

Министерство образования и науки Российской Федерации
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Пермский государственный технический университет»

А.М. Ханов, Л.Д. Сиротенко

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Утверждено
Редакционно-издательским советом университета
в качестве учебного пособия

Издательство
Пермского государственного технического университета
2010

УДК 621.81.001.66 (075)

X19

Рецензенты:

канд. техн. наук *И.Б. Фомин*

(ОАО «Пермские моторы»);

д-р техн. наук, профессор *Н.Н. Вассерман*

(Пермский государственный технический университет)

Ханов, А.М.

X19 Детали машин и основы конструирования: учеб.
пособие / А.М. Ханов, Л.Д. Сиротенко. – Пермь: Изд-во
Перм. гос. техн. ун-та, 2010. – 270 с.

ISBN 978-5-398-00433-5

Изложены основные темы курса «Детали машин и основы конструирования». Рассмотрены основы расчета и конструирования деталей и сборочных единиц машин общего назначения: соединений, механических передач, валов и осей, подшипников и муфт.

Предназначено для подготовки студентов технических специальностей вузов по направлению «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств».

УДК 621.81.001.66 (075)

ISBN 978-5-398-00433-5

© ГОУ ВПО «Пермский
государственный технический
университет», 2010

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	7
Тема 1. Общие принципы проектирования деталей и узлов машин	9
1.1. Содержание и основные задачи курса	9
1.2. Требования к деталям и критерии их работоспособности	10
1.2.1. Критерии работоспособности	11
1.2.2. Критерии надежности	21
1.2.3. Критерии экономичности	24
Тема 2. Общие сведения о проектировании. Выбор допускаемых напряжений	27
2.1. Общие сведения о проектировании	27
2.2. Выбор допускаемых напряжений и коэффициентов запаса прочности	29
Тема 3. Сварные соединения	34
3.1. Общие сведения о сварных соединениях	34
3.2. Конструкции сварных соединений и их расчет на прочность	36
3.2.1. Стыковые соединения	36
3.2.2. Наклесточные соединения	38
3.2.3. Тавровые соединения	47
3.3. Допускаемые напряжения в сварных соединениях	51
Тема 4. Резьбовые соединения	54
4.1. Типы и основные параметры резьб	54
4.2. Соотношение сил и моментов в резьбовых деталях при затяжке	58
4.3. Расчет резьбы на прочность	62
4.4. Расчет на прочность одиночных болтов при различных случаях нагружения	64
4.4.1. Расчет незатянутого болта, нагруженного внешней растягивающей силой	64
4.4.2. Расчет затянутого болта при отсутствии внешней нагрузки	65
4.4.3. Расчет болтов, нагруженных поперечными силами	67
4.4.4. Расчет болта, нагруженного эксцентричной нагрузкой	69

4.4.5. Расчет затянутых болтов при действии внешней нагрузки, раскрывающей стык деталей	70
4.5. Расчет соединений, включающих группу болтов	75
4.5.1. Расчет групповых болтовых соединений под действием нагрузки, раскрывающей стык детали	75
4.5.2. Расчет групповых болтовых соединений под действием нагрузки, сдвигающей детали в стыке	79
4.6. Расчет болтов при действии переменной нагрузки	81
4.7. Допускаемые напряжения и коэффициенты запаса прочности материала резьбовых деталей	82
Тема 5. Соединение деталей с натягом	86
Тема 6. Шпоночные и шлицевые (зубчатые) соединения	94
Тема 7. Общие сведения о заклепочных, клеммовых, паяных, клеевых и штифтовых соединениях	101
7.1. Заклепочные соединения	101
7.2. Клеммовые соединения	106
7.3. Паяные соединения	109
7.4. Клеевые соединения	112
7.5. Штифтовые соединения	113
Тема 8. Общие сведения о механических передачах	115
Тема 9. Фрикционные передачи	119
9.1. Цилиндрическая фрикционная передача	121
9.2. Коническая фрикционная передача	122
9.3. Вариаторы	123
9.4. Расчет на прочность фрикционных передач	126
Тема 10. Ременные передачи	129
10.1. Общие сведения	129
10.2. Силы в передаче	132
10.3. Скольжение ремня. Передаточное число	137
10.4. Напряжения в ремне	139
10.5. Критерии работоспособности ременных передач	142
Тема 11. Цепные передачи	147
11.1. Общие сведения	147
11.2. Приводные цепи	148
11.3. Звездочки	150
11.4. Передаточное число цепной передачи	151

11.5. Основные геометрические соотношения	151
11.6. Силы в ветвях цепи	152
11.7. Критерии работоспособности цепной передачи	153
Тема 12. Зубчатые передачи	156
12.1. Общие сведения	156
12.2. Цилиндрические зубчатые передачи.....	157
12.2.1. Геометрия и кинематика цилиндрических передач....	157
12.2.2. Силы в передаче	166
12.2.3. Виды разрушения зубьев и критерии работоспособности зубчатых колес.....	168
12.2.4. Расчет на контактную прочность цилиндрических зубчатых передач.....	170
12.2.5. Расчет на изгиб цилиндрических зубчатых передач	175
12.3. Конические зубчатые передачи	180
12.3.1. Геометрия и кинематика конических зубчатых передач	180
12.3.2. Силы в передаче	185
12.3.3. Расчет на контактную прочность конических зубчатых передач	187
12.3.4. Расчет на изгиб конических зубчатых передач.....	189
12.4. Основные сведения о планетарных и волновых передачах.....	189
12.4.1. Планетарные передачи.....	189
12.4.2. Волновые передачи	192
Тема 13. Червячные передачи	199
13.1. Общие сведения.....	199
13.2. Геометрия червячных передач	201
13.3. Кинематические параметры передачи	204
13.4. Силы в зацеплении	205
13.5. Виды разрушения зубьев червячных колес и критерии работоспособности	207
13.6. Расчет передачи на контактную прочность	208
13.7. Расчет по напряжениям изгиба	210
13.8. Тепловой расчет червячной передачи	211
Тема 14. Рычажные передачи	214
Тема 15. Передача винт – гайка	220
Тема 16. Валы и оси	225
16.1. Общие сведения.....	225

16.2. Расчет валов на прочность	227
Тема 17. Подшипники качения	234
17.1. Общие сведения	234
17.2. Виды разрушения подшипников и критерии работоспособности	237
17.3. Расчет на динамическую грузоподъемность и долговечность	238
17.4. Уплотняющие устройства в узлах подшипников качения....	241
Тема 18. Подшипники скольжения.....	244
18.1. Общие сведения	244
18.2. Режимы смазки в подшипниках скольжения	245
18.3. Виды разрушения и критерии работоспособности.....	247
18.4. Расчет подшипников скольжения в условиях несовершенной смазки	248
18.5. Расчет подшипников скольжения в условиях жидкостного трения	249
Тема 19. Муфты.....	252
19.1. Общие сведения	252
19.2. Глухие муфты.....	254
19.3. Жесткие компенсирующие муфты.....	256
19.4. Упругие компенсирующие муфты	259
19.5. Сцепные муфты.....	261
19.6. Самоуправляемые муфты.....	264
Список литературы	269

ПРЕДИСЛОВИЕ

Конспект лекций написан по программе курса «Детали машин и основы конструирования» и предназначен для расчетно-теоретической и конструкторской подготовки студентов технических специальностей вузов по направлению «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств».

Целевая установка курса «Детали машин и основы конструирования» состоит в изучении методов, правил и норм проектно-конструкторской работы и формировании у студентов готовности участвовать в разработке проектов изделий машиностроения с учетом технологических, конструкторских, эксплуатационных, эстетических, экономических и управленческих параметров.

Для изучения курса «Детали машин и основы конструирования» требуется знание следующих дисциплин: *начертательной геометрии и инженерной графики*, на базе которых производится построение машиностроительных чертежей и реализуется начальный этап освоения методов и средств автоматизации выполнения и оформления конструкторско-технологической документации; *теоретической механики и теории машин и механизмов*, позволяющих определить законы движения деталей машин и силы, действующие на эти детали; *сопротивления материалов* – дисциплины, на основе которой производятся расчеты деталей на прочность, жесткость и устойчивость; *технологических процессов в машиностроении*, позволяющих производить для деталей машин выбор наиболее рациональных форм, размеров, материалов, степени точности, качества поверхностей, технических условий изготовления и эксплуатации.

Курс «Детали машин и основы конструирования» завершает цикл общепрофессиональных дисциплин проектно-

конструкторского содержания и связывает его с дисциплинами профильной направленности, в которых изложены основы теории расчета, конструирования и эксплуатации машин определенного назначения.

В конспекте лекций рассмотрены основы расчета и конструирования деталей и узлов машин общего назначения: соединений, механических передач, валов и осей, подшипников и муфт. Изложены критерии работоспособности деталей машин и сборочных единиц, приведены требования к конструкционным материалам и их характеристикам, представлены инженерные решения типовых задач, характерных для практической деятельности общемашиностроительных предприятий.

Поскольку разделы курса весьма различны по объему содержащегося в них материала, структура конспекта представлена в виде тем, а не лекций. В зависимости от объема некоторые темы могут быть объединены в одну лекцию, и, наоборот, значительные по объему темы могут быть изложены в течение двух-трех лекций.

Выбор способа изложения материала обусловлен стремлением в ясной и доступной форме в условиях ограниченного времени максимально эффективно донести содержание курса до студентов с учетом различного уровня их подготовки. При выполнении рисунков использованы упрощенные схемы, в которых иногда отсутствуют несущественные для рассматриваемого конкретного вопроса конструктивные элементы, но которые позволяют ускорить понимание условий работы и расчета деталей. При этом предполагается, что реальные конструкции деталей и стандартизованные методы их расчета с использованием требуемого объема информации справочного характера студенты изучают дополнительно при выполнении лабораторных работ и в процессе курсового проектирования.

ТЕМА 1. ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ МАШИН

1.1. СОДЕРЖАНИЕ И ОСНОВНЫЕ ЗАДАЧИ КУРСА

«Детали машин и основы конструирования» – научная дисциплина по расчету, проектированию и конструированию деталей и узлов общемашиностроительного назначения. В ее задачи входят обобщение инженерного опыта создания машиностроительных конструкций, разработка научных основ расчета и проектирования надежных элементов и узлов конструкций.

Машина – устройство, предназначенное для выполнения полезной работы, связанной с производством, обработкой, преобразованием энергии и информации. Основу каждой машины составляют устройства, называемые механизмами.

Механизм – это система тел, предназначенных для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемое движение остальных тел. Механизм имеет ведущие и ведомые звенья.

Ведущее звено – звено, которому движение передается извне. Остальные звенья механизма, которым передается движение от ведущего звена, называют *ведомыми*.

Машины состоят из деталей, которые объединены в узлы.

Деталь – это элементарная часть машины, которая изготавливается без сборочных операций и не может быть разобрана без разрушения. Изготавливается из однородного по наименованию и марке материала (болты, шпильки, шпонки, заклепки и пр.).

Сборочная единица (узел) – изделие, состоящее из нескольких деталей, имеющих общее функциональное назначение. Составные части сборочной единицы подлежат соедине-

нию на предприятии-изготовителе (подшипники качения, муфты и пр.).

В каждой машине можно найти детали, общие для различных типов машин, – *детали общего назначения* (вал, болт, шпонка и пр.).

Детали, характерные только для данной машины, – *специальные детали* (шпиндель станка, коленчатый вал и пр.).

Объектами изучения дисциплины «Детали машин и основы конструирования» являются детали и сборочные единицы общего назначения, которые делятся на 3 группы:

I. Соединения и детали соединений.

Соединения разделяют на неразъемные и разъемные. К *неразъемным соединениям* относятся сварные соединения, соединения с натягом, заклепочные, паяные и клеевые соединения. К *разъемным соединениям* относятся резьбовые, шпоночные, шлицевые, штифтовые и клеммовые соединения.

II. Детали механических передач.

В курсе рассматриваются механические передачи, основанные на использовании *трения* (ременные, фрикционные), передачи, основанные на принципе *зацепления* (зубчатые, червячные, цепные, планетарные, волновые), рычажные передачи, передачи винт – гайка.

III. *Детали и сборочные единицы, обслуживающие вращательное движение и предназначенные для поддержания вращающихся деталей передач*, – валы и оси, подшипники качения и скольжения, муфты приводов.

1.2. ТРЕБОВАНИЯ К ДЕТАЛЯМ И КРИТЕРИИ ИХ РАБОТОСПОСОБНОСТИ

Требования, предъявляемые к деталям, машинам и механизмам, целесообразно формулировать с использованием категории качества.

Качество – совокупность свойств изделий, определяющих степень их пригодности для использования по назначению.

Критерии качества – это система условий, позволяющая оценить эту степень пригодности.

Критерии качества деталей машин разбивают на три группы: *критерии работоспособности, критерии надежности и критерии экономичности.*

1.2.1. Критерии работоспособности

Работоспособность – состояние изделия, при котором оно способно выполнять заданные функции с параметрами, установленными требованиями нормативно-технической документации.

Основными критериями работоспособности являются *прочность, жесткость, износостойкость, теплостойкость, виброустойчивость.*

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

Для оценки прочности используются методы расчета по напряжениям:

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

и по коэффициентам запаса прочности:

$$S_{\sigma} \geq [S_{\sigma}], S_{\tau} \geq [S_{\tau}], \quad (1.2)$$

где σ, τ – расчетные нормальные и касательные напряжения; S_{σ}, S_{τ} – расчетные коэффициенты запаса прочности; $[\sigma], [\tau], [S_{\sigma}], [S_{\tau}]$ – допускаемые напряжения и соответствующие им коэффициенты запаса прочности.

Условия прочности (1.1), (1.2) называются *математической моделью работоспособности*.

Прочность материала существенно зависит от вида действующих напряжений, которые могут быть статическими или циклическими (усталостными). Способность материала сопротивляться разрушению при действии этих напряжений называется *статической или циклической (усталостной) прочностью*.

Статические напряжения – напряжения, постоянные во времени (рис. 1.1).

Прочность материалов при статическом нагружении характеризуется пределом текучести σ_T для пластичных материалов и пределом прочности σ_B для хрупких материалов. Значения

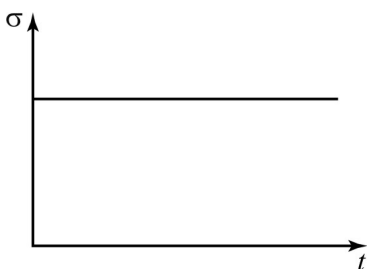


Рис. 1.1

σ_T и σ_B определяются по диаграммам «напряжение σ – деформация ε » (рис. 1.2), где представлены кривые деформирования пластичного (кривая 1) и хрупкого (кривая 2) материалов.

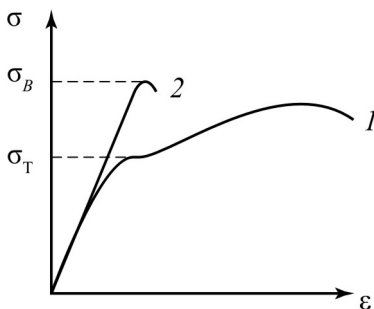


Рис. 1.2

Переменные (*циклические*) напряжения – напряжения, периодически меняющиеся во времени.

На рис. 1.3 представлены схемы изменения напряжений во времени, характерные для условий работы большинства машин (*a* – симметричный цикл, *б* – пульсирующий или отнулевой цикл, *в* – асимметричный цикл).

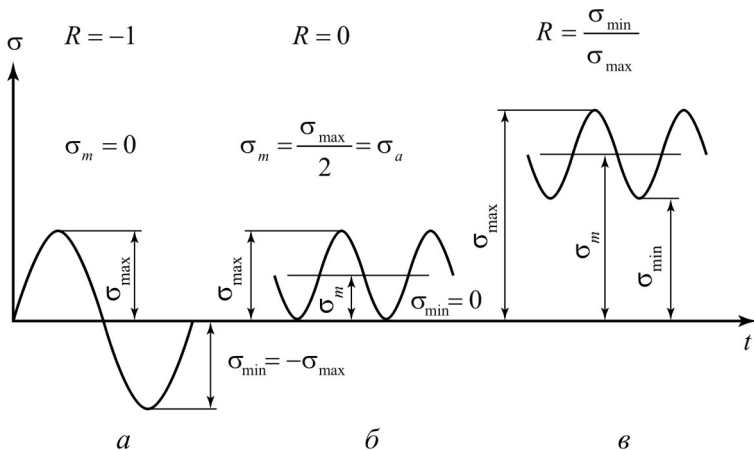


Рис. 1.3

Характеристиками цикла являются среднее напряжение цикла σ_m , амплитудное напряжение цикла σ_a , максимальное и минимальное напряжение σ_{\max} и σ_{\min} :

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2},$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}.$$
(1.3)

Для характеристики асимметрии цикла вводится коэффициент асимметрии цикла:

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

Уровень напряжений при циклическом нагружении может быть значительно ниже пределов упругости или текучести, а число циклов до разрушения составляет от сотен тысяч до десятков миллионов циклов.

Разрушение при многоцикловом нагружении происходит вследствие возникновения микротрещин в зоне концен-

трации напряжений без заметных пластических деформаций на макроуровне.

Процесс постепенного накопления повреждений материала под действием переменных напряжений, приводящих к образованию трещин, остаточным деформациям и разрушению, называется *усталостью*. Свойство материалов противостоять усталости называют *сопротивлением усталости* (*выносливостью*).

Число циклов до усталостного разрушения детали называют *циклической долговечностью*, которую можно оценить с помощью кривых усталости (рис. 1.4), построенных в обычных (*a*) или полулогарифмических координатах (*б*).

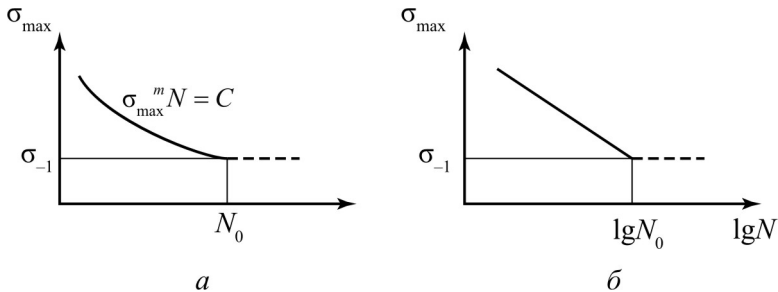


Рис. 1.4

Базой испытаний называют предварительно задаваемое наибольшее число циклов нагружения N_0 при испытании на усталость. При испытании образца после прохождения N_0 циклов опыт прекращают.

Пределом выносливости (σ_R) называют наибольшее напряжение цикла, при котором не происходит усталостное разрушение при достижении базы испытания.

В области ограниченной усталости ($N < N_0$) предел выносливости может быть повышен в число раз, равное $\sqrt[m]{N_0 / N}$.

Напряжения могут отличаться не только характером зависимости от времени, но и местонахождением областей их

действия: в объеме детали или в ее поверхностном слое. В связи с этим различают объемную и поверхностную (контактную) прочность.

При недостаточной *объемной прочности* деталь разрушается по всему сечению (поломка зуба шестерни, поломка вала, разрыв болта).

При недостаточной *контактной прочности* происходит разрушение (смятие, выкрашивание, изнашивание) поверхностей контакта (обмятие стержня болта или заклепки, выкрашивание поверхности зуба у зубчатых колес, изнашивание вкладышей и цапф подшипников скольжения).

Условия объемной прочности при равномерном распределении напряжений в объеме деталей (однородное напряженное состояние) имеют вид:

$$\begin{aligned}
 & \text{– растяжение – сжатие: } \sigma = \frac{F}{A} \leq [\sigma], \\
 & \text{– сдвиг (срез): } \tau_{\text{ср}} = \frac{F}{A} \leq [\tau_{\text{ср}}], \\
 & \text{– кручение: } \tau_{\text{кр}}^{\text{max}} = \frac{M_{\text{кр}}}{W_{\rho}} \leq [\tau_{\text{кр}}], \\
 & \text{– изгиб: } \sigma_{\text{и}}^{\text{max}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_x} \leq [\sigma_{\text{и}}],
 \end{aligned} \tag{1.5}$$

где F , $M_{\text{кр}}$, $M_{\text{и}}$ – продольная или поперечная сила, крутящий и изгибающий моменты; A , W_{ρ} , W_x – площадь поперечного сечения, полярный и осевой моменты сопротивления поперечного сечения.

Наличие в детали различных переходных сечений, каналов, отверстий приводит к резкому перераспределению

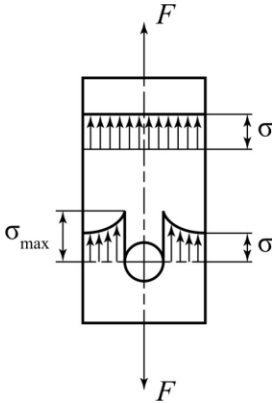


Рис. 1.5

напряжений, вызывая на отдельных участках значительный рост величины напряжения (рис. 1.5).

Распределение напряжений в объеме детали становится неравномерным, а напряженное состояние неоднородным.

Местное увеличение напряжений, вызванное изменением очертания детали, называется *концентрацией напряжений*, а конструктивные факторы, вызывающие ее, – *концентраторами*.

Для характеристики влияния концентратора напряжений вводится понятие теоретического коэффициента концентрации напряжений α_σ :

$$\alpha_\sigma = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma}, \quad (1.6)$$

где σ_{\max} – максимальное напряжение в зоне концентратора, σ – номинальное напряжение, рассчитанное по формулам сопротивления материалов (1.5).

Теоретический коэффициент концентрации напряжений зависит от формы детали и вида нагружения и не зависит от свойств материала.

Для учета влияния на сопротивление усталости свойств материала вводится понятие эффективного коэффициента концентрации напряжений, определяемого как отношение предела выносливости гладкого образца $\sigma_{-1}(\tau_{-1})$ к пределу выносливости такого же образца, но с концентратором:

$$K_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1к}}, \quad K_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{-1к}}. \quad (1.7)$$

Поверхностными или *контактными напряжениями* в широком смысле называют напряжения в месте контакта плоских или криволинейных поверхностей двух прижатых друг к другу тел.

В курсе «Детали машин» поверхностные напряжения принято разделять на напряжения смятия $\sigma_{\text{см}}$, контактные напряжения σ_H и напряжения от действия удельного давления p при сопряжении плоских поверхностей контакта. Условия прочности при действии этих напряжений имеют вид:

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{см}} &\leq [\sigma_{\text{см}}], \\ \sigma_H &\leq [\sigma_H], \\ p &\leq [p].\end{aligned}\tag{1.8}$$

Поверхностные напряжения в отличие от объемных действуют в небольшой области вблизи места приложения нагрузки и не проникают на большую глубину. Закон их распределения весьма сложен и составляет предмет специальных исследований в области задач контактной прочности. Условия (1.8) отражают лишь приближенные и упрощенные подходы для оценки различных видов поверхностной прочности.

Смятие – вид местной упругопластической деформации при сжатии твердых тел в местах их контакта по плоским или криволинейным поверхностям. Примером действия $\sigma_{\text{см}}$ является упругопластическое обжатие стержня заклепки (рис. 1.6), где штриховой линией показаны действительные контактные напряжения, вызывающие смятие стержня заклепки.

Расчетное значение напряжений $\sigma_{\text{см}}$ определяется по приближенной формуле

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{\delta d},\tag{1.9}$$

где δ – толщина соединяемых деталей, d – диаметр стержня заклепки.

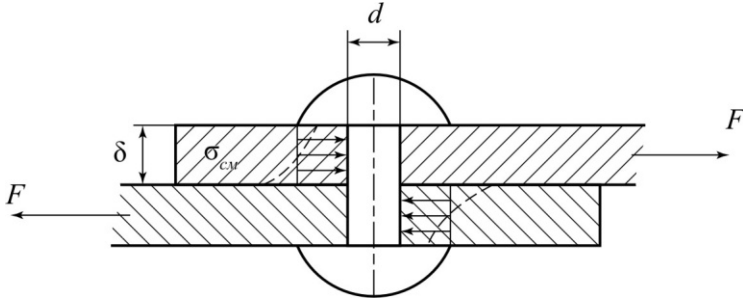


Рис. 1.6

Термин «контактные напряжения» в курсе «Детали машин» принято использовать для характеристики упругих напряжений при контакте двух тел, размеры которых значительно превышают площадку контакта. При сжатии сферических тел контакт происходит в точке, при сжатии цилиндрических тел – по линии. Распределение контактных напряжений между сжатыми цилиндрами показано на рис. 1.7.

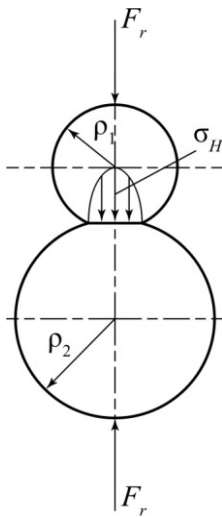


Рис. 1.7

Наибольшее контактное напряжение определяется по формуле Герца, полученной для зоны касания двух цилиндров:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E_{\text{пр}}}{2\pi(1-\mu^2)} \cdot \frac{q}{\rho_{\text{пр}}}}, \quad (1.10)$$

где $E_{\text{пр}}$ – приведенный модуль упругости, $E_{\text{пр}} = 2E_1E_2 / (E_1 + E_2)$; $\rho_{\text{пр}}$ – приведенный радиус кривизны, $\rho_{\text{пр}} = \rho_1\rho_2 / (\rho_1 + \rho_2)$; q – нормальная нагрузка на единицу длины контактных линий, $q = F_r/b$; b – рабочая длина контактной линии.

Если сопряжение деталей происходит по плоским поверхностям контакта, то в предположении равномерного распре-

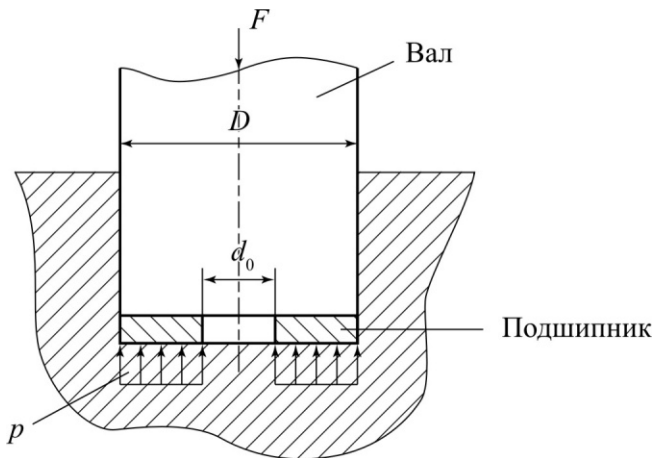


Рис. 1.8

деления контактных напряжений по плоскости стыка условие контактной прочности может быть приближенно записано через *удельное давление* p (1.8). Например, условие прочности при действии контактных напряжений на торце подшипника скольжения (рис. 1.8) имеет вид

$$p = \frac{4F}{\pi(D^2 - d_0^2)} \leq [p]. \quad (1.11)$$

Жесткость – способность детали сопротивляться изменению формы и размеров под действием приложенных нагрузок.

Проверочные расчеты на прочность производятся путем сравнения деформационных характеристик удлинения Δl , прогиба f , угла поворота сечения при изгибе θ , угла закручивания φ с их допускаемыми значениями:

$$\Delta l \leq [\Delta l], \quad f \leq [f], \quad \theta \leq [\theta], \quad \varphi \leq [\varphi]. \quad (1.12)$$

Размеры деталей должны быть такими, чтобы упругие деформации не превышали допустимого предела для данных условий.

Износостойкость – способность детали сопротивляться разрушению поверхностных слоев и изменению размеров при трении. Износ деталей возникает в условиях контактных напряжений и удельных давлений при скольжении без жидкостного трения в открытых передачах. К способам уменьшения изнашивания следует прежде всего отнести хорошее смазывание.

Расчет на износостойкость производится сравнением величины относительного износа Δ/h (рис. 1.9) с его допустимым значением:

$$\frac{\Delta}{h} \leq \left[\frac{\Delta}{h} \right]. \quad (1.13)$$

В большинстве случаев расчет на изнашивание проводят в форме ограничения действующих давлений в местах контакта (1.8).



Рис. 1.9

Теплостойкость – способность детали сохранять работоспособность при повышенных температурах.

Нагрев деталей может вызвать следующие последствия:

1) снижение твердости, прочности, появление ползучести (рис. 1.10) – увеличения деформации ϵ при постоянном напряжении;

2) ухудшение смазочных свойств масляного слоя как следствие снижения прочности масляных пленок и повышение износа;

3) изменение зазоров в сопряженных деталях, что может привести к заклиниванию.

Для выяснения теплового режима проводятся расчеты на нагрев (червячные передачи, подшипники скольжения). При этом составляют уравнение теплового

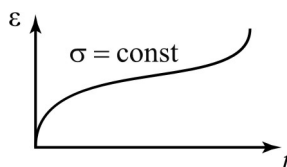


Рис. 1.10

баланса, приравнивая тепловыделение в единицу времени теплоотдаче, и определяют среднюю температуру при работе машин.

Вибростойчивость. Вибрация вызывает дополнительные динамические нагрузки, которые приводят к преждевременному усталостному разрушению деталей. Вибрация ухудшает качество работы машины. Особенно опасными являются резонансные колебания, при которых частота внешних колебаний совпадает с частотой собственных колебаний системы.

1.2.2. Критерии надежности

Надежность – свойство сохранять во времени способность к выполнению заданных функций в заданных режимах в течение заданного времени.

Основными критериями надежности являются *безотказность*, *долговечность*, *ремонтпригодность* и *сохраняемость*.

Безотказность – свойство изделия сохранять работоспособность в течение заданного времени без вынужденных перерывов. Понятие «безотказность» неразрывно связано с понятиями «отказ» и «наработка».

Отказ – событие, заключающееся в полной или частичной утрате работоспособности.

Нарботка – продолжительность работы изделия (в часах, километрах, числах циклов).

Основные показатели безотказности – вероятность отказов $Q(t)$, вероятность безотказной работы $P(t)$ и интенсивность отказов $\lambda(t)$.

Вероятность отказа определяется по формуле

$$Q(t) = \frac{n(t)}{N}, \quad (1.14)$$

где N – число принятых к испытанию изделий; n – число отказавших изделий за время t .

Вероятность безотказной работы изделия определяют как

$$P(t) = 1 - \frac{n(t)}{N} = 1 - Q(t). \quad (1.15)$$

Изменение $Q(t)$ и $P(t)$ во времени представлено на рис. 1.11.

Пример: по результатам испытания в одинаковых условиях партии изделий из $N = 1000$ шт. после наработки 5000 ч наблюдали отказы $n = 100$ шт. изделий. Вероятность безотказной работы этих изделий определяется по формуле

$$P(5000) = 1 - \frac{n}{N} = 1 - \frac{100}{1000} = 0,9.$$

Вероятность безотказной работы сложного изделия равна произведению вероятностей безотказной работы отдельных его элементов,

$$P(t) = P_1(t) \cdot P_2(t) \dots P_n(t). \quad (1.16)$$

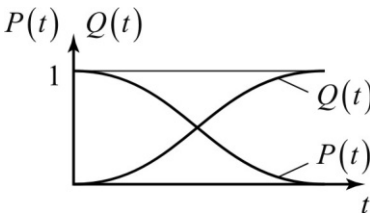


Рис. 1.11

Интенсивность отказов $\lambda(t)$ – отношение числа изделий, отказавших в единицу времени, к числу изделий $(N - n)$, исправно работающих в данный момент времени.

Если к началу произвольно выбранного отрезка времени Δt из строя вышли $n(t)$ изделий, а в течение периода Δt зарегистрировано $\Delta n(t)$ отказов, то интенсивность отказов

$$\lambda(t) = \frac{\Delta n(t)}{[N - n(t)] \Delta t}. \quad (1.17)$$

Вероятность безотказной работы можно оценить по *интенсивности отказов*:

$$P(t) = 1 - \lambda(t) \cdot t. \quad (1.18)$$

На рис. 1.12 приведен вид функции интенсивности отказов.

Из рис. 1.12 видно, что наработка изделия разделена на три периода. Период I относится к приработке изделия, период II называется периодом нормальной эксплуатации, в периоде III начинают появляться интенсивные отказы.

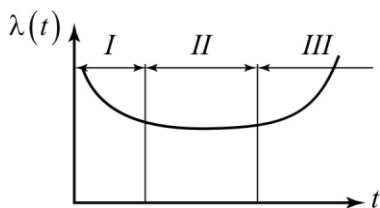


Рис. 1.12

Долговечность — свойство изделия сохранять работоспособность до наступления предельного состояния.

Основные показатели долговечности — средний и гамма-процентный ресурс.

Средний ресурс — математическое ожидание ресурса в часах работы, километрах пробега, миллионах оборотов.

Гамма-процентный ресурс — суммарная наработка, в течение которой изделие не достигает предельного состояния с вероятностью γ , выраженной в процентах.

Дополнительные показатели долговечности: наработка, технический ресурс, назначенный ресурс, срок службы.

Технический ресурс – суммарная наработка изделия от начала эксплуатации до перехода в предельное состояние (в часах, километрах пробега и др.).

Назначенный ресурс – суммарная наработка, при которой прекращается эксплуатация изделия независимо от его состояния.

Срок службы – календарная продолжительность эксплуатации изделия от начала до перехода в предельное состояние (включает наработку изделия и время простоев).

Ремонтопригодность – свойство изделия, заключающееся в приспособлении к поддержанию и восстановлению работоспособности путем технического обслуживания и ремонта.

Числовой показатель ремонтпригодности – *вероятность восстановления в заданное время и среднее время восстановления*.

Под *вероятностью восстановления* понимают вероятность того, что время восстановления работоспособного состояния изделия не превысит заданное значение.

Сохраняемость – свойства изделий сохранять эксплуатационные показатели на время хранения. Числовой показатель – средний срок сохраняемости.

1.2.3. Критерии экономичности

Экономичность – это минимальная стоимость затрат на проектирование, изготовление и эксплуатацию изделий.

Основными критериями экономичности являются *производительность; энергоемкость; материалоемкость; технологичность; стандартизация; унификация и взаимозаменяемость; транспортабельность; удобство и безопасность обслуживания; эстетичность; экологичность; эргономичность*.

В качестве примеров критериев экономичности рассмотрим критерии технологичности, стандартизации, унификации, взаимозаменяемости и эргономичности.

Под *технологичностью* машин и их деталей понимаются такие конструктивные формы, способы и приемы изготовления, материалы деталей, которые обеспечивают минимальный вес и размеры, минимальные затраты на производство и эксплуатацию.

Стандартизация – установление обязательных норм, правил, параметров, технических и начальных характеристик, которым должно соответствовать изделие.

Унификация – целесообразное сокращение номенклатуры однотипных деталей и сборочных единиц.

Взаимозаменяемыми называются такие детали, которые могут занимать свои места в машинах без дополнительной доработки и полностью выполнять свои функции. При этом упрощается изготовление, понижается себестоимость. Взаимозаменяемость обеспечивается системой допусков и посадок, нормализованной стандартами.

Эргономичность – соответствие машины антропометрическим и физиологическим характеристикам человека.

Контрольные вопросы

1. Какое различие между механизмом и машиной?
2. Чем отличается ведущее звено механизма от ведомого?
3. В чем состоит различие между деталью и сборочной единицей (узлом) машины?
4. Какие детали относят к деталям общемашиностроительного применения?
5. Приведите примеры деталей соединений и механических передач.
6. Приведите примеры деталей и узлов, обслуживающих механические передачи.

7. Какие передачи относятся к передачам трением, а какие – зацеплением?

8. Какие передачи относятся к передачам гибкой связью?

9. Что понимают под качеством изделия и под критериями качества?

10. Объясните понятия основных критериев работоспособности деталей машин: прочность, жесткость, износостойкость, теплостойкость, вибростойкость.

11. Что следует понимать под безотказностью, отказом и долговечностью деталей машин?

12. В чем различие между техническим и назначенным ресурсом?

ТЕМА 2. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПРОЕКТИРОВАНИИ. ВЫБОР ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

2.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПРОЕКТИРОВАНИИ

Цель проектирования – определение формы, размеров и материалов деталей, сборка которых в определенной последовательности обеспечит создание изделия с требуемыми функциональными и эксплуатационными свойствами.

Результатом проектирования является информационная модель будущего изделия в виде конструкторской документации.

Конструкторская документация – текстовые и графические документы с данными, необходимыми для разработки, изготовления, контроля и эксплуатации изделия.

Проектировочный (предварительный, упрощенный) расчет – это определение основных размеров детали при выбранном материале. Производится по формулам, соответствующим главному критерию работоспособности (например, прочности, жесткости и др.). Этот расчет применяют в тех случаях, когда размеры конструкции заранее не известны.

Проверочный расчет (уточненный) – это определение фактических характеристик главного критерия работоспособности детали или определение наибольшей допустимой нагрузки на деталь по допускаемым значениям критерия работоспособности. Расчет проводят, когда форма и размеры детали известны из проектировочного расчета или приняты конструктивно, когда определена технология изготовления детали.

Расчетная или эквивалентная нагрузка – такой уровень нагрузки (сила, крутящий момент, мощность), который по своему действию на изделие равносителен действию всех основных и дополнительных нагрузок.

Проектирование состоит из следующих этапов:

1. *Техническое задание*. Включает в себя назначение изделия, область применения, условия эксплуатации и технические требования. Техническое задание составляется совместно заказчиком и исполнителем, затем происходит окончательное оформление документа.

2. *Техническое предложение*. Это конструкторский документ, в котором содержится обоснование технической и технико-экономической целесообразности разработки изделия. Разрабатывается анализ вариантов возможных решений, достижений науки и техники, патентных материалов, возможностей машиностроительных заводов и смежных отраслей.

3. *Эскизный проект* (содержит общий вид и сборочные чертежи в эскизной проработке) включает этапы:

– оценка нагрузок и напряжений, *определяющих характерные отказы и главный критерий работоспособности*.

– *выбор материала конструкции*, оценка его механических характеристик, определение допускаемых значений критериев работоспособности.

– составление приближенной математической модели, предварительное определение размеров конструкции, *эскизная компоновка* и проверочные расчеты по критериям работоспособности.

4. *Технический проект*. Составление уточненной математической модели, окончательная проработка конструкции, проверочные расчеты по всему комплексу критериев и оптимизация конструкции.

5. *Рабочий проект*. Окончательное оформление рабочих чертежей, составление рабочей документации, технологических карт, проведение заводских испытаний опытного образца и государственные испытания, выпуск головной партии.

2.2. ВЫБОР ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ И КОЭФФИЦИЕНТОВ ЗАПАСА ПРОЧНОСТИ

При расчете деталей на прочность и жесткость размеры их должны быть такими, чтобы в них не произошли разрушения и не появились деформации, превышающие допустимые.

Под *допускаемыми напряжениями* понимают такие максимальные значения рабочих напряжений, которые могут быть допущены в опасном сечении детали при условии обеспечения необходимой надежности и долговечности. Таким образом, задача расчета конструкции на прочность сводится к определению таких размеров деталей, при которых обеспечивается работоспособность конструкции в течение всего срока службы:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{[S_{\sigma}]}, \quad [\tau] = \frac{\tau_{\text{пред}}}{[S_{\tau}]}, \quad (2.1)$$

где $[\sigma]$, $[\tau]$ – *допускаемые* нормальные и касательные напряжения, $\sigma_{\text{пред}}$, $\tau_{\text{пред}}$ – *предельные напряжения*, $[S_{\sigma}]$, $[S_{\tau}]$ – *допускаемые или нормативные коэффициенты запаса прочности* по нормальным и касательным напряжениям.

При статических нагрузках в качестве $\sigma_{\text{пред}}$ и $\tau_{\text{пред}}$ принимают пределы текучести σ_T или τ_T для пластичных материалов и пределы прочности σ_B или τ_B для хрупких материалов.

При переменных нагрузках в качестве $\sigma_{\text{пред}}$ или $\tau_{\text{пред}}$ принимают пределы выносливости (усталости) σ_R или τ_R , например, при симметричном цикле σ_{-1} или τ_{-1} соответственно. Для определения пределов выносливости реальных деталей используются *коэффициенты снижения пределов выносливости* $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$,

$$K_{\sigma d} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1d}}, \quad K_{\tau d} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{-1d}}, \quad (2.2)$$

где σ_{-1}, τ_{-1} – пределы выносливости лабораторных образцов, σ_{-1d}, τ_{-1d} – пределы выносливости реальных деталей.

Значения $K_{\sigma d}, K_{\tau d}$ определяются следующим образом:

$$K_{\sigma d} = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) \frac{1}{K_{v\sigma}},$$

$$K_{\tau d} = \left(\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right) \frac{1}{K_{v\tau}}, \quad (2.3)$$

где K_{σ}, K_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации напряжений ($K_{\sigma} > 1, K_{\tau} > 1$), $K_{d\sigma}, K_{d\tau}$ – коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения ($K_{d\sigma} < 1, K_{d\tau} < 1$), $K_{F\sigma}, K_{F\tau}$ – коэффициенты влияния шероховатости поверхности ($K_{F\sigma} \leq 1, K_{F\tau} \leq 1$), $K_{v\sigma}, K_{v\tau}$ – коэффициенты влияния поверхностного упрочнения ($K_{v\sigma} > 1, K_{v\tau} > 1$).

Значения коэффициентов K_d, K_F, K_v определяются отношениями пределов выносливости образцов при наличии соответствующих факторов влияния к пределам выносливости стандартных образцов или при помощи справочных таблиц и графиков.

Для выбора допустимых (нормативных) коэффициентов запаса прочности используются два метода: табличный и дифференциальный.

Табличный метод предполагает использование специализированных таблиц коэффициентов запаса прочности, составленных для отдельных деталей и узлов машин.

Дифференциальный метод заключается в том, что допустимые коэффициенты запаса прочности определяют по формуле

$$[S] = [S_1][S_2] \dots [S_N], \quad (2.4)$$

где $[S_1], [S_2], \dots, [S_N]$ – коэффициенты, учитывающие влияние различных факторов на прочность детали (расчетная схема, вид нагрузок и напряжений, однородность материала, степень ответственности, требования безопасности и т.д.).

При оценке прочности по формулам (1.2) необходимо определить расчетный коэффициент запаса прочности для его сравнения с допускаемым значением.

Для определения расчетного коэффициента запаса прочности при циклических напряжениях (коэффициента запаса выносливости) принято использовать диаграммы предельных напряжений $\sigma_{\text{пред}}$, для построения которых образец нагружается средним напряжением σ_m и находится амплитуда σ_a , при которой происходит разрушение (рис. 2.1).

Чтобы гарантировать нормальную работу, проводят кривую допускаемых напряжений $[\sigma]$, построенную с помощью коэффициента запаса выносливости S_σ .

Для реальной детали изображенные на рис. 2.1 кривые могут быть представлены в следующем виде (рис. 2.2), где кривые эллипсоидальной формы для упрощения заменены прямыми линиями (замена идет в запас прочности).

Уравнение прямой допускаемых напряжений в отрезках имеет вид

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{-1D}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_T} = 1, \quad (2.5)$$

откуда коэффициент запаса выносливости

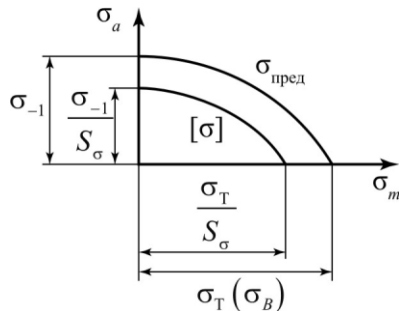


Рис. 2.1

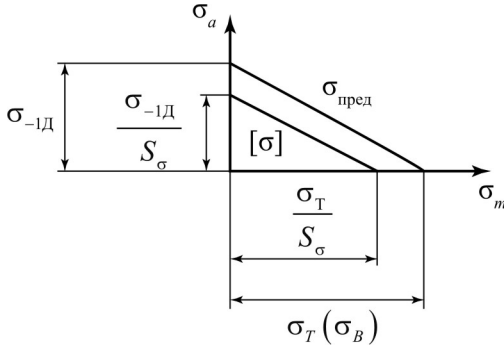


Рис. 2.2

$$S_{\sigma} = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_{-1Д}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_T}}. \quad (2.6)$$

Умножая числитель и знаменатель (2.6) на σ_{-1} , получим

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1Д}} + \sigma_m \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_T}} \quad (2.7)$$

или

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a K_{\sigmaД} + \sigma_m \psi_{\sigma}}, \quad (2.8)$$

где $K_{\sigmaД}$ определяется выражением (2.3), а ψ_{σ} – коэффициент чувствительности материала к переменным напряжениям, $\psi_{\sigma} = \sigma_{-1} / \sigma_T$.

Аналогичное выражение может быть получено для коэффициента запаса выносливости по касательным напряжениям:

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a K_{\tau_d} + \tau_m \Psi_{\tau}}. \quad (2.9)$$

При совместном действии нормальных и касательных напряжений коэффициент запаса выносливости имеет вид

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}}. \quad (2.10)$$

Контрольные вопросы

1. Каким образом в общем виде может быть представлено условие прочности подавляющего числа деталей машин?
2. Что является целью проектирования деталей машин?
3. Что понимают под техническим заданием и техническим предложением; эскизным, техническим и рабочим проектом?
4. Что понимают под допускаемым и предельным напряжением при статическом и усталостном нагружении?
5. Какое напряжение называется контактным?
6. Какие существуют методы определения допускаемого коэффициента запаса прочности?
7. Как влияют абсолютные размеры, форма и качество поверхности на предел выносливости?
8. Как определяют амплитудные и средние напряжения цикла при усталостном нагружении?
9. Каким уравнением описываются кривые усталости?
10. Как определяют расчетный коэффициент запаса усталостной прочности?
11. На какой стадии проектирования осуществляется выбор допустимых значений критериев работоспособности?

ТЕМА 3. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

3.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЯХ

Сварка – это способ получения неразъемных соединений с применением местного нагрева и использованием сил молекулярного сцепления.

Достоинства: возможность механизации и автоматизации; герметичность и плотность соединений; возможность получения конструкций больших размеров и сложной формы; небольшая масса конструкции, которая на 20–30 % ниже массы заклепочного соединения.

Недостатки: высокая чувствительность к вибрационным нагрузкам, коробление деталей сложной формы, высокие коэффициенты концентрации напряжений, сложность контроля качества сварных швов, возможность скрытых дефектов шва (трещины, раковины).

В зависимости от способа разогрева деталей различают сварку давлением и сварку плавлением.

К *сварке давлением* относятся кузнечно-прессовая, трением, контактная, взрывом, диффузионная.

К *сварке плавлением* относятся газовая, электродуговая, электрошлаковая, плазменная, лазерная, электронно-лучевая.

При сварке давлением материалы соединяемых деталей получают местный нагрев, затем подвергаются давлению и охлаждению. При сварке плавлением металл нагревается до перехода в жидкое состояние, затем охлаждается и застывает. В жидком состоянии сварной шов интенсивно поглощает кислород и азот из воздуха, в то время как быстрое остывание шва ухудшает его качество. В связи с этим сварку производят под слоем флюса.

В машиностроении применяют различные виды сварки. Наибольшее распространение получили электрические виды, основными из которых являются дуговая и контактная сварка.

Различают 3 разновидности *дуговой сварки*:

1. *Автоматическая сварка под флюсом*. Этот вид сварки высокопроизводителен и экономичен, обеспечивает наиболее высокое качество сварного шва. Применяется в конструкциях с длинными швами в крупносерийном и массовом производстве.

2. *Полуавтоматическая сварка под флюсом*. Применяется для конструкций с короткими прерывистыми швами.

3. *Ручная сварка*. Применяется в тех случаях, когда другие виды сварки нерациональны. Этот вид сварки малопроизводителен. Качество шва зависит от квалификации сварщика.

Для дуговой сварки применяют электроды с различной обмазкой, которая выделяет шлак и газ, образуя изолирующую среду (от кислорода и азота воздуха).

Для ручной дуговой сварки углеродистых и низколегированных сталей изготавливают покрытые электроды марок Э42, Э42А, Э46, Э46А и т.д. Буква А означает повышенные требования к металлу сварного шва по пластичности и ударной вязкости. Буква Э обозначает электрод; число после буквы Э, умноженное на 10, – минимальный гарантируемый предел прочности металла шва в МПа.

Контактная сварка применяется в серийном и массовом производстве для нахлесточных соединений тонкого листового металла (точечная, шовная контактная сварки) или для стыковых соединений круглого и полосового металла.

В зависимости от взаимного расположения соединяемых поверхностей применяют следующие виды сварных соединений (рис. 3.1): *стыковые (а), нахлесточные (б), тавровые (в) и угловые (г)*.

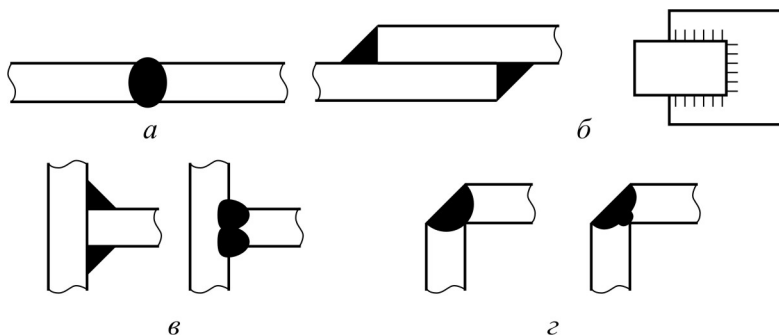


Рис. 3.1

Угловые швы в отличие от остальных в силовых конструкциях не применяются.

Сварные соединения могут быть выполнены двумя *видами швов: стыковыми и угловыми*. Стыковые швы применяются для стыковых и тавровых соединений, угловые – для нахлесточных, тавровых и угловых соединений.

3.2. КОНСТРУКЦИИ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ И ИХ РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ

3.2.1. Стыковые соединения

Стыковые соединения являются простыми и наиболее надежными из всех сварных соединений, их можно применять в конструкциях, подверженных вибрационным нагрузкам. На рис. 3.2 представлены различные варианты стыковых швов, выполняемых при различной толщине соединяемых деталей: швы с отбортовкой при толщине соединяемых деталей $\delta < 2$ мм (*а*), бескосые швы без подготовки кромок при $\delta < 8$ мм (*б*), V-образные швы при $\delta < 25$ мм (*в*), X и U-образные швы при $\delta < 60$ мм (*г*).

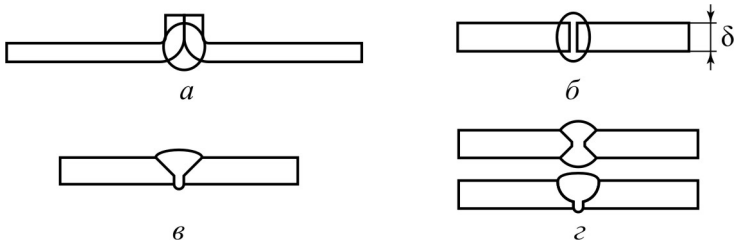


Рис. 3.2

Шов «встык» может выйти из строя вследствие разрушения по шву, по месту сцепления материала шва с материалом соединяемых деталей, по сечению деталей в зоне термического влияния (зона, где изменяются механические свойства).

При качественно выполненных швах разрушение обычно происходит в зоне термического влияния. Поэтому расчет на прочность швов «встык» ведется по размерам сечения детали в этой зоне. Влияние сварки на снижение прочности учитывается при выборе допускаемых напряжений.

В зависимости от действия нагрузок стыковые швы рассчитываются на растяжение, сжатие и изгиб.

На рис. 3.3 представлена расчетная схема стыкового сварного соединения (а), подверженного действию растягивающей силы F и изгибающего момента M , и эпюры действующих напряжений σ'_F и σ'_M (б), где I_x и W_x – осевой момент инерции и момент сопротивления поперечного сечения сварного шва, l – длина шва.

