однако с меньшей скоростью; они тяжелее и дороже, не могут изгибаться в поперечном направлении, сильно изнашиваются, не могут навиваться на барабаны, должны находиться в полном зацеплении не менее чем с двумя зубьями звездочек.

Расчет пластинчатых грузовых цепей ведется по вышеприведенной зависимости.

48.3. Подвески

Крюковая подвеска предназначена для получения подвижного соединения крюка с гибким несущим элементом механизма подъема (канатом, цепью и т. д.) при использовании в нем полиспастной системы.

Применительно к виду крепления траверсы крюковые подвески бывают нормальные (рис. 48.6) или укороченные (рис. 48.7).

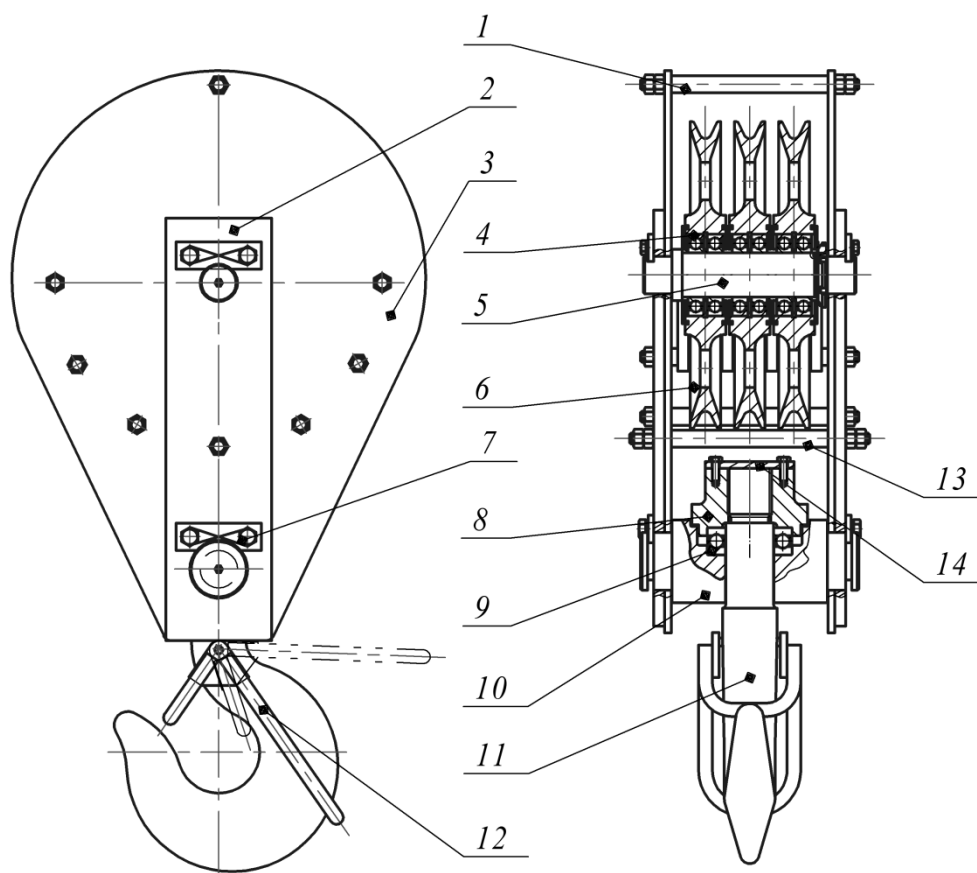


Рис. 48.6. Нормальная крюковая подвеска:

- 1 – ось крепления каната; 2 – серьга; 3 – защитный лист (щека);
 4 – радиальный подшипник; 5 – ось блоков; 6 – блок; 7 – стопорная планка;
 8 – гайка; 9 – упорный подшипник; 10 – траверса; 11 – крюк; 12 – замок;
 13 – фиксирующие болты; 14 – стопорная торцевая шайба

Нормальная крюковая подвеска применяется в механизмах подъема любого типа и при любой кратности полиспаста. Она включает в себя следующие основные элементы: ось крепления каната 1, за которую крепится свободный конец каната при формировании нечетной кратности полиспаста; серьгу 2, соединяющую траверсу 10 с осью блоков 5; блоков 6, установленных на подшипниках качения 4; крюка 11 с замком 12 и нарезным хвостовиком, на котором закручена гайка 8, фиксируемая стопорной торцевой шайбой 14; защитных листов 3, стопорных планок 7 и фиксирующих болтов 13.

Укороченная крюковая подвеска применяется исключительно при четной кратности полиспаста и всегда в своей конструкции имеет четное

количество блоков. Подвеска является укороченной из-за того, что блоки закреплены непосредственно на траверсе, благодаря чему она имеет меньшие габаритные размеры в сравнении с нормальной. Такая подвеска (рис. 48.7) состоит из траверсы 11, на цапфах которой закреплены блоки 2, установленные на радиальных подшипниках 10; крюка 7 с удлиненным хвостовиком и замком 8; гайки 3, зафиксированной на хвостовике крюка стопорной шайбой 9; крышек 1, защитного корпуса 6 и стопорных шайб 5.

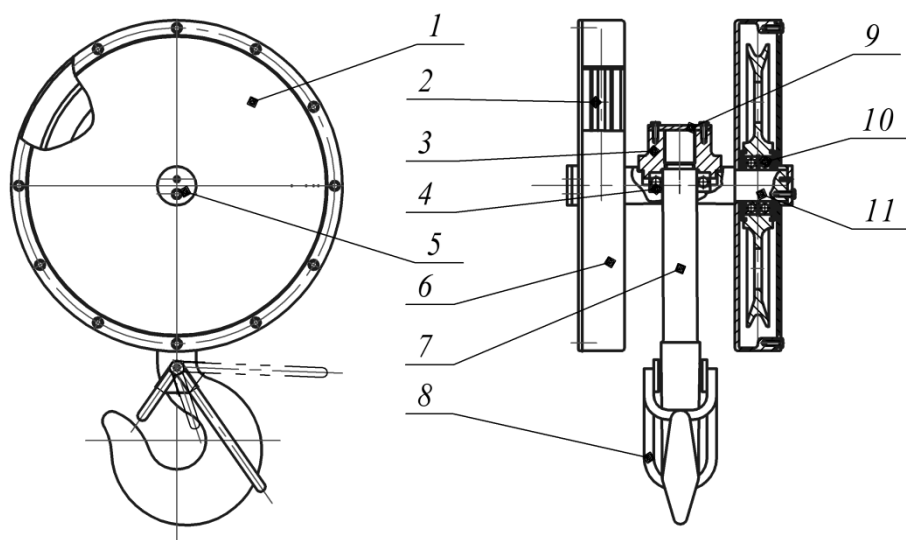


Рис. 48.7. Укороченная крюковая подвеска:

- 1 – крышка защитного корпуса; 2 – блок; 3 – гайка; 4 – упорный подшипник;
 5 – стопорная шайба; 6 – защитный корпус; 7 – крюк; 8 – замок;
 9 – стопорная торцевая шайба; 10 – радиальный подшипник; 11 – траверса

При нагрузках более 3 т целесообразным является использование в конструкциях подвесок подшипников качения. При меньших нагрузках – подшипников скольжения.

Непосредственно на крюке устанавливают замок, позволяющий фиксировать стропу в крюке на время рабочего переноса грузов. Этот простой, но очень эффективный механизм позволяет избежать несчастных случаев при выполнении погрузочно-разгрузочных операций, а также защитить от повреждений рабочие элементы крана.

48.4. Барабаны, блоки, звездочки

Барабаны. Для наматывания и размещения канатов и сварных цепей грузоподъемные машины оборудуются барабанами различной конструкции. Обычно их выполняют цилиндрическими, однако когда

необходим определенный закон изменения усилия, то применяют барабаны сложной формы.

Различают барабаны для многослойной и однослойной навивок каната. Барабаны для многослойной навивки могут выполняться с гладкой поверхностью или с винтовыми канавками. Они применяются только при больших длинах каната, а также при навивке на барабан цепи. При многослойной навивке каната на барабан должна быть обеспечена правильная укладка каждого слоя, которая осуществляется канатоукладчиками. Такие барабаны используются, как правило, для простого полиспаста. В нижнем слое уложенного каната при многослойной навивке возникают большие сжимающие напряжения не только от усилия натяжения, но и от нагрузки вышерасположенных слоев. Кроме того, при навивании каната на гладкий барабан происходит трение между соседними витками каната, что существенно сокращает его срок службы.

Гладкие барабаны и барабаны с канавками, предназначенные для многослойной навивки каната, должны иметь реборды H с обеих сторон барабана и возвышаться над верхним слоем навитого каната не менее чем на два диаметра каната, а для цепей – не менее чем на ширину звена цепи.

Наиболее широкое распространение получили нарезные барабаны с однослойной навивкой (рис. 48.8).

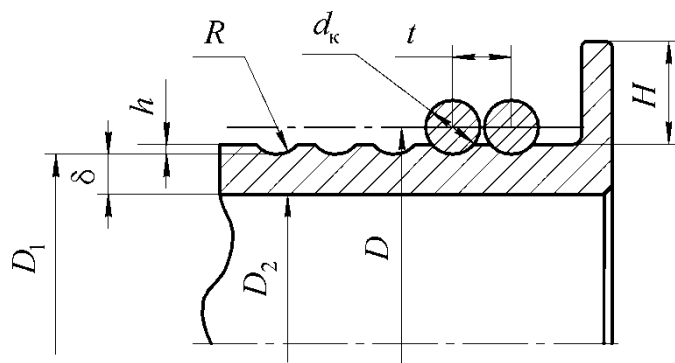


Рис. 48.8. Профиль нарезки канавок на барабане:
 δ – толщина стенки; R – радиус канавки; d_k – диаметр каната;
 t – шаг канавок; D – диаметр барабана по средней линии навитого каната; D_1 – наружный диаметр барабана по дну канавки; D_2 – внутренний диаметр барабана

Винтовые канавки, нарезанные на поверхности барабана, увеличивают поверхность соприкосновения с канатом, устраняют трение между соседними витками и уменьшают напряжения смятия и износ каната.

Размеры профиля канавок барабана, в миллиметрах, принимают по справочнику или рассчитывают по следующим зависимостям:

$$t = d_k + (2-3); \quad h = 0,3d_k, \quad R \approx 0,54d_k,$$

где t – шаг канавок, мм; d_k – диаметр каната, мм; h – глубина канавки, мм; R – радиус канавок, мм.

Диаметр барабана по средней линии навитого стального каната находится по условию

$$D \geq ed_k, \quad (48.5)$$

здесь e – коэффициент, зависящий от типа машины, привода механизма и режима работы механизма.

Число витков нарезки на барабане определяется по формуле

$$Z_B = \frac{U_{\Pi} H}{\pi D} + Z_1 + Z_2, \quad (48.6)$$

где H – высота подъема груза, мм; Z_1 – количество запасных (неиспользуемых) витков, принимаемое 1,5–2,0; Z_2 – количество витков каната для закрепления под зажимным устройством на барабане, равное 3–4; U_{Π} – кратность полиспаста.

Длина нарезанной части барабана вычисляется:

– при одинарном полиспасте (подробнее о полиспастах см. на с. 320–323)

$$L_{\zeta} = Z_B t; \quad (48.7)$$

– сдвоенном полиспасте

$$L_{\zeta} = 2Z_B t + l_0, \quad (48.8)$$

где t – шаг канавок; l_0 – ненарезной участок барабана между витками правой и левой нарезок витков на барабане, выбираемый с таким расчетом, чтобы отклонение навиваемого каната от вертикали не превышало 6° при верхнем положении крюковой подвески (принимается ориентировочно $l_0 = 150$ – 200 мм).

Толщина стенки литого чугунного барабана должна быть не менее

$$\delta_{\min} = 0,02D_{\zeta} + (6-10) \text{ мм}, \quad (48.9)$$

где D_1 – диаметр барабана по дну канавок, мм, рассчитываемый по формуле

$$D_1 = D - d_k. \quad (48.10)$$

Полученное значение толщины стенки барабана округляется в большую сторону до ближайшего целого числа с последующей проверкой на прочность.

Стенки барабана при работе испытывают сложное напряжение сжатия, кручения, изгиба. При барабанах длиной менее трех диаметров напряжения изгиба и кручения не превышают 10–15% от напряжения сжатия. Поэтому основным расчетом стенки барабана является расчет на сжатие.

Рассматривая стенку барабана как втулку, нагруженную равномерно распределенным усилием F_{\max} , равным максимальному рабочему усилию каната, и используя формулу Лямэ, получают напряжение сжатия:

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{F_{\text{к}}}{\delta t} \leq [\sigma_{\text{сж}}], \quad (48.11)$$

где δ – минимальная толщина стенки барабана, мм; t – шаг нарезки, мм; $[\sigma_{\text{сж}}]$ – допускаемое напряжение сжатия, Н/мм², определяемое по формуле

$$[\sigma_{\text{сж}}] = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{[S]}, \quad (48.12)$$

здесь σ_{lim} – предельное напряжение материала изготовления барабана, Н/мм²; $[S]$ – коэффициент запаса прочности. Для чугунных барабанов в качестве предельного напряжения принимают предел прочности $\sigma_{\text{lim}} = \sigma_b$; для стальных – предел текучести $\sigma_{\text{lim}} = \sigma_T$.

При соотношении длины барабана и его диаметра $L_\delta / D \geq 3$ необходимо дополнительно проверить прочность барабана по сложному напряжению от изгиба и кручения по формуле

$$\sigma_\Sigma = \frac{\sqrt{M_{\text{и}}^2 + T^2}}{W_\delta} \leq [\sigma_{\text{и}}], \quad (48.13)$$

где $M_{\text{и}}$, T – соответственно изгибающий и крутящий моменты, действующие на барабан, Н · мм; $[\sigma_{\text{и}}]$ – допускаемое напряжение изгиба материала стенок барабана, Н/мм²; W_δ – экваториальный момент сопротивления барабана, мм³, рассчитывается из выражения

$$W_\delta = 0,1 \frac{D_1^4 - D_2^4}{D_1}, \quad (48.14)$$

где D_1 – наружный диаметр барабана по дну канавки, мм, определяемый по формуле (48.10); D_2 – внутренний диаметр барабана, мм, равный $D_2 = D_1 - 2\delta$;

Допускаемое напряжение изгиба находится по следующим формулам:
 – при чугунном барабане

$$[\sigma_{и}] = \frac{0,6\sigma_b}{[S]}, \quad (48.15)$$

где σ_b – предел прочности материала барабана, Н/мм²; $[S]$ – коэффициент запаса прочности, равный 4,25;

– при стальном барабане

$$[\sigma_{и}] = \frac{1,15\sigma_T}{[S]}, \quad (48.16)$$

где σ_T – предел текучести материала изготовления стенок барабана, Н/мм²; $[S] = 1,5$.

Блоки изготавливают литыми (сталь или чугун) (рис. 48.9) или штампованными (более рационально). Для повышения долговечности каната иногда ручей блока футеруют различными материалами, что значительно снижает износ каната.

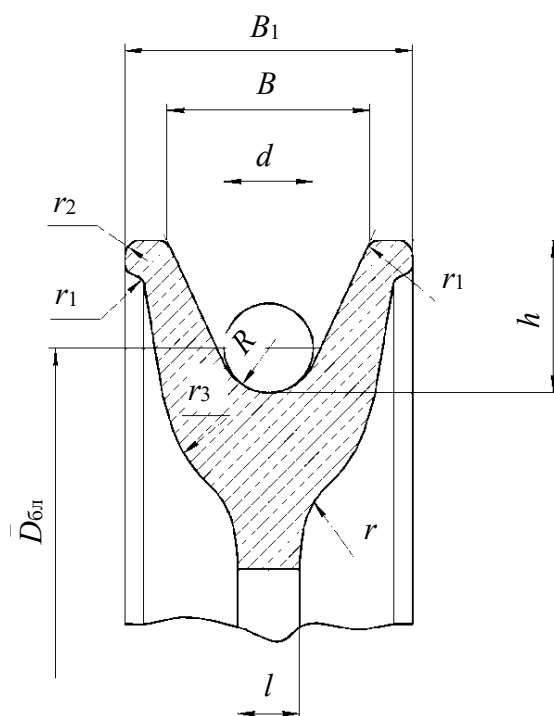


Рис. 48.9. Геометрические параметры профиля
 ручья крановых блоков:

$D_{бл}$ – диаметр блока; d – диаметр каната; l – толщина диска;
 h , B_1 , B – соответственно высота, внешняя и внутренняя
 ширина профиля; R , r , r_1 , r_2 , r_3 – радиусы закруглений

Блоки стреловых и грузовых полиспастов должны иметь устройство, исключающее выход каната из ручья блока. Зазор между блоком по его внешнему диаметру и ограждением должен быть не более 0,2 диаметра каната.

