



# **ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ**

**СКИФ**



**Кафедра «Автотранспортные, строительные и  
дорожные средства»**

**Лекционный курс**

**Авторы**

**Смирнов И.И.,**

**Смирнов И.И., Кротова К.В.**

## Аннотация

Настоящий конспект лекций по курсу "Детали машин и основы конструирования" следует рассматривать как краткое изложение программных вопросов курса, облегчающее усвоение учебного материала и подготовку к экзаменам. Конспект изложен на базе основных учебников Д.Н.Решетова, М.И. Иванова, П.Г. Гузенкова "Детали машин". Пользование конспектом ни в коем случае не исключает подготовки по учебникам, а лишь выделяет основные положения, соответствующие курсам "Детали машин и основы конструирования" и "Детали машин" по машиностроительным и механическим специальностям. В ряде мест конспекта приводятся указания на вопросы, которые необходимо подготовить только по учебникам, так как, за краткостью изложения, в конспект они не вошли. Это касается главным образом описательной стороны курса и конструктивных особенностей отдельных узлов и деталей машин.

Учебное пособие предназначено для студентов специальностей 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства», специализации «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные средства и оборудование» и 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технических машин и комплексов» про-филь «Автомобильный сервис». Соответствует действующим образовательным стандартам.

## Авторы

Смирнов Иван Иванович – к.т.н., доцент, доцент кафедры «АСиДС»

Смирнов Иван Иванович – инженер

Кротова Кристина Вадимовна – аспирант

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ПЕРЕЧЕНЬ ОСНОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ .....	4
Тема 1 Общие сведения о деталях машин.....	6
<b>Лекция № 1. Общие сведения о деталях машин.....</b>	<b>6</b>
Тема 2. Соединения .....	13
<b>Лекция № 2. Неразъемные соединения (НС).....</b>	<b>13</b>
<b>Лекция № 3. Резьбовые соединения (РС).....</b>	<b>24</b>
<b>Лекция № 4. Разъемные соединения для передачи крутящего момента ....</b>	<b>43</b>
Список литературы.....	62

## ПЕРЕЧЕНЬ ОСНОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

### *Зубчатые передачи*

- $u$  – передаточное число;
- $\omega$  – угловая скорость, рад/с;
- $n$  – частота вращения, об/мин;
- $P$  – мощность, Вт, кВт;
- $\eta$  – коэффициент полезного действия (КПД);
- $T$  – вращающий момент, Н · м, кН · м;
- $D$  – диапазон регулирования вариатора;
- $F_t$  – окружная сила, Н, кН;
- $F_r$  – радиальная сила, Н, кН;
- $F_a$  – осевая сила, Н, кН;
- $F_n$  – нормальная сила, Н, кН;
- $f$  – коэффициент трения скольжения;
- $d, D$  – диаметр колес (шкивов), мм;
- $b$  – ширина колес, мм;
- $a_w$  – межосевое расстояние, мм;
- $m$  – модуль зубьев, мм;
- $m_n$  – нормальный модуль зубьев, мм;
- $m_t$  – торцовый модуль зубьев, мм;
- $\alpha$  – угол зацепления, °;
- $P_t$  – шаг зубьев (окружной), мм;
- $\beta$  – угол наклона зубьев, °;
- $d_e$  – внешний делительный диаметр конического колеса, мм;
- $d$  – средний делительный диаметр конического колеса, мм;
- $R_e$  – внешнее конусное расстояние конического колеса, мм;
- $R$  – среднее конусное расстояние конического колеса, мм;
- $m_e$  – внешний окружной модуль зубьев, мм;
- $m$  – средний модуль зубьев, мм;
- $K_H$  – коэффициент нагрузки при расчете по контактным напряжениям;
- $K_F$  – коэффициент нагрузки при расчете на изгиб;
- $\sigma_{Hlimb}$  – предел контактной выносливости, МПа;
- $\sigma_{Flimb}$  – предел выносливости материала при изгибе, МПа;
- $\psi_{ba}$  – коэффициент ширины колеса по межосевому расстоянию;
- $\psi_{bd}$  – коэффициент ширины колеса по диаметру;
- $Y_F$  – коэффициент формы зуба при расчете на изгиб;
- $A$  – площадь поперечного сечения, мм<sup>2</sup>;
- $W_z$  – осевой момент сопротивления сечения, мм<sup>3</sup>;
- $W_p$  – полярный момент сопротивления сечения, мм<sup>3</sup>;
- $[\sigma_H]$  – допускаемое контактное напряжение, МПа;
- $[\sigma_F]$  – допускаемое напряжение изгиба, МПа;
- $\sigma_F$  – нормальное напряжение изгиба, МПа;
- $\sigma_H$  – контактное напряжение, МПа;
- $E$  – модуль упругости, МПа;

Детали машин и основы конструирования

$E_{пр}$  – приведенный модуль упругости, МПа;

$\rho$  – радиус кривизны поверхности, мм;

$\rho_{пр}$  — приведенный радиус кривизны, мм;

$\mu$  – коэффициент поперечной деформации;

$q$  – нормальная нагрузка по длине контактной линии, Н/мм;

$\delta_1, \delta_2$  – углы делительных конусов, °.

*Червячная передача*

$z$  – число заходов червяка;

$q$  – число модулей в делительной окружности колеса (коэффициент диаметра);

$\gamma$  – угол подъема винтовой линии червяка, °.

*Ременные передачи*

$\sigma_1, \sigma_2$  – напряжения в сечениях ремня при передаче нагрузки, МПа;

$\alpha_1, \alpha_2$  – угол обхвата ремнем шкивов, °;

$[k]$  – допускаемое полезное напряжение, МПа;

$k_0$  – приведенное полезное напряжение, МПа;

$k$  – полезное напряжение, МПа;

$\varphi$  – коэффициент тяги;

$C_o; C_a; C_v; C_p$  – расчетные коэффициенты;

$\varepsilon$  – коэффициент скольжения в передаче;

*Цепная передача*

$t$  – шаг цепи, мм;

$p_{ц}$  – среднее давление в шарнире, Н/мм<sup>2</sup>, МПа;

$[p_{ц}]$  – допускаемое среднее давление в шарнире, МПа;

$K_э$  – коэффициент эксплуатации.

Величина		Единица СИ		
Наименование	Обозначение	Наименование	Обозначение	Соотношения единиц
Сила	$F, Q, N$	Ньютон	Н	10 Н = 1 кгс
Напряжение	$\sigma, \tau$	Паскаль	Па	1 Па = 1 Н/м <sup>2</sup>
Модуль упругости	$E, G$	Паскаль	Па	1 МПа = 10 кгс/см <sup>2</sup>
Момент силы	$M$	Ньютон-метр	Н·м	1 Н·м = 0,1 кгс·м
Погонная нагрузка	$q$	Ньютон на метр	Н/м	1 Н/м = 0,1 кгс/м

## Тема 1 Общие сведения о деталях машин

### Лекция № 1. Общие сведения о деталях машин

Вопросы лекции:

1. Предмет и дисциплина «Детали машин».
2. Общие сведения о деталях машин. Требования к деталям машин.
3. Работоспособность и надежность изделий.
4. Проектирование и расчет типовых изделий.

#### **Предмет и дисциплина «Детали машин».**

*Детали машин – прикладная научная дисциплина, изучающая общепромышленные методы проектирования (расчета и конструирования) элементов машин и механизмов. Изучение машин и их проектирование базируется на известных фундаментальных законах природы.*

Курс «детали машин и основы конструирования» является завершающим в общепромышленной подготовке студентов высших учебных заведений.

Цель курса – создать теоретическую базу для последующего изучения конструкции специального оборудования автосервисных и швейных предприятий, их эксплуатации и ремонта с учетом критериев работоспособности, надежности и технологичности.

Задача курса – изучение типовых конструкций элементов механизмов общепромышленного и специального применения, основных принципов их работы и методов проектирования, включая расчет параметров и конструктивные особенности. В результате изучения дисциплины студенты должны:

*Иметь представление:*

*о принципах проектирования деталей и узлов специального оборудования и автомобилей;*

*о влиянии материалов и технологичности конструкций на эффективность и эксплуатационные качества оборудования и машин.*

*Знать:*

*характерные виды разрушения и основные критерии работоспособности узлов и агрегатов оборудования.*

*Уметь:*

*производить оценку работоспособности узлов и механизмов машин, выполнять расчеты при проектировании типовых деталей и узлов техники;*

*оценивать достоинства и недостатки конструкции узлов и агрегатов машин;*

*конструировать узлы и агрегаты машин.*

Внимательный анализ состава самых различных машин (транспортных, военных, сельскохозяйственных, технологических и т.п.) показывает, что все они включают значительное количество однотипных деталей узлов и механизмов. По этой причине курс деталей машин посвящен изучению наиболее общих элементов машин, способов их расчета и конструирования. Это, в свою очередь, обуславливает важность данного курса не только в свете прикладного применения, но также и с точки зрения развития технической культуры будущего

## Детали машин и основы конструирования

инженера и специалиста, поскольку техническая культура – это одна из многочисленных граней общечеловеческой культуры.

Литература для изучения:

1. Гузенков П.Г. Детали машин: Учеб. пособие для студентов вузов.- 3-е изд., перераб. и доп.- М.: Высш. школа, 1982.- 351 с.
2. Куклин Н.Г. и др. Детали машин: Учебник для техникумов / Н.Г. Куклин, Г.С. Куклина, В.К. Житков. – 5-е изд., перераб. и допол. – М.: Илекса, 1999.- 392 с.
3. Иванов М.Н. Детали машин: Учеб. для вузов. – М.: Высшая школа, 1991. – 383 с.
4. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие. – М.: Высшая школа, 1991. – 432 с.

### **Общие сведения о деталях машин. Требования к деталям машин.**

Основными определениями курса являются следующие:

*Машина (от латинского *machina*) – механическое устройство, выполняющее движения с целью преобразования энергии, материалов или информации.*

Основное назначение машин – частичная или полная замена производственных функций человека с целью повышения производительности, облегчения человеческого труда или замены человека в недопустимых для него условиях работы.

В зависимости от выполняемых функций, машины делятся на: энергетические, рабочие (транспортные, технологические, транспортирующие), информационные (вычислительные, шифровальные, телеграфные и т.п.), машины-автоматы, сочетающие в себе функции нескольких видов машин, включая информационные.

*Агрегат (от латинского *aggrego* – присоединяю)- укрупненный унифицированный элемент машины (например, в автомобиле: двигатель, топливоподающий насос), обладающий полной взаимозаменяемостью и выполняющий определенные функции в процессе работы машины.*

*Механизм – искусственно созданная система материальных тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемое (необходимое) движение других тел.*

*Прибор – устройство, предназначенное для измерений, производственного контроля, управления, регулирования и других функций, связанных с получением, преобразованием и передачей информации.*

*Сборочная единица (узел) – изделие или часть его (часть машины), составные части которого подлежат соединению между собой (собираются) на предприятии изготовителя (смежном предприятии). Сборочная единица имеет, как правило, определенное функциональное назначение.*

*Деталь – наименьшая неделимая (не разбираемая) часть машины, агрегата, механизма, прибора, узла.*

Сборочные единицы (узлы) и детали делятся на узлы и детали общего и специального назначения.

Узлы и детали общего назначения применяются в большинстве современных машин и приборов (крепежные детали: болты, винты, гайки, шайбы; зубчатые

## Детали машин и основы конструирования

колеса, подшипники качения и т.п.). Именно такие детали изучаются в курсе деталей машин.

К узлам и деталям специального назначения относятся такие узлы и детали, которые входят в состав одного или нескольких типов машин и приборов (например, поршни и шатуны ДВС, лопатки турбин газотурбинных двигателей) и изучаются в соответствующих специальных курсах (например, таких как "Теория и конструкция ДВС", "Конструкция и расчет гусеничных машин" и др.).

В зависимости от сложности изготовления детали, в свою очередь, делятся на простые и сложные. Простые детали для своего изготовления требуют небольшого числа уже известных и хорошо освоенных технологических операций и изготавливаются при массовом производстве на станках-автоматах (например, крепежные изделия – болты, винты, гайки, шайбы, шпильки; зубчатые колеса небольших размеров и т.п.). Сложные детали имеют чаще всего достаточно сложную конфигурацию, а при их изготовлении применяются достаточно сложные технологические операции и используется значительный объем ручного труда, для выполнения которого в последние годы все чаще применяются роботы (например, при сборке-сварке кузовов легковых автомобилей).

По функциональному назначению узлы и детали делятся на:

1. *Корпусные* детали, предназначенные для размещения и фиксации подвижных деталей механизма, для их защиты от действия неблагоприятных факторов внешней среды, а также для крепления механизмов в составе машин и агрегатов. Часто, кроме того, корпусные детали используются для хранения эксплуатационного запаса смазочных материалов.

2. *Соединительные* для разъемного и неразъемного соединения (например, муфты – устройства для соединения вращающихся валов; болты винты шпильки гайки – детали для разъемных соединений; заклепки – детали для неразъемного соединения).

3. *Передаточные* механизмы и детали, предназначенные для передачи энергии и движения от источника (двигателя) к потребителю (исполнительному механизму), выполняющему необходимую полезную работу.

В курсе деталей машин рассматриваются в основном передачи вращательного движения: фрикционные, зубчатые, ременные, цепные и т.п. Эти передачи содержат большое число деталей вращения: валы, шкивы, зубчатые колеса и т.п.

Иногда возникает необходимость передавать энергию и движение с преобразованием последнего. В этом случае используются кулачковые и рычажные механизмы.

4. *Упругие элементы* предназначены для ослабления ударов и вибрации или для накопления энергии с целью последующего совершения механической работы (рессоры колесных машин и т. п.).

5. *Инерционные детали* и элементы предназначены для предотвращения или ослабления колебаний (в линейном или вращательном движениях) за счет накопления и последующей отдачи кинетической энергии (маховики, противовесы, маятники, бабы, шaboты).

6. *Защитные* детали и уплотнения предназначены для защиты внутренних полостей узлов и агрегатов от действия неблагоприятных факторов внешней

## Детали машин и основы конструирования

среды и от вытекания смазочных материалов из этих полостей (пылевики, сальники, крышки, рубашки и т.п.).

7. *Детали и узлы регулирования и управления* предназначены для воздействия на агрегаты и механизмы с целью изменения их режима работы или его поддержания на оптимальном уровне (тяги, рычаги, тросы и т.п.).

Основными требованиями, предъявляемыми к деталям машин, являются требования *работоспособности* и *надежности*. К деталям, непосредственно контактирующим с человеком-оператором (ручки и рычаги управления, элементы кабин машины, приборные щитки и т.п.), кроме названных предъявляются требования *эргономичности* и *эстетичности*.

### Работоспособность и надежность изделий.

Работоспособность деталей машин оценивают по одному или нескольким критериям, выбор которых **обусловлен условиями** работы и характером возможного разрушения.

Таковыми критериями являются: прочность, жесткость, износостойкость, теплостойкость, виброустойчивость.

**Прочность.** Важнейшим критерием работоспособности всех деталей является прочность, т.е. способность детали сопротивляться разрушению или возникновению пластических деформаций под действием приложенных к ней нагрузок. Методы расчетов на прочность изучают в курсе сопротивления материалов. В расчетах на прочность большое значение имеет правильное определение расчетных нагрузок и допускаемых напряжений. Повысить прочность можно путем выбора рациональной формы поперечного сечения детали, устранения концентраторов напряжений, введения поверхностного упрочнения.

**Жесткость.** Жесткостью называют способность детали сопротивляться изменению формы и размеров под нагрузкой.

**Износостойкость.** Износостойкостью называют свойство материала оказывать сопротивление изнашиванию. Под изнашиванием понимают процесс разрушения и отделения материала с поверхности твердого тела при трении, проявляющемся в постепенном изменении размеров или формы. Износ (результат изнашивания) снижает прочность деталей, изменяет характер сопряжения, увеличивает зазоры в подвижных соединениях, вызывает шум.

**Теплостойкость.** Теплостойкостью называют способность конструкции работать в пределах заданных температур в течение установленного срока службы. Перегрев деталей во время работы — явление вредное и опасное, так как при этом снижается их прочность, ухудшаются свойства смазочного материала, а уменьшение зазоров в подвижных соединениях приводит к заклиниванию и поломке. Для обеспечения нормального теплового режима работы проводят тепловые расчеты (расчеты червячных и волновых передач, подшипников скольжения).

**Виброустойчивость.** Вибрации снижают качество работы машин, увеличивают шум, вызывают дополнительные напряжения в деталях. Особенно опасны резонансные колебания.

## Проектирование и расчет типовых изделий.

*Проектирование изделия – разработка комплекта документации, необходимой для его изготовления, наладки и эксплуатации в заданных условиях и в течение заданного срока.*

Такой комплект технической документации включает:

1. Комплект конструкторской документации (регламентируется комплексом стандартов ЕСКД).
2. Комплект технологической документации (регламентируется комплексом стандартов ЕСТД).
3. Комплект эксплуатационной документации (регламентируется комплексом стандартов ЕСКД). Последний включает формуляры, технические описания, инструкции по эксплуатации, инструкции по техническому обслуживанию, плакаты, макеты и т.п.
4. Комплект ремонтной документации – ремонтные карты, ремонтно-технологические документы и т.п.

При проектировании решаются следующие основные задачи:

1. Обеспечение заданных параметров изделия для работы в заданных условиях.
2. Обеспечение минимальных затрат на производство заданного количества изделий при сохранении заданных эксплуатационных параметров для каждого выпущенного изделия.
3. Сведение к минимуму эксплуатационных затрат при сохранении заданных эксплуатационных параметров изделия.

При решении каждой из основных задач приходится находить решение целого ряда частных задач на разных этапах проектирования. При этом различные требования к изделию зачастую вступают в противоречие между собой. Искусство конструктора как раз и состоит в том, чтобы принять решение, максимизирующее положительный эффект от разрабатываемого изделия.