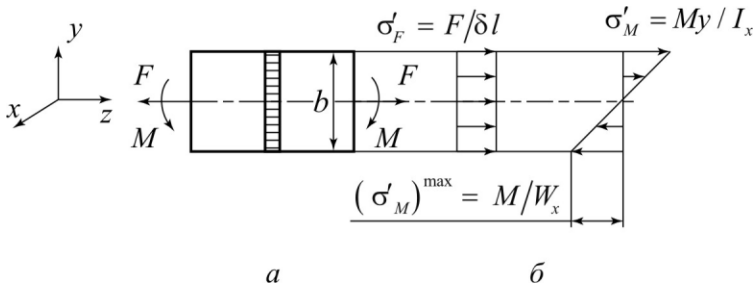


Рис. 3.3

Расчетное напряжение сварного шва и условие прочности определяются по формуле

$$\sigma'_p = \frac{F}{\delta b} + \frac{6M}{\delta b^2} \leq [\sigma'_p], \quad (3.1)$$

где δ , b – толщина и ширина соединяемых деталей, $[\sigma'_p]$ – допустимое напряжение материала сварного шва. «Штрих» означает принадлежность к сварному шву.

3.2.2. Нахлесточные соединения

Нахлесточные соединения выполняются валиковыми или угловыми швами (рис. 3.4), основная характеристика сварного шва – катет «к».

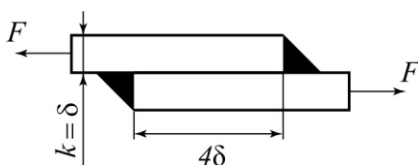


Рис. 3.4

По форме поперечного сечения (рис. 3.5) швы могут быть: нормальные (*a*), вогнутые (*б*), выпуклые (*в*), неравнобедренные (*г*).

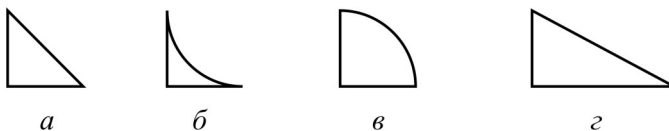


Рис. 3.5

Наибольшее применение имеют нормальные швы. Выпуклый шов имеет повышенную концентрацию напряжений. Вогнутый шов снижает концентрацию напряжений, но он дороже, сложнее, требует механической обработки сварного шва, применяется редко. В машиностроении минимальная высота катета 3 мм, максимальная – 20 мм. Чаще всего высота катета равна толщине соединяемых деталей. Оптимальная величина катета сварного шва 6–8 мм.

По расположению швов относительно действия силы (рис. 3.6) различают: *лобовые (а)*, *фланговые (б)*, *косые (в)* и *комбинированные (г) швы*.

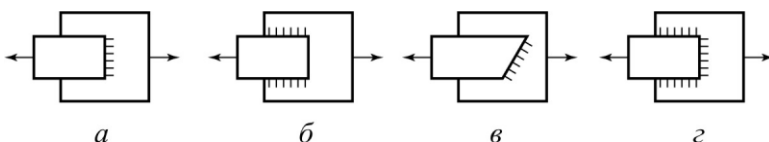


Рис. 3.6

Шов, расположенный перпендикулярно линии действия силы (рис. 3.7), называется *лобовым* ($l_{л}$ – длина лобового шва).

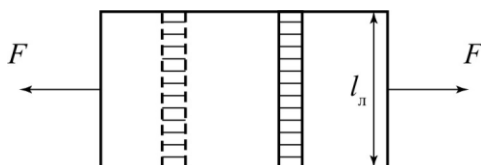


Рис. 3.7

Во избежание появления больших напряжений изгиба лобовые швы должны быть выполнены двойными и величина нахлеста должна быть не меньше 4δ .

Угловые швы рассчитываются только по напряжениям среза $\tau'_{ср}$, действующим по биссекторному сечению (рис. 3.8, а), независимо от того, какие силовые факторы действуют на шов

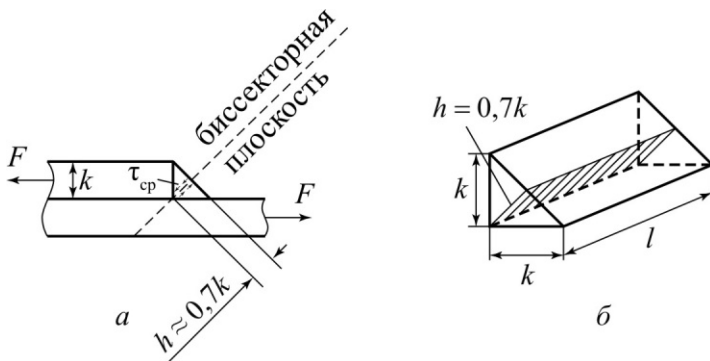


Рис. 3.8

(изгибные, растягивающие и другие напряжения). Пространственное изображение сварного шва и плоскость его среза при разрушении представлены на рис. 3.8, б.

Высота сварного шва

$$h = k \cos 45^\circ \approx 0,7k. \quad (3.2)$$

Расчетное напряжение среза и условие прочности для двойного шва

$$\tau'_{cp} = \frac{F}{2 \cdot 0,7kl_n} \leq [\tau'_{cp}], \quad (3.3)$$

где $[\tau'_{cp}]$ – допускаемое напряжение среза для материала шва.

На рис. 3.9 изображен случай, когда соединение лобовым швом нагружено моментом.

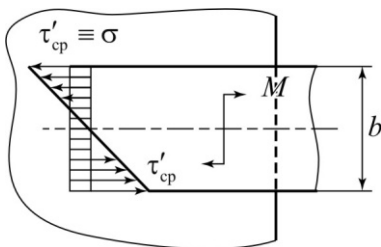


Рис. 3.9

При этом напряжения σ по торцу полосы распределяются подобно тому, как распределяются нормальные напряжения в поперечном сечении балки при изгибе. Переходя к принятому ранее условному расчету лобовых швов по касательным напряжениям, получим условие прочности:

$$\tau'_{\text{ср}} = \frac{M}{W_x} = \frac{6M}{0,7kb^2} \leq [\tau'_{\text{ср}}], \quad (3.4)$$

где W_x – осевой момент сопротивления биссекторного сечения сварного шва.

Фланговые швы – швы, расположенные параллельно действующей силе (рис. 3.10).

Напряжение по длине распределяется неравномерно, потому что деформации деталей по длине шва будут разными. Неравномерность тем больше, чем больше длина швов. На практике длину швов ограничивают условием $l_{\phi} \leq 50k$.

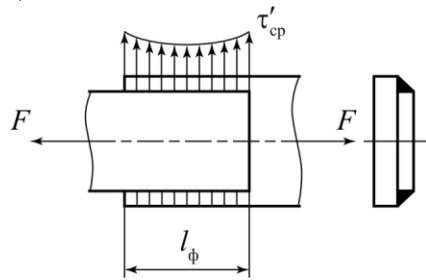


Рис. 3.10

Фланговые валиковые швы рассчитываются также на срез по биссекторному сечению в предположении, что напряжения по длине распределяются равномерно:

$$\tau'_{\text{ср}} = \frac{F}{2 \cdot 0,7kl_{\phi}} \leq [\tau'_{\text{ср}}]. \quad (3.5)$$

Для флангового соединения, нагруженного моментом (рис. 3.11), может быть использован точный метод расчета, если $l_{\phi} \geq b$ (рис. 3.11, а), и приближенный метод, если $l_{\phi} < b$ (рис. 3.11, б).

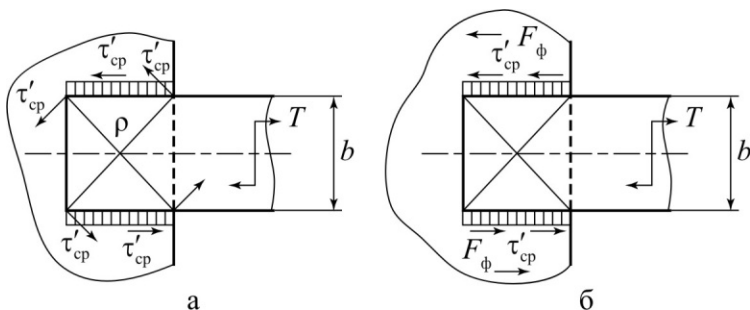


Рис. 3.11

Напряжение от момента в случае, представленном на рис. 3.11, *а*, распределяется по длине шва неравномерно; векторы напряжений направлены различно: напряжения пропорциональны плечам ρ и перпендикулярны им. Неравномерность распределения напряжений тем больше, чем больше l_ϕ/b . В общем случае максимальные напряжения можно определить по формуле

$$\tau'_{cp} = \frac{T}{W_\rho}, \quad (3.6)$$

где W_ρ – полярный момент сопротивления сечения швов в плоскости разрушения.

Для сравнительно коротких швов применяют приближенный расчет по формуле на основе расчетной схемы, представленной на рис. 3.11, *б*:

$$\tau'_{cp} = \frac{T}{0,7kl_\phi b} \leq [\tau'_{cp}], \quad (3.7)$$

используя при этом условие равновесия сил в сварных швах и момента T ,

$$T = 2F_\phi \left(\frac{b}{2} \right) = 0,7k\tau'_{cp} l_\phi b.$$

При выводе этой формулы условно полагают, что напряжения направлены вдоль швов и распределены по длине швов равномерно.

Если одна из соединяемых деталей асимметрична (рис. 3.12), то расчет прочности производят с учетом нагрузки, воспринимаемой каждым швом (ц.т. – центр тяжести уголка).

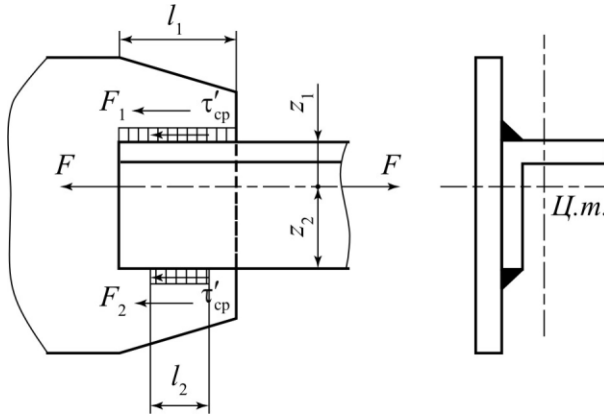


Рис. 3.12

Соблюдая условие равнопрочности, швы выполняют с различной длиной так, чтобы

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (3.8)$$

При этом напряжения в обоих швах

$$\tau'_{cp} = \frac{F}{0,7k(l_1 + l_2)} \leq [\tau'_{cp}], \quad (3.9)$$

Косой шов (рис. 3.14) используется для упрочнения соединения.

Условие прочности косого шва:

$$\tau'_{cp} = \frac{F}{0,7kl} \leq [\tau'_{cp}]. \quad (3.10)$$

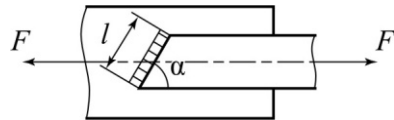


Рис. 3.13

Комбинированный шов (рис. 3.14) рассчитывают на основе принципа распределения нагрузки пропорционально несущей способности отдельных швов.

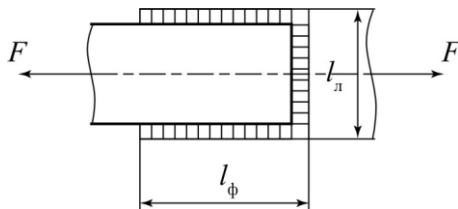


Рис. 3.14

Условие прочности комбинированного шва

$$\tau'_{\text{ср}} = \frac{F}{0,7k(2l_{\phi} + l_{\text{л}})} \leq [\tau'_{\text{ср}}]. \quad (3.11)$$

При расчете комбинированного сварного соединения, нагруженного моментом и осевой силой в плоскости стыка (рис. 3.15), можно использовать два способа.

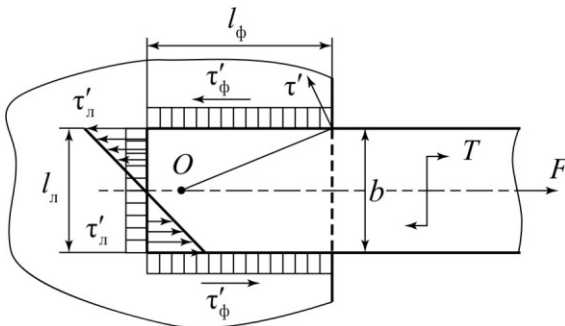


Рис. 3.15

Если горизонтальные швы короткие, то используют упрощенный способ в предположении, что внешний момент уравнивается моментом сил, возникающим в горизонтальном шве, и моментом, возникающим в вертикальном шве:

$$T = T_{\phi} + T_{\pi}, \quad (3.12)$$

где

$$T_{\phi} = 2\tau'_{\phi} \cdot 0,7kl_{\phi} \frac{l_{\pi}}{2}. \quad (3.13)$$

Момент, воспринимаемый лобовым швом,

$$T_{\pi} = \tau'_{\pi} \cdot 0,7k \frac{l_{\pi}^2}{6}. \quad (3.14)$$

Место пересечения швов принадлежит лобовому и фланговому швам, поэтому $\tau'_{\phi} = \tau'_{\pi} = \tau'_T$ (обозначим напряжение от T как τ'_T).

Тогда

$$\tau'_T = \frac{T}{0,7kl_{\phi}l_{\pi} + \frac{0,7kl_{\pi}^2}{6}}. \quad (3.15)$$

Обозначив напряжение в швах от F как τ'_F , получим условие прочности:

$$\tau'_{cp} = \tau'_T + \tau'_F \leq [\tau'_{cp}]. \quad (3.16)$$

Если $l_{\phi} \geq l_{\pi}$, то следует использовать точный метод расчета. При этом предполагаем, что соединение стремится повернуться вокруг центра тяжести опасного сечения O . Напряжения в элементах шва при этом прямо пропорциональны радиусам–векторам от точки поворота до этих элементов:

$$\tau'_{\max} = \frac{T\rho_{\max}}{I_{\rho}} \leq [\tau'_{cp}], \quad (3.17)$$

где I_{ρ} – полярный момент инерции площади опасного сечения швов, $I_{\rho} = I_x + I_y$ – сумма осевых моментов инерции; ρ_{\max} – радиус–вектор до наиболее удаленной точки.

На рис. 3.16 показан случай, когда соединение, нагруженное осевой силой, образовано стыковым и комбинированными сварными швами.

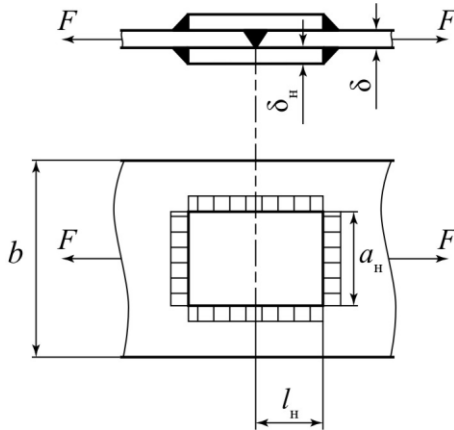


Рис. 3.16

При расчете такого соединения используется принцип независимости действия сил: часть нагрузки $F_{ст}$ (пропорционально площади стыка δb) берет на себя стыковой шов, остальная часть $F_{н}$ воспринимается угловыми швами накладки пропорционально площади среза

$$A_{ср} = 2 \cdot 0,7ka_{н} + 2 \cdot 2 \cdot 0,7kl_{н},$$

$$F_{ст} = b\delta[\sigma'_p], \quad (3.18)$$

$$F_{н} = F - F_{ст}. \quad (3.19)$$

Общая площадь среза угловых швов определяется по формуле

$$2A_{ср} = 2 \cdot 0,7k(2a_{н} + 4l_{н}). \quad (3.20)$$

Условие прочности угловых швов выглядит следующим образом:

$$\tau'_{\text{ср}} = \frac{F_{\text{н}}}{4 \cdot 0,7k(a_{\text{н}} + 2l_{\text{н}})} \leq [\tau'_{\text{ср}}]. \quad (3.21)$$

3.2.3. Тавровые соединения

Тавровые соединения – это соединения, в которых элементы расположены во взаимно перпендикулярных плоскостях (рис. 3.17). Соединения выполняются стыковым швом с разделкой кромок (см. рис. 3.17, а) или угловыми швами без разделки кромок (см. рис. 3.17, б).

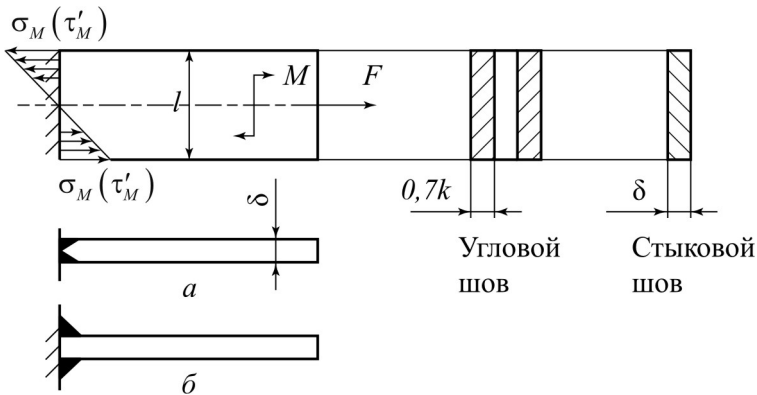


Рис. 3.17

При нагружении изгибающим моментом M и силой F условие прочности запишется следующим образом:

– для стыкового шва

$$\sigma'_p = \frac{6M}{\delta l^2} + \frac{F}{\delta l} \leq [\sigma'_p], \quad (3.22)$$

– для угловых швов

$$\tau'_{\text{сп}} = \frac{6M}{2l^2 \cdot 0,7k} + \frac{F}{2l \cdot 0,7k} \leq [\tau'_{\text{сп}}]. \quad (3.23)$$

На рис. 3.18, *a* представлено тавровое сварное соединение, выполненное угловыми швами и нагруженное осевой и поперечной силами.

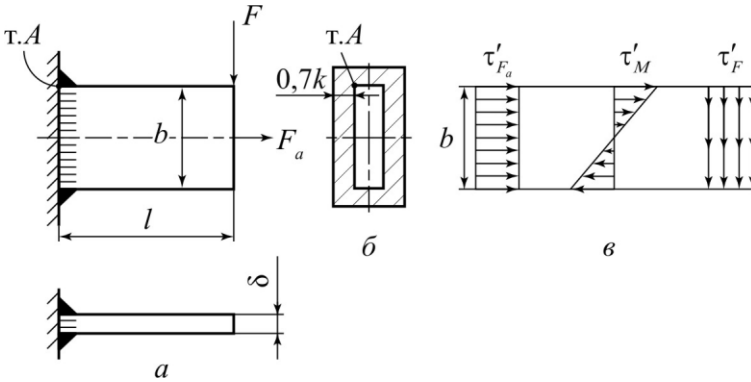


Рис. 3.18

В плоскости среза сварного шва (см. рис. 3.18, *a*) действуют напряжения τ'_{F_a} и τ'_{F_a} от продольной и поперечной сил, а также напряжения от изгибающего момента M (см. рис. 3.18, *в*).

Если пренебречь напряжениями, действующими по кромке δ ($\delta \ll b$), то максимальные напряжения в сварном шве, например, в точке A , определяются следующим образом:

$$\tau'_{F_a} = \frac{F_a}{2 \cdot 0,7kb},$$

$$\tau'_M = \frac{F \cdot l}{2 \cdot 0,7kb^2},$$

6

$$\tau'_F = \frac{F}{2 \cdot 0,7kb}. \quad (3.24)$$

В качестве расчетного напряжения τ'_{cp} принимается геометрическая сумма напряжений τ'_{F_a} , τ'_F и τ'_M (рис. 3.19).

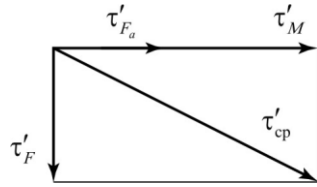


Рис. 3.19

$$\tau'_{cp} = \sqrt{(\tau'_{F_a} + \tau'_M)^2 + (\tau'_F)^2} \leq [\tau'_{cp}]. \quad (3.25)$$

На рис. 3.20, а представлено аналогичное по схеме нагружения тавровое соединение, но выполненное стыковыми швами.

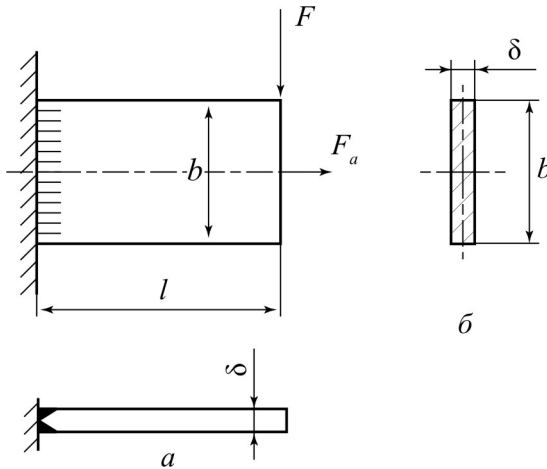


Рис. 3.20

Максимальные напряжения в расчетном сечении сварного шва (рис. 3.20, б) вычисляются по формулам:

$$\sigma'_{F_a} = \frac{F_a}{\delta b},$$

$$\sigma'_M = \frac{M}{W_x} = \frac{Fl}{\frac{\delta b^2}{6}},$$

$$\tau'_F = \frac{F}{\delta b}. \quad (3.26)$$

Поскольку в сечении одновременно действуют нормальные и касательные напряжения, суммарное напряжение определяем как эквивалентное по теории прочности:

$$\sigma' = \sqrt{(\sigma'_{F_a} + \sigma'_M)^2 + 3(\tau'_F)^2} \leq [\sigma'_p]. \quad (3.27)$$

На рис. 3.21, *a* показано выполненное угловыми швами тавровое соединение трубы с плоским основанием, нагруженное крутящим и изгибающим моментами.

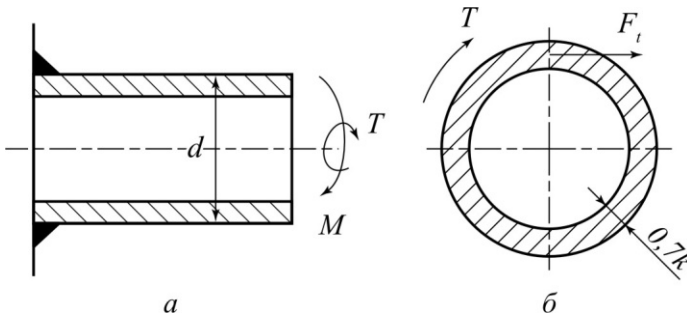


Рис. 3.21

Напряжения в сечении среза (рис. 3.21, *б*) от крутящего момента определяются как

$$\tau'_T = \frac{T}{W_p} \approx \frac{2T}{0,7\pi d^2 k}. \quad (3.28)$$

В выражении (3.28) принято, что катет шва «*k*» мал по сравнению с *d*, напряжения распределены равномерно по кольцевой площадке, равной $0,7k\pi d_{cp}$, а $d_{cp} = d + 0,7k \approx d$.

Напряжения в шве от изгибающего момента определяются по формуле

$$\tau'_M = \frac{M}{W_x} \approx \frac{4M}{0,7k\pi d^2}, \quad (3.29)$$

где учтено, что для рассматриваемого сечения W_x в два раза меньше W_p .

Суммарное напряжение в сварном шве находим по выражению

$$\tau_{cp}' = \sqrt{\tau_T'^2 + \tau_M'^2} \leq [\tau_{cp}']. \quad (3.30)$$

3.3. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ В СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЯХ

Точность и прочность сварных соединений зависят от качества металла соединяемых деталей и качества электродов, от качества технологических процессов, от характера нагружения.

Надрывы, непровары, надрезы, шлаковые и газовые включения снижают прочность сварного соединения при действии переменных нагрузок. Применение автоматической сварки под слоем флюса или сварки в среде защитного газа позволяет увеличить выносливость соединений в 1,5–2 раза.

Допускаемые напряжения для сварных соединений выбираются в долях от допускаемого напряжения на растяжение для материала соединяемых деталей:

$$\begin{aligned} [\sigma'] &= \varphi_\sigma [\sigma_p], \\ [\tau'] &= \varphi_\tau [\sigma_p]. \end{aligned} \quad (3.31)$$

Величина φ зависит от вида сварки, от типа электрода, от вида деформации:

$$\varphi_{\sigma} = 0,9 \dots 1,0, \quad \varphi_{\tau} = 0,5 \dots 0,65.$$

Сварные соединения, нагруженные переменными нагрузками, рассчитываются по максимальным напряжениям цикла, как при статической нагрузке. При этом допускаемое напряжение понижается с помощью коэффициента γ :

$$\begin{aligned} [\sigma'] &= \gamma \varphi_{\sigma} [\sigma_p], \\ [\tau'] &= \gamma \varphi_{\tau} [\sigma_p], \end{aligned} \quad (3.32)$$

где γ зависит от коэффициента асимметрии цикла и от эффективного коэффициента концентрации напряжений:

$$\gamma = -\frac{1}{(aK_{\sigma} \pm b) - (aK_{\sigma} \mp b)R} \leq 1. \quad (3.33)$$

В выражении (3.33) K_{σ} – эффективный коэффициент концентрации напряжений, учитывающий дефекты сварных швов (табл. 3.1),

Таблица 3.1

Коэффициент концентрации напряжений	Типы швов и виды сварки			
	Стыковые	Лобовые		Фланговые
		Ручная сварка	Автоматическая сварка	
K_{σ}	1,2	2,3...3,2	1,7...2,4	3,5...4,5

a, b – коэффициенты:

– для углеродистых сталей $a = 0,58; b = 0,26$;

– для низколегированных сталей $a = 0,65; b = 0,3$,

R – коэффициент асимметрии цикла,

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{F_{\min}}{F_{\max}},$$

где напряжения и силы берутся со своими знаками.

Верхние знаки в знаменателе формулы принимают, когда среднее напряжение цикла $\sigma_m < 0$.

Контрольные вопросы

1. На какие типы разделяют сварные соединения в зависимости от взаимного расположения соединяемых элементов?
2. В чем заключаются достоинства и недостатки сварных соединений?
3. Какие виды угловых швов применяют в сварных соединениях?
4. Какие размеры катета сварного шва являются оптимальными?
5. Какие швы применяют в силовых конструкциях, а какие – нет?
6. Какой вид сварки обеспечивает наиболее высокое качество сварного шва?
7. Что означают буквы и цифры в марках электродов?
8. Где происходит разрушение стыкового и нахлесточного соединения?
9. Каким образом в общем виде может быть представлено условие прочности стыковых и угловых сварных швов?
10. Каким образом выбираются допускаемые напряжения для сварных швов при статической и переменной нагрузке?
11. Как рассчитывают стыковые и угловые лобовые сварные швы, нагруженные осевой силой и изгибающим моментом?
12. Как рассчитывают тавровый угловой шов при одновременном действии осевой и поперечной силы?
13. Как определяется осевая нагрузка в асимметрично нагруженных фланговых угловых швах?

ТЕМА 4. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Резьбовыми называют разъемные соединения с помощью резьбовых крепежных деталей – винтов, болтов, шпилек, гаек.

Достоинства: простота сборки и разборки; возможность создания больших осевых усилий; возможность фиксирования в любом положении благодаря самоторможению; сравнительно низкая стоимость, обусловленная стандартизацией и применением для изготовления резьбовых изделий высокоразвитых технологических процессов; широкая номенклатура резьбовых изделий, приспособленных для применения в различных условиях эксплуатации; стандартизация и унификация.

Недостаток: наличие большого количества концентраторов напряжений, что снижает усталостную прочность.

4.1. ТИПЫ И ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ РЕЗЬБЫ

Резьба является основным элементом резьбового соединения. Винтовую поверхность, называемую резьбой, можно получить, если плоскую фигуру (треугольник, трапецию, прямоугольник) перемещать по винтовой линии так, чтобы ее плоскость всегда проходила через ось цилиндра. Основой резьбы является винтовая линия, которую можно получить при навивании на цилиндр прямоугольного треугольника (рис. 4.1).

Основные геометрические параметры резьбы (рис. 4.1, 4.2): d – наружный диаметр, d_1 – внутренний диаметр, d_2 – средний диаметр, p – шаг резьбы, P_h – ход винта, H – высота теоретического профиля, h – рабочая высота профиля, α – угол профиля, ψ – угол подъема резьбы.

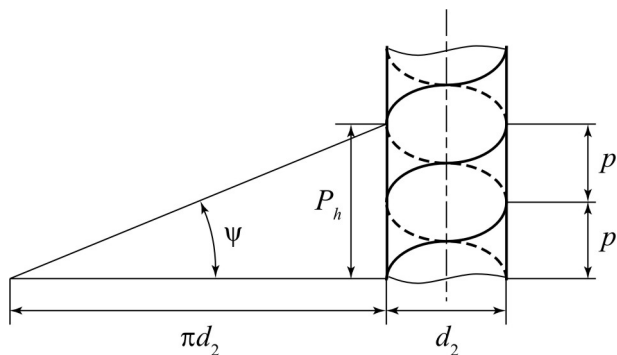


Рис. 4.1

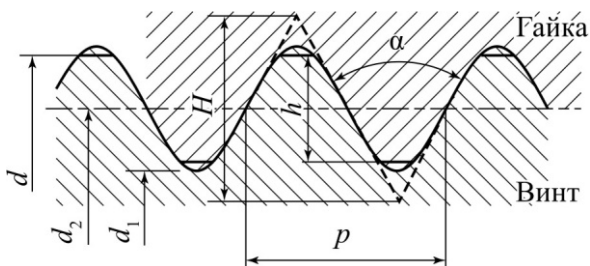


Рис. 4.2

Угол подъема резьбы – это угол подъема развертки винтовой линии по среднему диаметру,

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{P_h}{\pi d_2} = \frac{np}{\pi d_2}, \quad (4.1)$$

где n – число заходов.

Шаг резьбы – расстояние между одноименными точками двух соседних витков.

Ход винта – расстояние между одноименными точками одного и того же витка:

$$P_h = np. \quad (4.2)$$

В зависимости от формы поверхности, на которую наносится резьба, различают *цилиндрические* и *конические* резьбы. Конические резьбы используют в качестве уплотнительных для создания герметичных соединений.

В зависимости от формы профиля резьбы делятся на пять основных типов (рис. 4.3): *треугольные (а), упорные (б), трапецидальные (в), прямоугольные (г), круглые (д)*.

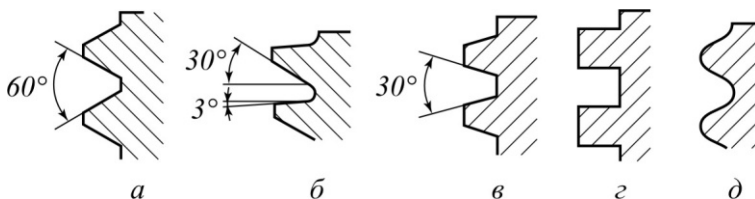


Рис. 4.3

В зависимости от направления винтовой линии резьбы бывают *правые* и *левые*. У правой резьбы винтовая линия поднимается слева вверх направо, а у левой – наоборот.

В зависимости от числа заходов резьбы делятся на *однозаходные* и *многозаходные*.

По назначению резьбы делятся на *крепежные, крепежно-уплотняющие* и *ходовые*.

К *крепежным* резьбам относятся метрическая и дюймовая резьбы с треугольным профилем и $\alpha = 60^\circ$ и 55° соответственно. Крепежные резьбы служат для скрепления деталей.

К *крепежно-уплотняющим* относятся трубная и круглые резьбы, которые служат для предохранения вытекания жидкости. Трубная резьба – это мелкая дюймовая резьба, но со скругленными выступами и впадинами. Круглая резьба имеет профиль, состоящий из дуг окружностей.

Ходовые резьбы служат для передачи движения. К ним относятся упорная, трапецидальная и прямоугольная. Упор-

ная резьба предназначена для одностороннего нагружения и применяется в высоконагруженных соединениях.

Самыми распространенными являются метрические резьбы, которые разделяются на основные 1 и мелкие 2 (рис. 4.4).

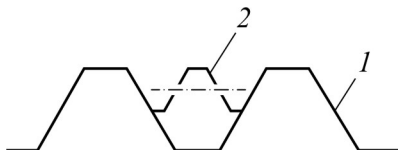


Рис. 4.4

Мелкие резьбы вызывают меньшую концентрацию напряжений, меньшее ослабление сечения (d_1 увеличивается).

Примеры обозначения метрической резьбы:

- M20 – наружный диаметр 20 мм, с крупным шагом;
- M20x3 – наружный диаметр 20 мм, с мелким шагом.

Для болтов, винтов, шпилек предусмотрено 11 классов прочности 3.6–12.9. В обозначении класса прочности первое число, умноженное на 100, означает σ_B в МПа, а второе число, умноженное на 10 – отношение σ_T / σ_B в %. Произведение первого числа на второе, умноженное на 10, означает σ_T в МПа.

Например, болт класса прочности 4.8 имеет следующие прочностные характеристики:

$$\sigma_B = 4 \cdot 100 = 400 \text{ МПа,}$$

$$\frac{\sigma_T}{\sigma_B} \cdot 100 = 80 \% ,$$

$$\sigma_T = 4 \cdot 8 \cdot 10 = 320 \text{ МПа.}$$

4.2. СООТНОШЕНИЕ СИЛ И МОМЕНТОВ В РЕЗЬБОВЫХ ДЕТАЛЯХ ПРИ ЗАТЯЖКЕ

При завинчивании гайки или винта (рис. 4.5) к ключу прикладывают момент завинчивания, который определяется по формуле

$$T_{\text{зав}} = T_{\text{т}} + T_{\text{р}}, \quad (4.3)$$

где $T_{\text{т}}$ – момент сил трения на торце гайки, $T_{\text{р}}$ – момент сил трения в резьбе.

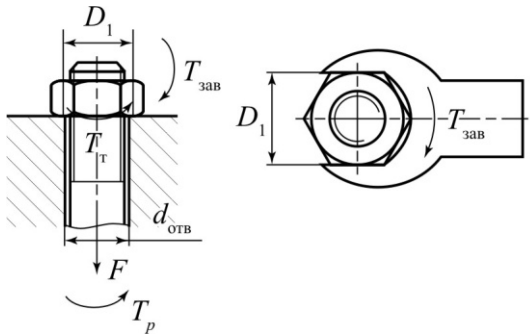


Рис. 4.5

Приведенный радиус сил трения на торце гайки

$$D_{\text{cp}} = \frac{D_1 + d_{\text{отв}}}{2}.$$

Тогда

$$T_{\text{т}} = Ff \left(\frac{D_{\text{cp}}}{2} \right), \quad (4.4)$$

где f – коэффициент трения на торце гайки.

Момент сил трения в резьбе определяем, рассматривая гайку как ползун, поднимающийся по виткам резьбы (рис. 4.6).

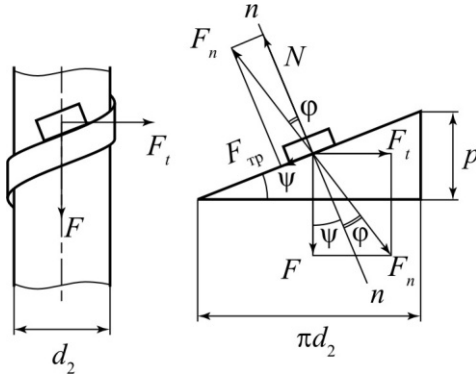


Рис. 4.6

Согласно теореме механики ползун находится в равновесии, если равнодействующая F_n внешних сил отклонена от нормали $n-n$ на угол трения φ . Внешними силами являются: осевая сила F и окружная сила $F_t = 2T_p / d_2$. Из рис. 4.6 следует:

$$F_t = Ftg(\psi + \varphi), \quad (4.5)$$

где ψ – угол подъема резьбы; φ – угол трения в резьбе, $\varphi = \text{arctg } f$.

$$T_p = F_t \frac{d_2}{2} = 0,5Fd_2 \text{tg}(\psi + \varphi). \quad (4.6)$$

Тогда момент завинчивания

$$T_{\text{зав}} = 0,5Fd_2 \left[\left(D_{\text{сп}} / d_2 \right) f + \text{tg}(\psi + \varphi) \right]. \quad (4.7)$$

Рассмотрим момент отвинчивания гайки $T_{\text{отв}}$ (рис. 4.7).

При этом окружная сила F_t и силы трения меняют свое направление. Принимаем направление T и F_t при завинчивании положительным. Тогда T и F_t при отвинчивании должны

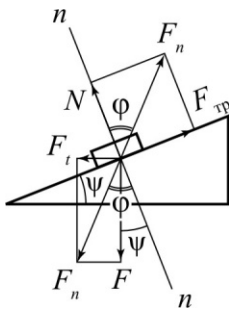


Рис. 4.7

быть отрицательными. Таким образом, чтобы отвинчивание не происходило, должны выполняться условия:

$$F_t > 0, \quad (4.8)$$

$$T_{\text{отв}} > 0, \quad (4.9)$$

$$F_t = Ft \operatorname{tg}(\varphi - \psi), \quad (4.10)$$

$$T_{\text{отв}} = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi - \psi). \quad (4.11)$$

Условие самоторможения можно записать в виде $T_{\text{отв}} > 0$ без учета $T_{\text{т}}$:

$$\psi < \varphi. \quad (4.12)$$

Рассмотренные уравнения составлены для прямоугольной резьбы. При треугольной резьбе коэффициент трения изменится.

Связь между коэффициентом трения в прямоугольной и треугольной резьбе легко получить, если предположить, что витки резьбы перпендикулярны оси винта (рис. 4.8).

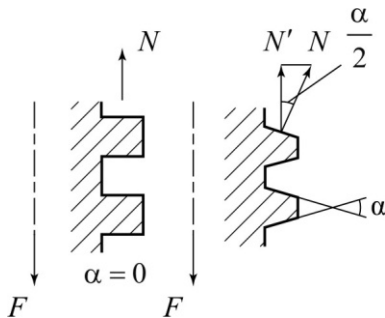


Рис. 4.8

Силы трения в прямоугольной и треугольной резьбе определяются выражениями (4.13) и (4.14) соответственно:

$$F_{\text{тр}} = fN = fF, \quad (4.13)$$

$$F_{\text{тр}} = f \frac{N'}{\cos \frac{\alpha}{2}} = f'F, \quad (4.14)$$

где f' – приведенный коэффициент трения,

$$f' = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}. \quad (4.15)$$

Для метрической резьбы ($\alpha = 60^\circ$) $f' \approx 1,15f$; $f = 0,15$.

Для крепежных резьб $\psi = 2^\circ 30' \dots 3^\circ 30'$, а φ изменяется от 6° (при $f \approx 0,1$) до 16° (при $f \approx 0,3$). Таким образом, все крепежные резьбы самотормозящие. Ходовые резьбы выполняют как самотормозящими, так и не самотормозящими.

Приведенные выше коэффициенты трения справедливы при статических условиях. Если нагрузки переменные, то f снижается и происходит самоотвинчивание.

КПД винтовой пары представляет интерес главным образом для винтовых механизмов. Его можно вычислить по отношению работы, затраченной на завинчивание гайки без учета трения, к той же работе с учетом силы трения. Работа завинчивания – это произведение момента на угол поворота. Поскольку углы поворота равны в том и другом случае, то отношение работ равно отношению моментов:

$$\eta = \frac{T'_{\text{зав}}}{T_{\text{зав}}} = \frac{\text{tg}\psi}{\left[\frac{D_{\text{сп}}}{d_2} f + \text{tg}(\psi + \varphi) \right]} \approx \frac{\text{tg}\psi}{\text{tg}(\psi + \varphi)}, \quad (4.16)$$

где $T_{\text{зав}}$ определяется по формуле (4.7), а $T'_{\text{зав}}$ – по той же формуле, но при $f = 0$ и $\varphi = 0$.

4.3. РАСЧЕТ РЕЗЬБЫ НА ПРОЧНОСТЬ

В винтовой паре силы F_i нагружающие витки резьбы, не равны между собой (рис. 4.9).

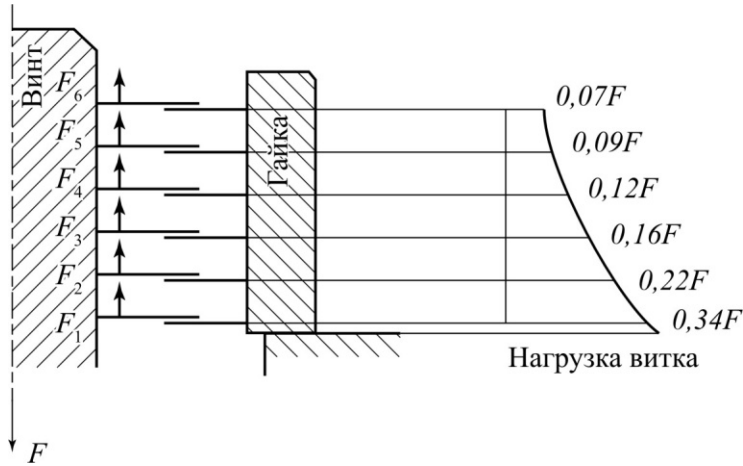


Рис. 4.9

График распределения нагрузки по виткам свидетельствует о значительной перегрузке нижних витков и нецелесообразности увеличения числа витков гайки, так как верхние витки мало нагружены.

Теоретические и экспериментальные исследования позволили разработать конструкции специальных гаек, выравнивающие распределение нагрузки в резьбе (рис. 4.10).

В наиболее нагруженной нижней зоне висячая гайка тоньше и обладает повышенной податливостью, что способствует выравниванию нагрузки в резьбе.

При расчете на прочность полагаем, что нагрузка распределяется по виткам равномерно, и усилие, воспринимаемое каждым витком, по всей поверхности также распределяется равномерно.

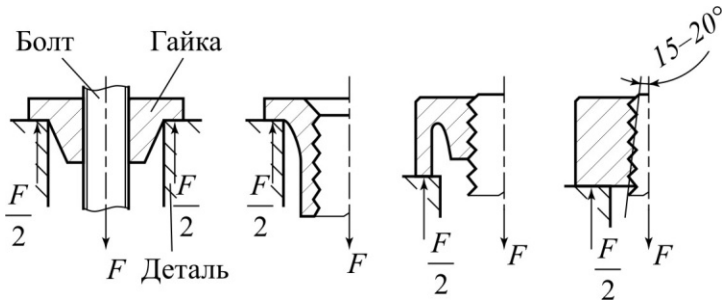


Рис. 4.10

Причинами выхода из строя резьбы являются (рис. 4.11): разрыв стержня винта по внутреннему диаметру (4.17), смятие по поверхности витка (4.18), срез по кольцевой поверхности AC (4.19), изгиб витка (4.20) (рис. 4.12).

$$F = \frac{\pi d_1^2}{4} [\sigma_p], \quad (4.17)$$

$$\frac{F}{z} = \pi d_2 [\sigma_{см}] h, \quad (4.18)$$

где z – число витков. Площадь смятия представляет собой проекцию поверхности витка на плоскость, перпендикулярную оси витка.

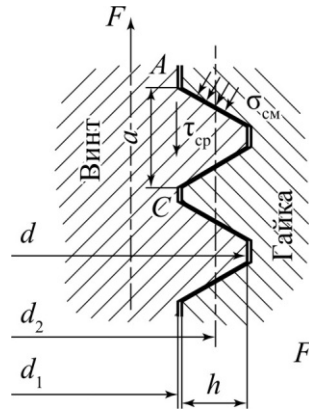


Рис. 4.11

$$\frac{F}{z} = \pi d_1 a [\tau_{ср}], \quad (4.19)$$

$$M = \frac{F}{z} \cdot \frac{h}{2} = \frac{\pi d_1 a^2}{6} [\sigma_p]. \quad (4.20)$$

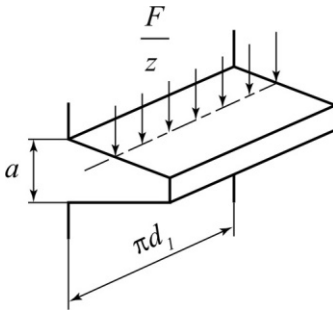


Рис. 4.12

ГОСТ предусматривает такие размеры резьбы, при которых все виды разрушения равновероятны (принцип равнопрочности). Это условие требует равенства предельных нагрузок при всех видах разрушения.

Стандартные высоты гаек и глубины завинчивания исключают необходимость расчета резьбы по всем четырем видам разрушения, при этом достаточно выполнения только расчета стержня на разрыв (4.17).

В соответствии с принципом равнопрочности высоту нормальных стандартных гаек крепежных изделий принимают:

$$H \approx 0,8d. \quad (4.21)$$

4.4. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ОДИНОЧНЫХ БОЛТОВ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СЛУЧАЯХ НАГРУЖЕНИЯ

4.4.1. Расчет незатянутого болта, нагруженного внешней растягивающей силой

Примером расчета незатянутого (ненапряженного) резьбового соединения, нагруженного внешней осевой силой, является нарезанный участок крюка для подвешивания груза (рис. 4.13).

Опасным является сечение, ослабленное нарезкой. Площадь этого сечения оценивают приближенно по внутреннему диаметру резьбы d_1 .

Расчет сводится к определению внутреннего диаметра резьбы из условия прочности на растяжение:

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p], \quad (4.22)$$

откуда

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_p]}}. \quad (4.23)$$

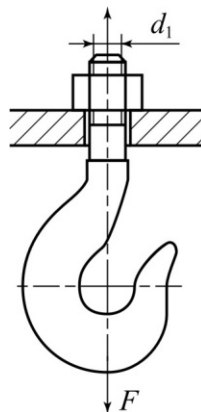


Рис. 4.13

4.4.2. Расчет затянутого болта при отсутствии внешней нагрузки

На рис. 4.14 изображено затянутое напряженное соединение при отсутствии внешней нагрузки.

В таком случае болт растягивается силой $F_{зат}$ и закручивается моментом сил в резьбе T_p . Примером схемы нагружения, представленной на рис. 4.14, являются болты для крепления герметичных крышек и люков корпусов машин. В подавляющих случаях в резьбовых соединениях момент скручивания, действующий на стержень болта, равен моменту сил трения в резьбе. В период затягивания болт испытывает растяжение и кручение.

Напряжение растяжения от силы $F_{зат}$ определяем по формуле

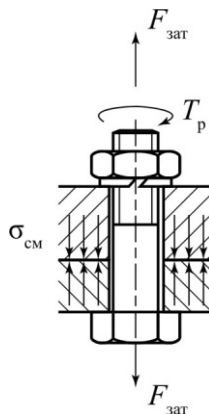


Рис. 4.14

$$\sigma_p = \frac{4F_{\text{зат}}}{\pi d_1^2}. \quad (4.24)$$

Напряжение кручения от момента T_p определяем как

$$\tau = \frac{T_p}{W_p} = \frac{0,5F_{\text{зат}} d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi)}{0,2d_1^3}. \quad (4.25)$$

Требуемое значение силы затяжки

$$F_{\text{зат}} = A\sigma_{\text{см}}, \quad (4.26)$$

где A – площадь стыка, приходящаяся на 1 болт; $\sigma_{\text{см}}$ – напряжение смятия в стыке деталей, выбирается по условиям герметичности.

Прочность болта определяют по эквивалентному напряжению

$$\sigma_{\text{экр}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau^2} = \sigma_p \sqrt{1 + 3\left(\frac{\tau}{\sigma_p}\right)^2}. \quad (4.27)$$

Вычисления показывают, что для стандартных метрических резьб $\tau / \sigma_p \approx 0,52$. Тогда из (4.27) следует, что

$$\sigma_{\text{экр}} = 1,3\sigma_p. \quad (4.28)$$

Это позволяет рассчитывать прочность болтов по упрощенной формуле:

$$\sigma_{\text{экр}} = \frac{1,3F_{\text{зат}}}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma_p], \quad (4.29)$$

откуда

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot F_{\text{зат}}}{\pi [\sigma_p]}}. \quad (4.30)$$

Таким образом, болт можно рассчитывать только на растяжение, если он подвержен совместному действию растяжения и кручения. Влияние скручивающего момента учитывается увеличением силы затяжки на 30 %.

4.4.3. Расчет болтов, нагруженных поперечными силами

Возможны 2 варианта конструкции соединений:

I. Соединение выполнено болтами, поставленными с зазором.

II. Соединение выполнено болтами без зазора или с некоторым натягом.

I. Расчет соединения с зазором

В этом соединении (рис. 4.15) болт ставится с зазором в отверстия деталей.

Затяжка должна быть такой, чтобы на плоскостях стыка возникали силы трения, препятствующие сдвигу соединяемых деталей.

На плоскости стыка должно выполняться условие

$$F_{\text{тр}} \geq F, \quad (4.31)$$

где

$$F_{\text{тр}} = F_{\text{зат}} f = K_f F. \quad (4.32)$$

Из (4.32) следует,

$$F_{\text{зат}} = \frac{K_f F}{f}, \quad (4.33)$$

где K_f – коэффициент запаса по сдвигу деталей, $K_f = 1,8 \dots 2,0$;

f – коэффициент трения.

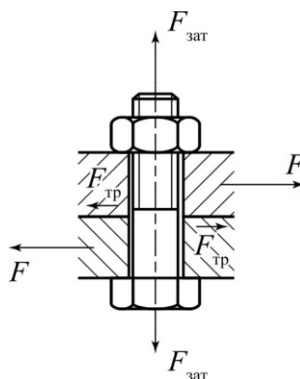


Рис. 4.15

Условие прочности соединения:

$$\sigma_p = \frac{1,3F_{\text{заг}}}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{4 \cdot 1,3 F K_f}{\pi d_1^2 f} \leq [\sigma_p], \quad (4.34)$$

откуда

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 F K_f}{\pi f [\sigma_p]}}. \quad (4.35)$$

Если число болтов z , а число стыков n , то

$$d_1 = \sqrt{\frac{5,2 K_f F}{znf \pi [\sigma_p]}}. \quad (4.36)$$

II. Расчет соединения без зазора

В этом случае (рис. 4.16) диаметр стержня болтов d_0 на 1–2 мм больше наружного диаметра резьбы d .

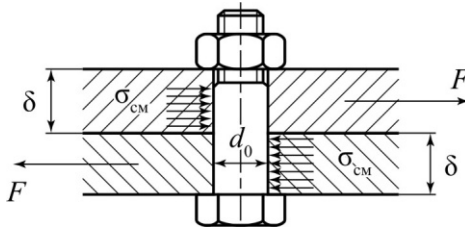


Рис. 4.16

Для точной и чистой обработки отверстие калибруют разверткой, а диаметр стержня болта выполняют с допуском, обеспечивающим беззазорную посадку. Силы трения при расчете на прочность не учитывают, так как затяжка болта необязательна, и болт можно заменить штифтом. Стержень болта рассчитывают на срез и смятие.

Условие прочности по напряжениям среза:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F}{\frac{\pi d_0^2}{4}} \leq [\tau_{\text{ср}}]. \quad (4.37)$$

Условие прочности по напряжениям смятия:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{d_0 \delta} \leq [\sigma_{\text{см}}]. \quad (4.38)$$

В качестве площади смятия условно принимают проекцию реальной площади на диаметральную плоскость.

Расчет обычно выполняют по максимальному $\sigma_{\text{см}}$, а $[\sigma_{\text{см}}]$ определяют по более слабому материалу болта или детали.

Обычно болты рассчитываются на срез, а выбранный диаметр проверяют на смятие.

