

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Машиноведение и детали машин»

ДЕТАЛИ МАШИН

Учебно-методическое пособие
для студентов специальностей
1-36 01 01 «Технология машиностроения»
и 1-36 01 03 «Технологическое оборудование
машиностроительного производства»

В 3 частях

Часть 2

Соединения деталей машин

*Рекомендовано учебно-методическим объединением
высших учебных заведений Республики Беларусь по образованию
в области машиностроительного оборудования и технологий*

Минск
БНТУ
2022

УДК 621.81(075.8)
ББК 33.44я7
Д38

А в т о р ы:

*А. Т. Скойбеда, В. С. Давыдов, А. А. Калина,
О. Н. Протасеня, А. М. Статкевич*

Р е ц е н з е н т ы:

заведующий кафедрой «Теоретическая механика и теория механизмов и машин» Белорусского государственного аграрного технического университета, доктор технических наук, профессор *А. Н. Орда*;
профессор кафедры инженерной и компьютерной графики Белорусского государственного университета информатики и радиоэлектроники, д-р техн. наук, профессор *В. М. Сурин*

Д38 **Детали машин** : учебно-методическое пособие для студентов специальностей 1-36 01 01 «Технология машиностроения» и 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства» : в 3 ч. / А. Т. Скойбеда [и др.]. – Минск : БНТУ, 2019. – Ч. 2. : Соединения деталей машин. – 2022. – 179 с.

ISBN 978-985-583-349-0 (Ч. 2).

В учебно-методическом пособии изложена кинематика планетарно-кривошипных механизмов и методика расчета соединения типовых деталей машин, имеющих наиболее широкое применение в различных отраслях машиностроения. Пособие разработано для студентов специальностей 1-36 01 01 «Технология машиностроения», 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства».

УДК 621.81(075.8)
ББК 33.44я7

ISBN 978-985-583-349-0 (Ч. 2)
ISBN 978-985-583-350-6

© Белорусский национальный
технический университет, 2022

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	5
1. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ	6
1.1. Основные понятия и определения	6
1.2. Обозначение швов сварных соединений	8
1.3. Расчет сварных соединений	12
1.3.1. <i>Стыковые соединения</i>	12
1.3.2. <i>Соединения, выполненные при помощи угловых швов</i>	14
1.3.3. <i>Швы точечного соединения</i>	19
1.3.4. <i>Свариваемость сталей. Электроды. Выбор допускаемых напряжений</i>	20
1.3.5. <i>Расчет сварных котлов и других сосудов высокого давления</i>	25
1.4. Примеры решения задач	26
1.5. Задачи	38
2. ПАЯНЫЕ И КЛЕЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ	47
2.1. Паяные соединения	47
2.2. Клеевые соединения	51
2.3. Примеры решения задач	60
2.4. Задачи	62
3. ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ	64
3.1. Общие сведения	64
3.2. Расчет прочных швов	68
3.3. Расчет прочноплотных швов	72
3.4. Примеры решения задач	76
3.5. Задачи	83
4. СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ И КЛИНОВЫМИ КОЛЬЦАМИ	86
4.1. Общие сведения	86
4.2. Расчет соединений с натягом	87
4.3. Расчет деталей соединения на прочность	93
4.4. Соединения с посадкой на конус	96
4.5. Соединения с посадкой на конические кольца	97
4.6. Рекомендации по выбору посадок соединений с натягом	100
4.7. Примеры решения задач	101
4.8. Задачи	105
5. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ	107
5.1. Назначение и конструкция резьбовых соединений	107
5.2. Основные расчетные формулы	108

5.3. Расчет соединений, включающих группу болтов.....	114
5.4. Выбор допускаемых напряжений.....	117
5.5. Примеры решения задач.....	117
5.6. Задачи	120
6. ШПОНОЧНЫЕ И ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ.....	126
6.1. Шпоночные соединения. Общие сведения.....	126
6.2. Основные расчетные формулы.....	130
6.3. Шлицевые соединения. Общие сведения	131
6.4. Расчет шлицевых соединений.....	133
6.5. Примеры решения задач.....	143
6.6. Задачи	149
7. КИНЕМАТИКА ПЛАНЕТАРНО-КРИВОШИПНЫХ МЕХАНИЗМОВ	152
7.1. Общие сведения	152
7.2. Кинематический расчет планетарно-кривошипных механизмов.....	155
7.3. Примеры кинематического расчета планетарно-кривошипных механизмов с эвольвентным зацеплением	157
7.4. Примеры кинематического расчета планетарно-кривошипных механизмов с цевочным зацеплением	165
7.5. Примеры кинематического расчета планетарно-волновых зубчатых механизмов	173
7.6. Задачи	177
ЛИТЕРАТУРА.....	179

ПРЕДИСЛОВИЕ

Часть 2 «Соединения деталей машин» учебно-методического пособия «Детали машин» составлена применительно к программе по деталям машин и предназначена для обучающихся специальностям машиностроительного профиля.

Целью данного пособия является закрепление обучающимися теоретических знаний и получение практических навыков по расчетам соединений деталей машин.

Пособие включает в себя кинематический расчет планетарно-кривошипных механизмов.

По каждой теме курса в пособии приведены основные сведения из теории и справочные материалы, необходимые для самостоятельного решения приведенных примеров и задач.

Использование пособия в самостоятельной работе обучающихся позволит им повысить качество профессиональной подготовки и приобрести практические навыки расчетов деталей машин.

1. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

1.1. Основные понятия и определения

Сварка – технологический процесс получения неразъемных соединений посредством установления межатомных связей между соединяемыми частями при их нагревании, расплавлении кромок (сварка плавлением) и (или) совместном пластическом деформировании за счет приложения внешнего усилия (сварка давлением).

К сварке плавлением относятся электродуговая¹, электрошлаковая, газовая, электронно-лучевая, плазменная. К сварке давлением – газопрессовая, термитная, контактная, ультразвуковая, диффузионная, трением и другие.

Сварное соединение – неразъемное соединение, выполненное сваркой. Различают следующие основные виды сварных соединений: С – стыковые (рис. 1.1, а), Н – нахлесточные (рис. 1.1, б), Т – тавровые (рис. 1.1, в), У – угловые (рис. 1.1, г) и Ц – торцовые (рис. 1.1, д).

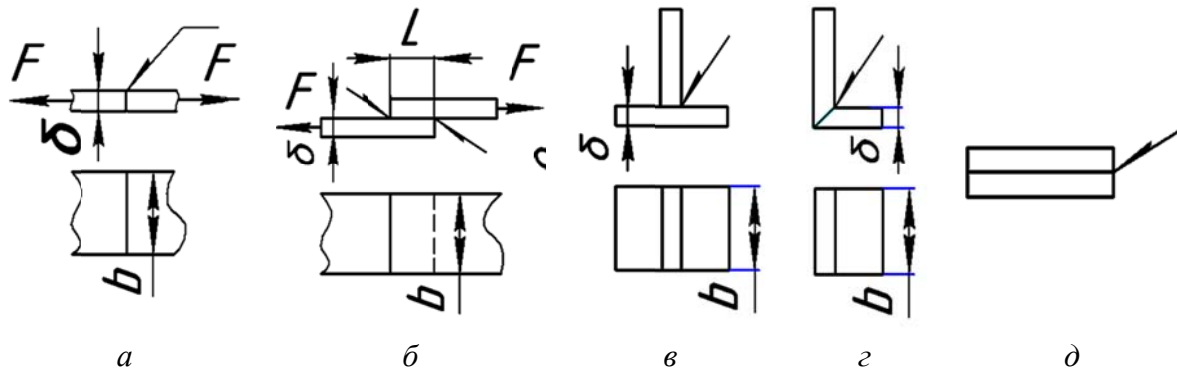


Рис. 1.1. Виды сварных соединений:

а – стыковое; б – нахлесточное; в – тавровое; г – угловое; д – торцовое

Сварной шов – участок сварного соединения, образовавшийся в результате кристаллизации расплавленного металла, или в результате пластической деформации при сварке давлением, или сочетания кристаллизации и деформации.

Стыковой шов – сварной шов стыкового соединения. Примеры форм поперечного сечения стыковых швов показаны на рис. 1.2.

Выбор вида подготовки кромок для сварки зависит от толщины соединяемых элементов.

Стыковое соединение – сварное соединение двух элементов, примыкающих друг к другу торцовыми поверхностями.

Угловой шов – сварной шов углового, нахлесточного или таврового соединений (рис. 1.3).

¹ здесь и далее сварные швы обозначаются без указания стандарта и типа шва.

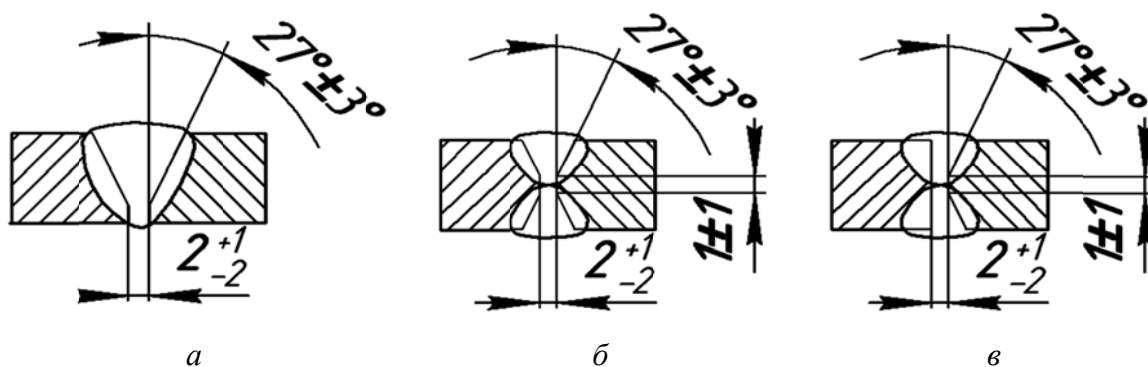


Рис. 1.2. Формы поперечного сечения стыковых швов:
a – V-образный; *б* – X-образный; *в* – K-образный

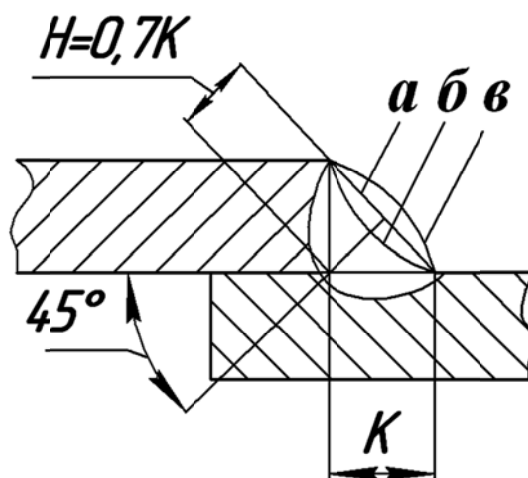


Рис. 1.3. Угловой шов:
a – нормальный; *б* – вогнутый; *в* – выпуклый;
k – катет; *H* – высота

В ответственных конструкциях рекомендуется угловые и тавровые соединения выполнять стыковыми швами с подготовкой кромок (рис. 1.4).

