

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ИВАНОВСКАЯ ПОЖАРНО-СПАСАТЕЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ ГОСУДАРСТВЕННОЙ
ПРОТИВОПОЖАРНОЙ СЛУЖБЫ МИНИСТЕРСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ПО ДЕЛАМ ГРАЖДАНСКОЙ ОБОРОНЫ, ЧРЕЗВЫЧАЙНЫМ СИТУАЦИЯМ
И ЛИКВИДАЦИИ ПОСЛЕДСТВИЙ СТИХИЙНЫХ БЕДСТВИЙ»**

В. Е. ИВАНОВ

А. А. ПОКРОВСКИЙ

ДЕТАЛИ МАШИН. ПРИМЕРЫ И ЗАДАЧИ

Учебное пособие

Иваново 2020

УДК 675-2

Иванов В.Е., Покровский А.А.

Детали машин. Примеры и задачи: учебное пособие по направлению подготовки 20.03.01 «Техносферная безопасность». – Иваново: ФГБОУ ВО Ивановская пожарно-спасательная академия ГПС МЧС России, 2020. – 80 с.

Учебное пособие содержит основные теоретические положения, методику решения типовых прикладных задач с вариантами для самостоятельного выполнения по дисциплине «Детали машин». В приложении пособия приведены справочные материалы. Учебное пособие способствует приобретению навыков нахождения рациональных путей при решении практических задач.

Учебное пособие предназначено для обучающихся очной и заочной форм обучения по направлению подготовки 20.03.01 «Техносферная безопасность» на практических занятиях по дисциплине «Детали машин».

*Издается по решению редакционно-издательского совета
Ивановской пожарно-спасательной академии
(Протокол № 3 от 27.05.2020)*

Рецензенты:

*Профессор кафедры «Технология машиностроения»
Ивановского государственного энергетического университета
Имени В.И. Ленина доктор технических наук, профессор* *В.А. Полетаев*

*Доцент кафедры государственного надзора и экспертизы пожаров
(в составе УНК «Государственный надзор»)
майор внутренней службы, кандидат технических наук* *Е.А. Шварев*

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1 ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ КУРСА «ДЕТАЛИ МАШИН».....	5
1.1. Требования к деталям и машинам	5
1.2. Кинематические характеристики механических передач.....	7
2. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ	13
2.1 Зубчатые механические передачи	13
2.2 Червячные механические передачи	21
2.3 Ременная передача.....	29
2.4 Цепная передача	34
3 СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН	42
3.1. Заклепочные соединения деталей: конструкция и расчеты соединений на прочность.....	42
3.1.1 Расчет заклепочных швов.....	44
3.2. Сварные соединения.....	50
3.2.1 Основные сведения о сварных соединениях	50
3.2.2 Основные типы сварных соединений.....	50
3.2.3 Расчет на прочность сварных соединений.....	53
3.2.4. Выбор допускаемых напряжений	54
3.2.5. Расчет сварных соединений при переменных нагрузках	55
3.3. Резьбовые соединения: конструкция и расчет.....	59
3.3.1. Конструкция резьбовых соединений.....	59
3.3.2. Расчет резьбовых соединений.....	61
Список литературы	70
Приложения.....	71

ВВЕДЕНИЕ

Одним из важнейших требований к пожарной технике является постоянная готовность к выполнению задач по назначению. Для выполнения данного требования необходимо, чтобы детали и узлы пожарной техники отвечали требованиям надежности и работоспособности.

В современных конструкциях пожарной техники находят широкое применение детали общего назначения, механические передачи, которые входят в состав механических трансмиссий и приводов исполнительных устройств. Также при эксплуатации и ремонте пожарной техники приходится сталкиваться с решением по расчету разъемных и неразъемных соединений деталей. В первом разделе учебного пособия раскрываются основные понятия и определения курса «Детали машин», задачи, приведенные в данном разделе, имеют практическую направленность, так как рассматривают кинематические схемы передаточных механизмов применяемых для подъема пожарных рукавов в башенную сушилку, в лебедках пожарных автомобилей и др. пожарной технике. Второй раздел посвящен механическим передачам и способам их расчета, применяемых в пожарной технике. Третий раздел содержит основные теоретические данные по разъемным и неразъемным соединениям и способам их расчета, которые применяются при изготовлении и ремонте пожарной техники и оборудования.

Целями данного учебного пособия являются практическое освоение обучающимися методов проектных и проверочных расчетов деталей, механических передач и соединений, понимание их устройства, области применения и причин выхода из строя. Пособие позволит курсантам, студентам и слушателям в сочетании с лекционным курсом самостоятельно приобрести опыт решения задач по любому разделу дисциплины «Детали машин».

По каждой теме представлены основные сведения из теории и справочные материалы, необходимые для самостоятельного решения приведенных примеров и задач.

1 ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ КУРСА «ДЕТАЛИ МАШИН»

1.1. Требования к деталям и машинам

Детали машин – дисциплина, изучающая инженерные методы расчета, проектирования и конструирования элементов машин и механизмов.

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

Механизмом называют систему деталей, предназначенную для преобразования движений одной или нескольких деталей в требуемое движение других деталей. Понятие «механизм» является более широким, чем понятие «машина», «прибор» или «приспособление». Всякое из названных устройств является одновременно механизмом, но не наоборот. Таким образом, можно говорить о механизмах машин, приборов и приспособлений.

В зависимости от характера рабочего процесса и выполняемых функций машины условно делятся на классы.

Машины-двигатели преобразовывают какой-либо вид энергии в механическую (паровые машины, двигатели внутреннего сгорания, электродвигатели).

Машины-генераторы, преобразующие механическую энергию в другой вид энергии (компрессоры, динамомашинны).

Технологические машины предназначены для непосредственного производства товарной продукции (станки для обработки конструкционных материалов, станки для переработки сырья, строительно-дорожные, сельскохозяйственные машины).

Транспортирующие машины: подъемные краны, лифты, элеваторы, эскалаторы, конвейеры, транспортеры, насосы, шнеки.

Деталь – изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала без применения сборочных операций.

Сборочная единица – изделие, составные части которого подлежат соединению между собой на предприятии-изготовителе сборочными операциями (свинчиванием, клепкой, сваркой, пайкой).

Все детали машин и механизмов делятся на специальные и общего назначения. К деталям и сборочным единицам общего назначения относятся такие, которые встречаются почти во всех изделиях, к которым относятся (болты, валы, зубчатые колеса, подшипники, муфты). Они составляют подавляющее большинство и изучаются в курсе «Детали машин».

Все детали общего назначения делятся на следующие группы:

- передаточные детали предназначены для передачи энергии и движения от двигателя к исполнительному механизму;
- соединительные детали для разъемного и неразъемного соединения (муфты, болты, винты, шпильки, гайки, заклепки);

- детали обслуживающие передачи предназначены для обеспечения работы передаточных механизмов (валы, подшипники, уплотняющие устройства);
- корпусные детали служат для размещения и фиксации подвижных деталей механизма, для защиты их от действия неблагоприятных факторов внешней среды, а также для крепления механизмов в составе машин и агрегатов;
- упругие элементы необходимые для ослабления ударов и вибрации или для накопления энергии с целью последующего совершения механической работы (рессоры колесных машин, боевая пружина стрелкового оружия);
- детали регулирования и управления предназначены для воздействия на агрегаты и механизмы с целью изменения или поддержания его режима работы на оптимальном уровне (тяги, рычаги, тросы).

В пожарной технике применяются практически все виды указанных устройств, поэтому их изучение является актуальной задачей.

К большинству проектируемых деталей и машин предъявляют следующие общие требования:

- работоспособность;
- надежность;
- экономичность.

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

Надежность – это свойство изделия выполнять заданные функции, сохраняя свои эксплуатационные показатели в заданных пределах в течение требуемого промежутка времени или требуемой наработки. Наработка – это продолжительность или объем работы изделия, измеряемые в часах, километрах, кубометрах или в других единицах.

Экономичность – определяется стоимостью материала, а также затратами на производство изделия и его эксплуатацию.

Работоспособность деталей оценивают по прочности, износостойкости, жесткости, теплостойкости, вибрационной устойчивости, коррозионной стойкости и точности.

Прочность - это способность детали сопротивляться разрушению или возникновению пластических деформаций под действием приложенных к ней нагрузок. Прочность является важнейшим критерием работоспособности деталей машин. Рассматривают прочность по характеру нагрузок: статическая, усталостная, ударная.

При разрушении поверхностей деталей, связанных с контактными напряжениями, которые возникают в местах соприкосновения двух деталей в тех случаях, когда площади касания малы по сравнению с размерами самих деталей, рассматривается контактная прочность.

Износостойкость – это способность детали сохранять необходимые размеры и форму в процессе эксплуатации машины.

Различают следующие виды изнашивания: механическое, молекулярно-механическое, коррозионно-механическое.

Жесткость – это способность деталей сопротивляться изменению их формы под действием нагрузок. Для некоторых деталей жесткость является основным критерием при определении их размеров.

Теплостойкость – это способность конструкции работать в пределах заданных температур в течение установленного срока службы. Перегрев деталей во время работы приводит к снижению их прочности и жесткости, ухудшению свойств смазки и увеличению износа деталей.

Виброустойчивость – это способность конструкции работать в нужном диапазоне режимов без недопустимых колебаний.

Коррозионная стойкость – сопротивление металлов химическому или электрохимическому разрушению поверхностных слоев и коррозионной усталости.

Точность – свойство машин работать в заданных пределах возможных отклонений параметров.

Соблюдение рассмотренных критериев работоспособности (прочности, износостойкости, жесткости, теплостойкости и вибрационной устойчивости) обеспечивает надежность конструкции в течение установленного срока службы.

Конструкция, предназначенная для передачи и преобразования движения от двигателя к исполнительному механизму, называется приводом. В состав привода могут входить от одной до нескольких механических передач.

Механическими передачами, в дальнейшем просто передачами, называют механизмы, передающие энергию двигателя исполнительному органу машины.

Передавая механическую энергию, передачи одновременно могут выполнять одну или несколько из следующих функций:

- а) понижать или повышать частоту вращения, соответственно, повышая или понижая вращающий момент;
- б) преобразовывать один вид движения в другой;
- в) регулировать частоту вращения рабочего органа машины;
- г) реверсировать движение;
- д) распределять энергию двигателя между несколькими исполнительными органами машины [1].

1.2. Кинематические характеристики механических передач

В зависимости от принципа действия все механические передачи делят на две группы:

- 1) передачи зацеплением – зубчатые, червячные, цепные;
- 2) передачи трением – фрикционные, ременные.

Передачи трением имеют повышенную изнашиваемость рабочих поверхностей, так как в них неизбежно проскальзывание одного звена относительно другого.

В зависимости от способа соединения ведущего и ведомого звеньев различают:

- а) передачи непосредственного контакта — зубчатые,

червячные, фрикционные;

б) передачи гибкой связью — цепные, ременные. Передачи гибкой связью допускают значительные расстояния между ведущим и ведомым валами.

Все используемые в конструкциях пожарной техники механические передачи характеризуются следующими основными параметрами: мощностью, угловой скоростью и передаточным числом.

Одним из основных кинематических параметров механических передач является передаточное отношение, которое определяется как отношение угловой скорости одного звена передачи к угловой скорости другого, и если специально не оговорено, то угловой скорости входного звена к угловой скорости выходного:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (1.1)$$

где ω_1 — угловая ведущего звена, ω_2 — угловая ведомого звена, n_1 — частота вращения ведущего звена, n_2 — частота вращения ведомого звена.

Также можно использовать и понятие передаточного числа u , или отношения большей угловой скорости к меньшей, но тогда необходимо указывать понижающая это передача или повышающая, так как всегда передаточное число больше или равно 1. ($U \geq 1$).

Если привод включает в себя несколько механических передач, из которых каждая имеет свое передаточное число, то общее передаточное число привода будет равно:

$$U = U_1 \cdot U_2 \cdot \dots \cdot U_n. \quad (1.2)$$

Коэффициент полезного действия механического привода оценивается потерей мощности при передаче ее от двигателя к исполнительному механизму. Величина коэффициента полезного действия в значительной степени зависит от типа и конструкции привода, частоты вращения его элементов, передаваемой величины крутящего момента. Коэффициент полезного действия определяется экспериментальным путем при стендовых испытаниях [2].

Общий коэффициент полезного действия, состоящий из нескольких механических передач, определяется по формуле:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n \quad (1.3)$$

где η_1, η_2, η_n — соответственно коэффициенты полезного действия механических передач входящих в состав привода.

Крутящий момент исполнительного механизма T связан с эффективным крутящим моментом двигателя T_1 для случая равномерного вращения зависимостью:

$$T = T_1 \cdot U \cdot \eta \quad (1.4)$$

Задача 1.1

Для кинематической схемы механизма используемого для подъема пожарных рукавов в башенную сушилку (рис. 1.1) необходимо определить

передаточные числа ременной и зубчатой механических передач, частоты вращения валов и крутящие моменты на валах, если $d_1 = 100$ мм, $d_2 = 200$ мм, $z_1 = 50$, $z_2 = 20$. Частота вращения вала электродвигателя $n_1 = 1000$ об/мин.

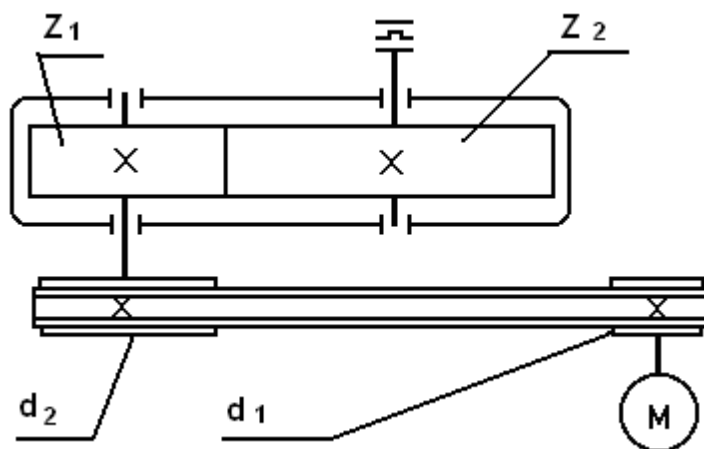


Рис. 1.1. Кинематическая схема механизма

Задача 1.2

Для кинематической схемы механизма используемого для подъема пожарных рукавов в башенную сушилку (рис. 1.2) необходимо определить передаточные числа ременной и червячной механических передач, частоты вращения валов и крутящие моменты на валах, если $d_1 = 100$ мм, $d_2 = 300$ мм, $z_1 = 2$, $z_2 = 40$. Частота вращения вала электродвигателя $n_1 = 1500$ об/мин.

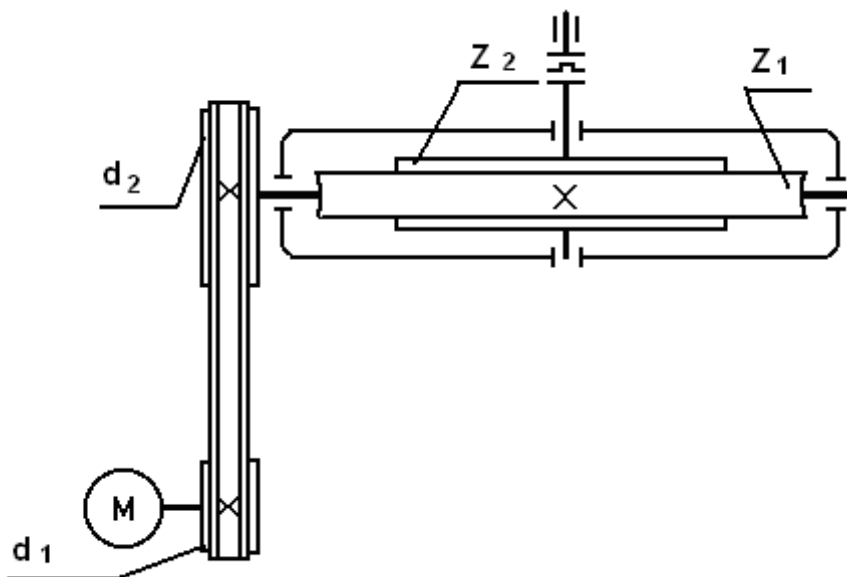


Рис. 1.2. Кинематическая схема механизма

Задача 1.3

Для кинематической схемы механизма применяемого в лебедках пожарных автомобилей (рис. 1.3) необходимо определить передаточные числа червячной и

цепной механических передач, частоты вращения валов и крутящие моменты на валах, если $z_1 = 4$, $z_2 = 40$, $z_3 = 30$, $z_4 = 90$. Частота вращения вала электродвигателя $n_1 = 1000$ об/мин.

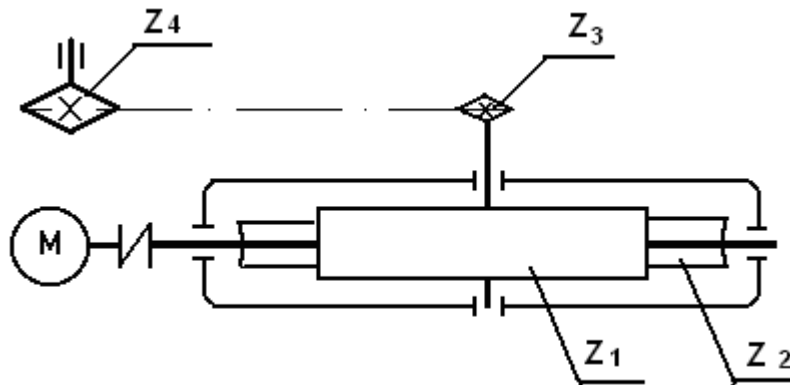


Рис. 1.3. Кинематическая схема механизма

Задача 1.4

Для кинематической схемы механизма используемого для подъема пожарных рукавов в башенную сушилку (рис. 1.4) необходимо определить передаточные числа ременной и зубчатой механических передач, частоты вращения валов и крутящие моменты на валах, если $d_1 = 100$ мм, $d_2 = 200$ мм, $z_1 = 50$, $z_2 = 20$. Частота вращения вала электродвигателя $n_1 = 1000$ об/мин.

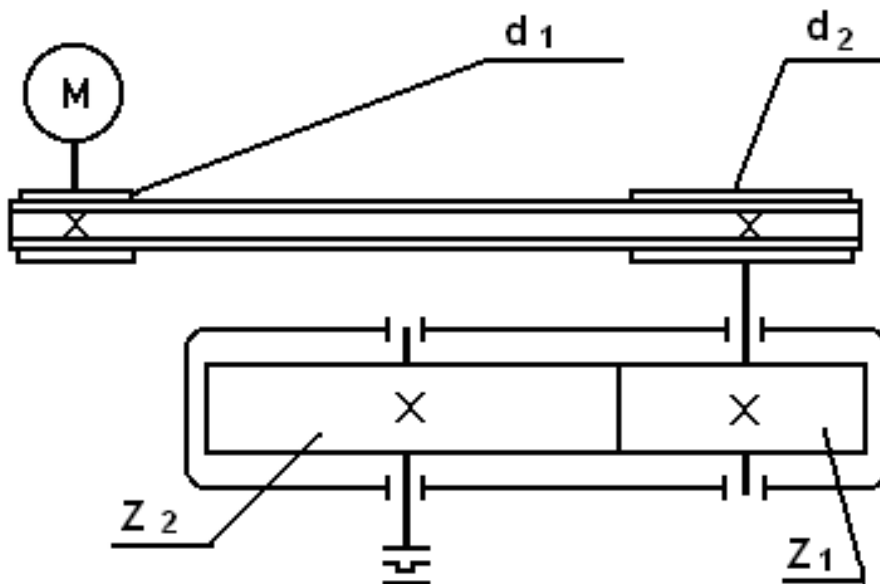


Рис. 1.4. Кинематическая схема механизма

Задача 1.5

Для кинематической схемы механизма применяемого в лебедках пожарных автомобилей (рис. 1.5) необходимо определить передаточные числа открытой и закрытой зубчатых механических передач, частоты вращения валов и крутящие

моменты на валах, если $z_1 = 20$, $z_2 = 80$, $z_3 = 28$, $z_4 = 56$. Частота вращения вала электродвигателя $n_1 = 1000$ об/мин.

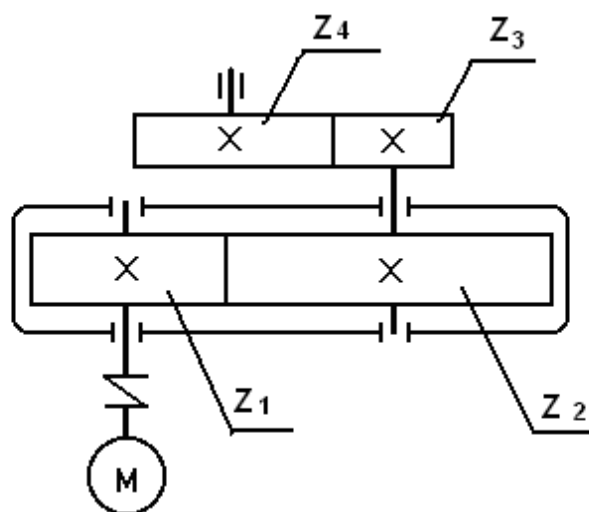


Рис. 1.5. Кинематическая схема механизма

Пример выполнения задачи на определение кинематических характеристик механического привода.

Исходные данные:

Для кинематической схемы механизма используемого для подъема пожарных рукавов в башенную сушилку (рис. 1.6) необходимо определить передаточные числа открытой и закрытой зубчатых механических передач, частоты вращения валов и крутящие моменты на валах, если $z_1 = 40$, $z_2 = 80$, $z_3 = 30$, $z_4 = 95$. Крутящий момент вала электродвигателя $T_1 = 10$ Н·м; мощность электродвигателя $P_1 = 1,5$ кВт.

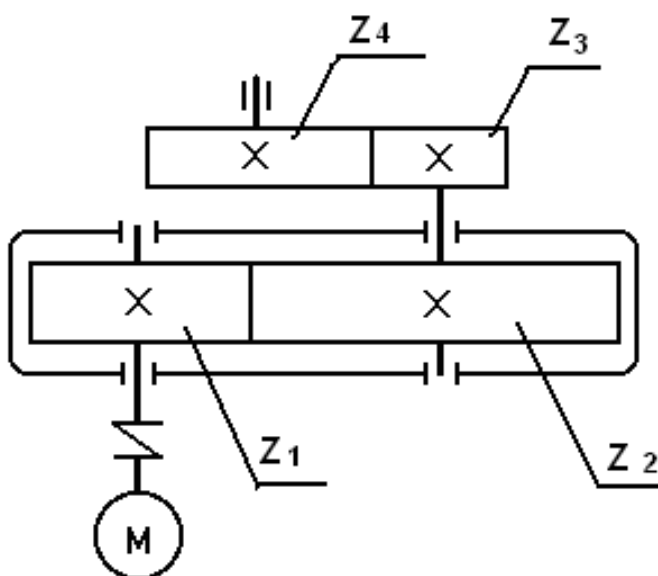


Рис. 1.6. Кинематическая схема механизма

Решение.