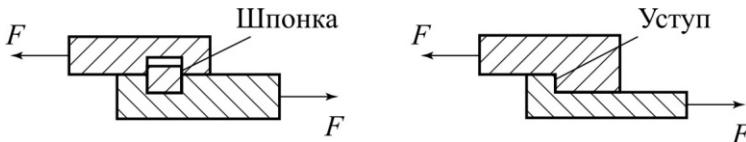


Рис. 4.17

Сравнение расчетных формул для d_1 и d_0 (с зазором и без зазора) показывает, что при одной и той же нагрузке диаметр черных болтов получается значительно больше. Для уменьшения диаметра черных болтов иногда применяют некоторые конструкционные меры (рис. 4.17).

4.4.4. Расчет болта, нагруженного эксцентричной нагрузкой

Эксцентричная нагрузка возникает из-за непараллельности опорных поверхностей детали и гайки или головки болта (например, уклон полки швеллера). В болтах с эксцен-

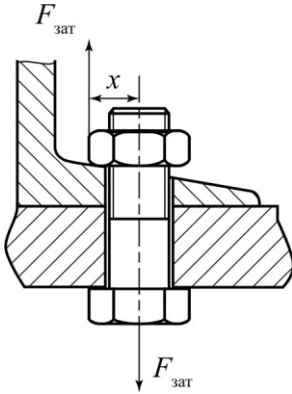


Рис. 4.18

тричной головкой под действием осевого растяжения возникают напряжения растяжения и изгиба (рис. 4.18).

Результирующее напряжение в стержне болта определяется по формуле

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{рез}} &= \sigma_p + \sigma_{\text{и}} = \\ &= \frac{1,3F_{\text{зат}}}{\pi d_1^2} + \frac{F_{\text{зат}} x}{\frac{\pi d_1^3}{32}} \leq [\sigma_p]. \end{aligned} \quad (4.39)$$

Выражение (4.39) может быть представлено в виде

$$\sigma_{\text{рез}} = \sigma_0 \left(1,3 + \frac{8x}{d_1} \right) \leq [\sigma_p], \quad (4.40)$$

где

$$\sigma_0 = \frac{F_{\text{зат}}}{\frac{\pi d_1^2}{4}}.$$

Из (4.40) следует, что эксцентричное нагружение может значительно уменьшать прочность болтов. Так, например, при $x = 0,5d_1$ $\sigma_{\text{рез}} = 5,3\sigma_0$, а при $x = d_1$ $\sigma_{\text{рез}} = 9,3\sigma_0$.

Для устранения изгиба опорные поверхности обрабатывают или применяют специальные косые шайбы.

4.4.5. Расчет затянутых болтов при действии внешней нагрузки, раскрывающей стык деталей

Примером служат болты для крепления крышек резервуаров, нагруженных давлением p жидкости или газа (рис. 4.19).

Задача заключается в определении силы F_b , нагружающей болт.

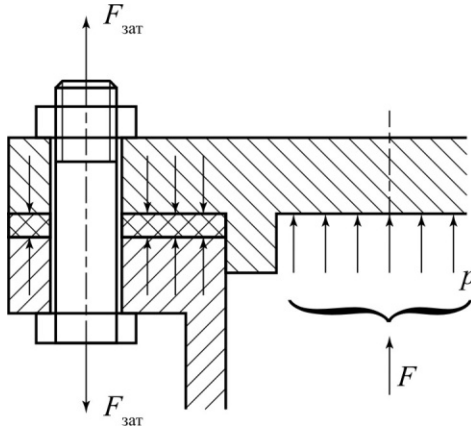


Рис. 4.19

Задача о прочности болтов является статически неопределимой. Для ее решения рассмотрим совместно силы и деформации. При действии p (или F) затянутые болты дополнительно растягиваются, а детали стыка частично восстанавливают свою форму (стык разгружается). На один болт будет приходиться нагрузка

$$F_1 = F / z,$$

где z – число болтов.

Напряжение в стержне болта по закону Гука

$$\sigma_B = E_B \epsilon_B$$

или

$$\frac{F_B}{A_B} = E_B \frac{\Delta l_B}{l_B}, \quad (4.41)$$

откуда

$$\Delta l_B = \frac{F_B l_B}{A_B E_B}, \quad (4.42)$$

где l_B – длина болта, участвующая в деформации, Δl_B – удлинение болта, E_B и A_B – модуль упругости материала и площадь сечения болта соответственно.

Обозначим через $\lambda_B = l_B / (A_B E_B)$ величину, обратную жесткости, и определим ее как податливость болта.

Тогда

$$\Delta l_B = \lambda_B F_B. \quad (4.43)$$

Аналогично для деталей стыка

$$\Delta l_D = \lambda_D F_D, \quad (4.44)$$

где λ – коэффициент податливости деталей, $\lambda_D = l_D / (A_D E_D)$; l_D и Δl_D – длина и удлинение деформируемой части стягиваемых деталей; F_D – сила, нагружающая детали.

До приложения силы F деформация болтов и деталей может быть представлена диаграммами (рис. 4.20), где в общем случае $\alpha \neq \beta$.

Для рассмотрения совместной работы болта и стягиваемых деталей совместим их диаграммы растяжения и сжатия (рис. 4.21). При этом прямая I характеризует упругое нагружение болта, а прямая II – деталей.

После приложения внешней нагрузки F_1 болт дополнительно растягивается на величину $\Delta l'_B$, а деформация сжатия деталей $\Delta l'_D$ уменьшится на ту же величину.

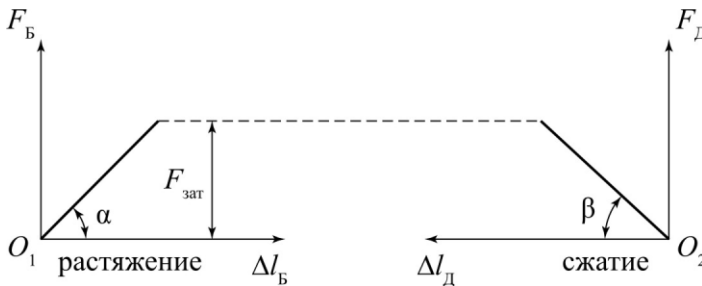


Рис. 4.20

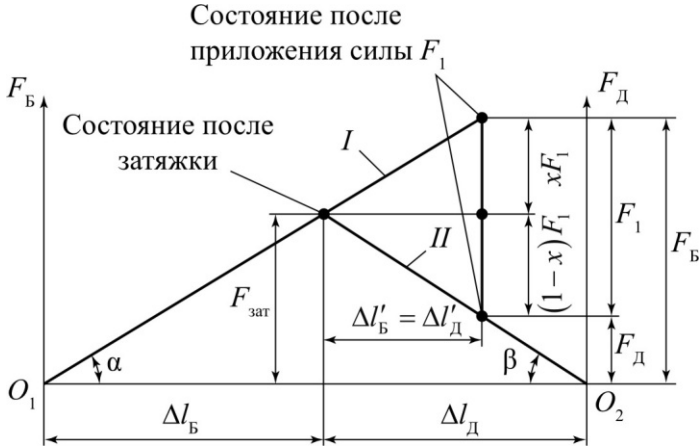


Рис. 4.21

Условие совместности деформаций:

$$\Delta l'_B = \Delta l'_D, \quad (4.45)$$

где $\Delta l'_B$ – дополнительная деформация в стержне болта при действии внешней нагрузки; $\chi < 1$ – коэффициент внешней нагрузки (показывает, какая часть внешней нагрузки дополнительно нагружает болт).

Расчеты и эксперименты показали, что в соединении без мягких прокладок величина коэффициента χ составляет $\chi = 0,2 \dots 0,3$. При наличии мягких прокладок $\chi = 0,3 \dots 0,4$.

Таким образом, χF_1 – сила, дополнительно нагружающая затянутый болт при действии на соединение отрывающей силы F_1 ; $(1 - \chi)F_1$ – сила, разгружающая стык (в месте расположения каждого болта).

Расчетная (суммарная) нагрузка на болт

$$F_B = 1,3 F_{\text{зат}} + \chi F_1. \quad (4.46)$$

Напряжение в стержне болта

$$\sigma = \frac{F_{\text{б}}}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma], \quad (4.47)$$

откуда

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_{\text{б}}}{\pi[\sigma]}}. \quad (4.48)$$

Условие нераскрытия стыка или условие герметичности:

$$F_{\text{д}} = F_{\text{зат}} - (1 - \chi) F_1 > 0, \quad (4.49)$$

где $F_{\text{д}}$ – сила, раскрывающая стык, приходящаяся на 1 болт.

Таким образом, величина затяжки влияет на раскрытие стыка и произвольно задана быть не может.

Из (4.49) следует, что

$$F_{\text{зат}} > (1 - \chi) F_1$$

или

$$F_{\text{б}} = [1,3K_{\text{зат}}(1 - \chi) + \chi] F_1, \quad (4.50)$$

где $K_{\text{зат}}$ – коэффициент затяжки.

Из рис. 4.21 и условий (4.43) – (4.45) следует:

$$\lambda_{\text{б}} \chi F_1 = \lambda_{\text{д}} (1 - \chi) F_1, \quad (4.51)$$

откуда коэффициент внешней нагрузки:

$$\chi = \frac{\lambda_{\text{д}}}{\lambda_{\text{д}} + \lambda_{\text{б}}}, \quad (4.52)$$

где $\lambda_{\text{д}}$, $\lambda_{\text{б}}$ – податливость деталей и болта.

4.5. РАСЧЕТ СОЕДИНЕНИЙ, ВКЛЮЧАЮЩИХ ГРУППУ БОЛТОВ

4.5.1. Расчет групповых болтовых соединений под действием нагрузки, раскрывающей стык детали

Метод расчета рассмотрим на примере, представленном на рис. 4.22, где изображены расчетная схема соединения (а) и эпюры действующих в стыке напряжений (б).

Раскладываем силу R на составляющие R_1 и R_2 . Действие этих составляющих заменяем действием сил R_1 и R_2 , приложенных в центре стыка, и действием момента

$$M = R_2 l_2 - R_1 l_1, \quad (4.53)$$

R_1 и M раскрывают стык, а R_2 сдвигает детали в стыке.

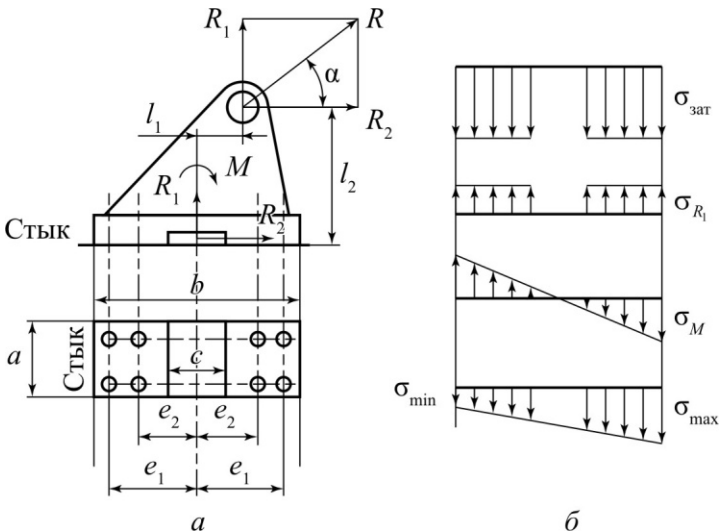


Рис. 4.22

Раскрытие стыка и сдвиг деталей исключают затяжкой болтов с силой $F_{\text{зат}}$. Для определения $F_{\text{зат}}$ соединение рассчитывают по условию нераскрытия стыка и по условию отсутствия сдвига деталей. По максимальному из полученных значений $F_{\text{зат}}$ выполняют расчет болтов на прочность.

Расчет по условию нераскрытия стыка выполняют в предположении, что до приложения нагрузки R в стыке образуются напряжения от затяжки (напряжения смятия):

$$\sigma_{\text{зат}} = \frac{F_{\text{зат}} z}{A_{\text{ст}}}, \quad (4.54)$$

где z – число болтов, $A_{\text{ст}}$ – площадь стыка.

Сила R_1 растягивает болты и уменьшает $\sigma_{\text{зат}}$ на величину, определяемую по формуле

$$\sigma_{R_1} = \frac{R_1}{A_{\text{ст}}}(1-\chi) \approx \frac{R_1}{A_{\text{ст}}}, \quad (4.55)$$

где $R_1(1-\chi)$ – доля внешней нагрузки, которая идет на разгрузку стыка. На практике в подобных соединениях χ мало, поэтому можно принять $\chi = 0$.

При выполнении условия нераскрытия стыка осью поворота стыка является его ось симметрии, при этом максимальные по абсолютной величине напряжения от момента M определяются следующим образом:

$$\sigma_M \approx \frac{M}{W_{\text{ст}}}, \quad (4.56)$$

где $W_{\text{ст}}$ – момент сопротивления площади стыка.

Приняв условно напряжения $\sigma_{\text{зат}}$ положительными, определим максимальные и минимальные напряжения в стыке:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{max}} &= \sigma_{\text{зат}} - \sigma_{R_1} + \sigma_M, \\ \sigma_{\text{min}} &= \sigma_{\text{зат}} - \sigma_{R_1} - \sigma_M. \end{aligned} \quad (4.57)$$

Условие нераскрытия стыка выполняется, если $\sigma_{\min} > 0$
или $\sigma_{\text{зат}} > \sigma_{R_1} + \sigma_M$, или

$$\sigma_{\text{зат}} = K(\sigma_{R_1} + \sigma_M), \quad (4.58)$$

где K – коэффициент запаса по нераскрытию стыка, $K = 1,3 \dots 2$.

Сила затяжки болта по условию нераскрытия стыка

$$F_{\text{зат}} = \frac{\sigma_{\text{зат}} A_{\text{ст}}}{z}. \quad (4.59)$$

Если материал основания малопрочен по сравнению с материалом болтов, необходимо проверять условие прочности основания по максимальным напряжениям смятия:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma_{\text{см}}]. \quad (4.60)$$

Если условие (4.60) не выполняется, то следует увеличить размер стыка.

Расчет по условию отсутствия сдвига деталей в стыке выполняют в предположении, что сила трения в стыке больше R_2 :

$$(F_{\text{зат}} z - R_1) f \geq K' R_2, \quad (4.61)$$

где f – коэффициент трения в стыке, K' – коэффициент запаса, $K' = 1,3 \dots 2$.

Для коэффициентов трения в расчетах можно принимать следующие значения: $f \approx 0,3 \dots 0,35$ – сталь (чугун) по бетону; $f \approx 0,25$ – сталь (чугун) по дереву; $f \approx 0,15 \dots 0,20$ – сталь по стали (чугуну).

Если условие отсутствия сдвига не выполняется, то затяжку надо определять не по условию нераскрытия стыка, а по условию отсутствия сдвига:

$$F_{\text{зат}} = \frac{K' R_2 + R_1 f}{z f}. \quad (4.62)$$

Расчет прочности болтов осуществляется по максимальной силе затяжки $F_{\text{зат}}$ из найденных по условиям (4.59) и (4.62).

Внешняя нагрузка, приходящаяся на один болт от силы R_1 ,

$$F_{R_1} = \frac{R_1}{z}. \quad (4.63)$$

Внешняя нагрузка от момента M определяется по формуле

$$M = i(F_1 \cdot 2e_1 + F_2 \cdot 2e_2 + \dots F_n \cdot 2e_n), \quad (4.64)$$

где i – число болтов в поперечном ряду, n – число поперечных рядов с одной стороны от оси поворота.

Силы $F_1, F_2 \dots F_n$ пропорциональны их расстояниям от оси поворота:

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{e_1}{e_2} \dots \frac{F_1}{F_n} = \frac{e_1}{e_n}.$$

Учитывая это и заменяя F_1 на F_M как наибольшую из нагрузок от момента, находим

$$F_M = \frac{Me_1}{i(2e_1^2 + 2e_2^2 + \dots 2e_n^2)} = \frac{Me_{\text{max}}}{2i \sum_{i=1}^n e_i^2}. \quad (4.65)$$

Суммарная (максимальная) внешняя нагрузка на болт

$$F = F_{R_1} + F_M. \quad (4.66)$$

Расчетная нагрузка на болт

$$F_B = 1,3F_{\text{зат}} + \chi(F_{R_1} + F_M). \quad (4.67)$$

4.5.2. Расчет групповых болтовых соединений под действием нагрузки, сдвигающей детали в стыке

На рис. 4.23, 4.24 изображены два типа соединений, нагруженных моментом в плоскости стыка. В первом случае (рис. 4.23) болты равноудалены от центра стыка, во втором случае (4.24) находятся от центра на различном расстоянии.

Если болты поставлены *без зазора*, то для первого типа соединения условие равновесия

$$T = F \frac{D}{2} z,$$

откуда сила, приходящаяся на один болт,

$$F = \frac{2T}{Dz}, \quad (4.68)$$

где z – число болтов.

Для второго типа соединения, если болты поставлены без зазора, условие равновесия

$$T = F_1 r_1 z_1 + F_2 r_2 z_2 + \dots + F_n r_n z_n, \quad (4.69)$$

где z_i – число болтов, находящихся на одном расстоянии от центра.

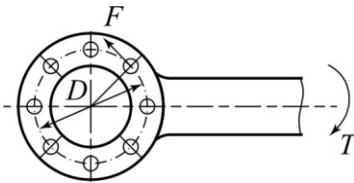


Рис. 4.23

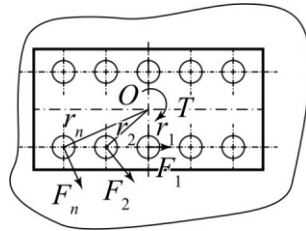


Рис. 4.24

Силы $F_1, F_2 \dots F_n$ пропорциональны их расстояниям от центра:

$$F_1 = F_n \frac{r_1}{r_n}, \quad F_2 = F_n \frac{r_2}{r_n}, \quad \dots \quad (4.70)$$

С учетом (4.69) и (4.70) нагрузка на наиболее нагруженный болт

$$F_n = \frac{Tr_n}{\sum_{i=1}^n r_i^2 z_i}. \quad (4.71)$$

По значениям F и F_n болты рассчитывают на срез и смятие.

Если болты поставлены *с зазором*, то для первого типа соединения при условии нормальной работы момент T уравновешивается моментом сил трения:

$$T_{\text{тр}} \geq \beta T, \quad (4.72)$$

где β – коэффициент запаса трения ($\beta = 1, 2 \dots 1, 3$).

Момент сил трения

$$T_{\text{тр}} = F_{\text{зат}} f \frac{D}{2} z. \quad (4.73)$$

Усилие затяжки болта

$$F_{\text{зат}} = \frac{2\beta T}{fDz}. \quad (4.74)$$

Для второго типа соединения, если болты поставлены *с зазором*, условие равновесия выглядит следующим образом:

$$F_{\text{зат}1} f r_1 z_1 + F_{\text{зат}2} f r_2 z_2 + \dots + F_{\text{зат}n} f r_n z_n \geq \beta T. \quad (4.75)$$

На практике усилие затяжки на всех болтах принимается одинаковым.

$$F_{\text{зат}1} = F_{\text{зат}2} = \dots F_{\text{зат}n} = F_{\text{зат}},$$

откуда

$$F_{\text{зат}} = \frac{\beta T}{f \sum_{i=1}^n r_i z_i}. \quad (4.76)$$

По значениям $F_{\text{зат}}$, определяемым выражениями (4.74) и (4.76), болты рассчитывают на растяжение с учетом скручивания.

4.6. РАСЧЕТ БОЛТОВ ПРИ ДЕЙСТВИИ ПЕРЕМЕННОЙ НАГРУЗКИ

В конструкциях, подверженных переменному нагружению, обычно используют предварительно затянутые с силой $F_{\text{зат}}$ резьбовые соединения.

Рассмотрим соединение для крепления крышки резервуара, нагруженного давлением p (рис. 4.19), при условии, что внешняя отрывающая сила $F_1 = F / z$ (рис. 4.25, а) изменяется по отнулевому циклу.

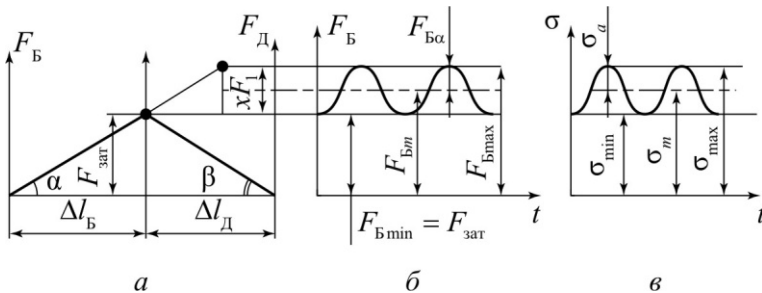


Рис. 4.25

Действие силы F_1 вызывает нагружение болта силой F_B по асимметричному циклу (рис. 4.25, б) с параметрами:

$$\begin{aligned} F_{B \min} &= F_{\text{зат}}, & F_{B a} &= \frac{\chi F_1}{2}, \\ F_{B \max} &= F_{\text{зат}} + \chi F_1, & F_{B m} &= F_{\text{зат}} + \frac{\chi F_1}{2}, \end{aligned} \quad (4.77)$$

где $F_{\text{зат}}$ – сила предварительной затяжки; χ – коэффициент внешней нагрузки; $F_{B a}$ – амплитуда силы; $F_{B m}$, $F_{B \max}$ и $F_{B \min}$ – среднее, максимальное и минимальное значения силы.

В соответствии с внешним нагружением изменяются и напряжения растяжения σ в стержне болта (рис. 4.25, в):

$$\begin{aligned} \sigma_{\min} &= \sigma_{\text{зат}} = \frac{F_{B \min}}{A}, & \sigma_a &= \frac{F_{B a}}{A}, \\ \sigma_{\max} &= \frac{F_{B \max}}{A}, & \sigma_m &= \frac{F_{B m}}{A}, \end{aligned} \quad (4.78)$$

где σ_{\min} , σ_{\max} , σ_m – соответственно минимальное, максимальное и среднее напряжение; σ_a – амплитуда напряжения; A – площадь поперечного сечения болта.

4.7. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ И КОЭФФИЦИЕНТЫ ЗАПАСА ПРОЧНОСТИ МАТЕРИАЛА РЕЗЬБОВЫХ ДЕТАЛЕЙ

При постоянной нагрузке прочность резьбовых деталей оценивается с использованием допускаемых напряжений.

Допускаемые напряжения растяжения в стержне болта определяются по формуле

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{S}. \quad (4.79)$$

При контролируемой затяжке: $S = 1,25$; при неконтролируемой затяжке для углеродистой стали $S = 5 \dots 4$, если $d = 6 \dots 16$ мм, и $S = 4 \dots 2,5$, если $d = 16 \dots 30$ мм; для легированной стали $S = 6 \dots 5$, если $d = 6 \dots 16$ мм, и $S = 5 \dots 3,5$, если $d = 16 \dots 30$ мм (d – диаметр болтов).

Первоначальная затяжка создает давление на стыке, обеспечивает прочность и плотность соединения, поэтому рекомендуются высокие значения силы затяжки:

$$\sigma_{\text{зат}} = \frac{F_{\text{зат}}}{A} = (0,6 \dots 0,8)\sigma_T.$$

Чтобы резьба работала в расчетных условиях, затяжку (усилия, деформации и т.д.) следует контролировать.

Для болтов «под развертку» *допускаемые напряжения среза*

$$[\tau_{\text{ср}}] = (0,2 \dots 0,3)\sigma_T. \quad (4.80)$$

Допускаемые напряжения смятия:

$$\begin{aligned} & \text{– сталь } [\sigma_{\text{см}}] = (0,3 \dots 0,4)\sigma_T, \\ & \text{– чугун } [\sigma_{\text{см}}] = (0,25 \dots 0,3)\sigma_B, \\ & \text{– бронза } [\sigma_{\text{см}}] = (0,2 \dots 0,25)\sigma_B. \end{aligned} \quad (4.81)$$

При переменной нагрузке прочность резьбовых соединений оценивается с помощью коэффициентов запаса прочности.

Прочность болта при переменном нагружении обеспечена, если выполнены два условия:

1. Максимальное действующее напряжение σ_{max} не превышает предела текучести (или предела прочности):

$$S_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{max}}} \geq 1,3 \dots 2,5 \quad \left(S_B = \frac{\sigma_B}{\sigma_{\text{max}}} \geq 1,3 \dots 2,5 \right). \quad (4.82)$$

2. Амплитуда σ_a не превышает предельной амплитуды $\sigma_{a \text{ пр}}$:

$$S_a = \frac{\sigma_{a \text{ пр}}}{\sigma_a} \geq 2,5 \dots 4, \quad (4.83)$$

где

$$\sigma_{a \text{ пр}} = \frac{\sigma_{-1} \cdot K_d \cdot K_v}{K_\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma \text{ д}}}, \quad (4.84)$$

σ_{-1} – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле испытаний $N_0 = 8 \cdot 10^6$; K_d – коэффициент влияния абсолютных размеров болта (для М6 $K_d = 1$; М10 $K_d = 0,7$... М24 $K_d = 0,65$); K_v – коэффициент влияния качества поверхностного слоя ($K_v = 0,9 \dots 1,0$ для накатанной резьбы; $K_v = 0,85 \dots 0,95$ для нарезанной резьбы); K_σ – эффективный коэффициент концентрации ($K_\sigma = 2,5 \dots 3,4$).

Контрольные вопросы

1. Какие изделия относятся к резьбовым?
2. Какие различают типы резьб по назначению и по геометрической форме профиля?
3. Как обозначается метрическая резьба с крупным и мелким шагом? В каких случаях целесообразно применять резьбу с мелким шагом?
4. Какие резьбы предпочтительнее при проектировании крепежных изделий?
5. Какая резьба применяется при больших односторонних осевых нагрузках (грузовые винты прессов, домкраты)?
6. Что характеризуют числовые обозначения класса прочности болта, например, класса прочности 4.6?

7. Какие детали используются при постановке болтов на непараллельные поверхности?

8. В каких витках чаще всего происходит разрушение резьбы? Какое число витков гайки является оптимальным?

9. Как зависит коэффициент трения и КПД от угла профиля и угла подъема резьбы?

10. Какое соотношение угла подъема резьбы и приведенного угла трения должно быть в самотормозящей винтовой паре?

11. Чем отличаются расчеты диаметра болта в незатянутом и затянутом соединении?

12. Как рассчитывают болты, поставленные с зазором и без зазора в соединениях при сдвигающей нагрузке?

13. Как определяют расчетную нагрузку на болт, если внешняя нагрузка раскрывает стык деталей?

14. Какие напряжения возникают в стержне болта при эксцентричном нагружении?

15. Как связан коэффициент внешней нагрузки χ с податливостью болта λ_B и деталей λ_D ?

16. Как осуществляется проверочный расчет резьбового соединения с зазором при действии переменной нагрузки?

ТЕМА 5. СОЕДИНЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ С НАТЯГОМ

Основной задачей расчета соединения с гарантированным натягом является выбор посадки, обеспечивающей передачу заданной нагрузки. Натяг создается необходимой разностью посадочных размеров соединяемых деталей. При натяге на поверхности деталей возникают силы трения, обеспечивающие взаимную неподвижность деталей. Увеличивает трение также наличие микронеровностей на поверхности деталей.

Соединения с натягом применяют для соединения с валом зубчатых и червячных колес, внутренних колец подшипников качения, для соединения с диском венцов зубчатых и червячных колес и т.д.

Соединение деталей с натягом относят к неразъемным соединениям условно, так как они допускают ограниченное число разборок и новыхборок.

Сущность соединения заключается в том, что вал соединяют с втулкой, диаметр размера которой несколько меньше диаметра вала (рис. 5.1, а).

Натягом N называют положительную разность диаметров вала и отверстия до сборки, $N = B - A$, после сборки

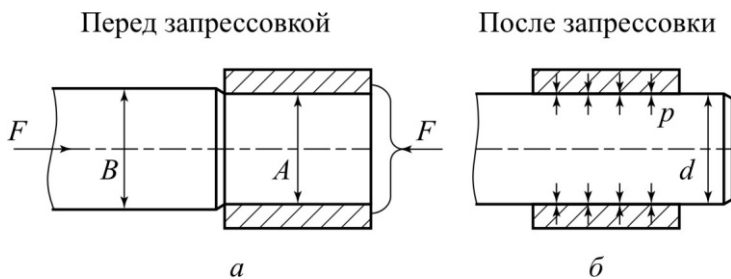


Рис. 5.1

(рис. 5.1, б) вследствие упругих и пластических деформаций диаметр d посадочных поверхностей становится общим. При этом на посадочной поверхности возникает давление p и соответствующие ему силы трения.

Для сборки соединений с натягом используют запрессовку, нагрев охватывающей детали ($t = 230\text{--}240^\circ$ для стали, $t = 150\text{--}200^\circ$ для бронзы), охлаждение охватываемой детали сухим льдом ($t_{\text{исп}} = -80^\circ\text{C}$) или жидким воздухом ($t_{\text{исп}} = -190^\circ\text{C}$).

Достоинства соединений с натягом: простота конструкции, хорошее центрирование соединяемых деталей, возможность восприятия больших нагрузок, в том числе динамических.

Недостатки: сложность сборки и соединения, рассеивание прочности соединения в связи с колебаниями действительных посадочных размеров в пределах допусков, повреждение посадочных поверхностей и уменьшение натяга при запрессовке, концентрация напряжений у краев отверстия, вызванная вытеснением сжатого материала от середины в обе стороны.

Условия прочности соединений с натягом предполагают отсутствие сдвига деталей при действии осевой силы F_a и относительного поворота деталей при действии вращающего момента T (рис. 5.2).

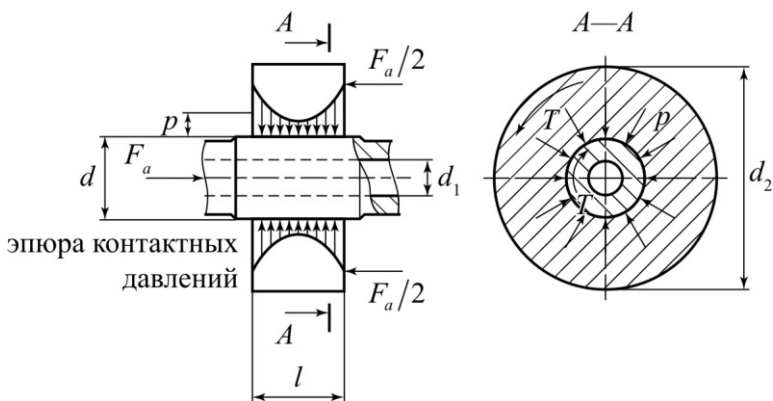


Рис. 5.2

Расчет на прочность основан на предположении, что контактные давления p распределяются равномерно по поверхности контакта. Для выполнения условия прочности (неподвижности) соединения с натягом силы трения, возникающие на посадочной поверхности соединения, должны полностью противодействовать внешним силам.

Взаимная неподвижность деталей соединения с натягом обеспечивается соблюдением условий:

1) При нагружении осевой силой F :

$$KF \leq \pi d l p f, \quad (5.1)$$

откуда

$$p \geq \frac{KF}{\pi d l f}, \quad (5.2)$$

где p – среднее контактное давление; K – коэффициент запаса сцепления (при переменных нагрузках контактные поверхности изнашиваются, $K = 0,2 \dots 4,5$); f – коэффициент трения. Для стальных и чугунных деталей при сборке запрессовкой $f = 0,07$; при температурной сборке $f = 0,14$. Если одна деталь стальная или чугунная, а другая бронзовая или латунная, то соответственно $f = 0,05$ – при запрессовке и $f = 0,07$ – при температурной сборке.

2) При нагружении соединения вращающим моментом T :

$$KT \leq \left(\pi d l p \frac{d}{2} \right) f, \quad (5.3)$$

откуда

$$p \geq \frac{2KT}{\pi d^2 l f}. \quad (5.4)$$

3) При одновременном нагружении F и T :

$$K \sqrt{F^2 + \left(\frac{2T}{d} \right)^2} \leq \pi d l p f, \quad (5.5)$$

откуда

$$p \geq \frac{K \sqrt{F^2 + \left(\frac{2T}{d}\right)^2}}{\pi d l f}. \quad (5.6)$$

Под действием контактного давления p в месте контакта происходит деформация деталей Δ , равная по значению расчетному натягу N_p . Деформация Δ связана с контактным давлением p зависимостью Ляме, выводимой в курсе сопротивления материалов для расчета толстостенных полых цилиндров:

$$\Delta = pd \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \quad (5.7)$$

где

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1$$
$$C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2,$$

где μ_1 и μ_2 – коэффициенты Пуассона.

Деформация Δ из (5.7) равна по значению *расчетному натягу* N_p ,

$$N_p = pd \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right). \quad (5.8)$$

Минимальный требуемый натяг соединения, необходимый для восприятия и передачи F и T ,

$$[N]_{\min} \geq N_p + u + \Delta_t, \quad (5.9)$$

где u и Δ_t – поправки на срезание микронеровностей и температурные деформации, если соединение собрано из разных материалов.

Выражение для расчетного натяга N_p может быть использовано для определения *наибольшего расчетного натяга* $N_{p \max}$ из условия возникновения пластических деформаций в соединении:

$$N_{p \max} = p_{\max} d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \quad (5.10)$$

где p_{\max} – максимальное контактное давление, допускаемое прочностью охватываемой детали. Для его определения используются решение задачи Ляме и теория максимальных касательных напряжений. По теории максимальных касательных напряжений отсутствие пластических деформаций в соединениях с натягом гарантировано при условии:

$$\sigma_{\text{эkv}} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq \sigma_T, \quad (5.11)$$

где σ_1 – максимальные, а σ_3 – минимальные напряжения (растяжение +, сжатие –).

Результаты решения задачи Ляме в виде эпюр распределения радиальных σ_r и окружных σ_t напряжений в двух толстостенных цилиндрах при посадке с натягом представлены на рис. 5.3.

Для втулки (наиболее опасная ситуация)

$$\sigma_1 = \sigma_{t2} = p \left(\frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} \right), \quad (5.12)$$

$$\sigma_3 = -\sigma_r = -p. \quad (5.13)$$

Тогда

$$\sigma_{\text{эkv2}} = p \frac{2d_2^2}{d_2^2 - d^2} \leq \sigma_{T2}, \quad (5.14)$$

$$p_{\max} = 0,5\sigma_{T2} \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right], \quad (5.15)$$

где σ_{T2} – предел текучести материала втулки.

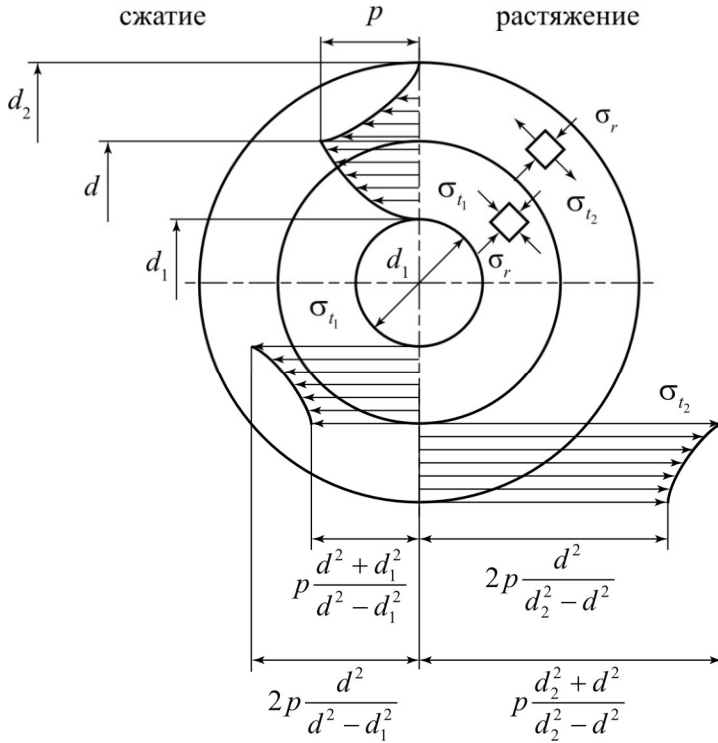


Рис. 5.3

Наибольший расчетный натяг по условию возникновения пластических деформаций:

$$N_{p \max} = 0,5\sigma_{T2}d \left[\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right] \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right]. \quad (5.16)$$

Необходимый *максимальный натяг* с учетом срезания микронеровностей и температурных деформаций определяется по формуле

$$[N]_{\max} = N_{p \max} + u + \Delta_t. \quad (5.17)$$

По значениям $[N]_{\min}$ и $[N]_{\max}$ подбирают стандартную посадку, у которой наименьший натяг $N_{\min} > [N]_{\min}$, а наибольший натяг $N_{\max} \leq [N]_{\max}$.

Для соединений с натягом применяют посадки $H7/p6$, $H7/r6$, $H7/s6$, $H7/t6$, $H7/u7$ и др.

При сборке соединения запрессовкой сила запрессовки определяется по наибольшему расчетному натягу:

$$F_{\pi} = \pi d l p_{\max} f_{\pi} = \frac{N_{p \max} f_{\pi} \pi d l}{d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)}, \quad (5.18)$$

где f_{π} – коэффициент трения при запрессовке ($f_{\pi} = 0,20$ для материалов деталей соединения сталь – сталь; $f_{\pi} = 0,14$ – сталь – чугун; $f_{\pi} = 0,10$ – сталь – бронза, латунь; $f_{\pi} = 0,08$ – чугун – бронза, латунь).

Контрольные вопросы

1. В чем состоит задача расчета соединений с натягом?
2. Как величина натяга связана с требуемой разностью посадочных размеров вала и отверстия?
3. Какими способами можно собрать соединение с натягом?
4. Каковы преимущества и недостатки соединений с натягом по сравнению с другими видами соединений?
5. От каких факторов зависит нагрузочная способность соединений с натягом?
6. Каковы условия, обеспечивающие взаимную неподвижность деталей цилиндрических соединений с натягом

при нагружении соединения осевой силой или вращающим моментом и одновременно осевой силой и вращающим моментом?

7. За счет каких сил соединение с натягом передает нагрузку?

8. Как связаны между собой минимальный требуемый натяг и расчетный натяг?

9. Какое условие обеспечивает отсутствие пластических деформаций в соединениях с натягом?

10. Приведите примеры посадок с натягом.

11. Как связан расчетный натяг с контактным давлением?

ТЕМА 6. ШПОНОЧНЫЕ И ШЛИЦЕВЫЕ (ЗУБЧАТЫЕ) СОЕДИНЕНИЯ

Шпоночные соединения образуют следующие детали: вал, шпонка, ступица колеса (шкива, звездочки) или полумуфта. *Шпонка* – стальной брус, устанавливаемый в пазы вала и ступицы.

Назначение шпоночных соединений – передача вращающего момента между валом и ступицей.

Достоинства шпоночных соединений: простота конструкции, низкая стоимость, легкость монтажа-демонтажа.

Недостатки: невысокая нагрузочная способность, ослабление вала и ступицы шпоночными пазы.

Все основные виды шпонок делятся на *клиновые* и *призматические*. Первая группа шпонок образует напряженные, а вторая – ненапряженные соединения.

Размеры шпонок стандартизованы.

Соединение *клиновыми шпонками* представлено на рис. 6.1.

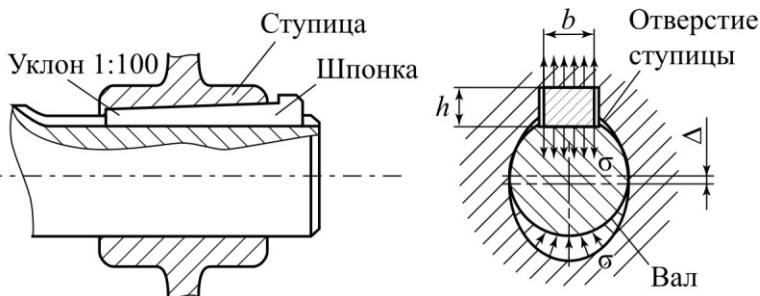


Рис. 6.1

Клиновые шпонки имеют форму односкосных клиньев с уклоном 1:100. Такой же уклон имеют пазы в ступицах. Клиновые шпонки изготавливают без головок и с головками (для выбивания шпонки из паза). Клиновые шпонки забивают в пазы, в результате создается напряженное соединение, которое передает не только крутящий момент, но и осевую силу. При забивании шпонки в соединении возникают распорные радиальные силы, которые нарушают центрирование детали на валу, вызывая биение.

Клиновидная форма шпонки может вызвать перекос детали. Обработка паза с уклоном, равным уклону шпонки, вызывает технологические трудности. Поэтому применение клиновых шпонок носит ограниченный характер.

Соединение *призматическими* шпонками представлено на рис. 6.2.

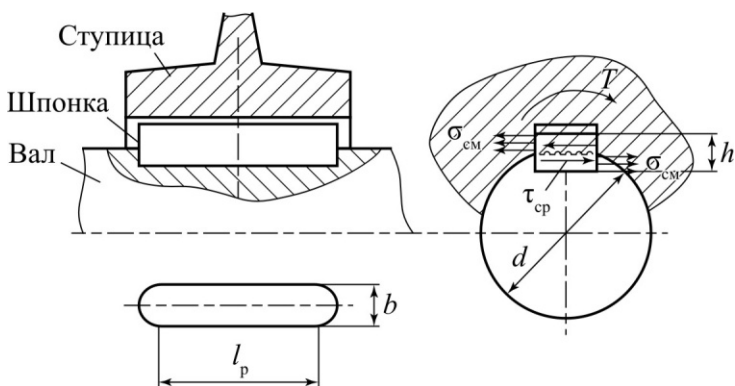


Рис. 6.2

Во многих случаях посадка ступицы на вал производится с натягом.

Момент передается с вала на ступицу боковыми узкими гранями шпонки. При этом возникают напряжения смятия $\sigma_{см}$ и напряжения среза $\tau_{ср}$. Для упрощения расчета считают, что шпонка врезана в вал на половину своей высоты,

а напряжения смятия $\sigma_{см}$ распределяются равномерно по высоте h и рабочей дине l_p , при этом плечо равнодействующей этих напряжений равно $d/2$. Равнодействующая сила в месте расположения шпонки $F_t = 2T/d$, а площадь смятия $A_{см} = (h/2)l_p$.

Условия прочности соединения призматической шпонкой:

$$\sigma_{см} = \frac{4T}{hl_p d} \leq [\sigma_{см}], \quad (6.1)$$

$$\tau_{ср} = \frac{2T}{bl_p d} \leq [\tau_{ср}]. \quad (6.2)$$

Для стандартных шпонок рассчитывают только $\sigma_{см}$, так как размеры поперечного сечения стандартной шпонки $b \times h$ подобраны так, чтобы исключить разрушение от $\tau_{ср}$. При проектировании соединения призматической шпонкой размеры поперечного сечения $b \times h$ подбирают по диаметру вала d .

Для передачи небольших вращающих моментов применяются сегментные и цилиндрические шпонки.

Сегментные шпонки являются разновидностью призматической шпонки, так как принцип их работы подобен принципу работы призматической шпонки (рис. 6.3).

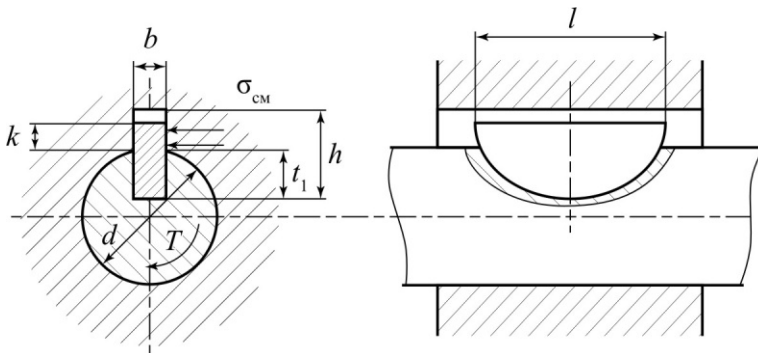


Рис. 6.3

Глубокая посадка шпонки обеспечивает ей более устойчивое положение, чем у простой призматической шпонки, однако глубокий паз значительно ослабляет вал.

Условие прочности:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2TK_3}{kld} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (6.3)$$

где K_3 – коэффициент запаса; $k = h - t_1$.

Цилиндрические шпонки (рис. 6.4) используют для закрепления деталей на конце вала.

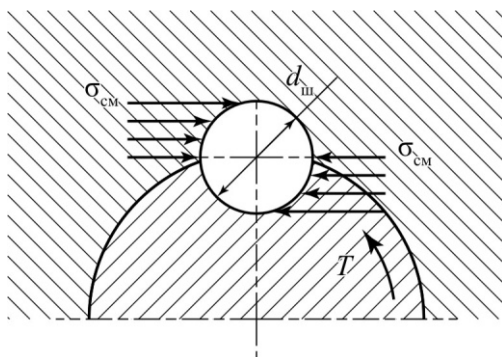


Рис. 6.4

Условие прочности соединения цилиндрической шпонкой:

$$\sigma_{\text{см}} \approx \frac{4T}{d_{\text{ш}}ld} \leq [\sigma_{\text{см}}]. \quad (6.4)$$

Для изготовления шпонок обычно применяют углеродистые стали.

В тех случаях, когда шпоночное соединение не может передать заданного момента, используются *шлицевые (зубчатые) соединения* (рис. 6.5).

Основное *преимущество* шлицевых соединений – большая нагрузочная способность, основные *недостатки* – слож-

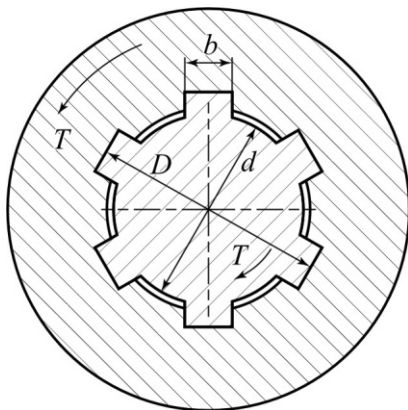


Рис. 6.5

ная технология изготовления и высокая стоимость (по сравнению со шпоночными соединениями).

Зубчатые соединения образуются при наличии наружных зубьев на валу и внутренних зубьев в отверстии ступицы. По форме профиля зубья бывают: *прямобочные, эвольвентные, треугольные.*

Соединения с прямобочными зубьями (рис. 6.6) выполняют с центрированием по боковым граням (*a*), по наружному диаметру (*б*), по внутреннему диаметру (*в*).

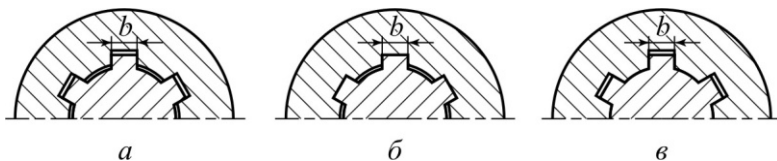


Рис. 6.6

Центрирование по боковым граням шлицевых соединений применяют для передачи больших моментов. При высоких требованиях к соосности вала и ступицы центрирование выполняют по наружному или внутреннему диаметру.

Прямобочные шлицевые соединения используются для передачи значительных вращающих моментов. Стандартом предусмотрены три серии соединений с прямобочными зубьями: легкая, средняя, тяжелая, отличающиеся по высоте и числу зубьев.

Эвольвентные шлицевые соединения имеют большую нагрузочную способность, чем прямобочные, в связи с большей площадью контакта.

Соединения с треугольным профилем предназначены для передачи небольших вращающих моментов.

Критерием работоспособности шлицевых соединений является *сопротивление смятию и изнашиванию*.

Условие прочности по напряжениям смятия:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{zhd_{\text{cp}}l} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (6.5)$$

где $d_{\text{cp}} = 0,5(D + d)$, h – рабочая высота зубьев, l – рабочая длина зубьев, z – число зубьев.

Расчет на сопротивление изнашиванию аналогичен расчету на смятие, однако вместо $[\sigma_{\text{см}}]$ используется $[\sigma_{\text{изн}}]$ – допустимое напряжение на ограничение изнашивания.

При неограниченном числе циклов принимают: $[\sigma_{\text{изн}}] = 0,032HB$ для улучшенных зубьев; $[\sigma_{\text{изн}}] = 0,3HRC_3$ для закаленных зубьев.

Шлицевые соединения подбирают по величине вращающего момента и по диаметру вала d .

Контрольные вопросы

1. Какие детали образуют шпоночное соединение?
2. Каково назначение шпоночных и шлицевых соединений?

3. Какие достоинства и недостатки имеют шпоночные и шлицевые соединения?
4. Какие различают типы шпонок и в каких случаях они применяются?
5. По какому параметру выбирают размеры поперечного сечения шпонки?
6. Каковы области применения прямоугольных, треугольных и эвольвентных шлицевых соединений?
7. В чем различие между прямобочными шлицевыми соединениями легкой, средней и тяжелой серии?
8. Как производят проверочный расчет шпоночных и шлицевых соединений?
9. Каковы критерии работоспособности шлицевых соединений?

ТЕМА 7. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЗАКЛЕПОЧНЫХ, КЛЕММОВЫХ, ПАЯНЫХ, КЛЕЕВЫХ И ШТИФТОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ

7.1. ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Заклепочные соединения (рис. 7.1) являются неразъемными соединениями.

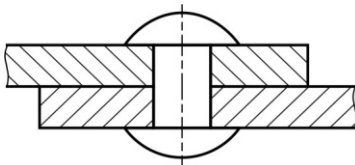


Рис. 7.1

Достоинства заклепочных соединений (в сравнении со сварными соединениями): возможность соединения деталей из несвариваемых материалов, надежная работа при ударных и вибрационных нагрузках.

Недостатки заклепочных соединений: трудоемкость и невысокая технологичность; ослабление деталей отверстиями и в связи с этим повышенный расход металла; трудность автоматизации процесса склепывания; высокий уровень шума при работе с пневмоинструментом, используемым для деформирования заклепок; коэффициенты линейного расширения материала заклепок и соединяемых деталей должны быть равными или близкими друг к другу.

Заклепочное соединение образуется деформированием заклепки, свободно установленной в отверстия соединяемых деталей (рис. 7.2). Пластически деформируя, заклепку осаживают, заполняя зазор между стержнем заклепки и стенками отверстия, и формируют замыкающую головку. Закладную головку выполняют на заклепке заранее.

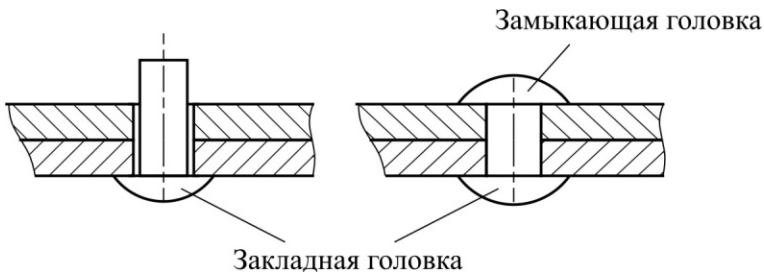


Рис. 7.2

Основные типы заклепок представлены на рис. 7.3: где *a*, *б*, *в* – сплошные стержневые заклепки: *a* – с полукруглой головкой; *б* – плоской (трапецидальной) головкой; *в* – потайной головкой; *г* – пустотелые (для мягких тканей); *д* – полупустотелые (для снижения силы расклепывания и повышения сопротивлению усталости соединения из композиционных материалов – стеклотекстолитов, углепластиков).

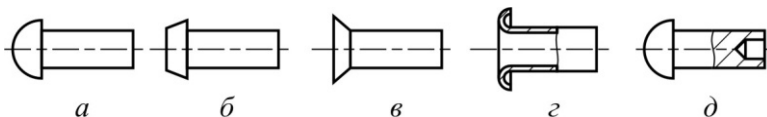


Рис. 7.3

По расположению заклепок (рис. 7.4) соединения подразделяют на однорядные (*a*) и многорядные (*б*).