Диаметр блока определяется аналогично диаметру барабана по формуле (48.5). При этом диаметр барабана или блока, огибаемого сварной цепью, должен быть: у грузоподъемных машин с ручным приводом – не менее 20-кратного шага цепи; у грузоподъемных машин с машинным приводом – не менее 30-кратного шага цепи.

Сварные калиброванные и пластинчатые цепи при работе на звездочке должны находиться одновременно в полном зацеплении не менее чем с двумя зубьями звездочки.

Конструкция цепного колеса показана на рис. 48.10. Звездочки, работающие с пластинчатыми цепями, имеют конструкцию, представленную на рис. 48.11.

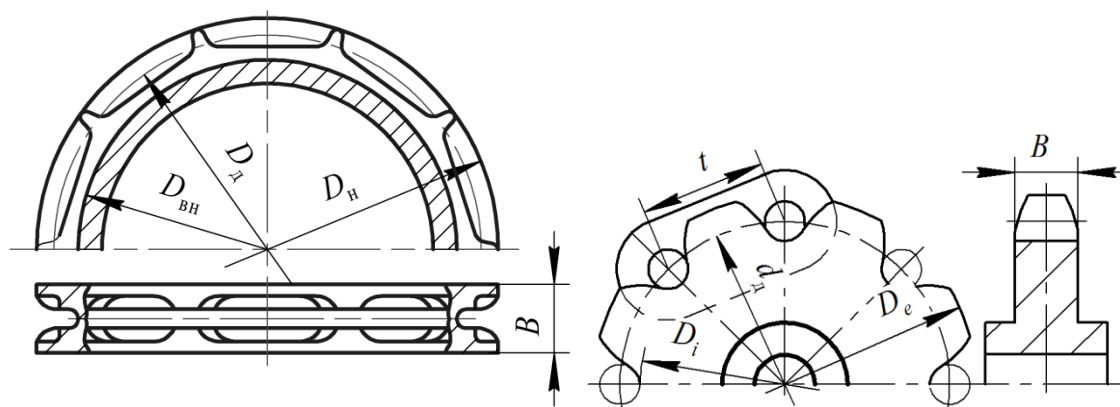


Рис. 48.10. Цепное колесо:
 $D_{вн}$ – внутренний диаметр;
 $D_{д}$ – делительный диаметр;
 $D_{н}$ – наружный диаметр;
 B – ширина колеса

Рис. 48.11. Грузовая звездочка:
 D_i – внутренний диаметр;
 d_d – делительный диаметр;
 D_e – наружный диаметр;
 B – ширина колеса; t – шаг зубьев

Делительный диаметр цепного колеса $D_{д}$ рассчитывается по формуле

$$D_{к} = \frac{t}{\sin\left(\frac{90}{Z}\right)}, \quad (48.17)$$

где t – шаг цепи, мм; Z – количество ячеек колеса.

Делительный диаметр грузовой звездочки

$$d_d = \frac{t}{\sin\left(\frac{180}{Z}\right)}, \quad (48.18)$$

где t – шаг цепи, мм; Z – количество зубьев на звездочке.

48.5. Полиспасты

Полиспаст – система подвижных и неподвижных блоков, огибаемых гибким органом (канатом или цепью).

Полиспасты применяют в механизмах подъема для уменьшения натяжения каната. Благодаря этому можно увеличить их грузоподъемность, используя один и тот же канат. По конструкции различают одинарные (простые) и сдвоенные полиспасты. В одинарных полиспастах (рис. 48.12, *а–в*) один конец каната закреплен на барабане, а второй конец фиксируется при четной кратности (рис. 48.12, *а* и *в*) – на неподвжном элементе конструкции, а при нечетной кратности (рис. 48.12, *б*) – на крюковой подвеске.

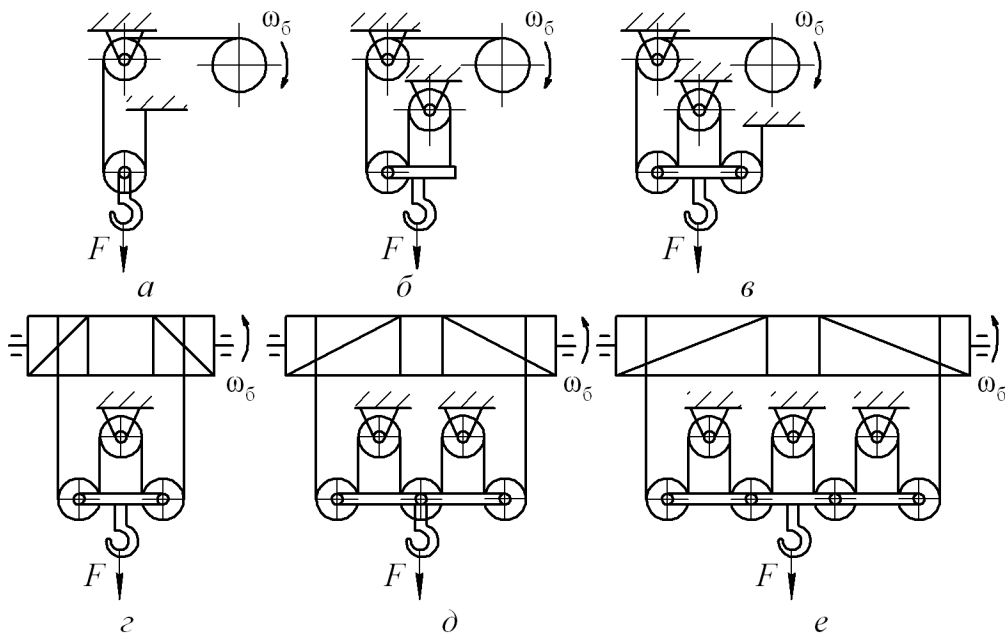


Рис. 48.12. Схемы полиспастов:

а – простой двукратный; *б* – простой трехкратный; *в* – простой четырехкратный; *г* – сдвоенный двукратный; *д* – сдвоенный трехкратный; *е* – сдвоенный четырехкратный

Применяют такие полиспасты, когда в конструкции грузоподъемных устройств (стреловые краны и др.) присутствуют обводные блоки, предотвращающие при подъеме (опускании) горизонтальное перемещение груза.

Для обеспечения строгого вертикального подъема груза в кранах, у которых нет обводных блоков (мостовые, козловые краны и др.), применяют сдвоенные полиспасты (рис. 48.12, *з–е*). В этом случае на барабане закрепляют оба конца каната.

По конструкции (рис. 48.13) полиспаст состоит из крюковой подвески *1* с подвижными блоками *2*, каната *3*, обводных *4* или уравнивательных *7* блоков (в зависимости от типа полиспаста), барабана *5* и неподвижного крепления второго конца каната (при простом полиспасте) *6*.

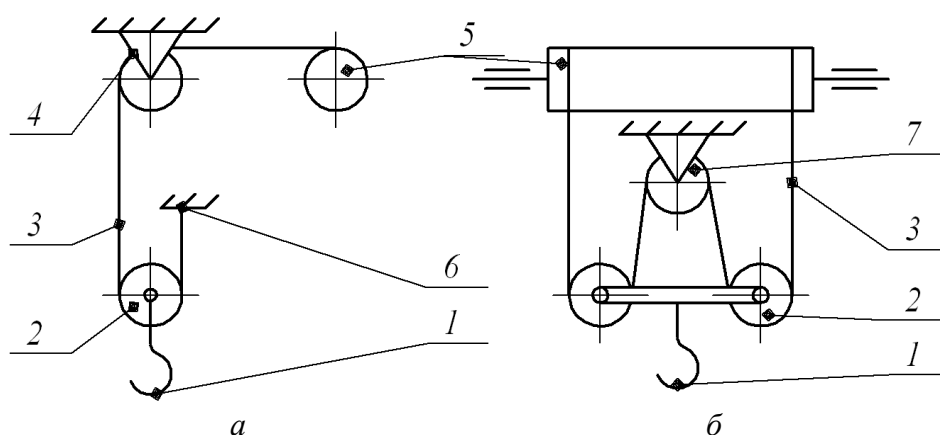


Рис. 48.13. Элементы полиспастов:

a – простого; *б* – сдвоенного;

1 – крюковая подвеска; *2* – подвижный блок; *3* – канат; *4* – обводной блок; *5* – барабан; *6* – крепление свободной ветви каната; *7* – уравнивательный блок

Крюковую подвеску в полиспастной системе используют для получения подвижного соединения между грузозахватным устройством (крюк, грейфер и т. д.) и грузонесущим гибким органом (канат, цепь).

Канат в полиспастной системе является гибкой связью между барабаном и подвеской, он воспринимает нагрузку от подвешенного груза, захватного устройства и самой подвески и позволяет в грузоподъемных устройствах выполнять операции по подъему, опусканию и подвешиванию груза.

Обводные блоки в полиспасте служат для изменения направления каната и обеспечения вертикальности подъема груза при использовании простого (одинарного) полиспаста. Для выравнивания нагрузки на опоры барабана и обеспечения вертикальности подъема груза в сдвоенном полиспасте применяют уравнивательные блоки.

Выбор кратности полиспаста производится на основе анализа работы механизма. Например, для обеспечения строго вертикального подъема груза применяют сдвоенные полиспасты. В механизмах подъема подвес груза на одной ветви каната применяют только в кранах малой грузоподъемности (1–3, максимум до 10 т). При грузоподъемности до 25 т обычно используются двух-, трех- и четырехкратные полиспасты. А при еще большей грузоподъемности кратность полиспаста достигает 12.

Полиспасты с нечетной кратностью могут вызывать прекос крюковой подвески, поэтому полиспасты с четной кратностью являются более предпочтительными для применения. Унификация механизмов подъема кранов различной грузоподъемности достигается путем изменения кратности полиспаста для получения примерно одинаковых крутящих моментов от груза и потребной мощности электродвигателя. Это позволяет применять в кранах различной грузоподъемности электродвигатели одинаковой мощности, одинаковые редукторы, барабаны, блоки, канаты, тормоза и т. п.

Основной характеристикой полиспаста является кратность, которую определяют как отношение числа несущих ветвей каната (поднимающих груз) к числу ветвей каната, наматываемых на барабан, или отношение окружной скорости барабана по средней линии навитого каната к скорости подъема груза:

$$U_{\text{п}} = \frac{n_{\text{н}}}{n_{\text{б}}} = \frac{V_{\text{б}}}{V_{\text{гр}}}, \quad (48.19)$$

где $n_{\text{н}}$ – число несущих ветвей в полиспасте, шт.; $n_{\text{б}}$ – число ветвей, наматываемых на барабан, шт.; $V_{\text{б}}$ – окружная скорость на барабане, м/с; $V_{\text{гр}}$ – скорость подъема груза, м/с.

Усилие в канате при использовании полиспастной системы рассчитывается по формуле

$$F_{\text{к}} = \frac{Qg}{aU_{\text{п}}\eta_{\text{о}}}, \quad (48.20)$$

где Q – номинальная грузоподъемность, кг; g – ускорение свободного падения, м/с²; a – количество ветвей каната, наматываемых на барабан; $U_{\text{п}}$ – кратность полиспаста; $\eta_{\text{о}}$ – общий коэффициент полезного действия (КПД) полиспаста и обводных блоков.

Общий КПД полиспаста и обводных блоков учитывает потери от сил трения каната о канавки блоков, потери, которые связаны с

усилиями, необходимыми на перегибы каната на блоках и барабане, а также потери в подшипниках. Вычисляется КПД полиспаста и обводных блоков по следующей формуле:

$$\eta_o = \eta_{\Pi} \eta_{об}, \quad (48.21)$$

где η_{Π} – КПД полиспаста; $\eta_{об}$ – КПД обводных блоков.

Коэффициент полезного действия силового полиспаста находится из выражения

$$\eta_{\Pi} = \frac{1}{U_{\Pi}} \cdot \frac{1 - (\eta_{бл})^{U_{\Pi}}}{1 - \eta_{бл}}, \quad (48.22)$$

где $\eta_{бл}$ – КПД одного блока. Значения КПД блока принимают $\eta_{бл} = 0,94-0,98$ (меньшие значения для блоков на подшипниках скольжения).

Коэффициент полезного действия обводных блоков определяется по формуле

$$\eta_{об} = (\eta_{бл})^Z, \quad (48.23)$$

где Z – количество обводных блоков.

Лекция 49

ОСТАНОВЫ И ТОРМОЗА. УСТРОЙСТВА БЕЗОПАСНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

49.1. Назначение и классификация тормозных устройств. Основные требования

Механизмы грузоподъемных машин должны быть снабжены надежными тормозными устройствами, обеспечивающими в механизмах подъема остановку груза и удержание его в подвешенном состоянии, а в механизмах передвижения и поворота – остановку механизма на определенной длине тормозного пути. Кроме того, механический тормоз является единственным средством остановки механизма при прекращении подачи электроэнергии.

Тормозные устройства подъемно-транспортных машин классифицируют по следующим признакам:

1) в зависимости от конструктивного исполнения рабочих элементов: *колодочные* – тормоза с рабочим элементом в виде колодки, трущейся по наружной или внутренней поверхности тормозного барабана (шкива); *ленточные* – с рабочим элементом в виде гибкой ленты, трущейся по тормозному барабану; *дисковые* – с рабочим элементом в виде целого кольцевого диска или отдельных сегментных колодок; *конические* – устройства с рабочим элементом в виде конуса;

2) по принципу действия: *автоматические* тормоза (с электромагнитным, электрогидравлическим или электромеханическим приводом, а также замыкаемые весом транспортируемого груза и т. п.), в которых торможение выполняется независимо от воли обслуживающего персонала и происходит одновременно с отключением двигателя механизма, на котором установлен тормоз; *управляемые* тормоза, замыкание или размыкание которых производится обслуживающим персоналом при воздействии на орган управления;

3) в соответствии с назначением: *стопорные* тормоза, производящие остановку механизма; *спускные* тормоза и регуляторы скорости, ограничивающие скорость движения в определенных пределах и действующие в течение всего периода работы соответствующего механизма;

4) применительно к характеру действия силы, управляющей тормозом: *нормально замкнутые* тормоза, в которых замыкание (прижатие рабочего элемента к тормозному барабану или диску) создается постоянно действующей силой (от пружины, весом специального замыкающего груза и т. п.), а размыкание – одновременно с включением привода механизма за счет силы управления тормозом (при выключении привода тормоз автоматически замыкается); *нормально разомкнутые* тормоза, в которых рабочий элемент не соприкасается с тормозным барабаном (диском), а замыкание происходит при приложении силы управления тормозом; *комбинированные* тормоза, работающие в нормальных условиях как нормально разомкнутые, а в аварийных условиях – как тормоза, нормально замкнутые действием внешней замыкающей силы.

Основные требования, предъявляемые к тормозам: достаточный тормозной момент; быстрое замыкание и размыкание; прочность и долговечность элементов тормоза; простота конструкции; удобство осмотра, регулирования и замены износившихся деталей; надежность работы; минимальный износ трущихся элементов; минимальные габариты и масса; ограниченная температура на поверхности трения, не превышающая предельную температуру для применяемого фрикционного материала.