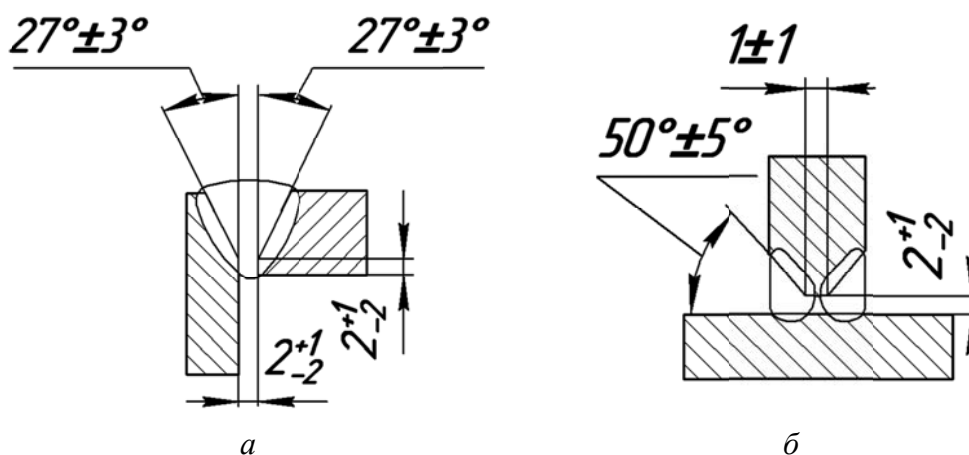


Рис. 1.4. Соединения с подготовкой кромок:
a – угловое; *б* – тавровое

В зависимости от формы и расположения относительно линии действия силы F различают лобовые (рис. 1.5, *а*), фланговые (рис. 1.5, *б*), комбинированные (рис. 1.5, *в*), косые (рис. 1.5, *г*) и кольцевые (рис. 1.5, *д*) швы.

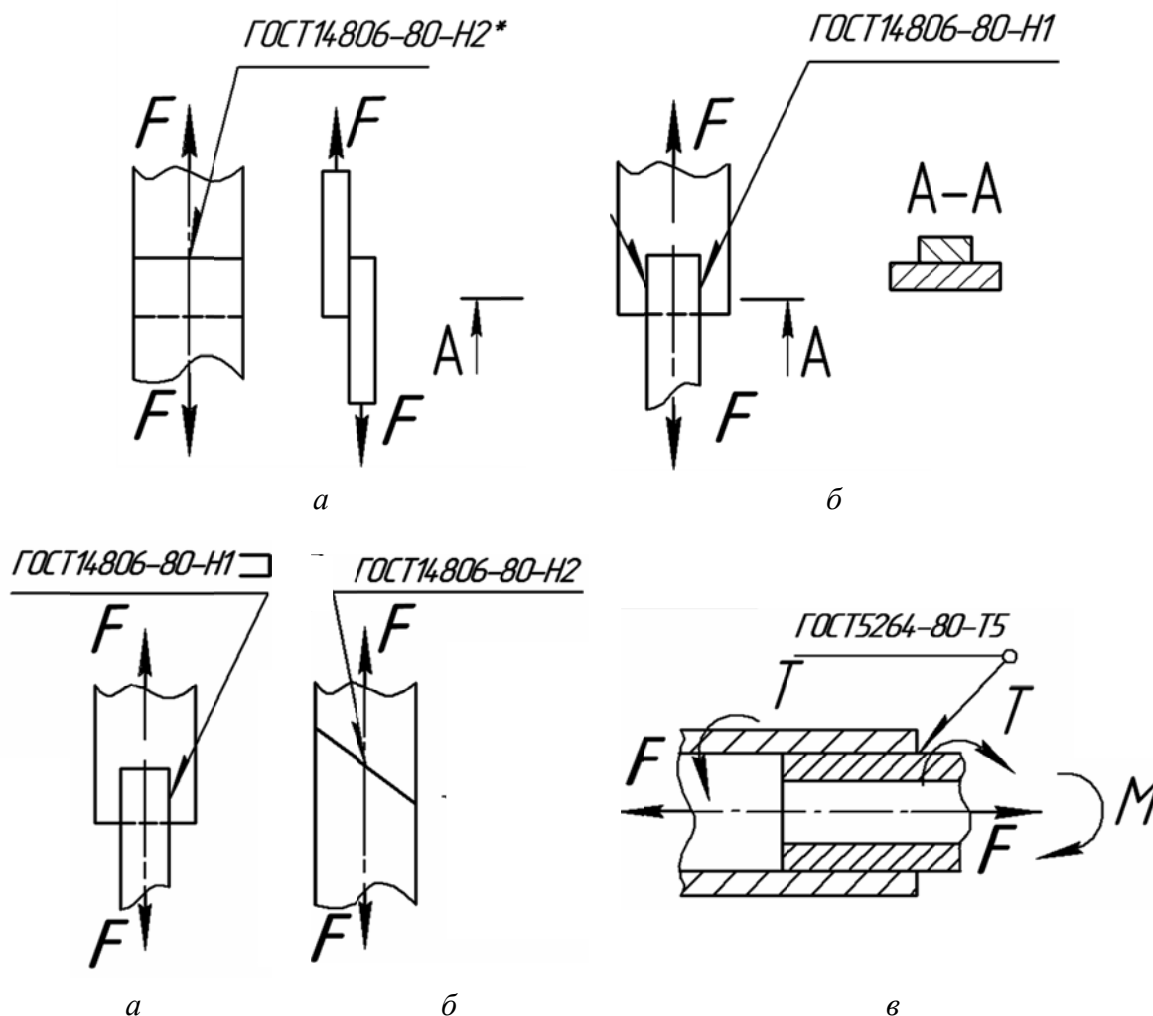


Рис. 1.5. Виды швов в зависимости от формы и расположения:
а – лобовой; *б* – фланговый; *в* – комбинированный;
г – косой; *д* – кольцевой

1.2. Обозначение швов сварных соединений

Сварные швы всех типов по ГОСТ 2.312-72 условно изображают сплошными основными линиями (видимый шов 1 на рис. 1.6) или штриховыми линиями (невидимый шов 2 на рис. 1.6).

Видимую сварную точку условно изображают знаком, выполняемым сплошными основными линиями (точка 3 на рис. 1.6). Невидимую сварную точку не изображают. К изображениям сварных швов подводят линии-выноски, оканчивающиеся односторонними стрелками. Линии-выноски предпочтительно проводить от видимого шва. Условное обозначение шва наносят над полкой линии-выноски для шва на лицевой стороне и под полкой – для шва на оборотной стороне.

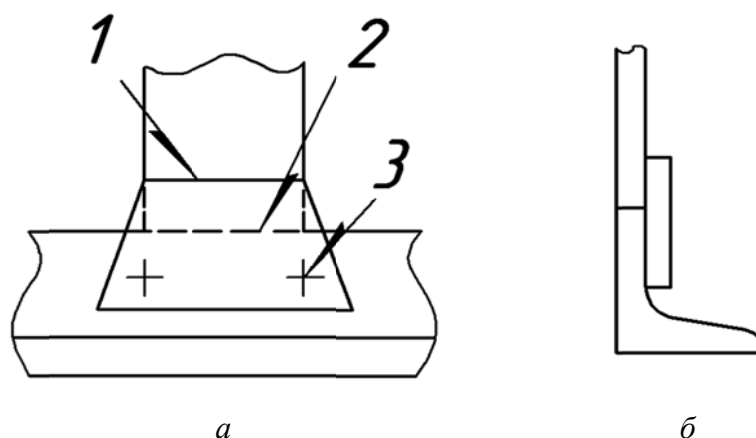


Рис. 1.6. Изображение сварных швов:
1 – видимого; 2 – невидимого; 3 – сварной точки

Структура условного обозначения стандартного шва или одиночной сварной точки по ГОСТ 2.312-72 приведена на рис. 1.7.

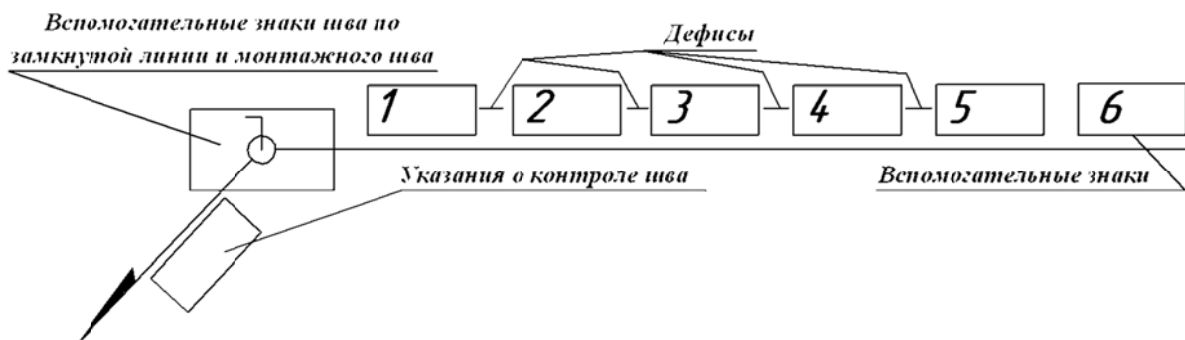


Рис. 1.7. Структура условного обозначения стандартного шва или одиночной сварной точки

1 – обозначение стандарта на типы и конструктивные элементы швов сварных соединений;

2 – буквенно-цифровое обозначение шва по стандарту на типы и конструктивные элементы швов сварных соединений;

3 – Условное обозначение способа сварки по стандарту на типы и конструктивные элементы швов сварных соединений (допуск не указывать);

4 – знак \blacktriangle и размер катета согласно стандарту на типы и конструктивные элементы швов сварных соединений (знак \blacktriangle выполняется сплошными тонкими линиями высотой, равной высоте цифр, входящих в обозначение шва);

5 – для прерывистого шва – размер длины провариваемого участка, знак \mathbf{Z} или \diagup и размер шага; для одиночной сварной точки – размер расчетного диаметра точки; для шва контактной точечной сварки или электрозаклепочного шва – размер расчетной точки или электрозаклепки знак \diagup или \mathbf{Z} и размер шва.

Вспомогательные знаки, обозначающие механическую обработку шва, расположение точек или участков прерывистого шва, замкнутость линии шва и т. п., показаны в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Условные знаки на обозначениях сварных швов

№ знака	Знак	Что означает
1		Шов по замкнутой линии
2		Шов по незамкнутой линии; знак применяют, если расположение шва ясно из чертежа
3		Знак, после которого ставят размер катета шва в миллиметрах
4		Шов прерывистый или точечный с цепным расположением
5		Шов прерывистый или точечный с шахматным расположением
6		Усиление шва снять
7		Наплывы и неровности шва обработать с плавным переходом к основному металлу
8		Шов выполнять при монтаже изделия

Примеры обозначения сварных швов приведены в табл. 1.2.

При наличии в сборочной единице одинаковых швов обозначение следует нанести у одного из швов, а от изображений остальных одинаковых швов провести линии-выноски с полками. Одинаковым швам присваивают один номер, который наносят на линии-выноске с полкой, на которой находится обозначение шва, и указывают число швов. У остальных швов наносят только номер шва соответственно над полкой линии-выноски (рис. 1.8).