Процесс проектирования изделия состоит из многих этапов (составление технического задания, расчет, конструирование, изготовление и испытание опытных образцов, разработка технологической документации, разработка эксплуатационной документации и т.п.), одними из главных среди которых являются расчет и конструирование.

В машиностроении основным является расчет деталей на прочность, который обычно выполняется в двух вариантах: 1) *проектный расчет*, и 2) *проверочный расчет*.

Целью проектного расчета является установление необходимых размеров узлов и деталей, соответствующих заданным нагрузкам и условиям работы. В этом случае расчет выполняется исходя из основного условия прочности:

$$p < [p], \quad (1.1)$$

где  $p$  – *наиболее опасные напряжения* (нормальные, изгибающие, касательные или контактные) из действующих в детали;

Детали машин и основы конструирования

$[p]$  – напряжения того же вида, *допускаемые* для материала, из которого планируется изготавливать деталь.

Допускаемые напряжения для материала детали определяют как результат деления опасных для данного материала напряжений с точки зрения прочности, на выбранный (или заданный нормативной документацией) коэффициент запаса прочности:

$$[p] = \frac{p_l}{[n]}, \quad (1.2)$$

где под предельным напряжением  $p_l$  в зависимости от условий работы детали понимается чаще всего либо *предел прочности*  $p_e$  ( $\sigma_e$  или  $\tau_e$ ), либо *предел текучести*  $p_m$  ( $\sigma_m$  или  $\tau_m$ ), либо *предел выносливости*  $p_r$  ( $\sigma_r$  или  $\tau_r$ ); в частном случае это может быть предел выносливости при симметричном цикле нагружения  $p_{-1}$  ( $\sigma_{-1}$  или  $\tau_{-1}$ ).

При этом допускаемый коэффициент запаса назначается либо *нормативными документами* (международные и государственные стандарты, ведомственные нормалы и правила), либо из условия безотказной работы изделия в течение заданного нормативного срока его эксплуатации (указывается в техническом задании на разрабатываемое изделие).

Проверочный расчет в зависимости от поставленной задачи обычно выполняется в одном из двух вариантов: 1) определение предельно допустимых параметров (нагрузки, деформации, температуры нагрева и т.п.) в критической ситуации или 2) определение параметров, явившихся причиной разрушения детали, в процессе экспертизы аварий и катастроф. Проверочный расчет выполняется, исходя из условия

$$p \leq p_n, \quad (1.3)$$

где  $p$  – действующий параметр;  
 $p_n$  – предельный параметр.

Или же при проверочном расчете определяется действующий (фактический) коэффициент запаса по проверяемому параметру:

$$n_\phi = \frac{p_n}{p} \quad (1.4)$$

Для нормально работающей детали величина нормативного и фактического коэффициентов запаса обычно больше единицы, а фактический коэффициент запаса по величине больше нормативного.

Детали машин и основы конструирования

Вопросы для самоконтроля:

1. Каков круг вопросов, исследуемых научной дисциплиной «Детали машин»?
2. Почему эту дисциплину называют прикладной научной дисциплиной?
3. Что изучается в курсе «Детали машин и основы конструирования»?
4. Что понимается в деталях машин под термином «машина», в чем ее назначение?
5. Какие виды машин Вы можете назвать в зависимости от их функционального назначения?
6. Какие элементы машин вы знаете?
7. В чем разница между механизмом и прибором?
8. Может ли быть агрегат механизмом или механизм агрегатом? В чем заключается разница между ними?
9. Чем отличается сборочная единица от механизма и агрегата?
10. Назовите основные отличительные особенности детали. Приведите примеры.
11. Назовите основные отличительные особенности агрегата. Приведите примеры.
12. Какие функции могут выполнять узлы и детали в машине?
13. Какие основные требования, предъявляемые к элементам машин?
14. Что понимается под термином «работоспособность»? Какими показателями она характеризуется?
15. Какое событие нарушает работоспособность?
16. Что понимается под термином «надежность»? Какими показателями она характеризуется?
17. Что понимается под термином «проектирование изделия»?
18. Наличие каких комплектов документации позволяет утверждать, что проектирование изделия выполнено полностью?
19. Какие основные задачи решаются в процессе проектирования?
20. Назовите главный вид расчета деталей, выполняемый в процессе проектирования?
21. В чем разница между проектным и проверочным расчетом? Какие критерии используются при этих видах расчета?

## Тема 2. Соединения

### Лекция № 2. Неразъёмные соединения (НС)

Вопросы, изложенные в лекции:

1. Виды соединений.
2. Неразъёмные соединения.

#### Соединения, классификация

*Соединение деталей – конструктивное обеспечение их контакта для образования из них частей (деталей, сборочных единиц) механизмов, машин и приборов.*

Классификация соединений:

- А) по возможности *разборки без разрушения* соединяемых деталей – *разъёмные и неразъёмные* соединения;
- Б) по возможности относительного *взаимного перемещения* соединяемых деталей – *подвижные и неподвижные* соединения;
- В) по *форме сопрягаемых (контактных) поверхностей* – *плоское, цилиндрическое, коническое, сферическое, винтовое, профильное* соединения;
- Г) по технологическому *методу образования* – *сварное, паяное, клеёное (клеевое), клёпаное, прессовое, резьбовое, шпоночное, шлицевое, штифтовое, клиновое, профильное* соединения.

#### Неразъёмные соединения

*Неразъёмные соединения – такие соединения, которые после изготовления невозможно разобрать без разрушения деталей, участвующих в соединении.*

Из всех известных видов неразъёмных соединений наиболее широко распространены *заклёпочные, сварные, паяные и клеевые* соединения.

**Заклёпочным** (клёпаным) называют *неразъёмное неподвижное соединение, образованное с применением специальных закладных деталей заклёпок, выполненных из высокопластичного материала.*

Таким образом, заклёпочное соединение (рис. 2.1) включает, по меньшей мере, три элемента (рис. 2.1, а): две соединяемые детали 1 и 2 и заклёпку 3, которая помещена в соосные отверстия, выполненные в соединяемых деталях. После сформирования соединения заклёпка, удерживающая во взаимном контакте соединяемые детали, имеет следующие части (рис. 2.1, б): тело заклёпки или стержень 4 и две головки – закладную 5, изготавливаемую до формирования соединения, и замыкающую 6, создаваемую в момент образования заклёпочного соединения. *Ряд заклёпок, соединяющих кромки двух или нескольких деталей, принято называть заклёпочным швом.*

до появления современных видов сварки заклёпочные соединения были распространены особенно широко, однако и в настоящее время этот вид соединения достаточно активно используется в некоторых областях техники, например, в авиации, водном транспорте, приборостроении. Они применяются для соединения листовых, профильных (уголок, швеллер, двутавр и т.п.) и

Детали машин и основы конструирования

штампованных деталей, работающих в условиях переменных, вибрационных и ударных нагрузок. Особенно широко употребляются заклёпки для соединения разнородных или нагнортованных (подвергнутых холодной деформации) материалов (сталь – алюминиевые сплавы; холоднокатаный лист; соединение металла с неметаллом).

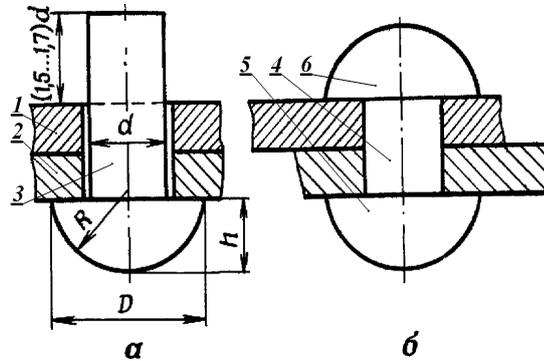


Рис. 2.1. Заклёпочное соединение:  
 а – в процессе сборки;  
 б – в собранном виде

Достоинства заклёпочных соединений:

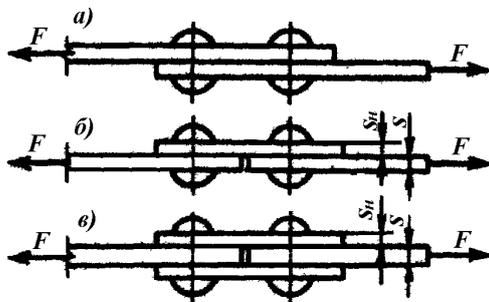
- простота конструкции и технологического исполнения;
- возможность соединения разнородных и нагнортованных материалов;
- пригодность для неразрушающего контроля;
- высокая стабильность;
- высокая стойкость при действии ударных и вибрационных нагрузок.

Недостатки заклёпочных соединений:

- высокий расход металла на образование соединения;
- высокая трудоёмкость, а значит, и стоимость соединения;
- ослабление прочности соединяемых деталей отверстиями под заклёпки;
- нарушение плотности швов в процессе эксплуатации.

Большое разнообразие областей применения заклёпочных соединений порождает и большое число их разновидностей.

Заклёпочные соединения классифицируются (рис. 2.2):



1) по функциональному назначению:

- прочные, предназначенные только для передачи нагрузки;
- плотные, обеспечивающие герметичное разделение сред;
- прочно-плотные, способные выполнять обе названные функции;

Рис. 2.2. Основные типы заклёпочных швов: а – нахлесточный; б – стыковой с одной накладкой; в – стыковой с двумя накладками.

Детали машин и основы конструирования

2) по конструктивным признакам шва:

- нахлесточное соединение;
- стыковое соединение, которое в свою очередь может быть выполнено с одной либо с двумя накладками;

3) по числу поверхностей среза, приходящихся на одну заклёпку под действием рабочей нагрузки:

- односрезные;
- двухсрезные;
- многосрезные;

4) по количеству заклёпочных рядов в шве:

- однорядные;
- двухрядные;
- многорядные.

Разнообразие заклёпочных соединений порождает соответственно большое число разновидностей самих заклёпок.

По форме закладных головок заклёпки бывают: с полукруглой (полусферической, рис. 2.3, а), потайной, (рис. 2.3, б), полупотайной (рис. 2.3, в), цилиндрической (рис. 2.3, г) и др. головками.

По форме стержня (тела) заклёпки могут быть сплошными (полнотельными, рис. 2.3, а...в); пустотелыми (со сквозным центральным отверстием, рис. 2.3, д); полупустотелыми (часть стержня сплошная, а часть пустотелая – с отверстием, рис. 2.3, г).

Большая часть типоразмеров заклёпок стандартизована. Обозначение заклёпки в конструкторской документации обычно включает номер стандарта, диаметр стержня и длину тела заклёпки, выбираемую из ряда нормальных линейных размеров с учётом запаса длины на формирование замыкающей головки.

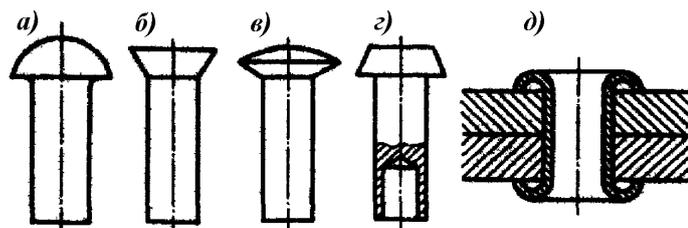


Рис. 2.3. Некоторые виды заклёпок

Подбор заклёпок для заклёпочного соединения при равной толщине склепываемых листов и одинаковой их прочности и заклёпок выполняется в зависимости от толщины листов  $s$ , а для соединения листов разной толщины диаметр заклёпки устанавливают в соответствии с суммарной толщиной всего пакета  $S$ .

При соединении листов равной толщины (все размеры в мм)

$$\text{диаметр заклёпки} \quad d = s + (4K \ 8); \quad (2.1)$$

$$\text{шаг установки заклёпок в ряду} \quad 3d < t < 6d; \quad (2.2)$$

Детали машин и основы конструирования

расстояние оси заклёпки от края листа  $1,5d < e < 2d$ . (2.3)  
 Для соединения листов разной толщины диаметр заклёпки

$$d = (3K 3,5) \cdot \sqrt{S}; \quad (2.4)$$

остальные размеры можно назначать в соответствии с зависимостями (2.2) и (2.3).

Для швов с накладками толщина накладок составляет

при одной накладке  $s_n = (1,25K 1,5) \cdot s$ ;

при двух накладках толщина каждой из накладок  $s_n = (0,6K 0,8) \cdot s$ .

Заклёпки изготавливают из малоуглеродистых и легированных сталей, меди и медных сплавов (чаще это латуни), алюминия и алюминиевых сплавов.

Критерием работоспособности большинства заклёпочных соединений является их прочность. Поэтому ответственные соединения требуют прочностного расчета. При этом допускаемые напряжения назначаются в зависимости от прочностных показателей материала заклёпок и склёпываемого металла, от качества подготовки соединения под клёпку (чистота и точность обработки отверстий, точность их совмещения, прилегание склёпываемых деталей и т.п.), от характера рабочей нагрузки (постоянная или знакопеременная), а также от внешних условий, в которых должно работать соединение (температура, агрессивность среды и др.).

Для швов, работающих при отнулевой (пульсирующей) нагрузке, допускаемое напряжение должно быть снижено на 10...20 % по сравнению со статическим нагружением, а для швов, нагруженных знакопеременной (циклической) нагрузкой – на 30...50 %.

**Сварные соединения** – неразъёмные соединения, образованные посредством установления между деталями межатомных связей, при помощи расплавления соединяемых кромок, их пластического деформирования или совместным действием того и другого.

Сварные соединения нашли самое широкое применение в промышленности. Без применения сварки в настоящее время не выпускается практически ни одна машина. Широкому распространению сварных соединений способствовало наличие у них большого числа преимуществ перед клёпаными соединениями.

Достоинства сварных соединений:

- высокая технологичность сварки, обуславливающая низкую стоимость сварного соединения;
- снижение массы сварных деталей по сравнению с литыми и клёпаными на 25...30 %;
- возможность получения сварного шва, равнопрочного основному металлу (при правильном конструировании и изготовлении);
- возможность получения деталей сложной формы из простых заготовок;
- возможность получения герметичных соединений;
- высокая ремонтпригодность сварных изделий.

Детали машин и основы конструирования

Недостатки сварных соединений:

- коробление (самопроизвольная деформация) изделий в процессе сварки и при старении;
- возможность создания в процессе сварки сильных концентраторов напряжений;
- сложность контроля качества сварных соединений без их разрушения;
- сложность обеспечения высокой надежности при действии ударных и циклических, в том числе и вибрационных, нагрузок.

По способу образования сварного шва сварные соединения можно разделить на образованные с расплавлением соединяемых кромок (сварка плавлением) и без расплавления кромок соединяемых деталей.

Наиболее распространёнными способами сварки плавлением являются: электродуговая сварка с различными её модификациями (ручная дуговая плавящимся и неплавящимся электродом, сварка под слоем флюса, сварка в среде защитных газов и пр.), газовая сварка (при нагреве свариваемых кромок теплом газового пламени), электрошлаковая сварка, сварка лазерным лучом, электронным пучком и некоторые другие виды сварки.

В группу соединений без расплавления кромок входят соединения, выполненные кузнечной сваркой, всеми видами контактной сварки (стыковой, точечной, шовной), сваркой посредством пластического холодного деформирования, сваркой взрывом, диффузионной сваркой в вакууме, сваркой трением и другие виды соединений.

Самое широкое применение в промышленности, строительстве и других областях производства нашла электродуговая сварка плавлением с применением неплавящихся (уголь, вольфрам) и плавящихся электродов.

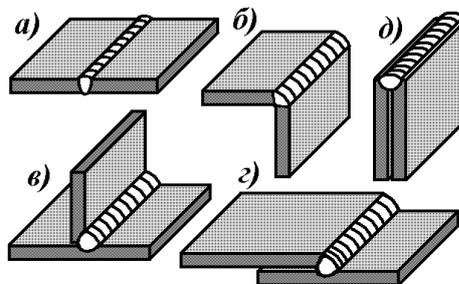


Рис. 2.6. Типы сварных соединений: а) стыковое; б) угловое; в) тавровое; г) нахлесточное; д) торцовое

В настоящее время основная масса сварных соединений, выполненных электродуговой сваркой, стандартизована. По взаимному расположению частей сварные соединения можно разделить на 5 основных типов: *стыковое* (рис. 2.6, а), *угловое* (рис.2.6, б), *тавровое* (рис. 2.6, в), *нахлесточное* (рис. 2.6, г) и *торцовое* (рис. 2.6, д).

*Металл, затвердевший после расплавления и соединяющий сваренные детали соединения, называют сварочным швом.* Формирование сварочного шва сопровождается частичным оплавлением поверхностей деталей, участвующих в

Детали машин и основы конструирования

образовании сварного соединения. Поверхности свариваемых деталей, подвергающиеся частичному оплавлению при формировании сварочного шва и участвующие в образовании соединения, называются свариваемыми кромками.

По аналогии с заклёпочными швами, сварные швы по функциональному назначению делят на: *прочные*, от которых не требуется обеспечение герметичности, *плотные*, главное требование к которым герметичность, и *прочноплотные*, у которых требование прочности сочетается с требованием герметичности разделяемых пространств.

По форме поперечного сечения сварные швы делятся на *стыковые* (рис. 2.7, I) и *угловые* (рис. 2.7, II). Кроме того, поперечное сечение шва зависит от формы подготовки кромок под сварку. Так, например, в стыковых соединениях применяются швы с *отбортовкой* кромок, *без скоса кромок* (рис. 2.5, Ia), с *V-образной* разделкой кромок (рис. 2.7, Ib) с *K-образной* разделкой кромок (рис. 2.7, Iв) *X-образной* разделкой кромок (рис. 2.7, Iг). Швы с разделкой кромок применяются и в других видах соединений. Форма разделки кромок зависит от толщины свариваемого металла, от вида сварки (ручная или автоматическая), от способа защиты расплавленного металла от окисления (сварка под слоем флюса, сварка в среде защитных газов и т.п.) и некоторых других факторов.