Тормозной шкив рекомендуется устанавливать на быстроходном валу механизма, где действует наименьший крутящий момент и, следовательно, требуется небольшой тормозной момент. В качестве тормозного шкива может использоваться одна из полумуфт соединения двигателя с редуктором. Если в механизме применена муфта с упругими элементами (втулочно-пальцевая, пружинная и т. п.), то в качестве тормозного шкива следует использовать ту полумуфту, которая находится на валу редуктора.

49.2. Конструктивные разновидности

Остановы относятся к простейшим устройствам, служащим для удержания груза на весу. Они не препятствуют подъему груза, но исключают возможность самопроизвольного опускания под действием силы тяжести. В подъемно-транспортных машинах применяются храповые и роликовые остановки.

Храповый останов (рис. 49.1, а) состоит из храпового колеса 1, укрепленного на валу 2 механизма, и собачки 3, ось 4 которой установлена

на неподвижных элементах механизма и пружины 5. В рабочем положении А собачка входит в зацепление с храповым колесом, препятствуя его повороту в сторону опускания груза. В другую сторону колесо поворачивается свободно.

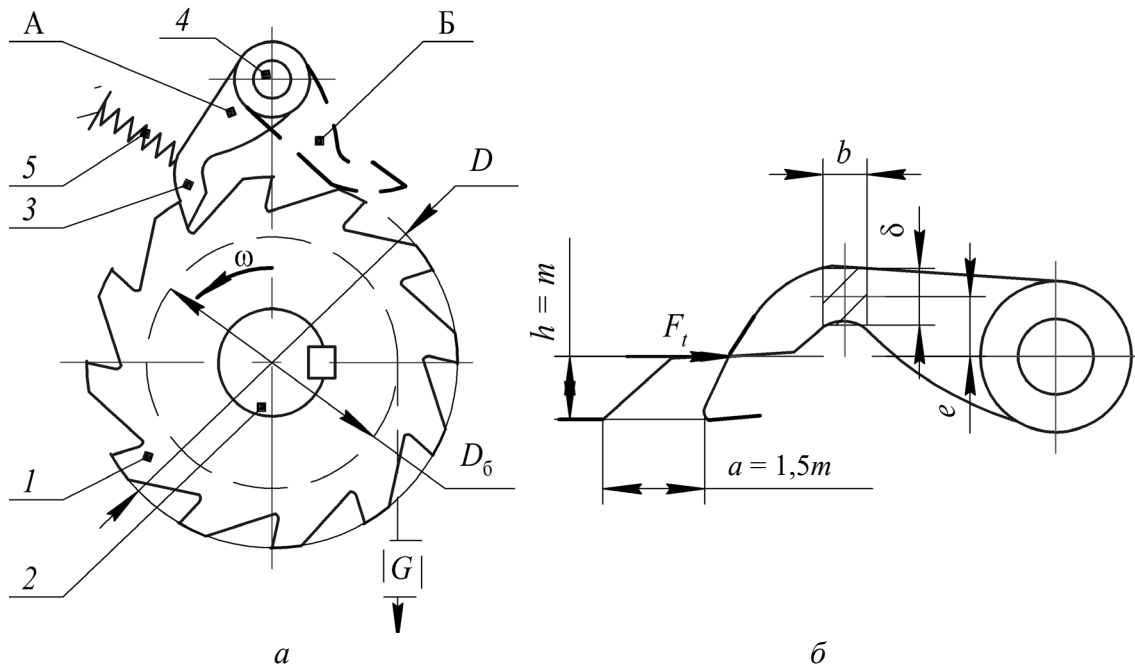


Рис. 49.1. Храповый останов:

a – схема останова; *б* – схема к расчету собачки;

А – рабочее положение собачки; Б – холостое положение собачки; D – наружный диаметр храпового колеса; D_6 – диаметр барабана; G – масса груза; F_t – окружная сила; h , a , m – соответственно высота, толщина и модуль зуба храпового колеса; b , δ – соответственно ширина и высота собачки в опасном сечении; e – плечо изгиба

Для опускания груза собачку необходимо вывести из зацепления с храповым колесом в положение Б. Храповой останов желательно размещать на входном (самом быстрходном) валу, где действуют наименьшие крутящие моменты. Однако для повышения надежности храпового соединения, а также с учетом конструктивных особенностей различных грузоподъемных механизмов, храповое соединение может быть установлено на одном из промежуточных валов и даже непосредственно на валу барабана.

Собачку обычно изготавливают из стали 40Х, термообработанной до твердости не ниже HRC 48–50. Для обеспечения надежной работы соединений собачка прижимается к храповому колесу пружинной (рис. 49.1, *a*) или другими устройствами. Поверхность зуба колеса,

упирающуюся в собачку, делают плоской, шириной на 2–4 мм меньше ширины контактирующей поверхности собачки. При вращении храпового колеса в направлении, соответствующем подъему груза, собачка свободно скользит по наклонным поверхностям зубьев. Если направление вращения колеса изменяется на противоположное, то собачка, упираясь в верхнюю кромку зуба колеса, соскальзывает во впадину и прижимается к рабочей грани зуба всей торцевой поверхностью, создавая необходимый упор.

Работа храпового соединения характеризуется шумом (щелчками), резким, ударным соединением собачки с зубом храпового колеса и мгновенной остановкой груза. Чтобы уменьшить динамические нагрузки при работе храпового соединения, иногда устанавливают на одно храповое колесо несколько собачек, расположенных так, чтобы они не могли войти в соединение с зубом одновременно. Тогда максимально возможный угол поворота храпового колеса до упора в него собачки (угол холостого хода) сокращается, храповое колесо при изменении направления вращения не успевает развить высокую скорость под действием веса груза, и удар при зацеплении собачки с зубом колеса происходит более мягко.

Роликовый останов относится к фрикционным самотормозящим механизмам. Их действие основано на использовании силы трения, и они являются наиболее совершенными механизмами, которые обеспечивают безударное приложение нагрузки при минимальном угле холостого хода, предшествующем заклиниванию. Роликовый останов (рис. 49.2) состоит из корпуса 1, втулки 2 и заложенных в клиновые пазы роликов 3. Во время вращений втулки 2 против часовой стрелки (при неподвижном корпусе 1) ролики увлекаются силой трения в более широкую часть клинового паза, что обеспечивает свободное вращение втулки 2, а следовательно, и вала механизма относительно корпуса 1. При изменении направления вращения ролики увлекаются в узкую часть клинового паза, что приводит к заклиниванию роликов в пазу и остановке втулки. Для более быстрого заклинивания роликов в конструкцию останова включены пружины 4 и штифты 5, отжимающие ролики в угол паза.

Основным недостатком роликового останова является заклинивание ролика. Оно происходит, если силы и моменты сил, действующие на ролик в начальный момент заклинивания, стремятся втянуть его в клиновое пространство между корпусом и втулкой. При одинаковых значениях коэффициентов трения f между роликом и обеими втулками значение угла α должно удовлетворять неравенству

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \leq f. \quad (49.1)$$

Обычно для обеспечения саморасклинивания останова угол $\alpha = 6-8^\circ$. При проектировании роликовых остановов подъемно-транспортных машин принимают число роликов $z = 3-5$, длина ролика $l = (1,25-1,50)d$, внутренний диаметр корпуса $D = 8d$, где d – диаметр ролика.

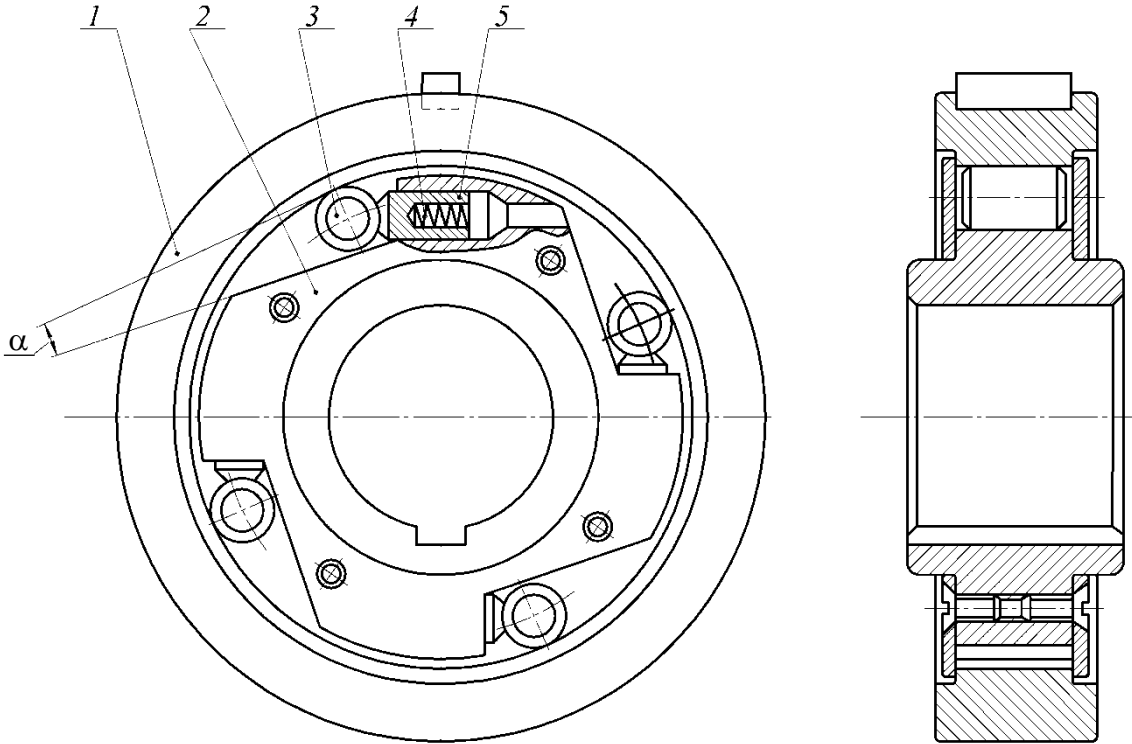


Рис. 49.2. Роликовый останов

Ленточные тормоза. В ленточных тормозах тормозной момент создается в результате трения фрикционного материала, прикрепленного к гибкой стальной ленте, по поверхности цилиндрического тормозного шкива. При практических расчетах ленточных тормозов обычно используются зависимости Эйлера для гибкой нити, позволяющие установить соотношения между максимальным F_{\max} натяжением в набегающей ветви ленты и минимальным F_{\min} в сбегающей (рис. 49.3, а): $F_{\max} = F_{\min} e^{f\alpha}$.

При этом

$$F_{\max} = \frac{F_t e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}; \quad F_{\min} = \frac{F_t}{e^{f\alpha} - 1}, \quad (49.2)$$

где F_t – окружная сила; f – коэффициент трения между шкивом и фрикционным материалом; α – угол обхвата тормозного шкива лентой.

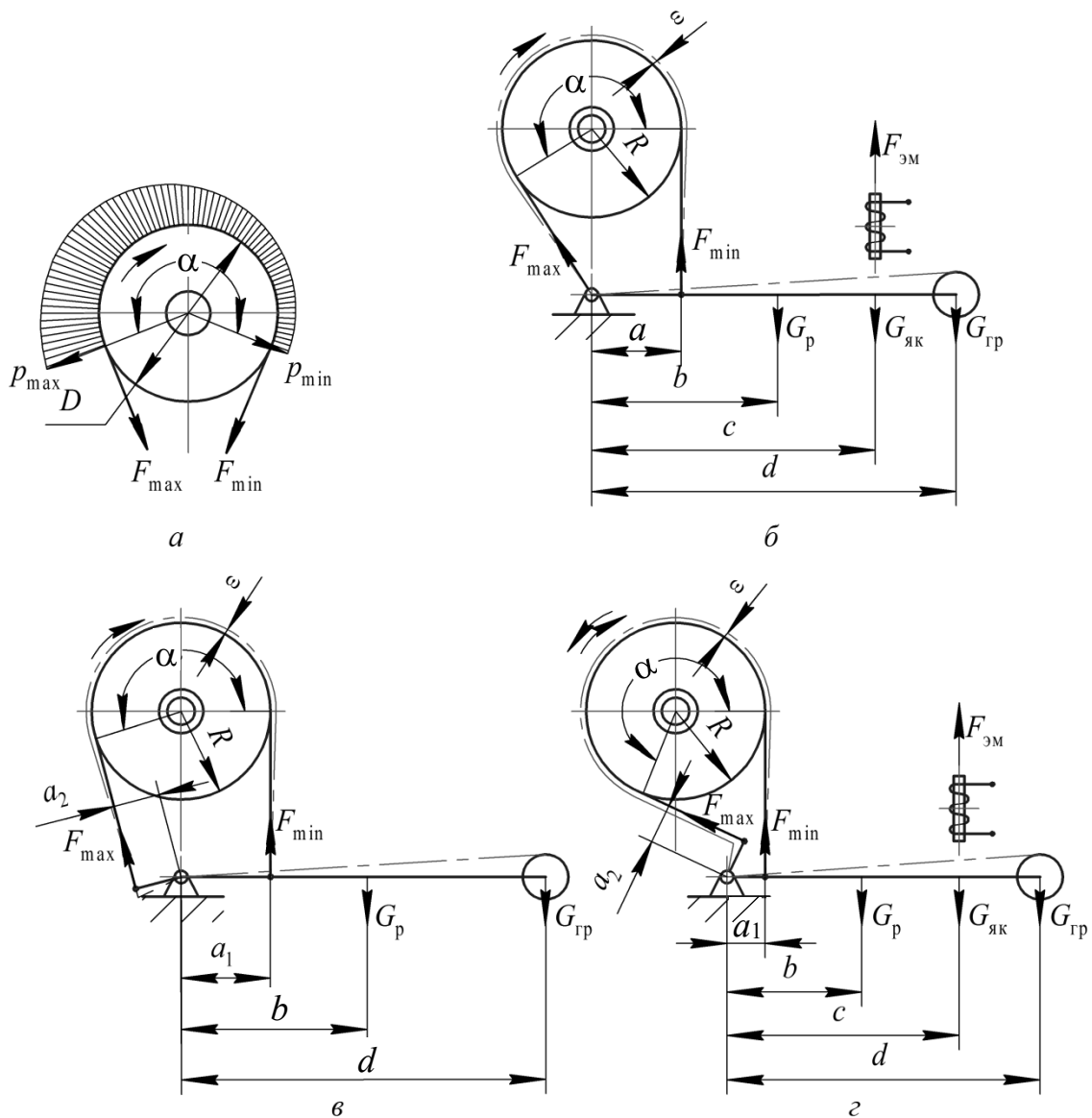


Рис. 49.3. Ленточные тормоза:

a – схема действия сил; *б* – простой; *в* – дифференциальный; *г* – суммирующий;
 R, D, α – радиус, диаметр и угол обхвата тормозного барабана;
 ϵ – зазор между лентой и шкивом при его свободном вращении;
 a, a_1, a_2, b, c, d – длины плеч приложения сил; p_{\max}, p_{\min} – максимальное и минимальное давление между лентой и тормозным барабаном;
 F_{\max}, F_{\min} – максимальное и минимальное натяжение в набегающей и сбегающей ветвях ленты; $F_{\text{эм}}$ – усилие, развиваемое электромагнитом;
 $G_p, G_{\text{як}}, G_{\text{гр}}$ – вес тормозного рычага, якоря электромагнита и замыкающего груза

Из записанных соотношений тормозной момент, развиваемый ленточным тормозом,

$$M_T = F_{\min} (e^{f\alpha} - 1)R = F_{\max} R \frac{(e^{f\alpha} - 1)}{e^{f\alpha}}. \quad (49.3)$$

Так как коэффициент трения входит в показатель степени экспоненциальной функции, то даже малое его изменение вызывает значительное изменение тормозного момента. Вследствие этого тормозной момент ленточного тормоза отличается неустойчивостью.

Из-за неравномерности распределения давления по дуге обхвата износ фрикционного материала также неравномерен. Для более полного использования фрикционного материала периодически меняют концы ленты местами либо используют фрикционные накладки в виде отдельных колодок, устанавливаемых с переменным шагом по дуге обхвата: шаг увеличивается от зоны высокого давления к зоне низкого давления.