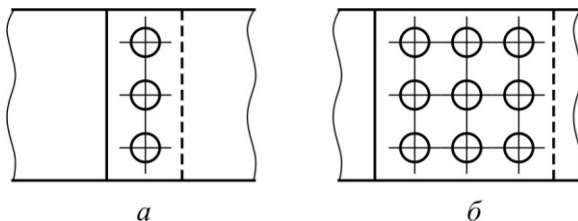


Рис. 7.4

Проверку прочности тела заклепки (рис. 7.5) выполняют: по напряжениям среза:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4F}{\pi d^2 i_{\text{ср}}} \leq [\tau_{\text{ср}}], \quad (7.1)$$

и по напряжениям смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{\delta d} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (7.2)$$

где $i_{\text{ср}}$ – число поверхностей среза.

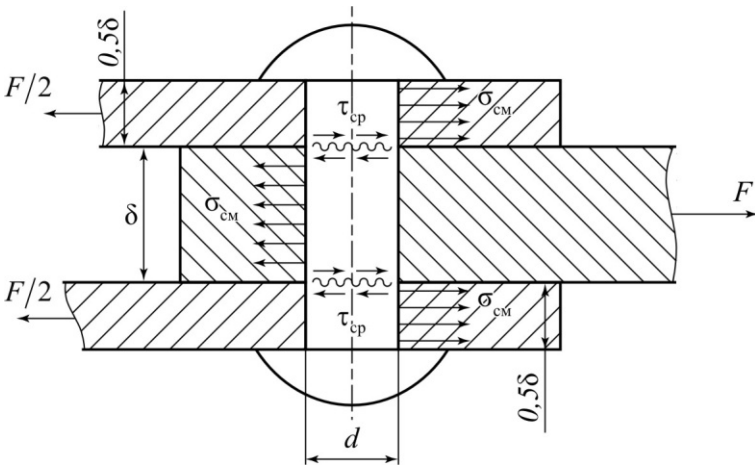


Рис. 7.5

Соединяемые детали проверяют на прочность в сечениях, ослабленных отверстиями под заклепки. Для рассмотрения условия прочности вырежем из листа участок, равный по ширине одному шагу t (рис. 7.6). При толщине листа δ и нагружении растягивающей силой F имеем следующие напряжения растяжения в листе на ширине t :

$$\sigma_p' = \frac{F}{t\delta}, \quad (7.3)$$

а напряжения растяжения в листе в сечении, ослабленном отверстием диаметра d ,

$$\sigma_p = \frac{F}{(t-d)\delta}. \quad (7.4)$$

Условие прочности листа:

$$\sigma_p \leq [\sigma_p], \quad (7.5)$$

где $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение.

Отношение σ_p' / σ_p обозначают φ и называют *коэффициентом прочности* соединяемых деталей заклепочного шва:

$$\varphi = \frac{\sigma_p'}{\sigma_p} = \frac{t-d}{t}. \quad (7.6)$$

Коэффициент φ показывает, насколько уменьшается прочность листов при соединении заклепками. Среднее значение $\varphi = 0,85$ соответствует уменьшению прочности листов при образовании заклепочного соединения на 15 %.

Повысить коэффициент прочности заклепочного шва можно, уменьшив d . Для этого применяют многорядные швы (с большим числом заклепок меньшего диаметра).

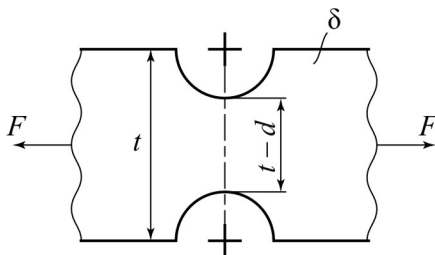


Рис. 7.6

Смятие стенок отверстия нарушает работоспособность соединения и может привести к последующему прорезанию заклепкой соединяемых деталей (рис. 7.7), следы которого показаны волнистыми линиями.

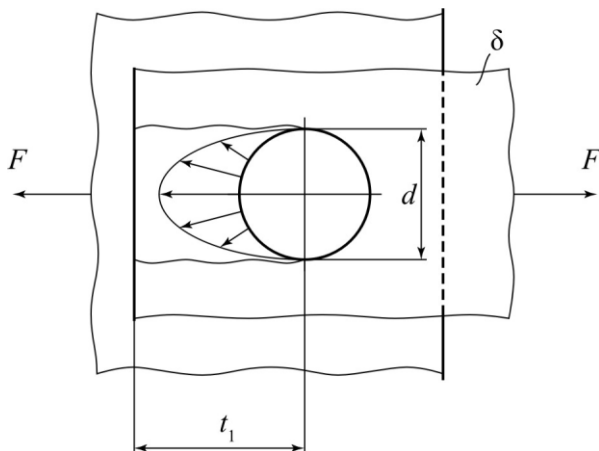


Рис. 7.7

Для предотвращения прорезания должно выполняться условие прочности по допускаемым напряжениям среза τ_{cp} для материала деталей,

$$\tau_{cp} = \frac{F}{2\left(t_1 - \frac{d}{2}\right)\delta} \leq [\tau_{cp}]. \quad (7.7)$$

Допускаемые напряжения на срез и смятие детали обычно принимают:

$$[\tau_{cp}] = 0,2\sigma_B, \quad [\sigma_{cm}] = (0,4 \dots 0,5)\sigma_B,$$

где σ_B – временное сопротивление материала детали.

Основным видом разрушения заклепочных соединений при переменных режимах нагружения является возникнове-

ние усталостных трещин. В общем машиностроении переменный характер нагружения учитывают понижением допускаемых напряжений. Например, при редких знакопеременных нагрузках допускаемые напряжения понижают, умножая их на коэффициент:

$$\gamma = \frac{1}{a - b \frac{F_{\min}}{F_{\max}}} \leq 1, \quad (7.8)$$

где F_{\min} и F_{\max} – наименьшая и наибольшая по абсолютному значению действующие на заклепки силы, взятые со своими знаками; a, b – коэффициенты: $a = 1$ и $b = 0,3$ для соединения элементов из низкоуглеродистых сталей; $a = 1,2$ и $b = 0,8$ – для соединений из среднеуглеродистых сталей.

7.2. КЛЕММОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Клеммовые соединения применяют для закрепления деталей на валах и осях, цилиндрических колоннах, кронштейнах и т.д.

Конструктивно эти соединения обычно имеют охватываемую деталь (вал) и охватывающую деталь – утолщенную часть рычага или кронштейна с отверстием внутри, которую называют клеммой (ступицей). Сжатие сопряженных поверхностей ступицы и вала выполняют за счет винтов (болтов), когда в одной из половин ступицы нарезают внутреннюю резьбу. При соединении деталей с помощью клемм используют силы трения, которые возникают от затяжки болтов. Эти силы позволяют нагружать соединение моментом и осевой силой.

За счет сил трения, которые возникают на сопряженных поверхностях ступицы и вала после затяжки болтов

(винтов), клеммовое соединение способно воспринимать осевую сдвигающую силу F_a , вращающий момент T , совместное действие вращающего момента T и осевой силы F_a .

Достоинства клеммовых соединений: простота монтажа и демонтажа, самопредохранение от перегрузки, возможность перестановки и регулировки взаимного расположения деталей как в осевом, так и окружном направлениях.

Недостатки клеммовых соединений: малая нагрузочная способность (не рекомендуют применять для передачи больших нагрузок), увеличенное количество деталей.

В зависимости от выполнения соединения при расчете можно рассмотреть два предельных случая (рис. 7.8, а, б).

В первом случае (рис. 7.8, а) клемма обладает большой жесткостью, а посадка деталей выполнена с большим зазором. При этом контакт деталей происходит по линии, а условия прочности соединения имеют вид:

$$F_t d = F_n f d \geq T; \quad 2F_n f \geq F_a, \quad (7.9)$$

где F_n – реакция в месте контакта, f – коэффициент трения.

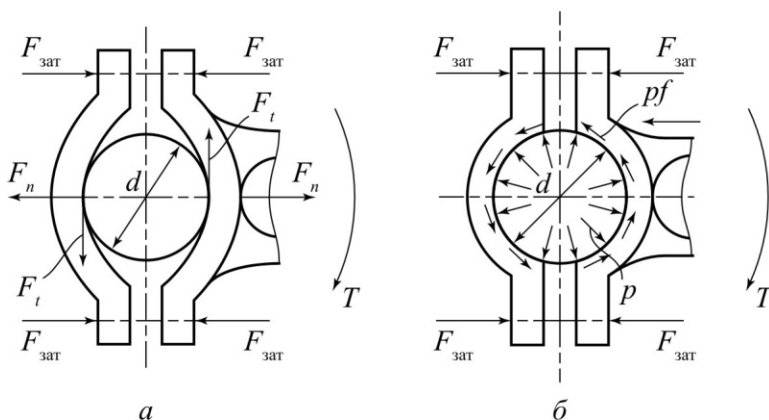


Рис. 7.8

Из условия равновесия каждой половины клеммы следует, что

$$F_n = 2F_{\text{зат}}, \quad (7.10)$$

где $F_{\text{зат}}$ – сила затяжки болтов.

После подстановки (7.10) в (7.9) условия прочности соединения будут иметь вид:

$$2F_{\text{зат}}fd \geq T; \quad 4F_{\text{зат}}f \geq F_a. \quad (7.11)$$

Во втором случае (рис. 7.8, б) клемма достаточно гибкая, форма сопрягаемых деталей строго цилиндрическая, зазор в соединении близок к нулю. В этом случае давление p распределено равномерно по поверхности соприкосновения деталей, а условия прочности соединения выражаются в виде:

$$pf\pi db \frac{d}{2} \geq T; \quad pf\pi db \geq F_a, \quad (7.12)$$

где b – длина образующей цилиндрической контактной поверхности.

По аналогии с формулой (7.10) из условия равновесия полуклеммы получим

$$p = \frac{2F_{\text{зат}}}{db}. \quad (7.13)$$

После подстановки (7.13) в (7.12) условия прочности соединения будут иметь вид:

$$\pi F_{\text{зат}}fd \geq T; \quad \pi 2F_{\text{зат}}f \geq F_a. \quad (7.14)$$

Таким образом, нагрузочные способности для двух предельных случаев относятся как $2/\pi$ [ср. формулы (7.11) и (7.14)]. Первый случай является самым неблагоприятным, а второй – наиболее рациональным с точки зрения требуемой затяжки болтов.

Практически выполняемые клеммовые соединения рассматриваются как средние между двумя рассмотренными выше крайними случаями:

$$2,5F_{\text{заг}}fd \geq T; \quad 5F_{\text{заг}}f \geq F_a \quad (7.15)$$

или для z болтов, расположенных с одной стороны вала:

$$F_{\text{заг}} = \frac{KT}{2,5zf d}; \quad F_{\text{заг}} = \frac{KF_a}{5zf}, \quad (7.16)$$

где K – коэффициент запаса, $K = 1,3 \dots 1,8$.

При совместном действии T и F_a сдвигающей силой на поверхности контакта будет равнодействующая осевой F_a и окружной F_t сил, $F_t = 2T/d$. Для такого случая

$$F_{\text{заг}} = \frac{K\sqrt{F_t^2 + F_a^2}}{5zf}. \quad (7.17)$$

7.3. ПАЯНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Паяные соединения – это неразъемные соединения, образуемые силами молекулярного взаимодействия между соединяемыми деталями и присадочным материалом, называемым припоем.

Припой – сплав (на основе меди, олова, серебра) или чистый металл, вводимый в расплавленном состоянии в зазор между соединяемыми деталями.

По конструкции паяные соединения подобны сварным (рис. 7.9), где a – соединение встык, b – внахлестку, $в$ – с одной накладкой, $г$ – вскос, $д$ – втавр, $е$ – телескопическое соединение.

Пайка позволяет соединять не только однородные, но и разнородные материалы: черные и цветные металлы, сплавы, керамику, стекло и др.

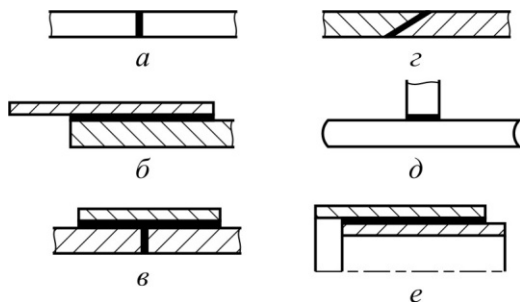


Рис. 7.9

При пайке поверхности деталей очищают от окислов и обезжиривают с целью получения хорошей смачиваемости припоем и качественного заполнения им зазоров. Нагрев припоя и деталей в зависимости от их размеров осуществляют паяльником, газовой горелкой, электронагревом, в термических печах и др. Для уменьшения вредного влияния окисления поверхностей деталей при пайке применяют флюсы, а также паяют в вакууме или в среде нейтральных газов. Расплавленный припой растекается по нагретым поверхностям стыка деталей и при охлаждении затвердевает, прочно соединяя детали.

Размер зазора принимают $0,03 \dots 0,2$ мм в зависимости от припоя (легкоплавкий или тугоплавкий) и материала деталей.

Достоинства паяных соединений: возможность соединения разнородных материалов, стойкость против коррозии, возможность соединения тонкостенных деталей, герметичность, малая концентрация напряжений вследствие высокой пластичности припоя, возможность получения соединений деталей в скрытых и труднодоступных местах конструкции.

Недостатки паяных соединений: сравнительно невысокая прочность (по сравнению со сваркой), необходимость малых и равномерно распределенных зазоров между соединяемыми деталями, что требует их точной механической обработки и качественной сборки, а также предварительной обработки поверхностей перед пайкой.

Пайкой соединяют листы, стержни, трубы и др. Ее широко применяют в автомобилестроении, самолетостроении, радиоэлектронике и приборостроении.

Расчет на прочность паяных соединений аналогичен расчету сварных (рис. 7.10).

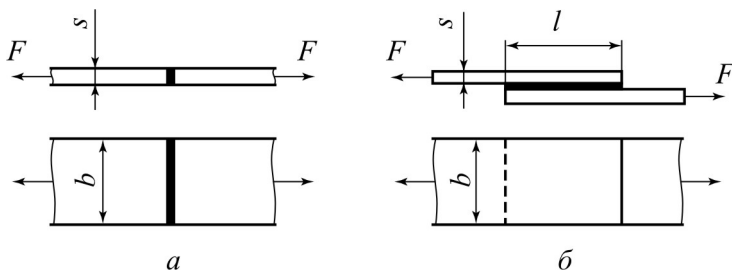


Рис. 7.10

Для стыковых соединений (см. рис. 7.10, *a*) условие прочности:

$$\sigma' = \frac{F}{sb} \leq [\sigma'], \quad (7.18)$$

для нахлесточных соединений (см. рис. 7.10, *б*):

$$\tau' = \frac{F}{bl} \leq [\tau'], \quad (7.19)$$

где $[\sigma']$ и $[\tau']$ – допускаемые нормальное и касательное напряжения в паяном шве.

Предел прочности спая на растяжение для большинства сталей на 30...40 % выше напряжения среза.

При соединении стальных деталей прочность материала деталей обычно больше прочности материала шва. В подобных случаях условие равнопрочности можно обеспечить только для нахлесточных соединений.

7.4. КЛЕЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Клеевые соединения – это соединения деталей неметаллическим веществом посредством поверхностного схватывания и межмолекулярной связи в клеящем слое. Клеевые соединения применяют для деталей из металла и неметаллических материалов.

Достоинства клеевых соединений: возможность соединения разнородных материалов, герметичность, стойкость против коррозии, возможность соединения очень тонких листовых деталей, малая концентрация напряжений и высокое сопротивление усталости, малая масса.

Недостатки клеевых соединений: сравнительно невысокая прочность, неудовлетворительная работа на неравномерный отрыв, снижение несущей способности при повышенных температурах.

На прочность клеевых соединений влияют характер нагрузки, конструкция соединения, тип и толщина слоя клея, технология и время склеивания.

Расчет на прочность клеевых соединений производят на сдвиг:

$$\tau' = \frac{F}{A_k} \leq [\tau'] \quad (7.20)$$

и на отрыв:

$$\sigma'_p = \frac{F}{A_k} \leq [\sigma'_p], \quad (7.21)$$

где F – действующая сила, A_k – площадь склеивания. Допускаемое напряжение на сдвиг $[\tau'] = \tau'_B / [S]$, а на отрыв $\sigma'_p = \sigma'_B / [S]$, где для распространенных клеев предел прочности при сдвиге $\tau'_B \leq 60$ МПа, предел прочности при растяжении $\sigma'_B \leq 50$ МПа, а допускаемый коэффициент запаса прочности $[S] = 1, 2 \dots 1, 5$.

7.5. ШТИФТОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Штифт – цилиндрический или конический стержень для неподвижного соединения двух деталей машины или для закрепления деталей при сборке. Штифтами пользуются для фиксирования положения крышки редуктора относительно его корпуса, а также для скрепления деталей машин, передающих небольшие нагрузки, и в качестве предохранительных деталей.

Достоинство штифтовых соединений: простота конструкции.

Недостатки штифтовых соединений: нетехнологичность (требуется совместное сверление и развертывание отверстий под штифт после сборки ступицы с валом), ослабление детали соединения отверстием под штифт.

В штифтовых соединениях применяют цилиндрические (рис. 7.11, *а*) и конические (рис. 7.11, *б*) штифты.

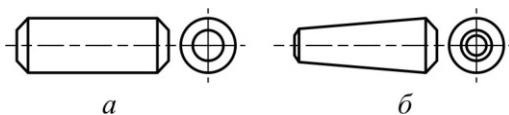


Рис. 7.11

Преимущество конических штифтов по сравнению с цилиндрическими заключается в том, что без ущерба надежности соединения их можно неоднократно вынимать и ставить на рабочее место. Для фиксации взаимного положения соединяемых деталей машин обычно пользуются двумя штифтами, притом только гладкими.

Штифты изготавливают из стали Ст4, Ст5, 35, 40 и 45. Диаметр установочного штифта принимают конструктивно. Диаметр крепежного штифта определяют из расчета штифта на срез. При действии на штифт силы F , перпендикулярной его оси, условие прочности на срез при z плоскостях среза

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4F}{\pi d^2 z} \leq [\tau_{\text{ср}}], \quad (7.22)$$

откуда диаметр штифта

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi z [\tau_{cp}]}}. \quad (7.23)$$

Допускаемое напряжение на срез для штифта, изготовленного из стали указанных марок, $[\tau_{cp}] = 35 \dots 75$ МПа; меньшие значения – при нагрузке с толчками и ударами.

Контрольные вопросы

1. В чем состоят основные достоинства и недостатки заклепочных, клеммовых, паяных, клеевых и штифтовых соединений?
2. Какие типы заклепок применяют в заклепочных соединениях?
3. Как влияет число рядов заклепок на прочность соединения?
4. Как производят проверочные расчеты на прочность заклепочных соединений?
5. Как определяется коэффициент прочности соединяемых деталей заклепочного шва?
6. Как соотносятся коэффициенты линейного расширения материала заклепок и соединяемых деталей в заклепочном соединении?
7. Как выбираются допускаемые напряжения заклепочных швов при переменном нагружении?
8. Какие силы используются для передачи нагрузки в клеммовых соединениях?
9. Какие различают виды паяных соединений?
10. Как рассчитываются на прочность паяные и клеевые соединения?
11. Для соединения каких деталей используются штифтовые соединения?
12. Для чего применяют штифтовые соединения?

ТЕМА 8. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧАХ

Механические передачи – это устройства для передачи работы от двигателя к исполнительному механизму (рис. 8.1).

Наибольшее распространение в машинах и механизмах получили механические передачи вращательного движения.

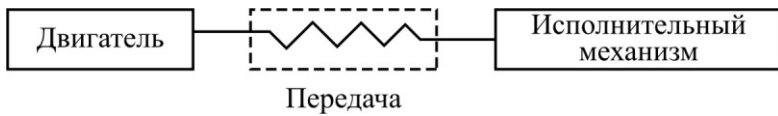


Рис. 8.1

Основным назначением передачи является изменение скорости и крутящего момента. В настоящем курсе рассматриваются передачи, понижающие скорость и повышающие крутящий момент.

Масса и стоимость двигателя понижаются с увеличением его быстроходности. Экономически целесообразным является применение быстроходных двигателей с передачей, понижающей угловую скорость, вместо тихоходных двигателей без передачи.

Основными характеристиками передач являются *мощность* на ведущем P_1 и ведомом P_2 валах и *угловая скорость* ведущего ω_1 и ведомого ω_2 валов (рис. 8.2). Эти две характеристики необходимы для выполнения расчета любой передачи.

Схемы, представленные на рис. 8.2, позволяют определить направление вращающих моментов T в передаче (a – колеса в рабочем положении, b – условно раздвинутые колеса).

Вращающий момент T_1 ведущего вала является моментом движущих сил, его направление совпадает с направлением вращения вала. Момент T_2 ведомого вала – момент сил сопротивления, поэтому его направление всегда противоположно направлению вращения вала.

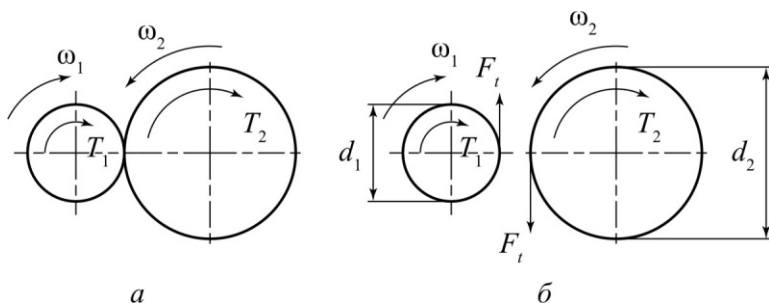


Рис. 8.2

Дополнительными характеристиками передач являются механический КПД передачи η , окружная скорость V , окружная сила F_t , вращающий момент T ведущих и ведомых звеньев, передаточное отношение передачи i .

Механический КПД передачи

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}, \quad (8.1)$$

при этом для многоступенчатой передачи, состоящей из нескольких отдельных последовательно соединенных передач, общий КПД определяется как

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n, \quad (8.2)$$

где $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ – КПД каждой кинематической пары (зубчатой, червячной, ременной и других передач, подшипников и муфт).

Окружная скорость ведущего и ведомого звена (м/с) определяется как

$$V = \frac{\omega d}{2}, \quad (8.3)$$

где d – диаметр колеса, шкива и др. Окружные скорости сопряженных звеньев при отсутствии скольжения равны, то есть $V_1 = V_2$.

Окружная сила (Н)

$$F_i = \frac{P}{V} = \frac{2T}{d}, \quad (8.4)$$

где P – мощность, Вт.

Вращающий момент (Н·м) определяется по формуле

$$T = \frac{P}{\omega} = F_i \frac{d}{2} = \frac{30P}{\pi n} \approx 9,55 \frac{P}{n}, \quad (8.5)$$

где n – число оборотов звена передачи в минуту ($\omega = \pi n/30$).

Передаточное отношение i , передачное число u .

При $V_1 = V_2$ или $(\omega_1 d_1)/2 = (\omega_2 d_2)/2$

$$u = i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1}. \quad (8.6)$$

Передачным отношением называется отношение угловых скоростей ведущего и ведомого звеньев, передачным числом – отношение большей угловой скорости к меньшей.

Для многоступенчатой передачи общее передачное число

$$u_{\text{общ}} = u_1 u_2 \dots u_n, \quad (8.7)$$

где u_1, u_2, \dots, u_n – передачные числа каждой ступени.

Контрольные вопросы

1. Какие функции могут выполнять механические передачи?
2. Что такое передаточное число?
3. Как изменяются от ведущего к ведомому валу такие характеристики передачи, как мощность, вращающий момент, частота вращения?
4. Как определяется передаточное число и КПД многоступенчатой передачи?
5. Как рассчитывается мощность при вращательном движении?
6. Какова зависимость между вращающимися моментами на ведущем и ведомом валах передачи?

ТЕМА 9. ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Фрикционные передачи передают вращательное движение от ведущего звена к ведомому силами трения, которые возникают в месте контакта двух прижатых друг к другу катков (рис. 9.1).

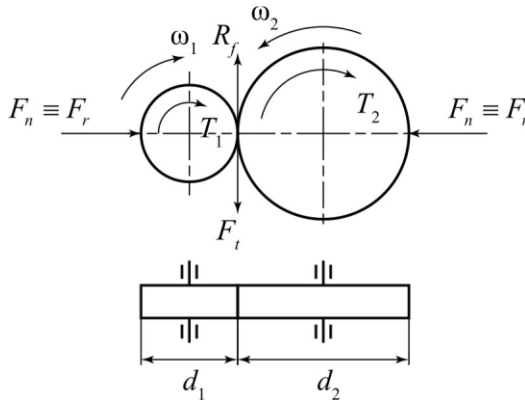


Рис. 9.1

Условие работоспособности передачи:

$$R_f \geq F_t, \quad (9.1)$$

где F_t – передаваемая окружная сила, R_f – сила трения в месте контакта катков.

$$R_f = F_n f; \quad F_n = \frac{KF_t}{f}, \quad (9.2)$$

где F_n – сила прижатия катков; f – коэффициент трения; K – коэффициент запаса сцепления, $K = 1,25 \dots 3$, F_t – окружная сила в передаче, $F_t = 2T_2/d_2$.

В зависимости от назначения различают фрикционные нерегулируемые передачи ($i = \text{const}$) и передачи с бесступенчатым плавным регулированием ($i \neq \text{const}$), называемые вариаторами.

По взаимному расположению осей различают фрикционные передачи с параллельными осями, с пересекающимися осями (конические), с перекрещивающимися осями (лобовые).

Достоинства: простота конструкции и обслуживания, равномерность и бесшумность, возможность бесступенчатого регулирования передаточного числа, причем на ходу, без останова (вариаторы), невозможность аварий при перегрузках.

Недостатки: большое и неравномерное изнашивание рабочих поверхностей катков при буксовании (скольжении), большие нагрузки на валы и опоры, что ведет к увеличению габаритов, непостоянство передаточного числа вследствие упругого скольжения.

Основными видами разрушения фрикционных передач являются усталостное выкрашивание, заедание, износ.

Усталостное выкрашивание происходит в закрытых передачах, работающих при обильной смазке и защищенных от попадания абразивных частиц. Прижимная сила F_r вызывает в месте касания катков высокие контактные напряжения σ_H , которые циклически меняются при перемещении точки контакта по ободу. Циклическое действие контактных напряжений приводит к развитию усталостных микротрещин на рабочих поверхностях катков.

Заедание (задир) возникает в сильнонагруженных быстроходных передачах при разрыве масляной пленки на поверхности катков. В месте касания катков возрастает температура, масляный слой разрывается, катки непосредственно соприкасаются, происходит привар частиц металла с последующим задиром.

Износ происходит в открытых передачах.

Все виды разрушения зависят от контактных напряжений σ_H .

9.1. ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ФРИКЦИОННАЯ ПЕРЕДАЧА

При работе нерегулируемой цилиндрической фрикционной передачи в месте контакта катков происходит скольжение, следствием которого является отставание ведомого катка от ведущего. При этом соотношение между окружными скоростями V_1 и V_2 ведущего и ведомого звеньев имеют вид:

$$V_2 = (1 - \varepsilon)V_1, \quad (9.3)$$

где ε – коэффициент скольжения ($\varepsilon = 0,005 \dots 0,03$),

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60}; \quad V_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60}. \quad (9.4)$$

Выражение (9.3) может быть записано через угловые скорости ω_1 и ω_2 ведущего и ведомого катков:

$$\omega_2 \frac{d_2}{2} = (1 - \varepsilon) \omega_1 \frac{d_1}{2}. \quad (9.5)$$

С использованием (9.5) передаточное число цилиндрической фрикционной передачи

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)} \approx \frac{d_2}{d_1}. \quad (9.6)$$

Межосевое расстояние

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{d_1(u + 1)}{2}. \quad (9.7)$$

Диаметр ведущего катка

$$d_1 = \frac{2a}{u + 1}. \quad (9.8)$$

Диаметр ведомого катка

$$d_2 = d_1 u (1 - \varepsilon) \approx d_1 u. \quad (9.9)$$

Постоянное прижатие катков осуществляют предварительно затянутыми пружинами. При переменной нагрузке прижатие должно меняться автоматически, соответственно значению нагрузки, для чего используются самозатягивающиеся элементы передачи различной конструкции.

9.2. КОНИЧЕСКАЯ ФРИКЦИОННАЯ ПЕРЕДАЧА

Фрикционная передача между валами с пересекающимися осями (рис. 9.2) осуществляется коническими катками.

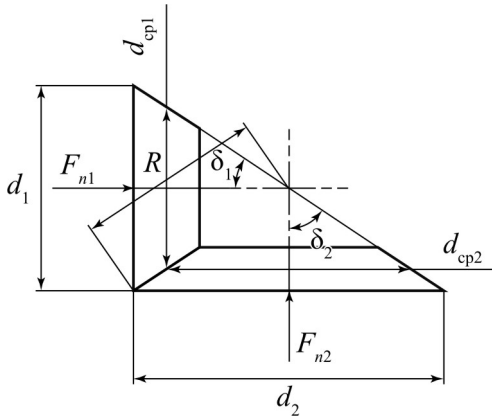


Рис. 9.2

На рис. 9.2 использованы обозначения: R – конусное расстояние; d_1, d_2 – диаметры оснований конусов; δ_1, δ_2 – конусные углы; d_{cp1}, d_{cp2} – средние диаметры катков.

Передаточное число

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1. \quad (9.10)$$

Силы в конической передаче определяют по размерам средних сечений катков, в которых лежит условная точка приложения нормальной прижимной силы F_n (рис. 9.3).

Условия работоспособности конических фрикционных передач так же, как и цилиндрических, могут быть представлены выражениями (9.1) и (9.2), в которых окружная сила

$$F_t = 2T_2 / d_{2cp}.$$

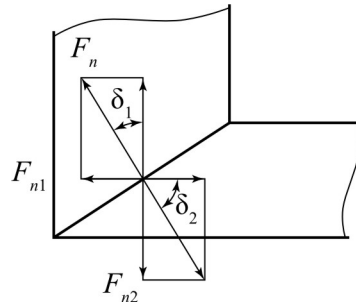


Рис. 9.3

9.3. ВАРИАТОРЫ

Вариаторы служат для плавного (бесступенчатого) изменения на ходу угловой скорости ведомого вала при постоянной скорости ведущего.

В зависимости от формы тел качения вариаторы бывают лобовые, конусные, торовые и др.

В *лобовых вариаторах* бесступенчатое изменение угловой скорости ведомого вала достигается передвижением малого катка (ролика) вдоль вала, то есть изменением диаметра d_2 (рис. 9.4).

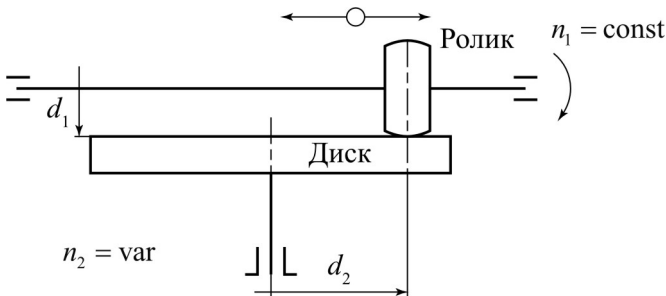


Рис. 9.4

Максимальное и минимальное значения передаточного числа соответственно определяются как:

$$i_{\max} = \frac{n_1}{n_{2\min}} \approx \frac{d_{2\max}}{d_1},$$

$$i_{\min} = \frac{n_1}{n_{2\max}} \approx \frac{d_{2\min}}{d_1}. \quad (9.11)$$

Поскольку $d_1 = \text{const}$, диапазон регулирования лобового вариатора

$$D = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \frac{d_{2\max}}{d_{2\min}} \leq 3. \quad (9.12)$$

В вариаторах с раздвижными конусами промежуточным элементом является клиновидный ремень (рис. 9.5).

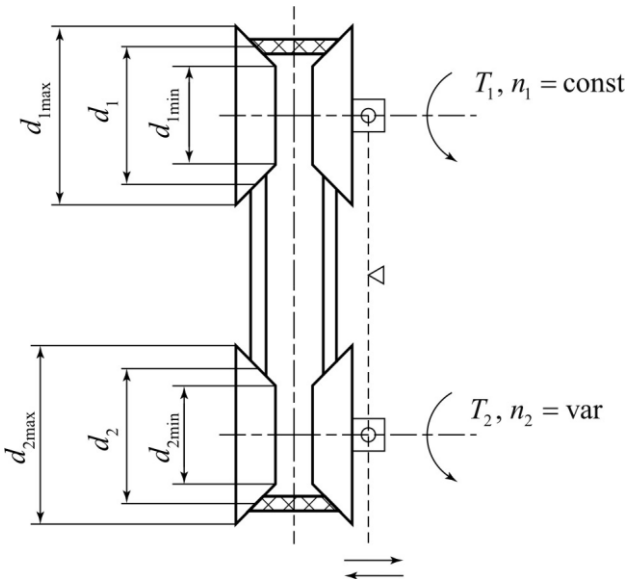


Рис. 9.5

Плавное изменение угловых скоростей ведомого вала достигается раздвижением или сближением конусных катков.

Максимальное и минимальные значения передаточного числа:

$$i_{\max} \approx \frac{d_{2\max}}{d_{1\min}},$$

$$i_{\min} \approx \frac{d_{2\min}}{d_{1\max}}. \quad (9.13)$$

Диапазон регулирования

$$D = \frac{d_{1\max} d_{2\max}}{d_{1\min} d_{2\min}}. \quad (9.14)$$

Торовые вариаторы (рис. 9.6) состоят из двух соосных катков с тороидной рабочей поверхностью и двух про-

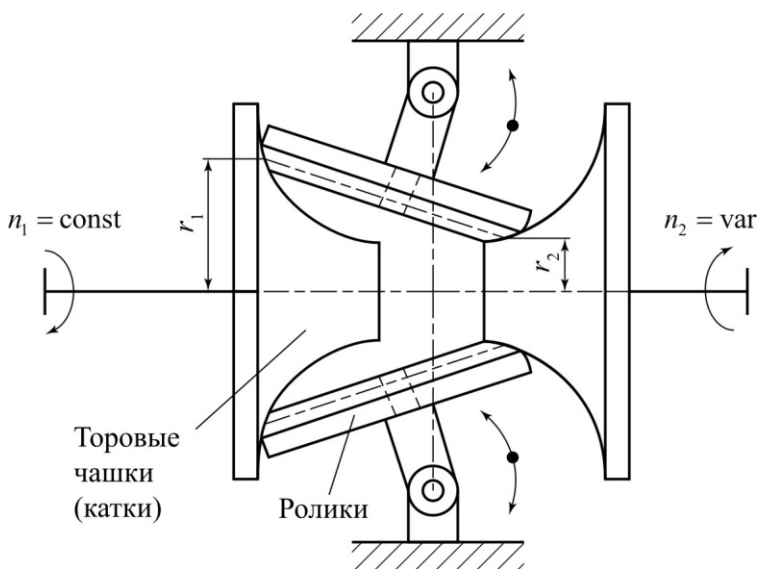


Рис. 9.6

межуточных роликов. Торовые катки закреплены на концах валов. Вращение от ведущего вала к ведомому передается двумя роликами, свободно установленными на осях. Изменение угловой скорости ω_2 ведомого вала достигается поворотом роликов с помощью рычажного механизма. При повороте роликов изменяются радиусы контакта r_1 и r_2 .

Текущее значение передаточного числа

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_2}{r_1}. \quad (9.15)$$

Из всех вариаторов торовые наиболее компактны, имеют минимальное скольжение и высокий КПД (до 0,95), но требуют высокой точности изготовления и монтажа.

9.4. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ

При расчете на прочность *основным критерием работоспособности является контактная выносливость* (сопротивление усталости), которая оценивается допусκαемым контактным напряжением $[\sigma_H]$ (рис. 9.7).

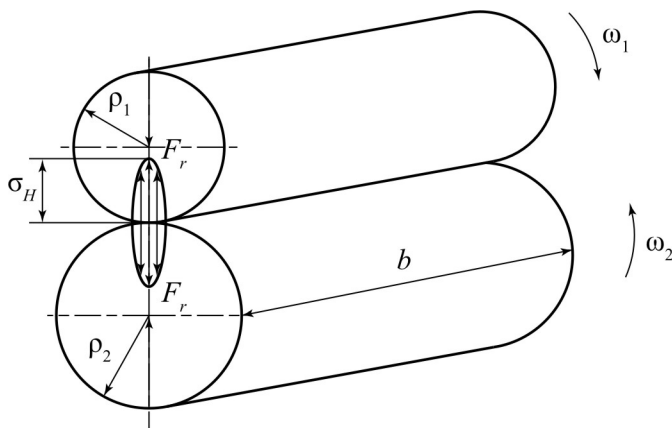


Рис. 9.7

Наибольшее контактное напряжение определяется по формуле Герца, полученной для зоны касания двух цилиндров, при этом условие прочности имеет вид

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E_{\text{пр}}}{2\pi(1-\mu^2)} \cdot \frac{q}{\rho_{\text{пр}}}} \leq [\sigma_H], \quad (9.16)$$

где q – нормальная нагрузка (к поверхности контакта) на единицу длины контактных линий, $q = F_r/b$; F_r – сила, нормальная к площади контакта; b – рабочая длина контактных линий; $\rho_{\text{пр}}$ – приведенный радиус кривизны; $E_{\text{пр}}$ – приведенный модуль упругости.

$$\rho_{\text{пр}} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}, \quad (9.17)$$

$$E_{\text{пр}} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}, \quad (9.18)$$

где индексы 1 и 2 относятся к ведущему и ведомому звену соответственно.

Усталостный характер нагружения учитывается в (9.16) выбором допускаемого напряжения $[\sigma_H]$.

КПД фрикционных передач зависит от потерь в подшипниках и от потерь на скольжение. Скольжение зависит от деформации поверхности катков, а потери в подшипниках зависят от нагрузки на валы. Для открытых фрикционных передач $\eta = 0,78 \dots 0,86$, для закрытых $\eta = 0,88 \dots 0,93$.

Контрольные вопросы

1. В чем состоят достоинства и недостатки фрикционных передач?
2. Как увеличить трение в цилиндрической фрикционной передаче?

3. Какими свойствами должны обладать материалы катков тяжело нагруженных передач?

4. Какие различают фрикционные передачи по способу регулирования передаточного числа?

5. Чем отличается характер движения ведущего и ведомого катков при буксовании?

6. Какой вид разрушения является основным в закрытых фрикционных передачах, защищенных от попадания абразивных частиц, при обильной смазке?

7. К каким негативным последствиям приводит буксование, и в чем его причина?

8. В чем состоит причина непостоянства передаточного числа в нерегулируемой фрикционной передаче?

9. Какой критерий работоспособности является основным для фрикционных передач?

10. Какой вид разрушения является основным для открытых фрикционных передач?

11. Как обеспечивается непрерывное прижатие катков фрикционных передач?

12. Каким образом учитывается проскальзывание при расчете кинематических параметров передачи?

13. В чем заключается условие работоспособности фрикционной передачи?

14. Как производится расчет усилия прижатия катков при работе фрикционной передачи?

15. Как производится расчет на прочность фрикционных передач?

16. Каким способом регулируется угловая скорость ведомого вала в торовом вариаторе?

17. Каким образом осуществляется связь между шкивами в вариаторах с раздвижными конусами?

18. Что такое диапазон регулирования вариаторов, и как он связан с геометрическими параметрами передачи?

ТЕМА 10. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

10.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Ременная передача (рис. 10.1) относится к передачам трением с гибкой связью.

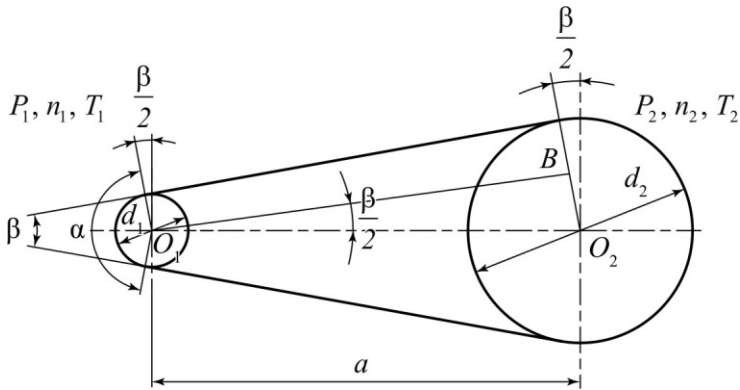


Рис. 10.1

На рис. 10.1 использованы следующие обозначения: a – межосевое расстояние, α – угол обхвата ремнем малого шкива, β – угол между ветвями ремня.

Для того чтобы создать необходимые силы трения, используют следующие приемы: одевание ремня на шкивы с натягом, свободное одевание ремня с последующим увеличением межосевого расстояния, использование натяжных устройств, обеспечивающих необходимое натяжение ветвей ременной передачи.

В зависимости от формы поперечного сечения (рис. 10.2) различают плоскоременные (a), клиноременные (b), поликлиноременные (b), круглоременные (z) передачи.

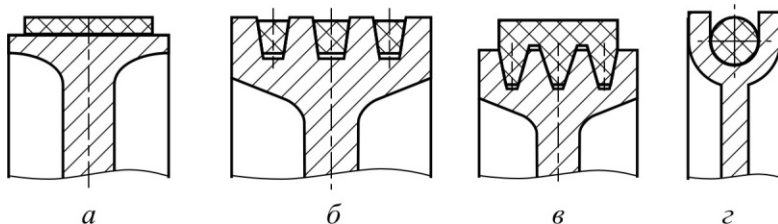


Рис. 10.2

Материалы и конструкции ремней рассмотрим на примере клинового ремня (рис. 10.3), где 1 – обертка (прорезиненная ткань) для обеспечения достаточного коэффициента трения; 2 – кордшнур – несущий слой, расположенный примерно по центру тяжести ремня, обеспечивает прочность; 3 – слой растяжения (резина); 4 – слой сжатия (резина).

Размеры сечений клиновых ремней регламентируется ГОСТ и обозначаются буквами О(З), А(А), Б(В), В(С), Г(Д), Д(Е), Е (рис. 10.4). При движении по данному ряду слева направо размеры поперечного сечения увеличиваются. Выбор марки ремня осуществляется по диаграммам «мощность P_1 – частота вращения n_1 ».

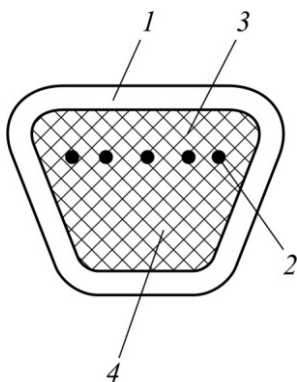


Рис. 10.3

Сечение О(З) используется при $P_1 < 2$ кВт, сечение Е – при $P_1 > 200$ кВт.

Достоинства ременной передачи: возможность передачи движения с ведущего вала на ведомый при очень большом расстоянии между ними – до 15 м; плавность работы и бесшумность; способность передачи предохранять звенья от перегрузок вследствие проскальзывания ремня на

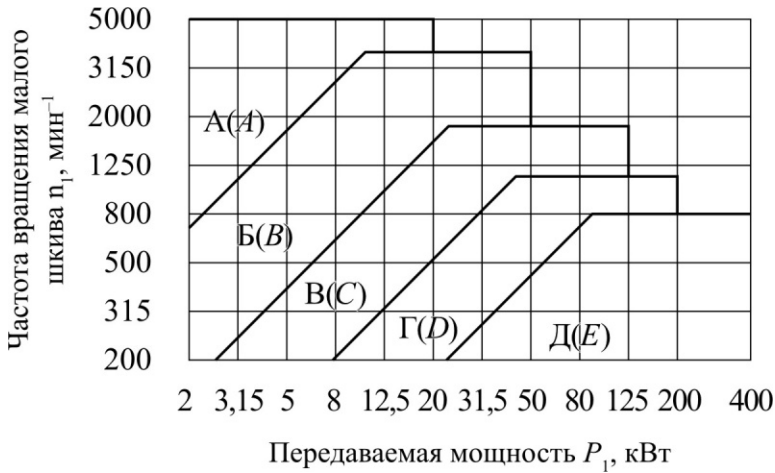


Рис. 10.4

шкиве; снижение колебаний нагрузки вследствие упругого демпфирования; простота конструкции и низкая стоимость; возможность передачи движения между валами, установленными в пространстве практически под любым углом.

Недостатки: большие габариты (при одинаковых условиях при сравнении с зубчатыми передачами диаметр шкивов больше диаметра зубчатых колес во много раз); непостоянство i вследствие возможного пробуксовывания; большие нагрузки на валы и подшипники из-за натяжения ремня; необходимость перешивок ремня или дополнительных регулировок в процессе эксплуатации из-за вытяжки ремня; низкая долговечность ремня (1000–5000 ч) и пониженный КПД ($\eta = 0,92 \dots 0,97$).

Мощность, передаваемая ременной передачей, обычно менее 50 кВт. Ограничения по скорости ремня составляют $[V] = 40 \dots 45$ м/с для плоских и $[V] = 30 \dots 35$ м/с для клиновых ремней. Использование синтетических ремней позволяет повысить скорость до $[V] = 80 \dots 100$ м/с. В сочетании с другими передачами ременную передачу применяют на быстроходных ступенях привода.

Угол обхвата ремнем малого шкива α и угол между ветвями ремня β (см. рис. 10.1) связаны соотношением

$$\alpha = 180^\circ - \beta. \quad (10.1)$$

Из треугольника O_1BO_2

$$\sin\left(\frac{\beta}{2}\right) = \frac{d_2 - d_1}{2a}. \quad (10.2)$$

Обычно $\beta/2 < 15^\circ$, поэтому приближенно можно принять

$$\beta = \frac{d_2 - d_1}{a} = \frac{180^\circ}{\pi} \frac{(d_2 - d_1)}{a}. \quad (10.3)$$

Следовательно,

$$\alpha \approx 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a}. \quad (10.4)$$

Длина ремня

$$l = 2a + 0,5\pi(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}. \quad (10.5)$$

Межосевое расстояние

$$a = \frac{2l - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{[2l - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8}.$$

10.2. СИЛЫ В ПЕРЕДАЧЕ

В состоянии покоя или холостого хода каждая ветвь ремня натянута одинаково силой F_0 (рис. 10.5, *а*). После приложения рабочей нагрузки T_1 происходит перераспределение напряжений в ветвях ремня: ведущая ветвь дополнительно натягивается до силы F_1 , а натяжение ведомой ветви уменьшается до F_2 (рис. 10.5, *б*).

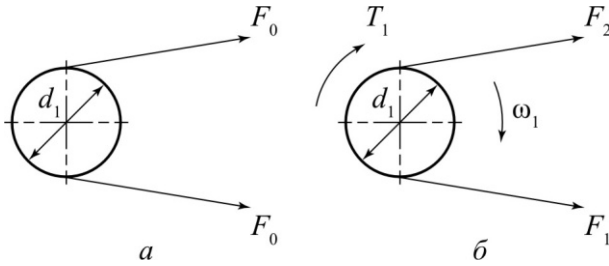


Рис. 10.5

Из условия равновесия шкива следует

$$T_1 = 0,5d_1(F_1 - F_2) \quad (10.6)$$

или

$$F_1 - F_2 = F_t, \quad (10.7)$$

где F_t – окружная сила на шкиве, $F_t = 2T_1/d_1$.

Геометрическая длина ремня не зависит от нагрузки и одинакова в ненагруженной и нагруженной передаче. Следовательно, дополнительная вытяжка в ведущей ветви компенсируется сокращением в ведомой ветви:

$$F_1 = F_0 + \Delta F; \quad F_2 = F_0 - \Delta F \quad (10.8)$$

или

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (10.9)$$

Решая совместно уравнения (10.7) и (10.9), получаем:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}; \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}. \quad (10.10)$$

Уравнения (10.10) устанавливают зависимость *натяжений в ведущей и ведомой ветвях* от нагрузки F_t , однако не выявляют условия передачи этой нагрузки или тяговой способности передачи. Тяговая способность передачи связана

с величиной силы трения между шкивом и ремнем. Такая связь выявлена Эйлером:

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha}, \quad (10.11)$$

где f – коэффициент трения, α – угол обхвата.

При определении сил F_1 и F_2 в клиноременной передаче в формуле (10.11) следует использовать приведенный коэффициент трения

$$f' = \frac{f}{\sin \frac{\varphi}{2}}, \quad (10.12)$$

где φ – угол клиновых ремней (рис. 10.6).

Выражение (10.12) следует из соотношения для определения силы трения $F_{\text{тр}}$ на поверхности контакта ремня со шкивом:

$$F_{\text{тр}} = fN = f \frac{N'}{\sin \frac{\varphi}{2}} = f' N', \quad (10.13)$$

где N – нормальная к поверхности контакта сила, а N' – ее проекция на нормаль к основаниям трапециoidalного поперечного сечения клинового ремня.

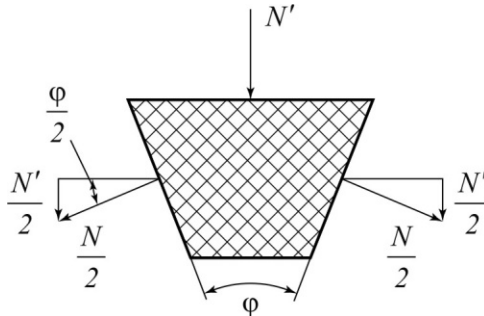


Рис. 10.6

В клиноременной передаче $\varphi_0 = 40^\circ$, поэтому коэффициент трения в клиноременной передаче в 3 раза больше, чем в плоскоременной.

Решая совместно уравнения (10.9)–(10.11), получаем:

$$F_1 = F_t \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}, \quad F_2 = F_t \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}, \quad F_0 = \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right). \quad (10.14)$$

Формулы (10.14) связывают силы натяжения ветвей работающей передачи с нагрузкой F_t и факторами трения f и α . Они позволяют также определить минимально необходимое предварительное натяжение F_0 , при котором еще возможна передача заданной нагрузки F_t .

Если

$$F_0 < \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right), \quad (10.15)$$

то начинается буксование передачи, основной причиной которого является перегрузка передачи.

Из выражения (10.14) следует, что с увеличением f и α эффективность передачи увеличивается. Влияние f и α учтено при создании конструкции клиноременной передачи и передачи с натяжным роликом (рис. 10.7). В первом случае искусственное повышение трения осуществляется путем заклинивания ремня в канавках шкива, во втором – увеличением α установкой натяжного ролика.

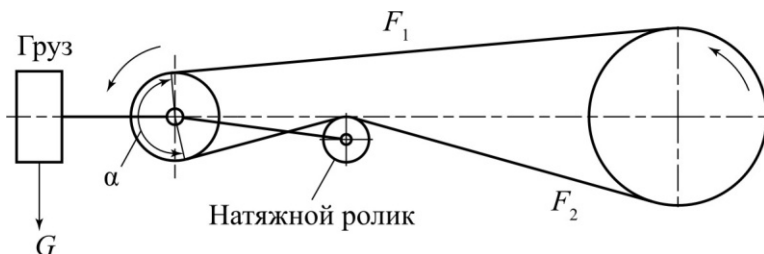


Рис. 10.7

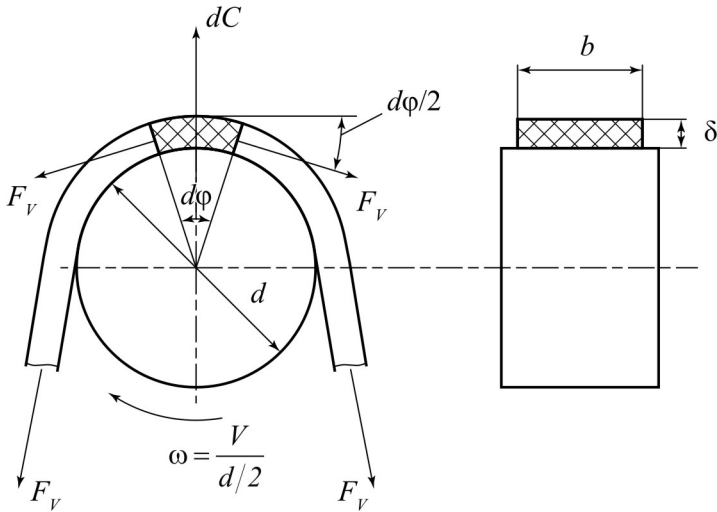


Рис. 10.8

При обегании ремнем шкивов со скоростью V (рис. 10.8) на каждый его элемент с массой dm , расположенный в пределах угла $d\varphi$ в той части ремня, которая огибает шкив, действуют элементарные *центробежные силы* dC .