Для наиболее распространённых видов сварки (ручная плавящимся электродом, полуавтоматическая и автоматическая под слоем флюса и др.) разделка кромок стандартизована.

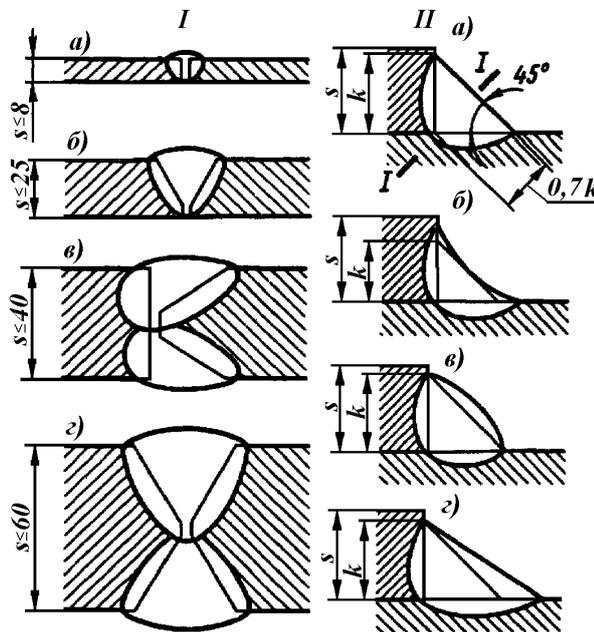


Рис. 2.7. Швы сварочные:  
I – стыковые II – угловые

По форме наружной поверхности швы могут быть плоские (рис. 2.7, IIа), вогнутые (рис. 2.7, IIб), выпуклые (рис. 2.7, IIв). Иногда выпуклые швы необоснованно называют усиленными, а вогнутые – ослабленными. Однако усиление сварочного шва способствует концентрации напряжений в околошовной

Детали машин и основы конструирования

зоне металла, что отрицательно сказывается на работоспособности соединения при переменных нагрузках, а вогнутость уменьшает рабочее сечение шва, увеличивая тем самым напряжения в нём.

Сварные швы по расположению относительно действующей нагрузки, разделяют на: *лобовые* (рис. 2.8, а) – продольная ось шва перпендикулярна действующим усилиям; *фланговые* (рис. 2.8, б) или боковые – продольная ось шва по направлению совпадает с направлением действующих усилий; *косые* (рис. 2.8, в) – продольная ось шва направлена под некоторым углом к направлению действующей нагрузки.

Швы, участки которых имеют различное направление по отношению к действующим усилиям, называют *комбинированными* (рис. 2.8, г).

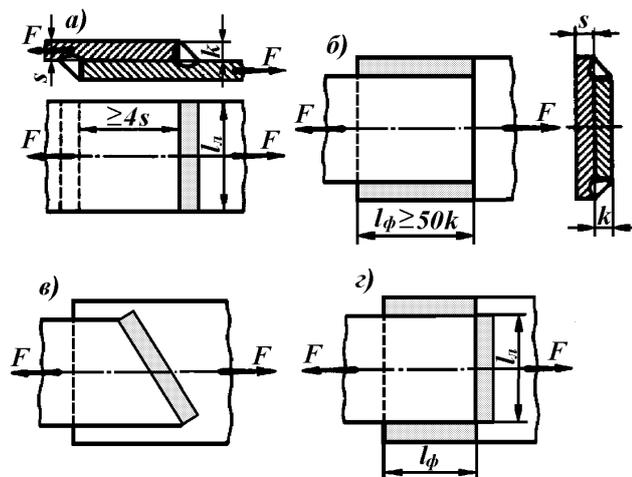


Рис. 2.8. Расположение сварочных швов по отношению к действующей нагрузке.

Для сварных конструкций наиболее существенным является различие швов по условиям работы. По этому признаку все швы можно разделить на *рабочие*, предназначенные для восприятия основных нагрузок, и *соединительные* или *связующие*, назначением которых является только скрепление отдельных элементов конструкции в единое целое.

Критерием работоспособности большинства сварных соединений можно считать прочность шва и околошовной зоны при действующих в соединении нагрузках, которые могут иметь самый различный характер.

При расчёте сварных соединений принимается ряд упрощений и допущений:

1. Нагрузку, приложенную к сварочному шву, считают равномерно распределённой по всей длине шва, в то время как измерения, выполненные на реальных швах, свидетельствуют о существенной неравномерности распределения нагрузки по длине шва, для большинства их типов.

2. При расчёте стыковых швов *высоту шва принимают равной толщине свариваемого металла*, независимо от наличия выпуклости (усиления) или вогнутости (ослабления или мениска).

3. При расчёте угловых швов (нахлесточные и тавровые соединения) *в качестве сечения шва принимается равнобедренный прямоугольный*

Детали машин и основы конструирования

*треугольник*, вписанный в фактическое сечение шва (рис. 2.7.И, а...г), выпуклость шва и в этом случае не принимается во внимание.

4. При определении нагрузки парных фланговых швов, расположенных несимметрично относительно линии действия внешней нагрузки, *величину нагрузки на каждый из швов считают обратно пропорциональной расстоянию от оси шва до линии действия внешней нагрузки.*

Напряжения растяжения в стыковом шве вычисляют так же, как и для основного металла

$$\sigma_p = \frac{F}{l \cdot s} \leq [\sigma]_p' ; \quad (2.5)$$

где  $F$  – усилие, воспринимаемое сварочным швом;

$l$  – длина шва;

$s$  – толщина меньшего из свариваемых листов;

$[\sigma]_p' = (0,85 \text{ К } 1,0) \cdot [\sigma]_p$  – допускаемые напряжения растяжения для металла шва ( $[\sigma]_p$  – допускаемые напряжения для свариваемого металла).

Угловые швы обычно рассчитываются на срез по опасному (наименьшему) сечению (сечение  $l-k$  на рис. 2.7, I а). В этом случае касательные напряжения

$$\tau = \frac{\sqrt{2} \cdot F}{l \cdot k} \leq [\tau]' ; \quad (2.6)$$

где  $k$  – катет шва;

$[\tau]' = (0,5 \text{ К } 0,65) \cdot [\sigma]_p'$  – допускаемые касательные напряжения для металла шва.

При определении допускаемых напряжений для металла шва (наплавленного металла) величины коэффициентов в скобках принимаются в зависимости от вида сварки и качества присадочного металла.

Прочностные характеристики сварочных швов при других видах сварки (электрошлаковая, различные разновидности контактной и др.) в данном курсе не рассматриваются, их можно найти в справочной литературе.

**Паяные соединения** – это соединения, образованные за счет химического или физического (адгезия, растворение, образование эвтектик) взаимодействия расплавленного материала – припоя с соединяемыми кромками деталей. Применение расплавленного припоя обуславливает нагревание соединяемых деталей. Тем не менее, существенным отличием пайки является отсутствие оплавления соединяемых поверхностей.

Детали машин и основы конструирования

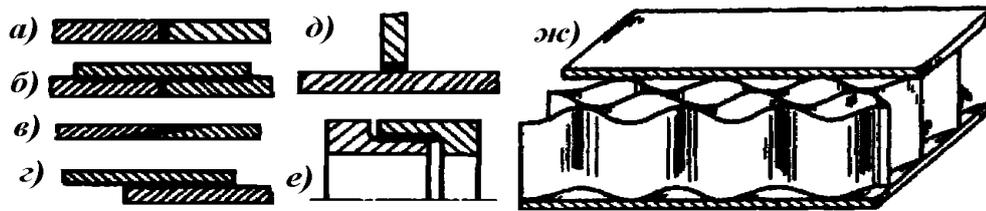


Рис. 2.9. Некоторые типы паяных соединений: а) – встык; б) – встык с накладкой; в) – в косой стык; з) – внахлёстку; д) – втавр; е) – телескопическое; ж) – сотовая конструкция.

Паяные соединения широко применяются в транспортном машиностроении (паяные радиаторы охлаждающих систем), в приборостроении и электронике (монтаж печатных плат и навесных элементов), а также в некоторых других отраслях производства. Некоторые типы паяных соединений представлены на рис. 2.9.

Достоинства паяных соединений:

- возможность соединения разнородных материалов;
- возможность соединения тонкостенных деталей;
- возможность получения соединения в труднодоступных местах;
- коррозионная стойкость;
- малая концентрация напряжений вследствие пластичности припоя;
- герметичность паяного шва.

Недостатки паяных соединений:

- пониженная прочность шва в сравнении с основным металлом;
- требования высокой точности обработки поверхностей, сборки и фиксации деталей под пайку.

В качестве припоев для пайки соединений чаще всего применяются различные металлы и некоторые сплавы, температура плавления которых существенно ниже, температуры плавления материала соединяемых деталей.

Все припои по температуре плавления можно весьма условно разделить на 3 группы:

- *низкотемпературные* ( $T_{пл} < 150...200 \text{ } ^\circ\text{C}$ ) сплавы олова, свинца, висмута, кадмия, индия (олово –  $T_{пл} = 232 \text{ } ^\circ\text{C}$ ; свинец  $T_{пл} = 327 \text{ } ^\circ\text{C}$ , эвтектика 61,9 % Sn –  $183,3 \text{ } ^\circ\text{C}$ ; сплав Вуда = Bi – 50,0 %, Pb -25,0 %, Sn – 12,5 %, Cd – 12,5 %,  $T_{пл} = 68 \text{ } ^\circ\text{C}$ ; Bi – 49,4 %, Pb – 18,0 %, Sn -11,6 %, Zn – 21,0 %,  $T_{пл} = 58 \text{ } ^\circ\text{C}$ );
- *среднетемпературные или мягкие* ( $150...200 < T_{пл} < 350...400 \text{ } ^\circ\text{C}$ ) сплавы олова, свинца, сурьмы, цинка;
- *высокотемпературные или твердые* ( $350...400 < T_{пл} < 850... 1000 \text{ } ^\circ\text{C}$ ) медь, цинк, серебро и их сплавы, наиболее распространенными и дешевыми из которых являются латуни.

Маркировка и назначение некоторых припоев: ПОС-90 (олово 90 %, остальное свинец,  $T_{пл} = 222 \text{ } ^\circ\text{C}$ ) – пайка посуды; ПОС-30 ( $T_{пл} = 256 \text{ } ^\circ\text{C}$ ) – третник – пайка радиоаппаратуры; ПМЦ-48, (медь 48 %, остальное цинк,  $T_{пл} = 865 \text{ } ^\circ\text{C}$ ) – пайка медных сплавов, имеющих температуру плавления не ниже  $920 \text{ } ^\circ\text{C}$ ; ПСр-72

## Детали машин и основы конструирования

(серебро 72 %, остальное медь,  $T_{пл} = 779 \text{ }^\circ\text{C}$ ) – пайка чёрных и цветных металлов, имеющих температуру плавления не ниже  $800 \text{ }^\circ\text{C}$ ; ПСр-40 (серебро 40 %, медь ~ 16,7 %, цинк ~ 17,0 %, кадмий ~ 26,0 %, никель ~ 0,3 %  $T_{пл} = 605 \text{ }^\circ\text{C}$ ) – пайка чёрных и цветных металлов, имеющих температуру плавления не ниже  $650^\circ\text{C}$ .

Для защиты металла, удаления окисной пленки при пайке используются флюсы, которые бывают твердые, жидкие и газообразные. Наиболее известные из них: для мягких припоев – канифоль, нашатырь (хлористый аммоний), раствор хлористого цинка; для твердых припоев – бура (натрий борнокислый), борная кислота, хлористые и фтористые соли металлов.

Для обеспечения заполнения зазора в паяном соединении, он не должен быть слишком большим: обычно для легкоплавких припоев принимают зазор до 0,2...0,3 мм на сторону, для твердых припоев несколько меньше – до 0,15 мм. Но величина зазора зависит как от конструкции паяного соединения, так и от технологии пайки – для пайки в печи нужен один зазор, для пайки в соляной ванне – другой.

*Клеевые соединения образуются посредством адгезионных сил, возникающих при затвердевании или полимеризации клеевого слоя, наносимого на соединяемые поверхности.* Отличие клеевого соединения от паяного заключается в том, что клеи не являются металлами, в то время как припои – это либо металлы, либо их сплавы. В зависимости от состава и свойств клеев их полемизация может происходить как при комнатной температуре, так и при нагревании.

Все клеи можно разделить на *конструкционные* – такие которые способны выдерживать после затвердевания нагрузку на отрыв и сдвиг, и *неконструкционные* – соединения с применением которых не способны длительное время выдерживать нагрузки.

К конструкционным можно отнести клеи БФ, эпоксидные, циакрин и др. К неконструкционным – клей 88Н, иногда резиновый и др.

Большинство клеев требует выдержки клеевого соединения под нагрузкой до образования схватывания и последующей досушки в свободном состоянии. Некоторые клеи требуют нагрева для выпаривания растворителя и последующей полимеризации. Клеевые соединения часто применяют в качестве контрольных для резьбовых соединений. Как правило, клеевые соединения лучше работают на сдвиг, чем на отрыв.

Расчет паянных и клеевых соединений ведется на сдвиг или на отрыв – в зависимости от их конструкции.

В заключение следует отметить, что перечень неподвижных соединений, используемых в промышленности, далеко не ограничивается представленными в настоящей лекции. Кроме того, техническая мысль не стоит на месте, а, следовательно, постоянно появляются новые методы соединения деталей, а значит, и новые виды соединений.

Кроме неподвижных соединений, которые не подлежат разборке, существует большой класс разъёмных соединений.

Детали машин и основы конструирования

Вопросы для самоконтроля:

1. Какого рода связи могут существовать между элементами машин?
2. Что следует понимать под термином соединение?
3. Какие типы соединений вы знаете?
4. Какие признаки характеризуют неразъёмное соединение?
5. Назовите главный признак заклёпочного соединения.
6. Назовите основные элементы заклёпки.
7. Что называют заклёпочным швом?
8. Назовите преимущественные области производства, где применяют заклёпочные соединения.
9. Какие типы заклёпочных соединений вы знаете?
10. Какие разновидности заклёпок вы знаете?
11. Как и по каким параметрам подобрать заклёпки для заклёпочного соединения?
12. Как назначить размеры равнопрочного заклёпочного соединения?
13. Назовите основные требования, которым должен удовлетворять материал заклёпок.
14. Какие виды разрушения возможны в заклёпочном шве?
15. Что понимается под термином сварные соединения?
16. Назовите достоинства и недостатки сварных соединений.
17. В чём заключается основное различие соединений, выполненных электродуговой и контактной сваркой?
18. Кто и где изобрёл электродуговую сварку?
19. Назовите 4 основных типа соединений, выполняемых электродуговой сваркой.
20. Что называют сварочным швом, а что свариваемыми кромками?
21. Как можно классифицировать сварочные швы по функциональному назначению?
22. Какая разница между стыковым и угловым швами?
23. Как делятся швы по расположению относительно рабочей нагрузки, а по условиям её восприятия?
24. Назовите основные упрощения и допущения, принятые при расчёте сварочных швов.
25. Назовите главные различия между сварочным и паяным швом.
26. Перечислите достоинства и недостатки паяных соединений.
27. В чём разница между твёрдыми и мягкими припоями?
28. Для чего служат флюсы при пайке?
29. Какие флюсы по консистенции Вы знаете?
30. Какое соединение можно назвать клеевым?
31. В чём заключается разница между конструкционным и неконструкционным соединениями?

## Лекция № 3. Резьбовые соединения (РС)

Вопросы лекции:

1. Геометрия и кинематика РС.
2. Силы в РС, передача энергии, стопорение РС.
3. Прочностной расчёт РС.

### Геометрия и кинематика РС.

При создании и обслуживании современной техники невозможно обойтись только неразъёмными соединениями. необходимость разборки механизмов при ремонте и обслуживании (замена масла, контроль износа и пр.) обуславливает применение таких неподвижных соединений, которые могли бы нормально выполнять заданные функции после неоднократной разборки и сборки. Одной из разновидностей таких соединений являются резьбовые соединения.

*Резьбовые соединения – это разборные соединения с применением резьбовых крепёжных деталей (винтов, болтов, шпилек, гаек) или резьбовых элементов, выполненных непосредственно на соединяемых деталях.*

Основным признаком резьбового соединения является наличие резьбы хотя бы на некоторых из деталей, входящих в соединение. *Резьбой называют совокупность чередующихся выступов и впадин определённого профиля, расположенных по винтовой линии на поверхности тела вращения (обычно цилиндра или конуса).*

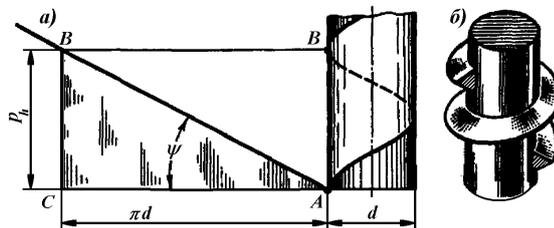


Рис. 3.1. Образование винтовой линии (а) и треугольной резьбы (б).

Винтовую линию, например, образует гипотенуза плоского прямоугольного треугольника при его навёртывании на прямой круговой цилиндр. Если длина окружности основания цилиндра равна длине катета, служащего основанием треугольника (рис. 3.1, а), то точки А и В на цилиндре лягут на одну общую для них прямую, параллельную оси цилиндра. При этом угол  $\psi$  между гипотенузой и катетом-основанием называют углом подъёма винтовой линии, а величину катета, параллельного оси вращения цилиндра,  $p_b$  – ходом винтовой линии.

Резьба образуется посредством перемещения по этой винтовой линии какой-либо плоской фигуры так, чтобы плоскость этой фигуры при любом её положении совпадала с плоскостью, в которой лежит ось вращения (рис. 3.1, б).