Толщина стальной тормозной ленты δ определяется из условия прочности на растяжение по максимальной силе F_{\max} (толщину фрикционной накладки при расчете не учитывают).

В простом ленточном тормозе (рис. 49.3, б) силу наибольшего натяжения ленты воспринимает какая-либо неподвижная точка, обычно это ось вращения рычага. Такой тормоз имеет одностороннее действие, поскольку при изменении направления вращения шкива при той же замыкающей силе от веса замыкающего груза максимальное натяжение создается на том конце ленты, который прикрепляется к рычагу. По значению эта сила в $e^{f\alpha}$ раз меньше, чем при вращении шкива в прямом направлении, а следовательно, и тормозной момент также в $e^{f\alpha}$ раз меньше. Поэтому простые тормоза применяют в таких механизмах, как, например, механизм подъема, где не требуется одинаковый тормозной момент при вращении шкива в обе стороны; при этом тормоз устанавливают так, что тормозной момент больше при опускании груза. Для торможения поднимающегося груза достаточен меньший тормозной момент.

Вес груза, необходимый для создания тормозного момента,

$$G_{\text{гр}} = \frac{aF_{\min}/\eta - (G_{\text{р}}b + G_{\text{як}}c)\eta}{d}, \quad (49.4)$$

где a, b, c, d – размеры по рис. 49.3, б (обычно принимают $d/a = 10-15$); $G_{\text{р}}, G_{\text{як}}$ – соответственно вес тормозного рычага и якоря электромагнита; $\eta = 0,90-0,95$ – КПД рычажной системы тормоза.

Тормозной момент, развиваемый простым ленточным тормозом при направлении вращения, указанном на рис. 49.3, б, рассчитывается по формуле

$$M_{\text{т}} = (e^{f\alpha} - 1)R \frac{(G_{\text{р}}b + G_{\text{як}}c + G_{\text{гр}}d)}{a} \eta. \quad (49.5)$$

В дифференциальном тормозе (рис. 49.3, в) оба конца ленты закреплены на тормозном рычаге по обе стороны от оси его вращения, причем плечи a_1 и a_2 действия сил F_{\max} и F_{\min} относительно оси вращения тормозного рычага не равны между собой. Вес груза, создающего необходимый тормозной момент,

$$G_{\text{гр}} = \frac{aF_{\min}/\eta - (F_{\max} + G_{\text{п}}b)\eta}{d}. \quad (49.6)$$

Тормозной момент, развиваемый дифференциальным ленточным тормозом, при направлении вращения шкива, показанном на рис. 49.3, в, определяется по формуле

$$M_{\text{т}} = \frac{(e^{f\alpha} - 1)}{a_1 - a_2 e^{f\alpha}} (G_{\text{п}}b + G_{\text{гр}}d) R \eta. \quad (49.7)$$

Из анализа формулы видно, что при соотношении плеч рычага $a_1 / a_2 \approx e^{f\alpha}$, когда очень мало значение замыкающей силы, можно получить тормозной момент $M_{\text{т}} \rightarrow \infty$, т. е. может происходить самозатягивание тормозной ленты, т. к. нажатие ленты на шкив осуществляется не только под действием внешней силы, приложенной к ленте, но и под действием силы трения, возникающей между шкивом и лентой.

Малая замыкающая сила является преимуществом дифференциального тормоза. Однако самозатягивающиеся тормоза применяются крайне редко, поскольку они имеют много недостатков: резкое захватывание шкива, сопровождающееся толчками; слабое торможение при изменении направления вращения шкива; повышенный износ тормозной накладке и шкива. Значительное изменение тормозного момента при изменении коэффициента трения и склонность тормоза к самозатягиванию не позволяют широко использовать дифференциальный тормоз в лебедках с машинным приводом, он обычно имеет ручное управление. Для нормальной работы дифференциального тормоза без самозатягивания должно быть осуществлено неравенство $a_1 > a_2 e^{f\alpha}$. Обычно принимают $a_1 = (2,5-3,0)a_2$, а длину плеча a_2 из конструктивных соображений принимают равной 30–50 мм. При перемене направления вращения шкива, показанного на рис. 49.3, в, на противоположное тормозной момент уменьшается в $(a_1 e^{f\alpha} - a_2) / (a_1 - a_2 e^{f\alpha})$ раз.

В суммирующем ленточном тормозе (рис. 49.3, г) оба конца ленты прикреплены к тормозному рычагу с одной стороны от оси его вращения. Плечи a_1 и a_2 действия сил F_{\max} и F_{\min} относительно оси

вращения рычага могут быть различными или равными по величине. При одинаковых плечах тормозной момент не зависит от направления вращения шкива.

Суммирующий ленточный тормоз применяют преимущественно в тех механизмах, где нужен постоянный тормозной момент при прямом и обратном направлениях вращения вала, например в механизмах передвижения и поворота.

Вес груза, требуемый для создания необходимого тормозного момента в суммирующем тормозе, определяется суммой натяжений концов ленты:

$$G_{\text{гр}} = \frac{F_{\text{min}} (a_2 e^{f\alpha} + a_1) / \eta - (G_{\text{п}} b + G_{\text{як}} c) \eta}{d}. \quad (49.8)$$

Из анализа данного уравнения видно, что при $a_1 = a_2$ создать определенный тормозной момент в суммирующем тормозе можно замыкающей силой в $(e^{f\alpha} + 1)$ раз большей, чем в простом ленточном тормозе. Тормозной момент, развиваемый суммирующим ленточным тормозом, определяется по формуле

$$M_{\text{т}} = (G_{\text{п}} b + G_{\text{як}} c + G_{\text{гр}} d) \frac{e^{f\alpha} - 1}{a_2 e^{f\alpha} + a_1} R \eta. \quad (49.9)$$

Колодочные тормоза. В подъемно-транспортных машинах находит применение большое число колодочных тормозов различной конструкции, состоящих из рычагов и двух колодок, диаметрально расположенных относительно тормозного шкива и различающихся в основном схемой рычажной системы. Торможение механизма с помощью колодочных тормозов происходит в результате создания силы трения между тормозным шкивом, связанным с одним из валов механизма, и тормозной колодкой, укрепленной на рычагах тормоза, установленного на металлоконструкции тележки или крана.

Наиболее широкое применение получили двухколодочные тормоза с тормозными колодками, шарнирно связанными с тормозным рычагом. Тормозной момент, создаваемый двухколодочным тормозом, равен сумме тормозных моментов, развиваемых каждой колодкой. В современных конструкциях тормозов для устранения сил, изгибающих тормозной вал, стремятся применять тормоза с прямыми рычагами (рис. 49.4). При этом тормозные моменты, создаваемые каждой колодкой, одинаковы и не зависят от направления вращения тормозного шкива.

Общий тормозной момент двухколодочного тормоза при прямых рычагах

$$M_T = fF_3 D \frac{l}{l_1} \eta, \quad (49.10)$$

где f – коэффициент трения между накладкой колодки и тормозным шкивом; F_3 – сила, замыкающая тормоз; D – диаметр тормозного шкива; l , l_1 – длины плеч рычагов (рис. 49.4); $\eta = 0,90-0,95$ – КПД рычажной системы тормоза.

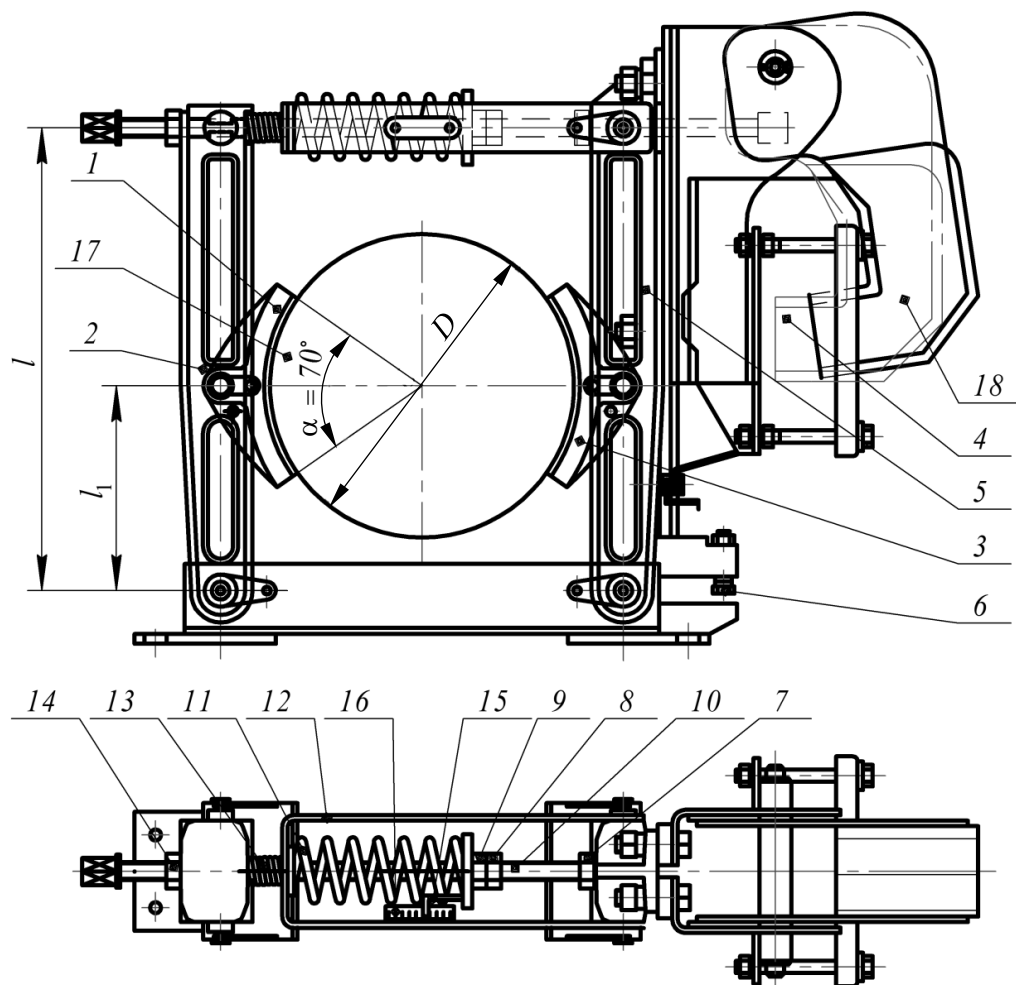


Рис. 49.4. Двухколодочный тормоз ТКТ:

- 1 – левая тормозная колодка с накладкой; 2 – левая стойка;
- 3 – правая тормозная колодка с накладкой; 4 – электромагнит;
- 5 – правая стойка; 6 – регулировочный винт; 7, 8, 9, 14 – гайка; 10 – шток;
- 11 – основная пружина; 12 – скоба; 13 – вспомогательная пружина;
- 15 – указатель; 16 – шкала силы сжатия пружины; 17 – тормозной шкив;
- 18 – рычаг; D – диаметр тормозного шкива; l , l_1 – длины плеч рычагов;
- α – угол обхвата шкива колодкой

49.3. Выбор тормозов и особенности расчетов

Тормоз в приводе механизма подъема выбирают по тормозному моменту из условия

$$M_T \geq k_T M_c^T, \quad (49.11)$$

где k_T – коэффициент запаса торможения, принимаемый для легкого режима работы (Л) – $k_T = 1,5$; для среднего (С) – $k_T = 1,75$; тяжелого (Т) – $k_T = 2,0$.

Статический момент сопротивления при торможении M_c^T от массы подвешенного груза, Н · м, определяют по формуле

$$M_c^T = \frac{F_k a D \eta_\delta \eta_{пр}}{2U'_o}, \quad (49.12)$$

здесь a – число ветвей, наматываемых на барабан; $\eta_{пр}$ – общий КПД привода; η_δ – КПД барабана; U' – уточненное общее передаточное число привода.

Тип тормоза и его основные характеристики, а также габаритные и присоединительные размеры выбирают из справочников.

Удельное давление между шкивом и колодкой тормоза должно удовлетворять условию

$$p = \frac{M_T}{f D A_k} \leq [p], \quad (49.13)$$

где p – удельное давление между шкивом и колодкой, Н/мм²; A_k – площадь рабочей поверхности одной тормозной колодки, мм²; $[p]$ – допускаемое удельное давление, Н/мм².

Площадь рабочей поверхности одной тормозной колодки определяется по формуле

$$A_k = \pi D \frac{\alpha}{360^\circ} B, \quad (49.14)$$

здесь α – угол обхвата шкива одной колодкой, принимаемый $\alpha = 70^\circ$; B – ширина тормозной колодки, мм.

Кроме указанного, следует проверять колодки тормоза на нагрев по удельной мощности трения:

$$A = p V_o f \leq [A], \quad (49.15)$$

где V_o – окружная скорость на ободу шкива, определяемая по формуле

$$V_o = V c_0, \quad (49.16)$$

здесь V – окружная скорость на ободу шкива, м/с; c_0 – коэффициент безопасности, принимаемая величина $c_0 = 1,1-1,2$; $[A]$ – допускаемое значение удельной мощности, принимаемое в пределах 1,5–2,0 МН/м · с.

Лекция 50

МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ГРУЗА

50.1. Назначение, разновидности, основные элементы механизмов перемещения

Механизмы перемещения служат для транспортировки груза в горизонтальной плоскости. Различают две принципиально отличные схемы передвижения: механизм с приводными ходовыми колесами и механизм с канатной или цепной тягой.

Краны и крановые тележки опираются на ходовые колеса. Ходовые колеса бывают приводные (ведущие) и холостые (ведомые).

Механизмы передвижения имеют несколько конструктивных разновидностей:

- с центральным приводом, имеющим тихоходный трансмиссионный вал (рис. 50.1, *а*);
- быстроходным трансмиссионным валом (рис. 50.1, *б*);
- отдельным приводом (рис. 50.1, *в*).

В первом случае ведомый вал имеет ту же частоту вращения, что и ходовые колеса, и передает максимальный крутящий момент. Поэтому вал, муфты, опоры вала больших размеров, а это утяжеляет механизм.

Во втором случае вал имеет частоту вращения электродвигателя, поэтому передает минимальный крутящий момент. Однако необходимо наличие двух одинаковых редукторов и обеспечение точного монтажа трансмиссионного вала, вращающегося с большой частотой. Тем не менее в целом механизм получается более легким, чем в первом случае, особенно при больших пролетах крана.

Для устранения трансмиссионного вала, увеличивающего трудоемкость изготовления крана и его массу и требующего проведения точного монтажа, используют бестрансмиссионный (раздельный) привод концевых балок моста. При этом каждая балка имеет свой, совершенно самостоятельный привод.

Если нагрузка на одну балку меньше, то эта опора начинает забегать вперед и воспринимать повышенную нагрузку, что приводит к уменьшению частоты вращения двигателя и автоматическому регулированию скорости передвижения. Такую схему целесообразно использовать при пролетах шириной более 16 м. При меньшей ширине применяют схему с тихоходным валом.