1. Определяем передаточное число закрытой зубчатой передачи:

$$U_{1-2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{80}{40} = 2$$

2. Определяем передаточное число открытой зубчатой передачи:

$$U_{2-3} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{95}{30} = 3,15$$

3. Крутящий момент на втором валу:

$$T_2 = T_1 \cdot U_{1-2} = 10 \cdot 2 = 20 \text{ (Н·м)}$$

4. Крутящий момент на третьем валу:

$$T_3 = T_2 \cdot U_{2-3} = 20 \cdot 3,15 = 63 \text{ (Н·м)}$$

5. Частоту вращения вала электродвигателя найдем используя формулы:

$$T = \frac{P}{\omega}; \quad \omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$$

6. Частота вращения вала электродвигателя:

$$n_1 = \frac{30 \cdot 1500}{10 \cdot 3,14} = 1433 \text{ (об/мин)}$$

7. Зная частоту вращения вала электродвигателя и передаточные числа закрытой и открытой зубчатых передач, находим частоты вращения второго и третьего вала.

$$n_2 = \frac{1433}{2} = 716,5 \text{ (об/мин);}$$

$$n_3 = \frac{716,5}{3,15} = 227,5 \text{ (об/мин).}$$

Контрольные вопросы

1. Какие факторы влияют на выбор материала детали?
2. Какие виды машин Вы знаете?
3. Какие виды деталей Вы знаете?
4. Назовите основные требования, предъявляемые к деталям машин.
5. Назовите основные критерии работоспособности деталей машин.

2. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

2.1 Зубчатые механические передачи

Зубчатые механические передачи широко применяются в пожарной технике. Например, поворотный механизм коленчатого автоподъемника, подъемник пожарных рукавов в башенной сушилке и др [3].

Принцип действия зубчатой передачи основан на зацеплении пары зубчатых колес.

По расположению осей валов различают: *передачи с параллельными осями*, которые выполняют с цилиндрическими колесами внешнего или внутреннего зацепления; *передачи с пересекающимися осями* – конические колеса; *передачи с перекрещивающимися осями* – цилиндрические винтовые, конические гипoidные. Кроме того, применяют передачи между зубчатым колесом и рейкой.

По расположению зубьев на колесах различают передачи: *прямозубые* и *косозубые*.

Достоинства зубчатых передач:

1. Высокая нагрузочная способность и малые габариты.
2. Большая долговечность и надежность работы (например, для редукторов общего назначения установлен ресурс ~ 30 000 ч).
3. Высокий коэффициент полезного действия (до 0,97...0,98 в одной ступени).
4. Постоянство передаточного отношения (отсутствие проскальзывания).
5. возможность применения в широком диапазоне скоростей (до 150 м/с), мощностей (до десятков тысяч кВт) и передаточных отношений (до нескольких сотен и даже тысяч).

К недостаткам зубчатых передач можно отнести повышенные требования к точности изготовления, шум при больших скоростях, высокую жесткость, не позволяющую компенсировать динамические нагрузки.

Для изготовления зубчатых колес используют стали, чугуны, неметаллические материалы (для легконагруженных и малошумящих передач) и реже сплавы цветных металлов.

Колеса силовых передач делают, главным образом, из стали, реже из чугунного литья. Колеса больших диаметров (800 мм и более) изготавливают литыми, а меньших диаметров – из кованных или штампованных заготовок.

Для колес с твердостью активных поверхностей зубьев меньше 350 единиц по Бринелю ($HV \leq 350$) применяют стали марок 40, 45, 50, 50Г, 35Х 40Х, 45Х, 40ХН, 35ХМА, 30ХНЗА, 34ХМ и другие. Требуемую твердость активных поверхностей зубьев обеспечивают термообработкой нормализацией или улучшением. Эти стали позволяют изготовить колеса по упрощенной схеме с чистовой обработкой заготовки и зубьев после термообработки.

Для получения повышенной нагрузочной способности, снижения габаритов и массы передачи целесообразно создавать высокую твердость активных

поверхностей зубьев, чего достигают объемной поверхностной закалкой и химико-термической обработкой (цементация, азотирование, цианирование). Нарезание зубьев при этих видах обработки производят до термообработки, а финишные операции – после нее.

Под действием внешних сил в зубьях появляются напряжения изгиба, напряжения сжатия и контактные напряжения. Эти напряжения являются циклическими. Переменные напряжения являются причиной усталостного разрушения зубьев: поломка зубьев от напряжений изгиба и выкрашивание поверхности от контактных напряжений. С контактными напряжениями и трением в зацеплении связаны также износ, заедание и другие виды повреждения поверхностей зубьев.

Поломка связана с напряжениями изгиба (рис. 2.1 а, г). Различают два вида поломки зубьев: поломка от больших перегрузок ударного или статического действия (предупреждают защитой привода от перегрузок или учетом перегрузок при расчете); усталостная поломка, происходящая от действия переменных напряжений в течение сравнительно длительного срока службы (предупреждают определением размеров из расчета на усталость).

Усталостное выкрашивание от контактных напряжений (рис. 2.1 б) является основным видом разрушения поверхности зубьев при хорошей смазке передачи (чаще всего это бывают закрытые, сравнительно быстроходные передачи, защищенные от пыли и грязи).

Абразивный износ (рис. 2.1 в) является основной причиной выхода из строя передач при плохой смазке. К таким передачам относятся открытые и закрытые передачи, но недостаточно защищенные от загрязнения абразивными частицами (пыль, продукты износа и т. п.).

Заедание (рис. 2.1 д) наблюдается преимущественно в высоконагруженных и высокоскоростных передачах. В месте соприкосновения зубьев этих передач развивается высокая температура, способствующая разрыву масляной пленки и образованию металлического контакта. Здесь происходит как бы сваривание частиц металла с последующим отрывом их от менее прочной поверхности. Образовавшиеся наросты задирают рабочие поверхности зубьев в направлении скольжения.

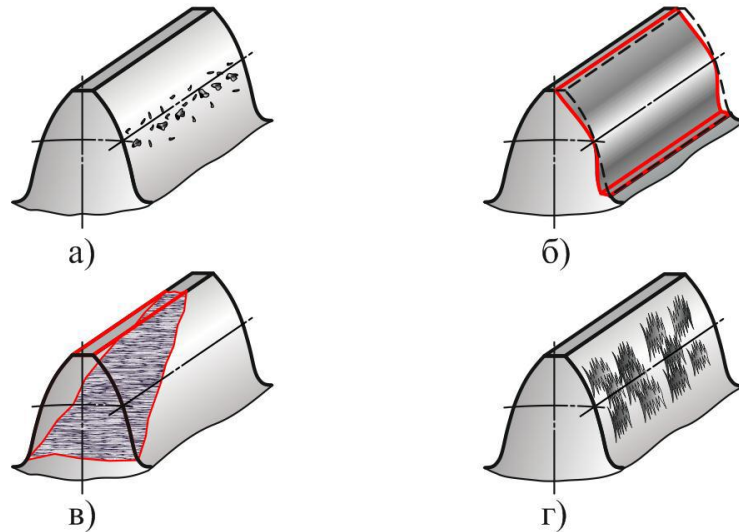


Рис. 2.1. Основные виды разрушения зубьев

При проектном расчете зубчатой передачи определяют ее основные геометрические размеры (рис. 2.2).

Межосевое расстояние:

$$a = (U + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{K}{[\sigma_H]U}\right)^2 \frac{T_2 \cdot 10^3}{\psi_{ba}} K_{H\beta} K_{HV}} \quad (2.1)$$

где K_{HU} – коэффициент долговечности; ψ_{ba} – коэффициент ширины зубчатого венца колеса в зависимости от межосевого расстояния; $K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки, учитывающий расположение колес относительно опор; K_{HV} – коэффициент динамичности; U – передаточное число зубчатой передачи; T_2 – вращающий момент на валу колеса.

Модуль зацепления:

$$m = \frac{p}{\pi} \quad (2.2)$$

где p – шаг зацепления;

Делительный диаметр:

$$d = m \cdot Z / \cos \beta \quad (2.3)$$

Межосевое расстояние:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(Z_1 + Z_2) / \cos \beta}{2} \quad (2.4)$$

Высота головки зуба:

$$h_a = m \quad (2.5)$$

Высота ножки зуба:

$$h_f = 1,25m \quad (2.6)$$

Диаметр вершин зубьев:

$$d_a = d + 2m \quad (2.7)$$

Диаметр впадин зубьев:

$$d_f = d - 2,5m \quad (2.8)$$

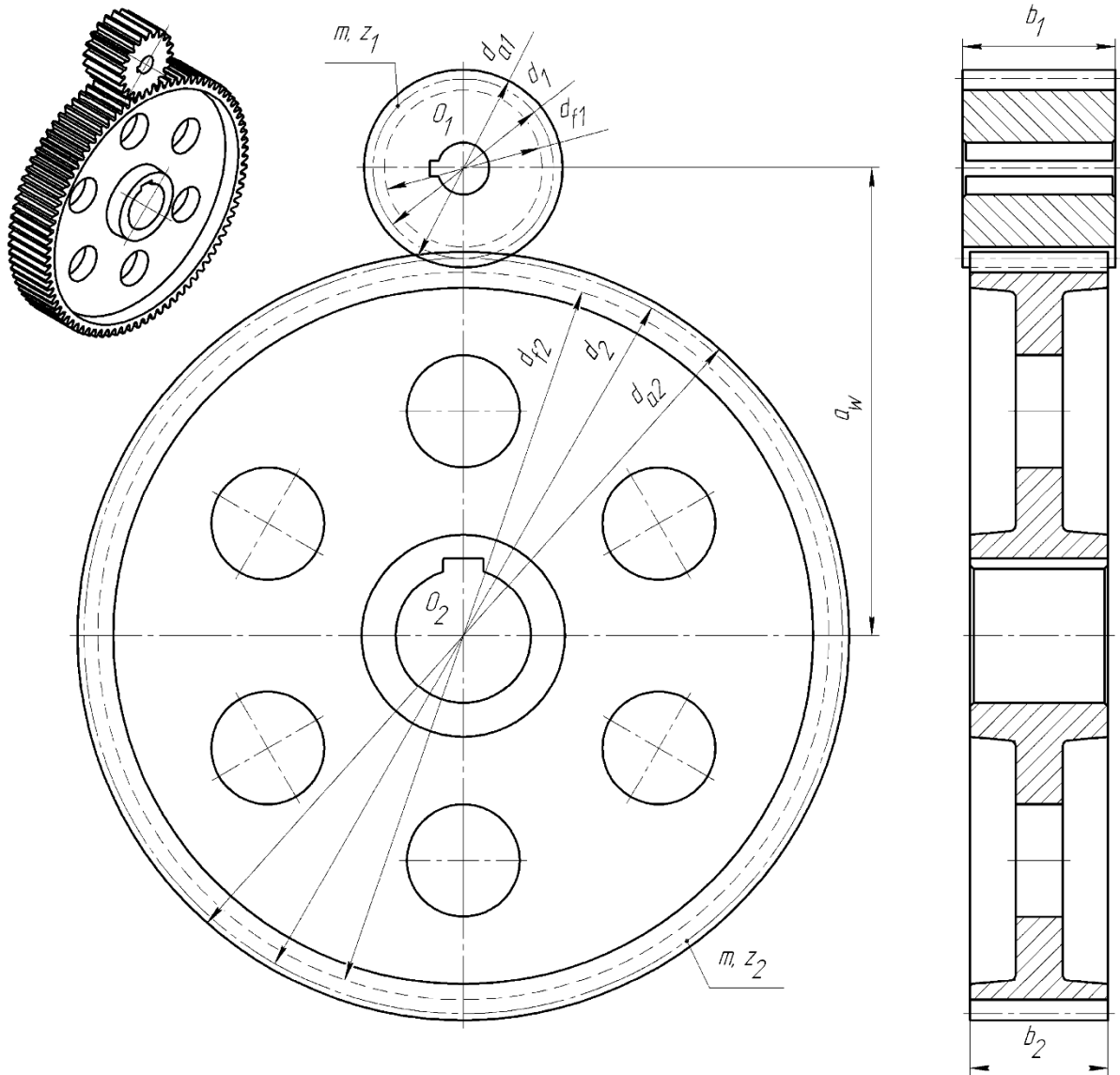


Рис. 2.2. Зубчатое зацепление

Проверочный расчёт зубчатой передачи проводят на контактную прочность:

$$\sigma_H = \frac{K}{a} \sqrt{\frac{T_2 (U+1)^3 \cdot 10^3}{b_2 U^2}} K_{H\beta} K_{HV} K_{Ha} \leq [\sigma]_H, \quad (2.9)$$

где b_2 - ширина колеса.

В косозубой зубчатой передаче в зацеплении действуют три силы (рис. 2.3) – окружная, радиальная и осевая.

Окружная сила:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} \quad (2.10)$$

Радиальная сила:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta, \quad (2.11)$$

$\alpha = 20^\circ$ - угол зацепления.

Осевая сила:

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \operatorname{tg} \beta \quad (2.12)$$

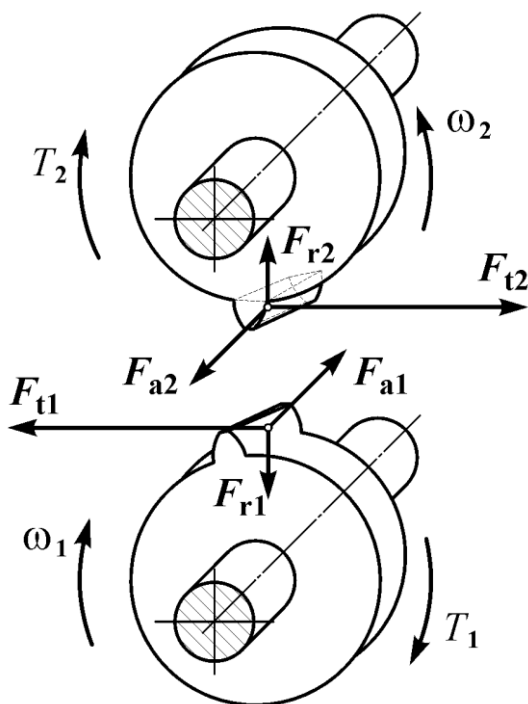


Рис. 2.3. Схема сил в зацеплении

Задача 2.1

Рассчитать зубчатую передачу коробки отбора мощности пожарного автомобиля. Передача некорректированная косозубая, если заданы крутящие моменты на валах T_1 и T_2 . Данные принять из таблицы 2.1 согласно варианту. Допускаемое контактное напряжение для колеса $[\sigma]_{H2} = 380$ МПа. Коэффициенты, используемые в формулах, необходимо выбрать из приложения 1.

Таблица 2.1. Варианты заданий к задаче 2.1

№ варианта	T_1 , Нм	T_2 , Н·м	№ варианта	T_1 , Нм	T_2 , Н·м
00	50	100	50	100	420
01	60	150	51	110	500
02	70	200	52	120	640
03	80	250	53	130	250
04	90	350	54	140	350

05	100	420	55	150	420
06	110	500	56	100	420
07	120	640	57	110	500
08	130	250	58	120	640
09	140	350	59	130	250
10	150	420	60	140	350
11	160	450	61	100	420
12	170	600	62	110	450
13	130	500	63	120	600
14	140	600	64	130	500
15	150	700	65	140	600
16	100	180	66	100	700
17	110	230	67	110	380
18	120	320	68	120	230
19	130	400	69	130	320
20	140	500	70	140	400
21	50	250	71	100	500
22	60	300	72	110	420
23	70	420	73	120	500
24	80	150	74	130	640
25	90	220	75	140	250
26	100	270	76	150	350
27	110	320	77	100	420
28	120	450	78	110	450
29	130	500	79	120	600
30	140	650	80	130	500
31	150	300	81	140	600
32	100	200	82	100	700
33	110	250	83	110	280
34	120	350	84	120	230
35	130	250	85	130	320
36	140	350	86	140	400
37	100	420	87	100	500
38	110	450	88	110	420
39	120	600	89	120	500
40	130	500	90	130	640
41	140	600	91	140	250
42	100	700	92	150	350
43	110	180	93	100	420
44	120	230	94	110	450
45	130	320	95	120	600
46	140	400	96	130	500
47	100	500	97	140	600
48	110	250	98	100	700
49	120	300	99	110	280

Пример выполнения задачи 2.1

Исходные данные:

$$T_1 = 60 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad T_2 = 110 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad [\sigma]_{H2} = 380 \text{ МПа}.$$

Решение.

1. Определяем межосевое расстояние.

$$a = (U + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{K}{[\sigma]_{H2} U}\right)^2 \frac{T_2 \cdot 10^3}{\psi_{ba}} K_{H\beta} K_{HV}} =$$
$$= (1,8 + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{270}{380 \cdot 1,8}\right)^2 \frac{110 \cdot 10^3}{0,4} \cdot 1,05 \cdot 1} = 96,1 \text{ (мм)}$$

Полученное значение межосевого расстояния a округляем до ближайшего значения из стандартного ряда $a = 100$ (мм).

2. Определяем интервал модуля зацепления:

$$m = 0,01 \cdot a = 0,01 \cdot 100 = 1 \text{ (мм)},$$

$$m = 0,02 \cdot a = 0,02 \cdot 100 = 2 \text{ (мм)}.$$

Принимаем модуль $m = 1,5$ (мм).

3. Определяем суммарное число зубьев шестерни и колеса:

$$Z = \frac{2a}{m} \cos \beta = \frac{2 \cdot 100}{1,5} \cdot \cos 11^\circ = 130,8.$$

4. Число зубьев шестерни:

$$Z_1 = \frac{Z}{U + 1} = \frac{131}{1,8 + 1} = 46,8,$$

колеса:

$$Z_2 = Z - Z_1 = 130,8 - 46,8 = 84.$$

Округляем числа зубьев шестерни и колеса до целых чисел в большую сторону $Z_1 = 47$, $Z_2 = 84$.

5. Определяем действительное значение угла β :

$$\cos \beta = \frac{Z \cdot m}{2a} = \frac{131 \cdot 1,5}{2 \cdot 100} = 0,98,$$

$$\beta = 10,7^\circ.$$

6. Определяем фактическое передаточное число U_ϕ :

$$U_\phi = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{84}{47} = 1,79$$

7. Уточняем межосевое расстояние.

$$a = 0,5 \cdot (z_1 + z_2) \cdot m / \cos \beta = 0,5 \cdot (47 + 84) \cdot 1,5 / \cos 10,7 = 100,2 \text{ (мм)}.$$

8. Определяем геометрические размеры зубчатой передачи.

Делительные диаметры:

- шестерни $d_1 = m \cdot Z_1 / \cos \beta = 1,5 \cdot 47 / 0,98 = 71,9$ (мм);

- колеса $d_2 = m \cdot Z_2 / \cos \beta = 1,5 \cdot 84 / 0,98 = 128,6$ (мм).

Диаметры вершин зубьев:

- шестерни $d_{a1} = d_1 + 2m = 71,9 + 2 \cdot 1,5 = 74,9$ (мм);

- колеса $d_{a2} = d_2 + 2m = 128,6 + 2 \cdot 1,5 = 131,6$ (мм).

Диаметры впадин зубьев:

- шестерни $d_{f1} = d_1 - 2,5m = 71,9 - 2,5 \cdot 1,5 = 68,9$ (мм);

- колеса $d_{f2} = d_2 - 2,5m = 128,6 - 2,5 \cdot 1,5 = 124,8$ (мм).

Ширина:

- колеса $b_2 = \psi_{ba} a = 0,4 \cdot 100 = 40$ (мм);

- шестерни $b_1 = b_2 + 3 = 40 + 3 = 43$ (мм).

Коэффициент шестерни по диаметру:

$$\psi_{bd} = b_1 / d_1 = 43 / 71,9 = 0,6$$

9. Производим проверочный расчёт передачи на контактную прочность.

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \frac{K}{a} \sqrt{\frac{T_2 (U_\phi + 1)^3 \cdot 10^3}{b_2 U_\phi^2}} K_{H\beta} K_{HV} K_{Ha} = \\ &= \frac{270}{100} \sqrt{\frac{110(1,79 + 1)^3 \cdot 10^3}{43 \cdot 1,79^2}} \cdot 1,05 \cdot 1 \cdot 1,07 = 376,8 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

$\sigma_H < [\sigma]_H$ - условие прочности выполняется.

10. Определяем силы, действующие в зацеплении:

- окружная сила $F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 60 \cdot 10^3}{71,9} = 1669$ (Н);

- радиальная сила $F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta = 1669 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 10,7^\circ = 620$ (Н);

$\alpha = 20^\circ$ - угол зацепления;

- осевая сила $F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \operatorname{tg} \beta = 1669 \cdot \operatorname{tg} 10,7^\circ = 315$ (Н).

Контрольные вопросы

1. Каковы основные достоинства и недостатки зубчатых передач по сравнению с другими передачами?

2. По каким признакам классифицируют зубчатые передачи?

3. Какие окружности называют начальными, какие делительными?

4. Что называется шагом, модулем и углом зацепления?

5. Какие основные факторы влияют на КПД зубчатых передач?

6. Каковы сравнительные достоинства прямозубых и косозубых колёс?

7. Как определяется передаточное отношение и передаточное число?

8. Какие силы действуют в зубчатом зацеплении?

9. Какие допущения принимаются при расчёте зубьев на контактную прочность?

10. Почему для изготовления шестерни берут более твердый материал, чем для изготовления колес? В каких случаях это обосновано?

2.2 Червячные механические передачи

Червячные механические передачи чаще всего выполняются в виде редукторов и применяются в лебедках пожарных автомобилей и различных подъемных устройствах используемых в пожарной технике [4, 5].

Червячная передача — это механизм для передачи вращения зацеплением с непосредственным контактом витков червяка и зубьев червячного колеса (рис. 2.4). Червяк 1 — это винт с трапецидальной или близкой к ней по форме резьбой. Червячное колесо 2 является косозубым зубчатым колесом с зубьями особой дуговой формы. Такая форма зубьев обеспечивает увеличение длины и прочности зубьев на изгиб.

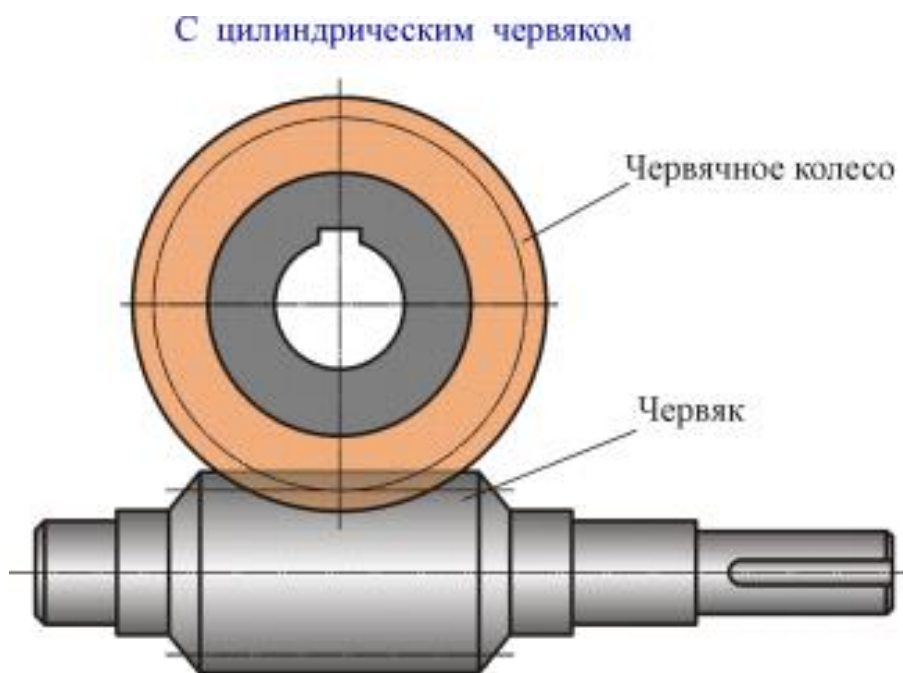


Рис. 2.4. Червячная передача

По форме боковой поверхности витка червяки разделяют на архимедовы (обозначение *ZA*), конволютные (*ZN*), эвольвентные (*ZI*), нелинейчатые с поверхностью, образованной конусом (*ZK*) и с вогнутым профилем витка (*ZT*) (рис. 2.5).