Резьбовые соединения находят самое широкое применение в различных областях техники. В современных машинах количество резьбовых деталей, как правило, численно превышает количество нерезьбовых деталей ( $\geq 60\%$  общего

## Детали машин и основы конструирования

числа деталей). Широкая распространённость резьбовых соединений обусловлена их достоинствами.

Достоинства резьбовых соединений:

- возможность создания больших осевых нагрузок при относительно низких усилиях на инструменте (ключе);
- возможность фиксации в затянутом состоянии вследствие эффекта самоторможения;
- удобство сборки и разборки с применением стандартного набора инструментов (ключи, отвёртки);
- простота конструкции и возможность точного изготовления;
- наличие широкой номенклатуры стандартных изделий (винты, болты, гайки);
- низкая стоимость крепёжных изделий благодаря массовости и высокой степени автоматизации производства;
- малые габариты в сравнении с соединяемыми деталями.

Недостатки резьбовых соединений:

- высокая концентрация напряжения в дне резьбовой канавки вследствие малых радиусов скругления;
- значительные энергопотери в подвижных резьбовых соединениях (низкий коэффициент полезного действия);
- большая неравномерность распределения нагрузки по виткам резьбы (первый виток воспринимает, как правило, до 55% приложенной к соединению осевой нагрузки);
- склонность к самоотвинчиванию при воздействии знакопеременных осевых нагрузок;
- ослабление соединения и быстрый износ резьбы при частых разборках и сборках.

Большое разнообразие функций, для выполнения которых предназначены те или иные резьбовые соединения, явилось причиной и большой номенклатуры применяемых резьб. Поэтому классификация резьбовых соединений фактически является классификацией резьбы, использованной в соединениях.

Резьбы классифицируются:

- по эксплуатационному назначению – *крепёжная, крепёжно-уплотняющая, ходовая (для преобразования движения), специальная (например, ниппельная)*;
- по форме поверхности, несущей резьбу – *цилиндрическая и коническая*;
- по форме профиля резьбы в поперечном сечении нарезки (рис. 3.2) – *треугольная, трапецеидальная, упорная, прямоугольная, круглая*;
- по расположению – *наружная и внутренняя*;
- по величине шага нарезки – *нормальная (с крупным шагом нарезки) и мелкая (с уменьшенным шагом нарезки)*;
- по направлению нарезки – *правая (применяется чаще) и левая*;

Детали машин и основы конструирования

- по числу заходов (по количеству параллельных гребешков движущихся вдоль одной и той же винтовой линии) – *одно-, двух-, трёх-, и т.д., многозаходная*;
- по исходной метрической системе – *метрическая и дюймовая*.

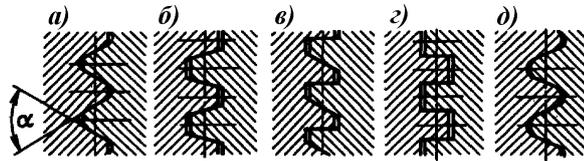


Рис. 3.2. различные профили резьб: а – треугольный; б – трапециевидальный; в – упорный; з – прямоугольный; д – круглый.

Наиболее распространены во всех областях хозяйства крепёжные цилиндрические правые резьбы с треугольным профилем нарезки и нормальным шагом. В особых случаях применяются резьбовые детали с левой нарезкой (например, резьбовое соединение оси левой педали велосипеда с шатуном). В большинстве стран, пользующихся метрической системой мер, применяется метрическая резьба с углом профиля  $60^\circ$  (рис. 3.3). Далее, если это не будет оговорено особо, основные рассуждения будут касаться именно этой резьбы.

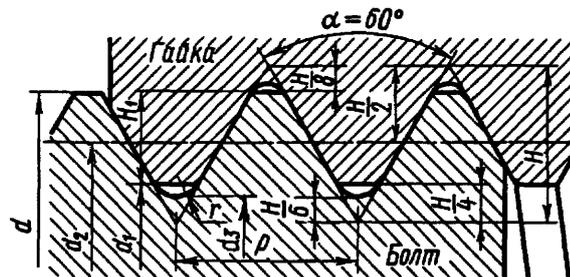


Рис. 3.3. Профиль нарезки метрической резьбы.

Дюймовая крепёжная резьба в странах использующих метрическую систему мер применяется только при ремонте импортных машин, поступающих из стран, использующих дюймовую систему мер. Профиль дюймовой резьбы в диаметральном сечении имеет вид равнобедренного треугольника с углом при вершине  $\alpha = 55^\circ$ . Вместо шага для этой резьбы задаётся число витков резьбы в одном дюйме (1 дюйм = 25,4 мм) длины нарезки (количество ниток на дюйм).

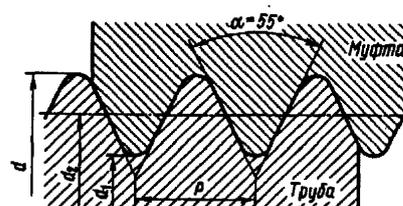


Рис. 3.4. Профиль нарезки трубной резьбы.

Детали машин и основы конструирования

Трубная резьба относится к прочно-плотным резьбам. Профиль трубной резьбы – равнобедренный треугольник с углом при вершине  $\alpha = 55^\circ$  и скруглёнными вершинами и впадинами (рис. 3.4). Трубная резьба относится к дюймовым резьбам и обозначается в дюймах по условному диаметру внутреннего прохода трубы ( $D_y = 1/4''; 1/2''; 3/4''; 1''; \text{и т.д.}$ ). Шаг трубной резьбы обозначается числом витков (нитек резьбы) на один дюйм. С целью максимального сохранения толщины стенок трубы трубная резьба выполняется «мелкой», то есть с уменьшенными шагами. Этот вид резьбы находит широкое применение при создании бытовых водопроводных и отопительных систем.

Коническая дюймовая резьба (угол профиля  $60^\circ$ , конусность 1:16) обеспечивает герметичное соединение без применения дополнительных уплотняющих материалов при более равномерном в сравнении с другими резьбами распределении нагрузки по виткам, позволяет компенсировать износ нарезки за счёт затяжки при завинчивании. детали с конической резьбой широко применяются в гидравлических и смазочных системах. Резьбовые соединения с этой резьбой выдерживают без потери герметичности давление до нескольких десятков МПа.

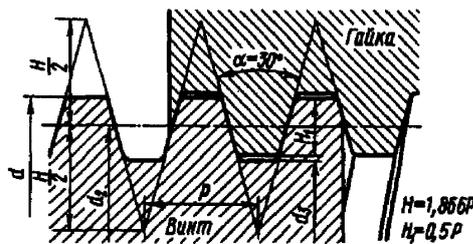


Рис. 3.5. Профиль нарезки трапецеидальной резьбы

В механизмах преобразования движения широко применяются подвижные резьбовые соединения. Для подвижных соединений предназначены: трапецеидальная, упорная и прямоугольная резьбы.

Трапецеидальная резьба (рис. 3.5) стандартизована и имеет угол профиля нарезки  $30^\circ$ . резьба широко используется для подвижных соединений, работающих в обе стороны под одинаковой нагрузкой.

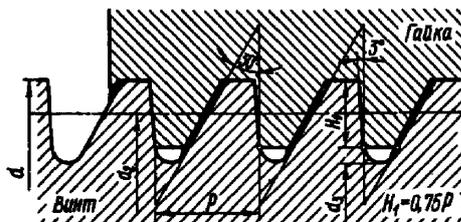


Рис. 3.6. Профиль нарезки упорной резьбы

Детали машин и основы конструирования

Упорная резьба (рис. 3.6) также стандартизована, а её нарезка имеет несимметричный профиль: угол наклона упорной поверхности в диаметральном сечении составляет  $3^\circ$ , а свободной, не воспринимающей рабочую нагрузку –  $30^\circ$ . Этот вид резьбы предназначен для тяжело нагруженных ходовых винтов, работающих преимущественно при односторонней нагрузке.

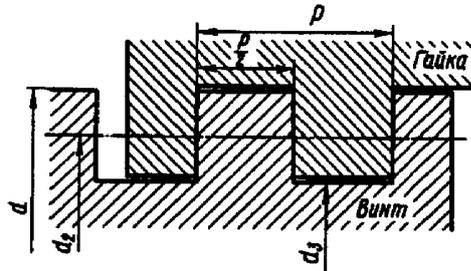


Рис. 3.7. Профиль нарезки прямоугольной резьбы.

Прямоугольная резьба (рис. 3.7) в сечении имеет форму прямоугольника. Эта резьба не стандартизована, легко изготавливается на токарно-винторезных станках, но неудобна для массового производства. Углы во впадинах являются сильными концентраторами напряжений, что резко снижает усталостную прочность винта. По этой причине резьба применяется ограниченно в малонагруженных передачах.

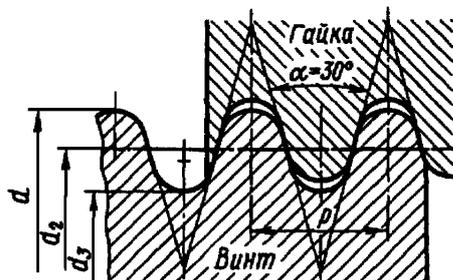


Рис. 3.8. Профиль нарезки круглой резьбы.

Круглая резьба (рис. 3.8) имеет профиль, состоящий из дуг окружности, соединённых короткими прямолинейными отрезками, угол между которыми составляет  $30^\circ$ . Винты с такой резьбой обладают высокой усталостной прочностью. Кроме того, данная резьба высокотехнологична при изготовлении без снятия стружки (отливка, прессование, накатка, выдавливание из тонкого листа). Резьба стандартизована.

Основными геометрическими параметрами метрической цилиндрической резьбы являются:

- $d$  – номинальный диаметр резьбы (наружный диаметр болта или винта), этот диаметр входит в обозначение резьбы и во всех документах указывается в миллиметрах, например, М5, М8, М24 (буква М указывает, что резьба метрическая);

Детали машин и основы конструирования

- $d_1$  – внутренний диаметр резьбы гайки – диаметр цилиндра, касающегося вершин гребней резьбы в гайке;
- $d_3$  – внутренний диаметр резьбы винта – диаметр цилиндра, касающегося дна впадин между гребнями резьбы;
- $d_2$  – средний диаметр резьбы – диаметр цилиндра, на котором толщина выступов резьбы равна ширине впадин между ними;
- $p$  – шаг резьбы – расстояние между одноимёнными точками двух соседних гребней резьбы;
- $p_h$  – ход резьбы – расстояние между одноимёнными точками двух соседних гребней резьбы, принадлежащих одному гребню нарезки;
- $\alpha$  – угол профиля резьбы;
- $\psi$  – угол подъёма резьбы – угол подъёма винтовой линии, по которой нарезается резьба (см. рис. 3.1, а).

Между геометрическими параметрами метрической резьбы нетрудно выявить ряд соотношений. Так ход резьбы

$$p_h = p \cdot z, \tag{3.1}$$

где  $z$  – число заходов резьбы – количество параллельных гребешков образованных по общей винтовой линии.

Для угла подъёма резьбы получаем

$$\operatorname{tg} \psi = p_h / (\pi \cdot d_2) = (p \cdot z) / (\pi \cdot d_2). \tag{3.2}$$

Из последней формулы следует, что с увеличением числа заходов резьбы возрастает и угол её подъёма.

Теоретическая высота гребней метрической резьбы (как высота равностороннего треугольника) составляет

$$H = (\sqrt{3} / 2) \cdot p \approx 0,866 p. \tag{3.3}$$

Учитывая соотношения, представленные на рис. 3.3, получаем, что внутренний диаметр резьбы в гайке

$$d_1 = d - (10 \cdot \sqrt{3} / 16) \cdot p \approx d - 1,08 p. \tag{3.4}$$

Для нормальных (с крупными шагами) метрических резьб, диаметры которых лежат в интервале  $2 \leq d \leq 68$  мм, с достаточной для практики точностью (не хуже 1,8 %) этот диаметр можно вычислить по эмпирической формуле

$$d_1 \approx 0,77 \cdot d^{1,04}. \tag{3.5}$$

Детали машин и основы конструирования

В механизмах для преобразования вращательного движения в поступательное (рулевые механизмы тяжёлых автомобилей, винтовые прессы и домкраты, ходовые винты токарно-винторезных станков и т.п.) важным кинематическим параметром является передаточное число, которое при условии, что винт является ведущим и совершает вращательное движение, а гайка – ведомой и совершает поступательное движение, по определению может быть представлено, как  $u = \omega_1 / v_2$  (передаточное число в этом случае величина размерная, а его размерность в системе СИ  $m^{-1}$ ). Через геометрические параметры винтовой пары передаточное число такого механизма может быть представлено, как

$$u = 2 \cdot 10^3 / (d_2 \cdot \operatorname{tg} \psi); \tag{3.6}$$

где средний диаметр резьбы  $d_2$  должен быть выражен в мм.

**Силы в РС, передача энергии, стопорение РС.**

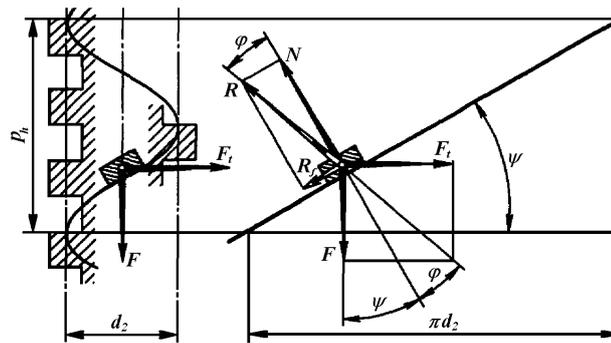


Рис. 3.9. Силы в винтовой кинематической паре

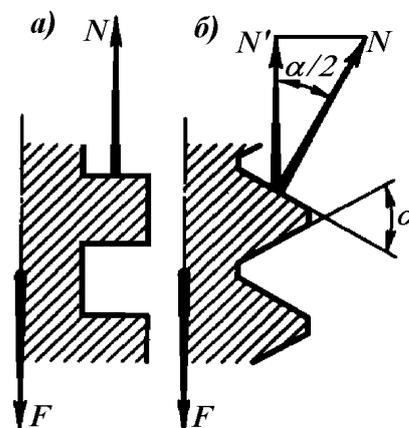


Рис. 3.10. Силы на витках резьбы при  $\psi = 0$ :  
 а) прямоугольная резьба;  
 б) треугольная резьба.

Детали машин и основы конструирования

Силловые взаимодействия в винтовой кинематической паре аналогичны таковым в системе тела, движущегося по наклонной плоскости (рис. 3.9). Предположим, что винт вращается по часовой стрелке, если смотреть на его верхний торец, а гайка, на которую действует осевая сила  $F$ , удерживается от проворота тангенциальной силой  $F_t$ . С целью упрощения картины сил развернём виток резьбы винта в неподвижную наклонную плоскость, а виток резьбы гайки заменим ползуном, движущимся аналогично движению гайки вправо и вверх по наклонной плоскости со скоростью  $v_H = \omega_1 \cdot d_2 / (2 \cdot \cos \psi)$ . В этом случае со стороны наклонной плоскости на ползун действует опорная реакция  $R$ , которая складывается из нормальной составляющей  $N$  и силы трения  $R_f$ , которая в свою очередь связана с силой нормального давления известным соотношением  $R_f = f \cdot N$ .

Тогда для соблюдения условия равновесия необходимо, чтобы

$$F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi) \tag{3.7}$$

В резьбах, имеющих треугольный или трапециевидальный профиль, опорная поверхность витка имеет кроме представленного угла наклона  $\psi$  в тангенциальном направлении дополнительный угол наклона  $\alpha/2$  в плоскости продольного диаметрального сечения (рис. 3.10). Влияние этого угла учитывается использованием приведённого коэффициента трения

$$f' = f / \cos(\alpha / 2) \tag{3.8}$$

вместо действительного коэффициента трения  $f$  и, соответственно, приведённого угла трения  $\varphi' = \operatorname{arctg}(f')$ . Сравнение приведённого коэффициента трения в резьбе с истинным представлено в таблице 3.1.

Из таблицы видно, что с точки зрения удержания резьбового соединения в затянутом положении наиболее надёжной является метрическая резьба, а с точки зрения минимальных потерь энергии в подвижных винтовых кинематических парах наилучшей является прямоугольная резьба. Упорная резьба при работе передней гранью в этом смысле мало уступает прямоугольной, но она существенно прочнее прямоугольной и потому её применение предпочтительнее при односторонней нагрузке.

Детали машин и основы конструирования

Таблица 3.1. Влияние профильного угла резьбы  $\alpha/2$  на величину приведённых коэффициента и угла трения

Резьба	$\alpha/2$ , град.	Приведённые показатели	
		Относительный коэффициент трения $f'/f$	Приведённый угол трения $\varphi'$ , градус, при фактическом $\varphi = 6^\circ$
Прямоугольная	0	1,000	6,00
Метрическая	30	1,155	6,92
Дюймовая	27,5	1,127	6,76
трапецеидальная	15	1,035	6,21
Упорная,	передняя грань	3	1,001
	задняя грань	30	1,155
круглая	15	1,035	6,21

В винтовой паре основной критерий качества передачи энергии – коэффициент полезного действия (КПД) в отличие от большинства передач различается в зависимости от того, какое движение является ведущим. Так, если ведущим является вращательное движение – вращающийся винт сообщает поступательное движение невращающейся гайке, или, например, вращением гайки при затяжке соединения ей сообщается поступательное движение, КПД определяется соотношением

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi')} \quad (3.9)$$

Если же ведущим становится поступательное движение, например, при попытке вращать винт посредством перемещения вдоль его оси, закреплённой от проворота гайки (как в механизме самовращающейся отвёртки), то КПД

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\psi - \varphi')}{\operatorname{tg} \psi} \quad (3.10)$$

В последнем выражении при углах подъёма равных или меньших чем приведённый угол трения числитель становится равным нулю или даже отрицательным, что является сигналом невозможности передачи энергии, а, значит, и движения в данном направлении. Следовательно, крепёжные резьбы с точки зрения стопорения от самоотвинчивания предпочтительно выполнять с мелкими шагами, обеспечивая тем самым наименьший угол подъёма резьбы.