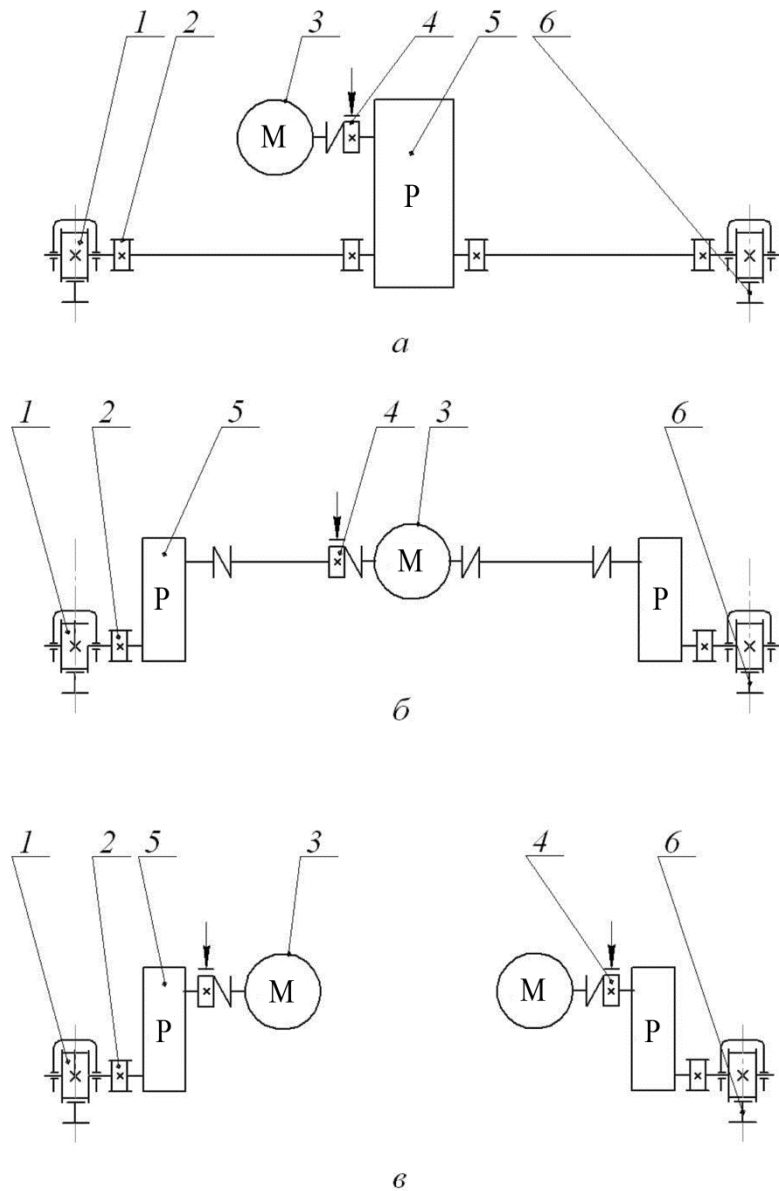


Рис. 50.1. Схемы приводов механизма передвижения:
 1 – приводное колесо; 2 – муфта; 3 – электродвигатель;
 4 – тормоз; 5 – редуктор; 6 – крановый рельс

Механизм передвижения тележек, как правило, имеет центральный привод с тихоходным трансмиссионным валом. Пример такой кинематической схемы приведен на рис. 50.1, а. Число ходовых колес тележек зависит от грузоподъемности (при грузоподъемности до 160 т предварительно можно принимать четыре колеса, при большей грузоподъемности – восемь). Предпочтительно расположение редуктора посередине между приводными ходовыми колесами. При этом обе половины трансмиссионного вала закручиваются под нагрузкой

на одинаковый угол, что способствует одновременному началу движения тележки и ликвидации перекосов. Тем не менее в тележках применяется и схема с боковым расположением редуктора, достоинство которого – удобство монтажа редуктора, выполненного в виде навесной конструкции.

В механизмах передвижения однобалочных мостовых кранов встречается привод с центральным расположением редуктора и открытыми зубчатыми передачами на колеса. При этом уменьшаются масса и габариты редуктора, он имеет меньшее передаточное число, однако открытые зубчатые передачи отличаются малой долговечностью.

Механизм передвижения с канатной или цепной тягой показан на рис. 50.2.

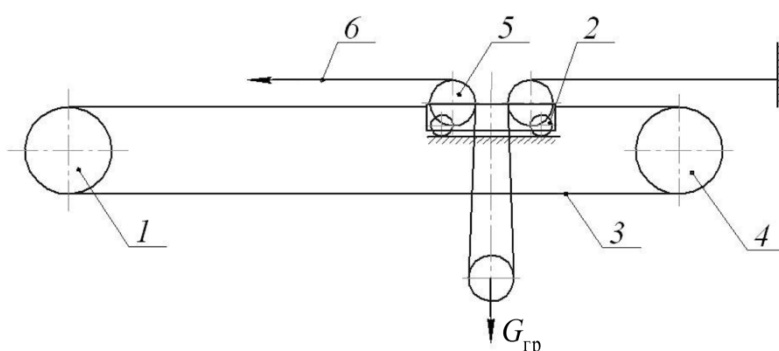


Рис. 50.2. Механизм передвижения с канатной или цепной тягой

Барабан (или звездочка) механизма передвижения 1 установлен неподвижно вместе с приводом и соединен с тележкой 2 гибким органом 3 (канатом или цепью). С другой стороны тележки гибкий орган огибает обводной блок 4. На тележке установлены блоки 5 подъемного механизма, которые огибает канат 6 механизма подъема. При передвижении тележки вращается барабан 1. При этом одна ветвь тягового каната 3 сматывается с барабана, а другая наматывается – тележка перемещается в ту или иную сторону в зависимости от направления вращения барабана. Вращением приводного барабана 1 по часовой стрелке тележка будет двигаться вправо. При перемещении тележки канат 6 механизма подъема перекачивается по блокам 5, а подвешенный груз перемещается вместе с тележкой, оставаясь на одной и той же высоте.

Для получения различных значений скорости передвижения находят применение так называемые двухскоростные механизмы передвижения мостовых кранов.

В некоторых случаях необходимое изменение скорости перемещения может быть достигнуто путем применения в конструкции привода двухскоростных асинхронных короткозамкнутых электродвигателей. При очень высокой основной скорости передвижения используют приводы с двигателями постоянного тока с регулировкой скорости по системе «генератор – двигатель».

Число ходовых колес может быть равно 4, 8, 16. Оно зависит от грузоподъемности, величины пролета, режима работы и скорости движения крана. В механизмах передвижения однобалочных мостовых кранов опорного типа, предназначенных для работы в помещении, применяют, как правило, центральный привод механизма передвижения.

При центральном приводе ведущие колеса можно применять с коническим ободом (вершина конуса находится вне пролета). Тогда при забегании одной стороны отставшее колесо будет вращаться по большему диаметру и тем самым произойдет автоматическое выравнивание моста без участия реборд, которые при трении значительно изнашивают рельсы. Рельсы и колеса для уменьшения износа иногда смазывают консистентной смазкой.

В остальных случаях колеса выполняют с цилиндрическим ободом. Они могут быть либо с одной или двумя ребордами, которые препятствуют сходу колес с рельсов. Ширину рабочих частей двухребордных колес принимают на 20–40 мм шире головки рельса. Применение безребордных колес с использованием направляющих роликов, катящихся по боковой поверхности рельсов, позволяет существенно уменьшить потери на трение (замена трения скольжения на трение качения) и значительно увеличить срок службы ходовых колес крана.

Колеса крановых тележек изготавливают стальными (кованые из стали 35, 45, 65Г, 75 или литые – 35Л, 55Л, 40ГЛ, 50Г2). Для увеличения долговечности ходовых колес и катков рекомендуется проведение термообработки до НВ 340–360 с глубиной закаленного слоя не менее 15 мм и плавным переходом закаленного слоя в незакаленный с сохранением вязкой сердцевины.

50.2. Сопротивление передвижению

При передвижении тележки или крана по рельсам двигатель механизма передвижения преодолевает сопротивление сил трения, сил инерции, ветровой нагрузки, а также сопротивления, которые могут возникать от уклона пути.

При качении колес, нагруженных силой

$$G_{\text{гр}} + G,$$

по рельсу в опорах колес возникает момент трения:

$$M_{\text{тр}} = 0,5 (G_{\text{гр}} + G) d f,$$

где $G_{\text{гр}}$ – вес транспортируемого груза, Н; G – собственный вес тележки или крана, Н; d – диаметр цапфы, м; f – коэффициент трения в подшипниках опор колес.

Кроме того, вследствие упругости материалов рельса и колеса в точке их контакта происходит упругая деформация и возникает момент сопротивления от качения колеса по рельсу $(G_{\text{гр}} + G)\mu$, где μ – коэффициент трения (плечо реактивной силы) качения колеса по рельсам, измеряемый в единицах длины.

Сопротивление трения реборд ходовых колес о рельсы теоретически оценить очень трудно, т. к. оно определяется большим количеством различных факторов (конструкцией опор и поверхностей катания колеса и рельса, соотношением между пролетом и базой, скоростью движения, состоянием подкранового пути, положения точки контакта реборды с рельсом и т. п.). Поэтому сопротивление реборд и торцов ступиц в обычной практике расчетов учитывают путем введения коэффициента реборд k_p , изменяющегося в пределах 1,1–2,5.

С учетом коэффициента реборд момент сопротивления, действующий на ходовом колесе, можно определить по следующему выражению:

$$M_1 = (G_{\text{гр}} + G) (\mu + 0,5 d f) k_p.$$

Тогда момент сопротивления, приведенный к валу электродвигателя:

$$M_0 = \frac{M_1}{i_m \eta_m},$$

где i_m и η_m – соответственно передаточное число и КПД механизма привода между валом ходовых колес и валом двигателя.

При пуске электродвигателю механизма передвижения необходимо преодолеть, кроме статического момента сопротивления, также моменты инерции поступательно и вращательно движущихся масс механизмов. Мощность двигателя принимают по статической мощности, необходимой для преодоления усилий сопротивления при работе механизма с номинальным грузом. По данной мощности в каталогах электродвигателей находят двигатель, номинальная мощность

которого при соответствующем значении относительной продолжительности включения равна или несколько превышает величину статической мощности.

Явления, протекающие в процессе торможения, аналогичны явлениям процесса пуска, за исключением того, что силы сопротивления, увеличивая замедление и уменьшая необходимую работу, совершаемую тормозом, способствуют остановке механизма.

На механизмах передвижения всех кранов и крановых тележек с механическим приводом, перемещающихся по рельсовым подкрановым путям, устанавливаются в основном тормоза нормально-замкнутого или комбинированного типа. При срабатывании конечных выключателей привод тормоза автоматически выключается и тормоз замыкается, производя остановку механизма. В механизмах передвижения допускается установка тормозных шкивов непосредственно на валу двигателя. Краны, работающие на открытом воздухе и перемещающиеся по рельсовым путям, кроме тормоза механизма передвижения имеют противоугонные устройства с ручным или машинным приводом, автоматического или принудительного действия, предотвращающие возможность угона крана ветром.

В механизмах передвижения кранов мостового типа с отдельным приводом тормоз устанавливаются на каждом приводе. Тормозной момент каждого тормоза для этих конструкций принимается равным половине от общей величины необходимого тормозного момента. Для быстроходных трансмиссионных валов необходима проверка на вибростойкость по критической частоте вращения, т. е. проверка отсутствия попадания вала в резонанс, так как при наличии резонанса амплитуда колебаний может достигнуть такой величины, что напряжения в вале превысят допустимые значения. Резонанс наступает при критической частоте вращения, при которой частота изменения внешних сил совпадает или становится кратной частоте собственных колебаний системы, состоящей из вала и деталей, соединенных с ним.

Величина критической частоты вращения сплошного вала (мин^{-1}) может быть оценена по выражению

$$n_{\text{кр}} = \frac{121d}{l^2},$$

где d – диаметр вала, мм; l – расстояние между опорами вала, м.

Чтобы вал не работал в зоне, близкой к критической частоте вращения, необходимо соблюсти условие

$$n_p \leq \frac{n_{кр}}{1,2}$$

Для быстроходного вала расчет по критической частоте вращения большей частью является определяющим для установления необходимого диаметра вала, т. к. при расчете на прочность и выносливость запасы прочности и выносливости обычно значительно превышают рекомендуемые значения.

Значительно (в 4,5–5,5 раза) повышает собственную критическую частоту вращения использование трубчатых (полых) валов. Снижения собственной частоты колебаний системы «вал – опоры» можно добиться путем установки опор с пониженной жесткостью.

Лекция 51

ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ МАШИНЫ И УСТРОЙСТВА. МАШИНЫ С ТЯГОВЫМ ОРГАНОМ

51.1. Назначение и классификация транспортирующих машин

Транспортирующие машины (конвейеры), перемещающие насыпные или штучные грузы непрерывным потоком относятся к машинам непрерывного действия.

В отличие от грузоподъемных транспортирующие машины перемещают груз по заданной трассе без остановок для загрузки и разгрузки.

В зависимости от условий эксплуатации используют напольные и подвесные транспортирующие машины. Напольные конвейеры могут быть стационарными, передвижными или переносными.

Груз перемещается грузонесущими элементами, которые в свою очередь могут перемещаться тяговыми элементами (органами) или без них.

Тяговое усилие в различных конвейерах передается либо грузонесущим элементом, либо элементом, проталкивающим или тянущим груз по неподвижному желобу, трубе, настилу и т. п.

В связи с этим различают конвейеры с тяговым органом и без тягового органа.

К первым относятся ленточные, ленточно-канатные, пластинчатые, скребковые, подвесные, толкающие, ковшовые конвейеры, эскалаторы и элеваторы, в которых груз перемещается на рабочих участках грузонесущими органами вместе с тяговым органом.

К машинам второй группы относятся качающиеся, винтовые, вибрационные, пневматические и гидравлические конвейеры, гравитационные устройства.

Конвейеры с тяговым органом могут перемещать груз в горизонтальной или близкой к ней наклонной плоскости (ленточные, пластинчатые, скребковые); в вертикальной или близкой к ней наклонной плоскости (скребковые, ковшовые); в любой плоскости, если конвейеры состоят из чередующихся горизонтальных, вертикальных или наклонных участков. Кроме того, они могут различаться в зависимости от рода перемещаемых грузов – насыпных или штучных. Конструкция большинства конвейеров

с тяговым органом позволяет транспортировать как насыпные, так и штучные грузы. Особые группы транспортирующих машин с тяговым органом составляют элеваторы, вертикальные конвейеры с подвесными ковшами, люльками или полками, эскалаторы и др.

51.2. Машины (конвейеры) с тяговым органом. Основные конструктивные элементы

В конвейерах с тяговым органом грузы перемешаются вместе с транспортирующим элементом конвейера.

Основными частями транспортирующих машин с тяговым органом являются:

- 1) бесконечная лента, канаты или цепи в качестве тягового органа, к которому могут прикрепляться несущие органы (пластины или ковши);
- 2) устройства, поддерживающие и направляющие тяговый орган;
- 3) приводные и натяжные устройства тягового органа;
- 4) механический привод;
- 5) загрузочные и разгрузочные устройства;
- 6) рама транспортирующей машины.

Ленточные конвейеры применяются для транспортирования сыпучих, кусковых и штучных грузов на расстояния до 12 км. При больших расстояниях транспортировки конвейер может состоять из нескольких секций и приводных станций. Трасса конвейера в горизонтальной плоскости только прямолинейная, а в вертикальной может быть наклонной или иметь более сложную конфигурацию. Тяговым и грузонесущим органом является лента, движущаяся по стационарным роlikоопорам, огибая приводной, натяжной, а при необходимости и отклоняющие барабаны. Груз перемещается вместе с лентой. Преимуществами ленточных конвейеров являются высокая эксплуатационная надежность и большая производительность. Скорость перемещения ленты зависит от вида транспортируемого груза и может достигать 10 м/с, производительность – 12,5 тыс. м³/ч (до 30 тыс. т/ч).

Конструкция ленточного конвейера может иметь вид, представленный на рис. 51.1. Такой конвейер состоит из приводного барабана 1, натяжного барабана 7, ленты 2, поддерживаемой на рабочей ветви роlikоопорами 3, а на холостой – роlikоопорами 6, загрузочной воронки 4, отклоняющих барабанов 5 для возможности увеличения угла охвата приводного барабана и натяжения ленты, разгрузочного устройства 8, натяжных винтов 9 с гайками 10.