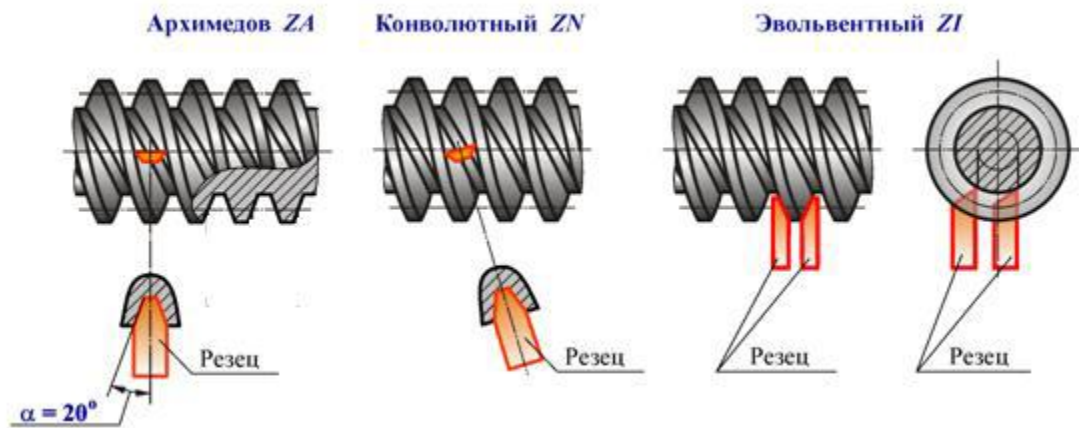


Рис. 2.5. Червячная передача

Достоинства червячных передач:

1. Возможность получения большого передаточного числа в одной ступени.
2. Плавность и малошумность работы.
3. Повышенная кинематическая точность.
4. Возможность самоторможения.

Недостатки червячных передач:

1. Низкий КПД.
2. Необходимость изготовления зубьев колеса из дорогих антифрикционных материалов.
3. Повышенные требования к точности сборки, необходимость регулировки.
4. Необходимость специальных мер по интенсификации теплоотвода.

Изготовление и червяка и колеса из твердых материалов не обеспечивает достаточной износостойкости и сопротивления заеданию. Поэтому одну из деталей передачи выполняют из антифрикционного материала.

Материалы червяка делят на группы: нетермообрабатываемые, улучшаемые, поверхностно-закаливаемые, цементуемые под закалку, подвергаемые азотированию и хромированию. Наиболее применяемый материал – сталь 18ХГТ, твердость поверхности после цементации и закалки 56...63HRC3. Используют также стали 40Х, 40ХН, 35ХГСА с поверхностной закалкой до твердости 45...55HRC3. В данных случаях необходимы шлифование и полирование червяка.

Червячное колесо обычно выполняют составным: венец – из антифрикционных, относительно дорогих и малопрочных материалов; центр – из стали; при небольших нагрузках – из чугуна. Материалы венцов червячных колес разделяют на группы (в порядке снижения сопротивляемости заеданию и усиленному износу): оловянистые бронзы (БрО10Ф1, БрО10Н1Ф1, БрО5Ц5С6); безоловянистые бронзы и латуни (БрА9Ж3Л, БрА10Ж4Н4Л, ЛАЖМц66-6-3-2); чугуны (СЧ15, СЧ18, СЧ20).

Причины выхода из строя червячных передач.

1. Износ зубьев колеса ограничивает срок службы большинства передач. Интенсивность износа увеличивается при загрязненном смазочном материале, при неточном монтаже зацепления, при повышенной шероховатости рабочей

поверхности червяка.

2. Заедание при твердых материалах колес происходит в ярко выраженной форме со значительными повреждениями поверхностей и последующим быстрым изнашиванием зубьев частицами колеса, приварившимися к червяку. В случае применения мягких материалов колес заедание проявляется в менее опасной форме, возникает перенос («намазывание») материала колеса на рабочую поверхность червяка.

3. Усталостное выкрашивание наблюдается только на поверхности зубьев колес, изготовленных из материалов, стойких к заеданию.

4. Пластическая деформация рабочих поверхностей зубьев колеса возникает при действии больших перегрузок.

5. Усталостная поломка зубьев колеса происходит в результате значительного их износа. Усталостная поломка витков или тела червяка и усталостный разрыв венца колеса по впадине зуба возникают редко.

Основные геометрические размеры червяка представлены на рис. 2.6.

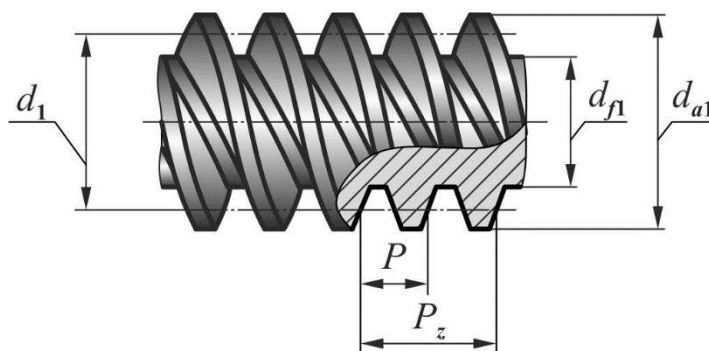


Рис. 2.6. Геометрические размеры червяка

Расстояние между одноименными точками боковых сторон смежных витков червяка, измеренное параллельно оси, называют осевым шагом червяка P . Отношение P/π называют модулем m .

Коэффициент диаметра червяка:

$$q = \frac{d_1}{m} \quad (2.13)$$

Делительный диаметр червяка:

$$d_1 = qm \quad (2.14)$$

Делительный диаметр колеса:

$$d_2 = Z_2 m \quad (2.15)$$

Диаметр вершин червяка:

$$d_{a1} = d_1 + 2m \quad (2.16)$$

Диаметр впадин червяка:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m \quad (2.17)$$

Межосевое расстояние передачи:

$$a = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m(q + Z_1) \quad (2.18)$$

Передаточное число:

$$U = \frac{Z_2}{Z_1}, \quad (2.19)$$

где Z_1 - число заходов червяка, Z_2 - число зубьев колеса.

Силы, действующие в зацеплении (рис. 2.7).

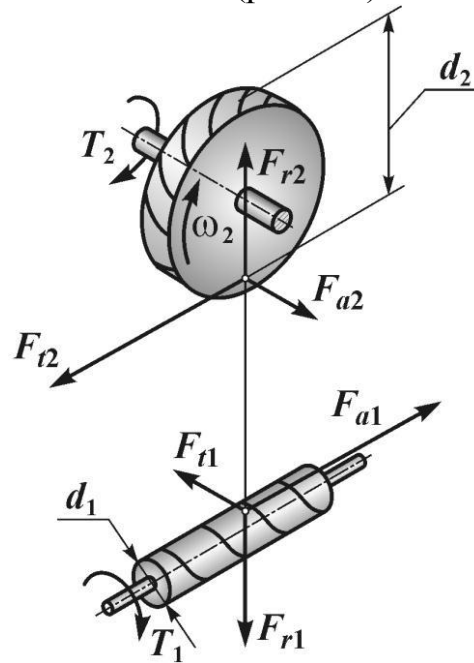


Рис. 2.7. Силы, действующие в червячной передаче

Окружная сила на червяке и осевая сила на колесе:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_B \cdot 10^3}{d_1} \quad (2.20)$$

Окружная сила на колесе и осевая на червяке:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_T \cdot 10^3}{d_2} \quad (2.21)$$

Радиальная сила:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (2.22)$$

где $\alpha = 20^\circ$ - угол зацепления.

Проверочный расчёт передачи на контактную прочность. Условие контактной прочности червячной передачи:

$$\sigma_H = \frac{170q}{Z_2} \sqrt{\left(\frac{Z_2/q + 1}{a_w}\right)^3 T_T \cdot 10^3 K_H} \leq [\sigma]_H, \quad (2.23)$$

где K_H – коэффициент нагрузки. При постоянной внешней нагрузке можно принимать его в зависимости от окружной скорости колеса. При $V_2 \leq 3$ м/с $K_H = 1$, при $V_2 > 3$ м/с $K_H = 1,1 \dots 1,4$.

По результатам проверочного расчета допускается недогрузка передачи до 15% и перегрузка до 5%. Если перегрузка больше допустимой, выбирают другой материал венца червячного колеса и повторяют расчет. Недогрузка более 15%, как правило, свидетельствует об ошибке в расчетах.

Задача 2.2

Рассчитать червячную передачу подъемного механизма пожарных рукавов в башенную сушилку. Крутящий момент на червяке T_1 , передаточное число U , принять из таблицы 2.2 согласно варианту. Допускаемое контактное напряжение для червячного колеса $[\sigma]_{H2} = 225$ МПа. Коэффициенты, используемые в формулах, необходимо выбрать из приложения 2.

Таблица 2.2. Варианты заданий к задаче 2.2

№ варианта	T_1 , Нм	U	№ варианта	T_1 , Нм	U
00	50	8	50	100	12,5
01	60	12,5	51	110	9
02	70	9	52	120	10
03	80	10	53	130	16
04	90	16	54	140	20
05	100	20	55	150	25
06	110	25	56	100	28
07	120	28	57	110	40
08	130	40	58	120	50
09	140	50	59	130	8
10	150	8	60	140	12,5
11	160	12,5	61	100	9
12	170	9	62	110	10
13	130	10	63	120	16
14	140	16	64	130	20
15	150	20	65	140	25
16	100	25	66	100	12,5
17	110	28	67	110	9
18	120	40	68	120	10
19	130	50	69	130	16
20	140	8	70	140	20
21	50	12,5	71	100	25
22	60	9	72	110	28
23	70	10	73	120	40
24	80	16	74	130	50
25	90	20	75	140	8
26	100	25	76	150	12,5
27	110	28	77	100	9

28	120	40	78	110	10
29	130	50	79	120	16
30	140	8	80	130	20
31	150	12,5	81	140	25
32	100	9	82	100	12,5
33	110	10	83	110	9
34	120	16	84	120	10
35	130	20	85	130	16
36	140	25	86	140	20
37	100	28	87	100	25
38	110	40	88	110	28
39	120	50	89	120	40
40	130	8	90	130	50
41	140	12,5	91	140	8
42	100	9	92	150	12,5
43	110	10	93	100	9
44	120	16	94	110	10
45	130	20	95	120	16
46	140	25	96	130	20
47	100	28	97	140	25
48	110	40	98	100	12,5
49	120	50	99	110	9

Пример выполнения задачи 2.2

Исходные данные:

$$T_1 = 110 \text{ Н}\cdot\text{м}, U = 10, [\sigma]_{H2} = 225 \text{ МПа}.$$

Решение.

1. Определяем межосевое расстояние по формуле:

$$a = 61 \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 \cdot K_H}{[\sigma]_{H2}^2}} = 61 \sqrt[3]{\frac{1100 \cdot 10^3 \cdot 1,1}{225^2}} = 173,9 \text{ (мм)}$$

Округляем полученное значение a до стандартного $a = 160$ мм.

2. Определяем число витков червяка $Z_1 = 4$, которое зависит от передаточного числа червячного редуктора.

3. Рассчитываем число зубьев червячного колеса:

$$Z_2 = Z_1 U = 4 \cdot 10 = 40$$

4. Находим интервал для осевого модуля зацепления:

$$m = 1,5 \cdot \frac{a}{Z_2} = 1,5 \cdot \frac{160}{40} = 6 \text{ (мм)},$$

$$m = 1,7 \cdot \frac{a}{Z_2} = 1,7 \cdot \frac{160}{40} = 6,8 \text{ (мм)}.$$

Принимаем стандартное значение модуля из интервала от 6 до 6,8 мм. $m = 6,3$ (мм).

5. Определяем коэффициент диаметра червяка:

$$q = \frac{2a}{m} - Z_2 = \frac{2 \cdot 160}{6,3} - 40 = 10,8$$

Округляем значение коэффициента диаметра червяка до стандартного $q = 11,2$.

6. Уточняем межосевое расстояние:

$$a = 0,5m(q + Z_2) = 0,5 \cdot 6,3 \cdot (11,2 + 40) = 161,3 \text{ (мм)};$$

7. Фактическое передаточное число:

$$U_{\Phi} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{40}{4} = 10$$

8. Определяем геометрические размеры червячной передачи (рис. 2.8).

Основные размеры червяка:

- делительный диаметр $d_1 = mq = 6,3 \cdot 11,2 = 70,6 \text{ (мм)}$;

- диаметр вершин витков $d_{a1} = d_1 + 2m = 70,6 + 2 \cdot 6,3 = 83,2 \text{ (мм)}$;

- диаметр впадин витков $d_{f1} = d_1 - 2,4m = 70,6 - 2,4 \cdot 6,3 = 55,5 \text{ (мм)}$;

- начальный диаметр $d_{w1} = m(q + 2x) = 6,3 \cdot (11,2 + 2 \cdot 0) = 70,7 \text{ (мм)}$;

- угол подъема витка червяка $\gamma = \arctg \frac{Z_1}{q} = \arctg \frac{4}{11,2} = 19,65^\circ$;

- длина нарезаемой части червяка

$$b_1 = (10 + 5,5|x| + Z_1)m = (10 + 5,5 \cdot 0 + 4) \cdot 6,3 = 122,8 \text{ (мм)};$$

9. Основные размеры червячного колеса:

- делительный диаметр $d_2 = mZ_2 = 6,3 \cdot 40 = 252 \text{ (мм)}$;

- диаметр вершин зубьев $d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x) = 252 + 2 \cdot 6,3(1 + 0) = 264,6 \text{ (мм)}$;

- диаметр впадин зубьев $d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - x) = 252 - 2 \cdot 6,3(1,2 - 0) = 236,8 \text{ (мм)}$;

- наибольший диаметр колеса $d_{aM2} = d_{a2} + \frac{6m}{Z_1 + 2} = 264,6 + \frac{6 \cdot 6,6}{4 + 2} = 271,2 \text{ (мм)}$;

- ширина венца $b_2 = 0,315 \cdot a = 0,315 \cdot 100 = 31,5 \text{ (мм)}$.

10. Условный угол обхвата червяка венцом колеса:

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m} = \frac{31,5}{83,2 - 0,5 \cdot 6,3} = 0,3935;$$
$$\delta = 23,2^\circ$$

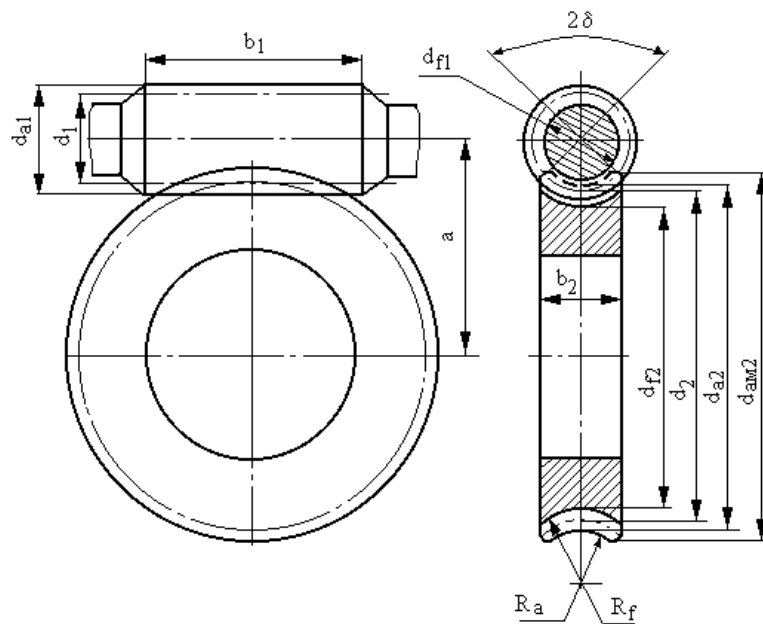


Рис. 2.8. Геометрические параметры червячной передачи

11. Определяем силы в зацеплении червячной пары:

- окружная сила на червяке и осевая сила на колесе

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 110 \cdot 10^3}{70,6} = 3116 \text{ (Н)};$$

- окружная сила на колесе и осевая на червяке

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 1100 \cdot 10^3}{252} = 8730 \text{ (Н)};$$

- радиальная сила $F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 8730 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 8730 \cdot 0,3639 = 3177 \text{ (Н)}$.

12. Проверочный расчёт передачи на контактную прочность. Условие контактной прочности червячной передачи:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \frac{170q}{Z_2} \sqrt{\left(\frac{Z_2/q+1}{a}\right)^3 T_2 \cdot 10^3 K_H} = \\ &= \frac{170 \cdot 11,2}{40} \sqrt{\left(\frac{40/11,2+1}{160}\right)^3 \cdot 1100 \cdot 10^3 \cdot 1,1} = 143,4 \text{ (МПа)} \end{aligned}$$

$\sigma_H < [\sigma]_H$ - условие прочности выполняется.

Контрольные вопросы

1. Силы в зацеплении передачи и особенности расчета на прочность?
2. Каковы основные достоинства и недостатки червячных передач по сравнению с зубчатыми?
3. В каких областях машиностроения широко применяют червячные передачи и почему?
4. Каковы особенности различных типов червячных передач?

5. Почему КПД червячных передач увеличивается при стремлении передаточного отношения к единице?

6. Каковы материалы и виды термообработки для червячных колес?

7. Какие способы изготовления червячных передач вы знаете?

2.3 Ременная передача

Ременные передачи – это передачи гибкой связью, состоящие из ведущего и ведомого шкивов и надетого на них ремня. В состав передачи могут также входить натяжные устройства и ограждения. Возможно применение нескольких ремней и нескольких ведомых шкивов.

В пожарной технике ременные передачи используются для вращения генератора пожарного автомобиля, также ременные передачи применяются для обеспечения работы газораспределительного механизма двигателя внутреннего сгорания пожарного автомобиля.

Основное назначение – передача механической энергии от двигателя передаточным и исполнительным механизмам, как правило, с понижением частоты вращения (рис. 2.9).

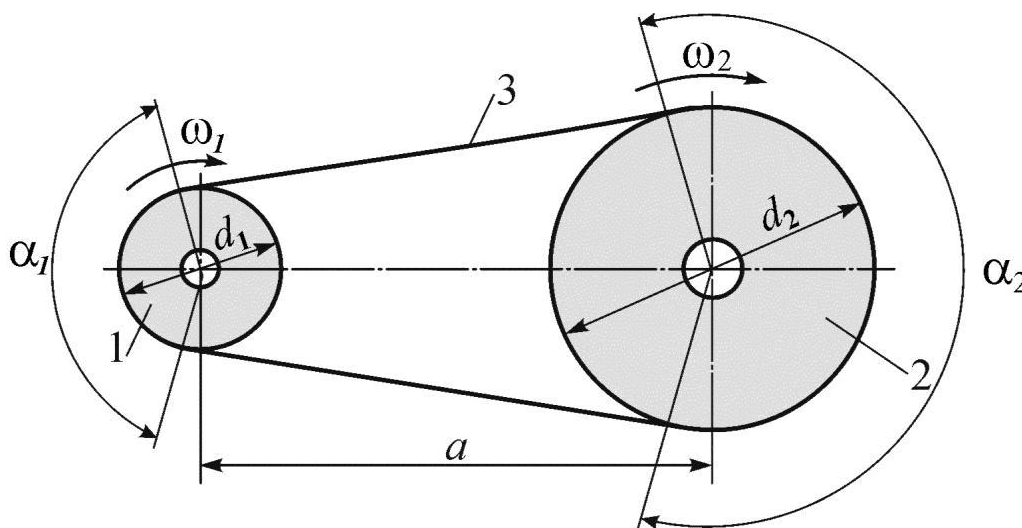


Рис. 2.9. Схема ременной передачи

По принципу работы различаются передачи трением (большинство передач) и зацеплением (зубчатоременные). Передачи зубчатыми ремнями по своим свойствам существенно отличаются от передач трением.

Ремни передач трением по форме поперечного сечения разделяются на плоские, клиновые, поликлиновые, круглые, квадратные.

Достоинства ременных передач трением:

1. Возможность передачи движения на значительные расстояния.
2. Возможность работы с высокими скоростями.
3. Плавность и малошумность работы.

4. Предохранение механизмов от резких колебаний нагрузки и ударов.
5. Защита от перегрузки за счет проскальзывания ремня по шкиву.
6. Плотность конструкции, отсутствие необходимости смазочной системы.
7. Малая стоимость.

Недостатки:

1. Значительные габариты при больших передаточных числах.
2. Значительные силы, действующие на валы и опоры.
3. Непостоянство передаточного отношения.
4. Малая долговечность ремней в быстроходных передачах.
5. Необходимость защиты ремня от попадания масла.

Ремни передач трением по форме поперечного сечения подразделяют на плоские, клиновые, поликлиновые, круглые, квадратные.

Клиновые, поликлиновые, зубчатые и быстроходные плоские изготавливают бесконечными замкнутыми. Плоские ремни преимущественно выпускают конечными в виде длинных лент. Концы таких ремней склеивают, сшивают или соединяют металлическими скобами. Места соединения ремней вызывают динамические нагрузки, что ограничивает скорость ремня. Разрушение этих ремней происходит, как правило, по месту соединения.

Ремни должны обладать высокой прочностью при переменных напряжениях, износостойкостью, максимальным коэффициентом трения на рабочих поверхностях, минимальной изгибной жесткостью [6].

Конструкцию ремней отличает наличие высокопрочного несущего слоя, расположенного вблизи нейтральной линии сечения. Повышенный коэффициент трения обеспечивается пропиткой ремня или применением обкладок.

Плоские ремни (рис. 2.10, а). Отличаются большой гибкостью из-за малого отношения толщины ремня к его ширине.

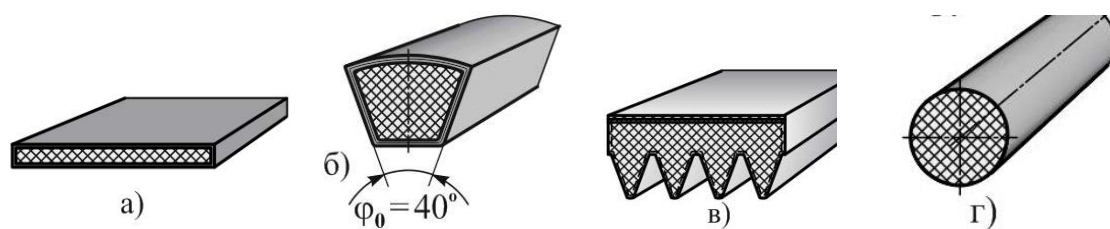


Рис. 2.10. Сечения ремней

Клиновые ремни (рис. 2.10, б). Имеют трапециевидное сечение с боковыми рабочими сторонами, соприкасающимися с канавками на шкивах. Благодаря клиновому действию ремни этого типа обладают повышенным сцеплением со шкивами. Современными стандартами предусматривается сравнительно небольшое число сечений клиновых и поликлиновых ремней.