Номера швам можно не присваивать, если все швы на чертеже одинаковы и изображены с одной лицевой (или оборотной) стороны.

Линиями-выносками без полок отмечают швы, не имеющие обозначения.

Примеры обозначения швов сварных соединений

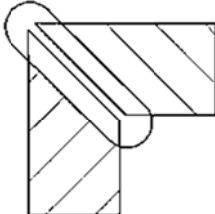


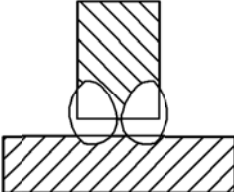
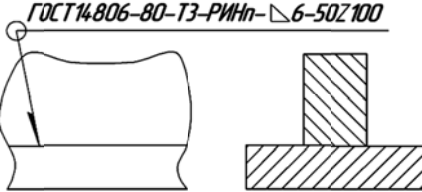
Характеристика шва	Форма поперечного сечения шва	Условное обозначение шва, изображенного на чертеже
Шов углового соединения со скосом кромок, выполненный электрошлаковой сваркой проволочным электродом, катет шва 22 мм		<p style="text-align: center;"><i>ГОСТ 15164-78-У2-ШЗ-22</i></p>  <p>а) шов расположен с лицевой стороны</p>
		<p style="text-align: center;"><i>ГОСТ 15164-78-У2-ШЗ-22</i></p>  <p>б) шов расположен с внутренней стороны</p>
Шов таврового сечения без скоса кромок, двухсторонний, прерывистый с шахматным расположением, выполненный дуговой ручной сваркой в защитных газах неплавящимся металлическим электродом по замкнутой линии, катет шва 6 мм, длина провариваемого участка 50 мм, шаг 100 мм		<p style="text-align: center;"><i>ГОСТ 14806-80-ТЗ-РНн-6-50/100</i></p> 



Рис. 1.8. Изображение одинаковых швов

1.3. Расчет сварных соединений

1.3.1. Стыковые соединения

Стыковые соединения могут разрушаться по шву, месту сплавления металла шва с металлом детали и сечению самой детали в зоне термического влияния. При качественном выполнении сварки зона стыкового шва должна обладать той же прочностью, что и основной металл детали, поэтому разрушение происходит преимущественно в зоне термического влияния. Зона термического влияния – прилегающий ко шву участок детали, в котором в результате нагревания при сварке понижаются механические свойства металла. Поэтому рассчитывают стыковые сварные соединения на прочность по размерам сечения детали в вышеуказанной зоне в зависимости от вида действующих нагрузок по тем же формулам, что и целые детали. Возможное снижение прочности деталей, связанное со сваркой, учитывают при назначении допускаемых напряжений.

Например, допустимое напряжение при растяжении (сжатии) материала шва, МПа

$$[\sigma'_p] = \varphi [\sigma_p], \quad (1.1)$$

где $[\sigma'_p]$ – допускаемое напряжение при растяжении основного металла, МПа;

$\varphi = 0,9 \dots 1,00$ – коэффициент прочности сварного соединения. При расчете косого шва $\varphi = 1$.

Условие прочности при действии продольной (растягивающей) силы:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F}{\delta l} \leq [\sigma'_p], \quad (1.2)$$

где F – внешняя нагрузка, действующая в плоскости соединяемых листов перпендикулярно шву, Н;

δ и l – толщина и длина сварного шва соответственно, мм.

Допускаемая растягивающая (сжимающая) нагрузка в сварных швах:

– прямом (рис. 1.9, а);

$$[F] = [\sigma'_p] l \delta; \quad (1.3)$$

– косом (рис. 1.9, б).

$$[F] = \frac{[\sigma'_p] l \delta}{\sin \beta}, \quad (1.4)$$

где β – угол между образующей косого шва и линией действия силы.

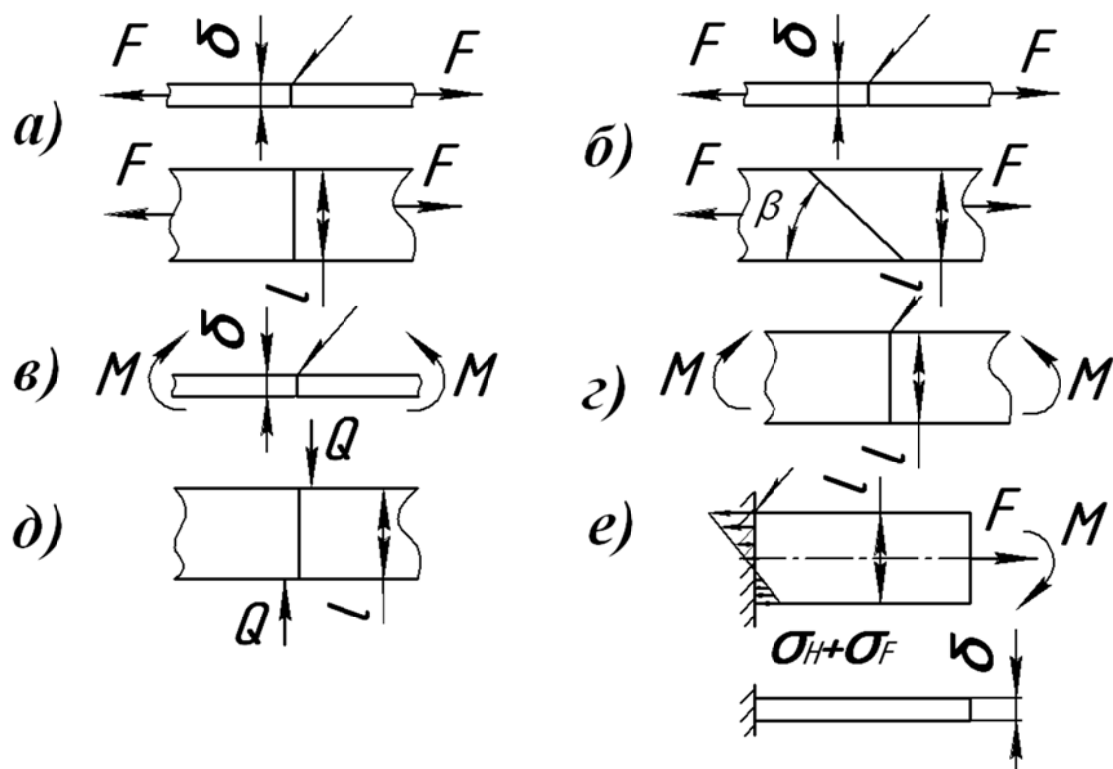


Рис. 1.9. Варианты нагружения сварных стыковых соединений:
a, б – растягивающей силой; *в, г* – изгибающим моментом;
д – перерезывающей силой; *е* – растягивающей силой и изгибающим моментом

Напряжения в сварном стыковом шве от действия момента распределяются неравномерно по сечению шва (аналогично случаю изгиба). Расчет соединения на прочность при действии только момента (рис. 1.9, *в, г*) производят по формуле

$$\sigma = \frac{M}{W} \leq [\sigma'_p], \quad (1.5)$$

где M – нагружающий момент, Н·мм;
 По рис. 1.9, *в*

$$W = \frac{\delta^2 l}{6};$$

По рис. 1.9, *г*

$$W = \frac{\delta l^2}{6},$$

где $W = 0,1d^3$ (для круглого сечения) – момент сопротивления сечения шва, мм;
 d – диаметр свариваемых частей стержня, мм.

При любых схемах нагружения напряжения в стыковом шве от действия нескольких силовых факторов суммируются геометрически. Например, для стыкового таврового соединения, нагруженного растягивающей силой и изгибающим моментом (рис. 1.9, *e*), суммарное напряжение находится по формуле

$$\sigma = \sigma_M + \sigma_F = \frac{M}{W} + \frac{F}{A} \leq [\sigma'_p]. \quad (1.6)$$

При расчете на срез от действия перерезывающей силы Q , действующей в плоскости шва (рис. 1.9, *d*), условие прочности имеет вид

$$\tau' = \frac{Q \cdot S_{ш}}{I_{ш} \cdot \delta} \leq [\tau'], \quad (1.7)$$

где τ' и $[\tau']$ – соответственно действительное и допустимое напряжения при срезе материала шва, МПа (табл. 1.3);

Q – перерезывающая расчетная нагрузка, Н;

$S_{ш} = \frac{\delta l^2}{8}$ – статический момент относительно нейтральной оси сечения сварного шва, расположенной выше (ниже) уровня рассматриваемых волокон, мм³;

$I_{ш} = \frac{\delta l^3}{12}$ – момент инерции сечения сварного шва, мм⁴.

1.3.2. Соединения, выполненные при помощи угловых швов

Угловые швы независимо от их вида рассчитывают на срез по наименьшему (опасному) сечению шва, проходящему через биссектрису прямого угла (см. рис. 1.3).

Площадь опасного (расчетного) сечения

$$A = k \cdot \sin 45 \cdot l = 0,7k \cdot l,$$

где k – катет треугольника поперечного сечения шва;

l – общая длина (периметр) сварного шва.

Размер катета шва k , как правило, равен толщине свариваемых деталей δ , но может быть и меньше.

Фланговый шов – шов, расположенный параллельно линии действия нагружающей силы (рис. 1.10, *a*). Основными напряжениями флангового шва являются касательные напряжения τ' в биссекторном сечении, которые распределены неравномерно по длине шва. Неравномерность распре-

деления напряжений возрастает с увеличением длины шва и разности податливостей деталей. На практике применяют фланговые швы длиной не более (50–60) k . Расчет таких швов производят по формуле

$$\tau' = \frac{F}{0,7k \cdot L} \leq [\tau'], \quad (1.8)$$

где $[\tau']$ – допускаемое напряжение в шве при срезе, МПа;

$L = 2l$ – общая длина двух швов, мм.

При конструировании сварных соединений швы целесообразно располагать таким образом, чтобы они были нагружены равномерно. Поэтому приварку симметричного элемента следует производить симметрично расположенными швами. Если вышеуказанный элемент присоединить к конструкции односторонним фланговым швом, то шов и приваренный элемент будут нагружены дополнительным моментом. При сварке элементов несимметричных профилей, например, уголков, предполагается, что основные напряжения растяжения (сжатия) распределяются по сечению равномерно и, следовательно, их равнодействующая проходит через центр тяжести поперечного сечения (рис. 1.10, б). В таком случае нагрузка на каждый фланговый шов определяется по закону рычага:

$$F_1 = F \cdot \frac{e_2}{e_1 + e_2}; \quad F_2 = F \cdot \frac{e_1}{e_1 + e_2},$$

где F_1 и F_2 – усилия, передаваемые швами;

e_1 и e_2 – расстояния от швов до центра тяжести сечения.

Для соблюдения условия равнопрочности, швы выполняются с различной длиной l_1 и l_2 , причем $\frac{l_1}{l_2} = \frac{e_2}{e_1}$.

Если соединение фланговыми швами нагружено моментом (рис. 1.10, в), то распределение напряжений по длине шва неравномерно. Неравномерность распределения напряжений тем больше, чем больше отношение длины швов к расстоянию между ними (l/b).