Действие этих сил вызывает дополнительное натяжение F_V во всех сечениях ремня,

$$F_V = \rho A V^2, \quad (10.16)$$

где ρ – плотность материала ремня, A – площадь сечения ремня, $A = b\delta$.

Натяжение F_V ослабляет полезное действие предварительного натяжения F_0 , уменьшает силу трения и снижает нагрузочную способность передачи (влияние центробежных сил существенно только при больших скоростях, $V > 20$ м/с).

Силы натяжения ветвей ремня нагружают валы и подшипники (рис. 10.9).

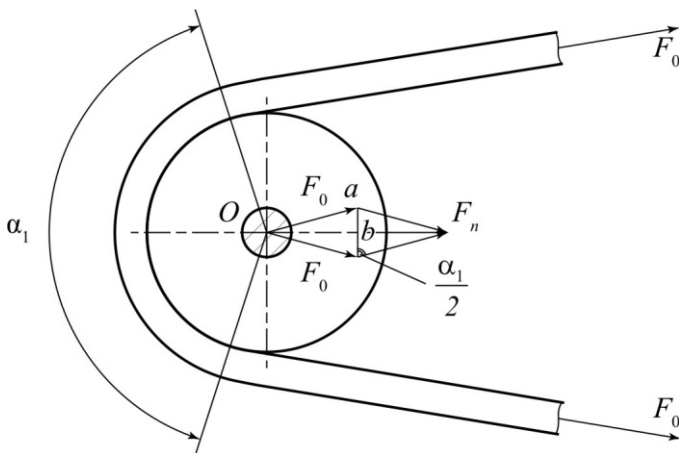


Рис. 10.9

Из треугольника Oab равнодействующая сила

$$F_{\text{оп}} = 2F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2}. \quad (10.17)$$

Направление силы $F_{\text{оп}}$ принимают по линии центров передачи. Обычно $F_{\text{оп}}$ в 2...3 раза больше окружной силы F_t , что является серьезным недостатком ременных передач.

10.3. СКОЛЬЖЕНИЕ РЕМНЯ. ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО

Работа упругого ремня связана с упругим скольжением по шкивам (рис. 10.10). Неизбежность упругого скольжения при работе передачи следует из того, что натяжение, а следовательно, и относительное удлинение ведущей и ведомой ветвей различны. При обегании ремнем ведущего шкива натяжение его падает. Ремень укорачивается и проскальзывает по шкиву. На ведомом шкиве ремень удлиняется и опережает шкив. Если в ненагруженной передаче отметить некоторый участок ремня длиной λ , то после нагружения отмеченный участок удлинится на Δ в ведущей ветви и сократится на Δ в ведомой ветви.



Рис. 10.10

Скольжение происходит не по всей дуге обхвата (угол α), а на некоторой ее части, называемый дугой скольжения. Дуга скольжения располагается со стороны сбегания ремня со шкива. Размер дуги скольжения устанавливается из условия равновесия передаваемой нагрузки F_t и силы трения между ремнем и шкивом.

При холостом ходе упругое скольжение и дуги скольжения равны нулю. По мере роста нагрузки дуга скольжения растет, и когда она достигнет дуги обхвата, начинается буксование передачи.

Упругие свойства ремня и его способность пробуксовывать по шкивам являются причиной малой чувствительности ременных передач к перегрузкам, толчкам и ударам, а также причиной непостоянства передаточного числа в ременных передачах.

Упругое скольжение ремня характеризуется коэффициентом упругого скольжения

$$\xi = \frac{V_1 - V_2}{V_1}, \quad (10.18)$$

где V_1 и V_2 – окружные скорости ведущего и ведомого шкивов.

При нормальном режиме работы $\xi = 0,01 \dots 0,02$.
 Окружные скорости на шкивах:

$$V_1 = \omega_1 \frac{d_1}{2} = \frac{\pi d_1 n_1}{60},$$

$$V_2 = \omega_2 \frac{d_2}{2} = \frac{\pi d_2 n_2}{60}, \quad (10.19)$$

где ω_1 и ω_2 – угловые скорости, n_1 и n_2 – числа оборотов в минуту, d_1 и d_2 – диаметры ведущего и ведомого шкивов соответственно.

Вследствие упругого скольжения $V_1 > V_2$, тогда с учетом (10.18) передаточное отношение передачи

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)}. \quad (10.20)$$

В расчетах передаточное число можно принимать равным отношению диаметров шкивов,

$$u \approx \frac{d_2}{d_1}. \quad (10.21)$$

10.4. НАПРЯЖЕНИЯ В РЕМНЕ

Наибольшие напряжения создаются в ведущей ветви ремня. Они складываются из напряжений растяжения σ_1 , напряжений от действия центробежных сил σ_v и напряжений изгиба $\sigma_{н1}$:

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A}, \quad \sigma_v = \frac{F_v}{A} = \rho V^2. \quad (10.22)$$

Учитывая (10.22), σ_1 можно представить в виде

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + \frac{0,5F_t}{A} = \sigma_0 + 0,5\sigma_t, \quad (10.23)$$

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

Согласно (10.7) полезное напряжение $\sigma_t = \sigma_1 - \sigma_2$. Напряжения изгиба $\sigma_{и}$ возникают в той части ремня, которая огибает шкив (рис. 10.11).

По закону Гука

$$\sigma_{и} = \varepsilon E,$$

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

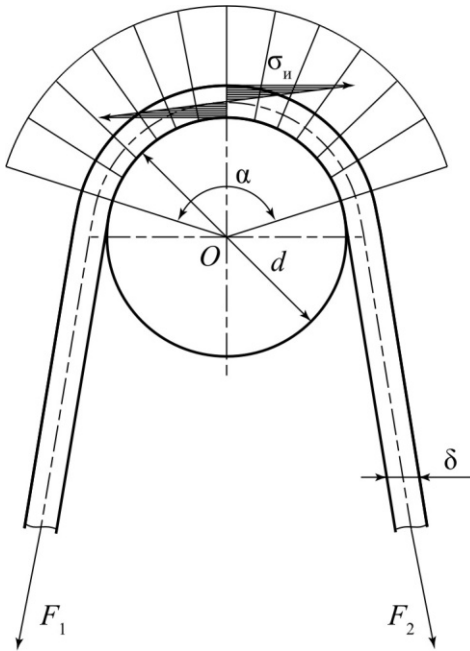


Рис. 10.11

При чистом изгибе

$$\varepsilon = \frac{y}{r},$$

где y – расстояние от нейтрального слоя; r – радиус кривизны нейтрального слоя.

Для ремня, огибающего шкив,

$$y = \frac{\delta}{2}, \quad r = \frac{d}{2}.$$

При этом $\varepsilon = \delta/d$, а

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{E\delta}{d}.$$

Суммарные максимальные напряжения в ведущей ветви в месте набегания ремня на малый шкив определяются по формуле

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{max}} &= \sigma_1 + \sigma_V + \sigma_{\text{и1}} = \sigma_0 + 0,5\sigma_t + \sigma_V + \sigma_{\text{и1}} = \\ &= \frac{F_1}{A} + \rho V^2 + E \frac{\delta}{d_1}. \end{aligned} \quad (10.24)$$

Распределение напряжений по длине ремня при работе передачи представлено на рис. 10.12.

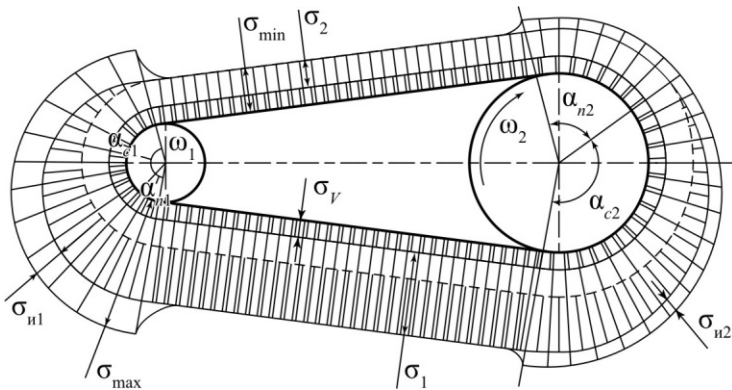


Рис. 10.12

10.5. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

Основными критериями работоспособности ременных передач являются тяговая способность передачи и долговечность ремня.

Тяговая способность характеризуется силами сцепления ремня со шкивом. Определяется максимальным усилием $F_{т1}$, при превышении которого происходит проскальзывание ремня – буксование.

Долговечность ремня ограничивается разрушением его от усталости под действием циклических переменных напряжений.

Основным расчетом ременных передач является расчет тяговой способности. Долговечность учитывается выбором некоторых параметров передачи по рекомендациям эксплуатации.

Для расчета тяговой способности строят так называемые кривые скольжения и КПД (рис. 10.13).

По оси абсцисс графика откладывают коэффициент тяги $\varphi = F_t / (2F_0)$, по оси ординат – коэффициент скольжения ξ и КПД передачи η . При испытании постепенно повышают нагрузку F_t при постоянном натяжении $F_1 + F_2 = 2F_0$, замеряя при этом скольжение и КПД передачи.

При возрастании коэффициента тяги от нуля до критического значения φ_0 наблюдается только упругое скольжение. В этой зоне упругие деформации ремня приближенно подчиняются закону Гука, поэтому кривая скольжения близка к прямой. При значении φ_0 окружная сила F_t достигает значения максимальной силы трения, дуга покоя исчезает, а дуга скольжения $\alpha_{ск}$ распространяется на весь угол обхвата.

При увеличении коэффициента тяги от φ_0 до φ_{max} работа передачи становится неустойчивой. К упругому скольжению прибавляется частичное буксование, которое по мере

увеличения φ растет, ремень быстро изнашивается, КПД передачи резко падает. При φ_{\max} наступает полное буксование, ведомый шкив останавливается, КПД падает до нуля.

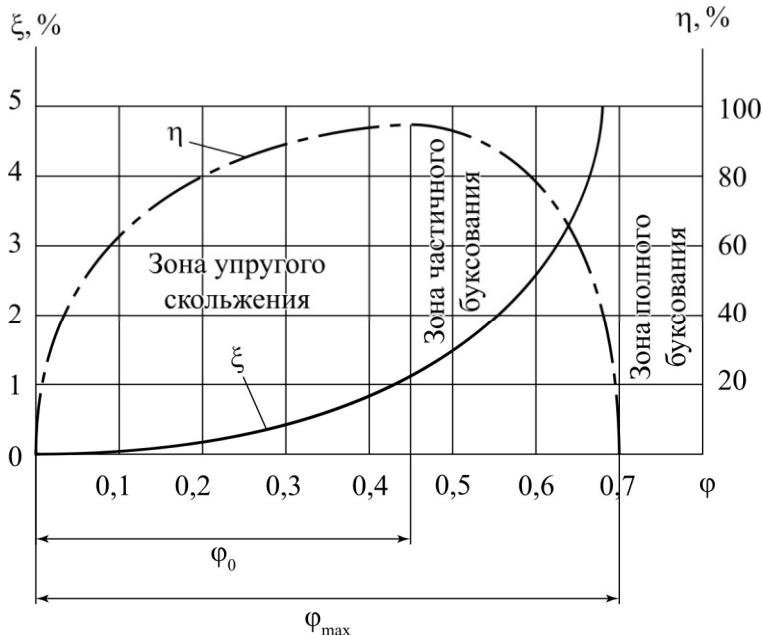


Рис. 10.13

Согласно кривой скольжения коэффициент тяги φ следует принимать близким к φ_0 , последнему соответствует η_{\max} . Работа при $\varphi > \varphi_0$ допускается только при кратковременных перегрузках, например в период пуска. Значения φ_0 устанавливают экспериментально для каждого типа ремня. Для плоских ремней $\varphi_0 = 0,4 \dots 0,5$, для клиновых ремней $\varphi_0 = 0,7 \dots 0,8$.

Критерием рациональной работы ремня служит коэффициент тяги φ_0 , значение которого определяет допускаемую окружную силу:

$$[F_t]_0 = 2\varphi_0 F_0. \quad (10.25)$$

Допускаемое полезное напряжение типовой передачи:

$$[\sigma_n]_0 = 2\varphi_0\sigma_0. \quad (10.26)$$

Кривые скольжения получают при испытаниях ремней на типовых стендах при типовых условиях: $\alpha = 180^\circ$, $V = 10$ м/с, нагрузка спокойная, передача горизонтальная.

От значений $[\sigma_n]_0$ для типовой передачи переходят к допускаемым полезным напряжениям $[\sigma_n]$ для проектируемой передачи с помощью корректирующих коэффициентов:

$$[\sigma_n] = [\sigma_n]_0 C_a C_v C_p C_\theta, \quad (10.27)$$

где C_a – коэффициент угла обхвата, учитывающий снижение тяговой способности передачи с уменьшением угла обхвата; C_v – скоростной коэффициент, вводимый только для передач без автоматического регулирования натяжения и учитывающий уменьшение прижатия ремня к шкиву под действием центробежных сил; C_p – коэффициент режима нагрузки, учитывающий влияние периодических колебаний нагрузки на долговечность ремня; C_θ – коэффициент, учитывающий угол наклона линии центров передач.

Эта формула является общей для всех типов ременных передач. На практике в таком виде ее используют только для плоскоремennых передач. При расчете клиноремennых и поликлиноремennых передач вводят и другие корректирующие (поправочные) коэффициенты.

По величине $[\sigma_n]$ определяется ширина ремня:

$$b = \frac{F_t}{\delta[\sigma_n]}. \quad (10.28)$$

Аналогично рассчитывают клиновые и поликлиновые ремни.

Долговечность ремня определяется в основном его сопротивлением усталости, которое зависит не только от значений напряжений, но и от числа циклов напряжений, то есть от числа пробегов ремня в единицу времени.

Под влиянием циклического деформирования и сопровождающего его внутреннего трения в ремне возникают усталостные разрушения – трещины, надрывы. Ремень расслаивается, ткани перетираются.

Полный цикл напряжений соответствует одному пробегу ремня, при котором четыре раза меняются напряжения. Число пробегов ремня за весь срок работы передачи

$$U = \frac{V}{l} \leq [U], \quad (10.29)$$

где V – скорость ремня, м/с; l – длина ремня, м; $[U]$ – допускаемая частота пробегов, с^{-1} . Для плоскоремненной передачи $[U] \leq 15 \text{ с}^{-1}$, для клиноремненной и поликлиноремненной $[U] \leq 30 \text{ с}^{-1}$.

Чем больше U , тем выше частота циклов и меньше срок службы ремня. Соотношение $U \leq [U]$ условно выражает долговечность ремня, и его соблюдение гарантирует срок службы 1000...5000 ч.

В настоящее время разрабатываются методы расчета ремней на долговечность, в основе которых лежит уравнение кривой усталости.

Отсутствие достаточных экспериментальных данных пока не позволяет рассчитывать ремни на долговечность, поэтому ограничиваются проверкой частоты пробегов U , а также выбором d_1 в рекомендуемых пределах.

Контрольные вопросы

1. Какие виды ременных передач различают по форме поперечного сечения ремня?
2. Что понимают под конструкцией ремня? Какие конструктивные элементы и материалы в ней используются?
3. Какими достоинствами и недостатками обладают ременные передачи по сравнению с другими видами передач?
4. Для чего в ременной передаче создают предварительное натяжение ремня?
5. Какая ветвь в ременной передаче испытывает большее натяжение?
6. Чем объясняется малая чувствительность ременных передач к нагрузкам?
7. Что является причиной буксования в ременной передаче?
8. Каковы критерии работоспособности ременной передачи?
9. Какие обозначения используются для клиновых ремней нормального сечения в зависимости от размеров сечения?
10. Как осуществляется предварительное натяжение ремня в передаче?
11. Как определить окружную силу в ременной передаче?
12. Как связаны между собой силы натяжения в ветвях ремня при работе передачи?
13. Что такое коэффициент тяги?
14. Какие напряжения возникают в ветвях ремня при работе передачи? Как определяется суммарное максимальное напряжение в ремне?
15. Почему передаточное число ременной передачи непостоянно?
16. Какие напряжения и как влияют на долговечность ремня?
17. Как связаны коэффициенты трения плоскоремненной и клиноремненной передач?
18. От чего зависит выбор типа клинового ремня?

ТЕМА 11. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

11.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Цепная передача относится к передачам зацеплением с гибкой связью. Состоит из ведущей и ведомой звездочек, огибаемых цепью (рис. 11.1).

Достоинства: значительные межосевые расстояния по сравнению с зубчатыми передачами (≤ 5 м); компактны по сравнению с ременными передачами; могут передавать большие мощности (до 3000 кВт); силы на валы меньше, чем у ременных, так как предварительное натяжение цепи мало.

Недостатки: шум из-за ударов звена цепи при входе в зацепление; сравнительно быстрое изнашивание шарниров цепи; удлинение цепи из-за износа шарниров.

Наибольшее применение находят цепные передачи мощностью до 120 кВт при окружных скоростях до 15 м/с. В приводах цепную передачу, как правило, устанавливают после редуктора.

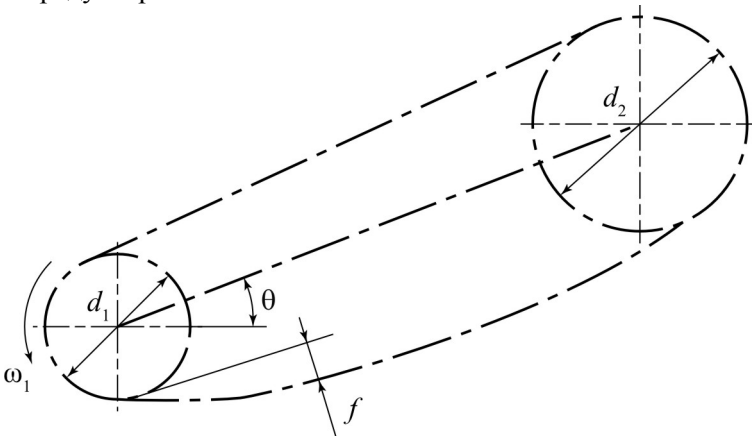


Рис. 11.1

11.2. ПРИВОДНЫЕ ЦЕПИ

Основными типами приводных цепей являются роlikовые, втулочные и зубчатые цепи.

Роликовые цепи состоят из двух рядов наружных и внутренних пластин (рис. 11.2).

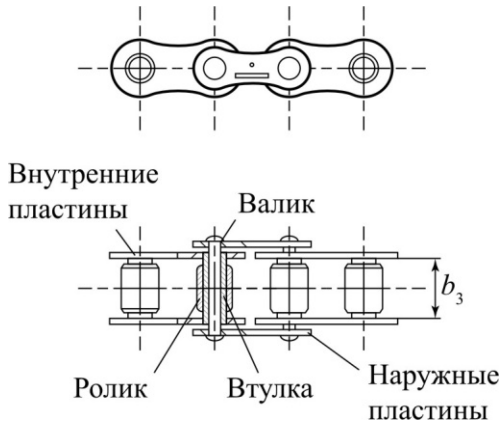


Рис. 11.2

В наружные пластины запрессованы валики, пропущенные через втулки. Втулки запрессованы в отверстия внутренних пластин.

Втулки на валиках и ролики на втулке могут свободно перемещаться, образуя шарниры. Втулки распределяют нагрузку по всей длине валиков и снижают износ шарниров.

Зацепление цепи происходит через ролик, который перекатывается по зубу звездочки и снижает его износ. Ролик также выравнивает давление зуба звездочки на втулку и предохраняет ее от изнашивания. Роликовые цепи широко применяются, рекомендуются при $V \leq 15$ м/с.

Приводные роликовые цепи бывают однорядные (ПР), двух-, трех- и четырехрядные (2ПР, 3ПР, 4ПР) в зависимости от передаваемой мощности.

Втулочные цепи. Бывают однорядные (ПВ) и двухрядные (2ПВ). По конструкции аналогичны роликовым, но не имеют роликов, что удешевляет цепь, снижает массу, но увеличивает износ. Применяют в неответственных передачах при $V < 1$ м/с.

Зубчатые приводные цепи состоят из набора пластин зубообразной формы (рис. 11.3, а, б), соединенных между собой шарнирами качения (рис. 11.3, в).

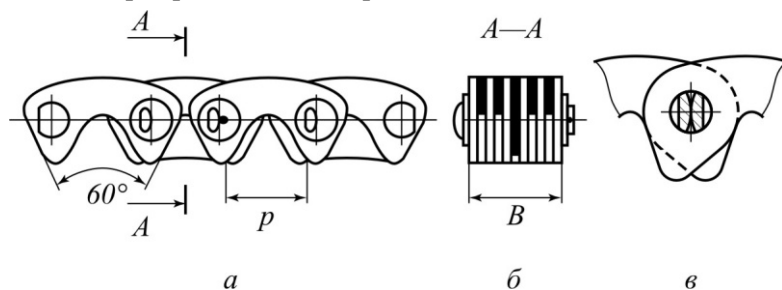


Рис. 11.3

Число пластин определяет ширина B , которая зависит от мощности. Рабочими гранями пластин являются плоскости зубьев, расположенные под углом 60° , которыми каждое звено ложится на 2 зуба звездочки (рис. 11.4).

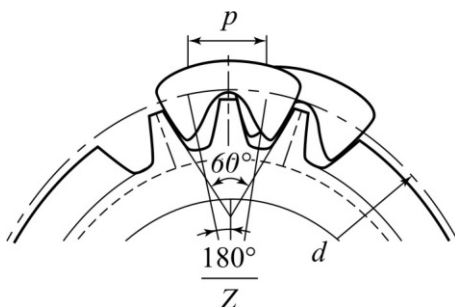


Рис. 11.4

Благодаря этой особенности зубчатые цепи обладают минимальным шагом и поэтому допускают более высокие скорости. Шарнир трения качения состоит из двух призм

с цилиндрическими поверхностями, которые обеспечивают трение качения. Зубчатые цепи по сравнению с другими работают более плавно, с меньшим шумом, но они тяжелее и дороже. Рекомендуются при $V < 25$ м/с.

Цепи должны быть износостойкими и прочными. Пластины цепей изготавливают из стали 50, 40Х и других с закалкой до твердости 40...50 HRC₃, валики, втулки, ролики, призмы – из цементируемых сталей, например, 15, 20, 15Х с закалкой до твердости 52...65 HRC₃.

11.3. ЗВЕЗДОЧКИ

Звездочки от зубчатых колес отличаются только профилем зубьев (рис. 11.4, 11.5).

Делительная окружность звездочек проходит через центры шарниров цепи:

$$d = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)}, \quad (11.1)$$

где p – шаг цепи, мм; z – число зубьев звездочки.

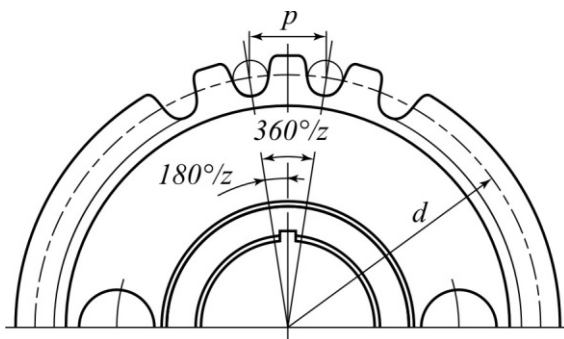


Рис. 11.5

Число зубьев малой звездочки принимают из условия минимальных габаритов и плавного хода передачи по эмпирическим зависимостям: для роликовых втулочных цепей $z_{1\min} = 29 - 2u$, для зубчатых цепей $z_{1\min} = 35 - 2u$ (u – передаточное число).

11.4. ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Цепь за один оборот звездочки проходит путь pZ , следовательно, скорость цепи (м/с)

$$V = pz_1 \left(\frac{\omega_1}{2\pi} \right) = pz_2 \left(\frac{\omega_2}{2\pi} \right). \quad (11.2)$$

Из равенства скоростей цепи на звездочках *передаточное число*

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (11.3)$$

11.5. ОСНОВНЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ

Основной параметр цепи – шаг « p ». Чем больше p , тем выше нагрузочная способность цепи, но сильнее удары и ниже долговечность. При больших скоростях применяют цепи с малым шагом.

При проектных расчетах *шаг* (мм) определяют по эмпирическим зависимостям

$$p = 2,83 \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3 K_3}{vz_1 [p_u]}}, \quad (11.4)$$

где T_1 – вращательный момент на первой звездочке, Нм; K_3 – коэффициент эксплуатации, учитывает условия эксплуа-

тации передачи; v – число рядов цепи; z_1 – число зубьев на первой звездочке; $[p_n]$ – допускаемое давление в шарнирах цепи, Н/мм².

Оптимальное межосевое расстояние принимают из условия долговечности:

$$a = (30 \dots 50) p. \quad (11.5)$$

Длина цепи в шагах

$$l_p = \frac{2a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p}{a}. \quad (11.6)$$

Межосевое расстояние

$$a = \frac{p}{4} \left[l_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(l_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (11.7)$$

11.6. СИЛЫ В ВЕТВЯХ ЦЕПИ

Окружная сила, передаваемая цепью,

$$F_t = \frac{2T}{d}, \quad (11.8)$$

где d – делительный диаметр звездочки.

Предварительное натяжение от провисания цепи

$$F_0 = k_f q a g, \quad (11.9)$$

где k_f – коэффициент провисания ($k_f = 6$ для горизонтальных передач; $k_f = 3$ для передач, наклоненных к горизонту на 40°; $k_f = 1$ для вертикальных передач); q – масса 1 м цепи, кг/м; $g = 9,81$ м/с², a – межосевое расстояние.

Натяжение цепи от центробежных сил

$$F_v = qV^2. \quad (11.10)$$

Натяжение ведущей ветви работающей передачи

$$F_1 = F_t + F_0 + F_v. \quad (11.11)$$

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

Нагрузка на валы звездочек:

$$F_{\text{оп}} = k_b F_t + 2F_0, \quad (11.12)$$

где k_b – коэффициент нагрузки на вал (1,05–1,15).

11.7. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Отказ передачи может наступить в результате износа шарнира цепи, разрушения пластин, а также недостаточной долговечности цепи, если число ударов ее при входе в зацепление превысит допускаемое значение.

Давление в шарнирах цепи (втулочная цепь)

$$p_{\text{ш}} = \frac{F_t K_3}{d_1 b_3} \leq [p_{\text{ш}}], \quad (11.13)$$

где d_1 и d_3 – диаметр валика и ширина внутреннего звена цепи (см. рис. 11.2), мм.

Коэффициент эксплуатации K_3 представляют в виде

$$K_3 = K_d K_c K_\theta K_{\text{пер}} K_p, \quad (11.14)$$

где K_d – коэффициент динамичности нагрузки: при равномерной нагрузке $K_d = 1$ (ленточные, цепные конвейеры), при толчках $K_d = 1,2 \dots 1,5$ (металлорежущие станки, компрессоры);

K_c – коэффициент, учитывающий способ смазывания передачи: при непрерывном смазывании $K_c = 0,8$, при регулярном капельном – $K_c = 1$, при периодическом – $K_c = 1,5$; K_θ – коэффициент наклона передачи к горизонту: при $\theta < 45^\circ$ $K_\theta = 1$, при $\theta > 45^\circ$ $K_\theta = 0,15\sqrt{\theta}$ (см. рис. 11.1); $K_{\text{рег}}$ – коэффициент способа регулирования натяжения цепи: при регулировании положения оси одной из звездочек $K_{\text{рег}} = 1$, при регулировании оттяжными звездочками или нажимными роликами $K_{\text{рег}} = 1,1$, для нерегулируемой передачи $K_{\text{рег}} = 1,25$; K_p – коэффициент режима работы: при односменной работе $K_p = 1$, при двухсменной $K_p = 1,25$, трехсменной $K_p = 1,45$.

Условие прочности цепи:

$$S = \frac{F_p}{F_t K_d + F_0 + F_{\text{ц}}} \geq [S], \quad (11.15)$$

где F_p – разрушающая нагрузка цепи; K_d – коэффициент нагрузки вала.

Контрольные вопросы

1. Каковы достоинства и недостатки цепных передач по сравнению с другими передачами?
2. Каковы причины выхода из строя цепных передач?
3. Что является основным критерием работоспособности цепных передач?
4. Как производится проверка передачи с роликовой (втулочной) цепью на износостойкость?
5. Чему равно передаточное число цепной передачи?
6. Чем вызвана необходимость применения натяжных устройств в цепных передачах? Каковы способы натяжения цепи?
7. Каково назначение ролика в передаче с роликовой цепью?

8. В чем состоит преимущество роликовой цепи перед втулочной?

9. Как рассчитывается делительный диаметр звездочки цепной передачи?

10. Какими причинами обусловлена вытяжка цепи в процессе эксплуатации цепной передачи?

11. Каким образом оценивают нагрузочную способность цепи?

12. Какой геометрический параметр является базовым для расчета цепной передачи?

13. От какого геометрического параметра передачи зависит величина провисания цепи?

ТЕМА 12. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

12.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В зубчатой передаче вращательное движение передается зацеплением пары зубчатых колес. Меньшее из колес передачи принято называть шестерней, большее – колесом.

Достоинства: высокий КПД (0,97–0,98); компактность; надежность и простота в обслуживании; постоянство передаточного числа; возможность применения в широком диапазоне нагрузок и скоростей.

Недостатки: необходимость высокой точности изготовления и сборки; шум в работе при больших скоростях; ограниченность ряда передаточных чисел вследствие того, что число зубьев колес должно быть целым; передача не предохраняет механизм от перегрузок.

По взаимному расположению геометрических осей валов зубчатые передачи бывают: *цилиндрические* – при параллельных осях; *конические* – при пересекающихся осях; *винтовые* – при скрещивающихся осях. Винтовые зубчатые передачи характеризуются повышенным скольжением в зацеплении и низкой нагрузочной способностью, поэтому имеют ограниченное применение. Для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот применяют реечную передачу, которая является частным случаем цилиндрической зубчатой передачи.

По расположению зубьев на поверхности колеса различают *прямозубые, косозубые, шевронные* передачи и передачи *с круговым зубом*.

В зубчатых передачах применяются *эвольвентные, циклоидальные и круговые профили* зубьев. Наибольшее применение имеет эвольвентный профиль.

По окружной скорости различают передачи: тихоходные ($V < 5$ м/с), скоростные ($V = 5 \dots 15$ м/с), быстроходные ($V > 15$ м/с).

По конструктивному исполнению различают: закрытые и открытые передачи. Закрытая передача, предназначенная для понижения угловой скорости, называется редуктором.

В зависимости от относительного движения валов различают: рядовые передачи (оси не перемещаются в пространстве) и планетарные (с перемещающимися осями валов).

12.2. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

12.2.1. Геометрия и кинематика цилиндрических передач

Если в цилиндрической зубчатой передаче диаметры вершин каждого колеса мысленно уменьшить на одинаковую величину до их взаимного касания, получим две окружности, которые перекатываются при работе зубчатой пары одна по другой без скольжения. Такие окружности называют начальными с диаметром d_w (рис. 12.1).

При изменении межосевого расстояния a_w меняются и диаметры начальных окружностей шестерни d_{w1} и колеса d_{w2} . Следовательно, у пары зубчатых колес может быть множество начальных окружностей, в то время как у отдельно взятого колеса начальной окружности не существует.

Окружность, на которой шаг p и угол зацепления α_w равны шагу и углу профиля α инструментальной рейки, называется делительной с диаметром d . Эта окружность принадлежит отдельно взятому колесу. При изменении межосевого расстояния ее диаметр остается неизменным.

У передач без смещения и при суммарном смещении, равном нулю, начальные и делительные окружности совпадают (см. рис. 12.1).

Основная окружность – это окружность, разверткой которой являются эвольвенты зубьев. Шаг p_b , измеренный по основной окружности, называется основным.

Передаточное число зубчатой передачи:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (12.1)$$

где ω_1, ω_2 – угловая скорость; d_1, d_2 – делительные диаметры; z_1, z_2 – число зубьев ведущего и ведомого звена.

Коэффициентом торцового перекрытия ε_a называется отношение длины активной линии зацепления (ограниченной окружностями выступов зубьев с диаметрами d_{a1} и d_{a2}) к основному шагу,

$$\varepsilon_a = \frac{g_a}{p_b}. \quad (12.2)$$

Непрерывность работы зубчатой передачи обеспечивается, когда последующая пара зубьев входит в зацепление до выхода предыдущей, то есть $g_a > p_b$.

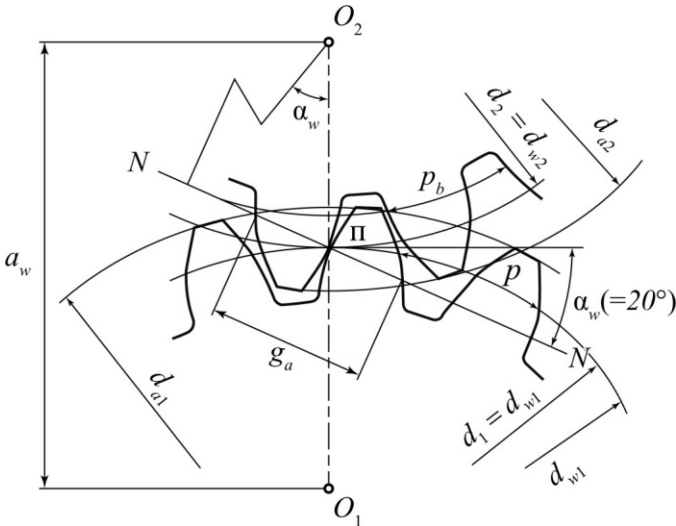


Рис. 12.1

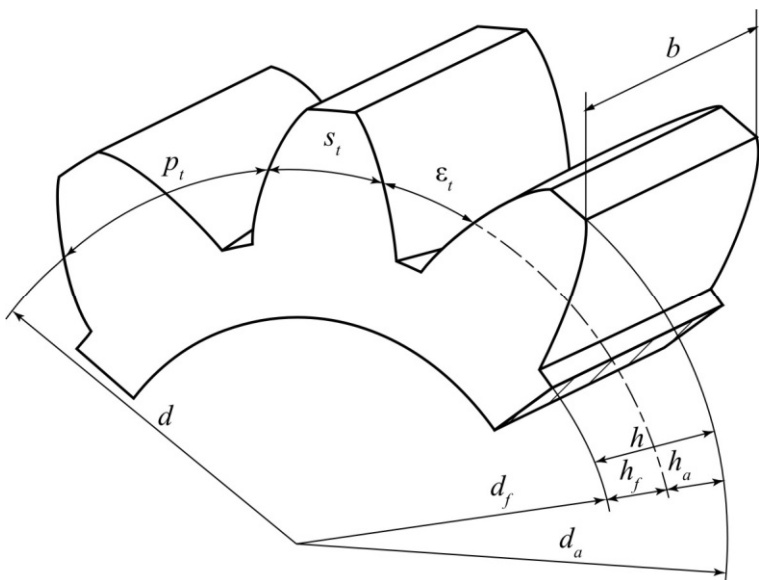


Рис. 12.2

На рис. 12.2 представлены основные геометрические элементы прямозубого колеса: h – высота зуба; h_a – высота головки зуба; h_f – высота ножки зуба; s_t – толщина зуба; ε_t – ширина впадины; p_t – окружной делительный шаг; b – длина зуба (ширина колеса), d – делительный диаметр, d_a – диаметр выступов зубьев, d_f – диаметр впадин зубьев.

Прямозубыми называют передачи, у которых зубья расположены параллельно оси колес (рис. 12.3, а).

Косозубыми называют передачи, у которых зубья расположены по винтовым линиям на делительном цилиндре (рис. 12.3, б).

Окружным шагом зубьев по делительной окружности p_t называют расстояние между одноименными профилями соседних зубьев по дуге делительной окружности. У косозубого колеса расстояние между зубьями можно измерить в торцовом или окружном ($t-t$) и нормальном ($n-n$) направлениях.

В первом случае получим окружной шаг p_t , во втором – нормальный шаг p , при этом

$$p_t = \frac{p}{\cos\beta}, \quad (12.3)$$

где β – угол наклона зубьев.

Окружной модуль зубьев m_t – величина, в π раз меньшая, чем шаг p_t :

$$m_t = \frac{p_t}{\pi}. \quad (12.4)$$

Для косозубой передачи модуль определяется также в нормальном направлении и называется в этом случае нормальным модулем,

$$m = \frac{p}{\pi}. \quad (12.5)$$

Значения m и m_t для косозубой передачи связаны соотношением

$$m = m_t \cos\beta. \quad (12.6)$$

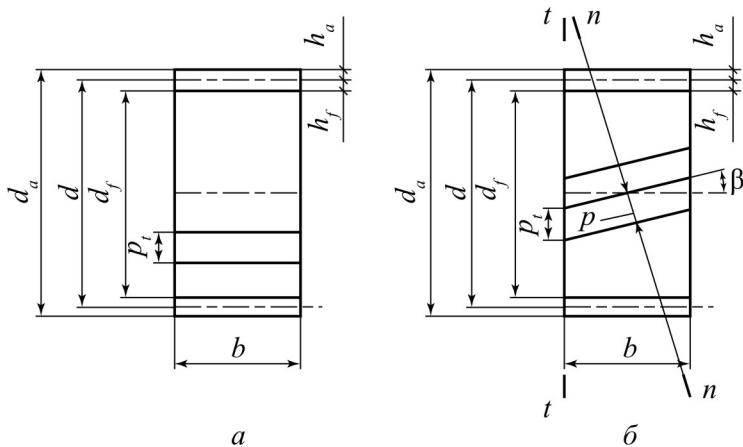


Рис. 12.3

Делительный и начальный диаметры при отсутствии смещения определяются по формуле

$$d = d_w = m_t z = \frac{mz}{\cos \beta}. \quad (12.7)$$

Косозубые колеса нарезают тем же инструментом, что и прямозубые. Наклон зуба получают поворотом инструмента на угол β . *Профиль косоугого зуба в нормальном сечении соответствует исходному контуру инструментальной рейки и, следовательно, совпадает с профилем прямого зуба модуля m .*

Высота головки и ножки зуба

$$h_a = m; \quad h_f = 1,25m. \quad (12.8)$$

Диаметры вершин и впадин:

$$\begin{aligned} d_a &= d + 2h_a = d + 2m, \\ d_f &= d - 2h_f = d - 2,5m. \end{aligned} \quad (12.9)$$

Межосевое расстояние

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{d_2}{2u}(u+1) = \frac{d_1}{2}(u+1) \quad (12.10)$$

или

$$a_w = \frac{m_t(z_1 + z_2)}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}. \quad (12.11)$$

Определение напряжений в опасных сечениях зубьев косозубой передачи представляет большие трудности из-за сложной геометрии передачи. Поэтому при расчете косозубых передач на прочность реальное косозубое колесо заменяют воображаемым или условным прямозубым колесом, называемым эквивалентным.

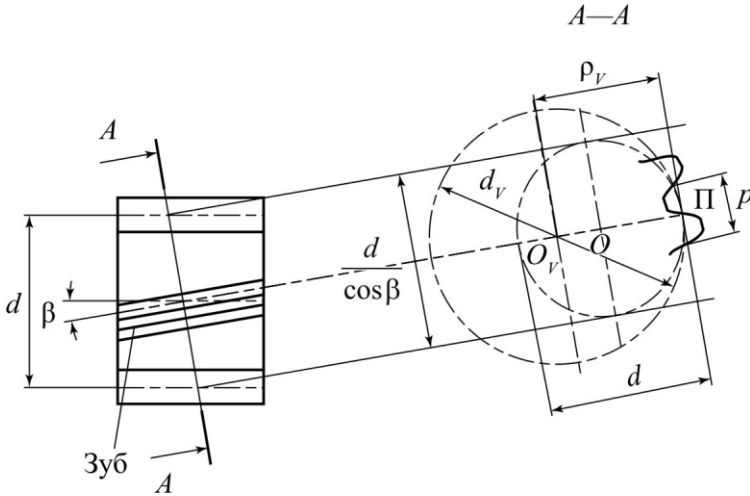


Рис. 12.4

Эквивалентное колесо – условное прямозубое колесо, в котором напряжения в опасных сечениях зубьев равны напряжениям зубьев реального косозубого колеса.

Делительная окружность косозубого колеса в нормальном сечении А-А образует эллипс с радиусом кривизны в полюсе зацепления П:

$$\rho_v = \frac{d}{2 \cos^2 \beta}. \quad (12.12)$$

Профиль зуба в этом сечении почти совпадает с профилем условного прямозубого колеса, называемого эквивалентным, делительный диаметр которого

$$d_v = 2\rho_v = \frac{d}{\cos^2 \beta} = \frac{m_t z}{\cos^2 \beta} = \frac{mz}{\cos^3 \beta} = mz_v, \quad (12.13)$$

откуда эквивалентное число зубьев

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}, \quad (12.14)$$

где z – действительное число зубьев косозубого колеса.

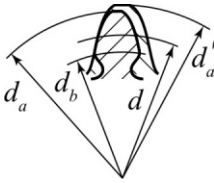


Рис. 12.5

Из выражения для z_v следует, что передаточные числа реальной и эквивалентной косозубой передачи равны между собой.

Для устранения подрезания зубьев при $z_1 < z_{\min}$ ($z_{\min} = 17$ для прямозубой и $z_{\min} = 17 \cos^3 \beta$ для косозубой передачи), для повышения изгибной и контактной прочности, а также

для обеспечения заданного межосевого расстояния выполняют корригирование.

Корригированием называется улучшение профиля зуба путем его очерчивания другим участком той же эвольвенты по сравнению с нормальным зацеплением (рис. 12.5).

Корригирование осуществляется смещением инструментальной рейки на величину xm при нарезании зубьев (x – коэффициент смещения).

Положительным называется смещение рейки от центра зубчатого колеса, отрицательным – к центру.

При положительном смещении увеличиваются толщина зуба у основания, изгибная прочность, диаметр вершин. Профиль зуба переходит на участок эвольвенты, более удаленный от основной окружности, что приводит к увеличению радиусов кривизны и увеличению контактной прочности (снижается σ_H). При отрицательном смещении происходит обратное явление (рис. 12.6).

У корригированных колес по делительной окружности толщина зуба и ширина впадины не одинаковы, но их сумма равна шагу

$$p_t = s_t + \varepsilon_t.$$

Коррекция бывает высотная и угловая.

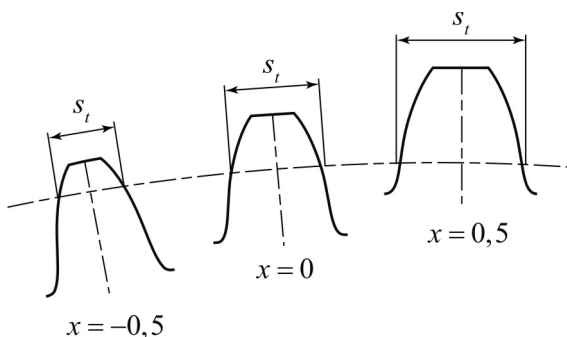


Рис. 12.6

При *высотной* коррекции шестерню изготавливают с положительным коэффициентом смещения x_1 , а колесо – с отрицательным x_2 , но так, чтобы $|x_1| = |x_2|$; $x_\Sigma = 0$.

При высотной коррекции диаметры делительной и начальной окружностей, межосевое расстояние a_w , коэффициент торцового перекрытия ε_a и угол зацепления не меняются. Общая высота зубьев также остается неизменной, меняется лишь соотношение между h_a и h_f , вследствие чего такая коррекция и называется высотной.

Угловая коррекция характеризуется соотношением $x_\Sigma \neq 0$. Если $x_\Sigma = x_1 + x_2 > 0$ при $x_1 > 0, x_2 > 0$, то толщина зубьев по делительным окружностям и диаметры вершин увеличиваются у шестерни и колеса. Для правильного зацепления надо раздвинуть колеса, увеличив межосевое расстояние, при этом возникнут новые начальные окружности. При увеличении a_w возрастает угол зацепления α_w , который не будет равен профильному углу инструмента $\alpha_w = 20^\circ$, поэтому коррекция и называется угловой. Угловая коррекция дает значительно большие возможности влияния на различные параметры зацепления.

Диаметры окружности вершин и впадин скорректированных колес определяются как

$$d_a = d + 2(1 + x - \Delta y)m,$$

$$d_f = d - 2(1,25 - x)m, \quad (12.15)$$

где x – коэффициент смещения, Δy – коэффициент уравнительного смещения,

$$\Delta y = -\frac{a_w - a}{m}, \quad (12.16)$$

где

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2}, \quad a_w = \frac{d_{w_1} + d_{w_2}}{2}.$$

Для колес, нарезанных без смещения или с равным смещением $x_1 = -x_2$; $x_\Sigma = 0$, делительные и начальные окружности совпадают:

$$d_w = d, \quad \Delta y = 0.$$

При изготовлении зубчатых колес неизбежны погрешности, например, отклонение шага и формы профиля зубьев, биение колес и другие, которые вызывают дополнительные динамические нагрузки и шум при работе. *Точность зубчатых передач* регламентируется стандартами, которые устанавливают 12 степеней точности, обозначаемых в порядке убывания 1, 2, 3, ..., 12. Наибольшее распространение в общем машиностроении имеют 6-я (высокой точности), 7-я (точная), 8-я (средней точности) степени точности передач. 9-ю (пониженной точности) степень точности имеют обычно открытые передачи. Выбор степени точности производят в зависимости от окружной скорости колес V . Так, например, 8-я степень точности цилиндрических зубчатых передач соответствует предельной окружной скорости колес $V = 6$ м/с для прямозубых и $V = 10$ м/с для косозубых колес.

Кроме степеней точности стандартами установлены показатели и нормы *бокового зазора* в зацеплении, исключаящие заклинивание и обеспечивающие свободный поворот колес. Значение зазора регламентируется шестью видами сопряжения зубчатых колес: *H* – нулевой зазор; *E* – весьма малый зазор; *C* и *D* – уменьшенный зазор; *B* – нормальный зазор; *A* – увеличенный зазор. В большинстве передач предусматривается нормальный зазор. Значение бокового зазора определяется не степенью точности передачи, а ее назначением и условиями эксплуатации (реверсивность, быстроходность, температура, условия смазки и др.).

12.2.2. Силы в передаче

Силы зацепления между зубьями принято прикладывать в полюсе зацепления Π . Распределенную по контактным линиям нагрузку в зацеплении заменяют равнодействующей F_n , которая в прямозубой передаче направлена по линии зацепления как общей нормали к рабочим поверхностям зубьев (рис. 12.7).

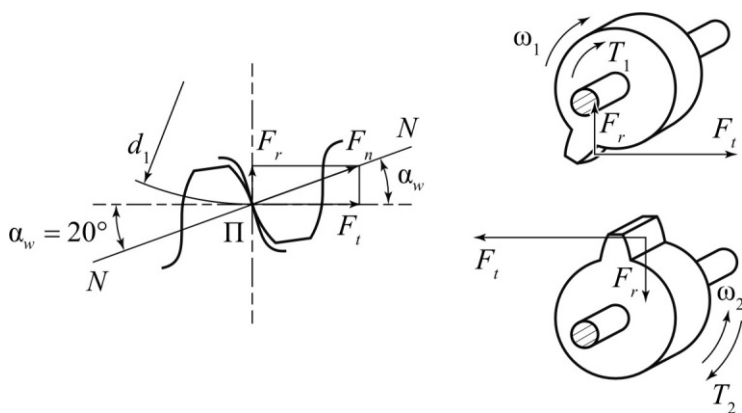
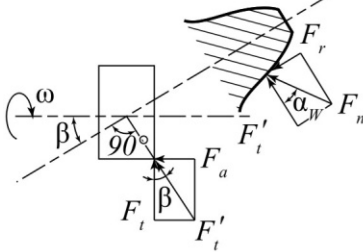


Рис. 12.7

Проекция сил в плоскости,
перпендикулярной направлению зубьев



Проекция сил в плоскости,
параллельной оси колеса

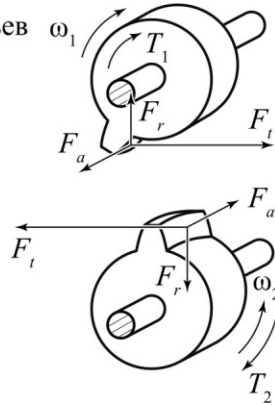


Рис. 12.8

В косозубой передаче проекция нормальной силы F_n на плоскость, параллельную оси колеса, составляет угол β с торцом колеса (рис. 12.8).

Для расчета зубьев, опор и валов силу F_n в общем случае раскладывают на составляющие: окружную силу F_t , радиальную силу F_r и осевую силу F_a (в прямозубой передаче $F_a = 0$).

Для прямозубой передачи (см. рис. 12.7) нормальная сила F_n и ее компоненты F_t и F_r определяются отношениями:

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2} = F_n \cos \alpha_w, \quad (12.17)$$

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w, \quad (12.18)$$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w}. \quad (12.19)$$

В косозубой передаче

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2} = F_n \cos \alpha_w \cos \beta, \quad (12.20)$$

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta}, \quad (12.21)$$

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta, \quad (12.22)$$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w \cos \beta}. \quad (12.23)$$

Осевая сила дополнительно нагружает подшипники, возрастая с увеличением β . Поэтому для косозубых колес принимают $\beta = 8 \dots 18^\circ$. Наличие осевых сил является недостатком передачи.

12.2.3. Виды разрушения зубьев и критерии работоспособности зубчатых колес

В процессе работы на зубья действуют силы передаваемой нагрузки и силы трения (рис. 12.9). Для каждого зуба напряжения изменяются во времени по прерывистому отнулевому циклу. Повторно-переменные нагрузки являются причиной усталостного разрушения зубьев, их поломки и выкрашивания рабочих поверхностей. Трение в зацеплении вызывает изнашивание и заедание зубьев.

Основным видом разрушения для *закрытых* передач является *усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев*. Выкрашивание возникает вследствие действия повторно-переменных *контактных напряжений* σ_H .

Разрушение начинается на ножке зуба в околополюсной зо-

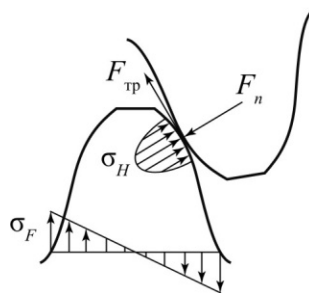


Рис. 12.9

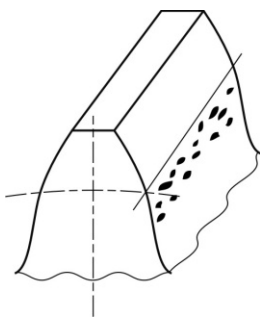


Рис. 12.10

не, где развивается наибольшая сила трения. Сила трения вызывает пластическое течение металла и образование микротрещин на поверхности зуба.

Развитию трещин способствует расклинивающий эффект смазочного материала, который запрессовывается в трещины при зацеплении. Развитие трещин приводит к выкрашиванию частиц поверхности,

образованию вначале мелких ямок, переходящих далее в раковины. При этом масло выжимается в ямки, нарушается масляная пленка, что приводит к быстрому изнашиванию и задиру (рис. 12.10).

Усталостное выкрашивание предупреждают расчетом на прочность по контактным напряжениям, коррекцией, увеличением степени точности, правильным выбором сорта масла.