Поликлиновые ремни (рис. 2.10, в). Представляют собой бесконечные плоские ремни с продольными клиновыми ребрами на внутренней поверхности. Эти ремни сочетают гибкость плоских ремней и повышенное сцепление со шкивами, характерное для клиновых ремней.

Круглые ремни (рис. 2.10, г) выполняются диаметром от 3 до 12 мм и используются для передачи небольших мощностей в приборах и бытовой технике.

Клиновые и поликлиновые ремни (рис.) выпускаются прорезиненными с несущим слоем из синтетического кордшнура (кордшнуровые ремни) или обрешиненной вискозной ткани (кордтканевые ремни).

На уровне нейтральной оси 1- расположены несколько слоёв кордовой ткани 2, которые определяют тяговую способность ремня, выше и ниже кордоткани слои резины: 3 – слой растяжения, 4 – слой сжатия. Тканевая обёртка 5 увеличивает прочность ремня и предохраняет его от износа (рис. 2.11).

Для шнуров корда применяют полиамидные и полиэфирные волокна, для передач с особо высокой нагрузкой кевлар. Ремни с кордом из кевлара имеют высокую прочность, практически не вытягиваются (модуль упругости при растяжении $E = 2500$ МПа в отличие от $E = 300..600$ МПа для корда из других волокон). Кордтканевые клиновые ремни с несколькими слоями ткани имеют меньший модуль упругости и лучше работают при ударной нагрузке.

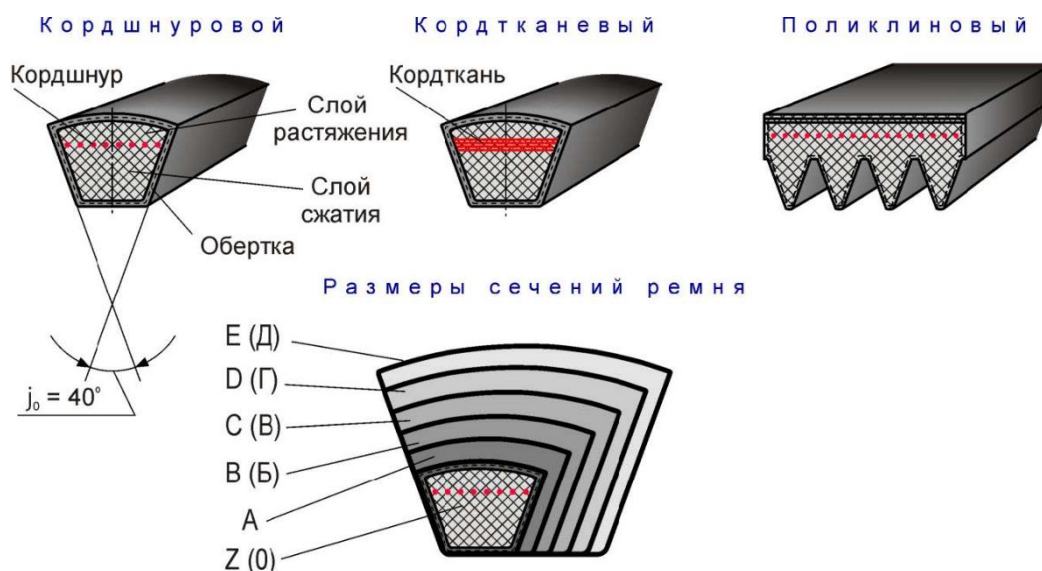


Рис. 2.11 Сечение клиновых и поликлиновых ремней

Задача 2.3

Рассчитать ременную передачу подъемного механизма пожарных рукавов в башенную сушилку. Мощность на ведущем валу P_1 , число оборотов ведущего вала n_1 , передаточное число U , крутящий момент T_1 принять из таблицы 2.3 согласно варианту. Сечение ремня выбрать из приложения 5. Коэффициенты, используемые в формулах, необходимо выбрать из приложений.

Таблица 2.3. Варианты заданий к задаче 2.3

№ варианта	T_1 , Нм	U	P_1 , кВт	№ варианта	T_1 , Нм	U	P_1 , кВт
00	30	2,5	1,1	50	30	2,5	1,1

01	35	2,8	1,5	51	35	2,8	1,5
02	40	3	2,2	52	40	3	2,2
03	50	1,5	3	53	50	2,5	3
04	55	3	4	54	55	2	4
05	60	1,5	5,5	55	60	1,5	5,5
06	49	1,8	1,1	56	49	1,8	1,1
07	70	2	1,5	57	70	2	1,5
08	80	2,5	2,2	58	80	2,5	2,2
09	29	2	3	59	29	2	3
10	25	2,5	4	60	25	2,5	4
11	20	2,8	5,5	61	20	2,8	5,5
12	55	3	1,1	62	55	3	1,1
13	45	2	1,5	63	45	2	1,5
14	35	2	2,2	64	35	2,5	2,2
15	30	1,5	3	65	30	1,5	3
16	20	1,8	4	66	30	1,8	4
17	25	2	5,5	67	48	2	5,5
18	28	2,5	1,1	68	52	2,5	1,1
19	52	2	1,5	69	65	2	1,5
20	65	2,5	2,2	70	21	2,5	2,2
21	29	2,8	3	71	25	2,8	3
22	39	3	4	72	25	3	4
23	40	2,5	5,5	73	31	1,8	5,5
24	45	3	1,1	74	39	2	1,1
25	50	1,5	1,5	75	44	1,5	1,5
26	60	1,8	2,2	76	43	1,8	2,2
27	70	2	3,0	77	48	2	3
28	39	2,5	4,0	78	52	2,5	4
29	48	2	5,5	79	65	2	5,5
30	52	2,5	1,1	80	21	2,5	1,1
31	65	2,8	1,5	81	25	2,8	1,5
32	21	3,15	2,2	82	25	3	2,2
33	25	1,8	3	83	31	2	3
34	25	2,5	4	84	39	2,5	4
35	31	1,5	5,5	85	44	1,5	5,5
36	39	1,8	1,1	86	43	1,8	1,1
37	44	2	1,5	87	48	2	1,5
38	43	2,5	2,2	88	52	2,5	2,2
39	67	2	3	89	65	2	3,0
40	21	2,5	4	90	45	2,5	4,0
41	26	2,8	5,5	91	44	2,8	5,5
42	26	3	1,1	92	61	3	1,1
43	32	2	1,5	93	68	1,8	1,5
44	40	3,15	2,2	94	45	3,15	2,2
45	45	1,5	3,0	95	44	1,5	3
46	44	1,8	4,0	96	61	1,8	4

47	61	2	5,5	97	53	2	5,5
48	61	2,5	1,1	98	45	2,5	1,1
49	27	2	1,5	99	33	2	1,5

Пример выполнения задачи 2.3

Исходные данные:

$$T_1 = 110 \text{ Н}\cdot\text{м}, U = 2, P_1 = 2,5 \text{ кВт.}$$

Решение.

1. Определяем сечение ремня в зависимости от крутящего момента на ведущем шкиве. Принимаем сечение ремня B .

2. Определяем минимально возможный диаметр ведущего шкива $D_{1\min} = 125 \text{ мм}$ в зависимости от сечения ремня. Для повышения эффективности работы передачи и сокращения числа ремней принимаем в качестве диаметра ведущего шкива $D_1 = 140 \text{ мм}$, то есть следующий стандартный размер после значения $D_{1\min}$.

3. Диаметр ведомого шкива с учетом относительного скольжения ремня по шкиву:

$$D_2 = D_1 U (1 - 0,015) = 140 \cdot 2 (1 - 0,015) = 275,8 \text{ (мм)}$$

Принимаем стандартное значение диаметра ведомого шкива $D_2 = 280 \text{ (мм)}$.

4. Определяем минимально возможное межосевое расстояние:

$$a_{\min} = 0,55(D_1 + D_2) + T_0 = 0,55(140 + 280) + 10,5 = 241,5 \text{ (мм)}.$$

5. Определяем максимальное значение межосевого расстояния:

$$a_{\max} = D_1 + D_2 = 140 + 280 = 420 \text{ (мм)}$$

Принимаем межосевое расстояние $a = 330$ из промежутка $a_{\min} < a < a_{\max}$.

6. Длина ремня:

$$\begin{aligned} L &= 2a + 1,57(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a} = \\ &= 2 \cdot 330 + 1,57(140 + 280) + \frac{(280 - 140)^2}{4 \cdot 330} = 1334,2 \text{ (мм)} \end{aligned}$$

Принимаем $L = 1400 \text{ (мм)}$ из стандартного ряда.

7. Пересчитываем межосевое расстояние с учетом стандартного значения длины ремня:

$$\begin{aligned} a &= 0,25 \left[(L - w) + \sqrt{(L - w)^2 - 2y} \right] = \\ &= 0,25 \left[(1400 - 659,4) + \sqrt{(1400 - 659,4)^2 - 2 \cdot 19600} \right] = 363,6 \text{ (мм)} \end{aligned}$$

где

$$w = 1,57(D_1 + D_2) = 1,57(140 + 280) = 659,4 \text{ (мм);}$$

$$y = (D_2 - D_1)^2 = (280 - 140)^2 = 19600 \text{ мм}^2.$$

8. Определяем угол обхвата меньшего шкива:

$$\alpha_1 = 180 - 57 \frac{D_2 - D_1}{a} = 180 - 57 \frac{280 - 140}{363,6} = 158^\circ.$$

9. Определяем скорость ремня:

$$V_p = \frac{\pi n_1 D_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 217 \cdot 140}{60 \cdot 1000} = 1,6 \text{ (м/с)};$$

10. Определяем необходимое число ремней:

$$Z = \frac{P_1 C_p}{P_o C_L C_\alpha C_Z} = \frac{2,5 \cdot 1}{1,16 \cdot 1 \cdot 0,95 \cdot 0,95} = 2,4$$

Принимаем $Z = 3$.

11. Определяем силу, действующую на валы:

$$F_p = 2F_o Z \sin \frac{\alpha}{2} = 2 \cdot 442,7 \cdot 3 \cdot \sin \frac{158}{2} = 2607,3 \text{ (Н)},$$

где F_o – предварительное натяжение ветвей ремня.

$$F_o = \frac{850 P_1 C_p C_L}{Z V_p C_\alpha} + \theta V_p^2 = \frac{850 \cdot 2,5 \cdot 1 \cdot 0,95}{3 \cdot 7,2 \cdot 0,95} + 1,02 \cdot 7,2^2 = 442,7 \text{ (Н)}.$$

Контрольные вопросы

1. Что определяют при расчете на тяговую способность ременных передач?
2. Какое максимальное число ремней в клиноременной передаче?
3. Что относится к основным элементам ременной передачи?
4. Какой вид ременных передач получил наибольшее распространение в современных машинах?
5. Какая ветвь открытой ременной передачи испытывает при работе большее напряжение?
6. От чего зависит усталостное разрушение ремня?
7. В чем заключается расчет на тяговую способность клиноременных передач?

2.4 Цепная передача

Цепная передача — это механизм, состоящий из ведущей и ведомой звездочек и охватывающей их цепи (рис. 2.24). В состав передачи также часто входят натяжные и смазочные устройства, ограждения. Возможно применение нескольких ведомых звездочек. Цепь состоит из соединенных шарнирно звеньев, за счет чего обеспечивается гибкость цепи [7].

Цепные передачи применяются в станках, транспортных и других машинах для передачи движения между параллельными валами, когда зубчатые передачи непригодны, а ременные передачи ненадежны.

Передаваемая мощность до 120 кВт, скорость до 15м/с. В специальных передачах скорость может достигать до 30м/с. КПД – 0,92...0,97.

Передача может быть как быстроходной, в этом случае её передаточное число до 8, так и тихоходной, в этом случае передаточное число лучше до 4. Применение цепной передачи как быстроходной предполагает жесткий корпус и хорошую постоянную смазку.

Долговечность цепей 3-5000 часов работы.

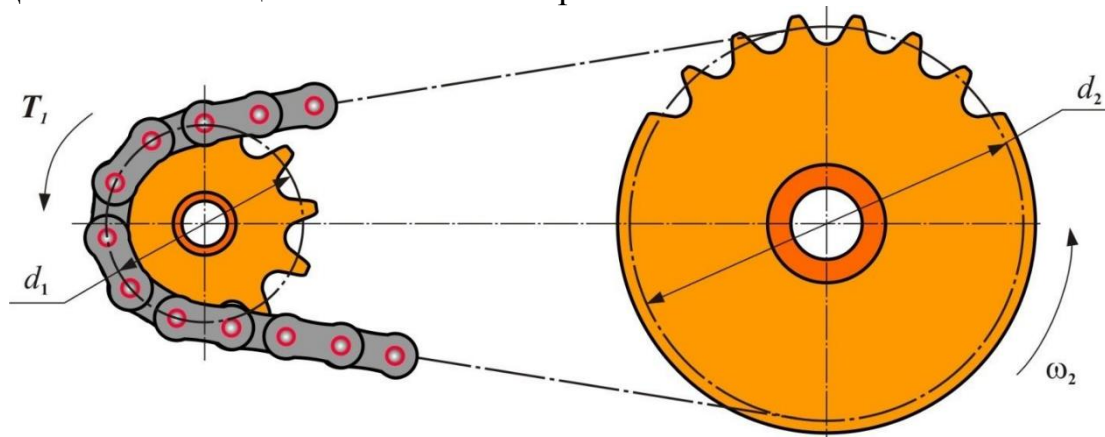


Рис. 2.24. Схема цепной передачи

Достоинства цепных передач:

1. Возможность применения в значительном диапазоне межосевых расстояний.
2. Меньшие, чем у ременных передач, габариты.
3. Отсутствие проскальзывания.
4. Высокий коэффициент полезного действия.
5. Относительно малые силы, действующие на валы.
6. Возможность передачи движения нескольким звездочкам.
7. Возможность легкой замены цепи.

Недостатки цепных передач:

1. Неизбежность износа шарниров цепи из-за отсутствия условий для жидкостного трения.
2. Непостоянство скорости движения цепи, особенно при малых числах зубьев звездочек.
3. Необходимость более точной установки валов, чем для клиноременной передачи.
4. Необходимость смазывания и регулировки.

Цепи по назначению подразделяют на три группы:

- 1) грузовые – для закрепления грузов;
- 2) тяговые – для перемещения грузов в машинах непрерывного транспорта (конвейерах, подъемниках, эскалаторах и др.);
- 3) приводные – для передачи движения.

В дальнейшей работе мы будем уделять особое внимание приводным цепям. В настоящее время в качестве приводных цепей чаще всего применяют *втулочные, роликовые и зубчатые цепи.*

В настоящее время в качестве приводных цепей чаще всего применяют *втулочные, роликовые и зубчатые цепи*.

Втулочная цепь проще и дешевле роликовой. Применяют в неответственных передачах при скоростях до 1 м/с.

Роликовая цепь бывает однорядной и многорядной. Применяют при скоростях до 20 м/с.

Приводная роликовая цепь состоит:

- 1 - Внешнее звено;
- 2 - Внутреннее звено;
- 3 - Валик;
- 4 - Втулка;
- 5 - Ролик.

Зубчатые цепи – принципиально лучшие из приводных цепей. Могут передавать большую нагрузку и работать на скоростях до 35 м/с.

Все эти цепи стандартизованы. Основной параметр – шаг цепи.

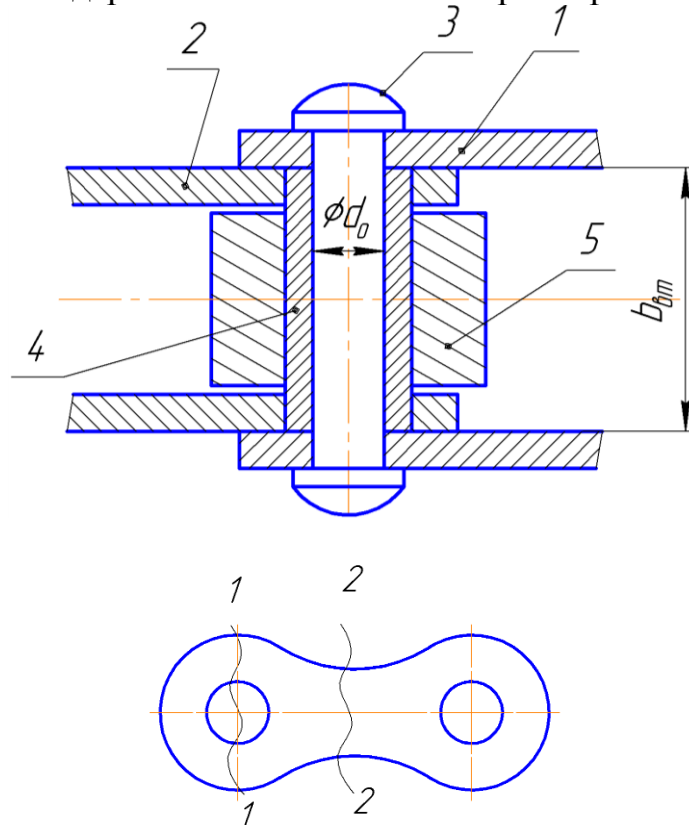


Рис. 2.25. Конструкция шарнира цепи

Пластины наружных 1 и внутренних 2 звеньев выполнены равнопрочными на растяжение в сечениях 1-1 и 2-2 (рис. 2.25). Их изготавливают из среднеуглеродистых качественных или легированных сталей 40, 45, 50, 40Х, 40ХН, 30ХНЗА, термообработка — объемная закалка с низким отпуском, твердость обычно 40... 50 HRC₃; валики и втулки преимущественно выполняют из цементуемых сталей 15, 20, 15Х, 12ХНЗ, 18ХГТ и других, после цементации или газового цианирования детали закаливают до твердости поверхности 56...65HRC₃-

Термодиффузионное хромирование деталей шарниров повышает ресурс цепи по износу в 3-12 раз по сравнению с цементацией.

Наружные пластины 1 жестко связаны с осью 3, а внутренние 2 жестко связаны со втулкой 4. На втулке свободно сидит ролик 5. Таким образом, при движении цепи ролик 5 катится по боковой поверхности зуба звёздочки. Роликовые цепи могут быть облегчённые однорядные (ПРЛ), нормальные однорядные (ПР). Пластина цепи с изогнутыми пластинами (ПРИ), длиннозвенные облегчённые (ПРД), усиленные (ПРУ), двух (2ПР)-, трёх (3ПР)- и четырёхрядные (4ПР).

Цепные передачи выходят из строя по следующим причинам.

1. Износ шарниров, приводящий к удлинению цепи, увеличению шага цепи и, как следствие, к нарушению ее зацепления с зубьями звездочек.

2. Усталостное разрушение пластин по проушинам, характерное для закрытых быстроходных тяжело нагруженных передач, работающих при хорошем смазывании, когда износ шарниров не является определяющим.

3. Проворачивание валиков и втулок в пластинах в местах за прессовки, связанное с низким качеством изготовления.

4. Усталостное выкрашивание и разрушение роликов.

5. Недопустимое провисание ведомой ветви цепи, характерное для передач с нерегулируемым межосевым расстоянием при отсутствии натяжных устройств.

6. Износ зубьев звездочек.

При проектном расчете цепной передачи рассчитывают число зубьев звездочек и межосевое расстояние, а затем вычисляют шаг цепи.

Проверочный расчет передачи проводят по условию износостойкости шарниров цепи. Давление в шарнирах не должно превышать допустимого в данных условиях эксплуатации:

$$p = \frac{F_t}{A} \leq [p],$$

где F_t - тяговое усилие, A - площадь опорной поверхности шарнира, $[p]$ - допустимое давление.

Задача 2.4

Рассчитать цепную передачу. Мощность на ведущем валу P_1 , число оборотов ведущего вала n_1 , передаточное число U , крутящий момент T_1 принять из таблицы 2.4 согласно варианту. Коэффициенты и дополнительные данные, используемые в формулах, необходимо выбрать из приложения 4.

Таблица 2.4. Варианты заданий к задаче 2.5

№ варианта	T_1 , Нм	U	P_1 , кВт	№ варианта	T_1 , Нм	U	P_1 , кВт
00	50	2,5	1,1	50	100	2,5	1,1
01	60	2,8	1,5	51	110	2,8	1,5

02	70	3,15	2,2	52	120	3,15	2,2
03	80	4	3	53	130	4	3
04	90	4,5	4	54	140	4,5	4
05	100	1,5	5,5	55	150	1,5	5,5
06	110	1,8	1,1	56	160	1,8	1,1
07	120	2	1,5	57	170	2	1,5
08	130	2,5	2,2	58	130	2,5	2,2
09	140	2	3	59	140	2	3
10	150	2,5	4	60	150	2,5	4
11	160	2,8	5,5	61	100	2,8	5,5
12	170	3,15	1,1	62	110	3,15	1,1
13	130	4	1,5	63	120	4	1,5
14	140	4,5	2,2	64	130	4,5	2,2
15	150	1,5	3	65	140	1,5	3
16	100	1,8	4	66	50	1,8	4
17	110	2	5,5	67	60	2	5,5
18	120	2,5	1,1	68	70	2,5	1,1
19	130	2	1,5	69	80	2	1,5
20	140	2,5	2,2	70	90	2,5	2,2
21	50	2,8	3	71	100	2,8	3
22	60	3,15	4	72	100	3,15	4
23	70	4	5,5	73	110	4	5,5
24	80	4,5	1,1	74	120	4,5	1,1
25	90	1,5	1,5	75	130	1,5	1,5
26	100	1,8	2,2	76	140	1,8	2,2
27	110	2	3,0	77	150	2	3
28	120	2,5	4,0	78	160	2,5	4
29	130	2	5,5	79	170	2	5,5
30	140	2,5	1,1	80	130	2,5	1,1
31	150	2,8	1,5	81	140	2,8	1,5
32	160	3,15	2,2	82	150	3,15	2,2
33	170	4	3	83	100	4	3
34	130	4,5	4	84	110	4,5	4
35	140	1,5	5,5	85	120	1,5	5,5
36	150	1,8	1,1	86	130	1,8	1,1
37	100	2	1,5	87	140	2	1,5
38	110	2,5	2,2	88	50	2,5	2,2
39	120	2	3	89	60	2	3,0
40	130	2,5	4	90	70	2,5	4,0
41	140	2,8	5,5	91	80	2,8	5,5
42	50	3,15	1,1	92	90	3,15	1,1
43	60	4	1,5	93	100	4	1,5
44	70	4,5	2,2	94	100	4,5	2,2
45	80	1,5	3,0	95	110	1,5	3
46	90	1,8	4,0	96	120	1,8	4
47	100	2	5,5	97	130	2	5,5

48	110	2,5	1,1	98	140	2,5	1,1
49	120	2	1,5	99	150	2	1,5

Пример выполнения задачи 2.4

Исходные данные:

$$T_1 = 110 \text{ Н}\cdot\text{м}, U = 2, P_1 = 2,2 \text{ кВт.}$$

Решение.