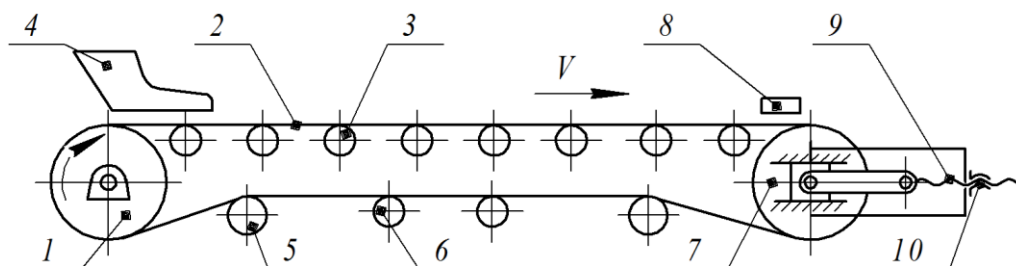


Рис. 51.1. Схема ленточного конвейера:

1 – приводной барабан; 2 – грузонесущее полотно; 3 – роlikоопора рабочей ветви; 4 – загрузочное устройство; 5 – отклоняющий барабан; 6 – роlikоопора холостой ветви; 7 – натяжной барабан; 8 – разгрузочное устройство; 9 – винт натяжного устройства; 10 – гайка

Грузонесущая ветвь ленточного конвейера может иметь плоскую или желобчатую форму (рис. 51.2). Транспортирующие машины с плоской лентой используются преимущественно для перемещения штучных грузов.

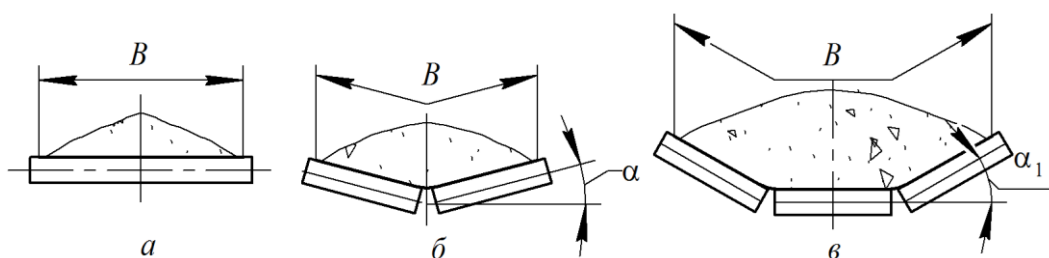


Рис. 51.2. Схема расположения роlikоопор рабочей ветви ленточного конвейера:

а – плоская; б – желобчатая с двумя роliками ($\alpha = 10^\circ$);
в – желобчатая с тремя роliками ($\alpha_1 = 20, 30, 45, 60^\circ$)

Ленты, применяемые в конвейерах, имеют ширину $B = 300\text{--}2000$ мм при скорости их движения $V = 1,5\text{--}4,0$ м/с. По типу ленты конвейеры бывают с прорезиненной, стальной цельнопрокатной и проволочной лентой. Наибольшее применение в качестве тяговых и несущих органов конвейеров получили резинотканевые ленты (ГОСТ 20–2018). Такая лента (рис. 51.3, а, б) состоит из нескольких слоев (прокладок) хлопчатобумажной (бельтинговой) ткани, соединенных натуральным или синтетическим каучуком. Наружные поверхности ленты иногда покрывают резиновыми обкладками, предохраняющими ленту от механических повреждений и действия влаги.

По характеру расположения прокладок в ленте предусматривают послойно завернутую (рис. 51.3, а), нарезную (рис. 51.3, б) и другие конструкции. Прокладки изготавливаются из обычного хлопка

(бельтинг Б), нейлона, лавсана, стекловолокна, капрона и др. Применяют цельнотканевые прорезиненные ленты, обладающие повышенной прочностью и не поддающиеся расслаиванию, а также ленты с кордошнуровым каркасом, резиновые ленты с каркасом из стальной сетки или стальных тросов (рис. 51.3, *з*), ленты с рифленой рабочей поверхностью (рис. 51.3, *в*), ленты с отогнутыми бортами.

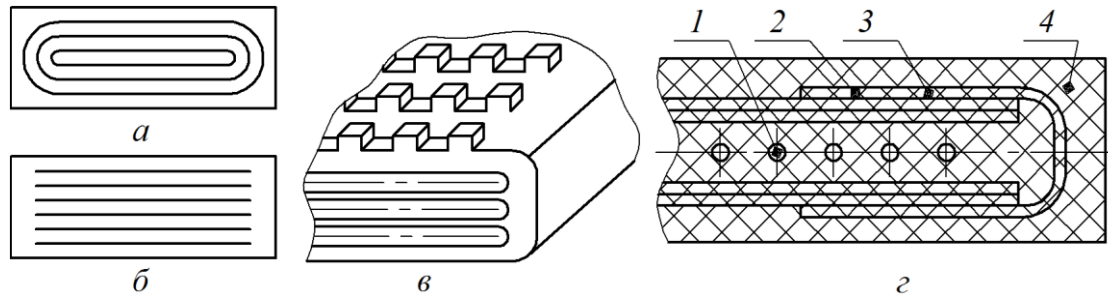


Рис. 51.3. Типы лент:

- a* – резинотканевая послойно завернутая с гладкой рабочей поверхностью;
- б* – резинотканевая нарезная с гладкой рабочей поверхностью;
- в* – резинотканевая нарезная с рифленой рабочей поверхностью;
- з* – резиноканатная с тканевым чехлом: 1 – стальной канат;
- 2 – кордовая продольная прокладка;
- 3 – кордовые продольно-бортовые прокладки; 4 – резина

Гладкие ленты используют при угле наклона конвейера к горизонту до 20° , рифленые – до 25° , с перегородками высотой до 200 мм – до 30° . Прорезиненные ленты обычного качества могут работать в диапазоне температур от -25 до $+50^\circ\text{C}$. При других температурах применяют специальные ленты.

Основным критерием работоспособности ленточного конвейера является тяговая способность, которая записывается в виде условия

$$F_{\text{тр}} > F_t, \quad (51.1)$$

где $F_{\text{тр}}$ – сила трения между рабочей поверхностью барабана и тяговым органом, Н; F_t – тяговая сила на приводном барабане, Н, рассчитываемая по формуле

$$F_t = \frac{2T_{\text{б}}}{D_{\text{б}}}, \quad (51.2)$$

где $T_{\text{б}}$ – крутящий момент на валу приводного барабана, Н · м; $D_{\text{б}}$ – диаметр приводного барабана, м.

Тяговую способность повышают за счет увеличения угла охвата α приводного барабана, натяжения ленты и использования футерованных

барабанов. Применение последних позволяет повысить коэффициент трения между тяговым органом и рабочей поверхностью приводного барабана.

Натяжение ленты может выполняться винтовыми (рис. 51.4, *а, б*), пружинными (рис. 51.4, *в*) или гравитационными (рис. 51.4, *з, д*) натяжными устройствами. Винтовые механизмы требуют периодического подтягивания ленты резьбовыми парами и по принципу действия могут быть с тянущими (рис. 51.4, *а*) или толкающими (рис. 51.4, *б*) винтами. Пружинные и гравитационные натяжные устройства относятся к автоматическим, обеспечивающим постоянное по величине натяжение ленты. Гравитационные натяжные устройства работают за счет подвижных опор натяжного барабана (рис. 51.4, *з*) или могут быть с отклоняющим барабаном (рис. 51.4, *д*).

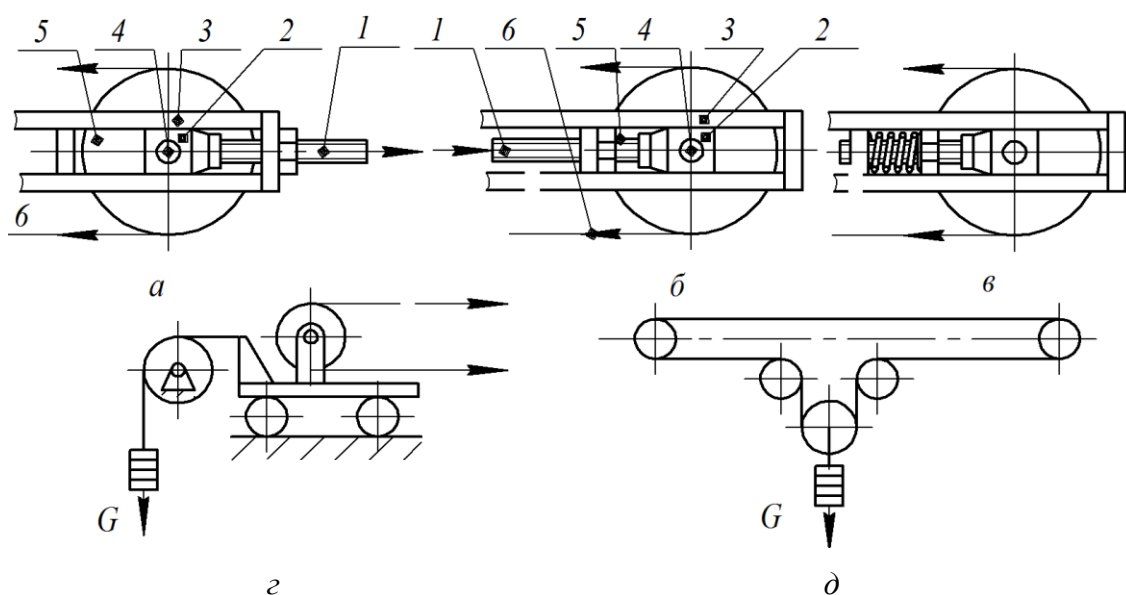


Рис. 51.4. Натяжные устройства:

а, б – винтовые натяжные устройства:

1 – винт; *2* – ползун; *3* – рама; *4* – ось; *5* – барабан; *6* – лента;

в – пружинное устройство; *з* – натяжное устройство с подвижной тележкой;

д – грузовое устройство

Привод конвейера (приводная станция) состоит из источника механической энергии (двигателя), соединительных муфт, редуктора, открытых передач, приводного барабана.

Загрузка сыпучих грузов на ленту может производиться через направляющий лоток или воронку, а разгрузка – через концевой барабан либо при помощи плужкового или барабанного сбрасывателя.

Кроме перечисленных устройств, ленточные конвейеры могут быть оснащены различными приборами управления и учета (взвешивающими, указателями скорости движения ленты, датчиками уровня слоя транспортируемого материала и др.), различного рода приспособлениями для очистки ленты (скребками-ножами, спиральными резиновыми роликами, вращающимися щетками и т. д.).

Пластинчатые конвейеры целесообразно применять для перемещения в горизонтальной плоскости или с небольшим наклоном (до 35°) тяжелых (500 кг и более) штучных грузов, крупнокусковых, в том числе остrokромчатых материалов, а также грузов, нагретых до высокой температуры. Пластинчатые конвейеры, стационарные или передвижные, имеют те же основные узлы, что и ленточные.

Схемы разновидностей пластинчатого конвейера представлены на рис. 51.5.

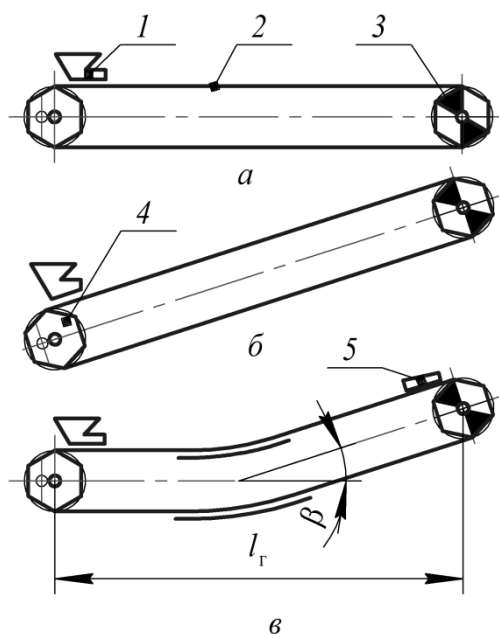


Рис. 51.5. Схемы пластинчатых конвейеров:

a – горизонтального; *б* – наклонного; *в* – горизонтально-наклонного;

1 – загрузочное устройство; *2* – грузонесущее полотно с тяговыми цепями; *3* – приводная звездочка; *4* – натяжная звездочка;

5 – разгрузочное устройство

Пластинчатый конвейер состоит из одной или двух тяговых цепей *2*, к которым крепят металлические пластины настила, снабженные, при необходимости, бортами. Цепи с закрепленным на них настилом могут быть с ходовыми катками, которые перемещаются по продольным направляющим шинам. Они опираются на станину и жестко с ней

связаны. На концах станины закреплены приводные звездочки 3, соединенные муфтами или открытыми передачами с редуктором и электродвигателем, и натяжные звездочки 4 с натяжным устройством. Конвейер загружают через воронку 1, а разгружают через концевую звездочку или разгрузочное устройство 5.

Грузонесущий орган – металлический, реже деревянный, пластмассовый настил-полотно. Настил может быть плоским, волнистым или коробчатого сечения, без бортов или с бортами. Тяговые цепи огибают приводные и натяжные звездочки, установленные на концах рамы. Скорость движения груза небольшая – 0,3–1,0 м/с. Для увеличения производительности конвейеры с плоским настилом дополняют неподвижными бортами. Типовые пластинчатые конвейеры имеют производительность до 2000 т/ч.

Скребковые конвейеры перемещают груз движущимися по желобу или трубе скребками. Такие конвейеры используют для перемещения сыпучих или мелкокусковых грузов, поступающих в желоб через загрузочную воронку. Трасса скребковых конвейеров может быть горизонтальной, наклонной, а иногда пространственной. Рабочей ветвью обычно является нижняя, реже – верхняя, иногда обе ветви. В качестве тягового элемента чаще используется цепь, реже – лента.

На рис. 51.6 приведена схема скребкового конвейера с нижней рабочей ветвью. Такой конвейер состоит из загрузочной воронки 1, желоба 2, поддерживающих роlikоопор рабочей 6 и холостой 3 ветвей, тягового полотна 7 с закрепленными на нем скребками, приводного 4 и натяжного 5 барабанов, разгрузочного окна 8.

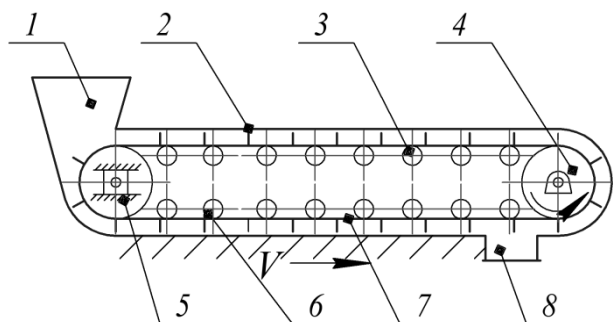


Рис. 51.6. Схема скребкового конвейера:

1 – загрузочная воронка; 2 – желоб; 3 – поддерживающая роlikоопора холостой ветви; 4 – приводной барабан (звездочка);

5 – натяжной барабан (звездочка); 6 – поддерживающая роlikоопора рабочей ветви; 7 – тяговый орган со скребками;

8 – разгрузочное окно

Контур сечения желоба и конфигурация скребков должны быть одинаковыми – прямоугольной, полукруглой, трапецидальной формы. Скребки бывают штампованными из листовой стали или литыми, а желоба изготавливают металлическими, реже деревянными. Скребковые конвейеры по сравнению с пластинчатыми имеют меньшую массу, могут загружаться и разгружаться в любой точке по всей длине желоба. Применение скребковых конвейеров ограничено из-за измельчения грузов и быстрого износа желоба, особенно при перемещении абразивных материалов. Кроме того, для скребковых конвейеров характерен большой расход энергии, затрачиваемой на преодоление сил сопротивлений. Скорость тягового органа скребковых конвейеров составляет 0,16–0,50 м/с и реже 1,0 м/с, производительность – 50–350 т/ч. Скребковые конвейеры обычно применяются для перемещения груза на расстояния до 100 м.

Подвесные конвейеры предназначены для транспортировки штучных грузов или насыпных грузов в таре по замкнутому контуру пространственной или одноплоскостной (горизонтальной) трассы. Тяговым органом таких конвейеров является цепь или канат, на котором закреплены каретки с подвесками для транспортирования груза по подвешенному жесткому пути.