В открытых передачах выкрашивания не наблюдается, так как изнашивание поверхности зубьев опережает развитие усталостных трещин. Излом является следствием повторно-переменных *напряжений изгиба* σ_F (рис. 12.11) в зубьях.

Усталостные напряжения образуются у основания зуба на той стороне, где максимальные растягивающие напряжения. Прямые короткие зубья выламываются полностью, а длинные, особенно косые, обламываются по косому сечению.

Усталостную поломку предупреждают расчетом на прочность по напряжениям изгиба, коррекцией, увеличением степени точности.

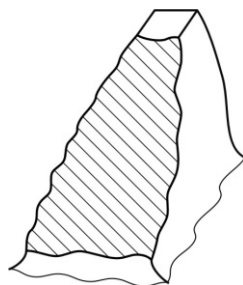


Рис. 12.11

Основным видом разрушения *открытых* передач является *изнашивание*. При изнашивании зуб становится тоньше, ножка ослабляется, увеличиваются зазоры в зацеплении, в итоге происходит поломка зубьев. Изнашивание можно уменьшить, защитив передачу от попадания абразивных частиц, увеличением твердости и снижением шероховатости зубьев, уменьшением скольжения путем коррекции.

Заедание происходит в результате приваривания частиц одного зуба к другому вследствие местного увеличения температуры в зоне зацепления. Образовавшиеся наросты задирают поверхность других зубьев и бороздят их. Заедание зубьев предупреждают увеличением твердости и снижением шероховатости зубьев, коррекцией, правильным подбором противозадирных масел.

12.2.4. РАСЧЕТ НА КОНТАКТНУЮ ПРОЧНОСТЬ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Контактная прочность является основным критерием работоспособности зубчатых передач.

При выводе расчетных формул для прямозубых передач контакт зубьев рассматривают как контакт двух цилиндров с радиусами, равными радиусам эвольвент в полюсе Π ρ_1 и ρ_2 (рис. 12.12).

Расчет на прочность косозубых передач ведут по формулам эквивалентных прямозубых передач с введением соответствующих поправочных коэффициентов.

Наибольшее контактное напряжение в зоне зацепления определяется формулой Герца:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E_{np}}{2\pi(1-\mu^2)} \cdot \frac{q}{\rho_{np}}}, \quad (12.24)$$

где E_{np} – приведенный модуль упругости, $E_{np} = 2E_1E_2 / (E_1 + E_2)$; E_1, E_2 – модули упругости материала шестерни и колеса; μ – коэффициент Пуассона; q – нормальная нагрузка на единицу длины контактной линии; ρ_{np} – приведенный радиус кривизны, $\rho_{np} = \rho_1\rho_2 / (\rho_1 + \rho_2)$.

Для прямозубых колес длина контактных линий равна ширине венца колеса b_2 , тогда

$$q = \frac{F_n}{b_2} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} = \frac{F_t}{b_2 \cos \alpha_w} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV}. \quad (12.25)$$

Для косозубого колеса длина контактной линии составляет $\beta_2 / \cos \beta$, тогда с учетом (12.23)

$$q = \frac{F_n \cos \beta}{b_2} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} = \frac{F_t}{b_2 \cos \alpha_w} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV}, \quad (12.26)$$

то есть формула для q такая же, как для прямозубого колеса, но коэффициенты $K_{H\alpha}, K_{H\beta}, K_{HV}$ другие.

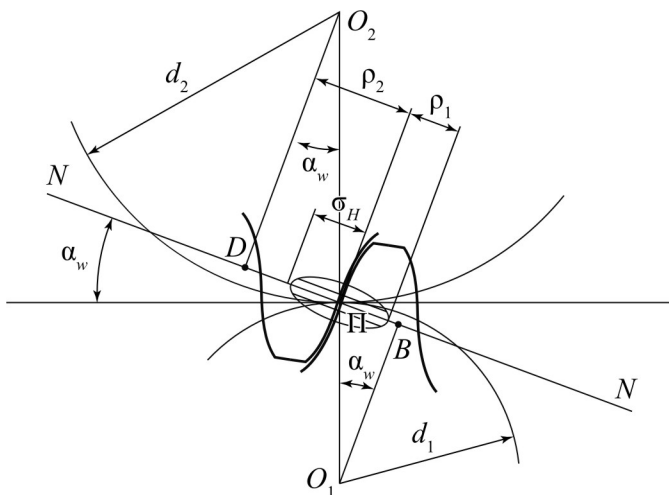


Рис. 12.12

В формулах (12.25, 12.26) $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий; K_{HV} – коэффициент, учитывающий дополнительные динамические нагрузки.

Из треугольника BPO_1 следует:

$$\rho_1 = (d_1/2) \sin \alpha_w = (d_2/2u) \sin \alpha_w.$$

Из треугольника DPO_2 следует:

$$\rho_2 = (d_2/2) \sin \alpha_w.$$

Тогда

$$\rho_{np} = \frac{d_2 \sin \alpha_w}{2} \cdot \frac{1}{u+1}. \quad (12.27)$$

Приведенный радиус кривизны ρ_{np} косозубого колеса

$$\rho_{np} = \frac{d_{v2} \sin \alpha_w}{2} \left(\frac{1}{u+1} \right) = \frac{d_2 \sin \alpha_w}{2 \cos^2 \beta} \left(\frac{1}{u+1} \right). \quad (12.28)$$

Выражения (12.25), (12.27) для прямозубой, (12.26), (12.28) для косозубой передачи подставляем в (12.24), заменив $\sin \alpha_w \cos \alpha_w = \sin 2\alpha_w / 2$.

Для прямозубой передачи выражение для контактного напряжения σ_H будет иметь вид

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E_{np}}{2\pi(1-\mu^2)} \cdot \frac{2F_t}{b_2 \sin(2\alpha_w)} \cdot \frac{2(u+1)}{d_2} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV}}. \quad (12.29)$$

Обозначим $Z_H = \sqrt{2 / \sin(2\alpha_w)}$ – коэффициент, учитывающий форму сопряженных зубьев (при $\alpha_w = 20^\circ$ $Z_H = 1,76$);

$Z_M = \sqrt{E_{\text{пр}} / (\pi(1 - \mu^2))}$ – коэффициент, учитывающий механические свойства материала колес (для стальных колес $Z_M = 275 \text{ Н}^{1/2} / \text{мм}$).

При этом получим расчетную зависимость в виде

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t(u+1)}{d_2 b_2}} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV}. \quad (12.30)$$

В (12.30) дополнительно введен коэффициент $Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha}$, учитывающий влияние коэффициента торцового перекрытия ε_α . Для прямозубой передачи $Z_\varepsilon \approx 0,9$; коэффициент распределения нагрузки между зубьями для прямозубой цилиндрической передачи $K_{H\alpha} \approx 1$. В результате получаем выражение для *проверочного расчета цилиндрических прямозубых стальных передач*:

$$\sigma_H = 436 \sqrt{\frac{F_t(u+1)}{d_2 b_2}} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} \leq [\sigma_H], \quad (12.31)$$

где u – передаточное число; F_t – окружная сила, Н; d_2 и b_2 – мм; σ_H – в МПа ($\text{Н}/\text{мм}^2$).

Проверочный расчет косозубой передачи по контактным напряжениям выполняется аналогично расчету прямозубой передачи, при этом значения Z_H , Z_ε изменяются следующим образом: $Z_H \approx 1,76 \cos \beta \approx 1,71$; $Z_\varepsilon \approx 0,8$; Z_M имеет то же значение, что и для прямозубых колес.

Следовательно, *проверочный расчет косозубой передачи по контактным напряжениям* осуществляется следующим образом:

$$\sigma_H = 376 \sqrt{\frac{F_t(u+1)}{d_2 b_2}} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} \leq [\sigma_H] \quad (12.32)$$

где F_t выражено в Н; d_2 и b_2 – в мм; σ_H – в МПа ($\text{Н}/\text{мм}^2$).

Проектный расчет цилиндрических зубчатых передач предполагает определение главного параметра зацепления – межосевого расстояния a_w .

Для расчета a_w из выражения (12.30) необходимо выразить b_2 и d_2 через a_w :

$$b_2 = \psi_a a_w, \quad (12.33)$$

где ψ_a – коэффициент ширины венца колеса, зависит от расположения колеса относительно опор; $\psi_a = 0,4 - 0,5$ при симметричном расположении опор; $\psi_a = 0,25 - 0,4$ при несимметричном расположении опор; $\psi_a = 0,2 - 0,25$ при консольном расположении опор.

$$d_2 = \frac{2a_w u}{u + 1}. \quad (12.34)$$

Кроме того, поскольку при выполнении проектного расчета обычно известна величина крутящего момента T_2 на выходе передачи, то окружную силу F_t заменим ее выражением через T_2 : $F_t = 2T_2/d_2$. Тогда (12.30) будет иметь вид

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{T_2 (u + 1)^3}{2\psi_a a_w^3} \cdot \frac{1}{u^2} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV}}. \quad (12.35)$$

Решаем (12.35) относительно a_w :

$$a_w \geq (u + 1) \sqrt[3]{0,5 (Z_H Z_M Z_\varepsilon)^2 K_{H\alpha} K_{HV}} \sqrt[3]{\frac{T_2}{\psi_a u^2 [\sigma_H]^2} K_{H\beta}}. \quad (12.36)$$

Формула (12.36), как следует из вывода, справедлива и для прямозубых, и для косозубых передач, однако коэффи-

циенты, входящие в (12.36), имеют при этом различные значения, поскольку определяются типом передачи.

Обозначим

$$K_a = \sqrt[3]{0,5(Z_H Z_M Z_\varepsilon)^2 K_{H\alpha} K_{HV}}. \quad (12.37)$$

Для прямозубых передач $K_a = 49,50 \text{ (МПа)}^{1/3}$, и окончательно формула проектного расчета цилиндрических прямозубых передач выглядит следующим образом:

$$a_w \geq 49,5(u+1) \sqrt[3]{\frac{T_2}{\Psi_a u^2 [\sigma_H]^2}} K_{H\beta}. \quad (12.38)$$

Аналогично формула проектного расчета цилиндрических косозубых передач будет иметь вид:

$$a_w = 43(u+1) \sqrt[3]{\frac{T_2}{\Psi_a u^2 [\sigma_H]^2}} K_{H\beta}, \quad (12.39)$$

где a_w выражено в мм; T_2 – в Н·мм; σ_H – в МПа (Н/мм²).

12.2.5. Расчет на изгиб цилиндрических зубчатых передач

Вторым критерием работоспособности зубчатых передач является прочность зубьев на изгиб. При расчете прямозубых передач используются следующие допущения:

1. Зуб рассматривают как консольную балку, нагруженную сосредоточенной силой F_n , приложенной к зубу в его вершине (рис. 12.13). Сила F_n , действующая под углом к оси зуба, вызывает в его сечениях напряжения изгиба и сжатия. Силу F_n переносят по линии зацепления до оси симметрии зуба в точку O . Точки A и B определяют положение опасного сечения зуба.

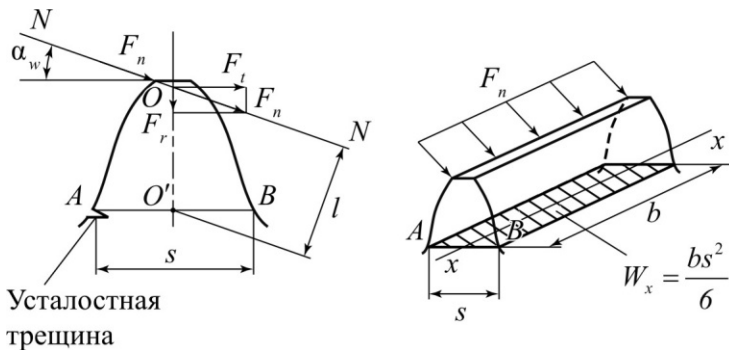


Рис. 12.13

2. Сила трения и сжимающее усилие F_r не учитываются, поскольку в незначительной степени влияют на напряжение.

При этих допущениях наибольшее напряжение изгиба в опасном сечении ножки зуба АВ, расположенном в зоне концентрации напряжений, выражается формулой

$$\sigma_F = \frac{F_n l K_T}{W_x} = \frac{6 F_t l K_T}{b s^2 \cos \alpha_w}, \quad (12.40)$$

где $W = bs^2/6$ – осевой момент сопротивления опасного сечения ножки зуба; K_T – теоретический коэффициент концентрации напряжений.

Плечо изгиба l и толщину ножки зуба s в опасном сечении выражают через модуль зубьев: $l = l'm$; $s = s'm$, где l' и s' – коэффициенты, выражающие форму зуба.

Тогда

$$\sigma_F = \frac{6 F_t l' m}{b (s')^2 m^2 \cos \alpha_w} K_T = Y_F \frac{F_t}{b m}.$$

Здесь Y_F – коэффициент формы зуба,

$$Y_F = 6 l' K_T / ((s')^2 \cos \alpha_w).$$

Учитывая неравномерность распределения нагрузки по длине зуба коэффициентом $K_{F\beta}$ и дополнительные динамические нагрузки в зацеплении коэффициентом K_{FV} , получим формулу *проверочного расчета прямозубых передач по напряжениям изгиба*.

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_t}{bm} K_{F\beta} K_{FV} \leq [\sigma_F]. \quad (12.41)$$

Расчет σ_F для косозубых передач выполняют аналогично, но с эквивалентными числами зубьев z_{1V} и z_{2V} и с учетом геометрии контакта сопряженных колес в косозубой передаче. Особенностью геометрии контакта в косозубой передаче

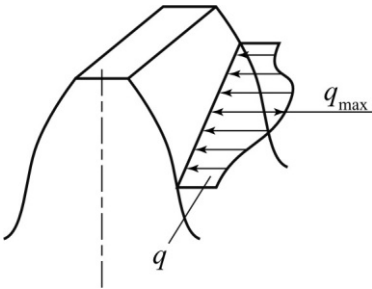


Рис. 12.14

является расположение линии контакта на боковой поверхности косоугого зуба под углом наклона, который увеличивается с ростом β (рис. 12.14).

Учитывая неравномерность распределения нагрузки между зубьями коэффициентом K_{Fa} , получим формулу *проверочного расчета косозубых передач по напряжениям изгиба*:

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta \frac{F_t}{bm} K_{Fa} K_{F\beta} K_{FV} \leq [\sigma_F], \quad (12.42)$$

где Y_F – коэффициент формы зубьев, определяют по эквивалентному числу зубьев z_V , Y_β – коэффициент, учитывающий наклон контактной линии к основанию зуба, $Y_\beta = 1 - \beta / 140^\circ$.

Из-за меньшего числа зубьев зуб шестерни у основания более тонкий, чем у колеса, это отражено в бóльшем значе-

нии коэффициента Y_F ($Y_{F1} > Y_{F2}$). Для обеспечения примерно равной прочности зубьев шестерни и колеса шестерню делают из более прочного материала, чем колесо.

Зубья шестерни и колеса имеют равную прочность на изгиб при условии

$$\frac{[\sigma_{F_1}]}{Y_{F_1}} \approx \frac{[\sigma_{F_2}]}{Y_{F_2}}. \quad (12.43)$$

Разновидностью косозубой цилиндрической передачи является *шевронная передача*. Шевронное колесо представляет собой сдвоенное косозубое колесо, выполненное как одно целое (рис. 12.15).

Вследствие разного направления зубьев на полушевронных осевые силы $F_d/2$ взаимно уравниваются на колесе и на подшипники не передаются. Это позволяет принимать у шевронных колес угол наклона зубьев $\beta = 25 \dots 40^\circ$, что повышает прочность зубьев и плавность передачи. *Недостатком* передачи является высокая стоимость изготовления, *достоинством* – возможность применения в мощных быстроходных закрытых передачах.

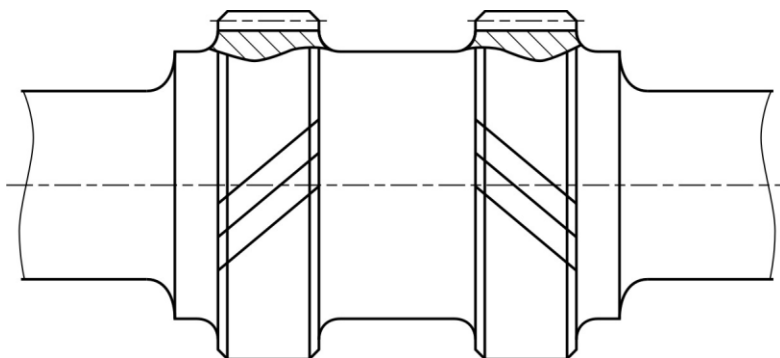


Рис. 12.15

Шевронные колеса выполняются с дорожкой для выхода режущего инструмента (червячной фрезы) или без дорожки (нарезаются долбяком или гребенкой со специальной заточкой).

Контрольные вопросы

1. Каковы основные достоинства и недостатки зубчатых передач по сравнению с другими передачами?
2. Каковы основные достоинства и недостатки косозубых передач по сравнению с прямозубыми?
3. В чем состоит основное достоинство шевронной передачи по сравнению с косозубой?
4. В зависимости от какого параметра устанавливается степень точности проектируемой зубчатой передачи?
5. Какие различают типы зубчатых передач по взаимному расположению геометрических валов осей и по расположению зубьев на поверхности колеса?
6. Что называется углом зацепления, и чему равно его стандартное значение при отсутствии смещения инструмента в процессе нарезания зубьев?
7. Какие окружности зубчатых передач называют начальными, и какие окружности зубчатых колес называют делительными?
8. В каком соотношении должны находиться значения модулей сопряженных колес для введения этих колес в зацепление?
9. В чем состоят особенности конструктивного исполнения ведущего колеса и каковы конструктивные элементы ведомого колеса в зубчатых передачах?
10. Как связаны диаметры окружностей впадин и выступов с делительным диаметром и модулем зацепления?
11. Какая зависимость используется для проектировочного расчета косозубых цилиндрических колес?

12. Что такое приведенный радиус кривизны при контакте двух эвольвентных зубьев?

13. Как связаны между собой частота вращения, угловая и окружная скорости зубчатых колес?

14. Какие силы возникают в зацеплении прямозубых, косозубых и шевронных колес и как они связаны с вращающимися моментами на зубчатых колесах?

15. Чему равно минимальное число зубьев шестерни?

16. В чем основные причины выхода из строя закрытых и открытых зубчатых передач?

17. Какие напряжения вызывают усталостное выкрашивание зубьев, а какие их поломку?

18. Для чего применяется нарезание зубьев колес со смещением?

19. Как рассчитываются контактные напряжения и напряжения изгиба в косозубой передаче?

20. Почему заедание проявляется преимущественно в высокоскоростных и тяжелонагруженных передачах?

21. Как влияет твердость поверхности зубьев на контактную прочность зубчатых колес?

22. В чем состоит различие между редуктором и мультипликатором?

12.3. КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

12.3.1. Геометрия и кинематика конических зубчатых передач

В *конических зубчатых передачах* оси валов пересекаются под углом, при этом наибольшее распространение получили передачи с углом 90° . Конические колеса (рис. 12.16) бывают прямозубыми (*а*), косозубыми (*б*), с круговыми зубьями (*в*).

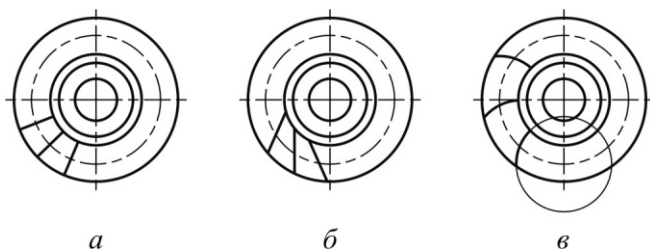


Рис. 12.16

На рис. 12.17 представлены основные элементы конического зубчатого колеса: b – ширина зубчатого венца, d_e – внешний делительный диаметр, d – средний делительный диаметр, h_{ae} – высота головки зуба по внешнему делительному диаметру, h_{fe} – высота ножки зуба по внешнему делительному диаметру, δ – конусный угол.

Прямозубые колеса применяются при окружной скорости до 2–3 м/с. При большей скорости применяются колеса с косыми и круговыми зубьями, обеспечивающими более плавную работу передачи.

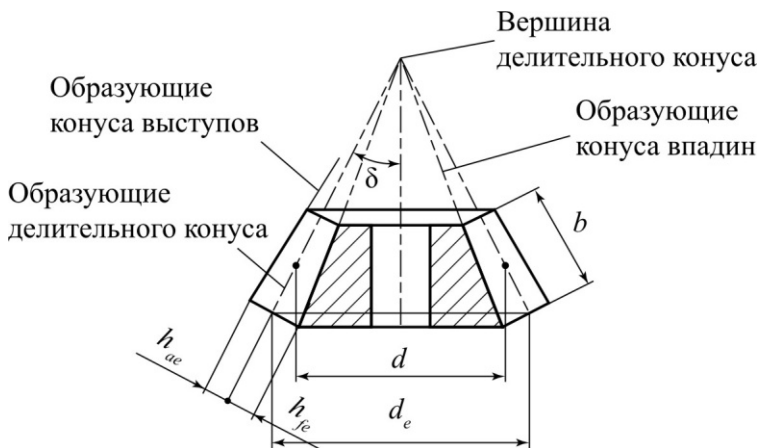


Рис. 12.17

Конические передачи сложнее цилиндрических при изготовлении, монтаже и эксплуатации: кроме допусков на размеры зубьев при изготовлении необходимо выдержать допуски на конусные углы, а при монтаже обеспечить совпадение вершин конусов шестерни и колеса; консольное расположение шестерни снижает равномерность распределения нагрузки по длине зуба; нагрузочная способность конических прямозубых передач составляет 0,85 от нагрузочной способности цилиндрических передач.

Геометрия зацепления конических колес представлена на рис. 12.18, где R_e – внешнее конусное расстояние.

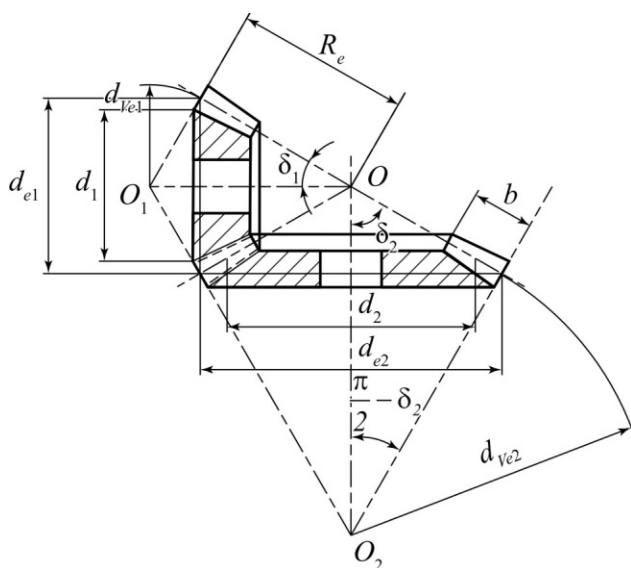


Рис. 12.18

При описании геометрии зубьев различают *внешнее, внутреннее, среднее торцевые сечения*. Индекс e относится к внешнему торцевому сечению.

Для обеспечения постоянного по всей ширине b радиального зазора между зубьями колеса и шестерни образу-

щие внешнего конуса шестерни должны быть параллельны образующим конуса впадин колеса, а образующие внешнего конуса колеса должны быть параллельны образующим конуса впадин шестерни.

Передаточное число

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \operatorname{tg}\delta_2 = \frac{1}{\operatorname{tg}\delta_1} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (12.44)$$

где $d_{e1}, d_{e2}, \delta_1, \delta_2$ – соответственно внешние делительные диаметры и углы делительных конусов шестерни и колеса.

Аналогами начальных и делительных цилиндров цилиндрических зубчатых передач в конических передачах являются *начальные и делительные конусы*. При вращении колес начальные конусы катятся друг по другу без скольжения. У конических колес высота, толщина и окружной шаг по длине зуба неодинаковы, поэтому различают два окружных модуля.

Внешний делительный окружной модуль

$$m_e = d_e z. \quad (12.45)$$

Средний делительный окружной модуль

$$m = dz. \quad (12.46)$$

В конических передачах угловая коррекция не применяется, поэтому начальные и делительные конусы всегда совпадают.

Для проектирования конических передач вводится понятие *дополнительных конусов*, образующие которых перпендикулярны образующим делительных конусов. На развертке дополнительного конуса проектируются (профилируются) эвольвентные зубья конического колеса. Дополнительные конусы можно построить для внешнего, среднего и внутреннего сечения конического колеса. Ширина венца b

ограничена двумя дополнительными конусами – внешним и внутренним.

Зубья конических колес в зависимости от изменения размеров сечений по длине могут быть различными. Наибольшее распространение получили так называемые *пропорционально понижающиеся зубья*, у которых вершины делительного конуса и конуса впадин совпадают (рис. 12.19), при этом конус выступов несимметричен относительно оси делительного конуса и не будет проходить через его вершину.

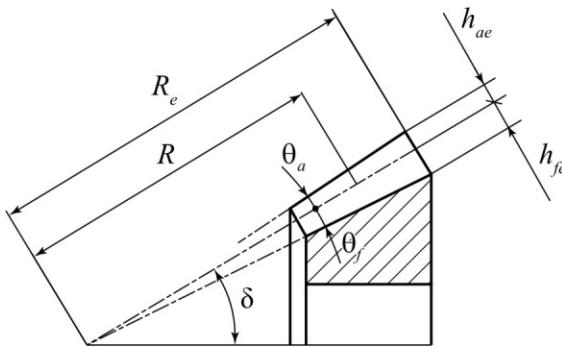


Рис. 12.19

Для удобства измерения размеры конических колес принято определять по внешнему торцу зуба. Внешний окружной модуль можно не округлять до стандартного значения, так как одним и тем же режущим инструментом можно нарезать колеса с различными модулями.

Профили прямозубого конического колеса весьма близки к профилям зубьев эквивалентного цилиндрического прямозубого колеса, делительная окружность которого получена разверткой внешнего дополнительного конуса на плоскость (рис. 12.20), где d_{Ve} – делительный диаметр внешнего дополнительного конуса.

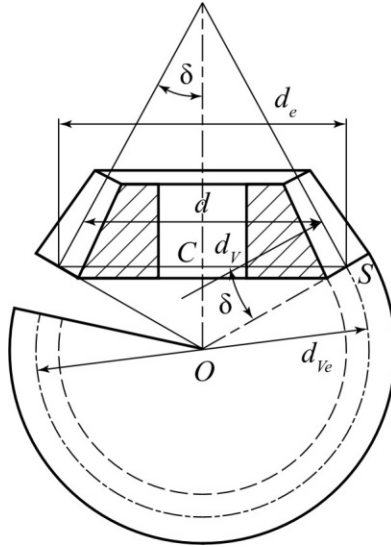


Рис. 12.20

Дополнив развертку до полной окружности, получим эквивалентное цилиндрическое колесо с числом зубьев z_v . Из треугольника OSC следует:

$$d_{ve} = \frac{d_e}{\cos \delta} = \frac{m_e z}{\cos \delta} = m_e z_v, \quad (12.47)$$

откуда число зубьев эквивалентного колеса

$$z_v = \frac{z}{\cos \delta}, \quad (12.48)$$

где z – число зубьев прямозубого конического колеса.

12.3.2. Силы в передаче

Силы в конической передаче определяют по размерам средних сечений зубьев, в которых лежит точка приложения силы F_n , действующая перпендикулярно поверхности зуба (рис. 12.21).

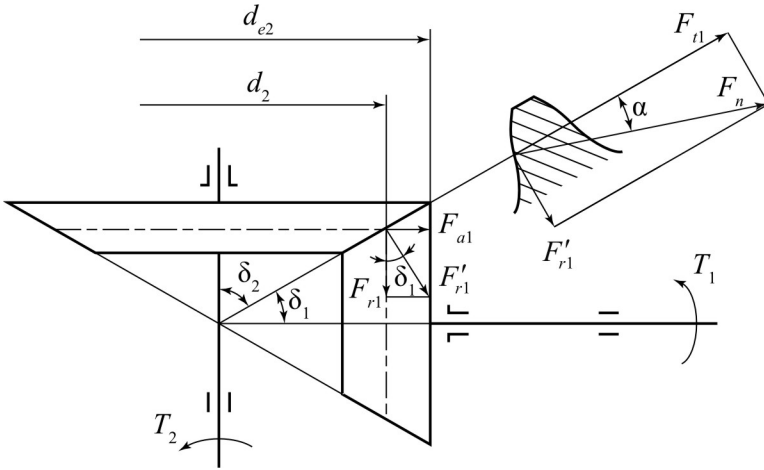


Рис. 12.21

Силу F_n раскладывают на составляющие F_t , F_r , и F_a .

В прямозубой передаче *окружная сила* на шестерне или колесе

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2T_2}{0,857d_{e2}}, \quad (12.49)$$

где соотношение d_2 и d_{e2} определяется по аналогии с прямозубой цилиндрической передачей через коэффициент ширины колеса ψ_R : $b = \psi_R R_e \leq 0,285R_e$.

Осевая сила на шестерне

$$F_{a1} = F_{r1}' \sin \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \sin \delta_1 = 0,36F_t \sin \delta_1. \quad (12.50)$$

Радиальная сила на шестерне

$$F_{r1} = F_{r1}' \cos \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_1 = 0,36F_t \cos \delta_1.$$

Силы на колесе соответственно определяются как

$$F_{r2} = F_{a1}, \quad F_{a2} = F_{r1}. \quad (12.51)$$

12.3.3. Расчет на контактную прочность конических зубчатых передач

Прочностной расчет конической передачи основан на допущении, что прочность зубьев конического колеса такая же, как эквивалентного цилиндрического с длиной зуба b и профилем, соответствующим среднему дополнительному конусу (среднему сечению зубьев). Влияние формы зубьев на нагрузочную способность передачи учитывается введением опытного коэффициента θ_H .

Формула (12.31) в параметрах эквивалентной цилиндрической передачи по среднему дополнительному конусу d_V (рис. 12.20) имеет вид

$$\sigma_H = 436 \sqrt{\frac{F_t (u_V + 1)}{\theta_H d_{V2} b}} K_{H\beta} K_{HV} \leq [\sigma_H]. \quad (12.52)$$

Согласно формулам (12.44) и (12.47)

$$u_V = \frac{d_{V2}}{d_{V1}} = \frac{d_2 \cos \delta_1}{d_1 \cos \delta_2} = u \frac{\sin \delta_2}{\cos \delta_2} = u^2. \quad (12.53)$$

По формуле (12.47)

$$d_{V2} = \frac{d_2}{\cos \delta_2} = d_2 \sqrt{\operatorname{tg}^2 \delta_2 + 1} = d_2 \sqrt{u^2 + 1} = 0,857 d_{e2} \sqrt{u^2 + 1}. \quad (12.54)$$

Окончательно формула *проверочного расчета по контактным напряжениям для конических зубчатых передач* имеет вид

$$\sigma_H = 470 \sqrt{\frac{F_t \sqrt{u^2 + 1}}{\theta_H d_{e2} b}} K_{H\beta} K_{HV} \leq [\sigma_H], \quad (12.55)$$

где F_t выражена в Н; d_{e2} , b – в мм; θ_H – коэффициент вида конических колес (для прямозубых колес $\theta_H = 0,85$).

Коэффициенты $K_{H\beta}$, K_{HV} используются в том же смысловом значении, как и ранее, но с другими числовыми значениями.

Формулу проектного расчета конической передачи получим, заменив в выражении (12.55) значения:

$$F_t = \frac{2T_2}{0,857d_{e2}},$$

$$b = \psi_R R_e = 0,5\psi_R d_{e2} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u},$$

где учтено, что

$$d_2 = 0,857d_{e2},$$

$$R_e = \sqrt{(0,5d_{e1})^2 + (0,5d_{e2})^2} = 0,5d_{e2} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}.$$

Решая уравнение (12.55) после подстановки F_t и b относительно d_{e2} , получим

$$d_{e2} \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 470^2 K_{HV}}{0,857 \cdot 0,5\psi_R}} \sqrt[3]{\frac{T_2 u}{\theta_H [\sigma_H]^2}} K_{H\beta}.$$

Рекомендуется:

$$\sqrt[3]{\frac{2 \cdot 470^2 K_{HV}}{0,857 \cdot 0,5\psi_R}} = 165 \left(\frac{H}{\text{мм}^2} \right)^{1/3}.$$

Окончательно формула проектного расчета для конических зубчатых передач

$$d_{e2} \geq 165 \sqrt[3]{\frac{T_2 u}{\theta_H [\sigma_H]^2}} K_{H\beta}, \quad (12.56)$$

где d_{e2} – внешний делительный диаметр колеса, мм; T_2 выражен в Н·мм; $[\sigma_H]$ – в МПа (Н/мм²).

13.3.4. Расчет на изгиб конических зубчатых передач

Аналогично расчету цилиндрической прямозубой передачи расчетные напряжения изгиба в зубьях конических колес и условие их прочности определяются по формулам:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \frac{F_t}{\theta_F b m} K_{H\beta} K_{HV} \leq [\sigma_{F2}], \quad (12.57)$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma_{F1}], \quad (12.58)$$

где m – средний окружной модуль, а коэффициенты Y_F , θ_F , $K_{F\beta}$, K_{FV} имеют ту же смысловую нагрузку, что и в ранее рассмотренных случаях, меняются лишь их числовые значения применительно к изгибу.

Контрольные вопросы

1. Каковы достоинства и недостатки конических передач по сравнению с другими видами зубчатых передач?
2. Как рассчитать передаточное число конической зубчатой передачи по величине конусных углов?
3. Как вычисляют эквивалентные числа зубьев для конических колес?

12.4. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ПЛАНЕТАРНЫХ И ВОЛНОВЫХ ПЕРЕДАЧАХ

12.4.1. Планетарные передачи

Планетарными называют передачи, имеющие зубчатые колеса с перемещающимися осями. Наиболее распространенная *однорядная планетарная передача* (рис. 12.22) состоит из

центрального колеса с наружными зубьями 1 , неподвижного центрального колеса 3 с внутренними зубьями и водила H , на котором закреплены оси планетарных колес или спутников 2 .

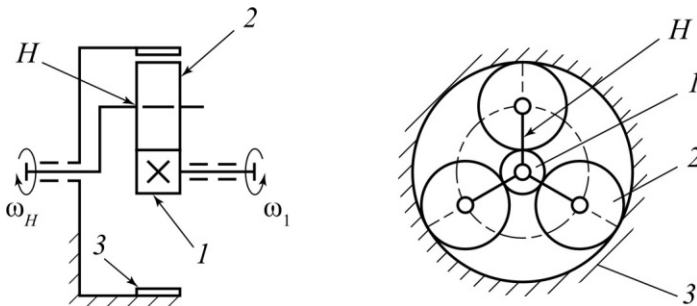


Рис. 12.22

При неподвижном колесе 3 движение передается от колеса 1 к водилу H или наоборот. Если в планетарной передаче сделать подвижными все звенья, то есть оба колеса и водило, то такую передачу называют *дифференциалом*.

Достоинства: малые габариты и масса (мощность передается по нескольким потокам, равным числу спутников, поэтому нагрузка на зубья уменьшается в несколько раз); удобство компоновки благодаря соосности ведущих и ведомых валов; малые нагрузки на опоры; возможность получения больших передаточных чисел.

Недостатки: высокие требования к точности изготовления и монтажа передачи; резкое снижение КПД передачи с ростом передаточного числа.

При определении передаточного числа планетарной передачи используют метод Виллиса или метод остановки водила. По этому методу всей планетарной передаче сообщается дополнительное вращение со скоростью водила ω_H , но в обратном направлении. При этом водило H как бы останавливается, а закрепленное колесо 3 освобождается. Получается так называемый обращенный механизм – обычная непланетарная передача с неподвижными осями колес.

Передаточное число для обращенного механизма

$$u_{13}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = -\frac{z_3}{z_1}, \quad (12.59)$$

где $\omega_1 - \omega_H$, $\omega_3 - \omega_H$ – угловые скорости колес 1 и 3 относительно водила H ; z_1 , z_3 – числа зубьев колес 1 и 3.

Передаточное число считается положительным, если в обращенном механизме ведущее и ведомое звенья вращаются в одну сторону, и отрицательным, если вращаются в разные стороны.

Для реальной передачи ($\omega_3 = 0$) получим:

$$\frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = -\frac{z_3}{z_1} \quad \text{или} \quad -\frac{\omega_1}{\omega_H} + 1 = -\frac{z_3}{z_1}. \quad (12.60)$$

Таким образом, передаточное число планетарной передачи определяются по формуле

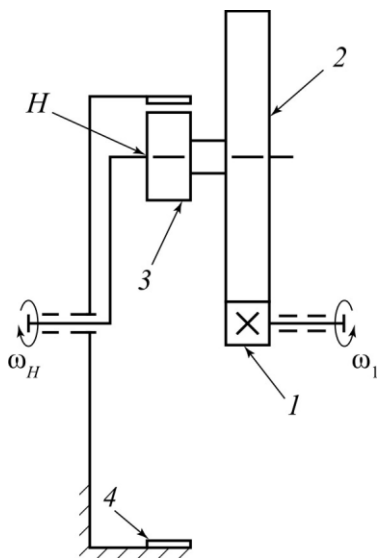


Рис. 12.23

$$u_{1H}^3 = \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 + \frac{z_3}{z_1}. \quad (12.61)$$

Для получения больших передаточных чисел применяют многоступенчатые планетарные передачи.

На рис. 12.23 изображена схема планетарной передачи с двухрядным сателлитом.

При передаче движения от колеса 1 к водилу H при $\omega_4 = 0$ передаточное число

$$u_{1H}^4 = \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}. \quad (12.62)$$

На рис. 12.24 планетарная передача составлена из двух последовательно соединенных однорядных планетарных передач.

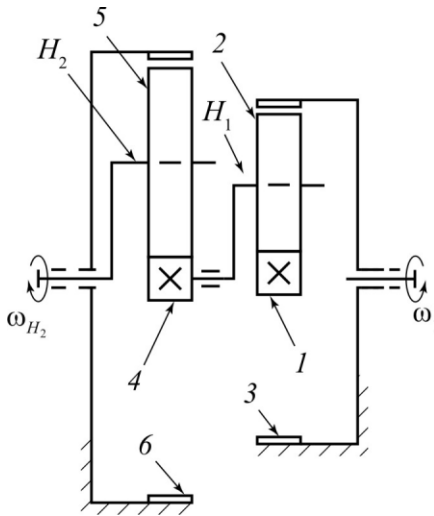


Рис. 12.24

Передаточное число для данной передачи

$$i = i_1 i_2. \quad (12.63)$$

Расчет на прочность зубьев планетарных передач ведут по формулам обыкновенных зубчатых передач.

Выбор числа зубьев колес зависит не только от передаточного числа i , но и от условия собираемости передачи. По этому условию сумма зубьев центральных колес $z_1 + z_3$ должна быть кратной числу сателлитов.

12.4.2. ВОЛНОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Волновые зубчатые передачи представляют собой планетарные передачи с одним гибким зубчатым колесом (рис. 12.25).

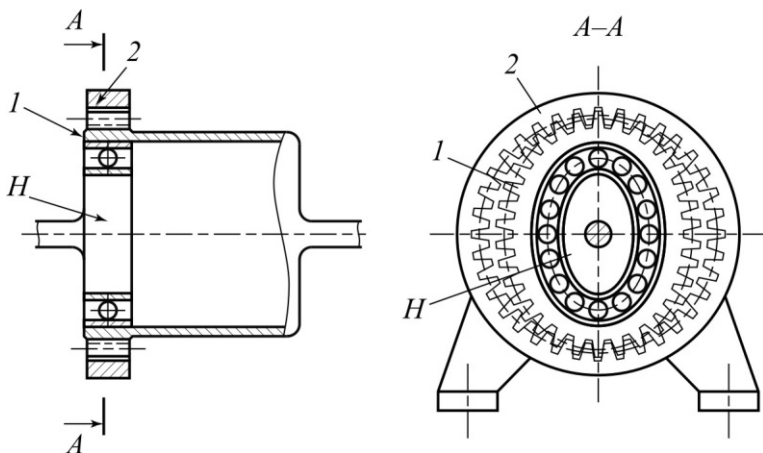


Рис. 12.25

Передача состоит из водила H , вращающегося гибкого колеса I с наружными зубьями и неподвижного жесткого колеса 2 с внутренними зубьями. Водило состоит из овального кулачка и специального шарикоподшипника. Гибкое зубчатое колесо изготавливают в виде стакана с тонкой легко деформирующейся стенкой и соединяют с валом. Жесткое зубчатое колесо соединено с корпусом. Зубья колес, как правило, эвольвентные. Делительный диаметр d_1 гибкого колеса меньше делительного диаметра d_2 жесткого колеса на $S = d_2 - d_1$.

Размер овала подшипника качения по большой оси больше внутреннего диаметра обода гибкого колеса также на величину S .

Сборку зацепления осуществляют после деформирования гибкого колеса водилом. Деформированный зубчатый венец гибкого колеса принимает овальную форму, образуя при этом как бы два сателлита, связанных гибкой стенкой стакана. Гибкое колесо деформируется так, что на концах большой оси овала зубья зацепляются на полную рабочую высоту. На малой оси зубья не зацепляются. Между этими участками зацепление частичное.

Таким образом, волновая передача может обеспечить одновременное зацепление большого числа зубьев. В волновой передаче преобразование движения осуществляется за счет деформирования зубчатого венца гибкого колеса. *При вращении водила волна деформации бежит по окружности гибкого зубчатого венца*; при этом венец обкатывается в обратном направлении по неподвижному жесткому колесу, вращая стакан и вал. Поэтому передача называется *волновой*, а водило – *волновым генератором*.

При вращении волнового генератора овальной формы образуются две волны. Такую передачу называют *двухволновой*. Возможны *трехволновые* передачи.

Достоинства: способность передавать большие нагрузки, так как в зацеплении одновременно находится большое число зубьев; возможность передачи движения в герметизированное пространство без применения уплотнений; большое передаточное число при малых габаритах и сравнительно высоком КПД. Для одной ступени $i \leq 300$ при КПД $\eta = 0,8 \dots 0,9$; работа с меньшим шумом и высокой демпфирующей способностью.

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

Волновые передачи применяют в механизмах с большим передаточным числом, а также в устройствах с повышенными требованиями к кинематической точности и герметичности.

Как и планетарная, волновая передача имеет три основных звена, воспринимающих внешние моменты. Любое основное звено может быть остановлено.

1. Остановлен генератор ($\omega_H = 0$). Вращение передается от гибкого колеса с числом зубьев z_1 к жесткому z_2 – обычное внутреннее зацепление.

$$u_{12}^H = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (12.64)$$

Знак плюс указывает на то, что направления вращения ω_1 и ω_2 совпадают.

2. Остановлено жесткое колесо ($\omega_2 = 0$) – обычная волновая передача. Рассмотрим дифференциальную волновую передачу с тремя подвижными звеньями. Мысленно зададим всей системе угловую скорость $-\omega_H$. Тогда

$$u_{12}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Если остановлено жесткое колесо, то

$$\frac{\omega_1 - \omega_H}{0 - \omega_H} = \frac{z_2}{z_1}; \quad \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - \frac{z_2}{z_1} = -\frac{z_2 - z_1}{z_1},$$

$$u_{H1}^2 = \frac{\omega_H}{\omega_1} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1}. \quad (12.65)$$

В волновой передаче разность чисел зубьев должна быть равной или кратной числу волн C , поэтому

$$u_{H1}^2 = -\frac{z_1}{C}. \quad (12.66)$$

Знак минус показывает, что направление вращения гибкого колеса противоположно направлению вращения генератора.

3. Остановлено гибкое колесо ($\omega_1 = 0$). Вращение передается от генератора к жесткому колесу. Требуется найти

$$u_{H2}^1 = \frac{\omega_H}{\omega_2}.$$

Полагая в формуле для дифференциальной передачи $\omega_1 = 0$, имеем:

$$\frac{0 - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H} = \frac{z_2}{z_1}; \quad \frac{\omega_2}{\omega_H} = 1 - \frac{z_1}{z_2} = -\frac{z_2 - z_1}{z_2};$$

$$u_{H2}^1 = \frac{\omega_H}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_2 - z_1} = \frac{z_2}{C}. \quad (12.67)$$

Волновая передача может выйти из строя по следующим причинам:

1. Разрушение гибкого колеса вследствие появления усталостных трещин во впадинах зубьев. Колесо подвержено воздействию знакопеременных напряжений изгиба.

2. Разрушение подшипников генератора волн вследствие действия сил в зацеплении и сопротивления гибкого колеса деформированию.

3. Износ зубьев. Незначительное изнашивание зубьев обусловлено перекосом гибкого звена, деформируемого с одного торца; прогрессирующее изнашивание обусловлено скольжением зубьев при вхождении в зацепление.

Расчет гибкого колеса на сопротивление усталости производится по напряжениям изгиба σ_F . Из теории упругости для гладкого кольца, деформируемого изгибающим моментом M , напряжение изгиба определяется выражением

$$\sigma_F = A_\sigma \frac{EhW_0}{r^2}, \quad (12.68)$$

где A_σ – коэффициент, зависящий от формы деформирования (для передачи с кулачковым генератором и гибким подшипником $A_\sigma = 1,75$); E – модуль упругости материала колеса; h – толщина гибкого колеса; W_0 – максимальное радиальное перемещение; r – радиус срединной поверхности до деформирования.

Характеристиками знакопеременного симметричного цикла изменения σ_F служат: амплитуда $\sigma_a = \sigma_F$ и среднее напряжение $\sigma_m = 0$.

Формула для вычисления действующих эквивалентных напряжений в гибком колесе имеет вид

$$\sigma_a = A_\sigma \frac{EhW_0}{r^2} K_\sigma K_g K_\tau, \quad (12.69)$$

где K_σ – коэффициент, учитывающий влияние зубчатого венца и его растяжения на прочность гибкого колеса; K_g – коэффициент, учитывающий изменение начальной формы и размера деформирования гибкого колеса под действием вращающего момента; K_τ – коэффициент, учитывающий касательные напряжения, вызванные возникающими при нагружении перерезывающими силами.

Коэффициент безопасности по усталостной прочности гибкого колеса:

$$S_F = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a}, \quad (12.70)$$

где σ_{-1} – предел выносливости материала гибкого колеса.

Условие прочности гибкого колеса:

$$S_F \geq [S_F]. \quad (12.71)$$

Требуемую динамическую грузоподъемность гибкого шарикоподшипника вычисляют по обычной методике, принятой для подшипников качения.

Изнашивание зубьев при правильно выбранных геометрии зацепления, материалах, термообработке и параметрах смазывания незначительно и не ограничивает ресурса передачи.

Контрольные вопросы

1. Какие зубчатые передачи называют планетарными, а какие – волновыми?
2. Как устроены и как работают планетарные и волновые зубчатые передачи?
3. Как вычисляют передаточное число планетарной и волновой передачи?
4. Каковы основные причины отказов и критерии работоспособности планетарных и волновых зубчатых передач?

ТЕМА 13. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

13.1. Общие сведения

Червячные передачи передают вращение между валами, у которых угол скрещивания составляет 90° (рис. 13.1). Ведущим является червяк 1 – короткий винт с трапециевидальной или близкой к ней резьбой. Ведомым звеном является

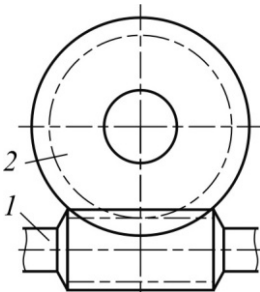


Рис. 13.1

червячное колесо 2 с зубьями дугообразной формы для увеличения длины контактных линий в зоне зацепления.

Червячная передача – это зубчато-винтовая передача, движение в которой осуществляется по принципу винтовой пары.

Достоинства: плавность и бесшумность работы, компактность и небольшая масса, возможность по-

лучения больших передаточных чисел (до 80), возможность самоторможения.

Недостатки: низкий КПД вследствие скольжения в передаче, значительное тепловыделение, необходимость применения для венцов колес дорогих антифрикционных материалов, повышенный износ и заедание.

Червячные передачи применяют при небольших и средних мощностях, обычно не превышающих 30 кВт, так как при больших мощностях применение червячных передач неэкономично из-за низкого КПД и требует специального охлаждения.

В зависимости от формы внешней поверхности передачи бывают с цилиндрическим и глобоидным червяком (рис. 13.2).

Глобоидная передача имеет повышенный КПД, более высокую несущую способность, но сложна в изготовлении и чувствительна к осевому смещению червяка, вызванному изнашиванием подшипников.

В зависимости от направления линии витка червяка червячные передачи бывают с правым и левым направлением витка.

По расположению червяка относительно колеса передачи бывают с нижним (а), боковым (б) и верхним (в) червяками.

По числу заходов резьбы червяка Z_1 передачи бывают одно-, двух- и четырехзаходные.

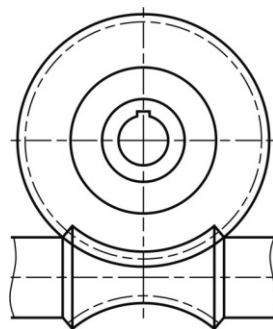


Рис. 13.2

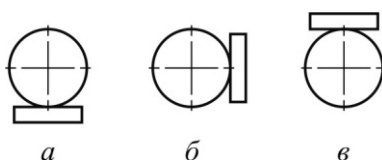


Рис. 13.3

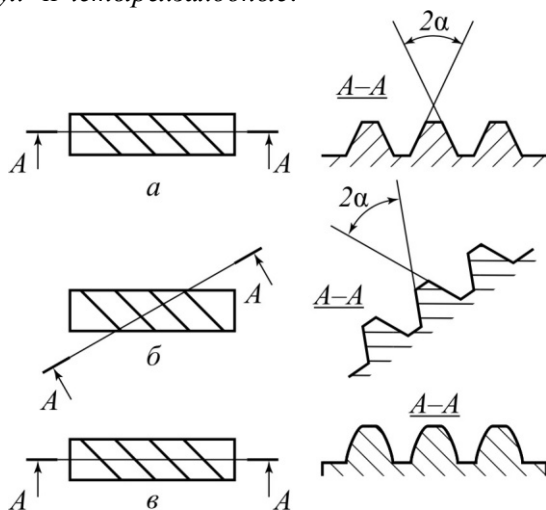


Рис. 13.4

В зависимости от формы винтовой поверхности резьбы цилиндрического червяка (рис. 13.4) передачи бывают с архимедовым (а), конволютным (б) и эвольвентным (в) червяками.

13.2. ГЕОМЕТРИЯ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

В червячной передаче расчетным является *осевой модуль червяка m* , равный торцовому модулю червячного колеса.

Основными геометрическими размерами червяка (рис. 13.5) являются:

угол профиля витка в осевом сечении $2\alpha = 40^\circ$;

расчетный шаг червяка

$$p = \pi m, \quad (13.1)$$

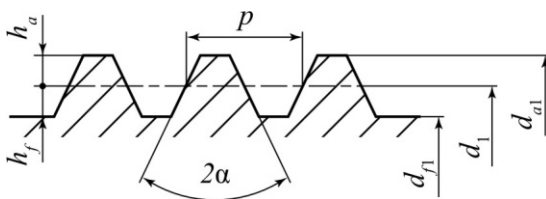


Рис. 13.5

откуда *расчетный модуль*

$$m = \frac{p}{\pi}; \quad (13.2)$$

ход витка

$$P_h = p z_1,$$

где z_1 – *число заходов червяка;*

высота головки витка червяка и зуба колеса:

$$h_{a1} = h_{a2} = m; \quad (13.3)$$

высота ножки витка червяка и зуба колеса

$$h_{f1} = h_{f2} = 1,2m; \quad (13.4)$$

делительный диаметр червяка – диаметр такого цилиндра червяка, на котором толщина витка равна ширине впадины,

$$d_1 = qm, \quad (13.5)$$

где q – число модулей в делительном диаметре червяка или коэффициент диаметра червяка (значения q выбирают из ряда: 7,1; 8,0; ... 25,0);

делительный угол подъема линии витка

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{P_h}{\pi d_1} = \frac{z_1}{q}; \quad (13.6)$$

диаметр вершин витков

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = d_1 + 2m; \quad (13.7)$$

диаметр впадин витков

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = d_1 - 2,4m. \quad (13.8)$$

Корригирование червячных передач выполняют в целях доведения межосевого расстояния до стандартного или заданного значения. Осуществляется так же, как и в зубчатых передачах, смещением инструмента относительно заготовки червячного колеса при нарезании.