1. Определяем число зубьев ведущей звездочки:

$$z_1 = 29 - 2U = 29 - 2 \cdot 2 = 25$$

2. Число зубьев ведомой звездочки:

$$z_2 = z_1 U = 25 \cdot 2 = 50$$

3. Фактическое передаточное число:

$$U_\phi = z_2 / z_1 = 50 / 25 = 2$$

4. Определяем расчетный коэффициент нагрузки (эксплуатации):

$$k = k_d k_c k_\theta k_{\text{пер}} k_p = 1 \cdot 1,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 = 1,87,$$

5. Предварительно принимают среднее допустимое значение среднего давления в шарнирах $[p] = 20 \text{ МПа}$.

6. Определяют шаг однорядной цепи t , мм:

$$t = 2,83 \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot k \cdot 10^3}{[p] \cdot z_1}} = 2,83 \sqrt[3]{\frac{220 \cdot 1,87 \cdot 10^3}{20 \cdot 25}} = 25,656 \text{ (мм)}$$

Округляем полученное значение шага цепи до ближайшего стандартного $t = 25,4$

. Принимаем цепь ПР – 25.4

7. Задаемся межосевым расстоянием в шагах в пределах от 30 до 50 шагов.

$$a_t = 40.$$

8. Определяем число звеньев цепи:

$$l_t = 2a_t + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{[(z_2 - z_1) / 2\pi]^2}{a_t} = 2 \cdot 40 + \frac{25 + 50}{2} + \frac{[(50 - 25) / 2 \cdot 3,14]^2}{40} = 77,9$$

Округляем данное значение до четного числа, $l_t = 78$.

9. Уточняем межосевое расстояние в шагах:

$$a_t = 0,25 \left(l_t - 0,5(z_2 + z_1) + \sqrt{[l_t - 0,5(z_2 + z_1)]^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right) =$$

$$a_t = 0,25 \left(78 - 0,5(50 + 25) + \sqrt{[78 - 0,5(50 + 25)]^2 - 8 \left(\frac{50 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right) = 19,85$$

10. Фактическое межосевое расстояние:

$$a = a_t \cdot t = 19,85 \cdot 25,4 = 504,2 \text{ (мм)}$$

11. Длина цепи:

$$l = l_t \cdot t = 78 \cdot 25,4 = 1981,2 \text{ (мм)}$$

12. Определяем размеры звездочек.

- диаметр делительной окружности ведущей звёздочки:

$$d_{d1} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_1}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180}{25}} = 203,2 \text{ (мм)};$$

- диаметр делительной окружности ведомой звёздочки:

$$d_{d2} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_2}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180}{50}} = 403,2 \text{ (мм)};$$

- диаметр окружности выступов ведущей звездочки:

$$d_{e1} = t \left(k + ctg \frac{180}{z_1} - \frac{0,31d_1}{t} \right) = 25,4 \cdot \left(0,7 + ctg \frac{180}{25} - \frac{0,31 \cdot 15,88}{25,4} \right) = 213,6 \text{ (мм)};$$

диаметр окружности выступов ведомой звездочки:

$$d_{e2} = t \left(k + ctg \frac{180}{z_2} - \frac{0,31d_2}{t} \right) = 25,4 \cdot \left(0,7 + ctg \frac{180}{50} - \frac{0,31 \cdot 7,95}{25,4} \right) = 418,4 \text{ (мм)};$$

- диаметр окружности впадин ведущей звездочки:

$$d_{i1} = d_{d1} - \left(d_1 - 0,175\sqrt{d_{d1}} \right) = 203,2 - \left(15,88 - 0,175\sqrt{203,2} \right) = 189,8 \text{ (мм)};$$

диаметр окружности впадин ведомой звездочки

$$d_{i2} = d_{d2} - \left(d_2 - 0,175\sqrt{d_{d2}} \right) = 403,2 - \left(7,95 - 0,175\sqrt{7,95} \right) = 395,7 \text{ (мм)}.$$

13. Определяют окружную силу, передаваемую цепью:

$$F_t = \frac{P_1}{V_{ц}} = \frac{2200}{2} = 1100 \text{ (Н)}$$

где P_1 – мощность на ведущей звездочке, кВт;

$$V_{ц} - \text{ фактическая скорость цепи, } V_{ц} = \frac{z_1 t n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{25 \cdot 25,4 \cdot 191}{60 \cdot 10^3} = 2 \text{ (м/с)}.$$

14. Проверяем цепь по допускаемой частоте вращения ведущей звездочки на соблюдение условия $n \leq [n]$. $[n]$ – допускаемая частота вращения, об/мин.

$[n] = 15 \cdot 10^3 / t = 15 \cdot 10^3 / 25,4 = 590,5$ (об/мин) – допускаемая частота вращения, об/мин.

15. Находят действительное давление в шарнире цепи $p_{ц}$, МПа:

$$p_{ц} = \frac{F_t k_9}{A} = \frac{1100 \cdot 1,87}{252,1} = 8,2 \text{ (МПа)},$$

где A – площадь проекции опорной поверхности шарнира, мм²:

$$A = d_1 \cdot b_3 = 15,88 \cdot 15,88 = 252,1 (\text{мм}^2),$$

$p_{\text{ц}} \leq [p]$ – условие соблюдается.

16. Проверяем цепь на прочность.

Условие прочности:

$$S \geq [S]$$

$[S]$ – нормативный коэффициент запаса прочности, $[S] = 8,2$; S – расчетный коэффициент запаса прочности.

$$S = \frac{Q}{F_t K_d + F_0 + F_V} = \frac{56700}{1100 \cdot 1 + 77,2 + 281,2} = 47,7$$

где Q – разрушающая нагрузка цепи; F_t – окружная сила; K_d – коэффициент динамичности нагрузки; F_0 – предварительное натяжение цепи от ее веса; F_V – натяжение цепи от центробежных сил.

$$F_0 = K_f q a g \cdot 10^{-3} = 6 \cdot 2,6 \cdot 504,2 \cdot 9,81 \cdot 10^{-3} = 77,2 (\text{Н}),$$

где K_f – коэффициент провисания; q – масса 1м цепи; a – межосевое расстояние; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

$$F_V = q V_{\text{ц}}^2 = 2,6 \cdot 2^2 = 10,4 (\text{Н})$$

16. Определяют силу давления цепи на вал

$$F_{\text{ц}} = F_t + 2F_0 = 1100 + 2 \cdot 77,2 = 1254,4 (\text{Н})$$

Контрольные вопросы

1. Какие достоинства и недостатки цепных передач по сравнению с ременными?
2. В чем отличие конструкции роликовой и втулочной цепей?
3. Почему при высоких скоростях рекомендуется применять цепи с малым шагом?
4. Почему при проектном расчете рекомендуется принимать четное число звеньев цепи?
5. Что является основным критерием работоспособности цепных передач? Как проводится проверка цепи по этому критерию?
6. Что такое коэффициент эксплуатации, от чего он зависит?
7. Какие способы смазывания цепи и звездочек применяют?

3 СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

3.1. Заклепочные соединения деталей: конструкция и расчеты соединений на прочность

Соединение, осуществляемое заклепками, относится к неразъемным соединениям, т. к. для того, чтобы разъединить детали необходимо разрушить заклепки [8].

Заклепки применяют в соединениях, для которых методы сварки и склеивания малоэффективны или непригодны: в соединениях деталей из разнородных материалов, цветных металлов и сплавов, где нагрев недопустим из-за коробления. в соединениях работающих при вибрационных нагрузках (например, в авиации), а также в особо ответственных соединениях, например, в фермах железнодорожных мостов, пожарно-спасательном, подъемно-транспортном оборудовании большой грузоподъемности и т.п.

Заклепочные соединения получают следующим способом.

В отверстия соединяемых деталей вставляют заклепки (рис. 3.1). Под закладную головку 2 устанавливают инструмент-поддержку 1. Специальной клепальной машиной или вручную (ударами молотка, кувалды) выступающий конец заклепки ($l_0 \approx 1,5d_0$) осаживают обжимкой в замыкающую головку 5. Для стальных заклепок с диаметром менее 12 мм производят клепку в холодную, то же относится к заклепкам из цветных металлов и сплавов; с диаметром более 12 мм с нагревом заклепки до светло-красного каления (1000—1100 °С). Этот способ обеспечивает более высокое качество заклепочного шва, так как заклепки укорачиваются при остывании и стягивают детали, создавая на стыке их поверхностей большие силы трения, препятствующие относительному сдвигу деталей при действии нагрузки

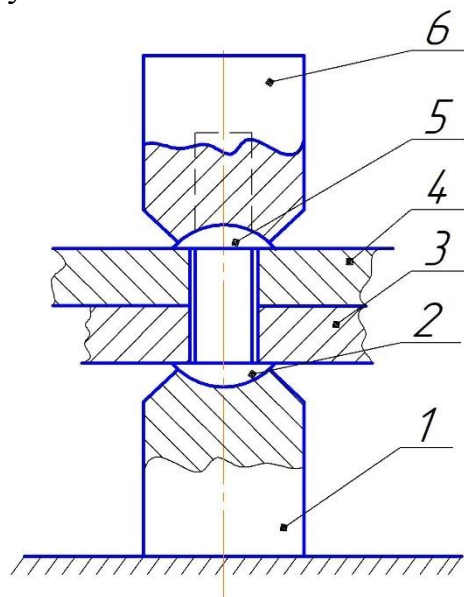


Рис. 3.1. Формирование заклепочного шва:
1 - поддержка; 2 - закладная головка; 3,4 – соединяемые детали;
5 - замыкающая головка; 6 – обжимка

Достоинства и недостатки заклепочных соединений по сравнению с другими видами неразъемных соединений.

Достоинства:

- высокая прочность и надежность соединения;
- удобство контроля качества клепки;
- повышенная сопротивляемость ударным и вибрационным нагрузкам;
- возможность соединения деталей из трудносвариваемых металлов;
- не дают температурных деформаций;
- детали при разборке не разрушаются.

Недостатки:

- высокая стоимость, так как процесс получения заклепочного шва состоит из большого числа операций (разметка, продавливание или сверление отверстий, нагрев заклепок, их закладка, клепка) и требует применения дорогостоящего оборудования (станки, прессы, клепальные машины).

- повышенный расход материала для этого соединения (из-за ослабления соединяемых деталей отверстиями под заклепки требуется увеличение их толщины, применение накладок и т. п.);

- детали ослаблены отверстиями;
- высокий шум и ударные нагрузки при изготовлении;
- невозможность соединения деталей сложной конфигурации.

Заклепка представляет собой стержень круглого поперечного сечения с головками по концам, одна из которых, называемая закладкой, изготавливается вместе со стержнем, а другая, называемая замыкающей, выполняется в процессе клепки. На рисунке 3.2 показаны формы заклепок.

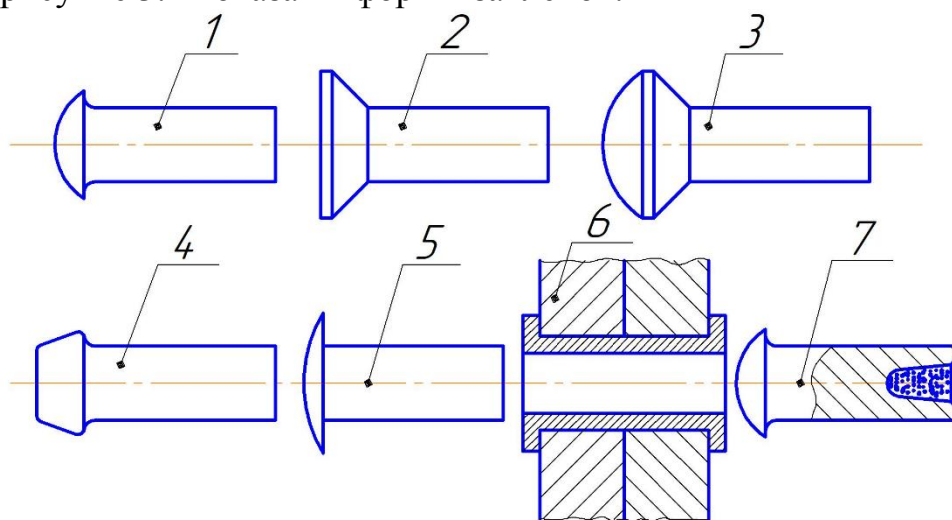


Рис. 3.2. Формы заклепок:

1 – с полукруглой головкой; 2, 3 – с потайной или полупотайной головкой; 4 – с бочкообразной головкой; 5 – с широкой головкой для соединения толстостенных материалов; 6 – трубчатые заклепки (применяются в слабонагруженных соединениях), 7 – взрывные заклепки (применяются в труднодоступных местах для образования замыкающей головки)

В качестве склепываемых материалов могут быть углеродистые и легированные стали, цветные металлы и их сплавы, неметаллические материалы, применяемые в общем машиностроении. Заклепки изготовляют из низкоуглеродистых сталей Ст.2, Ст.3, легированной стали 12Х18Н9Т, меди МЗ, латуни ЛТ63, алюминиевых сплавов АД1, Д18, АМг5 и др.

3.1.1 Расчет заклепочных швов

При эксплуатации конструкций из заклепочных соединений выявлено, что нарушения соединений вызываются обрывом головки с разрушениями стержней, смятием стенок отверстий и стержней, а также разрушением соединяемых листов, ослабленных отверстиями. Следовательно, основными критериями работоспособности являются прочность заклепок и листов соединений.

При расчете прочных швов предполагается, что нагрузка F распределяется между заклепками шва равномерно, а сила трения, возникающая между соединенными деталями, в расчете не учитывается.

В нахлесточном соединении внешние нагрузки F образуют пару сил (рис. 3.3), момент которой мал в связи с малым плечом. На основные размеры заклепочных соединений (диаметр заклепки d , шаг заклепок t и др.) разработаны нормы в зависимости от толщины листов δ или размеров прокатного профиля. Так, диаметр заклепки $d \approx (1,8...2)\delta$, шаг шва $t = (3 \div 6)d$.

Расчетные формулы на прочность.

Условие прочности заклепок на срез:

$$\tau_{cp} = \frac{4F}{\pi d^2 i z} \leq [\tau]_{cp} ; \quad (3.1)$$

Условие прочности на смятие:

$$\sigma_{cm} = \frac{F}{\delta d z} \leq [\sigma]_{cm} , \quad (3.2)$$

где τ , $[\tau]_{cp}$, σ , $[\sigma]_{cm}$ - соответственно расчетное и допустимое напряжения на срез и на смятие;

$[\tau]_{cp}$ определяют по материалу заклепок;

$[\sigma]_{cm}$ определяют по более слабому материалу заклепки или детали;

z - число заклепок;

i - число плоскостей среза заклепок;

d - диаметр поставленной заклепки;

δ - наименьшая толщина соединяемых деталей.

Допускаемые напряжения для заклепок зависят, в основном, от их материала, характера обработки отверстий и характера внешней нагрузки.

При действии на заклепочное соединение знакопеременных нагрузок допускаемые напряжения понижают в γ раз (в среднем на 10 - 20 %).

Для среднеуглеродистых сталей

$$\gamma = \frac{1}{1,2 - 0,8 \frac{F_{\min}}{F_{\max}}} \quad (3.3)$$

Здесь F_{\min} и F_{\max} – наименьшая и наибольшая по абсолютной величине силы, взятые со своими знаками.

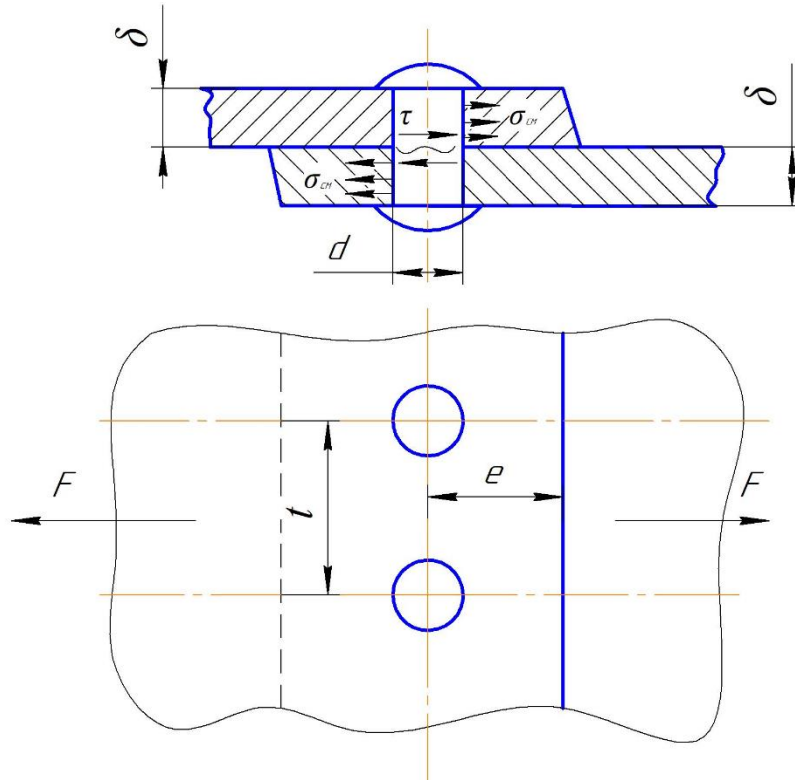


Рис. 3.3. Параметры заклепочного соединения

Задача 3.1.

Перед пожарным поставлена задача, скрепить четыре металлических листа с помощью заклепочного соединения. Для решения задачи, необходимо определить внутренний диаметр заклёпки (рис. 3.4) из условия её прочности на срез и проверить заклёпку на смятие, если $[\sigma_{сш}] = 100$ МПа, $[\tau_{ср}] = 60$ МПа. Значения силы P , толщины листов S_1, S_2 наружного диаметра d приведены в табл. 1.

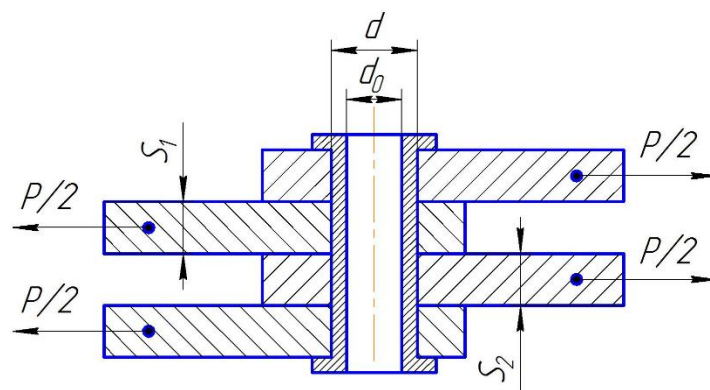


Рис. 3.4. Пример заклепочного соединения

Таблица 3.1. Варианты заданий к задаче 3.1

№ варианта	P, кН	S ₁ , мм	S ₂ , мм	d, мм
1	10	5	7	8
2	10,5	6	8	9
3	11	7	9	10
4	11,5	8	10	11
5	12	9	5	12
6	12,5	10	6	14
7	13	5	7	15
8	13,5	6	8	16
9	14	7	9	18
10	14,5	8	10	10
11	15	5	7	11
12	15,5	6	8	10
13	16	7	9	10
14	16,5	8	10	11
15	10	9	5	12

Пример решения.

Исходные данные: $S_1=S_2=6$ мм, диаметр заклёпки $d=20$ мм, сила $P=10$ кН, $[\sigma_{см}]=100$ МПа, $[\tau_{ср}]=60$ МПа.

Напряжение среза в заклёпке:

$$\tau_{ср} = \frac{4P}{\pi(d^2 - d_0^2)iz} \leq [\tau]_{ср},$$

где $i=3$ (имеем три площадки среза), $z=1$ (одна заклёпка).

Выразим d_0 из формулы напряжения среза заклёпки:

$$d_0 \geq \sqrt{d^2 - \frac{4P}{\pi[\tau_{ср}]iz}}$$

Тогда:

$$d_0 = \sqrt{20^2 - \frac{4 \cdot 10 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 3}} = 18,1 \text{ (мм)}.$$

Напряжение смятия в заклёпке (при $z=1$):

$$\sigma_{см} = \frac{P}{dS_1} \leq [\sigma_{см}].$$

$$\sigma_{см} = \frac{10 \cdot 10^3}{20 \cdot 6} = 83,3 \text{ (МПа)}$$

Так как $\sigma_{см} < [\sigma_{см}]$, прочность соединения соблюдена.

Задача 3.2.

Две полосы соединены внахлестку пятью заклепками (рис. 3.5). Определить напряжения в сечении II - II, ослабленном отверстиями под заклепки. Толщина каждого листа S мм. Проверить прочность заклепок Ст3, диаметр заклепок d мм, допускаемое напряжение $[\tau]_{\text{ср}}$ на срез МПа, нагрузка на соединение P кН. Входные данные в таблице 4.2.

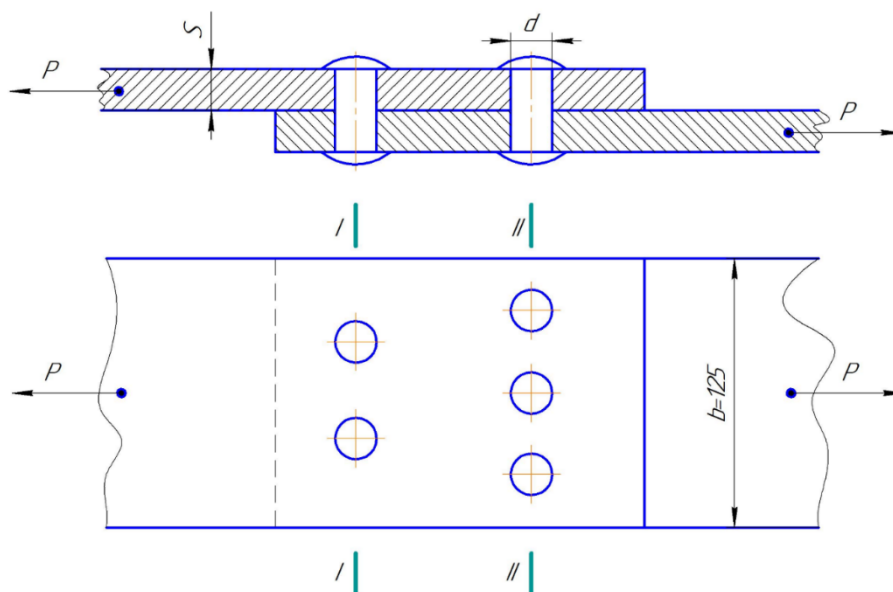


Рис. 3.5. Рисунок к задаче 3.2

Таблица 3.2. Варианты заданий к задаче 3.2

№ варианта	S , мм	d , мм	P , кН	$[\tau]_{\text{ср}}$, МПа
1	5	10	40	140
2	6	11	45	145
3	7	12	50	150
4	8	13	55	140
5	9	14	60	145
6	10	15	65	150
7	5	16	70	140
8	6	17	40	145
9	7	18	45	150
10	8	10	50	140
11	9	11	55	145
12	10	12	60	150
13	5	13	65	140
14	6	14	70	145
15	7	15	40	150

Пример решения.