Подвесные конвейеры делят на три группы: грузонесущие (рис. 51.7, а), у которых каретки 1 постоянно соединены с тяговым органом 3; толкающие (рис. 51.7, б), где каретки не связаны постоянно с тяговым органом и передвигаются по грузовым подвесным путям 5, а грузовые тележки перемещаются толкателями 4; тянущие, или грузоведущие (рис. 51.7, в), когда каретки также постоянно соединены с тяговым органом и имеют захваты 6 для присоединения тележек 7, перемещающихся по полу цеха или склада.

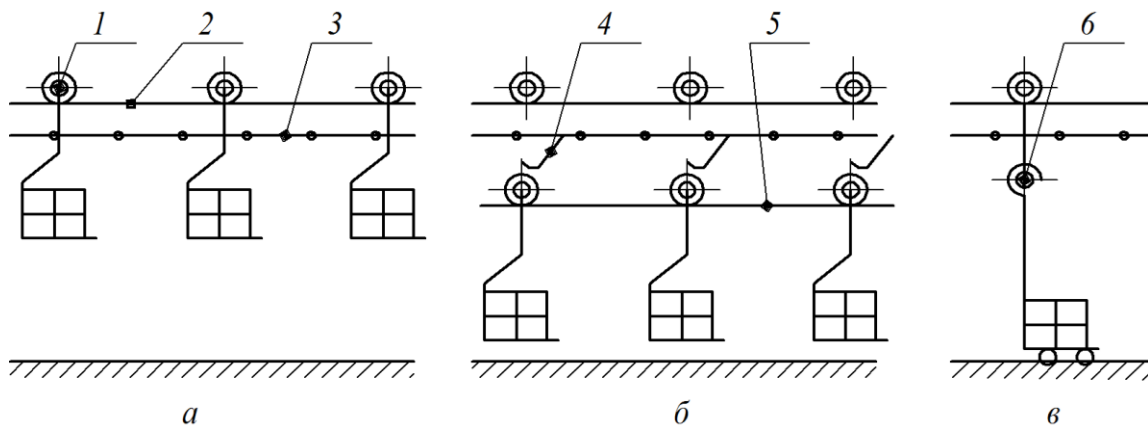


Рис. 51.7. Схемы подвесных конвейеров:
 а – грузонесущий; б – толкающий; в – грузоведущий;
 1 – каретка; 2 – тяговый путь; 3 – тяговый элемент;
 4 – толкатель; 5 – грузовой путь; 6 – захват; 7 – тележка со штангой

Применение подвесных конвейеров позволяет решить проблемы комплексной механизации и автоматизации погрузочно-разгрузочных и складских работ на стыке внутрицехового, внутризаводского и магистрального транспорта.

Значительная роль им отводится и в создании полностью автоматизированных складов. Скорость движения цепи подвесного составляет 0,005–0,400 м/с, производительность до 3000 подвесок/ч. Их обычно применяют для перемещения груза до 500 м и более с уклоном до 25°.

51.3. Определение производительности и мощности привода

Производительность транспортирующей машины в зависимости от вида груза и принятой формы учета может быть определена по массе, объему или в штуках.

Транспортируемые насыпные грузы характеризуются плотностью насыпной массы, гранулометрическим составом, влажностью, абразивностью, агрессивностью, коэффициентом трения скольжения и углом естественного откоса. Насыпные грузы поступают на конвейер непрерывно, а штучные и тарные – через равные или неравные промежутки времени и укладываются на грузонесущий орган на расстоянии друг от друга в зависимости от ритма поступления.

Часовая производительность по объему определяется по формуле

$$P_{об} = 3600AV, \quad (51.3)$$

где A – площадь сечения сплошного слоя насыпного материала, расположенного на грузонесущем органе, м²; V – скорость грузонесущего органа, м/с.

Часовая производительность, определенная по массе, находится из выражения

$$P_m = 3600AV\rho, \quad (51.4)$$

где ρ – насыпная плотность груза, кг/м³.

Общая мощность привода конвейера складывается из мощности, затрачиваемой на подъем груза по вертикали и перемещение его по горизонтали.

Требуемая мощность, Вт, привода конвейера с тяговым органом, определяется из следующего соотношения:

$$P_{дв} = \frac{F_l V}{\eta_o}, \quad (51.5)$$

здесь F_t – тяговая сила конвейера, Н; V – скорость перемещения груза, м/с; η_0 – общий КПД механического привода.

Требуемая тяговая сила конвейера определяется по формуле

$$F_t = F_{\text{наб}} - F_{\text{сб}}, \quad (51.6)$$

где $F_{\text{наб}}$ – сила в ветви тягового органа, набегающей на приводной барабан; $F_{\text{сб}}$ – сила в сбегающей с приводного барабана ветви тягового органа.

Величины $F_{\text{наб}}$ и $F_{\text{сб}}$ определяются при выполнении тягового расчета и с учетом уравнения Эйлера, согласно которому

$$F_{\text{наб}} = F_{\text{сб}} e^{f\alpha}. \quad (51.7)$$

Тяговый расчет конвейера проводят для определения полного сопротивления движению тягового органа с учетом всех конструктивных и технологических факторов, уточнения сил натяжения тягового элемента, тяговой силы и требуемой мощности.

При движении гибкого тягового элемента возникают силы сопротивления, которые должны быть преодолены приводом конвейера.

Для определения усилий на отдельных участках трассы, максимальной тяговой силы и потребной мощности привода необходимо выяснить места возникновения сопротивлений, их направления и величины. Силы сопротивления движению гибкого органа могут возникать:

– при прохождении нагруженной и порожней (холостой) ветвей гибкого элемента по поддерживающим и направляющим устройствам, опорам на прямолинейных или криволинейных участках трассы конвейера, при огибании приводных и отклоняющих звездочек, барабанов, блоков и т. д. Эти сопротивления зависят от вида конвейера, типа тягового элемента (лента, цепь, канат), конструкции частей машины;

– в местах загрузки при поступлении груза и в местах загрузки при съеме, а также на очистных устройствах. Эти сопротивления зависят от способа загрузки и разгрузки, конструкции загрузочно-разгрузочных устройств, вида и свойств транспортируемых материалов, скоростей поступления (съема) груза и скорости грузонесущего элемента;

– при воздействии на конвейер внешних нагрузок, когда в процессе движения его ветвей выполняются технологические операции (например, разделка круглых лесоматериалов на многопильных агрегатах) и т. д.

Лекция 52

МАШИНЫ И УСТРОЙСТВА БЕЗ ТЯГОВОГО ОРГАНА

52.1. Общие сведения о машинах без тягового органа

В *машинах без тягового органа* происходит раздельное движение транспортируемого материала и рабочих органов, совершающих вращательное (роликовые, винтовые конвейеры) или возвратно-поступательное рабочее движение (например, инерционные конвейеры). Такие конвейеры могут быть снабжены приводом (применяется электрический привод, реже пневматический) или эксплуатируются без него (гравитационные), в которых груз перемещается под действием силы тяжести. По расположению они бывают стационарными, передвижными или переносными и применяются для транспортировки насыпных или штучных грузов. По профилю трассы конвейеры без тягового органа могут быть горизонтальными, наклонными, вертикальными и комбинированными.

52.2. Винтовые конвейеры. Конструкция. Расчет производительности

Винтовые конвейеры применяются для перемещения пылевидных, мелкокусковых, вязких и тестообразных грузов в горизонтальной или наклонной (до 20°) плоскостях, реже в вертикальной плоскости (конвейеры с быстро вращающимися винтами). Производительность конвейеров зависит от угла наклона груза. Для горизонтальных конвейеров она может достигать $140 \text{ м}^3/\text{ч}$. Обычно они применяются для транспортирования груза только на небольшие расстояния (до 12 м). Винтовые конвейеры просты в изготовлении, имеют мало вращающихся частей и при необходимости могут быть сделаны герметичными, что особенно ценно при необходимости транспортировки пылящих и горячих грузов, выделяющих вредные испарения. Эти конвейеры позволяют осуществлять различные технологические операции, в том числе и одновременно: загрузку и разгрузку материала в любом необходимом месте по длине конвейера, перемешивание, дозирование, сушку, увлажнение, измельчение груза. Существенными недостатками винтовых конвейеров являются крошение

хрупких материалов, невозможность транспортировки липких материалов, только прямая трасса, небольшое расстояние транспортировки из-за большого расхода энергии вследствие значительных сопротивлений при перемещении сыпучих грузов, в результате которого происходит повышенный износ трущихся поверхностей элементов конвейера.

Винтовой конвейер, показанный на рис. 52.1, состоит из винта 9, вал которого вращается на подшипниковых опорах 5, установленных на кронштейнах. Винт находится внутри желоба 8, что позволяет транспортировать пылящиеся и испаряющие вредные вещества материалы. Загрузка транспортируемого материала производится через воронку 6, а разгрузка – через люк 7. Вращение винта осуществляется приводом, состоящим из электродвигателя 1, соединительных муфт 2 и 4, редуктора 3.

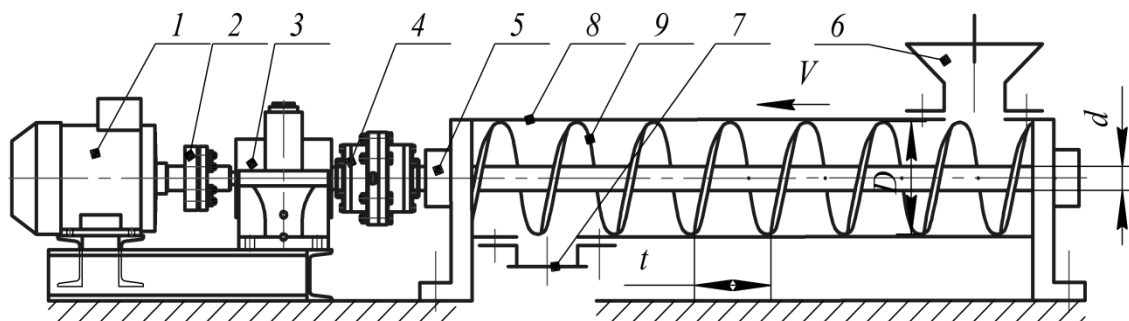


Рис. 52.1. Схема винтового конвейера:

- 1 – электродвигатель; 2, 4 – соединительные муфты; 3 – редуктор;
 5 – подшипниковая опора вала винта; 6 – загрузочная воронка;
 7 – разгрузочный люк; 8 – желоб; 9 – винт;
 t – шаг винта; D – наружный диаметр винта; d – внутренний диаметр винта; V – скорость перемещения материала

Винты по конструкции бывают: сплошными (рис. 52.2, а) – для транспортировки насыпных мелкозернистых и порошковых грузов (цемент, гипс, мел, зола, сухой песок и др.); фасонными (рис. 52.2, б) – транспортировки тестообразных грузов (цементный раствор, глина и др.); ленточными (рис. 52.2, в) – для перемещения насыпных мелкокусковых грузов (гравий, песчаник, известняк и пр.); лопастными (рис. 52.2, г) – для одновременного интенсивного перемешивания и транспортировки тестообразных грузов.

Винты, применяемые в таких транспортирующих машинах, могут иметь постоянный или переменный диаметр; постоянный либо переменный одно- или двухзаходный шаг; правое, левое или комбинированное направление спирали.

Перемещение груза в конвейере осуществляется винтом, который, вращаясь, сообщает поступательное движение грузу, соприкасающемуся с его винтовой поверхностью, при этом между винтом и желобом должен обеспечиваться минимально возможный зазор. При работе конвейера формируется винтовая пара, в которой роль гайки выполняет перемещаемый груз. Работоспособность конвейера обеспечивается при выполнении условия

$$F_{\text{тр.ж}} > F_{\text{тр.в}}, \quad (52.1)$$

где $F_{\text{тр.ж}}$ – сила трения между грузом и стенками желоба, Н; $F_{\text{тр.в}}$ – сила трения между грузом и рабочими боковыми поверхностями витков винта, Н.

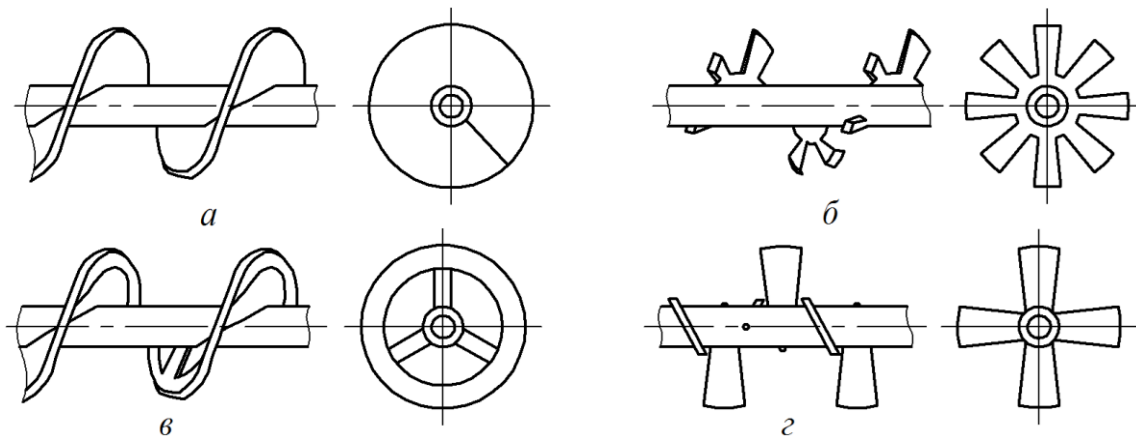


Рис. 52.2. Конструкции винтов:
 а – сплошной; б – фасонный; в – ленточный; г – лопастной

Часовая производительность винтового конвейера определяется по следующим формулам:

- 1) горизонтального:
 – объемная, м³/ч,

$$Q_{\Gamma} = \frac{60\pi(D^2 - d^2)}{4} t n_{\text{в}} \psi = 47,1(D^2 - d^2) t n_{\text{в}} \psi; \quad (52.2)$$

- массовая, кг/ч,

$$Q_{\Gamma} = 47,1(D^2 - d^2) t n_{\text{в}} \psi \rho; \quad (52.3)$$

- 2) наклонного:

$$Q_{\text{н}} = Q_{\Gamma} k_{\beta}, \quad (52.4)$$

где D – наружный диаметр винта, м; d – внутренний диаметр винта, м; t – шаг винта, м; $n_{\text{в}}$ – частота вращения винта, мин⁻¹; ψ – коэффициент

заполнения желоба; ρ – плотность транспортируемого материала, кг/м³; k_β – коэффициент уменьшения производительности в зависимости от угла наклона конвейера β , определяемый по формуле

$$k_\beta = 1 - 0,02\beta. \quad (52.5)$$

Требуемая мощность, кВт, на валу винта находится по формуле

$$P_0 = 0,0027Q(wl \pm h), \quad (52.6)$$

где w – коэффициент сопротивления перемещению груза; l – длина горизонтальной проекции конвейера, м; h – высота подъема (плюс) или опускания (минус) груза, м.

Требуемый крутящий момент винта определяется по формуле

$$T_0 = 9550 \frac{P_0}{n_\beta}. \quad (52.7)$$

Угол подъема винтовой линии по наружному диаметру

$$\gamma = \arctg \frac{S}{\pi D}, \quad (52.8)$$

где S – ход винта: при однозаходном $S = t$ (t – шаг винта); при двухзаходном винте $S = 2t$.

Угол трения груза о винт определяется из выражения

$$\rho' = \arctg((0,7 - 0,9)f_0), \quad (52.9)$$

здесь f_0 – коэффициент трения покоя груза.

Осевая сила, действующая на винт,

$$F_a = \frac{2T_0}{k_F D \operatorname{tg}(\gamma + \rho')}, \quad (52.10)$$

где T_0 – крутящий момент винта, Н · м; k_F – коэффициент, учитывающий, что сила приложена на среднем диаметре винта: $k_F = 0,7-0,8$.

52.3. Роликовые конвейеры. Конструкция.