Максимальные напряжения определяются по формуле

$$\tau' = \frac{M}{W_p}, \quad (1.9)$$

где M – действующий момент, Н·мм;

W_p – полярный момент сопротивления сечения швов в плоскости разрушения, мм³.

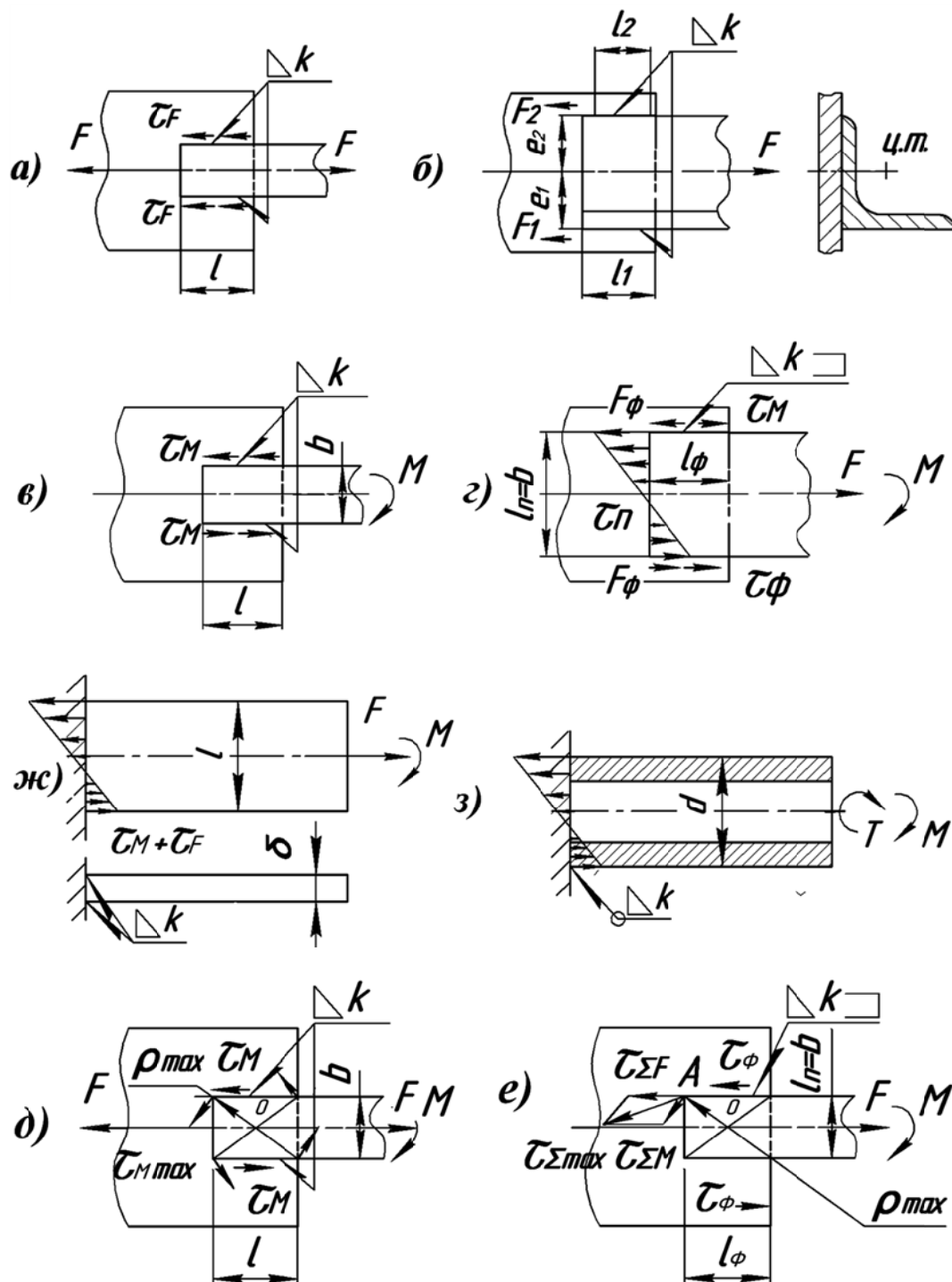


Рис. 1.10. Варианты нагружения сварных угловых швов:
 а, б – растягивающей силой; в, д – изгибающим моментом;
 г, е, ж – силой и моментом

Для коротких швов ($l < b$), предполагая, что напряжения направлены вдоль швов и распределены равномерно, условие прочности записывается следующим образом:

$$\tau' = \frac{M}{0,7kbl} \leq [\tau'] . \quad (1.10)$$

Лобовой шов – шов, расположенный перпендикулярно линии действия нагружающей силы (см. рис. 1.5, а).

При действии на лобовой шов сосредоточенной силы (рис. 1.10, з) условие прочности имеет вид:

$$\tau' = \frac{F}{A} = \frac{M}{0,7kl_{\text{л}}} [\tau'], \quad (1.11)$$

где $l_{\text{л}}$ – длина лобового шва, мм.

При действии момента (см. рис. 1.10, з) расчетное напряжение

$$\tau' = \frac{M}{W} = \frac{6M}{0,7k \cdot b^2}, \quad (1.12)$$

где b – ширина листа, мм ($b \gg k$).

Комбинированные сварные швы (лобовые и фланговые) применяются для увеличения прочности соединения, если она не обеспечивается каким-нибудь одним из вышеуказанных типов швов. Приблизительный расчет комбинированных швов, нагруженных изгибающим моментом в плоскости стыка (см. рис. 1.10, з), выполняют с допущением, что швы работают независимо, а короткие фланговые швы передают только усилия, направленные вдоль линии их расположения.

Условие равновесия в данном случае можно записать, принимая, что изгибающий момент M уравнивается парой сил в горизонтальных швах и моментом в вертикальном шве:

$$M = M_{\text{Ф}} + M_{\text{Л}} = A_{\text{Ф}} \cdot \tau'_{\text{М}} \cdot b + \tau'_{\text{М}} W_{\text{Л}},$$

где $A_{\text{Ф}} = 0,7k \cdot l_{\text{Ф}}$ – площадь опасного сечения одного флангового шва, мм²;

b – расстояние между фланговыми швами (ширина привариваемой детали, здесь $b = l_{\text{л}}$), мм;

$W_{\text{Л}} = 0,7k \cdot b^2 / 6$ – момент сопротивления сечения лобового шва, мм³.

Расчетное уравнение

$$\tau'_{\text{М}} = \frac{M}{A_{\text{Ф}} \cdot b + W_{\text{Л}}} = \frac{6M}{6 \cdot 0,7k \cdot l_{\text{Ф}} \cdot b + 0,7k \cdot b^2} \leq [\tau']. \quad (1.13)$$

Из уравнения (1.13) при известных M и $[\tau']$ можно определить один из параметров сварного шва (k или $l_{\text{Ф}}$). Размеры привариваемого элемента обычно определяют из расчета на его прочность (в данном случае на изгиб) под действием приложенной нагрузки. Таким образом, размер b

и δ толщина привариваемого элемента к моменту расчета сварного шва уже известны. Если же задаться l_ϕ и k , то последнее уравнение становится проверочным. По нему определяются действующие касательные напряжения и сравниваются с допускаемыми.

При уточненном расчете принимают, что привариваемый элемент стремится повернуться вокруг центра тяжести площади опасных сечений швов (рис. 1.10, д). Тогда максимальное напряжение среза находится по формуле

$$\tau'_{M \max} = \frac{M \cdot \rho_{\max}}{I_P} \leq [\tau'], \quad (1.14)$$

где ρ_{\max} – расстояние от центра тяжести площади сечений швов до наиболее удаленной точки шва, мм;

I_P – полярный момент инерции площади опасных сечений швов относительно центра тяжести этой площади, мм⁴.

Полярный момент инерции сечения шва определяется как сумма осевых моментов инерции:

$$I_P = I_X + I_Y.$$

Если комбинированный шов нагружен только силой F , действующей вдоль осей фланговых швов, то условие прочности имеет вид

$$\tau'_F = \frac{F}{A} = \frac{F}{0,7k \cdot (2l_\phi + l_\perp)} \leq [\tau']. \quad (1.15)$$

При одновременном действии силы и момента (рис. 1.10, е) касательные напряжения от обоих факторов суммируются геометрически. В приближенных расчетах суммарное максимальное напряжение можно найти по формуле

$$\tau'_{\Sigma \max} = \tau'_F + \tau'_M \leq [\tau']. \quad (1.16)$$

Для угловых тавровых швов (рис. 1.10, ж) суммарное напряжение определяется аналогично:

$$[\tau'_\Sigma] = \tau'_M + \tau'_F = \frac{M}{2W} + \frac{F}{2A} = \frac{6M}{2l^2 \cdot 0,7k} + \frac{F}{2l \cdot 0,7k} \leq [\tau']. \quad (1.17)$$

Для таврового соединения трубы, нагруженной крутящим и изгибающим моментом (рис. 1.10, з), и с учетом того, что векторы возникающих касательных напряжений расположены во взаимно перпендикулярных плоскостях, условие прочности имеет вид

$$\tau'_{\Sigma} = \sqrt{(\tau'_M)^2 + (\tau'_T)^2} \leq [\tau'], \quad (1.18)$$

где $[\tau'_T] = \frac{2T}{0,7k\pi d^2}$ – напряжение в шве от крутящего момента, МПа;

$[\tau'_M] = \frac{4M}{0,7k\pi d^2}$ – напряжение в шве от изгибающего момента, МПа.

Если на кольцевой шов действует осевая растягивающая сила F , то возникающие касательные напряжения находят по формуле

$$\tau'_F = \frac{F}{0,7k\pi d}, \quad (1.19)$$

где d – наружный диаметр трубы, мм.

1.3.3. Швы точечного соединения

Точечной сваркой обычно соединяют между собой детали с плоскими поверхностями. Суммарная толщина свариваемых элементов не превышает 10 мм. Расчет данного соединения производят в предположении равномерного распределения нагрузки по всем точкам. Неравномерность распределения усилий между точками учитывают снижением допускаемых напряжений среза $[\tau']$ на 10–20 %.

Максимальное напряжение среза находится в самой нагруженной точке (рис. 1.11)

$$\tau = \frac{4R_{\max}}{\pi d^2} \leq [\tau'_{\text{ср}}], \quad (1.20)$$

где d – диаметр сварных точек, мм;

R_{\max} – равнодействующая в наиболее нагруженной точке, Н;

$[\tau'_{\text{ср}}] = 0,4[\sigma_p]$, – допускаемое напряжение среза, МПа.