Исходные данные: толщина каждого листа $S=7$ мм, диаметр заклепок $d=14$ мм, нагрузка на соединение $P=90$ кН, допустимое напряжение на срез $[\tau]_{\text{ср}}=140$ МПа, нагрузка на соединение $P=90$ кН, ширина пластин $b=125$ мм.

Определение напряжения в сечении II-II листа. Полоса работает на растяжение. Найдем напряжение по формуле:

$$\sigma_p = \frac{P}{A_p},$$

где A_p - площадь сечения II-II листа.

$$A_p = (b - 3d) \cdot S = (125 - 3 \cdot 14) \cdot 7 = 581 \text{ мм};$$

$$\sigma_p = \frac{P}{A_p} = \frac{90 \cdot 10^3}{581} = 155 \text{ МПа.}$$

Проверим прочность заклепок на срез:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{P}{A_{\text{ср}}} = \frac{P}{z \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{90 \cdot 10^3 \cdot 4}{5 \cdot \pi \cdot 14^2} = 117 \text{ МПа,}$$

где $A_{\text{ср}}$ - площадь одной заклепки, z - общее число заклепок.

Сравним расчетное значение напряжения на срез с допустимым:

$$\tau_{\text{ср}} = 117 \text{ МПа} < [\tau_{\text{ср}}] = 140 \text{ МПа.}$$

Расчетное значение напряжения на срез меньше, чем допустимое напряжение на срез, значит условие прочности выполняется.

Задача 3.3.

Проверить прочность изображенного на рис. 3.6 заклепочного соединения, если P кН. Допускаемые напряжения на растяжение листов $[\sigma]_p$ МПа, на смятие заклепок $[\sigma]_{\text{см}}$ МПа, на срез заклепок $[\tau]_{\text{ср}}$ МПа. Толщина листов S_1 , соединяемых встык деталей равна (мм), толщина накладок S_2 каждой равна (мм). Диаметр заклепок d мм, ширина листов b мм. Входные данные в таблице 4.3.

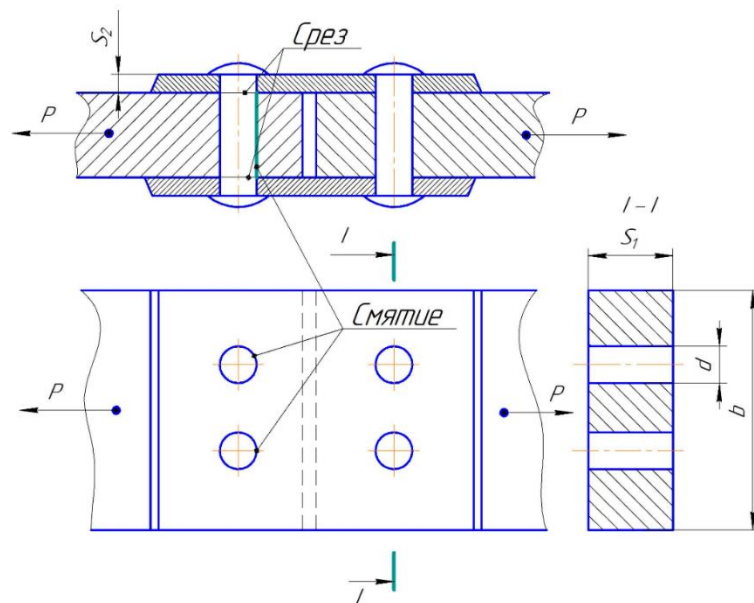


Рис. 3.6. Рисунок к задаче 3.3

Таблица 3.3 Варианты заданий к задаче 3.3

№ варианта	P, кН	S ₁ , мм	S ₂ , мм	d, мм	b, мм	[σ] _p	[σ] _{см} МПа	[τ] _{ср.} МПа
1	70	8	5	15	130	140	280	100
2	75	9	6	16	135	140	270	100
3	80	10	7	17	140	140	290	100
4	85	11	8	18	145	140	280	100
5	90	12	9	19	150	140	270	100
6	95	13	10	15	155	140	290	100
7	70	14	7	16	160	140	270	100
8	75	15	8	17	165	150	260	100
9	80	8	9	18	170	150	270	100
10	85	9	10	19	175	150	290	100
11	90	10	7	15	130	160	280	100
12	95	11	8	16	135	160	270	100
13	70	12	9	17	139	160	290	100
14	75	13	10	18	145	160	280	100
15	80	14	7	19	148	160	270	100

Пример решения.

Исходные данные: нагрузка на соединение P=87 кН, допускаемые напряжения на растяжение листов [σ]_p=140 МПа, на смятие заклепок [σ]_{см}=280 МПа, на срез заклепок [τ]_{ср}=100 МПа, толщина листов S₁=10 мм, толщина накладок S₂=6 мм, диаметр заклепок d=17 мм, ширина листов b=150 мм.

Проверка прочности листа на растяжение в сечении, ослабленном отверстиями под заклепки:

$$\sigma_p = \frac{P}{A_p} = \frac{87 \cdot 10^3}{(b - 2d)S_1} = 75 \text{ МПа.}$$

Условие прочности:

$$\sigma_p = 75 \text{ МПа} < [\sigma]_p = 140 \text{ МПа.}$$

Проверка прочности заклепок на срез, учитывая, что в данном соединении заклепки двухсрезные:

$$\tau_{ср} = \frac{4P}{\pi(d^2)iz} \leq [\tau]_{ср},$$

где i = 2 (имеем две площадки среза), z = 2 (две заклепки), тогда

$$\tau_{ср} = \frac{4P}{\pi(d^2)iz} = \frac{4 \cdot 87 \cdot 10^3}{\pi \cdot 2 \cdot 2 \cdot 17^2} = 96 \text{ МПа} \leq [\tau]_{ср} = 100 \text{ МПа.}$$

Проверка прочности заклепок на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{P}{zdS_1} = \frac{87 \cdot 10^3}{2 \cdot 17 \cdot 10} = 256 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{см} = 280 \text{ МПа.}$$

Проверка прочности листов на растяжение, заклепок на срез и смятие проведена, условие прочности выполняется.

Контрольные вопросы

1. Где применяются заклепочные соединения?
2. Назовите недостатки заклепочных соединений.
3. Перечислите формы заклепок.
4. Условие прочности заклепочных соединений на срез?
5. Каким образом получают заклепочное соединение?

3.2. Сварные соединения

3.2.1 Основные сведения о сварных соединениях

Сварные соединения образуются путем местного нагревания деталей в зоне их соединении. При нагреве устанавливаются межатомные связи между свариваемыми частями.

При помощи сварки изготавливают большинство изделий, применяемых в пожарной технике, например рамы пожарных автомобилей; корпуса редукторов, применяемых для подъема пожарных рукавов в башенной сушилке; цистерны пожарных автомобилей и др.

Существует много методов сварки, которые подразделяются на две основные группы: сварка плавлением (газовая, высокочастотная, дуговая и др.) и сварка пластическим деформированием (контактная, стыковая, точечная и др.)

К наиболее распространенным видам сварки можно отнести контактную и дуговую электросварки.

Для сварных соединений с помощью дуговой сварки применяют следующие электроды: Э42, Э42А, Э46 и др. При расшифровке цифры, которая идет после буквы Э, число необходимо умножить на 10, тогда получим минимальное значение временного сопротивления металла шва. Буква А обозначает повышенное качество электрода.

К достоинствам сварных соединений относят:

- экономию материала (сварные конструкции легче клепаных на 20...25 %);
- герметичность соединений;
- возможность соединения деталей любых криволинейных профилей и толщины;
- значительно меньшая трудоемкость, но по сравнению с заклепочными соединениями.

К недостаткам сварных соединений можно отнести следующее:

- невысокое качество шва;
- высокая концентрация напряжения в зоне сварных швов;
- при переменных режимах нагружения прочность сварных швов невысокая.

3.2.2 Основные типы сварных соединений

В зависимости от взаимного расположения соединяемых элементов различают следующие типы сварных соединений.

Стыковые соединения

Стыковые соединения простые и надежные в сравнении с другими соединениями. Применяется ручная дуговая сварка и автоматическая - шов образуется за счет основного металла.

Стыковое соединение – это сварное соединение двух деталей, расположенных в одной плоскости и примыкающих друг к другу торцевыми поверхностями. Данное соединение является самым распространенным и применяется во многих сварных конструкциях. Пример стыкового соединения показан на рисунке 3.7.

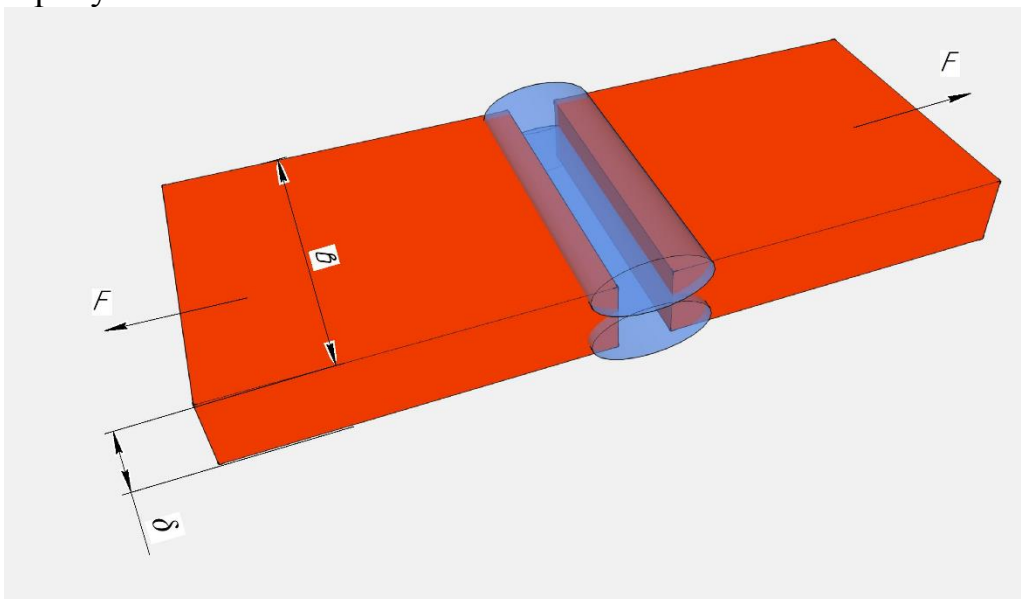


Рис. 3.7. Пример стыкового соединения

Нахлесточные соединения

Нахлесточное соединение – это сварное соединение, в котором соединяемые элементы расположены параллельно и частично перекрывают друг друга (рис. 3.8). Используют данные соединения при дуговой сварке элементом из стали толщиной не более 10-12 мм. Также данный тип соединения не требует специальной подготовки кромок, кроме обрезки.

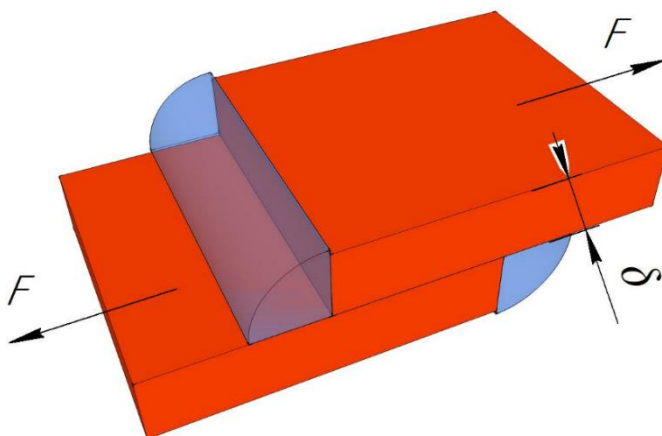


Рис. 3.9. Пример нахлесточного соединения

Нахлесточные соединения разделяются на несколько видов: лобовые, расположенные перпендикулярно линии действия силы F , фланговые параллельно действию силы F , комбинированные швы (рис. 3.10).

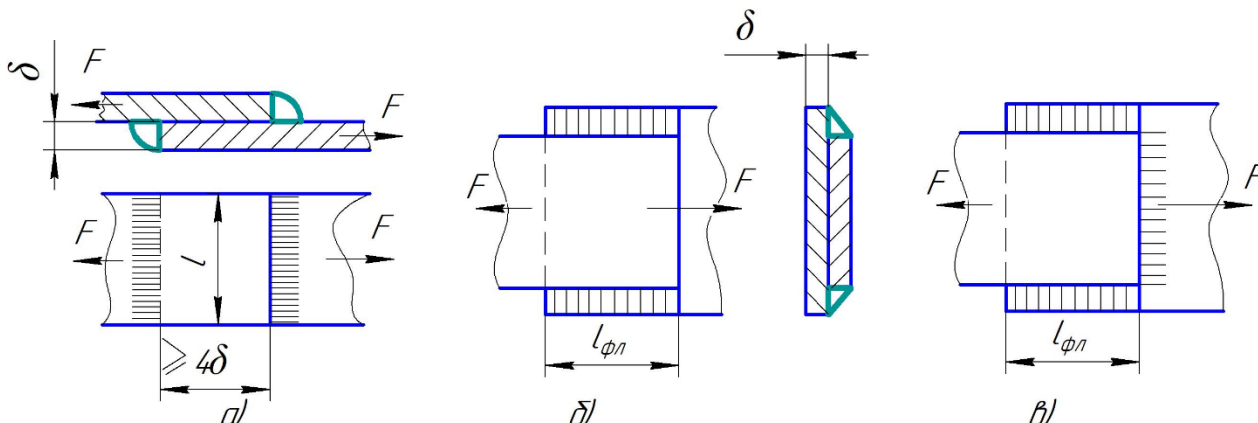


Рис. 3.10. Виды нахлесточного соединения:

1 – лобовое соединение, 2 – фланговое соединение, 3 – комбинированное соединение

Угловое соединение – это сварное соединение двух деталей, расположенных под любым углом друг другу и сваренных в месте примыкания кромок. Данные соединения не используются в конструкциях, испытывающих большое внутреннее давление. На рисунке 3.11 показан пример углового соединения.

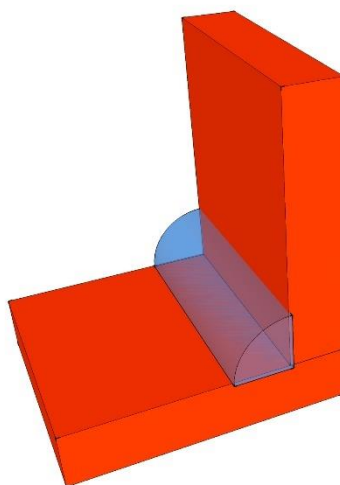


Рис. 3.11. Угловое соединение

Торцевое соединение – это сварное соединение, в котором свариваются торцы двух деталей, боковые поверхности которых примыкают друг к другу (рис. 3.13). Такие соединения, как правило, используют при сварке тонких деталей во избежание прожога.

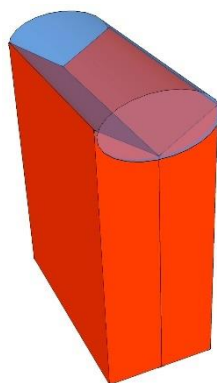


Рис. 3.12. Торцевое соединение

Тавровое соединение – это сварное соединение, в котором к боковой поверхности одной детали примыкает под углом и сварена торцом другая деталь (рис. 3.13). Угол между деталями должен быть прямой с минимальным отклонением расположенных под любым углом друг другу и сваренных в месте примыкания кромок.

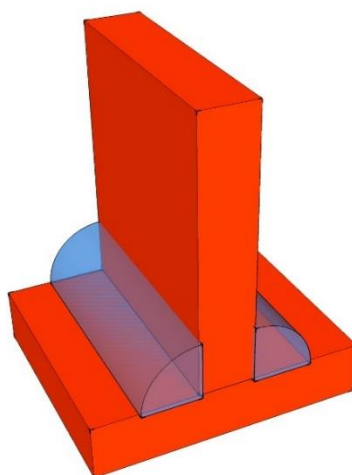


Рис. 3.13. Тавровое соединение

3.2.3 Расчет на прочность сварных соединений

Основным критерием работоспособности швов сварных соединений является *прочность*. Исходным условием проектирования соединений является равноправность шва и соединяемых деталей.

Стыковые соединения.

Расчет производится по напряжениям растяжения или сжатия по площади поперечного сечения соединяемых деталей

Условие прочности:

$$\sigma = \frac{F}{\delta b} \leq [\sigma]_p' \quad (3.4)$$

где F – сила, действующая в соединении; σ – нормальное напряжение в шве; δ – минимальная толщина детали; b – длина шва; $[\sigma]_p'$ – допускаемое напряжение на растяжение (сжатие) в сварном шве; $[\sigma]_p' = (0,9-1)[\sigma]_p$ где $[\sigma]_p$ допустимое напряжение на растяжение (сжатие) для основного металла.

Условие прочности при действии на соединение изгибающего момента:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{6M}{\delta \cdot b^2} \leq [\sigma]'_p \quad (3.5)$$

При совместном действии F и M:

$$\sigma = \frac{F}{\delta \cdot b} + \frac{6M}{\delta \cdot b^2} \leq [\sigma]'_p \quad (3.6)$$

Для увеличения длины шов иногда выполняют косым или фигурным.

Нахлесточные соединения угловыми швами (рис. 3.14).

Угловые швы рассчитывают на срез по опасному сечению $m-m$, совпадающему с биссектрисой прямого угла. Расчетная высота опасного сечения $h=0,7K$ - для ручной сварки (сечение сечению $m-m$); $h=K$ для автоматической.

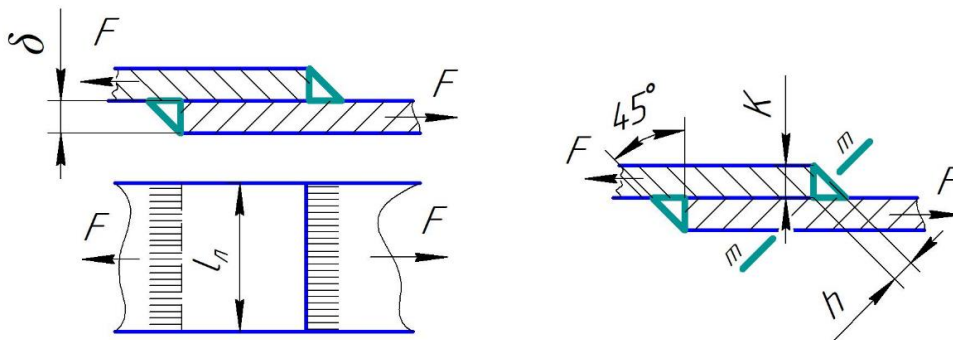


Рис. 3.14. Нахлесточные соединения угловыми швами

Условие прочности на срез:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{\square \cdot l_{ш}} \leq [\tau]_{ср}' , \quad (3.7)$$

В соединении лобовыми швами $l_{ш}=2l_a$. В соединении фланговыми швами $l_{ш}=2l_{фл}$. В комбинированном шве $l_{ш}=l_l+l_{фл}$.

3.2.4. Выбор допускаемых напряжений

Допускаемые напряжения для наплавленного металла сварных швов определяются по таблицам в зависимости от марки электрода, способа сварки (ручная или автоматическая) и характера нагрузки. Допускаемые напряжения определяются по табл. 3.4.

Таблица 3.4. Допускаемые напряжения для сварных соединений деталей из мало- и среднеуглеродистой стали при статической нагрузке

Вид деформации и напряжения	Автоматическая и полуавтоматическая сварка под флюсом	Э50А, Э42А	Э50, Э42
Растяжение $[\sigma]'_p$	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$0,9[\sigma]_p$
Сжатие $[\sigma]'_{сж}$	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$
Срез $[\tau]'_{ср}$	$0,65[\sigma]_p$	$0,65[\sigma]_p$	$0,65[\sigma]_p$

При циклических нагрузках, в связи с возможностью образования опасных термических трещин, рекомендуется вместо сварных применять заклепочные швы.

3.2.5. Расчет сварных соединений при переменных нагрузках

Сварные соединения, работающие при переменных нагрузках, рассчитывают аналогично статически нагруженным соединениям, однако допускаемые напряжения принимаются заниженными в γ раз. Расчет выполняется по максимальному напряжению цикла $\sigma_{\max}(\tau_{\max})$.

Величину γ вычисляют по формуле:

$$\gamma = \frac{1}{(0,6k \pm 0,2) - (0,6k \mp 0,2)R} \leq 1, \quad (3.8)$$

где $R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$ - коэффициент асимметрии цикла напряжений,

k - эффективный коэффициент концентрации напряжений.

Его величина определяется видом сварного соединения, типом шва, физико-механическими свойствами материала свариваемых деталей, их размерами и другими факторами.

Верхние знаки в формуле ставятся в том случае, если наибольшее по абсолютной величине напряжение - растягивающее, нижние - при сжимающем.

Если при вычислении по приведенной формуле $\gamma > 1$, что обычно имеет место при большой асимметрии цикла ($R > 0$), в расчет принимают $\gamma = 1$. Это означает, что для данного цикла решающее значение имеет не усталостная, а статическая прочность.

Задача 3.4.

Определить длину фланговых швов соединения полосы косынкой из Ст.3 из условия прочности. Сила, действующая на соединение F (кН), ширина полосы b (мм). Сварка ручная электродом Э42. Допускаемое напряжение для стали $[\sigma]_p$ (МПа). Варианты заданий приведены в таблице 3.5.

Таблица 3.5. Варианты заданий к задаче 3.4

№ варианта	Марка стали (доп. напряжение при растяжении, МПа)	Тип электрода	Сила F , кН	Ширина полосы b , мм
1	Ст2 (140)	Э42	50	200
2	Ст3(160)	Э42А	55	180
3	Сталь 20 (180)	Э50	65	185
4	Сталь 40 (200)	Э50А	60	190
5	Сталь 40Х (210)	Э85	70	195
6	Ст3 (160)	Э50	75	210

7	Ст2 (140)	Э42	80	205
8	Сталь 35 (200)	Э50А	85	215
9	Сталь 18ХГТ (230)	Э100	90	220
10	Сталь 40Х (210)	Э42А	95	225
11	Ст2 (140)	Э42	50	230
12	Ст3(160)	Э42А	55	235
13	Сталь 20 (180)	Э50	60	240
14	Сталь 40 (200)	Э50А	65	245
15	Сталь 40Х (210)	Э85	70	250

Пример решения.

Определить длину фланговых швов соединения полосы косынкой из Ст.3 из условия прочности. Сила, действующая на соединение $F=80$ кН, ширина полосы $b=200$ мм. Сварка ручная электродом Э42. Допускаемое напряжение для стали $[\sigma]_p=140$ МПа. Варианты заданий приведены в таблице 3.5.

1. Определим допускаемое напряжение среза шва:

$$[\tau]_{cp}'=0,6[\sigma]_p=0,6 \cdot 140=84 \text{ (МПа)}.$$

2. Определим толщину полосы δ из условия прочности на растяжение:

$$\sigma = \frac{F}{\delta b} \leq [\sigma]_p ;$$

$$\delta \geq \frac{F}{[\sigma]_p b} = \frac{80 \cdot 10^3}{200 \cdot 140} = 2,86 \text{ (мм)};$$

Примем $\delta=3$ мм.