Расчет производительности

Роликовые конвейеры применяют для перемещения тяжелых штучных грузов, имеющих плоскую, ребристую или цилиндрическую поверхность, а также материалов, упакованных в тару. Перемещение

груза осуществляется перекачиванием его по стационарно установленным роликам.

Трасса конвейера может быть прямолинейной (рис. 52.3, а, б, к) или криволинейной (рис. 52.3, в, е, и).

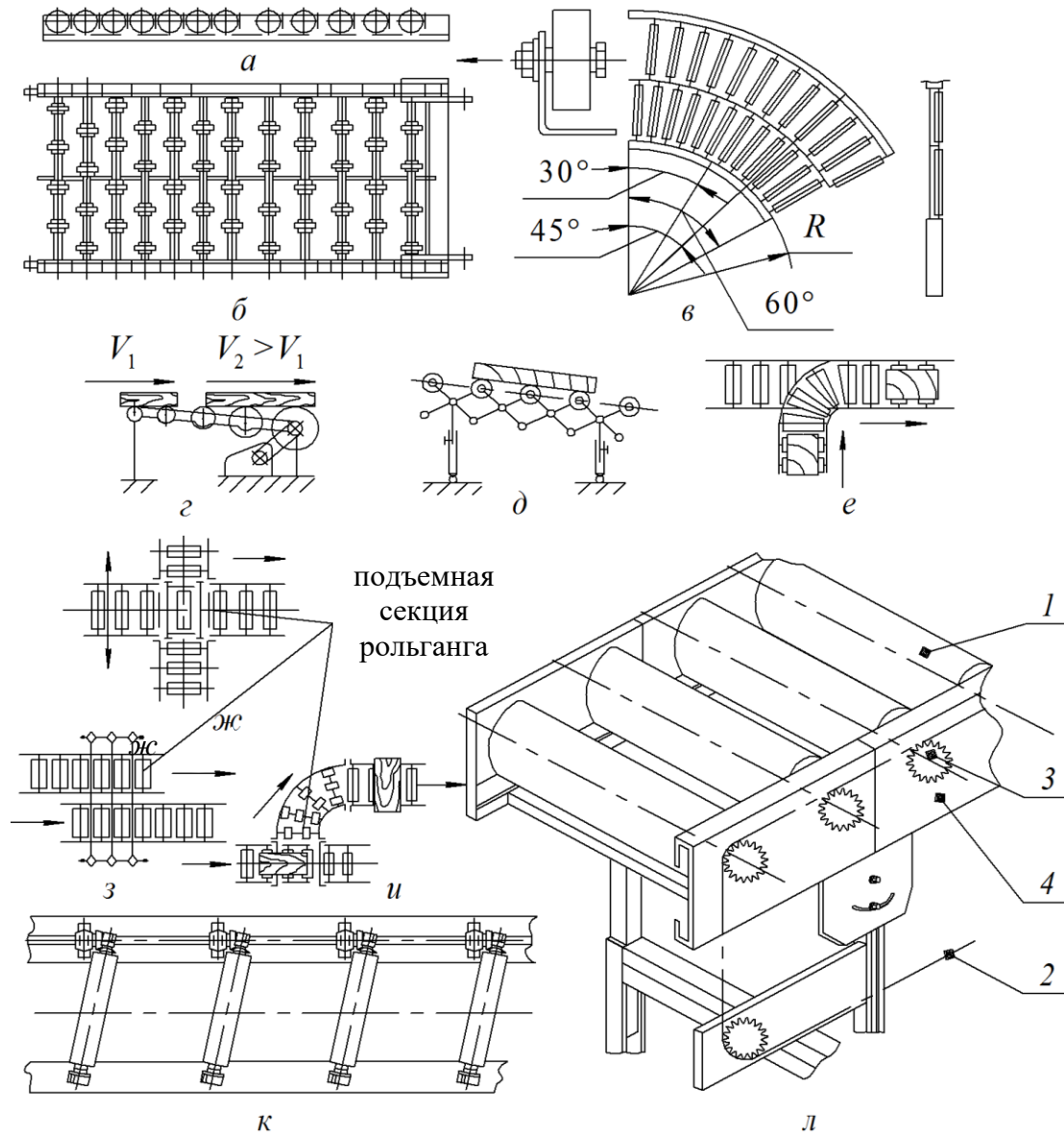


Рис. 52.3. Виды роликовых конвейеров:

а – горизонтальный роликовый конвейер; б – горизонтальный дисковый конвейер;
 в – поворотная секция; г – разгонный участок конвейера; д, е – наклонные конвейеры;
 ж, з, и – деления на потоки; к – групповой привод валом с коническими колесами;
 л – групповой привод цепью:

1 – приводной ролик; 2 – цепь; 3 – звездочка; 4 – рама

По типу привода различают неприводные и приводные роликовые конвейеры. У неприводных конвейеров (рис. 52.3, *а–в*) силой, движущей груз, является мускульная энергия рабочего, сообщаящего грузу импульс для перемещения (при горизонтальных конвейерах), или составляющая собственной массы (наклонные гравитационные устройства) (рис. 52.3, *д, е*). В приводных конвейерах (рис. 52.3, *з, к, л*) перемещение груза осуществляется за счет сил сцепления, возникающих между грузом и вращающимся приводным роликом.

Наиболее часто применяются роликовые конвейеры с приводными роликами. Такие конвейеры могут иметь групповой либо индивидуальный тип привода. При групповом приводе вращательное движение передается механическими передачами (муфтами) от единого источника механической энергии (двигателя) одновременно ко всем приводным роликам. При индивидуальном типе привода каждый ролик приводится в действие от отдельного привода, в каждом из которых есть свой двигатель и механические передачи (муфты). Конвейеры с индивидуальным приводом роликов применяют для транспортировки особо тяжелых, крупногабаритных штучных изделий.

Для обеспечения работоспособности приводных роликовых конвейеров необходимо выполнение следующих условий: длина ролика должна быть несколько больше ширины или диаметра транспортируемого груза, а расстояние между роликами не должно превышать половины длины груза; сила трения между роликом и перемещаемым грузом должна превышать силу сопротивления движению груза: $F_{\text{тр}} > F_{\text{сопр}}$.

Все приводные конвейеры позволяют без использования дополнительных устройств, только за счет размещения роликов, выбора их диаметров и формы, производить саморазгрузку, ускорять движение в горизонтальной плоскости (рис. 52.3, *з*), образовывать перекладные системы, дающие возможность перемещать груз с одной технологической линии на другую (рис. 52.3, *е–и*).

Штучную производительность (шт/ч) роликового конвейера рассчитывают по формуле

$$Q_{\text{шт}} = 3600 \frac{V}{a_{\text{м}}}, \quad (52.11)$$

где V – скорость перемещения, м/с; $a_{\text{м}}$ – расстояние между штучными или тарными грузами по длине, м.

Производительность по массе (кг/ч) находится из следующего выражения

$$Q_M = 3600 \frac{V}{a_M} G_0, \quad (52.12)$$

здесь G_0 – масса единичного груза, кг.

52.3. Качающиеся конвейеры

Качающиеся (вибрационные) конвейеры (рис. 52.4) используются для транспортирования всех видов насыпных грузов, кроме липких. Применение таких конвейеров эффективно для перемещения грузов на небольшие расстояния (до 100 м) при малой и средней производительности (до 150 т/ч). Наибольшая их возможная производительность – 400 т/ч. По конструкции качающийся конвейер представляет собой желоб, совершающий колебательные движения относительно неподвижной рамы и перемещающий транспортируемый материал. Колебания желоба осуществляются с помощью вибратора.

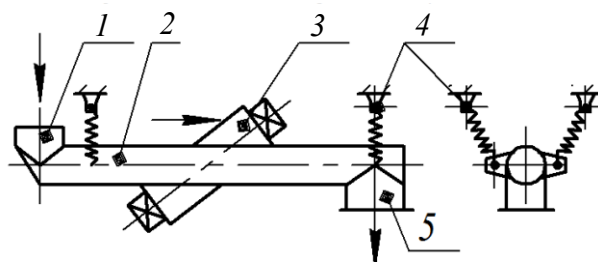


Рис. 52.4. Схема вибрационного качающегося конвейера:
1 – загрузочная воронка; 2 – желоб; 3 – электровибратор;
4 – пружинная рессора; 5 – разгрузочная воронка

По характеру движения груза качающиеся конвейеры подразделяются на инерционные, в которых груз скользит по желобу, не отрываясь от него, и вибрационные, в которых груз отрывается от желоба и небольшими бросками перемещается вдоль желоба. Наиболее широкое распространение получили вибрационные конвейеры, в которых желоб 2 в форме трубы (рис. 52.4) совершает колебания с амплитудой от долей миллиметра до 15 мм и более и частотой до 50 Гц. Желоб устанавливается на упругих элементах и соединяется с вибратором. В качестве упругих элементов могут использоваться пружинные рессоры 4 или

резиновые демпферы. Преимуществами резиновых демпферов являются: малые габариты и масса по сравнению с металлическими рессорами и пружинами той же жесткости, более высокая надежность.

При работе вибрационного конвейера возникают ускорения, вертикальная составляющая которых превышает ускорения свободного падения. В таком случае частицы груза отрываются от поверхности желоба и их движение происходит непрерывными, следующими один за другим микрополетами.

Груз при таком движении не крошится, не пылит и мало изнашивает желоб. Эффективное транспортирование груза будет происходить в том случае, если в конце микрополета частицы попадут на желоб в начале следующего периода его колебаний. В качестве возбудителей колебаний могут использоваться инерционные, электромагнитные, эксцентриковые и поршневые (гидравлические и пневматические) вибраторы.

Преимущества вибрационных конвейеров:

– возможность транспортировки изолированного от окружающей среды груза в герметически закрытых трубах и возможность одновременно с транспортировкой выполнения различных технологических операций: сушка, смешивание, охлаждение, грохочение и т. п. Для таких конвейеров свойственны малый износ несущего элемента (трубы или желоба), в том числе при транспортировке абразивных грузов;

– сравнительная простота конструкции машины;

– возможность промежуточной загрузки и разгрузки;

– малый расход энергии при работе в резонансном режиме, когда частота вынужденных колебаний совпадает с частотой собственных колебаний частиц груза.

Недостатки:

– значительное снижение производительности при транспортировке груза вверх (за исключением специальных вертикальных вибрационных конвейеров) – при увеличении угла наклона на 1° производительность конвейера снижается примерно на 3–4% (при перемещении груза вниз по уклону производительность примерно в таком же размере повышается);

– небольшая долговечность упругих элементов и опорных подшипников привода (обычно не больше года).

1. Иванов, М. Н. Детали машин: учебник / М. Н. Иванов. – М.: Высш. шк., 2000. – 384 с.
2. Скойбеда, А. Т. Детали машин и основы конструирования / А. Т. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик; под общ. ред. А. Т. Скойбеда. – Минск: Высш. шк., 2000. – 584 с.
3. Вайнсон, А. А. Подъемно-транспортные машины / А. А. Вайнсон. – М.: Машиностроение, 1989. – 536 с.
4. Блохин, А. В. Детали машин: учеб.-метод. пособие / А. В. Блохин, А. М. Лось, С. А. Осоко. – Минск: БГТУ, 2015. – 176 с.
5. Дулевич, А. Ф. Детали машин. Резьбовые соединения. Передача винт – гайка: учеб.-метод. пособие / А. Ф. Дулевич, С. А. Осоко. – Минск: БГТУ, 2015. – 181 с.
6. Детали машин и основы конструирования: учеб. пособие по курсовому проектированию для студентов инженерно-технических и химико-технологических специальностей / А. Ф. Дулевич [и др.]. – Минск: БГТУ, 2006. – 219 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие.....	3
ЧАСТЬ I. ДЕТАЛИ МАШИН	4
Лекция 1. Введение. Общие понятия о деталях машин и требования, предъявляемые к ним.....	4
Лекция 2. Критерии работоспособности деталей машин. Понятие о надежности	12
Лекция 3. Передачи. Общие сведения. Механические передачи	23
Лекция 4. Зубчатые передачи	27
Лекция 5. Цилиндрические зубчатые передачи	33
Лекция 6. Критерии работоспособности и расчеты цилиндрических зубчатых передач	39
Лекция 7. Конические зубчатые передачи	45
Лекция 8. Планетарные зубчатые передачи.....	51
Лекция 9. Волновые зубчатые передачи	56
Лекция 10. Червячные передачи	60
Лекция 11. Критерии работоспособности и расчет червячных передач	67
Лекция 12. Передача винт – гайка	71
Лекция 13. Цепные передачи	77
Лекция 14. Фрикционные передачи и вариаторы	87
Лекция 15. Ременные передачи	97
Лекция 16. Скольжение в ременной передаче и КПД. Расчет ременных передач	108
Лекция 17. Валы и оси.....	113
Лекция 18. Расчеты валов и осей	117
Лекция 19. Опоры валов и осей. Подшипники скольжения.....	122
Лекция 20. Подшипники качения	128
Лекция 21. Муфты	135
Лекция 22. Соединения деталей машин. Сварные соединения	142
Лекция 23. Паяные, клеевые, заклепочные соединения. Соединения с натягом	152
Лекция 24. Резьбовые соединения. Общие сведения. Силовые соотношения. КПД винтовой пары	161
Лекция 25. Расчет резьбовых соединений на прочность.....	171
Лекция 26. Шпоночные, шлицевые, профильные и штифтовые соединения.....	177

ЧАСТЬ II. ТОЧНОСТЬ И ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН И ИХ СОЕДИНЕНИЙ	189
Лекция 27. Основные понятия о качестве, точности, метрологии и технических измерениях	189
Лекция 28. Основные понятия о размерах, полях допусков и соединениях	201
Лекция 29. Посадки и их характеристики	206
Лекции 30–31. Нормирование точности гладких цилиндрических соединений. Система допусков и посадок	209
Лекция 32. Основные системы посадок. Внесистемные посадки. Обозначения на чертежах посадок и предельных отклонений размеров	215
Лекция 33. Отклонения формы и взаимного расположения поверхностей	220
Лекция 34. Нормирование точности формы и взаимного расположения поверхностей	230
Лекция 35. Волнистость и шероховатость поверхностей	239
Лекция 36. Классификация и характеристика погрешностей обработки	247
Лекция 37. Характеристика, расчет и выбор посадок с натягом	253
Лекция 38. Характеристика, выбор и расчет переходных посадок	257
Лекция 39. Характеристика, расчет и выбор посадок с зазором	260
Лекция 40. Допуски и посадки подшипников качения	264
Лекция 41. Расчет и выбор посадок подшипников качения	267
Лекция 42. Размерные цепи	271
Лекция 43. Расчет размерных цепей	275
Лекция 44. Нормирование точности шпоночных и шлицевых соединений и их контроль	278
Лекция 45. Нормирование точности резьбовых соединений и их контроль	284
ЧАСТЬ III. ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ УСТРОЙСТВА, МАШИНЫ И МЕХАНИЗМЫ	291
Лекция 46. Подъемно-транспортные устройства, машины и механизмы. Грузоподъемные устройства, механизмы и машины	291
Лекция 47. Механизмы подъема груза	297
Лекция 48. Грузозахватные устройства. Гибкие органы. Подвески. Барабаны, блоки и звездочки, полиспасты	302
Лекция 49. Остановы и тормоза. Устройства безопасной эксплуатации подъемно-транспортных машин и механизмов	324
Лекция 50. Механизмы перемещения груза	335
Лекция 51. Транспортирующие машины и устройства. Машины с тяговым органом	342
Лекция 52. Машины и устройства без тягового органа	352
Литература	360

Учебное издание

Сурус Анатолий Иванович
Блохин Алексей Владимирович
Лось Александр Михайлович

ДЕТАЛИ МАШИН

Конспект лекций

Редактор *Р. М. Рябая*
Компьютерная верстка *Е. В. Ильченко*
Корректор *Р. М. Рябая*

Издатель:

УО «Белорусский государственный технологический университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий

№ 1/227 от 20.03.2014.

Ул. Свердлова, 13а, 220006, г. Минск.