Однако, даже мелкие резьбы под действием вибрационных и ударных нагрузок склонны к постепенному ослаблению и развинчиванию. В этих условиях необходимо применять дополнительные средства, предотвращающие

Детали машин и основы конструирования

самоотвинчивание резьбовых соединений. Известно множество приёмов борьбы с самоотвинчиванием резьбовых соединений. *Применение любого из таких приёмов и называют стопорением резьбового соединения.* Все способы стопорения можно разделить на 3 категории:

- создание повышенных сил трения в резьбе между винтом и гайкой (пружинные шайбы, гайки с контргайками, предварительно обжатые гайки, гайки с пластмассовой вставкой, свинчивание на краску или клей и т.п.);
- жёсткая взаимная фиксация свинченных деталей друг относительно друга (шплинты и корончатые гайки, обвязка проволокой, отгибные шайбы с усиками, пружинные кольца с усом, кернение в резьбу, обварка в резьбу и т.п.);
- фиксация резьбовых деталей относительно скрепляемых деталей (отгибные шайбы на корпус, закрепление головки болта в канавке корпуса или фланца, прихватка к корпусу или фланцу сваркой и т.п.).

Некоторые, достаточно распространённые, способы стопорения резьбовых соединений представлены на рис. 3.11.

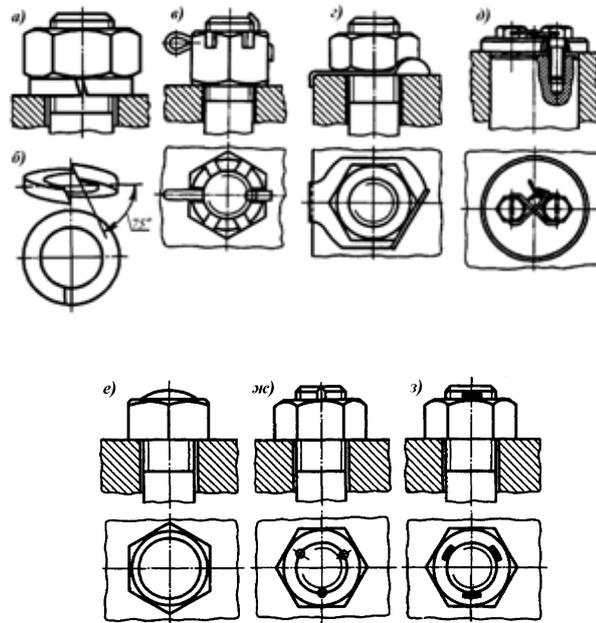


Рис. 3.11. Некоторые способы стопорения резьбовых соединений: а) установкой пружинной шайбы; б) пружинная шайба в свободном состоянии; в) коронная гайка со шплинтом; г) отгибная шайба с усом; д) обвязка болтов проволокой; е) раклёпывание выступающего конца болта; ж) кернение в резьбу; з) прихватка сваркой в резьбу

**Прочностной расчёт РС**

Для изготовления крепёжных резьбовых деталей используются самые различные материалы, чаще всего цветные (алюминий, медь, титан и их сплавы) и чёрные металлы (углеродистые и легированные стали). Тем не менее, основная масса потребляемых промышленностью резьбовых изделий изготавливается из сталей. При этом крепёж, изготовленный из разных сталей, может иметь одинаковые прочностные характеристики, а детали, изготовленные из одной и той

## Детали машин и основы конструирования

же стали, но получившие разную термообработку, могут значительно различаться по своим прочностным характеристикам. Отсюда следует, что при заказе стандартных резьбовых деталей недостаточно указать материал, из которого они должны быть изготовлены, но ещё необходимо показать требуемые прочностные характеристики материала заказываемых деталей. Обозначение прочностных характеристик крепёжных резьбовых деталей стандартизовано и представлено 12-ю классами прочности. Оно состоит из двух цифр, разделённых точкой (в некоторых документах точка не ставится): первая цифра представляет предел прочности материала, выраженный в МПа и поделённый на 100; вторая цифра (стоящая после точки) равна отношению предела текучести материала к его пределу прочности умноженному на 10. В стандарте представлены следующие классы прочности: 3.6; 4.6; 4.8; 5.6; 5.8; 6.6; 6.8; 6.9; 8.8; 10.9; 12.9; 14.9. Учитывая изложенное, обозначение, например, стандартного болта в спецификации к сборочному чертежу будет выглядеть следующим образом: *Болт М10-6g×100.58.ГОСТ 7798-70*. если при этом от материала требуются особые свойства, то в обозначение дополнительно вводится и марка стали, например, при требовании повышенной кислотостойкости болта представленное обозначение будет таким: *Болт М10-6g×100.58-4Х13. ГОСТ 7798-70*.

При затяжке резьбового соединения и в процессе его последующей работы в деталях соединения действуют самые разнообразные напряжения. Так, например, под действием осевой силы в болтовом соединении сечение тела болта нагружено растягивающими напряжениями, в переходной области между телом и головкой возникают касательные напряжения, а в витках резьбы напряжения изгиба, смятия и среза одновременно. Таким образом, *прочность элементов резьбового соединения является основным критерием работоспособности*. Наиболее частым является обрыв тела винта в области первых одного-двух витков резьбы, считая от опорного торца гайки. У соединений с мелкими резьбами возможен срез витков резьбы.

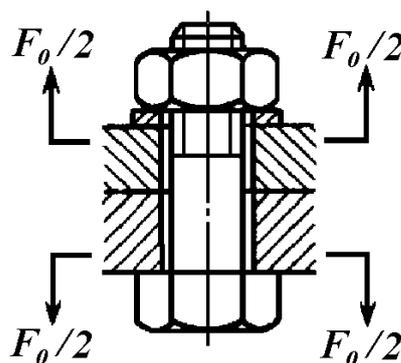


Рис. 3.12. Болтовое соединение, нагруженное растягивающей силой.

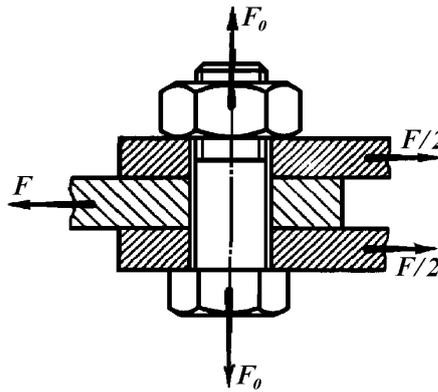


Рис. 3.13. Болтовое соединение, нагруженное поперечной силой.

Стандартные болты, винты шпильки, гайки с крупными шагами спроектированы по условиям равнопрочности, то есть таким образом, что разрушение по любому из видов напряжений может произойти приметно при одной и той же нагрузке на соединение. Это условие позволяет выполнять предварительный (проектный) расчёт соединения в упрощенном варианте. Наиболее часто встречаются три простейшие статически определимые конструктивные схемы (рис. 3.12...3.14). Для схемы (рис. 3.12) с растягивающей рабочей нагрузкой приложенной вдоль продольной оси стержня винта (болта, шпильки) диаметр резьбового стержня по заданному внешнему усилию выбирают по формуле

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_0}{\pi \cdot [\sigma]_p}} ; \quad (3.11)$$

где  $F_0$  – усилие воспринимаемое (передаваемое) резьбовым соединением;

$d_1$  – внутренний диаметр резьбовой части стержня;

$[\sigma]_p$  – допускаемые напряжения для материала стержня при растяжении.

Допускаемые напряжения на растяжение для разных сталей принимают в соответствии с табл. 3.2.

Таблица 3.2 Отношение  $[\sigma]_p/\sigma_T$  для болтов резьбовых соединений

Сталь	При постоянной нагрузке и диаметре резьбы, мм		При отнулевой нагрузке и диаметре резьбы, мм	
	Св. 6 до 16	Св. 16 до 30	Св. 6 до 16	Св. 16 до 30
Углеродистая	0,20... 0,25	0,25...0,40	0,08...0,12	0,12
Легированная	0,15...0,20	0,20...0,30	0,10...0,15	0,15

Используя таблицы стандартных резьб по данному внутреннему диаметру и выбранному шагу резьбы можно подобрать необходимый диаметр стержня. Для стержня с крупной резьбой, обращая формулу 3.5, получаем

$$d \approx 1,29 \cdot d_1^{0,96} \quad (3.12)$$

с последующим округлением результата до ближайшего большего стандартного значения.

Если болт поставлен в отверстие с зазором (рис. 3.13) и должен удерживать скрепляемые детали от взаимного поперечного смещения за счёт сил трения, то в этом случае диаметр болта подбирается по формуле

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot f \cdot [\sigma]_p}} \quad (3.13)$$

Далее диаметр стержня болта, винта или шпильки определяется аналогично предыдущему варианту. Значение коэффициента трения в формуле (3.13) зависит от множества разных факторов и может меняться в широких пределах (0,06...0,3).

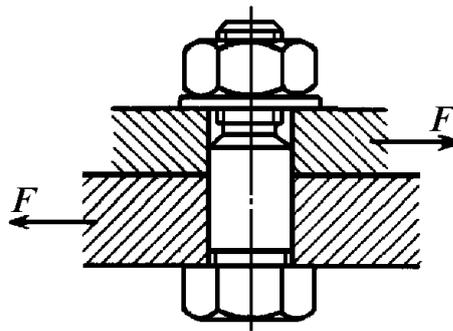


Рис. 3.14. Соединение деталей призонным болтом, нагруженное поперечной силой.

Возможен и другой вид соединения, когда специальный болт с тщательно обработанной (обычно шлифованной) цилиндрической либо конической поверхностью вставляется в отверстие в скрепляемых деталях без зазора (рис. 3.14) или даже с небольшим натягом. Такой болт называют призонным. В этом случае тело болта нагружается перерезывающей силой, и диаметр призонной части болта определяется из расчёта на срез

$$d_t = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot z \cdot [\tau]}} \quad (3.14)$$

где  $z$  – число плоскостей среза;

$[\tau] \approx (0,2 \dots 0,3) \cdot \sigma_T$  – допускаемые напряжения материала болта на срез.

За диаметр резьбовой части болта принимают ближайший стандартный диаметр резьбы, меньший диаметра цилиндрической части.

Детали машин и основы конструирования

Более сложными расчетными схемами резьбовых соединений являются статически неопределимые схемы. В таких схемах долю нагрузки, приходящейся на каждый болт (винт, шпильку), определить непосредственно из уравнений статики (уравнений равновесия) не представляется возможным. Расчёт таких резьбовых соединений выполняется с учётом дополнительных условий, наиболее часто таким дополнительным условием является условие совместности деформаций, учитывающее как деформацию резьбовых деталей соединения, так и деформацию соединяемых деталей.

Задачами такого рода можно считать:

- расчет группового соединения, воспринимающего моментную нагрузку;
- проверка способности соединения воспринимать переменную нагрузку;
- проверка соединения на нераскрытие стыка;
- проверка соединения на восприятие температурной нагрузки.

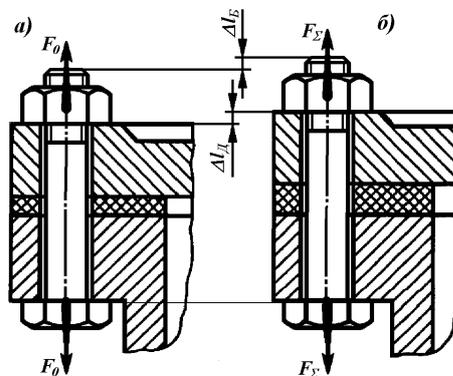


Рис. 3.15. Болтовое соединение корпуса и крышки ресивера

В качестве примера рассмотрим расчет стыкового соединения крышки с корпусом ресивера (рис.3.15).

При сборке соединения гайка затягивается, и каждый из болтов нагружается усилием предварительной затяжки  $F_0$ . Под воздействием этого усилия болт получает удлинение  $\Delta l_б = F_0 \cdot \lambda_б$ , а стягиваемые детали сжимаются, получая укорочение  $\Delta l_д = F_0 \cdot \lambda_д$ , где  $\lambda_б$  и  $\lambda_д$  податливость<sup>1</sup> болта и стягиваемых деталей, соответственно.

При поступлении в ресивер газа под давлением последнее стремится оторвать крышку от цилиндра ресивера, дополнительно нагружая болты резьбового соединения и одновременно разгружая сжатые при затяжке болтов детали. Величина приходящейся на каждый болт нагрузки найдётся из соотношения

$$F = \frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot z} \cdot p_2; \tag{3.15}$$

<sup>1</sup> Податливость – способность деформироваться, свойство противоположное жёсткости, в системе СИ его размерность м/Н

Детали машин и основы конструирования

где  $D$  – внутренний диаметр ресивера;  
 $p_g$  – давление газа в ресивере;  
 $z$  – число болтов, крепящих крышку ресивера.

Под действием этого усилия болт получит дополнительное удлинение  $\delta l$ , а так как сжимаемые детали и болт с гайкой находятся в непосредственном контакте, то на эту же величину возрастёт длина сжатых деталей, напряжения сжатия в которых за счёт этого уменьшатся. Если долю рабочей нагрузки, затраченную на удлинение болта обозначить  $\chi$  (читается «хи»), то на удлинение сжатых деталей будет затрачена  $(1-\chi)$  часть рабочей нагрузки. Условие совместности деформации в этом случае запишется как

$$\delta l = \chi \cdot F \cdot \lambda_b = (1 - \chi) \cdot F \cdot \lambda_d; \quad (3.16)$$

где  $\delta l$  – удлинение болта равное удлинению стягиваемых деталей;  
 $\lambda_b$  – податливость болта;  
 $\lambda_d$  – податливость соединяемых деталей. Для болта

$$\lambda_b = \frac{l_b}{E \cdot A_b}; \quad (3.17)$$

где  $l_b$  – длина болта;  
 $A_b$  – площадь его поперечного сечения;  
 $E$  – модуль упругости материала болта.

Податливость стягиваемых болтом деталей подсчитывается более сложным образом и зависит от многих факторов, методика её вычисления имеется в специализированной литературе и здесь не рассматривается.

Из равенства (3.16) получаем

$$\chi = (1 + \lambda_b / \lambda_d)^{-1}. \quad (3.18)$$

Полная нагрузка на болт в этом случае

$$F_{\Sigma} = F_0 + \chi F. \quad (3.19)$$

Анализируя (3.18) и (3.19), видим, что чем выше податливость болта, тем меньшая доля рабочей нагрузки приходится непосредственно на болт.

При приближённых расчётах принимают:

$\chi=0,2 \dots 0,3$  – для стальных и чугунных деталей, стягиваемых без прокладки;

$\chi=0,4 \dots 0,5$  – для таких же деталей, но при наличии между ними упругой прокладки, (паронит, картон, тонкая резина и т.п.).

Условие совместности деформации для болтового соединения будет соблюдаться до тех пор, пока удлинение сжатых деталей, вызванное рабочей

Детали машин и основы конструирования

нагрузкой, не сравняется с величиной их укорочения, созданного при предварительной затяжке резьбы, то есть до момента, когда

$$\begin{aligned} \Delta l &= \Delta l_0 \\ (1 - \chi) \cdot F \cdot \lambda_0 &= F_0 \cdot \lambda_0 \\ F &= F_0 / (1 - \chi) \end{aligned} \quad (3.20)$$

При превышении рабочей нагрузкой предельного значения, полученного в (3.20), крышка ресивера отойдёт от фланца корпуса (освободит прокладку) и между стягиваемыми деталями появится зазор, то есть произойдёт раскрытие стыка и нарушится плотность соединения крышки с корпусом.

Из последнего равенства следует, что предварительная затяжка болтового соединения должна быть не меньше части рабочей нагрузки, приходящейся на болт в процессе его работы, то есть

$$F_0 \geq (1 - \chi) \cdot F \quad (3.21)$$

В практических расчетах с целью обеспечения нераскрытия стыка принимают

$$F_0 = K_{зам} \cdot (1 - \chi) \cdot F ; \quad (3.22)$$

где  $K_{зам}$  – коэффициент запаса затяжки болтового соединения (при статической нагрузке  $K_{зам} = 1,25 \dots 2,0$ , при меняющейся нагрузке  $K_{зам} = 2,5 \dots 4,0$ ).

В качестве расчётной нагрузки болта с учётом напряжений кручения, возникающих при затяжке соединения, принимается

$$F_p = 1,3 \cdot F_0 + \chi \cdot F \quad (3.23)$$

или с учетом (3.22)

$$F_p = (1,3 \cdot K_{зам} \cdot (1 - \chi) + \chi) \cdot F \quad (3.24)$$

При действии переменной нагрузки, изменяющейся от нуля до  $F_{max}$ , нагрузка на болт будет меняться от наименьшей нагрузки, равной  $F_0$ , до её максимальной величины, равной  $(F_0 + \chi \cdot F_{max})$ . Следовательно, средние напряжения, действующие в теле болта, будут

$$\sigma_m = \frac{F_0 + 0,5 \cdot \chi \cdot F}{A_0} \quad (3.25)$$

Детали машин и основы конструирования

а амплитудное их отклонение от среднего

$$\sigma_a = \frac{0,5 \cdot \chi \cdot F}{A_b} \quad (3.26)$$

Зная средние и амплитудные значения напряжений в теле болта, проверяют запас прочности по усталости

$$S = \frac{\sigma_{-1}}{K_a \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \geq [S] \quad (3.27)$$

где  $S$  – фактический коэффициент запаса прочности по усталостному разрушению;

$[S]$  – нормативный коэффициент запаса прочности по усталостному разрушению;

$K_a$  – эффективный коэффициент концентрации напряжений в резьбе;

$\psi_\sigma \approx 0,1$  – коэффициент чувствительности к асимметрии цикла напряжений.