3. Определим из условия прочности шва на срез длину фланговых швов:

Примем катет шва $K=\delta=3$ мм.

$$\tau_{cp} = \frac{F}{0,7K \cdot 2l} \leq [\tau]_{cp}';$$

$$l \geq \frac{F}{1,4K \cdot [\tau]_{cp}'} = \frac{80 \cdot 10^3}{1,4 \cdot 3 \cdot 84} = 227 \text{ (мм)}.$$

Ответ: длина фланговых швов будет составлять 277 мм.

Задача 3.5.

В пожарно-спасательном подразделении для установки дополнительных навесных ящиков для хранения инструмента необходимо к колонне приварить кронштейн. Кронштейн будет приварен к колонне двумя угловыми швами (рис. 3.15). Определить необходимую величину катета сварного шва и толщину кронштейна δ , если на кронштейн действуют силы P и P_1 , допускаемое напряжение в сварном шве $[\tau]=80$ МПа, допускаемое напряжение материала кронштейна $[\sigma]_{из}=120$ МПа.

Исходные данные приведены в таблице 3.6.

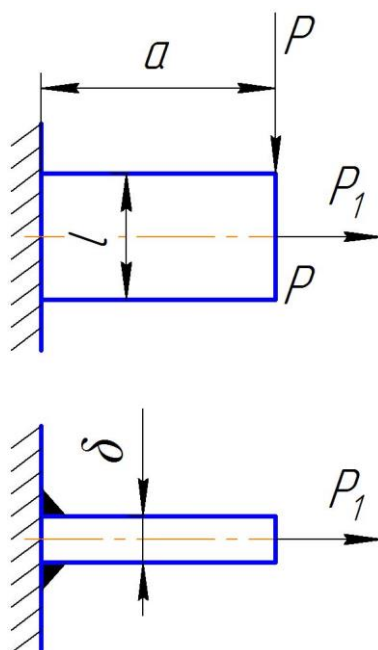


Рис. 3.15. Крепление кронштейна к стене

Таблица 3.6. Варианты заданий к задаче 3.5

№ варианта	P, кН	P ₁ , кН	l, мм	a, мм
1	1,5	2,4	40	95
2	1,6	2,3	45	100
3	1,7	2,2	50	105
4	1,8	1,5	55	110
5	1,9	1	60	115
6	2	1,6	50	120
7	2,1	1,4	65	125
8	2,2	2	75	130
9	2,3	2,2	70	135
0	2,4	2	85	90

Пример решения.

В пожарно-спасательном подразделении для установки дополнительных навесных ящиков для хранения инструмента необходимо к колонне приварить кронштейн. Кронштейн будет приварен к колонне двумя угловыми швами (рис. 3.15). Определить необходимую величину катета сварного шва и толщину кронштейна δ , если на кронштейн действуют силы $P=1,2\text{кН}$ и $P_1=1,5\text{кН}$, допустимое напряжение в сварном шве $[\tau]=80\text{МПа}$, допустимое напряжение материала кронштейна $[\sigma]_{\text{из}}=120\text{МПа}$. Размеры кронштейна: $l=40\text{ мм}$, $a=90\text{ мм}$.

1. Суммарное напряжение в сварном шве:

$$\tau = \tau_m + \tau_{P_1},$$

где : τ_m - напряжение от изгибающего момента(от силы P):

$$\tau_m = \frac{M}{W} = \frac{Pa}{W} = \frac{6Pa}{2l^2 \cdot 0,7k} = 4,3 \frac{Pa}{l^2 k};$$

τ_{P_1} - напряжение от силы P_1 :

$$\tau_{P_1} = \frac{P_1}{k \cdot l \cdot 2 \cdot 0,7} = \frac{P_1}{1,4 \cdot k \cdot l};$$

k - катет шва.

$$\tau = 4,3 \frac{Pa}{l^2 k} + \frac{P_1}{1,4 \cdot k \cdot l}.$$

Выразив k, получим:

$$k = \frac{6Pa + P_1 l}{1,4l^2 [\tau]} = \frac{6 \cdot 1,2 \cdot 90 + 1,5 \cdot 10^3 \cdot 40}{1,4 \cdot 40^2 \cdot 80} = 3,95 \text{ (мм)}.$$

Толщина кронштейна определится из условия его прочности.

Суммарное напряжение в кронштейне:

$$\sigma = \sigma_m + \sigma_{P_1} = \frac{6Pa}{\delta l^2} + \frac{P_1}{\delta l} \leq [\sigma]_{из};$$

отсюда:

$$\delta \geq \frac{1}{[\sigma]_{из} \cdot l} \left(\frac{6Pa}{l} + P_1 \right).$$

Получим:

$$\delta = \frac{1}{120 \cdot 40} \left(\frac{6 \cdot 1,2 \cdot 10^3 \cdot 100}{40} + 1,5 \cdot 10^3 \right) = 3,44 \text{ (мм)}.$$

Контрольные вопросы

1. Что такое стыковое соединение?
2. Перечислите достоинства сварных соединений.
3. Перечислите недостатки сварных соединений.
4. Что такое нахлесточное соединение?
5. Перечислите типы сварных соединений по взаимному расположению соединяемых элементов.
6. Перечислите виды нахлесточного соединения.
7. Назовите примеры применения сварных соединений в пожарной технике.


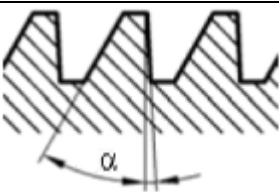
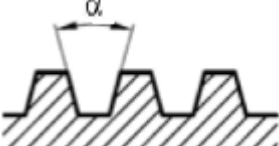
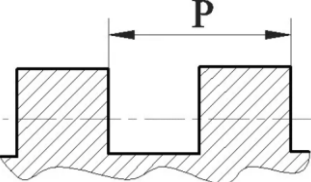
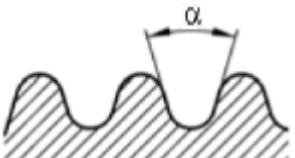
3.3. Резьбовые соединения: конструкция и расчет

3.3.1. Конструкция резьбовых соединений

Резьбовые соединения — это самый распространенный вид разъемных соединений в пожарной технике. Они осуществляются болтами, винтами, шпильками, гайками и т.п.

Резьба классифицируется по форме поверхности, на которой образуется резьба: коническая и цилиндрическая. По форме профиля зуба различают следующие типы резьбы (таблица 3.7).

Таблица 3.7. Типы резьбы по форме профиля

№	Название резьбы	Вид профиля
1	Треугольная	
2	Упорная	
3	Трапецеидальная	
4	Прямоугольная	
5	Круглая	

Достоинства резьбовых соединений:

- простота конструкции, технологичность;
- удобство сборки, разборки;
- высокая нагрузочная способность;
- малые габариты соединений;
- стандартизация изделий.

Недостатки резьбовых соединений:

- высокая концентрация напряжений в дне резьбовой канавки;
- склонность к само отвинчиванию;
- ослабление соединения и быстрый износ резьбы при частых сборках и разборках.

Геометрические параметры резьбы.

Основными параметрами цилиндрической резьбы являются:

d – номинальный диаметр (нагруженный диаметр резьбы винта);

d_1 - внутренний диаметр резьбы гайки;

d_2 - средний диаметр резьбы;

d_3 – внутренний диаметр резьбы винта;

p - шаг резьбы, т.е. расстояние между одноименными сторонами двух соседних витков, измеренное в осевом направлении;

p_h - ход резьбы - расстояние между одноименными сторонами одного и того же витка в осевом направлении.

Для однозаходной резьбы $p = p_h$

Для многозаходной резьбы $p_h = z \cdot p$, где z – число заходов.

Ход равен пути перемещения винта вдоль своей оси при повороте на один оборот в неподвижной гайке.

α – угол профиля резьбы.

Основные типы стандартизированных резьб.

Метрическая резьба. Является основной крепежной резьбой. Угол профиля резьбы составляет 60° (рис. 3.16). Угол наклона у боковой стороны профиля дает возможность самоторможения и обеспечивает восприятие больших осевых сил. Изготавливается по стандарту с крупным и мелким шагом. Обозначается буквой М.

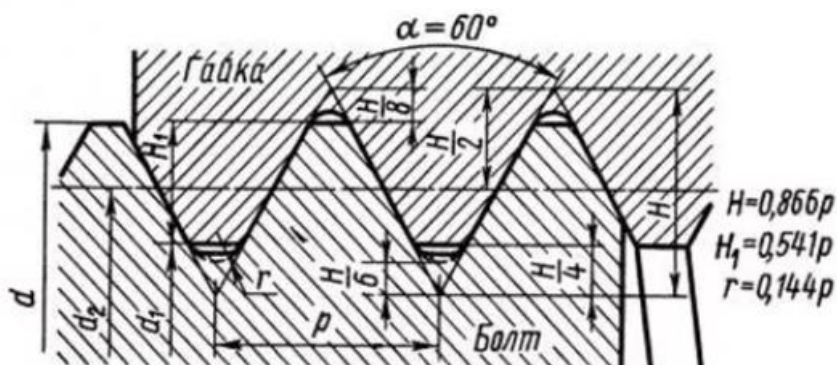


Рис. 3.16. Геометрические параметры метрической резьбы.

Номинальные значения диаметров резьбы должны соответствовать указанным на чертеже и в таблице 3.8.

Таблица 3.8. Параметры метрической резьбы

Шаг резьбы, p	Диаметр резьбы			
	Наружный	Средний	Внутренний	Внутренний по дну впадины
С крупным шагом				
0,40	2,0	1,740	1,567	1,509
0,45	(2,2)	1,908	1,713	1,648
0,45	2,5	2,208	2,013	1,948
0,50	3,0	2,675	2,459	2,387
0,60	(3,5)	3,110	2,850	2,764

0,70	4	3,546	3,242	3,141
0,75	(4,5)	4,013	3,688	3,580
0,80	5	4,480	4,134	4,019
1	6	5,350	4,918	4,773
1,25	8	7,188	6,647	6,466
1,50	10	9,026	8,376	8,160
1,75	12	10,863	10,106	9,853
2	(14)	12,701	11,835	11,546
2	16	14,701	13,835	13,546
2,5	(18)	16,376	15,294	14,933
2,5	20	18,376	17,294	16,933
2,5	(22)	20,376	19,294	18,933
3	24	22,051	20,752	20,319
3	(27)	25,051	23,752	23,319
3,5	30	27,727	26,211	25,706
3,5	(33)	30,727	29,211	28,706
4	36	33,402	31,670	31,093
4	(39)	36,402	34,670	34,093
4,5	42	39,077	37,129	36,479
4,5	(45)	42,077	40,129	39,479
5	48	44,752	42,587	41,866
5	(52)	48,752	46,587	45,866
5,5	56	52,428	50,046	49,252
5,5	(60)	56,428	54,046	53,252
6	64	60,103	57,505	56,639
6	(68)	64,103	61,505	60,639

Трубная резьба имеет профиль равнобедренного треугольника с углом при вершине $\alpha = 55^\circ$ с закругленными выступами и впадинами. Число витков задают на дюйм (1 дюйм = 25,4 мм). Обозначается буквой G.

Трапецидальная резьба. Данная резьба является основной при использовании в винтовых механизмах. Профиль - равнобочная трапеция, угол профиля $\alpha=30^\circ$, угол наклона боковой стороны $\gamma=15^\circ$. Характеризуется технологичностью, малыми потерями на трение, КПД выше, чем у резьб треугольного профиля. Применяется для реверсивных передач под нагрузкой (домкраты, прессы, ходовые винты станков). Обозначается буквами Tr.

Упорная резьба. Профиль неравнобочная трапеция с углом наклона боковой стороны $\gamma=3^\circ$. Применяют в передаче винт-гайка при больших односторонних нагрузках (винты домкратов, прессов). Обозначается буквой S.

3.3.2. Расчет резьбовых соединений

При эксплуатации пожарной техники выявлено, что отказы соединений обычно происходят из-за разрушения резьбовых соединений и разгерметизации стыков. Чаще всего разрушение болтов и шпилек происходит по резьбовой части. Еже встречаются поломки болтов под головкой и срез резьбы в гайке.

Рассмотрим некоторые случаи нагружения болтов (винтов):

1. Стержень винта нагружен только внешней растягивающей силой F (рис. 3.17). Опасным является сечение резьбы по диаметру d_1 – внутренний диаметр резьбы.

Условие прочности при растяжении.

На стержень винта действует только внешняя осевая растягивающая сила F . Затяжка резьбового соединения отсутствует (рис. 3.17).

Наиболее характерным примером может служить нарезанный участок крюка для подвешивания груза.

Расчет сводится к определению внутреннего диаметра d_1 из условия прочности на растяжение:

$$\sigma = \frac{P}{Z \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma]_p, \quad (3.8)$$

откуда

$$d_1 = \sqrt{\frac{4P}{Z\pi[\sigma]_p}}. \quad (3.9)$$

Здесь Z -число болтов, $[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение на растяжение, МПа.

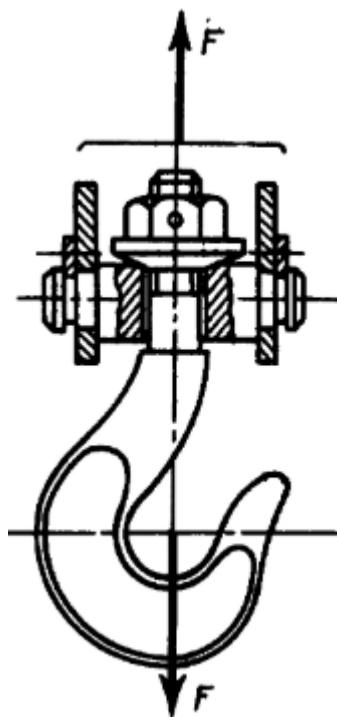


Рис. 3.17. Резьбовое соединение без затяжки

Расчетный диаметр d_1 — согласовать со стандартом и записать найденный номинальный диаметр резьбы.

В этой формуле для упрощения расчетов приняты некоторые допущения. В действительности явления, происходящие в растянутом стержне болта, более сложны и эпюра распределения напряжений по сечению не вполне равномерна. Эти отклонения учитываются при выборе допускаемых напряжений (табл.5). Допускаемое напряжение растяжения выбирают в зависимости от технологии

сборки соединения. При неконтролируемой затяжке значения $[\sigma]_p$ принимают по таблице 5 в зависимости от предела текучести материала $[\sigma]_T$. При контролируемой затяжке для болтов из сталей углеродистых $[\sigma]_p \approx 0,6[\sigma]_T$, легированных $[\sigma]_p \approx (0,4 \dots 0,55)[\sigma]_T$.

Таблица 3.9. Допускаемые напряжения на растяжение для резьбовых деталей

Материал болта	Постоянная нагрузка		Переменная нагрузка	
	M6-M16	M16-M30	M6-M16	M16-M30
Сталь углеродистая	$(0,2-0,25)[\sigma]_T$	$(0,25-0,4)[\sigma]_T$	$(0,08-0,12)[\sigma]_T$	$0,12[\sigma]_T$
Сталь легированная	$(0,15-0,2)[\sigma]_T$	$(0,2-0,3)[\sigma]_T$	$(0,1-0,15)[\sigma]_T$	$0,15[\sigma]_T$

При определении допускаемых напряжений необходимо учитывать температурный режим работы. Например, для болтов из стали Ст3, работающих при повышенных температурах до 130° , допускаемое напряжение следует снижать в 1,5 раза до 300° - в 3 раза и т.д.

2. Болт затянут, внешняя нагрузка отсутствует (крепление крышек корпусов редукторов, крепление герметичных крышек) Болт затягивается осевой силой $F_{зат}$ и закручивается моментом сил трения в резьбе (рис. 3.28).

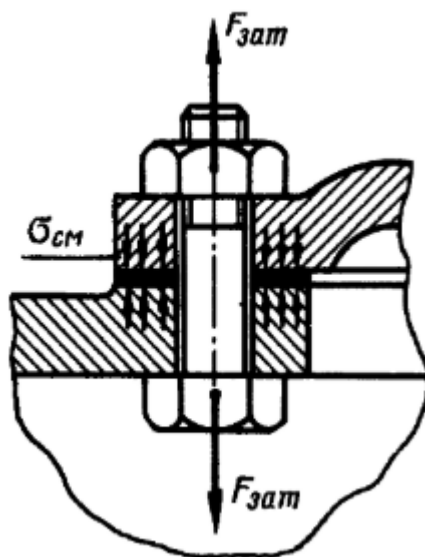


Рис. 3.18. Резьбовое соединение с затяжкой болта.

Напряжение растяжения от силы $F_{зат}$:

$$\sigma_p = \frac{F_3}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \quad (3.10)$$

Напряжения кручения от момента в резьбе T_p :

$$\tau_k = \frac{T_p}{W_o} = \frac{0,5F_t \cdot d_2}{\pi d_1^3 / 16} = \frac{0,5F_3 t g(\beta + \phi_{np})}{\pi d_1^3 / 16} \quad (3.11)$$

Прочность болта в этом случае определяют по эквивалентному напряжению:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 4\tau_k^2} \leq [\sigma_p]. \quad (3.12)$$

Вычисления показывают, что для стандартных метрических резьб, при коэффициенте трения $f = 0,15$ $\sigma_{\text{экв}} = 1,3\sigma_p$. Следовательно, болт, испытывающий одновременно растяжение и кручение, можно рассчитывать только на растяжение по допускаемому напряжению на растяжение, уменьшенному в 1,3 раза, или по растягивающему усилию, увеличенному в 1,3 раза. Таким образом, условие прочности:

$$\sigma_p = \frac{1,3F_3}{\frac{\pi d_1^2}{4}}, \quad (3.13)$$

откуда

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,3F_3}{\pi[\sigma_p]}}. \quad (3.14)$$

3. Болтовые соединения, нагруженные поперечной силой (рис. 3.19)

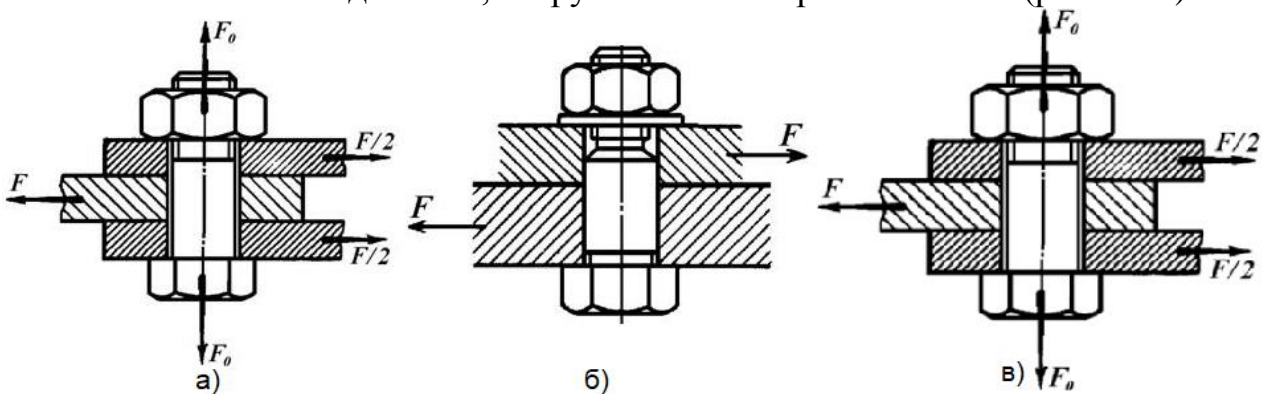


Рис. 3.19. Нагрузка болтов поперечной силой.

Болт поставлен в отверстие с зазором (рис. 3.19, а) и затянут так, чтобы сила трения, возникающая между поверхностями соприкасающихся деталей, обеспечила нормальную работу соединения без смещения деталей. Расчет болта ведут по силе затяжки:

$$F_3 = \frac{K_m F}{f \cdot Z \cdot i}, \quad (3.15)$$

где K_m - коэффициент запаса, $K_m = 1,3 \dots 1,5$ — при статической нагрузке; $K_m = 1,8 \dots 2,0$ — при динамической нагрузке; i — число стыков в соединении, f - коэффициент трения в стыке; для сухих стальных и чугунных поверхностей $f = 0,1 \dots 0,15$, Z - число болтов.

Болт поставлен в отверстие без зазора (рис. 3.19, б). Расчет ведется на срез по диаметру стержня d_0 .

Касательное напряжение среза:

$$\tau = \frac{F}{Z \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\tau] \quad (3.16)$$

Можно принимать $[\tau] = 0,7[\sigma]_p$.

Цилиндрические поверхности контакта соединяемых деталей в части болта без резьбы проверяют на смятие.

$$\sigma_{см} = \frac{F}{d_1 \cdot z \cdot \delta} \leq [\sigma_{см}], \quad (3.17)$$

где δ – толщина более тонкой детали.

$[\sigma]_{см} = (0,8 \dots 1,0)\sigma_T$ – для углеродистой стали;

$[\sigma]_{см} = (0,6 \dots 0,8)\sigma_T$ – для легированной стали.

Задача 3.6

Определить усилие F , которое должен приложить пожарный на рукоятке ключа для затяжки болта, номинальный диаметр резьбы которого d . Шаг резьбы $p=3$. Расчетная длина рукоятки $l=14d$. Коэффициент трения в резьбе и на опорной поверхности гайки f . Болт изготовлен из стали марки Ст20. Предел текучести $\sigma_T=240$ МПа, коэффициент запаса прочности для контролируемой затяжки $[s]=1,5-2,5$. Исходные данные принять по таблице 3.10.

Таблица 3.10. Варианты заданий к задаче 3.6

Данные для расчета	Варианты									
	1	2	3	5	4	6	7	8	9	10
$d, \text{мм}$	20	16	14	12	18	24	22	16	20	14
f	0,14	0,15	0,12	0,13	0,16	0,15	0,14	0,13	0,12	0,16

Пример решения.

Исходные данные: $d=24$ мм, $f=0,15$.

1. Запишем условие прочности болтов, поставленных с зазором:

$$\sigma = \frac{4F_{зат} \cdot K}{\pi d_1^2} \leq [\sigma],$$

где $F_{зат}$ – сила затяжки болтов; K – коэффициент, учитывающий напряжение кручения, $K=1,3$.

По таблице 3.8 определим $d_1=20,752$ мм и $d_2=22,051$ мм.

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[S]} = \frac{240}{2} = 120 \text{ МПа.}$$

Определяем силу затяжки болтов $F_{зат}$.

$$F_{зат} = \frac{\sigma \pi d_1^2}{4K} = \frac{120 \cdot 3,14 \cdot 20,752^2}{4 \cdot 1,3} = 31205 \text{ Н.}$$

2. По формуле определяем момент трения преодолеваемый пожарным при затяжке болтов.

$$T_{зат} = 0,5 \cdot F_{зат} \cdot d_2 \left[\left(\frac{D_{сп}}{d_2} \right) f + \text{tg}(\psi + \varphi) \right],$$

где ψ – угол подъема винтовой линии резьбы, град.

$$\text{tg}\psi = \frac{p}{\pi d_2} = \frac{3}{3,14 \cdot 22,051} = 0,0433.$$

Примем $\psi=3^\circ$.

$$\varphi = \text{arctg}f' \sim 10^\circ,$$

где f' – приведенный коэффициент трения резьбы.

$$f' = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{0,15}{0,866} = 0,173 .$$

$$T_{зав} = 0,5 \cdot 31205 \cdot 22,051 \left[\left(\frac{24}{22,051} \right) \cdot 0,15 + 0,2309 \right] = 135611 \text{ Нмм.}$$

3. Силу F , N , которую должен приложить пожарный к ключу определим из условия.

$$F = \frac{T_{зав}}{14d} = \frac{135611}{14 \cdot 24} = 404 \text{ Н} .$$

Задача 3.7.