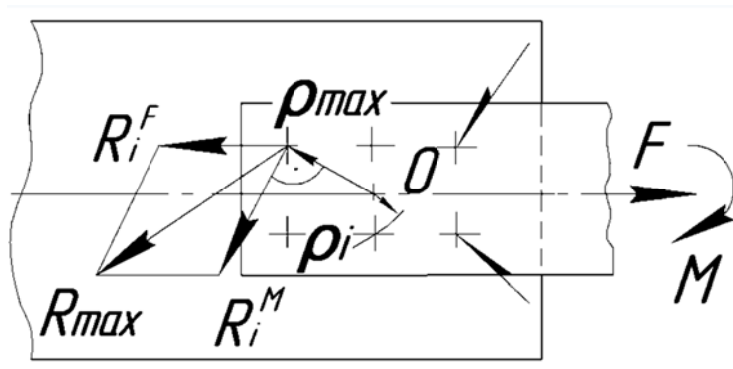


Рис. 1.11. Точечное сварное соединение

При действии на соединение силы F и изгибающего момента M равнодействующая находится по теореме косинусов:

$$R_{\max} = \sqrt{\left(R_{i \max}^M\right)^2 + \left(R_{i \max}^F\right)^2 - 2R_{i \max}^M \cdot R_{i \max}^F \cdot \cos\alpha}, \quad (1.21)$$

где i – число сварных точек;

$$R_i^F = \frac{F}{i} \text{ – усилие в точке от силы } F;$$

$$R_{i \max}^M = \frac{M}{\sum \rho_i^2} \cdot \rho_{\max} \text{ – усилие наиболее нагруженной точки от момента } M;$$

ρ_i – расстояние от центра тяжести соединения до центров сварных точек;

ρ_{\max} – расстояние от центра тяжести соединения до центра наиболее удаленной точки.

Условие прочности соединения роликовой сваркой (рис. 1.12):

$$\tau = \frac{F}{bl} \leq [\tau'_{\text{ср}}]. \quad (1.22)$$

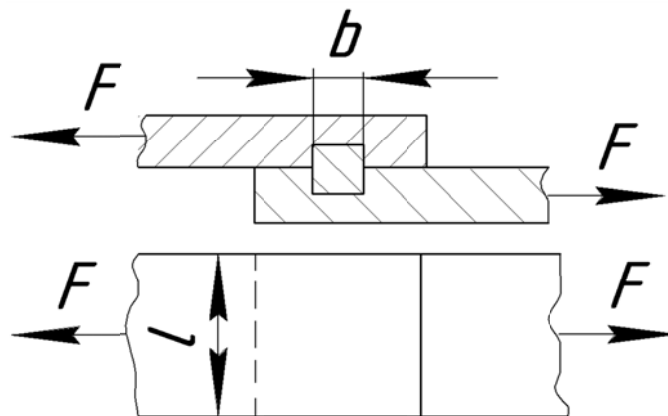


Рис 1.12. Соединение роликовой сваркой

1.3.4. Свариваемость сталей. Электроды. Выбор допускаемых напряжений

Основными характеристиками свариваемости сталей являются их склонность к образованию трещин и механические свойства сварного шва.

По свариваемости стали подразделяют на четыре группы:

1 – хорошая свариваемость (БСт1 – БСт4, стали 08; 10; 15; 20; 25; 15Г; 20Г; 15Х; 20Х; 20ХГСА; 12ХН2 и т. д.);

2 – удовлетворительная свариваемость (БСт5, стали 30; 35; 30Л; 35Л; 20ХН3А; 12Х2Н4А и др.);

3 – ограниченная свариваемость (БСт6; 40; 45; 50; 30ХМ; 30ХГС; 17Х18Н9 и др.);

4 – плохая свариваемость (40Г; 50Г; 65Г; У7; У8; У10; 65; 75; 85, 50ХГ; 50С2; 60С2А; Х12; 8Х3; 5ХГМ и др.).

Сварочные материалы, применяемые для сварки стальных конструкций, должны обеспечивать механические свойства металла шва и сварного соединения (предел прочности, предел текучести, относительное удлинение, угол загиба, ударную вязкость) не менее нижнего предела свойств основного металла конструкции.

В зависимости от марки стали, склонности к образованию трещин, требований, предъявляемых к конструкции, при самом распространенном виде сварки – дуговой, применяют электроды различных марок (ГОСТ 9467-75):

Э38; Э42; Э46; Э50 – для сварки углеродистых и низколегированных конструкционных сталей с временным сопротивлением разрыву σ_b до 500 МПа;

Э42А; Э46А; Э50А – для сварки углеродистых и низколегированных конструкционных сталей с σ_b до 500 МПа, когда к металлу сварных швов предъявляют повышенные требования по пластичности и ударной вязкости;

Э55; Э60 – для сварки углеродистых и низколегированных сталей с $500 \leq \sigma_b \leq 600$ МПа;

Э70; Э85; ЭКЮ; Э125; Э150 – для сварки легированных конструкционных сталей повышенной и высокой прочности с $\sigma_b > 600$ МПа;

Э-09М; Э-09МХ; Э-09Х1М; Э-05Х2М; Э-09Х2М1; Э-ЮХ5М5 – для сварки легированных теплоустойчивых сталей.

Допускаемые напряжения в сварных швах при статической внешней нагрузке (табл. 1.3) назначают в зависимости от способа сварки, типа электрода и от допускаемых напряжений, принятых для основного металла.

Таблица 1.3

Допускаемые напряжения в швах сварных соединений при постоянной нагрузке

Вид сварки	Допускаемые напряжения для сварных швов		
	при растяжении [σ'_p]	при сжатии [σ'_c]	при сдвиге (срезе) [τ']
Автоматическая и ручная электродами Э42А, Э46А, Э50А; в среде защитного газа; контактная стыковая с оплавлением	[σ_p]	[σ_p]	0,65 [σ_p]
Ручная электродами Э42 и Э50	0,9 [σ_p]	[σ_p]	0,6 [σ_p]
Ручная электродами Э34	0,6 [σ_p]	0,75 [σ_p]	0,5 [σ_p]
Контактная точечная и шовная	0,3 [σ_p]	–	0,5 [σ_p]

Примечание. Допускаемое напряжение для основного металла при растяжении [σ_p] ориентировочно можно принимать равным (0,6...0,8) σ_T .

Для некоторых сталей значения допускаемых напряжений при растяжении указаны в табл. 1.4.

Таблица 1.4

Значения допускаемых напряжений при растяжении

Сталь	Ст0 Ст2	Ст3 Ст4	Ст5	Низко- легированная
Допускаемое напряжение, МПа	140	160	190	250

При действии на конструкцию переменных нагрузок допускаемые напряжения определяются путем умножения допускаемых напряжений при статических нагрузках на коэффициент γ .

$$\gamma = \frac{1}{(ak_{\sigma} \pm b) - (ak_{\sigma} \mp b)R} \cdot k_L \leq 1, \quad (1.23)$$

где a и b – коэффициенты (для углеродистой стали $a = 0,9$; $b = 0,3$);

k_{σ} – эффективный коэффициент концентрации напряжений (табл. 1.5 и 1.6);

R – коэффициент асимметрии цикла;

k_L – коэффициент долговечности.

Соединения, выполненные точечной контактной сваркой, на растяжение практически не работают.

Коэффициент асимметрии цикла определяют как отношение наименьшего и наибольшего по абсолютному значению напряжений или усилий, взятых со своими знаками:

$$R = R_{\sigma} = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{F_{\min}}{F_{\max}}; \quad R = R_{\tau} = \frac{\tau_{\min}}{\tau_{\max}} = \frac{F_{\min}}{F_{\max}}.$$

Верхние знаки в знаменателе формулы γ принимают, если наибольшими по абсолютному значению являются напряжения растяжения, а нижние – если напряжения сжатия.

Коэффициент долговечности находится по формуле

$$K_L = m \sqrt{\frac{N_0}{N_{LE}}}, \quad (1.24)$$

где $N_0 = 3,4 \cdot 10^6$ – базовое число циклов перемены напряжений, соответствующее длительному пределу выносливости;

$$m = \frac{12}{K_{\sigma D}};$$

где $K_{\sigma D} = \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon\beta}$ – коэффициент, учитывающий суммарное влияние основ-

ных факторов на предел выносливости;

$\varepsilon \leq 1$ – масштабный фактор (рис. 1.13);

β – коэффициент упрочнения или коэффициент влияния качества обработки поверхности;

N_{LE} – эквивалентное число циклов нагружения. Определяется в зависимости от вида циклограммы нагружения.

В общем виде эквивалентное число циклов нагружения для сварных соединений определяется по формуле

$$N_{LE} = \sum \left[\left(\frac{Q_i}{Q_{\max}} \right)^{m'} \cdot N_{ci} \right], \quad (1.25)$$

где Q_i – переменная нагрузка, действующая на соединение (нагрузкой Q может быть усилие F , изгибающий M и крутящий T моменты и т. д.);

Q_{\max} – максимальная из действующих нагрузок;

$m' = m$ – показатель степени при расчетах на изгиб, кручение, растяжение, сжатие;

$N_{ci} = 60n_i l_{hi}$ – числа циклов изменения напряжений при действии нагрузок Q_i ;

n_i частота изменения напряжения в минуту;

L_{hi} – число часов работы под нагрузкой Q_i .

Таблица 1.5

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений
для сварных швов

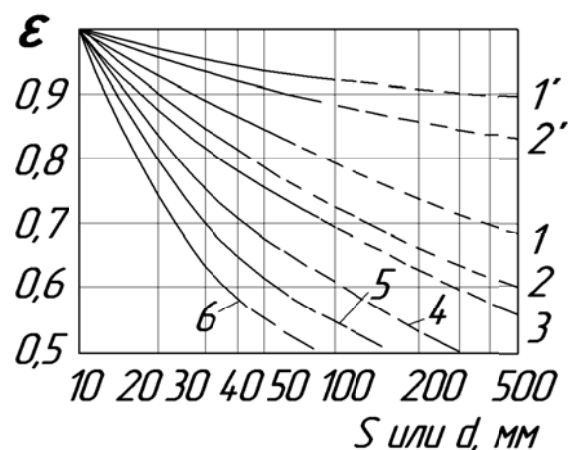
Вид сварного шва	Коэффициент $K_{\sigma}(K_{\tau})$ для стали	
	углеродистой	низко- легированной
Стыковой, с полным проваром корня шва		
Автоматическая и ручная сварка и контроль качества шва	1,0	1,0
Ручная сварка без контроля качества шва	1,2	1,4
Автоматическая сварка без контроля качества шва	1,1	1,2

Вид сварного шва	Коэффициент $K_\sigma(K_\tau)$ для стали	
	углеродистой	низко- легированной
Угловой лобовой		
при ручной сварке	2,3	3,2
при автоматической сварке	1,7	2,4
Угловой фланговый шов, работающий на срез от осевой силы	3,4	4,4

Таблица 1.6

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений
для сварных точечных и роликовых соединений

Материал	Состояние материала	Толщина соединяемых элементов, мм	Коэффициент $K_\sigma(K_\tau)$ для сварных соединений	
			точечных	роликовых
Сталь 10	Нормализованный	3,0–3,0	7,5	5,0
Сталь 30ХГСА	Отпуск	1,5–1,5	12,0	–
Титановый сплав ВТ1	В состоянии поставки	1,5–1,5	10,0	5,0
Алюминиевый сплав Д16Т	В состоянии поставки	1,5–1,5	5,0	2,25

Рис. 1.13. Масштабный фактор ε :

- $1'$ и $2'$ – пределов прочности углеродистых и легированных сталей;
 1 , 2 – пределов текучести и выносливости этих же сталей; 4 , 6 – пределов выносливости тех же сталей при высокой концентрации напряжений;
 3 – прочностные характеристики чугуна и цветных металлов; 5 – пределов выносливости этих же металлов при наличии концентрации