Для углеродистых сталей рекомендуется принимать  $K_a \approx 3,5 \dots 4,5$ , а для легированных –  $K_a \approx 4,0 \dots 5,5$ .

Кроме того, оценивается запас прочности по максимальному напряжению

$$S_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_a + \sigma_m} \geq [S]_T \quad (3.28)$$

где  $S_T$  – фактический коэффициент запаса прочности по максимальным напряжениям;

$[S]_T$  – нормативный коэффициент запаса прочности по максимальным напряжениям;

$\sigma_T$  – предел текучести материала болта.

При контролируемой затяжке принимается  $[S]_T = 1,5 \dots 2,5$ , большие величины для меньших диаметров болтов.

Сборка резьбовых соединений производится при нормальной температуре, однако рабочая температура соединения зачастую существенно превышает нормальную. Пример: крепление с помощью резьбовых шпилек головки к блоку цилиндров двигателя внутреннего сгорания. Во многих случаях, как, например, в большинстве двигателей армейских машин, блок цилиндров и его головка выполняются из лёгких сплавов на основе алюминия, а соединяются между собой посредством стальных шпилек. Но алюминиевые сплавы и стали имеют существенно (примерно в 2 раза) различные коэффициенты линейного термического расширения. Нагревание такого соединения создаёт в его элементах дополнительные нагрузки, которые, суммируясь с усилиями предварительной затяжки, могут привести к разрушению элементов соединения

Детали машин и основы конструирования

или другим неприятным последствиям (заклинивание резьбы, смятие опорных поверхностей, вытяжение шпилек и т.п.).

При повышении температуры на  $t^{\circ}\text{C}$  болт (шпилька) и соединяемые детали в свободном состоянии должны получить удлинение

$$\begin{aligned} \delta_{t\delta} &= \alpha_{\delta} \cdot t \cdot l_{\delta} \\ \delta_{t\partial} &= \sum \alpha_i \cdot t \cdot h_i ; \end{aligned} \quad (3.29)$$

где  $\delta_{t\delta}$  и  $\delta_{t\partial}$  – свободное температурное удлинение болта и соединяемых деталей, соответственно;

$\alpha_{\delta}$  и  $\alpha_i$  – коэффициенты линейного теплового расширения болта и каждой из соединяемых деталей, соответственно;

$l_{\delta}$  – длина болта;

$h_i$  – толщина каждой из отдельных деталей, входящих в соединение; причём

$$l_{\delta} = \sum h_i.$$

Но в результате совместной деформации при нагревании в соединении появляется температурная нагрузка (сила), которая сообщает болту дополнительное удлинение, а стягиваемым деталям укорочение (отрицательное удлинение)

$$\begin{aligned} \delta_{F\delta} &= F_t \cdot \lambda_{\delta} \\ \delta_{F\partial} &= -F_t \cdot \lambda_{\partial} ; \end{aligned} \quad (3.30)$$

где  $F_t$  – усилие в соединении, возникшее в связи с его нагреванием;

$\delta_{F\delta}$  и  $\delta_{F\partial}$  – дополнительная деформация от действия  $F_t$  болта и соединяемых деталей, соответственно;

$\lambda_{\delta}$  и  $\lambda_{\partial}$  – податливость болта и суммарная податливость соединяемых деталей.

Но в силу совместности деформации изменение длины болта и соединяемых деталей одинаковы, то есть  $\delta_{t\delta} + \delta_{F\delta} = \delta_{t\partial} + \delta_{F\partial}$ , или в развёрнутом виде

$$\alpha_{\delta} \cdot t \cdot l_{\delta} + F_t \cdot \lambda_{\delta} = \sum \alpha_i \cdot t \cdot h_i - F_t \cdot \lambda_{\partial} . \quad (3.31)$$

Из последнего выражения находим дополнительную нагрузку на соединение, вызванную его нагреванием,

$$F_t = \frac{\sum \alpha_i \cdot t \cdot h_i - \alpha_{\delta} \cdot t \cdot l_{\delta}}{\lambda_{\delta} + \lambda_{\partial}} . \quad (3.32)$$

Разделив  $F_t$  на площадь поперечного сечения болта, получим величину температурных напряжений, которые суммируются с рабочими напряжениями.

В настоящем лекционном курсе невозможно и нерационально пытаться рассмотреть все варианты группового расчета резьбовых соединений. При

Детали машин и основы конструирования

проектировании технических устройств и систем могут встретиться различные схемы резьбовых соединений, требующие для расчета использования методики совместности деформаций. Варианты расчета таких систем можно найти в специализированной литературе.

Вопросы для самоконтроля:

1. Для чего нужны резьбовые соединения в технических объектах?
2. Какое соединение называют резьбовым, по каким признакам его можно отличить от других соединений?
3. Какими положительными качествами можно объяснить распространённость резьбовых соединений?
4. Влияние каких качеств резьбовых соединений желательно компенсировать при проектировании машин?
5. Назовите классификационные признаки резьбовых соединений.
6. Назовите типы резьб, применяемых в неподвижных соединениях.
7. Какие резьбы применяются в механизмах, преобразующих движение?
8. Как определить передаточное число винтового механизма, в чём заключается его особенность.
9. Покажите связь силовых параметров входного и выходного звеньев винтового механизма?
10. Почему в качестве крепёжной применяют треугольную резьбу, а не прямоугольную?
11. Какие параметры винтового механизма влияют на качество передачи энергии в процессе его работы?
12. Какое свойство резьбы называют самоторможением?
13. Почему необходимо стопорение крепёжных резьб?
14. Какие принципы используются при стопорении резьбовых соединений?
15. Для каких резьбовых изделий назначаются классы прочности, что входит в состав класса прочности?
16. Какие виды напряжений могут возникать в резьбовых соединениях?
17. Как подобрать болт для соединения, нагруженного растягивающей силой?
18. Как подобрать болт для соединения, нагруженного поперечной силой?
19. Назовите главный принцип, используемый при расчете статически неопределимых резьбовых соединений.
20. Почему при расчете статически неопределимых резьбовых систем проверяются коэффициенты запаса прочности?

## Лекция № 4. Разъёмные соединения для передачи крутящего момента

Вопросы лекции:

1. Шпоночные соединения.
2. Шлицевые соединения.
3. Профильные, призматические и фрикционные соединения.

### Шпоночные соединения.

Для связи деталей, передающих крутящий момент, применяются другие неподвижные или подвижные разъёмные соединения: шпоночные, шлицевые, профильные, призматические и фрикционные.

*Шпоночные соединения – это разборные подвижные или неподвижные соединения двух деталей, с применением специальных закладных деталей шпонок.*

Шпоночное соединение применяется, как правило, для подвижного или неподвижного соединения двух деталей (вала и ступицы) с целью предотвращения их относительного проворота при передаче крутящего момента. Иногда шпоночное соединение применяется для предотвращения относительного сдвига соединяемых плоских деталей, например, при защите стягивающих болтов от воздействия перерезывающей нагрузки.

Шпоночные соединения классифицируются:

А) по степени подвижности:

- подвижное –
  - \* с направляющей шпонкой;
  - \* со скользящей шпонкой;
- неподвижное;

Б) по усилиям, действующим в соединении:

- напряжённые, такие, в которых напряжения создаются при сборке и существуют независимо от наличия рабочей нагрузки, все напряжённые соединения являются неподвижными;
- ненапряжённые, в которых напряжения возникают только при воздействии рабочей нагрузки;

В) по виду применяемых шпонок:

- с призматической шпонкой, могут быть либо неподвижными, либо подвижными, скользящая и направляющая шпонки в подвижном соединении являются призматическими;
- с сегментной шпонкой;
- с цилиндрической шпонкой;
- с клиновой шпонкой, соединение напряжённое;
- с тангенциальной шпонкой, соединение напряжённое;

Достоинства шпоночных соединений:

- простота и надёжность конструкции;
- лёгкость сборки и разборки;

Детали машин и основы конструирования

- простота изготовления и низкая стоимость.

Недостатки шпоночных соединений:

- ослабление сечений вала и ступицы шпоночным пазом;
- высокая концентрация напряжений в углах шпоночного паза;
- для большинства соединений децентровка (смещение оси ступицы относительно оси вала) на половину диаметрального зазора.

Для закладки шпонок соединяемые детали, вал и ступица должны иметь шпоночные канавки. Шпоночные канавки выполняются: на валу под сегментную шпонку дисковой шпоночной фрезой, под остальные виды шпонок, кроме цилиндрической, либо дисковой, либо концевой (торцевой, пальцевой) шпоночными фрезами; паз в ступице выполняется либо протягиванием (инструмент – шпоночная протяжка, точность и качество изготовления паза высокие) либо долблением (точность на 1...2 квалитета ниже, чем при протягивании). Поэтому протягивание применяют в массовом и крупносерийном производстве, долбление – в индивидуальном, поскольку оно не требует специализированного инструмента (протяжки).

Шпонки в своём большинстве изготавливаются из качественных среднеуглеродистых сталей 45, 50, 55. В некоторых случаях для изготовления особо ответственных шпонок используются легированные стали 40Х, 40ХН, 25ХГС и некоторые другие.

С целью повышения прочности шпонок заготовки для их изготовления подвергаются улучшающей термической обработке. Однако твердость поверхности шпонок должна быть ниже таковой для соединяемых деталей.

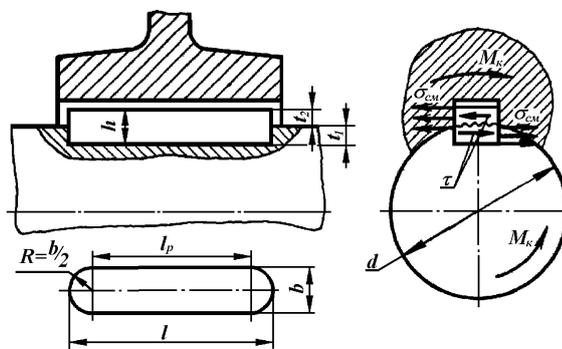


Рис. 4.1. Неподвижное соединение призматической шпонкой.

В производстве машин наиболее широкое применение находят призматические шпонки. Призматические шпонки применяются трёх видов: закладные (рис. 4.1), направляющие (рис. 4.2, а) и скользящие (рис. 4.2, б). По форме исполнения торцов призматические шпонки бывают с двумя закруглёнными торцами (рис. 4.1; 4.2), с одним закруглённым и другим прямыми торцами и с двумя прямыми торцами.

Закладные шпонки применяются в неподвижных соединениях (ступица неподвижна относительно вала (рис. 4.1), направляющие и скользящие шпонки – в подвижных. Направляющая шпонка (рис. 4.2, а) крепится в пазу вала, а

Детали машин и основы конструирования

вращающаяся вместе с валом и имеющая возможность скольжения вдоль его продольной оси ступица при движении скользит стенками своего паза по закреплённой на валу шпонке. Скользящая шпонка (рис. 4.2, б) закрепляется неподвижно в пазу ступицы и при движении последней скользит в пазу вала.

Поперечные размеры призматических шпонок стандартизованы для различных диаметров валов. В поперечном сечении призматические шпонки имеют форму прямоугольника с отношением высоты к ширине  $h/b = 1:1 \dots 1:2$ .

В зависимости от диаметра вала ширина шпонки (в номинальном значении равная ширине пазов вала и ступицы)  $b \approx (0,2 \dots 0,3) \cdot d$ , где  $d$  – диаметр вала, причём, чем больше диаметр вала, тем меньше отношение  $b/d$ . Глубина шпоночного паза на валу обычно составляет  $t_1 = 0,6 \cdot h$ , а глубина паза ступицы –  $t_2 = 0,5 \cdot h$ , таким образом, радиальный зазор между дном паза ступицы и верхней гранью шпонки  $s = 0,1 \cdot h$ . Шпонка в паз вала устанавливается в большинстве случаев по более плотной посадке по сравнению с пазом ступицы.

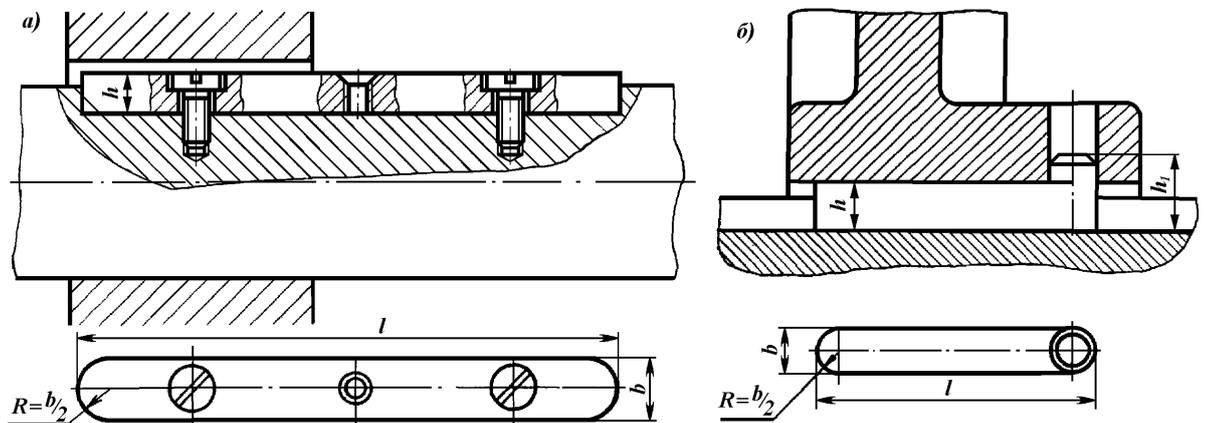


Рис. 4.2. Подвижные соединения призматической шпонкой:  
а) направляющая шпонка; б) скользящая шпонка

Одним из главных недостатков призматических шпонок является необходимость их индивидуальной подгонки к размерам пазов вала и ступицы, то есть трудность обеспечения взаимозаменяемости, что ограничивает их применение в крупносерийном производстве.

В качестве другого недостатка следует назвать способность призматической шпонки к опрокидыванию в процессе износа и смятия боковых рабочих поверхностей, так как силы, действующие на шпонку, образуют моментную пару, а по высоте шпонки в пазу всегда имеется некоторый зазор.

Детали машин и основы конструирования

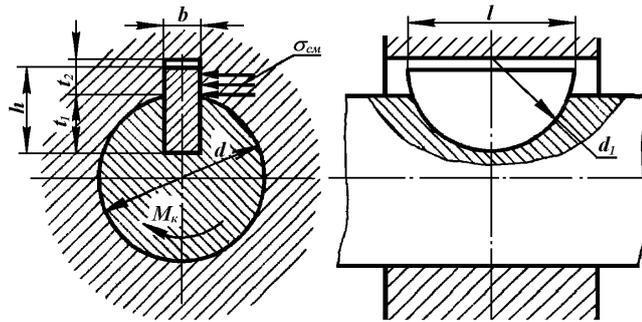


Рис. 4.3. Соединение сегментной шпонкой

От последнего недостатка свободны сегментные шпонки, поскольку они существенно глубже сидят в пазу вала (рис. 4.3). Такое заглубление сегментной шпонки и её форма в виде сегмента прямого кругового цилиндра позволяет устанавливать шпонку в паз вала без натяга, что, в свою очередь, облегчает сборку соединения и обеспечивает выполнение условий взаимозаменяемости, то есть позволяет использовать шпонку без предварительной подгонки.

Недостатком сегментных шпонок является более сильное в сравнении с призматическими ослабление сечения вала. Поэтому сегментные шпонки применяются, как правило, на малонагруженных изгибающимися моментами участках валов. Такими участками чаще всего являются концевые участки валов.

Сегментные шпонки так же, как и призматические, стандартизованы, причём в обоих случаях стандарт составлен так, что прочность шпонки на срез по границе прилегания вала и ступицы всегда выше прочности боковых поверхностей шпонок по напряжениям смятия. Это обуславливает главенство расчёта на смятие боковых поверхностей шпонки. Проверка призматических и сегментных шпонок на смятие выполняется по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma]_{см}; \quad (4.1)$$

где  $T$  – передаваемый соединением крутящий момент;

$d$  – диаметр вала;

$l_p$  – рабочая длина шпонки (без учета длины закруглённых торцов);

$h$  – высота шпонки;

$t_1$  – величина заглубления шпонки в паз вала.

В особо ответственных соединениях или при использовании нестандартных материалов для изготовления шпонки выполняется её проверочный расчёт на срез

$$\tau = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l \cdot b} \leq [\tau]; \quad (4.2)$$

Детали машин и основы конструирования

где  $l$  – полная длина шпонки;  
 $b$  – её ширина.

Шпоночные пазы ослабляют как поперечное сечение вала, так и продольное сечение ступицы. поэтому внешний диаметр ступицы под шпоночное соединение необходимо несколько увеличивать. Для чугунных и стальных ступиц внешний диаметр может быть вычислен по эмпирическим формулам:

чугунная ступица 
$$D_{cm} = 2,07 \cdot d^{0,92} \tag{4.3}$$

стальная ступица 
$$D_{cm} = 1,81 \cdot d^{0,94} \tag{4.4}$$

где  $d$  – диаметр сопрягаемого со ступицей вала.

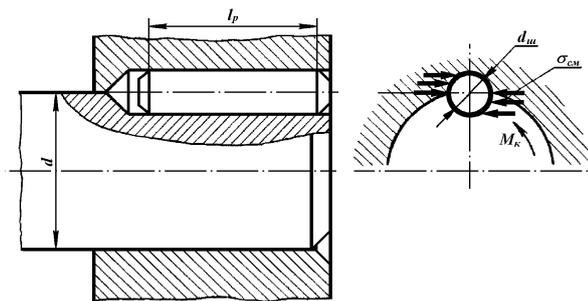


Рис. 4.4. Соединение цилиндрической шпонкой.