Крышка подшипника редуктора подъемного механизма пожарных рукавов в башенную сушилку крепится к корпусу винтами, затянутыми при сборке для обеспечения герметичности узла подшипника (рис. 3.20). Винты испытывают силу затяжки F_0 и воспринимают осевую силу F кН, направленную на узел подшипника. Винты из стали, предел текучести σ_T МПа, число винтов $z=6$. Определить диаметр винта. Значение допускаемого коэффициента запаса принять при неконтролируемой затяжке $[S]_T=4$ Исходные данные приведены в таблице 3.11.

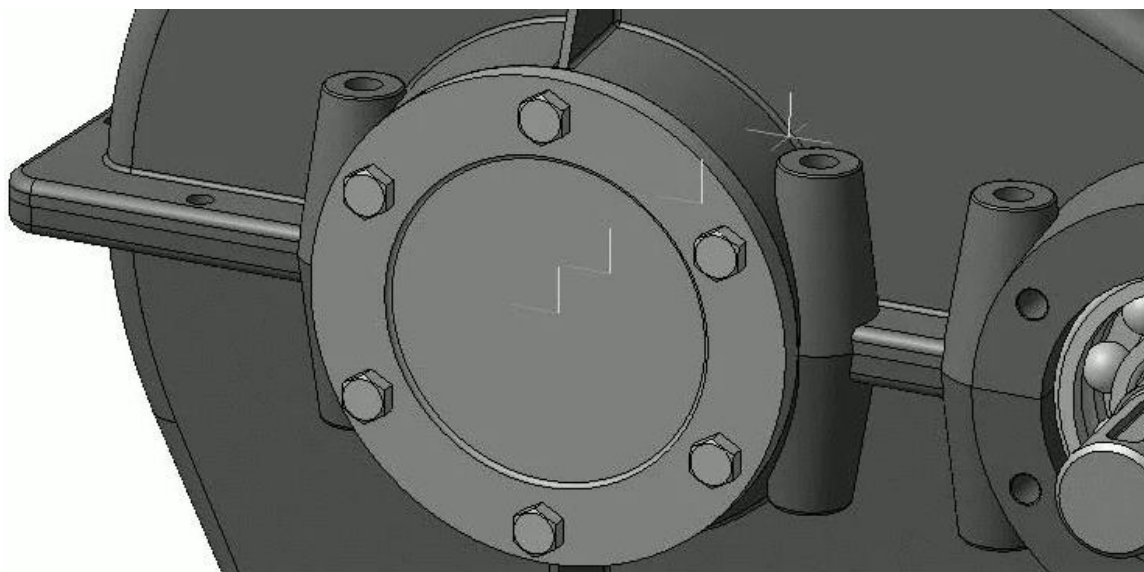


Рис. 3.20. Крышка подшипника

Таблица 3.11. Варианты заданий к задаче 3.7

№ варианта	F , кН	σ_T , МПа
1	20	180
2	25	185
3	30	190
4	35	195

5	40	200
6	45	205
7	50	210
8	55	180
9	60	185
10	65	190
11	40	195
12	45	200
13	50	205
14	55	210
15	60	215

Пример решения.

Крышка подшипника редуктора подъемного механизма пожарных рукавов в башенную сушилку крепится к корпусу винтами, затянутыми при сборке для обеспечения герметичности узла подшипника (рис. 3.20). Винты испытывают силу затяжки F_0 и воспринимают осевую силу $F=30$ кН, направленную на узел подшипника. Винты из стали, предел текучести $\sigma_T=200$ МПа, число винтов $z=6$. Определить диаметр винта. Исходные данные приведены в таблице 3.11.

1. Определим допускаемое напряжение на растяжение:

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{[S]_T} = \frac{200}{4} = 50 \text{ МПа}.$$

2. Нагрузка на один винт:

$$F_{\text{болт}} = \frac{F}{z} = \frac{30}{6} = 5 \text{ кН}.$$

3. Сила затяжки, обеспечивающая нераскрытие стыка:

$$F_0 = K_{\text{зат}}(1 - x)F_{\text{болт}} = 1,3(1 - 0,4)5 = 3,9 \text{ кН},$$

где x – коэффициент внешней нагрузки, $x=0,4$

4. Расчетная сила с учетом влияния кручения:

$$F_{\text{расч}} = 1,3F_0 + xF_{\text{болт}} = 1,3 \cdot 3,9 + 0,4 \cdot 5 = 7,06 \text{ кН},$$

5. Расчетный диаметр резьбы винта:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4F_{\text{расч}}}{\pi[\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7,06 \cdot 10^3}{\pi \cdot 50}} = 15,9 \text{ мм}.$$

По таблице 3.8 принимаем винт М20, шаг резьбы $p=2,5$. Для выбранного винта внутренний диаметр резьбы $d_1=17,294$ мм. Выбранный болт подходит, так как внутренний диаметр резьбы больше расчетного.

Задача 3.8.

Пожарному необходимо подобрать болты для соединения стальных планок.

Исходные данные: сила, растягивающая планки F кН, число болтов z , болты выполнены из стали Ст3, предел прочности на растяжение с кручением для данной стали $[\sigma]_p$ МПа. Коэффициент запаса по сдвигу деталей, при статической

нагрузке $K=1,4\dots 2$. Коэффициент трения на стыке деталей f . Исходные данные принять по таблице 3.12.

Таблица 3.12. Варианты заданий к задаче 3.8

№ варианта	F, кН	z	$[\sigma]_p$, МПа	f	K
1	5,5	2	20	0,17	1,4
2	5	3	30	0,14	1,5
3	6,5	1	40	0,15	1,6
4	7	2	50	0,16	1,7
5	3,5	3	60	0,17	1,8
6	4	1	70	0,18	1,9
7	4,5	2	80	0,17	2
8	5	3	90	0,14	1,7
9	5,5	1	100	0,15	1,8
10	6	2	10	0,16	1,9

Пример решения.

Пожарному необходимо подобрать болты для соединения стальных планок.

Исходные данные: сила, растягивающая планки $F=5,5$ кН, число болтов $z=2$, болты выполнены из стали Ст3, предел прочности на растяжение с кручением для данной стали $[\sigma]_p=50$ МПа. Коэффициент запаса по сдвигу деталей, при статической нагрузке $K=1,4\dots 2$. Коэффициент трения на стыке деталей $f=0,17$. Исходные данные принять по таблице 3.12.

1. Определим силы затяжки при условии отсутствия сдвига деталей:

$$F \leq F_f i = F_f f i,$$

где F_f – сила трения; $i = 2$ – число стыков, отсюда

$$F_0 = \frac{F}{f i};$$

учитывая коэффициент запаса по сдвигу, получим

$$F_0 = \frac{KF}{f i z},$$

где z – число болтов, $K=1,7$

$$F_0 = \frac{1,7 \cdot 5,5 \cdot 10^3}{0,17 \cdot 2 \cdot 2} = 13750 \text{ Н.}$$

2. Определим необходимый диаметр болта из условия прочности по эквивалентным напряжениям:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{1,3 \cdot 4 \cdot F_0}{\pi d_{\text{расч}}^2} \leq [\sigma]_p,$$

тогда

$$d_{\text{расч}} = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot 13750}{\pi \cdot 50}} = 21,4 \text{ мм.}$$

По таблице 3.8 подберем болт: $d_1=23,319$, номинальный диаметр M27, шаг резьбы $p=3$ мм.

Контрольные вопросы

1. Назовите примеры применения резьбовых соединений в пожарной технике.
2. Какие типы резьбовых соединений по форме профиля зуба вы знаете?
3. Назовите виды стандартизированных резьб.
4. Перечислите геометрические параметры резьбы.
5. Достоинства резьбовых соединений?
6. Недостатки резьбовых соединений?
7. Запишите условий прочности резьбовых соединений при растяжении.

Список литературы

1. Ахметзянов М.Х. Сопротивление материалов: учебник/М.Х.Ахметзянов, И.Б.Лазарев.-2-е изд., перераб. и доп. – М.: Юрайт, 2011. – 300с.
2. Детали машин: учебник / ред. О. Л. Ряховский. - М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 543 с.
3. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учебник/П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов.-12-е изд., стереотипное. – М.: Академия, 2009. – 496 с.
4. Проектирование механических передач: учебно-справочное пособие для ВТУЗов/С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцев и др.-6-е изд., перераб. и доп./Репринтное воспроизведение издания 2008 г.- М.: «Альянс», 2013.-590с.
5. Тимофеев, Г.А. Теория механизмов и машин: учебное пособие/ Г.А. Тимофеев. – 2-е изд. перераб. и доп.- М.: Юрайт, 2011. – 351с.
6. Киселев, В.В. Механика (лабораторный практикум): учебное пособие / В.В. Киселев, Д.А. Ульев. – Иваново: ООНИ ИВИ ГПС МЧС России, 2008. – 121 с.
7. Покровский, А.А. Детали машин: курсовое проектирование: учебное пособие к выполнению курсового проекта по дисциплине «Детали машин» / А.А. Покровский, В.В. Киселев, Д.А. Ульев, А.Н. Мальцев. – Иваново: ООНИ Ивановской пожарно-спасательной академии ГПС МЧС России, 2016. – 106 с.
8. Ульев Д.А. Расчет соединений деталей машин: Методические указания и контрольные задания для курсантов и слушателей очной формы обучения. / Д.А. Ульев, Е.В. Полякова, А.А. Покровский. – Иваново: ООНИ ИВИ ГПС МЧС России, 2009. - 56 с.

Справочные данные для расчета зубчатой передачи

K – безразмерный коэффициент, учитывающий особенности конструкции зубчатых колес. Для прямозубой передачи с углом зацепления 20 градусов $K = 310$, для косозубых при угле наклона зуба 8-15 градусов $K = 270$.

ψ_{ba} – коэффициент ширины зубчатого венца колеса в зависимости от межосевого расстояния принимаем из ряда: 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63. Коэффициент ψ_{ba} связан с коэффициентом ширины венца относительно диаметра ψ_{bd} зависимостью: $\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(U + 1)$.

$K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки, учитывающий расположение колес относительно опор, определяется в зависимости от коэффициента ψ_{bd} .

ψ_{bd}	$K_{H\beta}$
0,2	1,00
0,4	1,03
0,6	1,05
0,8	1,08
1,0	1,10
1,2	1,15

K_{HV} – коэффициент динамичности. При предварительных расчетах $K_{HV} = 1$.

Коэффициент K_{Ha} учитывает условия монтажа косозубой передачи и в зависимости от окружной скорости зубчатых колёс и степени точности изготовления. Для прямозубых передач $K_{Ha} = 1$. Для косозубых передач K_{Ha} принимать из интервала от 1,02 до 1,12.

Стандартный ряд межосевых расстояний

первый ряд:
40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500;
второй ряд:
71; 90; 112; 140; 180; 224; 280; 355; 450.

Стандартный ряд модулей зацепления

первый ряд
1; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20
второй ряд
1,25; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18.

Стандартный ряд передаточных чисел

первый ряд 1; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0
второй ряд 1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0; 11,2

Справочные данные для расчета червячной передачи

K_H – коэффициент нагрузки. $K_H = 1,1$.

Стандартный ряд передаточных чисел

Первый ряд	80	100	125	160	200	250	315	400
Второй ряд	-	-	-	140	180	225	280	355

Зависимость числа витков червяка от передаточного числа передачи

При $U = 8...14$ $Z_1 = 4$, при $U = 15...30$ $Z_1 = 2$, при U свыше 30 $Z_1 = 1$.

Стандартный ряд осевых модулей

Первый ряд	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5	16
Второй ряд	-	3	3,5	-	6	7	-	12	

Коэффициенты диаметра червяка

Первый ряд	6,3	8	10	12,5	16
Второй ряд	7,1	9	11,2	14	18

Справочные данные для расчета ременной передачи

Минимальные значения диаметров шкивов для передачи наибольших моментов

Обозначение сечения ремня	Крутящий момент T_1 , Нм	Минимально возможный диаметр шкива D_{1min}
Нормальное сечение		
Z	<30	63
A	15...60	90
B	50...150	125
C	120...600	200
Узкое сечение		
SPZ	<150	63
SPA	90...400	90
SPB	300...2000	140
SPC	>1500	224

Стандартный ряд диаметров шкивов, мм: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315

Клиновые ремни

Тип	Обозначение сечения	Размеры сечения, мм			Площадь сечения F , мм ²	Длина ремня L , м	Размеры шкива, мм	
		b	B_p	T_0			p	f
Нормального сечения	Z	10	8,5	6	47	0,4...2,5	12	8
	A	13	11	8	81	0,56...4,0	15	10
	B	17	14	10,5	138	0,8...6,3	19	12,5
	C	22	19	13,5	230	1,8...10	24	15
Узкого сечения	SPZ	10	8,5	8	56	0,63...3,55	12	8
	SPA	13	11	10	93	0,8...4,5	15	10
	SPB	17	14	13	159	1,25...8,0	19	12,5
	SPC	22	19	18	278	2,0...8,0	24	15

Стандартный ряд значений длины L клиновых ремней, мм
400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 2800; 3150

Номинальная мощность P_0 передаваемая одним клиновым ремнем, кВт

Сечение ремня (длина L_0 , мм)	D_1 , мм	Число оборотов n_1 , об/мин			
		400	700	950	1450
Z (800)	63	0,19	0,29	0,38	0,53
	71	0,23	0,36	0,46	0,66
	80	0,27	0,44	0,56	0,80
	90	0,32	0,52	0,67	0,96
	100	0,37	0,60	0,78	1,11

А (1700)	90	0,43	0,67	0,85	1,18
	100	0,52	0,82	1,05	1,45
	112	0,62	0,99	1,27	1,78
	125	0,74	1,18	1,52	2,13
	140	0,86	1,39	1,79	2,51
В (2240)	125	0,93	1,44	1,81	2,42
	140	1,16	1,81	2,30	3,10
	160	1,46	2,31	2,94	4,00
	180	1,76	2,79	3,56	4,85
	200	2,05	3,27	4,17	5,67
С (3750)	200	2,67	4,08	-	-
	224	3,31	5,12	-	-
	250	4,00	6,23	-	-

Номинальная мощность P_0 передаваемая одним узким ремнем, кВт

Сечение ремня (длина L_0 , мм)	D_1 , мм	V_p , м/с			
		5	10	20	30
		P_0 , кВт			
SPZ (1700)	63	0,95	1,50	1,85	
	71	1,18	1,95	2,73	
	80	1,38	2,34	3,50	
	90	1,58	2,65	4,20	4,55
SPA (2240)	90	1,56	2,57		
	100	1,89	3,15		
	112	2,17	3,72	5,62	
	125	2,41	4,23	6,60	7,10
SPB (3750)	140	2,95	5,00		
	160	3,45	5,98	9,10	
	180	3,80	6,70	10,6	11,5
	200	4,12	7,3	11,9	13,3

Значения поправочных коэффициентов C

Коэффициент динамичности нагрузки C_p							
характер нагрузки	спокойная	с умеренными толчками		со значительными толчками		ударная	
C_p	1	0,9		0,8		0,7	
Коэффициент угла обхвата C_α							
угол обхвата, град	180	170	160	150	140	130	120
C_α	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83
Коэффициент влияния натяжения от центробежной силы θ							
скорость ремня, м/с	1	5	10	15	20	25	30
θ	1,05	1,04	1	0,94	0,85	0,74	0,6
Коэффициент влияния длины ремня C_L							

отношение расчетной длины к базовой L_p/L_0	0,8	1	1,2
C_L	0,96	1	1,03
Коэффициент числа ремней C_Z			
ожидаемое число ремней	2...3	4...5	6
C_Z	0,95	0,9	0,85

Справочные данные для расчета цепной передачи

k_d – коэффициент динамичности нагрузки; $k_d = 1,2 \dots 1,5$ для переменной нагрузки и $k_d = 1$ для равномерной.

k_c – коэффициент способа смазки; $k_c = 1,5$ при периодической смазке, $k_c = 1$ при капельной смазке, $k_c = 0,8$ при смазке в масляной ванне или от насоса.

k_θ – коэффициент наклона передачи; $k_\theta = 1$ при угле наклона линии центров передачи к горизонту менее 60 градусов, $k_\theta = 1,25$ при угле наклона больше 60 градусов.

$k_{\text{рег}}$ – коэффициент регулировки межосевого расстояния; $k_{\text{рег}} = 1$ при регулировке подвижными опорами, $k_{\text{рег}} = 0,8$ при регулировке нажимными звездочками, $k_{\text{рег}} = 1,25$ в случае нерегулируемой передачи.

k_p – коэффициент режима работы; $k_p = 1,25$ для работы в две смены.

Допускаемое значение давления в шарнирах $[p] = 20$ МПа.

$k = 0,7$ – коэффициент высоты зуба.

Цепи приводные роликовые однорядные ПР

t	b ₃	d	d ₁	h	b	Q, Н	q кг/м	F, мм
12,7	5,40	4,45	8,51	11,8	19	1 8200	0,65	39,6
15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	20	2 2700	0,80	54,8
19,05	12,70	5,96	11,91	18,2	33	3 1800	1,5	105,8
25,4	15,88	7,95	15,88	24,2	39	5 6700	2,6	179,7
31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	46	8 8500	3,8	262
38,10	25,4	11,1	22,23	36,2	58	12 7000	5,5	394
44,45	25,4	12,7	25,4	42,4	62	17 2400	7,5	473
50,8	31,75	14,29	28,58	48,3	72	22 6800	9,7	646

Обозначения : t - шаг цепи, измеряемый под нагрузкой $P = 0,01Q$; b₃ – расстояние между внутренними пластинами; d - диаметр валика; d₁ - диаметр ролика; h - ширина пластины; b - длина валика; Q - разрушающая нагрузка; q - масса 1 м цепи; F - проекция опорной поверхности шарнира. Пример обозначения цепи с шагом 25.4 мм и разрушающей нагрузкой Q=5670 кгс: Цепь ПР - 25.4 - 5670 ГОСТ 13568-75

Допускаемое среднее давление $[p]$, МПа (при $z_1 = 17$)

n_1 об/мин	Шаг цепи t , мм							
	12,7	15,875	19,07	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
50	46	43	39	36	34	31	29	27
100	37	34	31	29	27	25	23	22
200	29	27	25	23	22	19	18	17
300	26	24	22	20	19	17	16	15
500	22	20	18	17	16	14	13	12
750	19	17	16	15	14	13	-	-
1000	17	16	14	13	13	-	-	-
1250	16	15	13	12	-	-	-	-

Примечания. 1. Если $z_1 > 17$, то приведенные в таблице значения $[p]$ следует умножить на $k_z = 1 + 0,01(z_1 - 17)$.
2. Для двухрядных цепей табличные значения $[p]$ уменьшать на 15%.

Значения нормативного коэффициента запаса прочности $[S]$ приводных роликовых цепей нормальной серии

n_1 об/мин	Шаг цепи t , мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
50	7,1	7,2	7,2	7,3	7,4	7,5	7,6	7,6
100	7,3	7,4	7,5	7,6	7,8	8,0	8,1	8,3
300	7,9	8,2	8,4	8,9	9,4	9,8	10,3	10,8
500	8,5	8,9	9,4	10,2	11,0	11,8	12,5	-
750	9,3	10,0	10,7	12,0	13,0	14,0	-	-
1000	10,0	10,8	11,7	13,3	15,0	-	-	-
1250	10,6	11,6	12,7	14,5	-	-	-	-

K_f – коэффициент провисания; $K_f = 6$ для горизонтальных передач, $K_f = 1$ для вертикальных передач.

Приложение 5

Допускаемые осевые нагрузки в кН для затянутых болтов с метрической резьбой при неконтролируемой затяжке

Тип резьбы	Марка стали					Тип резьбы	Марка стали				
	Ст.3	A12	45	40X	30XH3		Ст.3	A12	45	40X	30XH3
M6	0,75	0,80	1,20	1,75	2,00	M24	23,0	25,0	40,0	56,0	64,0
M8	1,40	1,50	2,20	3,40	3,90	M27	33,0	36,0	53,0	74,0	84,0
M10	2,40	2,60	3,80	5,60	6,40	M30	45,0	49,0	74,0	100	114
M12	3,60	3,90	5,80	8,50	9,70	M33	56,0	61,0	92,0	124	141
M14	5,00	5,40	8,50	13,0	15,00	M36	70,0	76,0	110	150	170
M16	7,50	8,00	12,0	19,0	21,0	M39	90,0	97,0	140	192	217
M18	10,0	10,9	16,0	25,0	28,5	M42	100	109	159	210	240
M20	14,0	15,0	24,0	35,0	40,0	M45	117	127	186	245	280
M22	19,0	20,5	32,0	46,0	52,0	M48	132	143	210	276	316

Приложение 6

Резьба метрическая. Размеры в мм

Диаметр резьбы D	Шаг P	Диаметр резьбы, мм			Площадь сечения болтов, см^2
		$d = D$	$d_2 = D_2$	$d_1 = D_1$	
6	1	6,000	5,350	4,917	
7	1	7,000	6,350	5,917	
8	1,25	8,000	7,188	6,647	
9	1,25	9,000	8,188	7,647	
10	1,5	10,000	9,026	8,376	0,571
11	1,5	11,00	10,026	9,376	
12	1,75	12,000	10,863	10,106	0,842
14	2	14,000	12,701	11,835	
16	2	16,000	14,701	13,835	1,57
18	2,5	18,000	16,376	15,294	
20	2,5	20,000	18,376	17,294	2,45
22	2,5	22,000	20,376	19,294	
24	3	24,000	22,051	20,752	3,52
25	2	25,000	23,701	22,835	
27	3	27,000	25,051	23,752	
28	2	28,000	26,701	25,835	
30	3,5	30,000	27,727	26,211	5,60
32	2	32,000	30,701	29,835	
35	1,5	35,000	34,026	33,376	
36	4	36,000	33,402	31,670	8,26
39	4	39,000	36,402	34,670	
42	4,5	42,000	39,077	37,129	11,2
45	4,5	45,000	42,077	40,129	
48	5	48,000	44,475	42,587	19,72
50	3	50,000	48,051	46,752	
55	4	55,000	52,402	50,670	

Иванов Виталий Евгеньевич
Покровский Аркадий Алексеевич

ДЕТАЛИ МАШИН. ПРИМЕРЫ И ЗАДАЧИ

Учебное пособие
по направлению подготовки 20.03.01 «Техносферная безопасность»

Подготовлено к изданию 26.05.2020 г.
Формат 60×84 1/16. Усл. печ. л. 5,0. Уч.-изд. л. 4,7. Заказ № 72
Отделение организации научных исследований
научно-технического отдела
Ивановской пожарно-спасательной академии ГПС МЧС России
153040, г. Иваново, пр. Строителей, 33