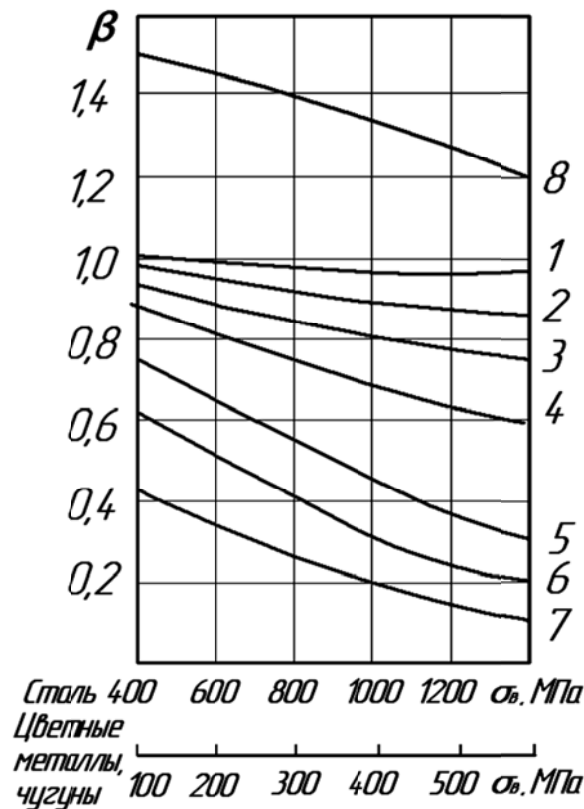


Рис. 1.14. Коэффициент, учитывающий состояние поверхности β :

- 1 – зеркальное полирование; 2 – грубое полирование или тонкое шлифование;
 3 – тонкая обработка резцом (обтачивание, фрезерование); 4 – грубое шлифование
 или грубое обтачивание; 5 – наличие окалины или коррозии до работы;
 6 – коррозия в пресной воде в процессе работы; 7 – то же в морской воде;
 8 – наличие поверхностного упрочнения

1.3.5. Расчет сварных котлов и других сосудов высокого давления

Расчет сводится к определению толщины стенки δ . Гарантированная прочность сварных швов обеспечивается введением коэффициента прочности швов φ :

$$\delta = \frac{qD}{2\varphi[\sigma_p]},$$

где D – диаметр сосуда, мм;

q – давление среды в сосуде, МПа;

φ – коэффициент прочности шва (табл. 1.7);

$[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение растяжения, МПа.

Для сосудов, работающих при $q \leq 1,5$ МПа и температуре $t < 200$ °С, допускаемое напряжение

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_b}{4}.$$

Значения коэффициентов прочности φ стыковых швов

Характеристика сварного шва	Значение коэффициента прочности, φ
Двухсторонний, автоматическая сварка под слоем флюса	1
Двухсторонний, сварка вручную с полным проваром	0,95
Двухсторонний, сварка вручную с неполным проваром (в зависимости от относительной глубины провара)	0,8
Односторонний, на подкладке	0,9
Односторонний, без подварки и подкладок, продольный	0,7
Односторонний, без подварки и подкладок, поперечный (кольцевой)	0,8
Нахлесточный	0,8

Для сосудов, работающих при больших давлениях и высоких температурах, допускаемое напряжение выбирают как меньшее из двух значений:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_b}{4,35}; \quad [\sigma_p] = \frac{\sigma_{T(t)}}{2},$$

где σ_b – предел прочности материала при растяжении при нормальной температуре, МПа;

$\sigma_{T(t)}$ – предел текучести при рабочей температуре, МПа.

Прочность сварного стыкового шва оценивается коэффициентом прочности φ , т. е. отношением допускаемого напряжения сварного шва $[\sigma_p^I]$ к допускаемому напряжению основного металла $[\sigma_p]$:

$$\varphi = \frac{[\sigma_p^I]}{[\sigma_p]}.$$

1.4. Примеры решения задач

Задача 1.4.1. Рассчитать сварное стыковое соединение (см. рис. 1.9, в) двух горячекатаных полос толщиной 14 мм из стали Ст3, испытывающее действие изгибающего момента $M = 0,2$ кН·м. Допускаемое напряжение для материала шва $[\sigma_p^I] = 160$ МПа.

Решение

1. Примем толщину сварного шва равной толщине свариваемых деталей: $k = \delta = 14$ мм. Шов выполнен с предварительной разделкой кромок (см. рис. 1.2).

2. Из условия прочности сварного стыкового шва при действии момента (1.5), определим необходимую длину шва l .

$$\sigma = \frac{M}{W} \leq [\sigma'_p],$$

где $W = \frac{\delta^2 l}{6}$,

откуда

$$l = 6M / (\delta^2 [\sigma'_p]) = 6 \cdot 0,2 \cdot 10^6 / (14^2 \cdot 160) = 38,26 \text{ мм.}$$

3. Необходимая ширина полосы 38,26 мм. Округляем до стандартного значения 40 мм (ГОСТ 103-2006).

Задача 1.4.2. Определить высоту кронштейна из полосы толщиной $\delta = 14$ мм, приваренной к вертикальной стойке двумя угловыми швами (см. рис. 1.10, ж), при действии на него момента $M = 1,8$ кН·м. Материал деталей соединения сталь Ст3. Сварка ручная электродами Э42. Нагрузка статическая.

Решение

1. По табл. 1.4 определяем допустимое напряжение растяжения для материала балки $[\sigma_p] = 160$ МПа.

Допустимое напряжение среза для угловых швов (см. табл. 1.3)

$$[\tau'] = 0,65 \cdot [\sigma_p] = 0,65 \cdot 160 = 104 \text{ МПа.}$$

2. Условие прочности углового таврового соединения из формулы (1.17) запишется в виде

$$\tau'_M = \frac{M}{2W} = \frac{6M}{2l^2 \cdot 0,7 \cdot k} \leq [\tau'],$$

где l – длина шва, примерно равная высоте листа, мм;

$k \approx \delta = 14$ мм – катет шва, значением которого задаемся, мм.

3. Находим требуемую высоту листа

$$h = l = \sqrt{\frac{6M}{2 \cdot 0,7 \cdot K \cdot [\tau']}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 1,8 \cdot 10^6}{2 \cdot 0,7 \cdot 14 \cdot 104}} = 72,79 \text{ мм.}$$

4. Округляем полученный результат до стандартного значения по ГОСТ 103-2006. Высота кронштейна $h = 75$ мм.

Задача 1.4.3. Консольная балка ($l = 600$ мм; $h = 60$ мм; $b = 10$ мм) соединена с колонной втавр двумя сварными швами (рис. 1.15).

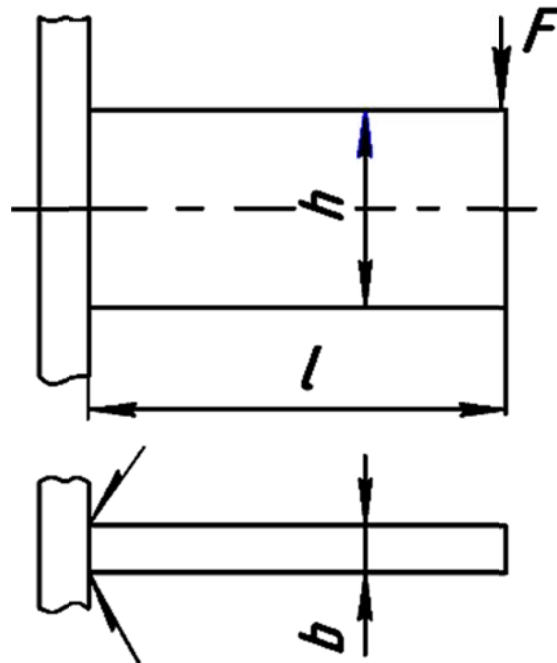


Рис. 1.15. Крепление балки к колонне втавр

Определить допустимую величину силы F , исходя из соответствующего условия прочности для двух вариантов:

1. Угловые швы с катетами $k = 6$ мм выполнены вручную электродами Э42А, допустимое напряжение при растяжении для материала балки $[\sigma_p] = 160$ МПа.

2. Соединение выполнено сварным швом с подготовкой кромок глубоким проплавлением (влияние поперечной силы не учитывать).

Решение

Допустимое напряжение среза для угловых швов (см. табл. 1.3):

$$[\tau'] = 0,65 \cdot [\sigma_p] = 0,65 \cdot 160 = 104 \text{ МПа.}$$

В сварных швах возникают касательные напряжения от поперечной силы F ($\vec{\tau}_P$) и изгибающего момента $M = F \cdot l$ ($\vec{\tau}_M$). Так как векторы $\vec{\tau}_P$ и $\vec{\tau}_M$ взаимно перпендикулярны, то величина суммарного напряжения находится по формуле

$$\tau_{\Sigma} = \sqrt{\tau_F^2 + \tau_M^2} .$$

Пользуясь формулой (1.17), определяем τ_F и τ_M :

$$\tau_F = \frac{F}{2A_{\text{шв}}} = \frac{F}{2 \cdot 0,7 \cdot k \cdot h},$$

где $A_{\text{шв}} = 0,7k \cdot h$ – площадь опасного сечения одного углового шва, мм².

$$\tau_F = \frac{F}{2 \cdot 0,7 \cdot 6 \cdot 60} = \frac{F}{504} \text{ МПа.}$$

$$\tau_M = \frac{M}{2W_{\text{шв}}} = \frac{6 \cdot F \cdot l}{2 \cdot 0,7 \cdot k \cdot h^2},$$

где $W_{\text{шв}} = 0,7 \frac{kh^2}{6}$ – момент сопротивления опасного сечения углового шва, мм³.

$$\tau_M = \frac{6 \cdot 600 \cdot F}{2 \cdot 0,7 \cdot 6 \cdot (60)^2} = \frac{60F}{504} \text{ МПа.}$$

$$\tau_{\Sigma} = \sqrt{\left(\frac{F}{504}\right)^2 + \left(\frac{60F}{504}\right)^2} = \frac{61F}{504} \text{ МПа.}$$

Из условия прочности $\frac{61F}{504} \leq 104$.

Отсюда $[F] = 859,3 \text{ Н}$.

Для стыкового шва, если не учитывать действие силы F (как при расчете балок на изгиб), условие прочности запишется в виде (см. формулу (1.5)):

$$\sigma_p = \frac{M}{W_{\text{шв}}} \leq [\sigma'_p],$$

где $W_{\text{шв}} = \frac{bh^2}{6}$ – момент сопротивления сечения балки, равный моменту сопротивления балки, мм³.

$$\sigma_p = \frac{6 \cdot F \cdot l}{b \cdot h^2} = \frac{6 \cdot 600 \cdot F}{10 \cdot (60)^2} = \frac{F}{10} \text{ МПа.}$$

Из условия прочности: $\frac{F}{10} \leq 160$, следовательно, $[F] = 1600 \text{ Н}$.

Задача 1.4.4. Проверить прочность сварных швов, соединяющих диск с зубчатым ободом и диск со ступицей (рис. 1.16).