Некорригированные и корригированные червячные колеса нарезают одним и тем же инструментом, а так как червячная фреза и червяк должны иметь одинаковые размеры, то корригирование осуществляют только у колеса.

Основные геометрические размеры венца червячного колеса (рис. 13.6) определяют в его среднем сечении.

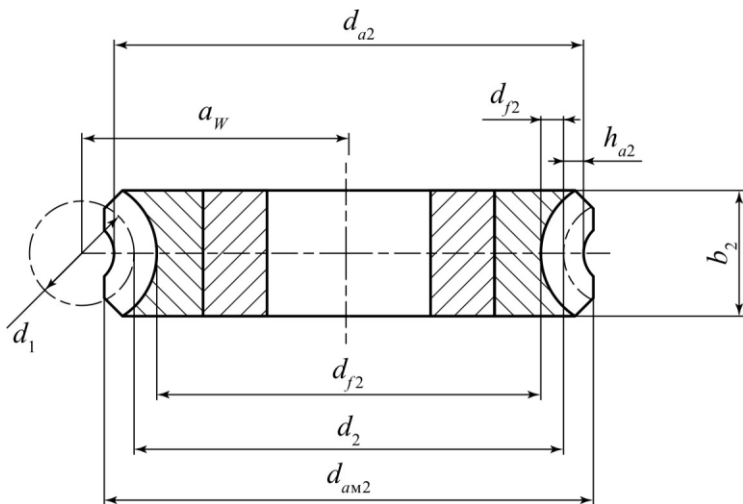


Рис. 13.6

К ним относятся:

делительный диаметр колеса

$$d_2 = m z_2; \quad (13.9)$$

диаметр вершин зубьев

$$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x), \quad (13.10)$$

где x – коэффициент смещения

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2); \quad (13.11)$$

диаметр впадин колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m; \quad (13.12)$$

межосевое расстояние червячной передачи

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2 + 2xm); \quad (13.13)$$

наибольший диаметр червячного колеса d_{am2} .

13.3. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ПЕРЕДАЧИ

Во время работы червячной передачи витки червяка скользят по зубьям червячного колеса. *Скорость скольжения* V_s (рис. 13.7) направлена по касательной к винтовой линии делительного цилиндра червяка и определяется из параллелограмма окружных скоростей червяка и колеса V_1 и V_2 :

$$V_s = \sqrt{V_1^2 + V_2^2} = \frac{V_1}{\cos \psi}, \quad (13.14)$$

где

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60}; \quad V_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60}.$$

Особенностью червячной передачи является то, что передаточное отношение не может быть выражено отношением

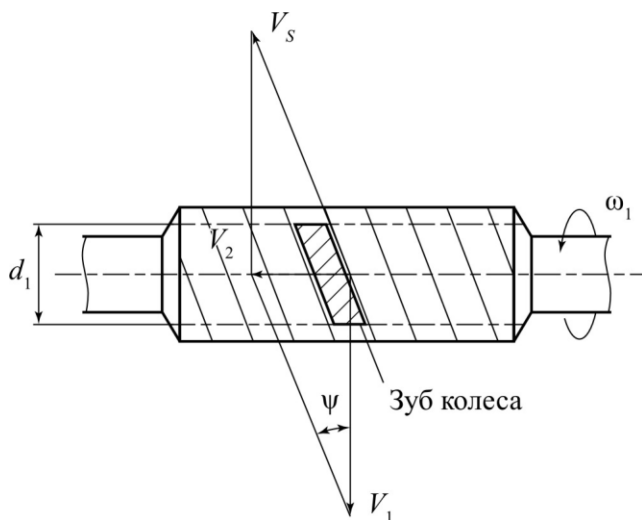


Рис. 13.7

диаметров d_2/d_1 , так как в относительном движении начальные цилиндры не обкатываются, а скользят. При одном повороте червяка колесо повернется на угол, охватывающий число зубьев колеса, равное числу заходов червяка. Для полного оборота колеса необходимо z_2/z_1 оборотов червяка.

Передаточное число червячной передачи

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (13.15)$$

где ω_1 и ω_2 – угловые скорости червяка и колеса, z_1 и z_2 – число витков (заходов) червяка и число зубьев колеса.

Число заходов червяка выполняет функцию числа зубьев шестерни. Поскольку в червячной передаче применяют червяки с числом заходов $z_1 = 1, 2, 4$, то в червячной паре можно получить большие передаточные числа (до 80).

Большое скольжение в червячных передачах является причиной пониженного КПД, повышенного износа и склонности к заеданию.

КПД червячной передачи по аналогии с винтовой парой:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi)}, \quad (13.16)$$

где $\varphi = \operatorname{arctg} f$ – угол трения (f – коэффициент трения).

13.4. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ

Силы в зацеплении червячной передачи представлены на рис. 13.8.

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

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2}. \quad (13.17)$$

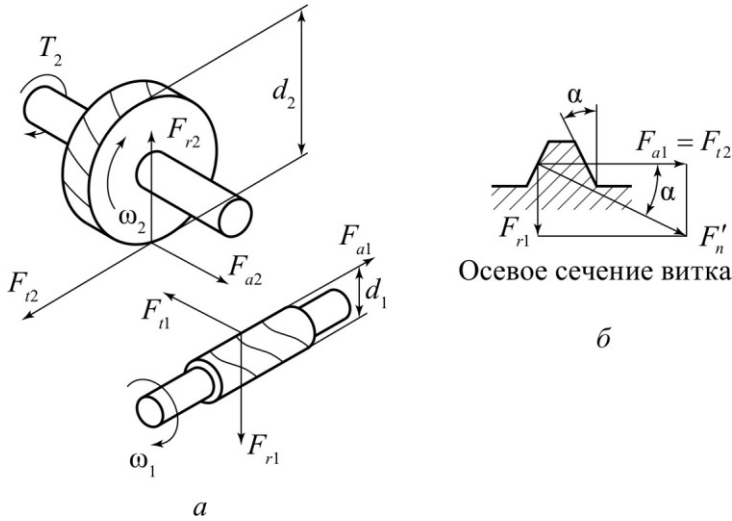


Рис. 13.8

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

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{u\eta d_1} = \frac{F_{t2}z_1}{q}. \quad (13.18)$$

Радиальная сила на червяке F_{r1} равна радиальной силе на колесе F_{r2} (рис. 13.8, б):

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha. \quad (13.19)$$

Сила F'_n , представленная на рис. 13.8, б, является проекцией на осевое сечение витка нормальной силы F_n ,

$$F_n = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha \cos \psi}. \quad (13.20)$$

13.5. ВИДЫ РАЗРУШЕНИЯ ЗУБЬЕВ ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС И КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ

В червячной паре менее прочным элементом является зуб колеса, для которого возможны все виды разрушений и повреждений, характерные для зубчатых передач, то есть *усталостное выкрашивание, изнашивание, заедание и поломка* зубьев.

В передачах с колесами из оловянных бронз (мягкие материалы) наиболее опасно *усталостное выкрашивание* рабочих поверхностей зубьев колеса. Причиной усталостного выкрашивания являются *контактные напряжения*, превышающие предел выносливости.

Значительные скорости скольжения контактирующих поверхностей в сочетании с неблагоприятным направлением скольжения относительно линии контакта вызывают *заедание*, проявляющееся в намазывании бронзы на червяк. Заедание в венцах колес из более твердых материалов (алюминиево-железистые бронзы, чугун) переходит в *задиры* с последующим катастрофическим изнашиванием зубьев колеса наростами от микросварки на витках червяка.

Изнашивание зубьев колеса обусловлено заеданием рабочих поверхностей червячной пары, недостаточной чистотой масла, а также значениями контактных напряжений.

Излом зубьев червячных колес происходит в большинстве случаев после изнашивания. Причиной излома являются *изгибные напряжения*, превышающие предел выносливости материала зубьев колеса.

В червячных передачах, аналогично зубчатым, зубья червячного колеса рассчитывают на контактную прочность и прочность при изгибе.

13.6. РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ НА КОНТАКТНУЮ ПРОЧНОСТЬ

Наибольшее контактное напряжение в зоне зацепления

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_{\text{пр}}} \cdot \frac{2E_1 E_2}{\pi [E_1 (1 - \mu_2^2) + E_2 (1 - \mu_1^2)]}}, \quad (13.21)$$

где E_1, E_2 и μ_1, μ_2 – модули упругости и коэффициенты Пуассона материала червяка и колеса соответственно. Для стального червяка $E_1 = 2 \cdot 10^5$ МПа, $\mu_1 = 0,3$; для бронзового или чугунного колеса $E_2 = 0,98 \cdot 10^5$ МПа, $\mu_2 = 0,35$; q – нормальная нагрузка на единицу длины контактных линий, $\rho_{\text{пр}}$ – приведенный радиус кривизны червячной пары.

Для получения расчетной зависимости для σ_H выразим входящие в формулу Герца (13.21) величины q и $\rho_{\text{пр}}$ через параметры червячного зацепления.

$$q = \frac{F_n}{l_{\Sigma}}, \quad (13.22)$$

где F_n – нормальная нагрузка в полюсе зацепления червяка и колеса,

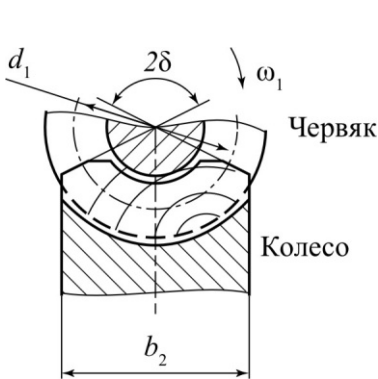


Рис. 13.9

$$F_n = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha \cos \psi}, \quad (13.23)$$

а l_{Σ} – суммарная длина контактных линий в зацеплении (средняя длина контактных линий, умноженная на коэффициент перекрытия ϵ_a).

Длина одной контактной линии прямо пропорциональна диаметру d_1 и углу обхвата 2δ (рис. 13.9) и обратно пропорциональна $\cos \psi$.

При коэффициенте торцового перекрытия ε_α и коэффициенте колебания суммарной длины контактных линий ξ получим

$$l_\Sigma = \frac{\pi d_1}{\cos \psi} \cdot \frac{2\delta}{360^\circ} \xi \cdot \varepsilon_\alpha.$$

При $\xi = 0,75$, $\varepsilon_\alpha = 1,8 \dots 2,2$ $2\delta \approx 100^\circ$ длина контактных линий

$$l_\Sigma \approx \frac{1,3d_1}{\cos \psi}.$$

После подстановки в (13.22)

$$q = \frac{F_{t2}}{1,3d_1 \cos \alpha} K, \quad (13.24)$$

где дополнительно введен коэффициент нагрузки K , учитывающий неравномерность распределения нагрузки, а также дополнительные динамические нагрузки.

Приведенный радиус кривизны ρ_{np} равен радиусу кривизны профиля зуба червячного колеса в полюсе зацепления,

$$\rho_{np} = \rho_2 = \frac{d_{v2}}{2} \sin \alpha = \frac{d_2}{2} \frac{\sin \alpha}{\cos^2 \psi}, \quad (13.25)$$

поскольку в осевом сечении профиль витка червяка прямолинейный ($1/\rho_1 = 0$). В выражении (13.25) d_{v2} – делительный диаметр эквивалентного червячного колеса, определяемый выражением (12.13).

Приняв в формуле (13.21) $\alpha = 20^\circ$ и $\psi = 10^\circ$ и подставляя значения E_1 , E_2 , μ_1 , μ_2 , q и ρ_{np} , получим формулу *проверочного расчета по контактным напряжениям*

$$\sigma_H = 340 \sqrt{\frac{F_{t2}}{d_1 d_2}} K \leq [\sigma_H], \quad (13.26)$$

где σ_H выражено в МПа (Н/мм^2), F_{t2} – в Н, d_1 и d_2 – в мм.

Подставив в формулу (13.26) значения $d_1 = qt$, $d_2 = z_2m$, $m = 2a_w/(z_2 + q)$ и приняв из условия жесткости червяка $q \approx z_2/4$ и $K \approx 1$, получим формулу проектировочного расчета червячных передач:

$$a_w \geq 61 \sqrt[3]{\frac{T_2}{[\sigma_H]^2}}, \quad (13.27)$$

где $[\sigma_H]$ выражено в МПа (Н/мм^2); a_w – в мм; T_2 – в Н·мм.

При проектировочном расчете отношением q/z_2 задаются из соображений обеспечения минимальной неравномерности распределения нагрузки в зацеплении, которая существенно зависит от прогиба червяка. Величина прогиба червяка прямо пропорциональна диаметру колеса $d_2 = mz_2$ и обратно пропорциональна диаметру червяка $d_1 = tq$. В то же время увеличение q приводит к уменьшению ψ (13.6) и КПД передачи (13.16). Для силовых передач принимают $q/z_2 = 0,22 \dots 0,4$.

13.7. РАСЧЕТ ПО НАПРЯЖЕНИЯМ ИЗГИБА

Расчет зубьев червячного колеса на изгиб аналогичен расчету зубьев цилиндрических косозубых колес. Вследствие дугообразной формы зубьев их прочность на изгиб примерно на 30 % выше, чем зубьев косозубых колес. Поэтому в формулу для расчета на изгиб косозубой передачи (12.42) дополнительно вводится коэффициент Y_ε повышения прочности зубьев по напряжениям изгиба:

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\xi \varepsilon_\alpha} = \frac{1}{0,75 \cdot 1,8} = 0,74.$$

Коэффициент, учитывающий повышение изгибной прочности вследствие наклона контактной линии к основа-

нию зуба и неравномерного распределения нагрузки Y_β при среднем значении делительного угла подъема линии витка $\psi = 10^\circ$, будет иметь значение:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\psi^\circ}{140} = 0,93.$$

С учетом этих поправок, внесенных в формулу (12.42) введением коэффициентов Y_ε и Y_β , формула расчета на изгиб зубьев червячного колеса будет иметь вид:

$$\sigma_{F2} = 0,7Y_{F2} \frac{F_{t2}}{b_2 m} K \leq [\sigma_{F2}], \quad (13.28)$$

где коэффициент формы зубьев колеса Y_{F2} выбирают в зависимости от эквивалентного числа зубьев червячного колеса:

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \psi}. \quad (13.29)$$

13.8. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

При работе червячных передач выделяется большое количество теплоты. Мощность $P_1(1 - \eta)$, затраченная на трение в зацеплении, подшипниках, а также на размешивание и разбрызгивание масла, переходит в теплоту, которая нагревает масло, а оно отдает тепло в окружающую среду. Если теплоотвод недостаточен, масло перегреется и его свойства резко ухудшатся, что приведет к заеданию и выходу передачи из строя.

Тепловой расчет производится на основе теплового баланса, то есть равенства тепловыделения Q_B и теплоотдачи Q_0 ,

$$Q_B = Q_0. \quad (13.30)$$

Количество теплоты, выделяющееся в передаче в 1 секунду:

$$Q_B = (1 - \eta) P_1, \quad (13.31)$$

где η – КПД; P_1 – мощность на червяке, Вт:

$$P_1 = \frac{T_2 \omega_2}{\eta} = \frac{P_2}{\eta}, \quad (13.32)$$

где T_2 выражено в Нм; ω_2 – в рад/с.

Количество теплоты, отводимое наружной поверхностью корпуса в 1 с,

$$Q_0 = K_T (t_M - t_B) A, \quad (13.33)$$

где A – площадь поверхности корпуса (м^2), омываемая внутри маслом, а снаружи воздухом (днище не учитывается); t_B – температура воздуха, $t_B = 20^\circ$; t_M – температура масла, $^\circ\text{C}$; K_T – коэффициент теплопередачи, для чугунных корпусов $K_T = 9 \dots 17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

По условию теплового баланса (13.30)

$$(1 - \eta) P_1 = K_T (t_M - t_B) A, \quad (13.34)$$

откуда

$$t_M = t_B + \frac{(1 - \eta) P_1}{K_T A} \leq [t_M], \quad (13.35)$$

значение $[t_M]$ зависит от марки масла, обычно принимают $[t_M] = 80 \dots 95 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Контрольные вопросы

1. Каковы достоинства и недостатки червячных передач по сравнению с зубчатыми цилиндрическими?
2. Из каких материалов изготавливают червяки и венцы зубчатых колес? Какие факторы влияют на выбор материала?
3. Какие червяки имеют прямолинейный профиль в осевом сечении?

4. Что понимают под коэффициентом диаметра червяка?
5. Как связаны диаметры выступов и впадин с делительными диаметрами у червяка и колеса?
6. Чему равен расчетный модуль в червячной передаче?
7. Как связано межосевое расстояние червячной передачи с модулем зацепления?
8. Как связано передаточное число червячной передачи с геометрическими параметрами червяка и колеса?
9. Почему в червячной передаче возникает скорость скольжения, и каким образом она связана с окружными скоростями червяка и колеса?
10. Как зависит КПД червячной передачи от числа заходов червяка?
11. Как вычисляют КПД червячной передачи? Какие факторы влияют на значение КПД?
12. Какие силы действуют на червяк и червячное колесо? Как они направлены и как вычисляют их значения?
13. Почему для червячных передач опасен перегрев?
14. В чем сущность теплового расчета червячных передач?

ТЕМА 14. РЫЧАЖНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Рычажные передачи или силовые механические проводки предназначены для дистанционной передачи управляющих воздействий в виде перемещений и усилий. Рычажные передачи представляют собой механизмы, передающие и преобразующие движения, перемещения, скорости и силовые воздействия.

Конструктивными элементами рычажных передач являются тяги, качалки и рычаги. Поэтому рычажные передачи называют также передачами типа качалка – тяга.

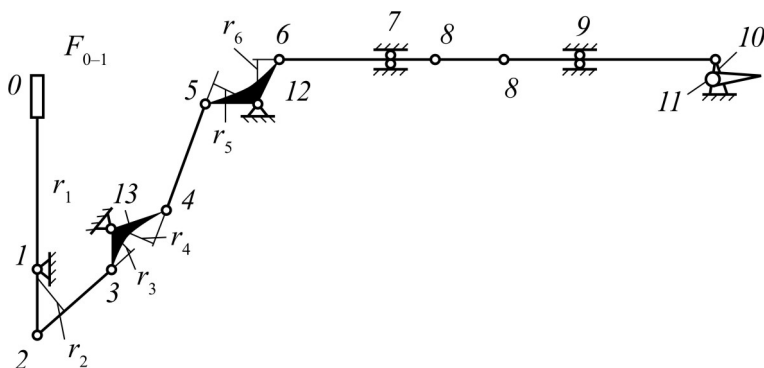


Рис. 14.1

Управляющее воздействие (рис. 14.1) F_{0-1} с рычага управления 0–2 (входное звено) передается на руль 11 с помощью возвратно-поступательного движения тяг 2–3, 4–5, 6–10, качательного движения рычага 1–2 и поворотных качалок 12, 13. Направляющие устройства (ролики) 7 и 9 используют для подвески тяг и создания требуемого направления сил в передаче.

Управляющие усилия в нейтральном положении, передаваемые звеньями механической проводки, определяются из соотношения

$$F_{0-1}H_0 = F_{(n-1)-n}H_{n-1}, \quad (14.1)$$

где F_{0-1} – входное усилие (входное воздействие); H_0 – суммарное перемещение (в обе стороны) входного звена $0-1$ в точке приложения силы F_{0-1} , мм; $F_{(n-1)-n}$ – усилие, передаваемое тягой $(n-1)-n$ механизма; H_{n-1} – суммарное перемещение в обе стороны соответствующего звена, $n = 3, 5, \dots, 2k + 1$; k – номер звена, $k = 0, 1, \dots, m$.

Для более точного определения передаваемых усилий по трассе механической проводки необходимо проанализировать кинематику механизма в двух крайних и нейтральном положениях. При известном входном усилии F_{0-1} значения усилий $F_{2-3}, \dots, F_{(n-1)-n}$, передаваемых тягами механической проводки, будут зависеть от величин плеч r_1, \dots, r_{n-1} соответствующих рычагов и качалок и определяются из равенства:

$$F_{2-3} = F_{0-1} \frac{r_1}{r_2}; \quad F_{4-5} = F_{2-3} \frac{r_3}{r_4}, \dots,$$

$$F_{(n-1)-n} = F_{(n-3)-(n-2)} \frac{r_{n-2}}{r_{n-1}}. \quad (14.2)$$

Величины плеч в крайних и нейтральных положениях механизма различны. При расчете на прочность тяг, рычагов и качалок используются максимальные значения усилий в тягах, определенные из вышеприведенных равенств.

Передаточное отношение i механизма «качалка – тяга» в нейтральном положении приближённо определяется из соотношения

$$i_{0-(n-1)} = \frac{H_0}{H_{n-1}}. \quad (14.3)$$

После проведения кинематического анализа и нахождения величины усилий в крайних положениях механизма передаточное отношение определяется более точно:

$$i_{0-(n-1)} = \frac{F_{0-1}}{F_{(n-1)-n}}. \quad (14.4)$$

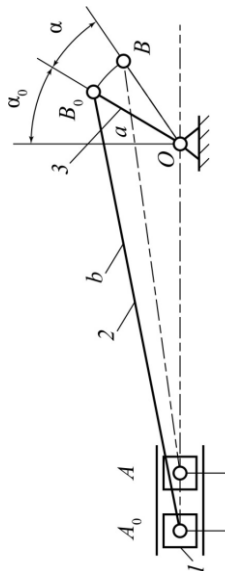
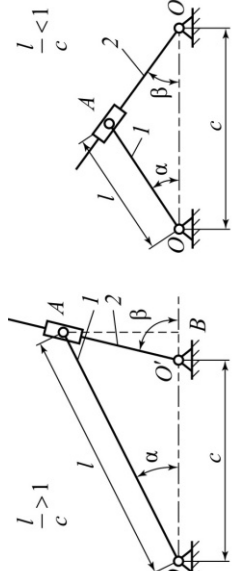
Основной особенностью рычажных передач является непостоянство передаточного отношения. Передаточное отношение можно считать постоянным только на определенном интервале работы, при заданных размерах деталей и их расположении. Для определения передаточного отношения при произвольных параметрах эксплуатации необходимо установить аналитическую зависимость между входными и выходными параметрами. В табл. 14.1 приведены общие выражения для передаточного числа типовых рычажных механизмов (ведущее звено – I , w – перемещение).

Основные *достоинства* рычажных передач – простота конструкции; малогабаритность; надежность; более высокий КПД, чем у зубчатых и кулачковых передач; высокая точность передачи движения.

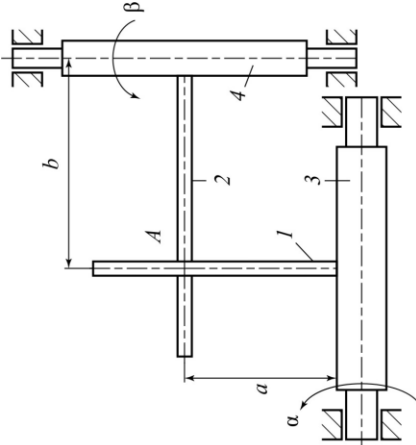
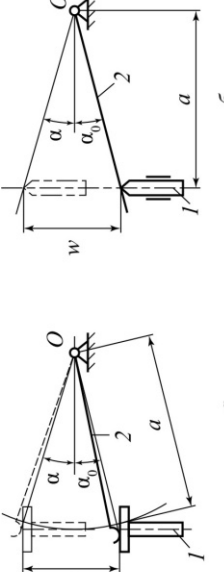
Недостатки – ограниченность угловых и линейных перемещений; зазоры в шарнирах, снижающих точность передачи.

Конструирование тяг в рычажных передачах типа «качалка – тяга» сводится к определению длины и сечения трубчатой части тяги из прочностных расчетов на устойчивость и растяжение.

Таблица 14.1

Тип механизма	Схема	Назначение	Передающее число
<p>1</p> <p>Кривошипно-ползунный механизм (1 – ползун, 2 – шатун, 3 – кривошип)</p>	<p>2</p> 	<p>3</p> <p>Преобразование возвратно-поступательного движения во вращательное и наоборот</p>	<p>4</p> $i = \frac{d\alpha(a, b, w)}{dw}$
<p>Кулисный механизм (1 – кривошип, 2 – кулиса)</p>		<p>Передача вращательного движения с одной оси на другую</p>	$i = \frac{d\beta(l, c, a)}{d\alpha}$

Окончание табл. 14.1

1	2	3	4
<p>Поводковый механизм (1, 2 – поводки, 3, 4 – валики)</p>		<p>Преобразование вращательного движения из одной плоскости в другую</p>	$i = \frac{d\beta(a, b, \alpha)}{d\alpha}$
<p>Синусный (а) и тангенсный (б) механизмы (1 – толкатель, 2 – рычаг)</p>		<p>Преобразование поступательного движения во вращательное</p>	$i = \frac{d\alpha(a, \alpha_0, w)}{dw}$

Контрольные вопросы

1. Какие передачи называют рычажными?
2. Какие достоинства имеет рычажная передача?
3. Для чего предназначены кривошипно-ползунный, кулисный, поводковый, синусный и тангенсный механизмы? Как вычисляют их передаточные числа?
4. Какие прочностные расчеты используются для определения длины и сечения трубчатых частей тяг в рычажных передачах типа «качалка – тяга»?

ТЕМА 15. ПЕРЕДАЧА «ВИНТ – ГАЙКА»

Передача «винт – гайка» (рис. 15.1) предназначена для преобразования вращательного движения в поступательное.

Передаточное отношение передачи «винт – гайка» определяется отношением окружного перемещения маховичка S_M к перемещению винта S_B :

$$i = \frac{S_M}{S_B} = \frac{\pi d_M}{P_h}, \quad (15.1)$$

где d_M – диаметр маховика; P_h – ход винта.

Зависимость между окружной силой на маховичке F_t и осевой силой F_a на винте имеет вид

$$F_a = F_t \cdot i \cdot \eta, \quad (15.2)$$

где η – КПД винтовой пары.

Выражение (15.2) получено из равенства работ на маховичке и винте $F_t S_M \eta = F_a S_B$.

Достоинства передачи: простота конструкции, компактность при высокой нагрузочной способности, высокая надежность, большой выигрыш в силе, возможность обеспечения медленных перемещений с большой точностью.

Недостатки передачи: повышенный износ резьбы вследствие большого трения, низкий КПД.

Скорость поступательного движения винта, м/с,

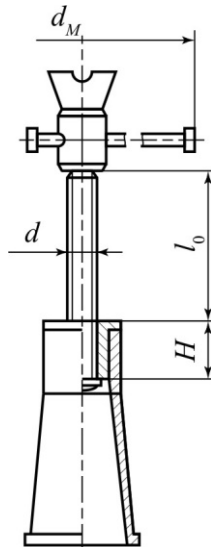


Рис. 15.1

$$V = \frac{P_h n}{60\,000}, \quad (15.3)$$

где n – частота вращения, об/мин.

Развиваемая передачей осевая сила F_a связана с вращающим моментом T зависимостью

$$F_a = \frac{2\pi T \eta}{P_h}. \quad (15.4)$$

В передачах «винт – гайка» скольжения $\eta = 0,25 - 0,35$.

Передача «винт – гайка» применяется для создания больших осевых усилий в домкратах, прессах, тисках, а также для точных перемещений в механизмах подачи станков и в измерительных приборах.

Основным критерием работоспособности резьбы в передачах «винт – гайка» является износостойкость. В целях уменьшения износа применяют антифрикционные пары металлов (сталь – бронза, сталь – чугун и др.). Для уменьшения трения целесообразно применять многозаходные резьбы с большим углом подъема винтовой линии при соблюдении условия самоторможения.

Условие износостойкости витков (расчет по удельным давлениям):

$$q = \frac{F_a}{\pi d_2 h z} \leq [q], \quad (15.5)$$

где $[q]$ – среднее допускаемое давление между рабочими поверхностями витков винта и гайки; d_2 – средний диаметр резьбы; h – рабочая высота профиля, z – число витков в гайке высотой H .

Для проектного расчета формулу (15.5) целесообразно преобразовать, заменив $z = H/p$, где H – высота гайки, p – шаг резьбы, и обозначив ψ_H – коэффициент высоты гайки, $\psi_H = H/d_2$; ψ_h – коэффициент высоты резьбы, $\psi_h = h/p$.

Для проектного расчета получим:

$$d_2 = \sqrt{\frac{F_a}{\pi \psi_H \psi_h [q]}}, \quad (15.6)$$

где $\psi_h = 0,5$ – для трапецеидальной и прямоугольной резьбы, $\psi_h = 0,75$ – для упорной резьбы; $\psi_H = 1,2 \dots 2,5$.

Сильно нагруженные винты проверяют на прочность по условию:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_k^2} = \sqrt{\left(\frac{4N}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{M_k}{0,2d_1^3}\right)^2} \leq [\sigma], \quad (15.7)$$

где $\sigma_{\text{экв}}$ – эквивалентные напряжения в опасной точке винта; N и M_k – продольная сила и крутящий момент в опасном сечении винта, d_1 – внутренний диаметр резьбы.

Сжатые винты проверяют на устойчивость по условию:

$$S_y = \frac{\sigma_{\text{кр}}}{\sigma} \geq [S_y], \quad (15.8)$$

где S_y – расчетный коэффициент запаса устойчивости; $[S_y]$ – допускаемый (требуемый) коэффициент запаса устойчивости; для грузовых и ходовых винтов принимают $[S_y] = 4 \dots 5$; σ – расчетное напряжение в поперечном сечении винта, $\sigma = 4N / \pi d_1^2$; $\sigma_{\text{кр}}$ – критическое напряжение, возникающее в поперечном сечении винта.

Величина $\sigma_{\text{кр}}$ определяется в зависимости от гибкости винта λ ,

$$\lambda = \frac{\mu l}{i}, \quad (15.9)$$

где l – длина винта (для винтов, у которых второй опорой служит гайка, l равно расстоянию между опорой и серединой

гайки); $i = (2/d_1)\sqrt{(J/\pi)}$ – радиус инерции поперечного сечения винта; J – момент инерции поперечного сечения винта; μ – коэффициент приведения длины, учитывающий способ закрепления концов винта ($\mu = 1$ – оба конца оперты шарнирно; $\mu = 2$ – один конец свободен, другой заделан; $\mu = 0,7$ – один конец заделан, другой закреплен шарнирно; $\mu = 0,5$ – оба конца заделаны).

В зависимости от метода определения $\sigma_{кр}$ при расчете на устойчивость винты делятся на три группы:

1-я группа. Винты большой гибкости, для которых должно соблюдаться условие $\lambda \geq \lambda_{пред}$, где $\lambda_{пред}$ – предельная гибкость для материала винта, при которой критическое напряжение в поперечном сечении винта равно пределу пропорциональности. Для этой группы винтов критическое напряжение определяют по формуле Эйлера

$$\sigma_{кр} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}, \quad (15.10)$$

где E – модуль продольной упругости материала винта.

2-я группа. Винты средней гибкости, для которых должно соблюдаться условие $\lambda_0 \leq \lambda \leq \lambda_{пред}$, где λ_0 – гибкость, при которой критическое напряжение в поперечном сечении винта равно пределу текучести σ_T . Для этой группы винтов критическое напряжение определяют по формуле Ясинского

$$\sigma_{кр} = a - b\lambda, \quad (15.11)$$

где a и b – эмпирические коэффициенты, имеющие размерность напряжения и зависящие от материала винта.

3-я группа. Винты малой гибкости, для которых соблюдается условие $\lambda < \lambda_0$. Для этой группы винтов принимают $\sigma_{кр} = \sigma_T$, то есть нет надобности в специальном расчёте на устойчивость.

Контрольные вопросы

1. Для чего предназначена передача «винт – гайка»?
2. Какой материал считается лучшим для гайки?
3. Какой способ повышения КПД передачи «винт – гайка» скольжения является наиболее эффективным?
4. Как связана скорость поступательного движения винта с ходом резьбы и частотой вращения винта?

ТЕМА 16. ВАЛЫ И ОСИ

16.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Валы – детали, предназначенные для передачи вращающего момента, поддержания установленных на них деталей и восприятия сил, действующих на эти детали. При работе вал испытывает напряжение изгиба и кручения, а в некоторых случаях – растяжения или сжатия.

Ось только поддерживает установленные на ней детали и воспринимает действующие на них силы. Оси могут быть неподвижными, а могут вращаться вместе с расположенными на них деталями.

По форме геометрической оси валы делятся на прямые, коленчатые и гибкие. Коленчатые и гибкие валы относятся к специальным деталям и в настоящем курсе не рассматриваются.

Прямые валы могут быть гладкими и ступенчатыми, сплошными и полыми. По внешнему очертанию поперечного сечения (рис. 16.1) валы разделяют на шлицевые (*а*) и шпоночные (*б*), имеющие на некотором участке длины соответствующий профиль.

Форма вала по длине является ступенчатой, приближаясь к форме тела равного сопротивления изгибу.

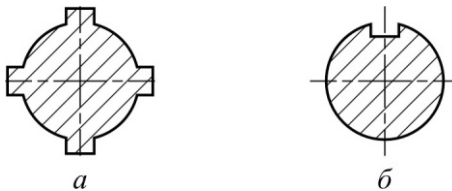


Рис. 16.1

Переходные участки между ступенями (рис. 16.2) выполняют с галтелью постоянного радиуса (*а*); с галтелью переменного радиуса (*б*); с канавкой со скруглением для выхода шлифовального круга (*в*).

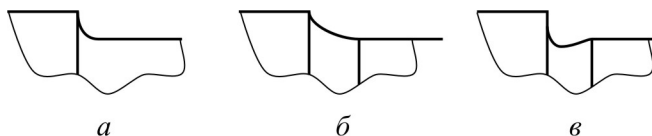


Рис. 16.2

Основными конструктивными элементами валов и осей являются цапфы, которые подразделяются на шипы, шейки и пяты (рис. 16.3, 16.4).

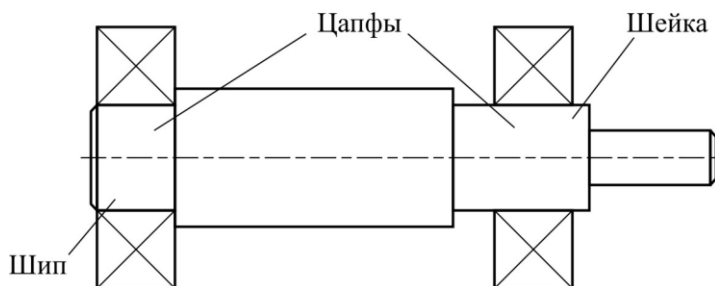


Рис. 16.3

Цапфами называются участки вала (оси), лежащие в опорах.

Шип – цапфа, расположенная на конце вала (оси), передающая в основном радиальную нагрузку.

Шейка – цапфа, расположенная в средней части вала. Опорами для шипов и шеек являются подшипники.

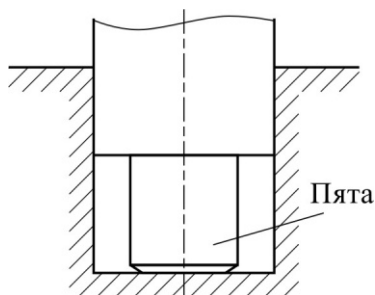


Рис. 16.4

Пята – цапфа, передающая осевую нагрузку. Опорами для пят являются подпятники.

16.2. РАСЧЕТ ВАЛОВ НА ПРОЧНОСТЬ

Основными критериями работоспособности валов являются прочность и жесткость. В отдельных случаях валы рассчитывают на устойчивость и колебания.

Для расчета на прочность валов строят эпюры изгибающих и крутящих моментов.

Прочность оценивают коэффициентом запаса S_T при расчете на статическую прочность, S – на сопротивление усталости. Жесткость оценивают прогибом, углами поворота или углами закручивания сечений.

Основным расчетом является расчет на сопротивление усталости от циклически изменяющихся напряжений изгиба и кручения.

Примерная схема быстроходного вала представлена на рис. 16.5.

Проектировочный расчет валов выполняют на статическую прочность с целью определения диаметров ступеней. В начале расчета является известным только вращающий мо-

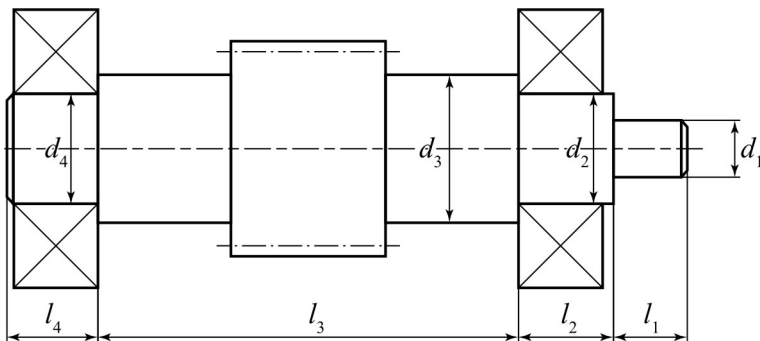


Рис. 16.5

мент T , изгибающий момент возможно определить только после разработки конструкции вала. Поэтому проектировочный расчет вала выполняют условно только на кручение, а влияние на прочность вала изгиба, концентрации напряжений и характера изменения нагрузки компенсируют понижением допускаемого напряжения $[\tau_k]$ на кручение.

Результатом проектировочного расчета является определение диаметра концевой участка:

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau_k]}}. \quad (16.1)$$

Проверочный расчет валов выполняют по их расчетной схеме. Условные опоры располагают на середине ширины радиальных подшипников качения (рис. 16.6, *a*) и в точке пересечения перпендикуляра к линии контакта между телом качения и наружным кольцом с осью вала (рис. 16.6, *б*) для радиально-упорных.

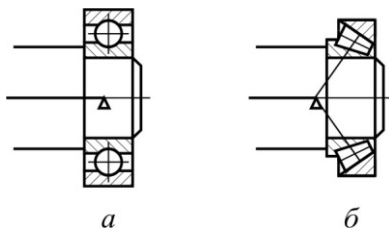


Рис. 16.6

Порядок расчета валов на прочность включает следующие этапы (рис. 16.7):

1. Составление расчетной схемы, на которой указываются все внешние силы в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

2. Определение реакций опор в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

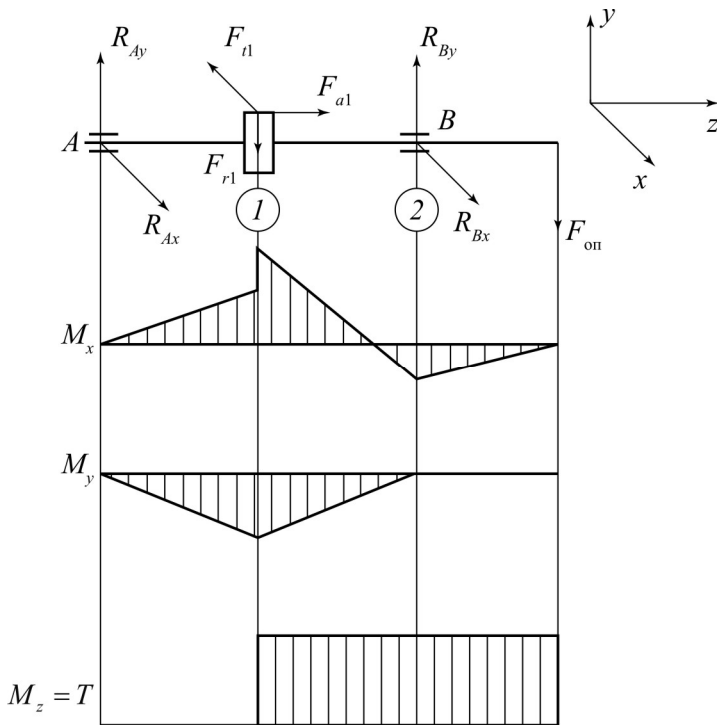


Рис. 16.7

3. Построение эпюр изгибающих моментов в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

4. Построение эпюры крутящих моментов.

5. Установление опасных сечений валов.

На рис. 16.7 F_{t1} , F_{r1} , F_{a1} – тангенциальная, радиальная и осевая силы быстроходного вала редуктора; F_{on} – сила от открытой передачи; R_A и R_B – реакции опор; M_x и M_y – изгибающие моменты; M_z – крутящий момент, $M_z = T$.

Исходя из эпюр моментов, размеров и формы поперечных сечений вала, наличия концентраторов напряжений, устанавливают опасные сечения. Опасными для представленной расчетной схемы быстроходного вала редуктора являются

ся сечения 1 и 2. В сечении 1 суммарный момент имеет максимальное значение, сечение 2 находится в месте установки подшипника качения, внутреннее кольцо которого при посадке на вал с натягом создает концентрацию напряжений. После определения опасных сечений для них выполняется расчет на прочность.

Проверку статической прочности выполняют в целях предупреждения пластических деформаций в период действия кратковременных перегрузок, например, при пуске, разгоне, срабатывании предохранительного устройства и т.д. В расчете используют коэффициент перегрузки

$$K_{\Pi} = \frac{T_{\max}}{T}, \quad (16.2)$$

где T_{\max} – максимальный кратковременно действующий вращающий момент (момент перегрузки), T – номинальный или расчетный вращающий момент.

Для расчета на статическую прочность определяют нормальные σ и касательные τ напряжения в опасных сечениях при действии максимальных нагрузок,

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W}; \quad \tau = \frac{M_{\text{кmax}}}{W_{\text{к}}}, \quad (16.3)$$

где M_{\max} – суммарный изгибающий момент, $M_{\max} = K_{\Pi} \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$; $M_{\text{кmax}}$ – крутящий момент, $M_{\text{кmax}} = T_{\max} = K_{\Pi} T$; W и $W_{\text{к}}$ – моменты сопротивления вала при расчете на изгиб и кручение.

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$S_{T\sigma} = \frac{\sigma_T}{\sigma}; \quad S_{T\tau} = \frac{\tau_T}{\tau}, \quad (16.4)$$

где σ_T и τ_T – пределы текучести материала при изгибе и кручении.

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести при совместном действии нормальных и касательных напряжений

$$S_T = \frac{S_{T\sigma} S_{T\tau}}{\sqrt{S_{T\sigma}^2 + S_{T\tau}^2}}. \quad (16.5)$$

Статическая прочность обеспечена, если

$$S_T \geq [S_T], \quad (16.6)$$

где $[S_T] = 1,3 \dots 2,0$.

Расчет на сопротивление усталости производится по максимальной из длительно действующих нагрузок. Вследствие вращения вала напряжения изгиба в различных точках изменяются по симметричному циклу (рис. 16.8, а). Напряжения кручения пропорциональны вращающему моменту и изменяются по отнулевому циклу (рис. 16.8, б). Выбор отнулевого цикла для напряжений кручения основан на том, что валы передают переменные по значению, но постоянные по направлению вращающие моменты.

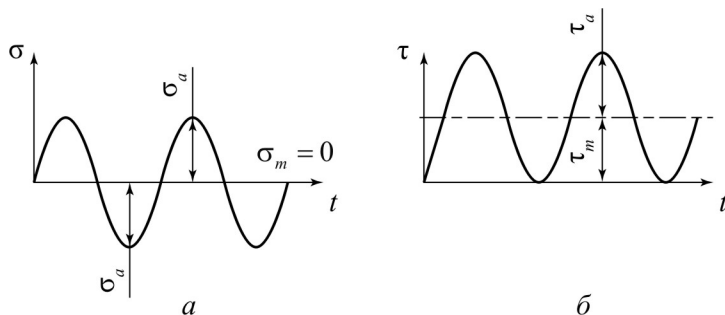


Рис. 16.8

Расчет выполняется в форме проверки коэффициента запаса прочности в опасных сечениях:

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S]. \quad (16.7)$$

Коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям S_σ , S_τ вычисляются по формулам, полученным из (2.3), (2.8), (2.9) при $K_F = 1$:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma} K_v} \sigma_a}; \quad S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{K_{d\tau} K_v} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}, \quad (16.8)$$

где σ_a , τ_a – амплитуды напряжений; τ_m – средние напряжения; ψ – коэффициент чувствительности к асимметрии цикла; K_d и K_v – коэффициенты влияния абсолютных размеров вала и состояния поверхности.

Контрольные вопросы

1. Какая разница между валом и осью?
2. С какой целью проводится термообработка цапф валов?
3. Из каких материалов изготавливают валы и оси?
4. Каковы конструктивные и технологические способы повышения предела выносливости вала?
5. Какие способы используют для передачи вращающего момента от вала к насаженной на него детали?
6. Каковы основные критерии работоспособности валов и осей, и какими параметрами они оцениваются?
7. Каковы наиболее частые причины выхода валов из строя?

8. Какими способами повышают изгибную прочность валов?
9. Почему валы рассчитывают на сопротивление усталости даже при постоянной нагрузке?
10. Что является причиной колебаний валов?
11. По какому циклу изменяются напряжения в материале вращающихся осей и валов?
12. По каким напряжениям рассчитывают на прочность валы и оси? Какие основные нагрузки определяют выносливость валов и осей?
13. Как определяется коэффициент запаса выносливости в опасном сечении вала?
14. Какие приемы используют для осевого фиксирования деталей на валу?
15. Какова цель проектного расчета, как он производится, и какой диаметр вала при этом определяют?
16. Как рассчитываются максимальные напряжения изгиба и кручения в сечении вала?

ТЕМА 17. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

17.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Подшипники являются опорами валов и осей. Они воспринимают нагрузки, приложенные к валу или оси, и передают их на корпус машины.

Подшипники качения (рис. 17.1) представляют собой готовый узел, состоящий из следующих элементов: 1 – тела качения; 2, 3 – наружное и внутреннее кольца; 4 – сепаратор – обойма, удерживающая тела качения на одинаковом расстоянии друг от друга.

Достоинства: сравнительно малая стоимость вследствие массового производства подшипников, малые потери на трение и незначительный нагрев, высокая степень заменяемости, малый расход смазочного материала.

Недостатки: высокая чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам вследствие большой жесткости конструкции, малая надежность в высокоскоростных приводах из-за чрезмерного нагрева и опасности разрушения сепаратора от действия центробежных сил, сравнительно большие радиальные размеры, шум при больших скоростях.

По форме тел качения (рис. 17.2) подшипники разделяют на шариковые (а), роликовые (б – е): с цилиндрическими (б), коническими (в), бочкообразными (г), игольчатыми (д), витыми (е) роликами.

По направлению воспринимаемой нагрузки (рис. 17.3) подшипники делятся на *радиальные* (а, б, в), *радиально-упорные* (г, д), *упорно-радиальные* и *упорные* (е).

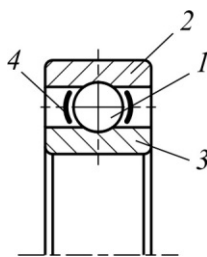


Рис. 17.1

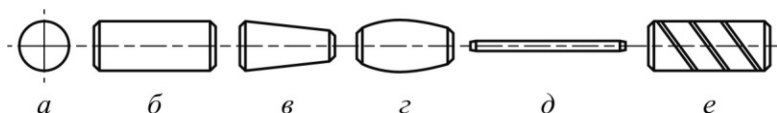


Рис. 17.2

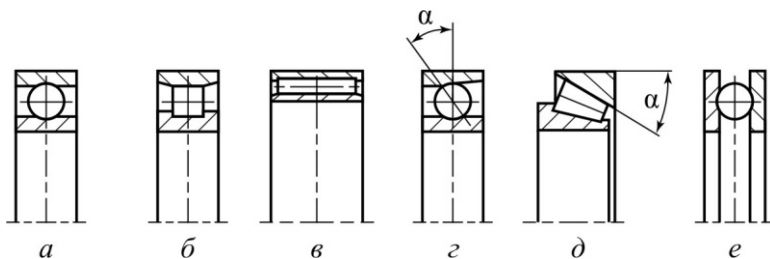


Рис. 17.3

Шариковый радиальный подшипник (см. рис. 17.3, а) предназначен для радиальной нагрузки. Желобчатые дорожки качения позволяют воспринимать и небольшие осевые нагрузки.

Роликовый радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами (см. рис. 17.3, б) воспринимает только радиальную нагрузку, допускает осевое взаимное смещение колец, применяется в качестве «плавающих» опор в шевронных передачах.

Роликовый радиальный подшипник с игольчатыми роликами (см. рис. 17.3, в) воспринимает только радиальную нагрузку, позволяет уменьшить радиальные габариты при значительных нагрузках.

Шариковый радиально-упорный подшипник (см. рис. 17.3, г) воспринимает одновременно радиальную и одностороннюю осевую нагрузку.

Роликовый конический радиально-упорный подшипник (см. рис. 17.3, д) также воспринимает одновременно радиаль-

ную и одностороннюю осевую нагрузку. Удобен при сборке, разборке и регулировании зазоров.

Шариковый упорный одинарный подшипник (см. рис. 17.3, е) воспринимает только одностороннюю осевую нагрузку. Плохо работает при высоких скоростях вследствие воздействия на шарики центробежных сил.

По числу рядов тел качения подшипники бывают *однорядные* и *много-рядные*.

По способности воспринимать перекосы их разделяют на *самоустанавливающиеся* или *сферические* (рис. 17.4), а также *несамоустанавливающиеся* подшипники.



Рис. 17.4

По габаритным размерам подшипники разделяют на *серии*.

Для каждого типа подшипника при одном и том же внутреннем диаметре имеются различные серии, отличающиеся размерами колец и тел качения.

В зависимости от размера наружного диаметра подшипника серии подразделяются на *сверхлегкие, особо легкие, легкие, средние и тяжелые*.

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

Точность размеров и формы деталей подшипников регламентируется *классом точности*. Нормальный класс точности обозначается цифрой 0, которая не проставляется при маркировке. Сверхвысоким классом точности является 2, затем в порядке понижения точности следуют 4, 5, 6 и 0.

Подшипники качения маркируют нанесением на торец колец ряда цифр и букв, условно обозначающих *внутренний диаметр, серию, тип, конструктивные особенности, класс точности* и др. *Две первые цифры* справа обозначают его

внутренний диаметр d . Для подшипников с $d = 20 \dots 495$ мм размер внутреннего диаметра определяется умножением цифр на 5. *Третья цифра* справа обозначает серию диаметров: особо легкая серия – 1, легкая – 2, средняя – 3, тяжелая – 4. *Четвертая цифра* справа обозначает тип подшипника: шариковый радиальный – 0, роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами – 2, шариковый радиально-упорный – 6, конический роликовый – 7 и т.д. *Пятая и шестая цифры* справа обозначают конструктивные особенности подшипника. *Седьмая цифра* справа обозначает серию ширин.

17.2. ВИДЫ РАЗРУШЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ И КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ

Основными причинами потери работоспособности подшипников качения являются

- *усталостное выкрашивание* рабочих поверхностей тел качения и беговых дорожек колец;
- *пластические деформации* тел и дорожек качения;
- *задиры* рабочих поверхностей качения;
- *абразивный износ* вследствие плохой защиты от попадания пыли;
- *разрушение сепараторов* от действия центробежных сил;
- *раскалывание колец и тел качения.*

Основными критериями работоспособности подшипников качения являются долговечность по усталостному выкрашиванию (динамическая грузоподъемность) и статическая грузоподъемность по пластическим деформациям.

Расчет на долговечность (динамическую грузоподъемность) выполняют для подшипников, вращающихся с угловой скоростью $\omega \geq 0,1$ рад/с. Невращающиеся подшипники или медленно вращающиеся с $\omega < 0,1$ рад/с рассчитывают на статическую грузоподъемность.