Цилиндрические шпонки по условиям изготовления и сборки соединения применяют на концевых участках валов (рис. 4.4). Шпонку в этом случае устанавливают с некоторым натягом. Гнездо под установку цилиндрической шпонки засверливают и развёртывают в соединяемых деталях совместно. Такая технология изготовления соединения требует, чтобы материалы вала и ступицы не сильно отличались по показателям прочности и твёрдости, с одной стороны, а с другой неудобна к применению в массовом производстве, поскольку не обеспечивает условий взаимозаменяемости. По этой причине в массовом производстве цилиндрические шпонки почти не применяются.

Цилиндрическая шпонка, выдерживающая в процессе работы соединения напряжения смятия, имеет, как правило, достаточную прочность и на срез. Поэтому подбор диаметра шпонки производят по напряжениям смятия

$$\sigma_{см} = \frac{4 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot d_{ш}} \leq [\sigma]_{см}; \tag{4.5}$$

где  $T$  – передаваемый крутящий момент; а геометрические параметры соединения, входящие в формулу представлены на рис. 4.4.

Тангенциальные и клиновые шпонки применяются в напряжённых соединениях. Как тангенциальные, так и клиновые шпонки стандартизованы.

Детали машин и основы конструирования

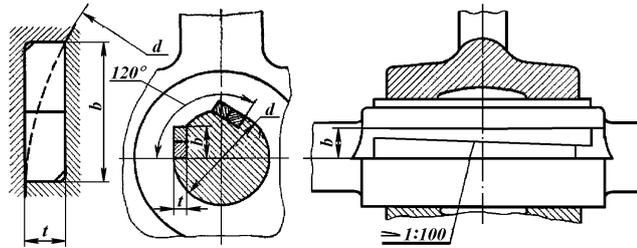


Рис. 4.5. Соединение тангенциальной шпонкой

Тангенциальная шпонка (рис. 4.5) состоит из двух деталей, каждая из которых выполнена в форме призматического клина с прямоугольным поперечным сечением. Уклон клина обычно составляет 1:100. Тангенциальные шпонки устанавливаются парами с углом между опорными поверхностями шпонок на валу 120...180°.

Достоинства тангенциальных шпонок:

- материал тангенциальной шпонки работает на сжатие;
- более благоприятная форма шпоночного паза в отношении концентрации напряжений.

Недостатком тангенциальной шпонки можно считать её конструктивную сложность.

Тангенциальные шпонки наиболее широко применяются в тяжёлом машиностроении, для крупных валов, нагруженных переменными нагрузками (силами и моментами) большой интенсивности.

Клиновые шпонки (рис. 4.6) передают момент посредством сил трения, возникающих при взаимодействии шпонки с поверхностями паза вала и паза ступицы, перпендикулярными радиусу (дном шпоночных пазов вала и ступицы). Уклон клина клиновых шпонок так же, как и у тангенциальных, составляет 1:100. При сборке соединения клиновая шпонка под нагрузкой, иногда ударами, загоняется в шпоночный паз, создавая в соединении предварительный натяг.

Преимущества клиновых шпонок:

- не требуется дополнительных деталей, удерживающих ступицу от осевого перемещения;
- соединение с клиновой шпонкой может выдерживать и небольшую (относительно крутящего момента) осевую нагрузку;
- хорошо работают при действии переменных нагрузок.

Недостатки клиновых шпонок:

- сильная децентровка ступицы относительно геометрической оси вала;
- при малой длине ступицы возможен её значительный перекосяк и осевое биение обода закрепляемой детали (шкива, звёздочки, зубчатого колеса);
- затруднена разборка при ремонте.

Детали машин и основы конструирования

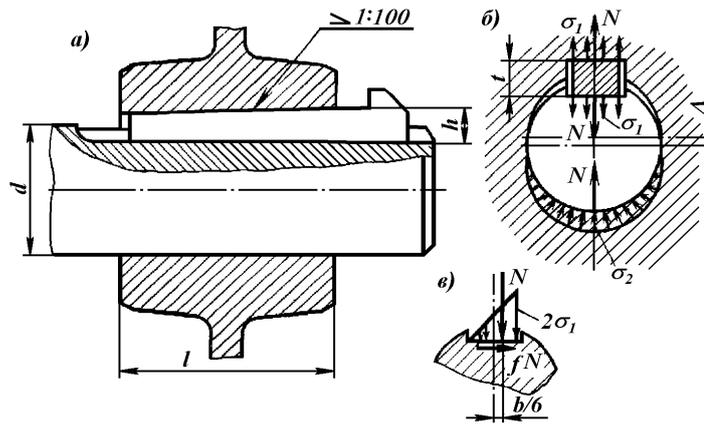


Рис. 4.6. Соединение клиновой шпонкой:  
 а) продольный разрез; б) напряжённое состояние после сборки;  
 в) усилия в шпоночном пазе вала в процессе работы

Соединение применяется для крепления шкивов и звёздочек на концевых участках валов. Выбор допускаемых напряжений производится по материалу наименее прочной детали соединения, так при стальных соединяемых деталях, вале и ступице, наименее прочной является, как правило, шпонка, при ступице из лёгких алюминиевых сплавов последняя оказывается самой слабой деталью, и т.д. Допускаемые напряжения смятия определяются по выражению

$$[\sigma]_{см} = \frac{\sigma_T}{[n]}; \quad (4.6)$$

где  $[n]$  – нормативный коэффициент запаса, назначаемый в зависимости от требований работоспособности и надёжности, предъявляемых к соединению (обычно  $1,5 \leq [n] \leq 2$ ).

Так для призматических шпонок, выполненных из стали 45, при постоянной нагрузке и непрерывной работе соединения принимают  $[\sigma]_{см} = (50...70)$  МПа, при периодической работе соединения с 50 % загрузкой по времени –  $[\sigma]_{см} = (130...180)$  МПа, при проверке соединения на работоспособность при предельных статических нагрузках (например, при запуске механизма) –  $[\sigma]_{см} = 200$  МПа. Для подвижных соединений с целью предупреждения образования задиров и заедания при осевом перемещении ступицы под нагрузкой допускаемые напряжения снижают ещё в 2..4 раза. При незакалённых поверхностях соединяемых деталей подвижного соединения принимают  $[\sigma]_{см} = (10...30)$  МПа.

### Шлицевые соединения.

*Шлицевое (зубчатое, пазовое) соединение – подвижное или неподвижное соединение двух соосных деталей, имеющих равномерно расположенные пазы и выступы (выступы одной детали входят в пазы другой).*

Шлицевое соединение (рис. 4.7) конструктивно включает всего две детали: вал, несущий на своей цилиндрической поверхности продольные выступы определённой формы – шлицы, и ступицу, в отверстии которой выполнены продольные пазы, соответствующие по конфигурации шлицам вала.

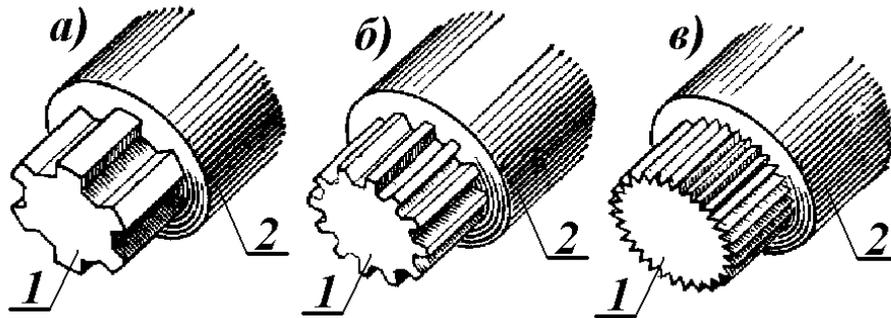


Рис. 4.7. Шлицевое соединение: а) прямобочными шлицами; б) эвольвентными шлицами; в) треугольными шлицами; 1 – вал, 2 – ступица.

В шлицевых соединениях используются шлицы трёх разновидностей поперечного сечения: *прямобочные* (рис. 4.7, а), *эвольвентные* (рис. 4.7, б) и *треугольные* (рис. 4.7, в). Прямобочные шлицы в поперечном сечении имеют боковые стенки в виде прямой линии, боковая поверхность эвольвентных шлицев в поперечном сечении образует эвольвенту, а треугольные шлицы в поперечном сечении имеют форму треугольника со срезанной вершиной.

По направлению продольной оси шлицы бывают: прямолинейные, продольная ось которых направлена вдоль образующей несущего цилиндра, и винтовые, имеющие продольную ось, направленную по винтовой линии под некоторым углом к образующей несущего цилиндра.

Шлицевые соединения находят самое широкое применение, как в общемашиностроительных конструкциях (станки, транспортные и транспортирующие машины, грузоподъёмные устройства и т.п.), так и в машинах армейского применения (военные автомобили, гусеничные и колёсные многоцелевые и специальные машины, летательные машины и т.п.). Широкое применение шлицевых соединений обусловлено их преимуществами перед шпоночным.

Преимущества шлицевого соединения:

- высокая нагрузочная способность;
- меньшая концентрация напряжений в материале вала и ступицы;
- лучшее центрирование соединяемых деталей и более точное направление при осевых перемещениях;
- высокая надёжность при динамических и реверсивных нагрузках;

Детали машин и основы конструирования

– минимальное число деталей, участвующих в соединении.

Недостатком шлицевого соединения является относительно высокая стоимость и трудоёмкость изготовления.

Шлицевые валы изготавливаются в массовом производстве по технологии, аналогичной технологии изготовления зубчатых колёс (метод обкатки, способ – нарезание посредством червячных фрез), в штучном и мелкосерийном производстве используется метод копирования (требует наличия специального инструмента), а в случае отсутствия специнструмента валы изготавливаются методом фрезерования на универсальных фрезерных станках. Возможно также изготовление таких валов на обрабатывающих центрах с числовым программным управлением.

Шлицевые пазы в отверстиях ступиц при массовом производстве изготавливаются методом протягивания (инструмент – протяжка) или долблением специальными долбяками. В штучном производстве изготовление ведётся только долблением.

Прямобочные и эвольвентные шлицевые соединения стандартизованы. Прямобочные шлицевые соединения выполняются с числом шлицов  $6 \leq z \leq 20$  для диаметров валов  $14 \leq d \leq 125$  мм; эвольвентные –  $6 \leq z \leq 82$  для валов диаметром  $4 \leq d \leq 500$  мм. Стандартом для прямобочных шлицев предусмотрены 3 серии соединений: лёгкая, средняя и тяжёлая, предназначенные для восприятия нагрузки разной интенсивности.

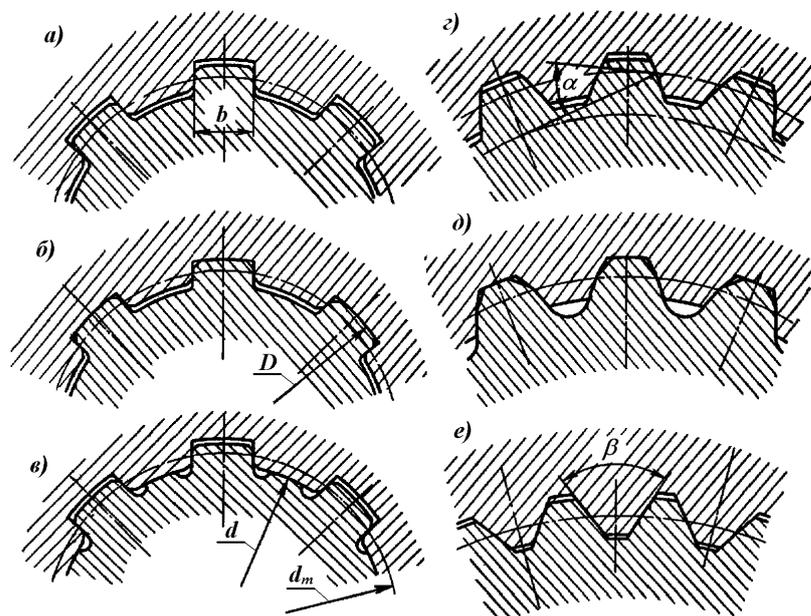


Рис. 4.8. Типы и центрирование зубчатых соединений: прямобочные – а) по боковым поверхностям  $b$ ; б) по наружному диаметру  $D$ ; в) по внутреннему диаметру  $d$ ; эвольвентные – д) по боковым поверхностям; е) по наружному диаметру; треугольные – е) центрируются только по боковым поверхностям.

Центрирование вала и ступицы в шлицевых соединениях может выполняться тремя способами:

Детали машин и основы конструирования

- по боковым поверхностям шлицов;
- по внешнему (наружному) диаметру (диаметру вершин шлицов);
- по внутреннему диаметру (по дну впадин между шлицами).

В прямобочных шлицевых соединениях используют любой из трёх названных способов центрирования (рис. 4.8, а, б, в), в эвольвентных – только два, по боковым поверхностям или по наружному диаметру (рис. 4.8, г, д), в соединениях с треугольными шлицами применим только способ центрирования по боковым поверхностям (рис. 4.8, е).

Центрирование по боковым поверхностям зубьев обеспечивает более равномерное распределение нагрузки, но хуже центрирует соединение. При наличии радиальной нагрузки происходит смещение зубцов относительно впадин, что ведёт к быстрому износу соединения вследствие возникновения фриттинг-коррозии. Этот вид центрирования наиболее выгоден для соединений подверженных действию реверсивных и неравномерных (особенно ударных) нагрузок при относительно невысоких скоростях вращения.

Центрирование по диаметрам, наружному или внутреннему обеспечивает более высокую соосность вала и ступицы. Выбор в качестве центрирующего внутреннего или наружного диаметра определяется технологическими требованиями. При относительно невысокой твёрдости ступицы ( $\leq 350$  НВ или  $\leq 38$  HRC) центрирование лучше выполнять по наружному диаметру (80 % прямобочных шлицевых соединений). В этом случае вал шлифуется по внешнему диаметру, а шлицевое отверстие ступицы выполняют протягиванием. При более высоких значениях твёрдости ступицы центрировать соединение предпочтительно по внутреннему диаметру. В этом варианте центрирования внутренний диаметр ступицы и вала шлифуется, но шлифование выполняют на разных станках: ступицу шлифуют на внутришлифовальном, а вал на шлицешлифовальном.

Обозначение прямобочного шлицевого соединения в документации включает параметры:

№ позиции	Параметр
1	Поверхность центрирования: $D$ – наружный диаметр; $d$ – внутренний диаметр; $b$ – боковая поверхность; (разделитель позиций – тире)
2	Число шлицов (разделитель позиций – знак умножения)
3	Внутренний диаметр
4	Посадка по внутреннему диаметру (разделитель позиций – знак умножения)
5	Наружный диаметр
6	Посадка по наружному диаметру (разделитель позиций – знак умножения)
7	Ширина шлица (зуба на валу)
8	Посадка по ширине шлица
9	Стандарт, регламентирующий параметры соединения

Детали машин и основы конструирования

Пример обозначения прямобочного шлицевого соединения с указанием позиций:

№ позиции	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Обозначение	<i>D</i> -	<i>8</i> ×	<i>36</i>	<i>H11/a11</i> ×	<i>40</i>	<i>H7/js6</i> ×	<i>6</i>	<i>F8/f8</i>	ГОСТ 1139-80.

Эвольвентные шлицевые соединения по сравнению с прямобочными обладают повышенной несущей способностью и меньшей концентрацией напряжений (примерно в 2 раза). Эти соединения удобно изготавливать по технологии изготовления зубчатых колёс (методом обкатки). Шлицы вала при этом могут изготавливаться фрезерованием модульной червячной фрезой на зубофрезерном станке, а пазы ступицы либо долблением на зубодолбёжном станке, либо протягиванием. Угол профиля образующей рейки (в некотором роде аналог угла зацепления зубчатых колёс)  $\alpha = 30^\circ$  (см. рис. 4.8, г), а высота шлица –  $(0,8 \dots 1,0) \cdot m$ .

Обозначение эвольвентного шлицевого соединения в документации несколько проще и включает параметры:

№ позиции	Параметр
Центрирование по боковым поверхностям зубьев	
1.	Наружный диаметр (разделитель позиций – знак умножения).
2.	Модуль шлицевого соединения (разделитель позиций – знак умножения).
3.	Посадка по боковым поверхностям шлицов (разделитель позиций – знак умножения).
4.	Стандарт, регламентирующий параметры соединения.
Центрирование по наружному диаметру	
1.	Наружный диаметр (разделитель позиций – знак умножения).
2.	Посадка по наружному диаметру (разделитель позиций – знак умножения).
3.	Модуль шлицевого соединения.
4.	Стандарт, регламентирующий параметры соединения.

Пример обозначения эвольвентного соединения с указанием позиций:

№ позиции	1	2	3	4
Центрирование по боковым поверхностям зубьев				
Обозначение	<i>70</i> ×	<i>3</i> ×	<i>H9/k8</i>	ГОСТ 6033-80.
Центрирование по наружному диаметру				
Обозначение	<i>50</i> ×	<i>H7/g6</i> ×	<i>2</i>	ГОСТ 6033-80.

Треугольные шлицевые соединения не стандартизованы и применяются главным образом в качестве неподвижных при тонкостенных соединяемых элементах или при наличии жёстких ограничений в диаметральном размерах.