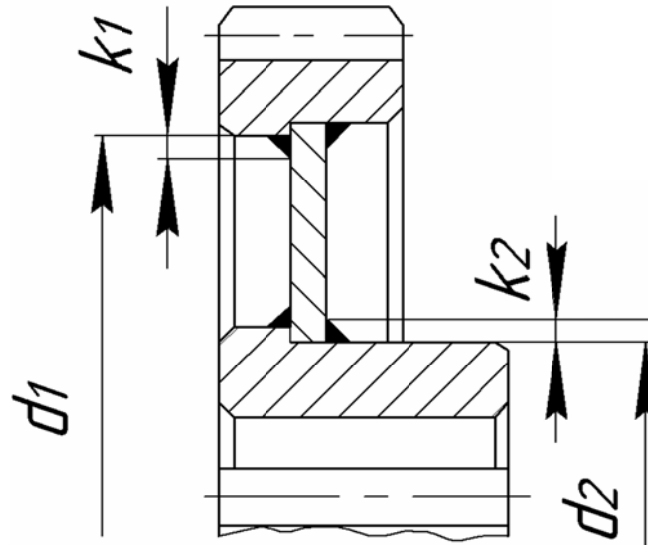


Рис. 1.16. Соединение диска и обода зубчатого колеса

Мощность, передаваемая колесом $P = 18$ кВт, его угловая скорость $\omega = 10 \text{ с}^{-1}$, величины катетов: $k_1 = 6$ мм; $k_2 = 8$ мм; диаметры $d_1 = 550$ мм; $d_2 = 140$ мм.

Сварка полуавтоматическая электродами Э34. Материал диска - сталь Ст3, материал обода и ступицы – сталь 40.

Решение

Допускаемое напряжение среза для угловых швов при полуавтоматической сварке (табл. 1.3)

$$[\tau'] = 0,65 \cdot [\sigma_p] = 0,65 \cdot 160 = 104 \text{ МПа.}$$

где $[\sigma_p] = 160$ МПа – допускаемое напряжение растяжения для материала Ст3, так как расчет производится по наименьшим напряжениям.

Окружные усилия на наружном и внутреннем диаметрах диска:

$$F_{t1} = \frac{2T}{d_1} = \frac{2 \cdot 1,8}{0,550} = 5,8 \text{ кН;}$$

$$F_{t2} = \frac{2T}{d_2} = \frac{2 \cdot 1,8}{0,140} = 25,7 \text{ кН,}$$

где $T = \frac{P}{\omega} = \frac{18 \cdot 10^3}{10} = 1800 \text{ Н} \cdot \text{м} = 1,8 \text{ кН} \cdot \text{м}$

Длины фланговых швов:

$$l_{1\text{фл}} = \pi \cdot d_1 = \pi \cdot 550 \approx 1728 \text{ мм};$$

$$l_{2\text{фл}} = \pi \cdot d_2 = \pi \cdot 140 \approx 440 \text{ мм};$$

Рекомендуемая длина фланговых швов $l_{\text{фл}} \leq 50k$, следовательно:

$$l_{1\text{фл}} = 50 \cdot 8 = 400 \text{ мм} < 1728 \text{ мм};$$

$$l_{2\text{фл}} = 50 \cdot 6 = 300 \text{ мм} < 440 \text{ мм}.$$

Для выполнения вышеуказанного условия сплошные швы необходимо заменить прерывистыми – 6 участков длиной $l = 5k$. Так как $F_{t2} > F_{t1}$, а $l_{2\text{фл}} < l_{1\text{фл}}$, то более нагружен шов по внутреннему периметру диска. Для него высота катета $k = 8$ мм.

Расчетное напряжение среза для этого шва по формуле (1.8):

$$\tau'_{\text{ср}} = \frac{F_{t2}}{i \cdot 0,7k_2 \cdot (6l)} = \frac{25,7 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,7 \cdot 8 \cdot (6 \cdot 5 \cdot 8)} = 9,56 \text{ МПа} < 104 \text{ МПа},$$

где $i = 2$, так как шов двухсторонний, то требуемая прочность шва обеспечивается.

Задача 1.4.5. Проверить прочность сварного соединения трубы с плитой (рис. 1.17), выполненного сварочным швом по контуру трубы.

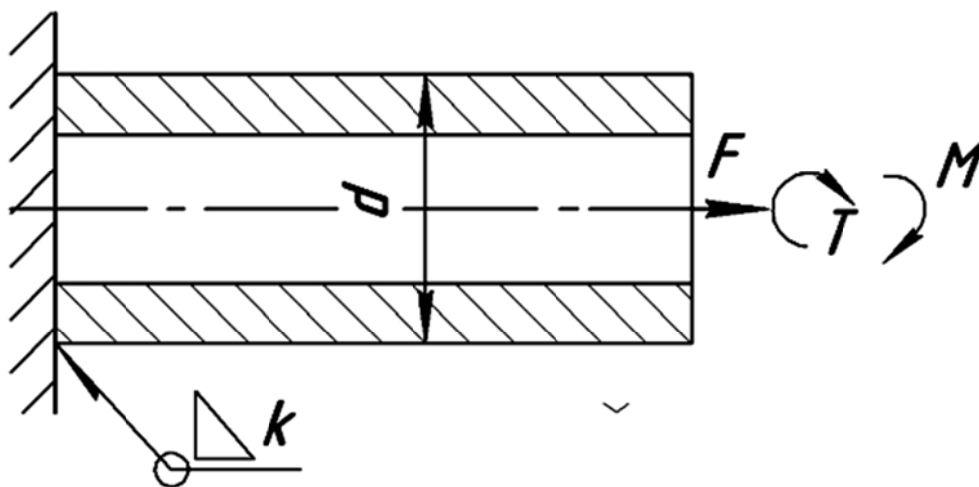


Рис 1.17. Соединение трубы с плитой методом сварки

Диаметр трубы $d = 160$ мм, катет углового шва $k = 10$ мм.

На соединение действуют нагрузки:

Крутящий момент $T = 15$ кНм;

Изгибающий момент $M = 10$ кНм;

Растягивающая сила $F = 5$ кН;

Материал трубы – Ст3 ($\sigma_T = 220$ МПа).

Сварка ручная электродом Э42. Нагрузка статическая.

Решение

Определяем допускаемые напряжения для основного металла (см. примечание к табл. 1.3):

$$[\sigma_P] = (0,6 \dots 0,8) \sigma_T = (0,6 \dots 0,8) \cdot 220 = 132 \dots 176 \text{ МПа.}$$

Для дальнейших расчетов принимаем среднее значение $[\sigma_P] = 154$ МПа;

$[\tau']$ сварного шва (см. табл. 1.3):

$$[\tau'] = 0,6 [\sigma_P] = 0,6 \cdot 154 = 92,4 \text{ МПа.}$$

Находим значения напряжений от действия F , T и M по формулам (1.18) и (1.19):

$$\tau'_F = \frac{F}{0,7k \cdot \pi \cdot d} = \frac{5 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 10 \cdot \pi \cdot 160} = 1,42 \text{ МПа;}$$

$$\tau'_T = \frac{2T}{0,7k \cdot \pi \cdot d^2} = \frac{2 \cdot 15 \cdot 10^6}{0,7 \cdot 10 \cdot \pi \cdot (160)^2} = 53,3 \text{ МПа;}$$

$$\tau'_M = \frac{4M}{0,7k \cdot \pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 10 \cdot 10^6}{0,7 \cdot 10 \cdot \pi \cdot (160)^2} = 71,05 \text{ МПа.}$$

Определяем суммарное напряжение

$$\begin{aligned} \tau_\Sigma &= \sqrt{(\tau'_F + \tau'_M)^2 + (\tau'_T)^2} = \sqrt{(1,42 + 71,05)^2 + (53,3)^2} = \\ &= 89,96 \text{ МПа} < 92,4 \text{ МПа} - \text{условие прочности выполняется.} \end{aligned}$$

Задача 1.4.6. Рассчитать сварное соединение, крепящее неподвижный блок монтажного устройства к плите (рис. 1.18). $F = 40$ кН; $h = 500$ мм; $\alpha = 30^\circ$. Материал электрода и метод сварки выбрать самостоятельно. Недостающими данными задаться.

Решение

Рассчитать сварное соединение – значит найти параметры шва (например, катет и длину углового шва) из соответствующего условия прочности.

Длиной сварного шва или величиной катета можно задаться, а второй параметр найти.

Принимаем, что соединение угловыми швами выполнено вручную электродами Э34. Материал кронштейна – Ст3.

Допускаемое напряжение среза (см. табл. 1.3)

$$[\tau'] = 0,5[\sigma_P] = 0,5 \cdot 160 = 80 \text{ МПа.}$$

Зададимся длиной одного шва $l = 400 \text{ мм}$.

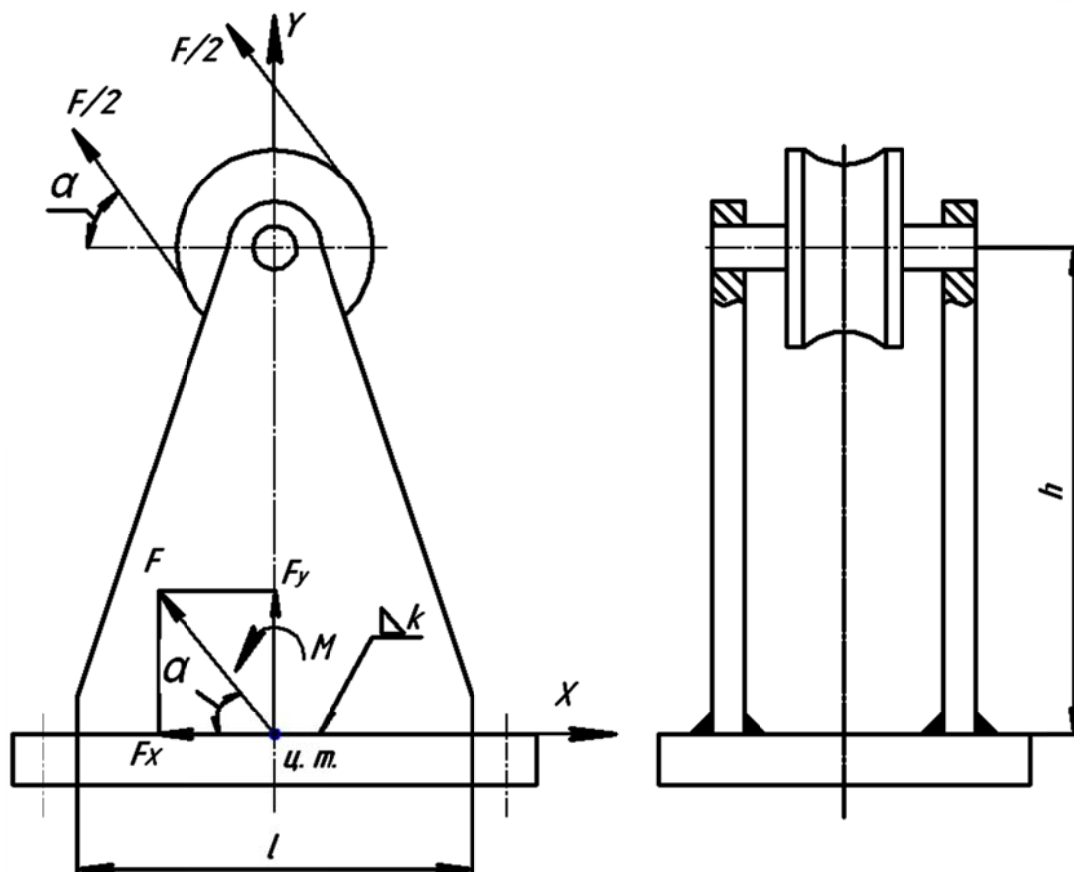


Рис. 1.18. Крепление неподвижного блока к плите

Рассмотрим, какие напряжения возникают в сварных швах в результате действия силы F . Для этого перенесем точки приложения сил $F/2$ в центр тяжести соединения (см. рис. 1.18). Получаем две проекции силы и опрокидывающий момент:

$$F_X = F \cdot \cos \alpha = 40 \cdot \cos 30^\circ = 34,64 \text{ кН};$$

$$F_Y = F \cdot \sin \alpha = 40 \cdot \sin 30^\circ = 20 \text{ кН};$$

$$M = F_X \cdot h = 34,64 \cdot 0,5 = 17,32 \text{ кНм.}$$

Векторы касательных напряжений, возникающих в сварном шве от действия составляющей $F_Y(\bar{\tau}_{Fy})$ и момента $M(\bar{\tau}_M)$, расположены в одной плоскости, а векторы касательных напряжений от составляющей $F_X(\bar{\tau}_{Xy})$ перпендикулярны плоскости действия $\bar{\tau}_{Fy}$ и $\bar{\tau}_M$.