Статической грузоподъемностью подшипника называют нагрузку C_0 , которая вызывает общую остаточную деформацию наиболее нагруженного тела качения с дорожкой качения, равную $10^{-4} D_w$, где D_w – диаметр тела качения.

Динамической грузоподъемностью подшипника называют нагрузку C_r , которую подшипник с неподвижным наружным кольцом может воспринимать в течение одного миллиона оборотов.

Под грузоподъемностью радиальных и радиально-упорных подшипников понимают радиальную нагрузку, упорно-радиальных и упорных – осевую.

17.3. РАСЧЕТ НА ДИНАМИЧЕСКУЮ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬ И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Расчетная долговечность работы подшипника, ч,

$$L_{h \text{ расч}} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^p, \quad (17.1)$$

где C_r – динамическая грузоподъемность из каталога подшипников, Н; n – частота вращения кольца, об/мин; R_E – эквивалентная динамическая нагрузка, Н; показатель степени $p = 3$ для шариковых и $p = 10/3$ для роликовых подшипников.

Расчетная динамическая грузоподъемность, Н,

$$C_{r \text{ расч}} = R_E \sqrt[p]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{10^6}}, \quad (17.2)$$

где L_h – продолжительность работы передачи (подшипника), ч.

Эквивалентная динамическая нагрузка R_E учитывает характер и направление действующих на подшипник нагрузок, условия работы и тип подшипника. Для радиальных и радиально-упорных подшипников

$$R_E = (XVR_r + YR_a) K_\delta K_T, \quad (17.3)$$

где R_r – радиальная нагрузка на подшипник (суммарная опорная реакция), Н; R_a – осевая нагрузка подшипника (осевая реакция опоры), Н; V – коэффициент вращения ($V = 1$ при вращении внутреннего кольца подшипника и $V = 1,2$ – наружного); K_δ – коэффициент безопасности (1...2,5); K_T – коэффициент, учитывающий влияние температуры (1...1,4); X , Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок.

Осевая реакция R_a не оказывает влияния на эквивалентную нагрузку R_E , пока отношение R_a/VR_r не превысит значения e – коэффициента осевого нагружения.

При расчете радиально-упорных подшипников необходимо учитывать осевые составляющие R_s реакций подшипников, возникающие под действием радиальных нагрузок R_r (рис. 17.5).

Для конических роликовых подшипников

$$R_s = 0,83eR_r. \quad (17.4)$$

Расчетная осевая нагрузка R_a на каждый из двух радиально-упорных подшипников вала определится из табл. 17.1.

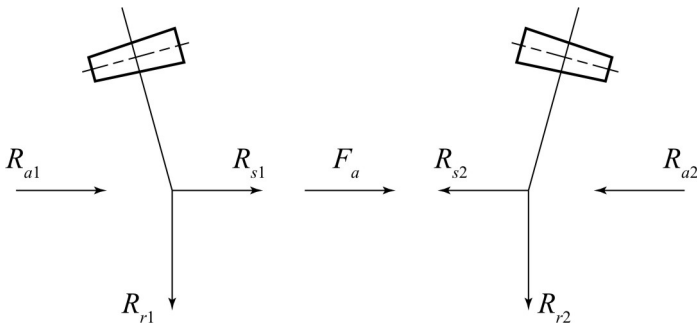


Рис. 17.5

Таблица 17.1

Вариант	Соотношение сил	Расчетная осевая нагрузка
1	$R_{s1} > R_{s2}; F_a \geq 0$	$R_{a1} = R_{s1}$
2	$R_{s1} < R_{s2}; F_a \geq R_{s2} - R_{s1}$	$R_{a2} = R_{s1} + F_a$
3	$R_{s1} < R_{s2}; F_a < R_{s2} - R_{s1}$	$R_{a2} = R_{s2}$ $R_{a1} = R_{s2} - F_a$

Выражения, представленные в табл. 17.1, получены из условия равновесия:

$$R_{s1} + F_a - R_{a2} = 0$$

и из условия «нераздвижения колец» подшипников:

$$R_{a1} \geq R_{s1}; R_{a2} \geq R_{s2}.$$

При переменных режимах нагрузки (рис. 17.6) эквивалентная динамическая нагрузка определяется соотношением

$$R_{EV} = R_E \sqrt[p]{\sum_{i=1}^N \left[\left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^p \frac{t_i}{L_h} \right]}, \quad (17.5)$$

где T_{\max} – максимальный из моментов, которые учитываются при расчете на усталость (на рис. 17.6 $T_{\max} = T_1$), t_i – время работы, соответствующее моменту T_i . $T_{\text{пуск}}$ при работе не учитывается, так как из-за небольшого числа циклов не вызывает усталости.

Пригодность выбранного подшипника следует из условий:

$$L_{h \text{ расч}} \geq L_h, \quad (17.6)$$

$$C_r \text{ расч} \leq C_r. \quad (17.7)$$

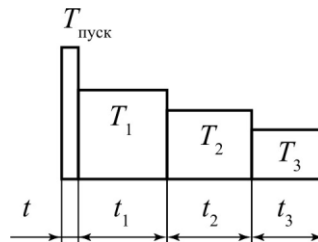


Рис. 17.6

17.4. УПЛОТНЯЮЩИЕ УСТРОЙСТВА В УЗЛАХ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Внешние уплотняющие устройства (рис. 17.7) предназначены для защиты подшипников от пыли и грязи извне, а также предупреждения вытекания смазки из подшипниковых узлов.

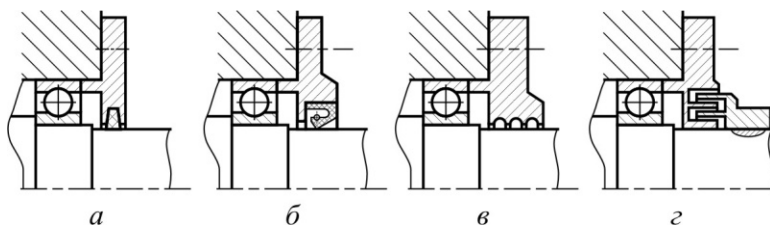


Рис. 17.7

Внешние уплотняющие устройства разделяют на контактные и бесконтактные.

К *контактным* относятся *сальниковые* (см. рис. 17.7, а) и *манжетные* (см. рис. 17.7, б) уплотнения. Манжета (см. рис. 17.7, б) состоит из корпуса, изготовленного из маслостойкой резины; каркаса, представляющего собой стальное кольцо Г-образного сечения, придающего жесткость манжете; браслетной пружины, прижимающей к валу рабочую часть манжеты. Контактные уплотняющие устройства обладают высокой надежностью и хорошими уплотняющими свойствами, но создают потери от трения уплотняющих элементов и вала.

К *бесконтактным* относятся *щелевые* (см. рис. 17.7, в) и *лабиринтные* (см. рис. 17.7, г) уплотнения, не вызывающие потерь на трение. Защита подшипников бесконтактными уплотняющими устройствами осуществляется за счет сопротивления проникновению грязи и вытеканию через узкие щели.

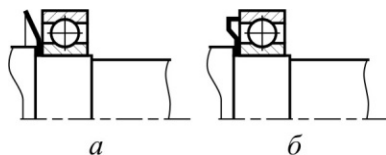


Рис. 17.8

Внутренние уплотняющие устройства (рис. 17.8) предназначены для защиты подшипников качения от лишней смазки и загрязнения продуктами износа зубьев из общей масляной ванны.

В качестве внутренних уплотняющих устройств применяют *маслоотражательные* (см. рис. 17.8, *а*) и *фасонные* (см. рис. 17.8, *б*) *шайбы*.

В ответственных конструкциях применяют комбинированные уплотнения в различных сочетаниях.

Контрольные вопросы

1. Каковы достоинства и недостатки подшипников качения?
2. Из каких материалов изготавливают тела качения, кольца и сепараторы?
3. Как классифицируются подшипники качения по направлению воспринимаемой нагрузки, форме тел качения и габаритным размерам?
4. Какую нагрузку воспринимают шариковые радиальные и радиально-упорные подшипники, роликовые радиальные подшипники с короткими цилиндрическими и игольчатыми роликами, конические радиально-упорные подшипники?
5. Каковы особенности конструкции и работы сферических и игольчатых подшипников? Где они применяются?
6. Какие цифры используются для обозначения классов точности подшипников?

7. Какие подшипники можно использовать в плавающих опорах, допускающих осевое перемещение вала?
8. Каковы основные причины выхода из строя подшипников качения?
9. Что такое статическая и динамическая грузоподъемность подшипников качения?
10. По каким критериям подбирают подшипники качения?
11. Как вычисляют эквивалентную динамическую нагрузку на подшипник при действии радиальной и осевой сил?
12. Как изменится долговечность подшипника, если при его работе будет вращаться не внутреннее, а наружное кольцо?
13. Какие уплотняющие устройства применяют в узлах подшипников качения?
14. Каково назначение маслоотражательных и фасонных шайб?
15. Какие уплотняющие устройства относятся к контактными, а какие – к бесконтактным?
16. Для чего применяют внешние и внутренние уплотняющие устройства?
17. Какие уплотнения наиболее эффективны при высоких скоростях?

ТЕМА 18. ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

18.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Основным элементом *подшипника скольжения* является вкладыш *1*, установленный в корпусе подшипника *2*. Для подачи смазки на поверхности контакта вкладыша и цапфы предусмотрено смазывающее устройство *3*.

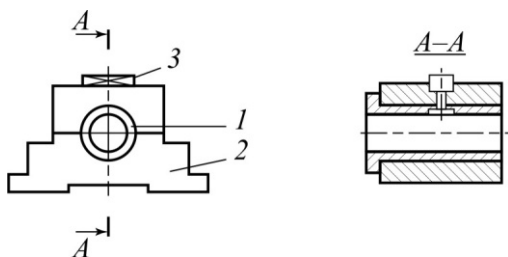


Рис. 18.1

Подшипники скольжения делятся на *разъемные* и *неразъемные*. Основное применение имеют разъемные подшипники, облегчающие монтаж валов.

В зависимости от направления воспринимаемой нагрузки подшипники скольжения подразделяются на *радиальные* (*а*), *упорные* (*б*) и *радиально-упорные* (*в*, *г*).

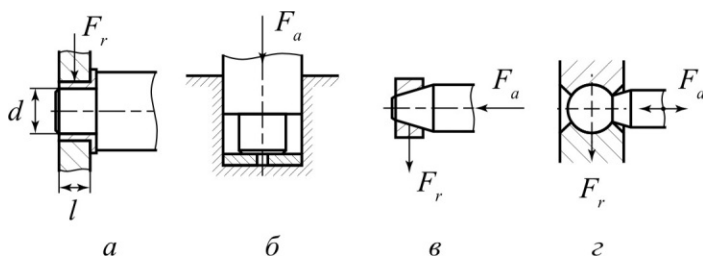


Рис. 18.2

Достоинства: надежно работают в высокоскоростных приводах, в то время как подшипники качения в этих условиях имеют низкую долговечность; способны воспринимать большие ударные и вибрационные нагрузки вследствие демпфирующего действия масляного слоя; способны работать в воде и агрессивных средах; могут быть использованы для валов больших диаметров; работают бесшумно; разъемные подшипники при ремонте не требуют демонтажа муфт, шкивов.

Недостатки: требуют постоянного надзора из-за высоких требований к смазыванию и опасности нагрева; значительные потери на трение в период пуска и останова; большие осевые размеры; большой расход смазочного материала.

18.2. РЕЖИМЫ СМАЗКИ В ПОДШИПНИКАХ СКОЛЬЖЕНИЯ

В подшипниках скольжения может быть полужидкостная и жидкостная смазка, переходящая последовательно одна в другую по мере возрастания угловой скорости вала от нуля до определенного значения.

В состоянии покоя (рис. 18.3, *а*) и в начале пускового периода работу подшипника характеризует *границная смазка*, при которой трущиеся поверхности не разделены слоем смазочного материала, но на поверхности цапфы и вкладыша имеется тонкая адсорбированная пленка толщиной до 0,1 мкм.

Вращающийся вал увлекает смазочный материал в клиновой зазор между цапфой и вкладышем и создает гидродинамическую подъемную силу, которая поднимает цапфу, и вал всплывает (рис. 18.3, *б*). По мере увеличения скорости толщина смазывающего слоя увеличивается, но отдельные микровыступы трущихся поверхностей задевают при вращении друг друга. Работу подшипника в этот период характеризует режим *полужидкостной смазки*.

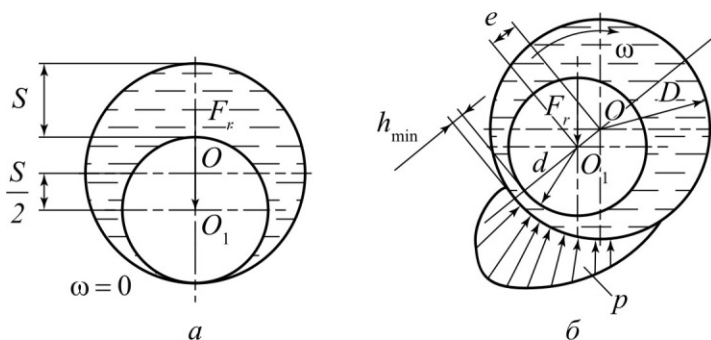


Рис. 18.3

Граничную и полужидкостную смазку объединяют одним понятием – *несовершенная смазка*.

Жидкостной называется *смазка* (рис. 18.4), при которой появляется сплошной устойчивый слой масла 1 толщиной h , полностью разделяющий шероховатости R_{z1} и R_{z2} цапфы 2 и вкладыша 3.

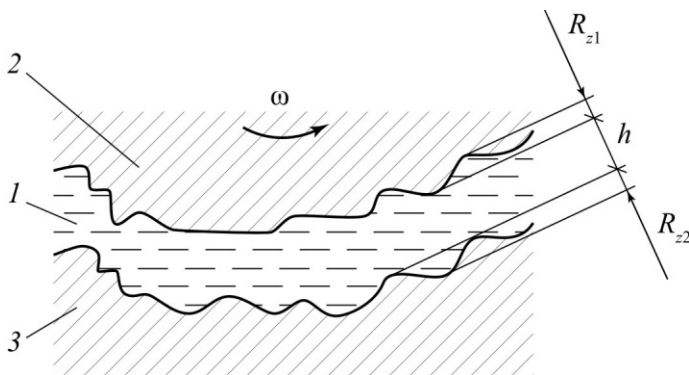


Рис. 18.4

Жидкостная смазка возникает лишь в специальных подшипниках при соблюдении определенных условий. Большинство подшипников скольжения работает в условиях полужидкостной смазки, в периоды пуска и останова – в условиях граничной смазки.

18.3. ВИДЫ РАЗРУШЕНИЯ И КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ

Работа подшипников качения сопровождается абразивным изнашиванием вкладышей и цапф, заеданием и усталостным выкрашиванием.

Абразивное изнашивание возникает вследствие попаданий со смазочным материалом абразивных частиц и неизбежной граничной смазки при пуске и останове.

Заедание возникает при перегреве подшипника, так как вследствие трения вкладыш и цапфа нагреваются, понижается вязкость масла, масляная пленка местами разрывается, и образуется металлический контакт между трущимися поверхностями.

Усталостное выкрашивание поверхности вкладышей происходит редко и встречается при пульсирующих нагрузках.

Материалы вкладышей должны иметь достаточную износостойкость и высокую сопротивляемость заеданию в периоды отсутствия жидкостной смазки (пуск, торможение и др.); высокую сопротивляемость хрупкому разрушению при действии ударных нагрузок и достаточное сопротивление усталости; низкий коэффициент трения и высокую теплопроводность с малым расширением.

В процессе работы подшипника скольжения изнашиванию должны подвергаться вкладыши, а не цапфа вала, так как замена вала значительно дороже вкладыша. Подшипник скольжения работает тем надежнее, чем выше твердость цапфы вала, поэтому цапфы, как правило, закаливают.

Основным критерием работоспособности подшипников скольжения является износостойкость – сопротивление изнашиванию и заеданию.

Для уменьшения трения и изнашивания вкладыши подшипников скольжения выполняют из антифрикционных материалов. Металлические вкладыши изготавливают из бронзы, баббитов, антифрикционных чугунов. Наилучшими антифрикционными свойствами обладают *оловянные бронзы* (Бр010Ф1 и др.) и *баббиты* (Б86, Б88) – сплавы на основе олова и свинца. Поскольку баббит имеет невысокую прочность, его обычно заливают тонким слоем на поверхность стального, чугунного или бронзового вкладыша.

18.4. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ В УСЛОВИЯХ НЕСОВЕРШЕННОЙ СМАЗКИ

Данный расчет является проверочным для подшипников, постоянно работающих в условиях граничной и полужидкостной смазки. В то же время этот расчет может быть использован для выбора материала вкладышей подшипников, работающих в условиях жидкостного трения.

Расчет проводят *по среднему давлению на рабочих поверхностях p и удельной работе сил трения pV* , где V – окружная скорость поверхности цапфы. При этом расчет по среднему давлению p обеспечивает достаточную износостойкость, а по удельной работе сил трения pV – нормальный тепловой режим и отсутствие заедания:

$$p = \frac{F_r}{ld} \leq [p]; \quad pV \leq [pV],$$

где F_r – радиальная сила; l и d – длина и диаметр подшипника (рис. 18.2). Значения $[p]$ и $[pV]$ определяются материалами поверхностей трения.

18.5. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ В УСЛОВИЯХ ЖИДКОСТНОГО ТРЕНИЯ

При работе подшипника скольжения в режиме жидкостного трения цапфа и вкладыш практически не изнашиваются. Расчет подшипника скольжения с жидкостным трением проводят одновременно с тепловым расчетом.

Исследования показывают, что толщина масляного слоя h_{\min} (рис. 18.3, б) является некоторой функцией характеристики рабочего режима подшипника $\mu\omega/p$:

$$h_{\min} = \Phi\left(\frac{\mu\omega}{p}\right), \quad (18.1)$$

где p – условное давление в подшипнике, характеризующее нагрузку, $p = F_r/l d$; μ – динамическая вязкость состава смазки, ω – угловая скорость цапфы.

Геометрические параметры расчета: d – диаметр цапфы; D – диаметр вкладыша подшипника; S – диаметральный зазор, $S = D - d$; l – длина цапфы и вкладыша подшипника, ψ – относительный зазор, $\psi = S/d$; e – эксцентриситет цапфы; χ – относительный эксцентриситет цапфы, $\chi = e/0,5S$; h_{\min} – минимальная толщина масляного слоя, $h_{\min} = 0,5S - e$; R_{z1} и R_{z2} – шероховатость поверхностей цапфы и вкладыша.

Радиальную силу F_r , выдерживаемую масляным слоем, определяют на основе уравнения гидродинамики

$$F_r = C_F \left(\frac{\mu\omega}{\psi^2}\right) l d, \quad (18.2)$$

где C_F – безразмерный коэффициент нагруженности подшипника,

$$C_F = \frac{p\psi^2}{\mu\omega}. \quad (18.3)$$

Значение C_F в зависимости от относительного эксцентриситета χ и отношения l/d приведены в учебной литературе в виде таблиц. Относительный эксцентриситет χ определяет положение цапфы в подшипнике и связан с толщиной масляного слоя h_{\min} соотношением

$$h_{\min} = 0,5S(1 - \chi). \quad (18.4)$$

Проверку наличия режима жидкостной смазки проводят в следующей последовательности. Задаются отношением $l/d = 0,5 \dots 1$, проверив выбранные значения по допускаемым $[p]$ и $[pV]$. Вычисляют среднее значение относительного зазора ψ при рабочей температуре $t_{cp} = 45 \dots 75^\circ$:

$$\psi = 0,8 \cdot 10^{-3} V^{0,25},$$

где V – окружная скорость на цапфе, м/с. Назначают зазор, соответствующий стандартной посадке ($\frac{H7}{f7}; \frac{H9}{e8}; \frac{H7}{e8}; \frac{H9}{d9}$ и др.), и расчетную вязкость масла. Затем вычисляют коэффициент нагруженности C_F , а по нему с помощью таблиц определяют относительный эксцентриситет χ и далее по (18.4) толщину масляного слоя h_{\min} , которая должна превышать критическое значение,

$$h_{кр} = R_{z1} + R_{z2}.$$

Проверку температурного режима подшипника по температуре нагрева масла в рабочей зоне производят на основе уравнения теплового баланса

$$Q = Q_1 + Q_2, \quad (18.5)$$

где $Q = F_r fV$ – количество теплоты, выделяющееся в подшипнике в единицу времени (F_r – радиальная нагрузка на подшипник, V – окружная скорость цапфы, f – коэффициент трения),

Q_1 – количество теплоты, отводимое от подшипника маслом, $Q_1 = cW\rho(t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}})$; c – удельная теплоемкость масла; W – объем масла; ρ – плотность масла; $t_{\text{вх}}$ и $t_{\text{вых}}$ – температура масла при входе и выходе из подшипника;

Q_2 – количество теплоты, отводимое корпусом в окружающую среду, $Q_2 = KA(t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}})$; K – коэффициент теплоотдачи, A – площадь наружной поверхности корпуса.

Средняя температура нагрева масла t_m в рабочей зоне, $t_m = 0,5(t_{\text{вх}} + t_{\text{вых}})$, определенная из (18.5), не должна превышать допустимой,

$$t_m \leq [t_m]. \quad (18.6)$$

Если уравнение (18.6) не выполняется, то изменяют геометрические параметры подшипника, выбирают масло с большей динамической вязкостью, назначают для рабочих поверхностей цапфы и вкладыша меньшие шероховатости.

Контрольные вопросы

1. Какие различают типы подшипников скольжения по конструкции и по виду воспринимаемой нагрузки?

2. Какими достоинствами и недостатками обладают подшипники скольжения по сравнению с подшипниками качения?

3. Какие материалы применяются для изготовления вкладышей? Какими свойствами должны обладать материалы?

4. Что является основным критерием работоспособности подшипников скольжения?

5. В каких случаях опорные поверхности вкладыша и цапфы валов в подшипниках скольжения выполняют сферическими?

6. Как производится условный расчет подшипников скольжения на износ в условиях несовершенной смазки?

ТЕМА 19. МУФТЫ

19.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Муфтой называют устройство для соединения концов валов или валов со свободно установленными на них деталями (зубчатыми колесами, шкивами и т.д.). *Муфты передают вращающий момент без изменения его значения и направления.*

По управляемости муфты приводов разделяют (рис. 19.1): на *неуправляемые* (нерасцепляемые), *управляемые* (сцепные), *самоуправляемые* (автоматического действия).



Рис. 19.1

Неуправляемые (нерасцепляемые) муфты осуществляют постоянное соединение валов между собой. Длинные валы по условиям изготовления и транспортирования делают составными, соединяя отдельные части *некомпенсирующими* (*глухими*) муфтами.

Вследствие неточностей изготовления и монтажа, деформаций при передаче нагрузки неизбежно относительное смещение соединяемых валов. Для снижения вредных нагрузок на валы вследствие их смещения применяют *компенсирующие* муфты: *жесткие* или *упругие*. Упругие муфты способны также сглаживать динамические нагрузки (толчки, удары и вибрацию) вследствие наличия *металлических* или *неметаллических упругих элементов* (стальных пружин, стержней, резиновых втулок, диска, шайбы, оболочки).

Управляемые (сцепные) муфты допускают с помощью механизма управления сцепление и расцепление вращающихся или неподвижных валов. По *принципу работы* различают муфты с *профильным замыканием* (кулачковые, зубчатые) и *фрикционные*. По *форме поверхности трения* фрикционные муфты делят на *дисковые, конусные, цилиндрические*.

Самоуправляемые муфты автоматически разъединяют валы при изменении заданного режима работы машины. Для предохранения машины от перегрузок, вызванных технологическим процессом или неправильной эксплуатацией, служат *предохранительные* муфты. Для обеспечения плавного пуска машин с большими ускоряемыми массами применяют *центробежные* муфты. Передачу момента и вращения только в одном направлении обеспечивают автоматически срабатывающие *обгонные* муфты (муфты свободного хода).

Диаметры посадочных отверстий муфты согласуют с диаметрами концов соединяемых валов, которые могут быть различными при одном и том же вращающем моменте

вследствие применения разных материалов и различной нагруженности изгибающими моментами. *Стандартные муфты каждого типоразмера выполняют для некоторого диапазона диаметров валов.*

Муфты подбирают по стандартам, каталогам или проектируют по *расчетному моменту*,

$$T_p = KT_{\text{ном}}, \quad (19.1)$$

где K – коэффициент *режима работы муфты* ($K = 1,15 \dots 3,0$); $T_{\text{ном}}$ – номинальный вращающий момент (наибольший из длительно действующих).

19.2. ГЛУХИЕ МУФТЫ

Глухие муфты предназначены для жесткого постоянного соединения соосных валов. Из различных видов глухих муфт наибольшее распространение получили втулочные и фланцевые муфты.

Втулочная муфта представляет собой втулку, насаженную на цилиндрические концы валов (рис. 19.2).

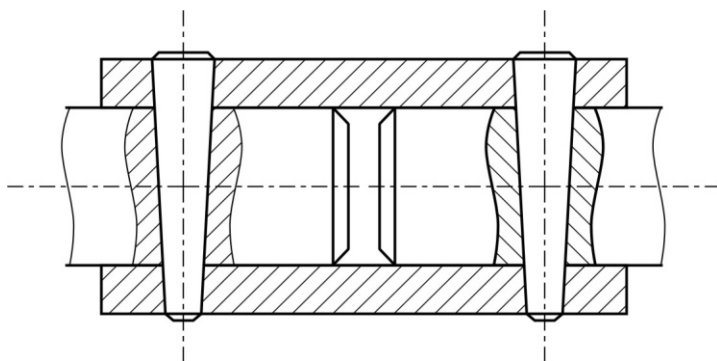


Рис. 19.2

Для соединения втулки с валом применяют штифтовые, шпоночные и шлицевые соединения. Втулочные муфты применяют для соединения валов диаметром до 100 мм. Муфту характеризуют простота, низкая стоимость, особо малые габариты по диаметру. Недостатком муфты является неудобный монтаж, связанный с осевым смещением валов.

Фланцевая муфта состоит из двух полумуфт 1 и 2, стягиваемыми болтами (рис. 19.3). Одна половина болтов 4 установлена без зазора для обеспечения соосности полумуфт и восприятия поперечных сил, вторая половина 3 – с зазором.

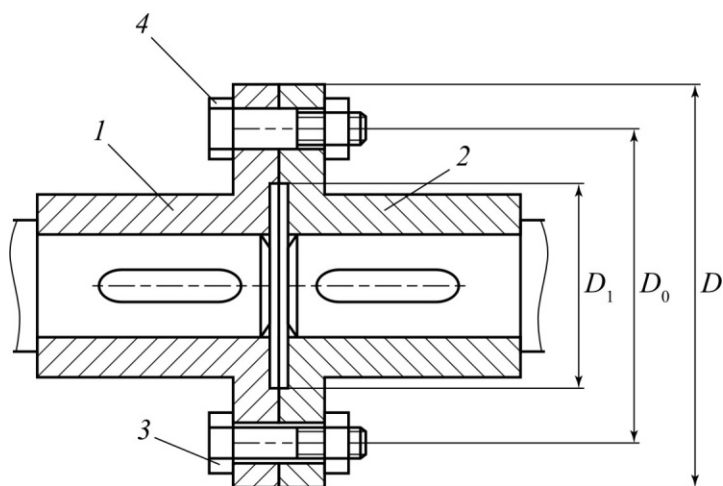


Рис. 19.3

При использовании фланцевой муфты необходимы строгая соосность соединяемых валов и перпендикулярность торцовых поверхностей полумуфт осям валов, в противном случае неизбежны изгиб вала, его биение и появление дополнительных нагрузок на опоры. Фланцевые муфты просты по конструкции, упрощают монтаж узлов, могут передавать большие вращающие моменты.

Если фланцы полумуфт стянуты только болтами 3, поставленными с зазором, то необходимая сила затяжки каждого болта,

$$F_{\text{зат}} = \frac{2T_p}{D_{\text{cp}} z f}, \quad (19.2)$$

где T_p – расчетный вращающий момент, D_{cp} – средний диаметр кольцевой поверхности трения, $D_{\text{cp}} = (D_1 + D) / 2$; z – число болтов, f – коэффициент трения.

При установке болтов 4 без зазора («под развертку») расчет ведут в предположении, что весь передаваемый момент воспринимают эти болты, работающие на срез. Сила, стремящаяся срезать один болт,

$$F = \frac{2T_p}{D_0 z}, \quad (19.3)$$

где D_0 – диаметр окружности расположения осей болтов.

19.3. ЖЕСТКИЕ КОМПЕНСИРУЮЩИЕ МУФТЫ

Жесткие компенсирующие муфты предназначены для соединения валов с компенсацией радиальных Δ_r , осевых Δ_a и угловых γ смещений вследствие неточности изготовления и монтажа (рис. 19.4).

Компенсация вредного влияния несоосности валов в жестких компенсирующих муфтах достигается подвижностью практически жестких деталей.

Среди жестких компенсирующих муфт наиболее распространенными являются зубчатые муфты.

Зубчатая муфта состоит из двух втулок-полумуфт 1 с внешними зубьями эвольвентного профиля, зацепляющимися

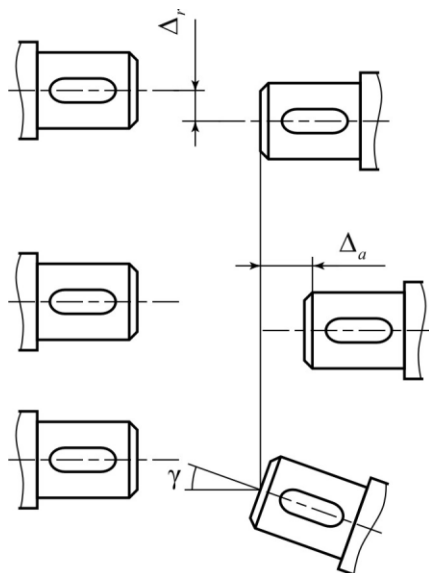


Рис. 19.4

с внутренними зубьями обойм 2 (рис. 19.5, а). Обоймы соединяют между собой болтами 3, поставленными без зазора в отверстия из-под развертки.

Зубчатые муфты компенсируют радиальные, осевые и угловые смещения валов за счет боковых зазоров в зацеплении (рис. 19.5, б), торцовых зазоров δ и обточки зубьев втулок по сфере радиусом R (см. рис. 19.5, а), бочкообразного профиля зуба втулки (рис. 19.5, в).

Для передачи вращающего момента между валами с взаимным наклоном осей до 45° применяются *шарнирные муфты* (шарниры Гука). Шарнирная муфта (рис. 19.6) состоит из двух полумуфт – вилок 1 и 2, насаженных на концы валов, взаимно расположенных под прямым углом, и крестовины 3, шарнирно соединенных с вилками.

Недостатком данной муфты является неравномерное вращение ведомого вала.

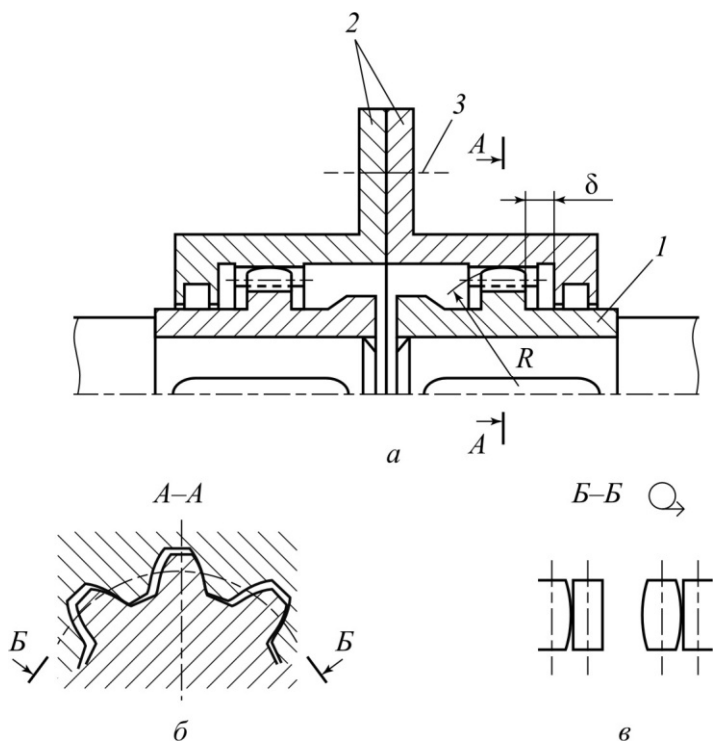


Рис. 19.5

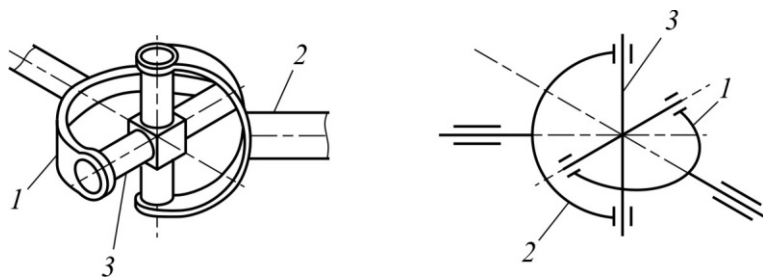


Рис. 19.6

19.4. УПРУГИЕ КОМПЕНСИРУЮЩИЕ МУФТЫ

В упругих муфтах вращающий момент с одной полумуфты на другую передают через *упругий элемент*: неметаллический (резиновый, полиуретановый) или стальной. *Упругая связь полумуфт позволяет компенсировать смещения валов, снизить ударные нагрузки за счет аккумулялирования и рассеяния энергии упругими элементами.*

Из муфт с неметаллическими элементами широко распространена втулочно-пальцевая муфта МУВП (рис. 19.7).

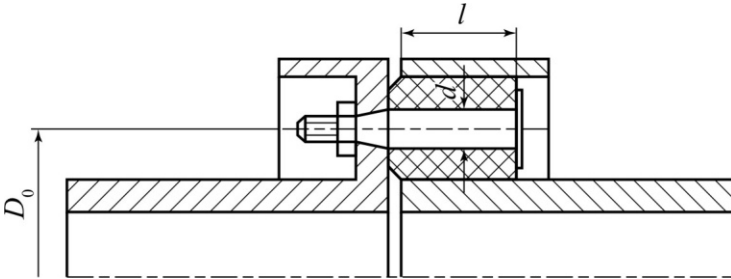


Рис. 19.7

Она состоит из двух полумуфт, насаживаемых на концы соединяемых валов, стальных пальцев, закрепленных в одной из полумуфт гайками с посадкой на конус, и упругих резиновых втулок, надеваемых на пальцы.

Расчет муфты МУВП состоит из проверочного расчета упругих элементов на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T_p}{zD_0ld} \leq [\sigma_{\text{см}}] \quad (19.4)$$

и проверочного расчета пальцев на изгиб:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{T_p l}{0,1d^3 zD_0} \leq [\sigma_{\text{и}}], \quad (19.5)$$

где T_p – расчетный крутящий момент; D_0 – диаметр окружности расположения центров пальцев; d – диаметр пальцев под резиновой втулкой; l – длина втулки; z – число пальцев; $[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение смятия для резины, $[\sigma_{см}] = 2 \dots 4$ МПа; $[\sigma_{и}]$ – допускаемое напряжение на изгиб для стальных пальцев, $[\sigma_{и}] = 60 \dots 80$ МПа.

Способностью компенсировать значительные неточности установки соединяемых валов характеризуется *муфта с упругой оболочкой* (рис. 19.8).

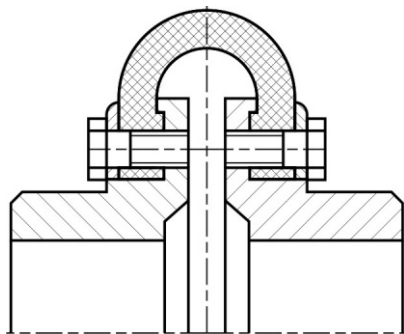


Рис. 19.8

Муфта с торообразной оболочкой состоит из двух полумуфт, упругой оболочки, по форме напоминающей автомобильную шину, и двух колец, которые с помощью винтов закрепляют оболочку на полумуфтах.

Муфты с металлическими упругими элементами отличаются высокой нагрузочной способностью, постоянством упругих свойств, возможностью работы при высоких и низких температурах. Однако они сложны по конструкции, дороги, имеют высокую жесткость.

19.5. СЦЕПНЫЕ МУФТЫ

Сцепные (управляемые) *муфты* служат для быстрого соединения и разъединения валов при работающем двигателе. Применяются при строгой соосности валов.

По *принципу работы* различают муфты с *профильным замыканием* (кулачковые, зубчатые) и *фрикционные*.

Муфты с *профильным замыканием* применяют для передачи значительных моментов при нечастых включениях, необходимости жесткой кинематической связи и необязательной плавности включения.

Фрикционные муфты применяют для плавного соединения и разъединения валов под нагрузкой на ходу в широком диапазоне скоростей при частых пусках и остановках (например, в автомобилях, прессах, станках).

Кулачковые муфты состоят из двух полу муфт 1 и 2 с кулачками на торцовых поверхностях (рис. 19.9). При включении кулачки одной полу муфты входят во впадины другой,

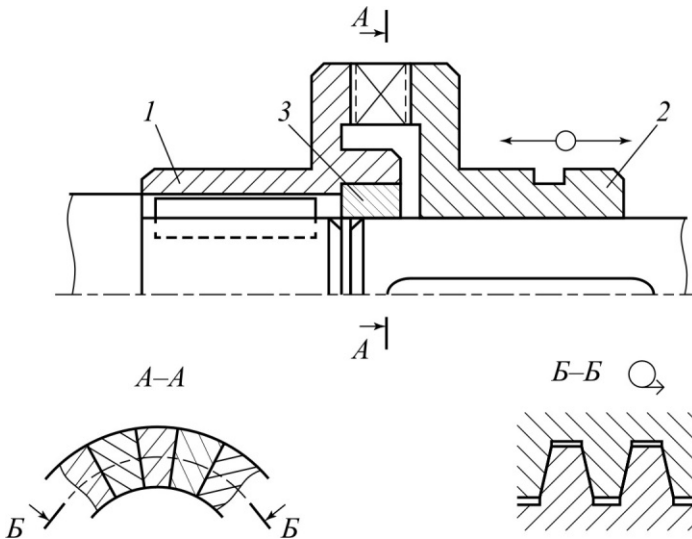


Рис. 19.9

создавая жесткое сцепление. Для переключения муфты одна полумуфта передвигается вдоль вала на направляющей шпонке или шлицах с помощью механизма управления муфтой. Соосность полумуфт обеспечивают с помощью специального центрирующего кольца 3, запрессованного в неподвижную полумуфту 1.

Зубчатая сцепная муфта (рис. 19.10) по конструкции и принципу работы имеет сходство с обычно постоянной зубчатой муфтой.

Полумуфты представляют собой зубчатые колеса с зубьями эвольвентного зацепления и одинаковым числом зубьев: одна из полумуфт с наружными зубьями, другая – с внутренними. Так же, как и в кулачковой, одна из полумуфт соединена с валом неподвижно (см. рис. 19.10 – правая), а другая полумуфта (левая) с помощью отводки может перемещаться вдоль вала.

Недостатком муфт с профильным замыканием является невозможность включения на быстром ходу. Во избежание сильных ударов и поломки включение кулачковых и зубчатых сцепных муфт производят без нагрузки при разности окружных скоростей на кулачках или зубьях до 1 м/с.

При включении *фрикционных муфт* крутящий момент возрастает постепенно по мере увеличения силы нажатия на поверхности трения. Это позволяет соединять валы под нагрузкой и с большой разностью начальных угловых скоростей. В процессе включения муфта пробуксовывает, а разгон ведомого вала происходит плавно, без удара.

По *форме поверхности трения* фрикционные муфты подразделяют на *дисковые* (плоская поверхность), *конусные*

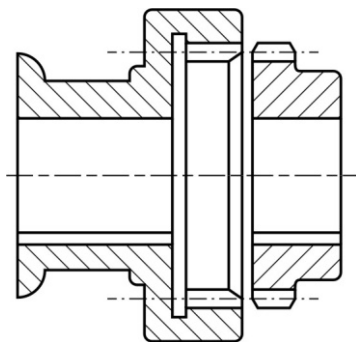


Рис. 19.10

(коническая поверхность) и *цилиндрические* (цилиндрическая поверхность). Наибольшее распространение имеют дисковые муфты.

В *дисковых муфтах* рабочими поверхностями служат плоские торцы дисков. Схема простейшей дисковой муфты показана на рис. 19.11. Полумуфта 1 закреплена на валу неподвижно, а полумуфту 3 можно перемещать в осевом направлении, 2 – фрикционная прокладка. Для соединения валов подвижную полумуфту прижимают к неподвижной силой F_a . Передачу вращающего момента осуществляют за счет сил трения на трущихся поверхностях муфты при их прижати. В начале включения вследствие проскальзывания рабочих поверхностей муфты разгон ведомого вала происходит плавно без удара с постепенным нарастанием передаваемого вращающего момента по мере увеличения нажимной силы F_a . При установившемся движении проскальзывание отсутствует, полумуфты сцеплены, и оба вала вращаются с одной и той же угловой скоростью.

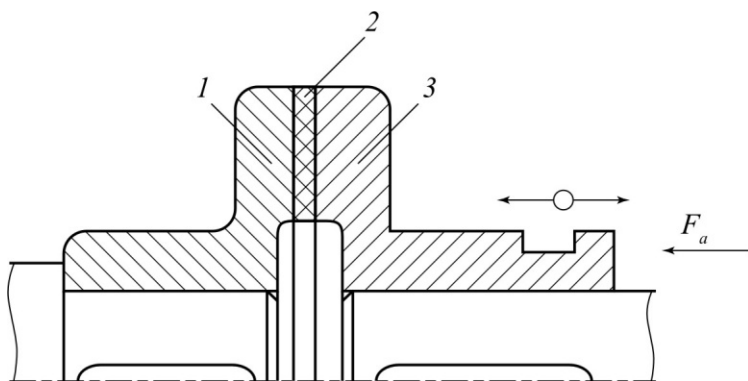


Рис. 19.11

Схема простейшей *конусной муфты* изображена на рис. 19.12. От действия силы F_a на конической поверхности соприкасания полумуфт возникают удельное давление p и удель-

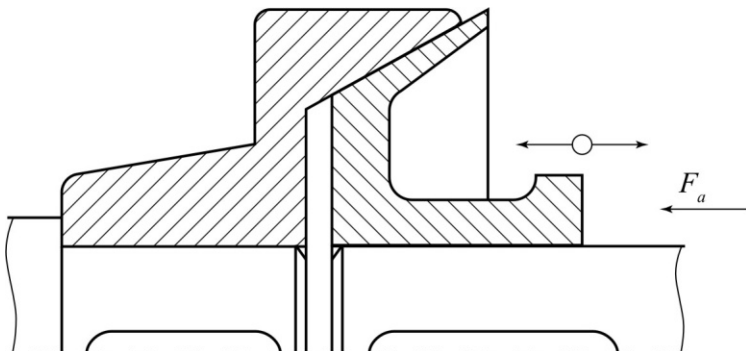


Рис. 19.12

ные силы трения pf . Силы трения, направленные по касательной к окружности конуса, используются для передачи крутящего момента.

В отличие от дисковых и конусных (см. рис. 19.11, 19.12) цилиндрические фрикционные сцепные муфты имеют цилиндрические рабочие поверхности.

19.6. САМОУПРАВЛЯЕМЫЕ МУФТЫ

Самоуправляемые муфты предназначены для автоматического разъединения валов в тех случаях, когда параметры работы машины становятся недопустимыми по тем или иным показателям.

Требования к строгой соосности полумуфт (валов), предъявляемые к сцепным муфтам, в полной мере относятся ко всем самоуправляемым муфтам.

Предохранительные муфты служат для защиты машин от перегрузки. Схема варианта конструкции предохранительной муфты с разрушающим элементом приведена на рис. 19.13.

Крутящий момент между полумуфтами 1 и 4 передается через штифт 3, который срезается при перегрузке. Для восста-

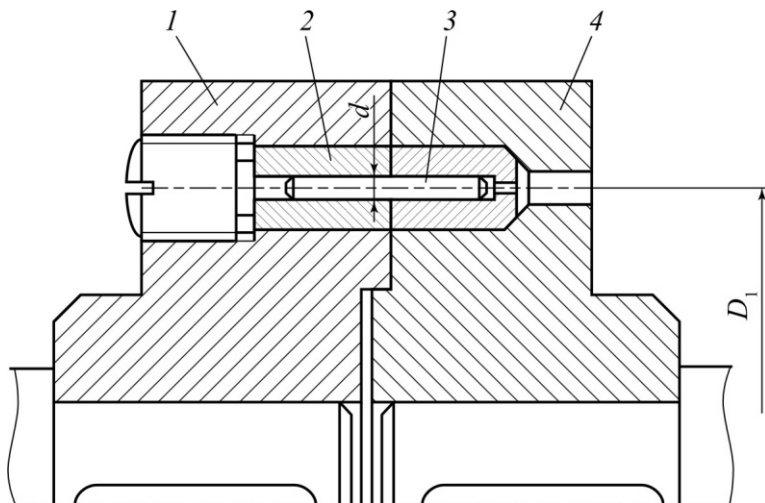


Рис. 19.13

новления работы муфты штифт заменяют. Закаленные втулки 2 облегчают замену штифтов, предотвращают смятие более слабого материала полумуфт штифтом и тем самым приближают действительные условия среза штифта к расчетным.

Диаметр штифта предохранительной муфты, определяемый из условия прочности на срез,

$$d = \sqrt{\frac{8T}{\pi D_1 z [\tau_{cp}]}} \quad (19.6)$$

где z – число штифтов.

Центробежные муфты служат для соединения и разъединения валов при достижении ведущим валом заданной частоты вращения.

Центробежная муфта с грузами представляет собой фрикционную муфту, у которой механизм управления служат грузы 3 (рис. 19.14), находящиеся под действием центробежных сил. При достижении ведущим валом заданной

частоты вращения центробежные силы, перемещая *грузы с фрикционными накладками* в радиальном направлении по направляющим ведущей полумуфты 1, плавно прижимают их к ведомой полумуфте 2 – включают муфту. Передачу вращающего момента осуществляют за счет сил трения на трущихся поверхностях муфты при их прижатии. Направляющий штифт 4 предотвращает осевое смещение груза.

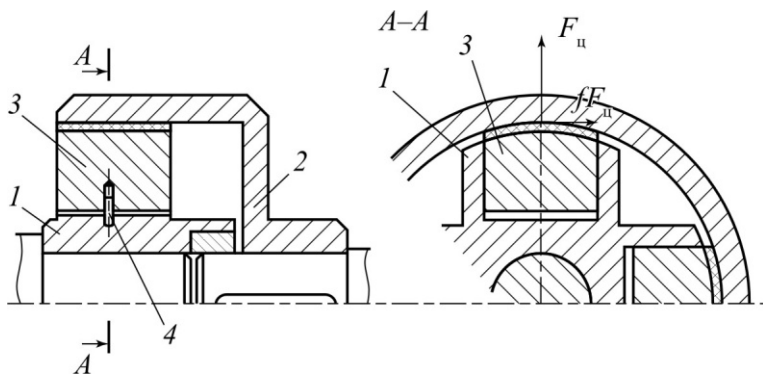


Рис. 19.14

Обгонные муфты служат для передачи вращающего момента в одном направлении.

Наибольшее распространение получили *фрикционные обгонные муфты с роликами*, способные передавать значительные вращающие моменты при высоких скоростях и любой частоте включений.

Трехроликовая муфта (рис. 19.15) состоит из двух полумуфт: обоймы 1 и звездочки 2. Звездочка 2 имеет вырезы для цилиндрических роликов 3. Звездочка и обойма образуют сужающиеся полости. Под действием слабой пружины 4 ролик находится в постоянном соприкосновении с обоймой.

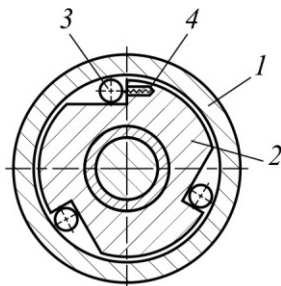


Рис. 19.15

Ведущей может быть как *звездочка*, так и *обойма*. Если ведущей является звездочка, то муфта, изображенная на рис. 19.15, может передавать вращение по направлению движения часовой стрелки, если ведущей является обойма – против движения часовой стрелки.

При передаче вращающего момента ролики, заклиниваясь между полумуфтами в суживающейся части полости, образуют их жесткое сцепление. При превышении частотой вращения ведомого вала частоты вращения ведущего (при обгоне) ролики, расклиниваясь, выкатываются в расширенную часть полости – муфта автоматически выключается. При останове ведущего вала ведомый вал может продолжать вращаться.

Контрольные вопросы

1. Каково назначение муфт?
2. Какие различают группы муфт по управляемости и принципу их действия?
3. Каковы достоинства и недостатки втулочных и фланцевых муфт? Как они устроены и где применяются?
4. Как устроена и работает зубчатая муфта, какие смещения валов она компенсирует и почему находит широкое применение в промышленности?
5. В каких случаях применяется шарнирная муфта (шарнир Гука), и каковы ее конструктивные особенности?
6. Какие различают виды упругих муфт, и где они применяются?
7. Почему упругая втулочно-пальцевая муфта получила широкое распространение в приводах от электродвигателей?
8. В каких случаях целесообразно применять упругую муфту с торообразной оболочкой?

9. Почему из муфт сцепления наиболее распространены фрикционные муфты?

10. По каким напряжениям рассчитывают болты фланцевой муфты, поставленные с зазором и без зазора?

11. Как рассчитывают на прочность пальцы и упругие элементы втулочно-пальцевых муфт?

12. Для чего предназначены предохранительные муфты со срезным штифтом, и как рассчитываются на прочность штифты, предусмотренные конструкцией этих муфт?

13. Как устроены и работают обгонные и центробежные муфты? Какова область их применения?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин: учебник для студентов вузов. – 12-е изд., испр. – М.: Высшая школа, 2008. – 408 с.

2. Детали машин: учебник для вузов / Л.А. Андриенко [и др.]; под ред. О.А. Ряховского. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2007. – 514 с.

3. Курмаз Л.В., Курмаз О.Л. Конструирование узлов и деталей машин: справочное учебно-методическое пособие. – М.: Высшая школа, 2007. – 455 с.

4. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: учебное пособие для вузов. – 11-е изд., стереотип. – М.: Академия, 2008. – 496 с.

5. Тимофеев С.И. Детали машин: учебное пособие для вузов. – 2-е изд. – Ростов н/Д: Феникс, 2007. – 410 с.

6. Атлас конструкций узлов и деталей машин: учебное пособие для вузов / Б.А. Байков [и др.]; под ред. О.А. Ряховского. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2007. – 380 с.

7. Детали машин: учебник для вузов / В.А. Вагнер [и др.]. – Барнаул: Алтай, 2007. – 743 с.

8. Основы расчетов деталей машин с задачами и примерами: учебное пособие для вузов / П.Н. Учаев [и др.]; под ред. П.Н. Учаева. – Старый Оскол: ТНТ, 2007. – 119 с.

Учебное издание

Ханов Алмаз Муллаянович,
Сиротенко Людмила Дмитриевна

**ДЕТАЛИ МАШИН
И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ**

Учебное пособие

Редактор и корректор *И.Н. Жеганина*

Подписано в печать 16.06.10. Формат 60×90/16.
Усл. печ. л. 17,0. Тираж 170 экз. Заказ № 130/2010.

Издательство
Пермского государственного технического университета.
Адрес: 614990, г. Пермь, Комсомольский проспект, 29, к. 113.
Тел. (342) 219-80-33.