Детали машин и основы конструирования

Центрирование в этих соединениях, как упоминалось выше, возможно только по боковым поверхностям шлицов. Угол впадины между боковыми поверхностями шлицов вала может составлять  $\beta = 90^\circ$ ,  $\beta = 72^\circ$  или  $\beta = 60^\circ$  (см. рис. 4.8, е). Модуль таких шлицов невелик и обычно лежит в пределах  $0,2 \leq m \leq 1,5$  мм. Иногда треугольное шлицевое соединение для удобства сборки выполняют конусным при конусности 1:16.

Расчёт шлицевых соединений. Основными критериями работоспособности шлицевых соединений является сопротивление боковых поверхностей зубьев изнашиванию и смятию. Неподвижные шлицевые соединения рассчитывают только на смятие (при отсутствии осевых и опрокидывающих нагрузок).

Расчёт на смятие производится по формуле:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{d_{cp} \cdot z \cdot h \cdot l \cdot \psi} \leq [\sigma]_{см} ; \quad (4.7)$$

где  $\sigma_{см}$  и  $[\sigma]_{см}$  – действующие и допускаемые напряжения для детали, изготовленной из наиболее слабого материала;

$T$  – момент, передаваемый соединением;

$d_{cp}$  – средний диаметр соединения;

$z$  – число зубьев в соединении;

$h$  и  $l$  – высота и длина контактной поверхности зубьев;

$\psi$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения давления по длине контактной поверхности зуба ( $0,7 \leq \psi \leq 0,8$ ).

Высота контактной поверхности зуба  $h$  и средний диаметр соединения  $d_{cp}$  для разных типов соединений составляют:

для соединений с прямобочными шлицами

$$h = \frac{D-d}{2} - 2 \cdot f , \quad d_{cp} = \frac{D+d}{2} ;$$

где  $f$  – величина фаски зуба;

для соединений с эвольвентными шлицами

$$h = 0,815 \cdot m , \quad d_{cp} = D - 1,1 \cdot m ;$$

для соединений с треугольными шлицами

$$h = \frac{D-d}{2} , \quad d_{cp} = m \cdot z .$$

Допускаемые напряжения для подвижных шлицевых соединений стальных деталей принимаются:

Детали машин и основы конструирования

при лёгких условиях работы	$[\sigma]_{см} = 10...20 \text{ МПа}$ ;
при тяжёлых условиях работы	$[\sigma]_{см} = 5...10 \text{ МПа}$ .

Для неподвижных соединений допускаемые напряжения

$$[\sigma]_{см} = \frac{\sigma_T}{[s] \cdot K_{см} \cdot K_{\delta}} ; \quad (4.8)$$

где  $[s] = (1,25...1,4)$  – нормативный коэффициент запаса, учитывающий условия работы и изготовления деталей соединения;

$K_{см} = (4...5)$  – коэффициент концентрации нагрузки, определяемый по ГОСТ 21425-75;

$K_{\delta} = (2...2,5)$  – коэффициент динамичности нагрузки при реверсировании нагрузки без ударов.

При проверке соединения на износ действующие напряжения, вычисленные по (4.7), проверяются на выполнение соотношения

$$\sigma \leq [\sigma]_{изн} \cdot K_p ; \quad (4.9)$$

где  $K_p = \sqrt[3]{(10^8 / N)}$  – коэффициент, учитывающий число циклов нагружения.

Допускаемые напряжения по износу  $[\sigma]_{изн}$  зависят от параметров внешней нагрузки и термообработки рабочих поверхностей шлицов. Для шлицов, закалённых до поверхностной твёрдости HRC 60, принимают  $[\sigma]_{изн} = 40...85 \text{ МПа}$ , а для шлицованных деталей без термохимической обработки –  $[\sigma]_{изн} = 25...50 \text{ МПа}$ .

**Профильные, призматические и фрикционные соединения.**

*Профильное соединение – подвижное или неподвижное соединение двух соосных деталей, контактная поверхность которых в поперечном сечении имеет форму плавной замкнутой кривой, отличной от окружности (рис. 4.9).*

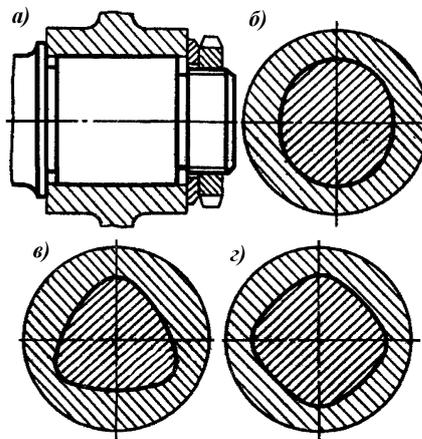


Рис. 4.9. Профильное соединение: а) продольное сечение; б), в), г) возможные поперечные сечения: овальное, треугольное, квадратное

Детали машин и основы конструирования

Достоинством профильного соединения является отсутствие выступающих элементов, вызывающих концентрацию напряжений. Однако в профильных соединениях вследствие малых плеч контактные напряжения существенно выше по сравнению со шлицевыми, причём напряжения эти тем больше, чем большее число граней имеет профильное соединение. Кроме того, в профильном соединении на ступицу действуют значительные распорные силы, требующие большей толщины её стенок. По этой причине профильные соединения применяются в малонагруженных передачах, например, в соединениях рычагов с поворотными валиками в механизмах переключения передач.

*Призматическое соединение – подвижное или неподвижное соединение двух соосных деталей, контактная поверхность которых в поперечном сечении имеет форму многоугольника.* Наиболее распространёнными среди призматических соединений являются соединения «на квадрат» (рис. 4.10) или «на шестигранник». Призматические соединения наиболее просты в изготовлении при индивидуальном производстве.

При передаче моментной нагрузки в призматическом соединении нагрузка на каждой грани распределяется по треугольнику – на одной стороне грани напряжения равны нулю, а на другой кромке максимальны. Максимальные напряжения смятия в призматическом соединении

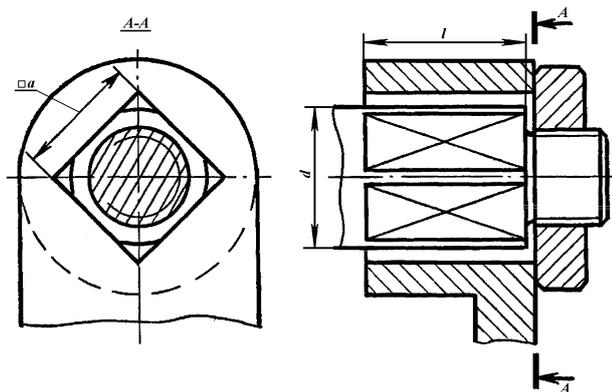


Рис. 4.10. Соединение

призматическое «на квадрат»

$$\sigma_{см} = \frac{12 \cdot T}{z \cdot a^2 \cdot l} \leq [\sigma]_{см}, \tag{4.10}$$

а допустимый передаваемый момент

$$[T] = \frac{z \cdot a^2 \cdot l \cdot [\sigma]_{см}}{12}, \tag{4.11}$$

где  $z$  – число граней;

$a$  и  $l$  – ширина и длина рабочей части грани;

$[\sigma]_{см}$  – допускаемые напряжения смятия для наиболее слабой детали.

Детали машин и основы конструирования

К группе фрикционных соединений (соединений с натягом) относятся соединения, в которых передача крутящего момента происходит за счёт сил трения, возникающих между контактирующими поверхностями соединения вследствие их предварительного сжатия при сборке. Такими являются соединения прессовые, клеммовые и конусные.

фрикционные соединения просты в изготовлении и сборке, но склонны к ослаблению несущей способности при многократной переборке. Разборка и сборка таких соединений требует особой аккуратности и, как правило, должна выполняться с применением специальных технологических приёмов и приспособлений.

Прессовое соединение характеризуется тем, что в свободном состоянии (до сборки) диаметр посадочной поверхности вала несколько больше, чем диаметр отверстия в ступице. После сборки эти два диаметра выравниваются, при этом посадочная часть вала сжимается в радиальном направлении, а ступица растягивается. Между контактирующими поверхностями вала и ступицы действуют контактные напряжения сжатия, а нагружение соединения крутящим моментом вызывает появление сил трения. Момент, который способно передать прессовое соединение выражается соотношением

$$T = 5 \cdot 10^{-4} \cdot \pi \cdot q \cdot d^2 \cdot l \cdot f ; \tag{4.12}$$

а осевое усилие, необходимое для силовой сборки соединения, составит

$$F_{oc} = \pi \cdot q \cdot d \cdot l \cdot f . \tag{4.13}$$

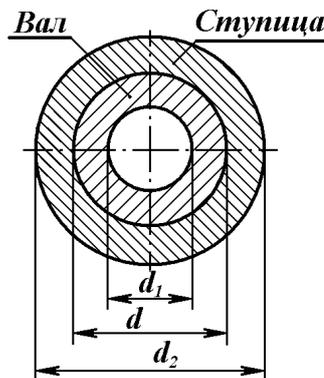


Рис. 4.11. Поперечное сечение прессового соединения

где  $q$  – давление на контактирующих поверхностях, МПа;  
 $d$  и  $l$  – диаметр и длина контактирующих поверхностей соединения, мм;  
 $f$  – коэффициент трения между контактирующими поверхностями (для стального вала и чугунной ступицы  $f = 0,10 \dots 0,15$ ).

Давление на контактных поверхностях

Детали машин и основы конструирования

$$q = \frac{\delta}{d} \cdot \theta ; \quad (4.14)$$

где  $\delta$  – величина натяга (разность между диаметрами вала и ступицы в свободном состоянии);

$\theta$  – коэффициент, зависящий от конфигурации соединяемых деталей (рис. 4.11):

$$\theta = \left[ (c_1 - \mu_1) \cdot E_1^{-1} + (c_2 - \mu_2) \cdot E_2^{-1} \right]^{-1} ; \quad (4.15)$$

где  $\mu$  – коэффициенты Пуассона;

$E$  – модули упругости для материалов вала и ступицы (индекс «1» относится к параметрам вала, индекс «2» – к параметрам ступицы);

Здесь

$$c_1 = \left[ 1 + \left( \frac{d_1}{d} \right)^2 \right] / \left[ 1 - \left( \frac{d_1}{d} \right)^2 \right] , \quad (4.16)$$

$$c_2 = \left[ 1 + \left( \frac{d}{d_2} \right)^2 \right] / \left[ 1 - \left( \frac{d}{d_2} \right)^2 \right] ; \quad (4.17)$$

где  $d$  – диаметр посадочной поверхности в соединении;

$d_1$  – диаметр отверстия вала;

$d_2$  – наружный диаметр ступицы.

Максимальное давление на посадочных поверхностях соединения не должно превышать допустимого напряжения смятия для наиболее слабого из материалов соединения,  $q \leq [\sigma]_{см}$ . Для стальных деталей, подвергнутых улучшению,  $[\sigma]_{см} = 200 \dots 250$  МПа, для чугунных деталей –  $[\sigma]_{см} = 20 \dots 50$  МПа, для деталей из алюминиевых сплавов –  $[\sigma]_{см} = 10 \dots 20$  МПа.

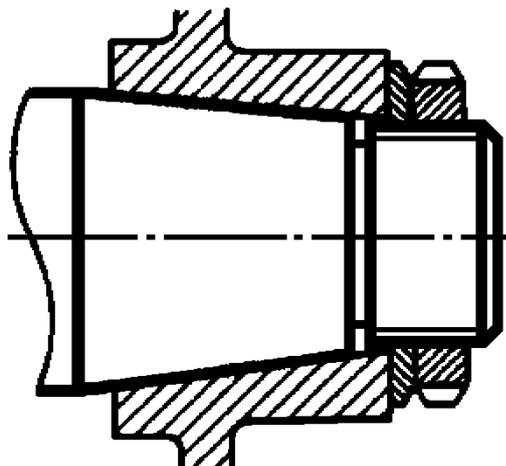


Рис. 4.12. Конусное фрикционное соединение

Детали машин и основы конструирования

На концевых участках валов предпочтение часто отдаётся конусным соединениям (рис. 4.12), для затяжки которых конец вала снабжается резьбовой частью. Затяжка соединения осуществляется навинчиванием гайки на резьбовой конец вала, либо завинчиванием винта, если концевой участок вала снабжён внутренней резьбой. Контроль затяжки осуществляется, как правило, по величине осевого перемещения ступицы относительно вала. После необходимой затяжки резьбовой элемент, винт или гайка, стопорится каким либо из известных способов.

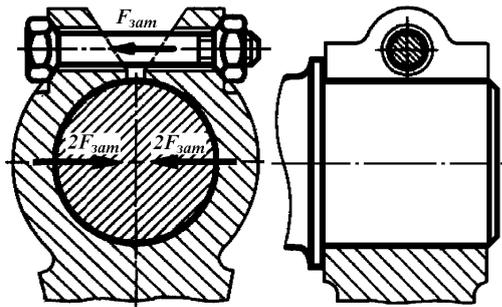


Рис. 4.13. Клеммовое соединение

Расчёт несущей способности соединения производится по формулам для цилиндрических прессовых соединений (см. (4.12)...(4.17)), принимая в качестве расчётных диаметры в срединном сечении соединения. Величина натяга в этом случае определяется как произведение конусности на осевое перемещение ступицы при затяжке соединения.

В клеммовом соединении сжатие деталей обеспечивается специальными болтами. Соединение вследствие отсутствия шпонок позволяет выполнять закрепление деталей в произвольном положении, как по длине, так и по углу поворота. Это позволяет использовать соединение для закрепления на валах кривошипов, рычагов, кронштейнов.

Клеммовое соединение способно передать крутящий момент

$$T = (2 \cdot 10^{-3} \cdot F_{зам} \cdot d \cdot f)_{HM}; \quad (4.18)$$

где  $F_{зам}$  – усилие затяжки болтов, Н;

$d$  – диаметр соединения (вала), мм;

$f$  – коэффициент трения для материалов деталей, входящих в соединение.

В свою очередь усилие затяжки болтов зависит от прочности каждого из них

$$F_{зам} = 0,25 \cdot \pi \cdot z \cdot d_1^2 \cdot [\sigma]_p; \quad (4.19)$$

где  $z$  – число болтов в соединении;

$d_1$  – внутренний диаметр резьбы болта;

$[\sigma]_p$  – допускаемые напряжения растяжения для материала болта.

Детали машин и основы конструирования

Напряжения смятия на контактных поверхностях деталей, входящих в соединение

$$\sigma_{см} = \frac{z \cdot d_{1б}^2 \cdot [\sigma]_p}{\varphi \cdot d \cdot l} \leq [\sigma]_{см}; \quad (4.20)$$

где  $l$  – длина контактной поверхности соединяемых деталей;

$\varphi \approx 0,5$  – коэффициент неравномерности давления по посадочной поверхности, возникающей за счёт жесткости ступицы; остальные величины определены выше.

Несущая способность клеммового соединения примерно в 2 раза ниже по сравнению с прессовым при тех же размерах и величине сжатия поверхностей.

При расчёте всех фрикционных соединений обычно принимают коэффициент запаса по крутящему моменту  $[n] = 1,5 \dots 2$ .

Вопросы для самоконтроля:

1. В чём отличие рассмотренных в данной лекции соединений от описанных ранее?
2. Какое соединение называют шпоночным, какой признак отличает его от других соединений?
3. Какие разновидности шпоночных соединений Вы знаете?
4. Какими положительными качествами обладают шпоночные соединения?
5. Каковы недостатки шпоночных соединений?
6. Назовите основные материалы, необходимые для изготовления шпонок.
7. Назовите разновидности призматических шпонок.
8. Какие параметры призматических шпонок стандартизованы?
9. В чём заключаются преимущества сегментных шпонок перед призматическими.
10. Назовите предпочтительные места валов для установки призматических и сегментных шпонок?
11. Как выполняется проектный расчёт призматических и сегментных шпонок?
12. Что можно предпринять, если призматическая или сегментная шпонка не удовлетворяет заданным условиям работы?
13. Что называют цилиндрической шпонкой?
14. Расскажите о тангенциальных шпонках, почему их так называют?
15. Какие особенности клиновых шпоночных соединений, в чем их достоинства и недостатки?
16. назовите главный признак шлицевых соединений.
17. Какие виды шлицевых соединений Вы знаете?
18. Назовите основные достоинства и недостатки шлицевых соединений.
19. Как осуществляется центрирование деталей шлицевого соединения?
20. Как обозначить прямобоочное шлицевое соединение?

Детали машин и основы конструирования

21. Каковы особенности и достоинства эвольвентного шлицевого соединения.
22. Как обозначить эвольвентное шлицевое соединение?
23. Каковы особенности и достоинства треугольного шлицевого соединения.
24. Как назначить параметры прямобочного шлицевого соединения? А как эвольвентного?
25. Какое шлицевое соединение необходимо проверять на прочность по износу?
26. Назовите главные особенности профильного соединения.
27. Назовите главные особенности призматического соединения.
28. Назовите главные особенности фрикционных соединений.
29. Какие виды соединений можно отнести к группе фрикционных?
30. Назовите параметры, за счёт изменения которых можно увеличить несущую способность прессового соединения.
31. Каким способом создаётся необходимый натяг в конусных соединениях?
32. Назовите основные особенности клеммового соединения.
33. Можно ли повысить несущую способность клеммового соединения за счёт удлинения ступицы?

## Список литературы

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование и деталей машин: Учебное пособие для технических специальностей вузов. 8-е изд. – М.: Издательский центр «Академия», 2004.
2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование. – М.: Машиностроение, 2002.
3. Иванов М.Н., Финогенов в.А. Детали машин: Учебник для вузов. 7-е изд. – М.: Высшая школа, 2002.
4. Куклин Н.Г., Куклина Г.С., Житков В.К. Детали машин. 6-е изд. – М.: Высшая школа, 2005.
5. Леликов О.П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин. Конспект лекций по курсу «Детали машин». – М.: Машиностроение, 2004.
6. Детали машин: Атлас конструкций /Под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1992.
7. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. – В 3 т. – М.: Машиностроение, 2001.