При геометрическом сложении величину суммарного касательного напряжения в сварном шве находят по формуле:

$$\tau'_{\Sigma} = \sqrt{(\tau'_{Fy} + \tau'_M)^2 + (\tau'_{Fx})^2}.$$

Найдем значения возникающих напряжений в каждом из четырех швов (см. формулы (1.8) – (1.12)):

$$\tau'_{Fy} = \frac{F_y}{4A_{шв}} = \frac{F}{4 \cdot 0,7k \cdot l},$$

где $A_{шв} = 0,7k \cdot l$ – площадь опасного сечения шва, мм²;

$$\tau'_{Fy} = \frac{20 \cdot 10^3}{4 \cdot 0,7k \cdot 400} = \frac{17,86}{k}, \text{ МПа};$$

$$\tau'_M = \frac{M}{4W_{шв}} = \frac{6M}{4 \cdot 0,7k \cdot l^2},$$

где $W_{шв} = \frac{0,7kl^2}{6}$ – момент сопротивления опасного сечения шва, мм³.

$$\tau'_M = \frac{6 \cdot 17,32 \cdot 10^6}{4 \cdot 0,7 \cdot k \cdot (400)^2} = \frac{231,96}{k}, \text{ МПа};$$

$$\tau'_{Fx} = \frac{F_x}{4A_{шв}} = \frac{34,64 \cdot 10^3}{4 \cdot 0,7k \cdot 400} = \frac{30,92}{k}, \text{ МПа};$$

$$\tau'_{\Sigma} = \sqrt{\left(\frac{17,86}{k} + \frac{231,96}{k}\right)^2 + \left(\frac{30,92}{k}\right)^2} = \frac{251,73}{k}, \text{ МПа}.$$

Суммарное расчетное напряжение должно быть меньше допускаемого, т. е. должно выполняться условие:

$$\frac{251,73}{k} \leq 80 \text{ МПа}.$$

Следовательно, величина катета $k \geq \frac{251,73}{80}$, $k \geq 3,15$ мм.

По условиям технологии принимают $k \geq 3$ мм, если толщина привариваемого листа $\delta \geq 3$ мм. В большинстве случаев $k = \delta$.

Задача 1.4.7. Рассчитать сварное соединение, состоящее из двух неравнобоких уголков и косынки (рис. 1.19), если действующее усилие $2F = 130$ кН, сварка выполнена вручную электродом Э42, нагрузка знакопеременная. Коэффициент долговечности принять равным 1.

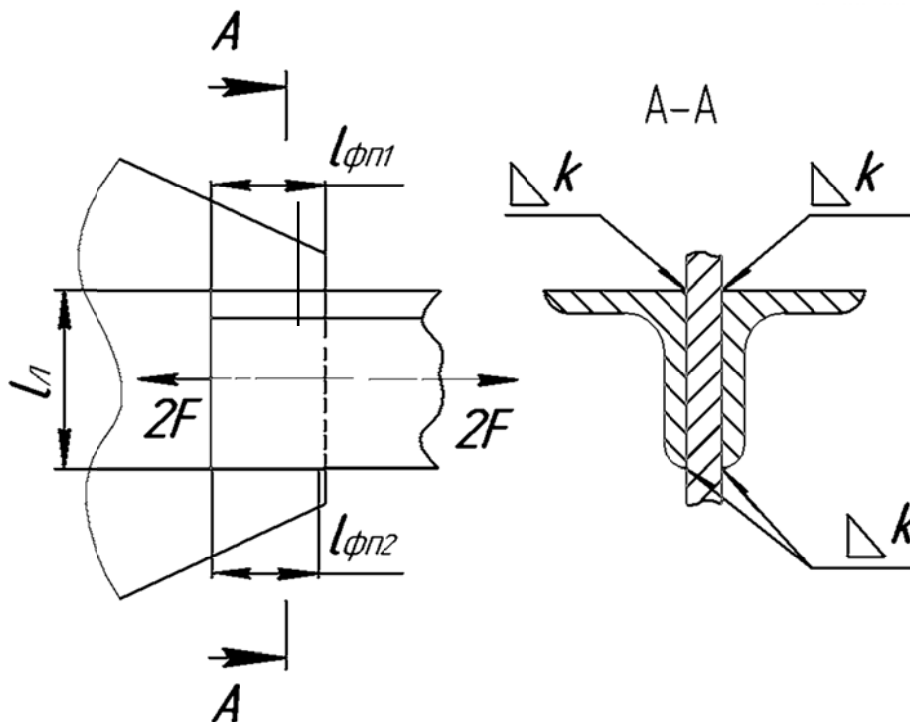


Рис. 1.19. Крепление двух уголков к косынке

Решение

Задаемся характеристикой цикла напряжений:

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = -0,3 \text{ (при знакопеременной нагрузке)}$$

и материалом – сталь Ст3 для уголков и косынки.

Определяем допускаемые напряжения. Для этого значения допускаемых напряжений, выбранных по табл. 1.3, умножаем на коэффициент γ , учитывающий переменность нагрузки.

Таким образом, из табл. 1.3 $[\tau'] = 0,6[\sigma_p]$, где $[\sigma_p] = 160$ МПа (см. табл. 1.4)

$$[\tau'] = 0,6 \cdot 160 = 96 \text{ МПа.}$$

Так как соединение выполнено комбинированными угловыми швами, находим допускаемые напряжения среза для лобовых и фланговых швов:

$$[\tau]_{\text{Л}} = [\tau'] \cdot \gamma_{\text{Л}}; [\tau]_{\text{ФЛ}} = [\tau'] \cdot \gamma_{\text{ФЛ}}.$$

Коэффициент γ , учитывающий переменность нагрузки, рассчитывается по формуле (1.23):

$$\gamma = \frac{1}{(ak_{\sigma} \pm b) - (ak_{\sigma} \mp b)R} k_L \leq 1,$$

где $a = 0,9$; $b = 0,3$ (для углеродистых сталей);

$k_{\sigma\text{Л}}$, $k_{\sigma\text{ФЛ}}$ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений для сварных швов (см. табл. 1.5 и 1.6) для углового лобового шва при ручной сварке $k_{\sigma\text{Л}} = 2,3$; для углового флангового шва, работающего на срез от осевой силы $k_{\sigma\text{ФЛ}} = 3,4$;

$R = -0,3$ (при знакопеременной нагрузке). Характеристика цикла напряжений, величиной задались предварительно перед началом расчетов.

При расчетах используется верхний ряд знаков в скобках, так как наибольшими по абсолютному значению являются напряжения растяжения.

$k_L = 1$ – коэффициент долговечности, находится по формуле (1.24).

$$\gamma_{\text{Л}} = \frac{1}{(0,9 \cdot 2,3 + 0,3) - (0,9 \cdot 2,3 - 0,3)(-0,3)} 1 = 0,345;$$

$$\gamma_{\text{ФЛ}} = \frac{1}{(0,9 \cdot 3,4 + 0,3) - (0,9 \cdot 3,4 - 0,3)(-0,3)} 1 = 0,239;$$

$$[\tau]_{\text{Л}} = 96 \cdot 0,345 = 33,12 \text{ МПа};$$

$$[\tau]_{\text{ФЛ}} = 96 \cdot 0,239 = 22,94 \text{ МПа}.$$

Дальнейшие расчеты производятся по меньшим напряжениям.

Выбираем уголок $90 \times 56 \times 8$ (ГОСТ 8510-93). Задаемся размером катета угловых швов, приравнивая его толщине полки уголка $k = 8$ мм.

Длина лобового шва $l_{\text{Л}}$ равна высоте уголка – 90 мм.

Общая длина фланговых швов $l_{\text{ФЛ}} = l - l_{\text{Л}}$, где l – длина комбинированного шва для одного уголка.

$$l = \frac{2F}{2 \cdot 0,7 \cdot k \cdot [\tau]_{\text{ФЛ}}} = \frac{130 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,7 \cdot 8 \cdot 22,94} = 506 \text{ мм}.$$

$$l_{\text{фл}} = 506 - 90 = 416 \text{ мм.}$$

Определяем нагрузку на фланговые швы одного уголка:

$$F_{\text{фл}} = \frac{F}{l} \cdot l_{\text{фл}} = \frac{65 \cdot 10^3}{506} \cdot 416 = 53,4 \text{ кН.}$$

Нагрузка на каждый фланговый шов находится согласно правилу рычага (см. п. 3.2), так как швы расположены несимметрично относительно центра тяжести сечения уголка (рис. 1.20). Расстояния a и b принимаются по ГОСТ8510-93: $a = 30,4$ мм; $b = 59,6$ мм.

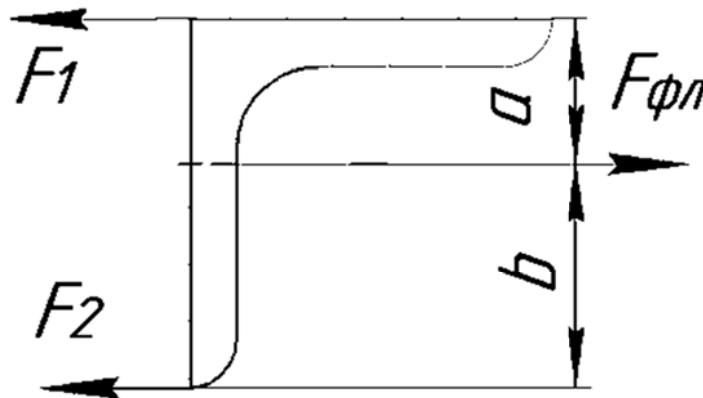


Рис. 1.20

$$F_1 = F_{\text{фл}} \frac{b}{a+b} = 53,4 \frac{59,6}{90} = 35,36 \text{ кН ;}$$

$$F_2 = F_{\text{фл}} \frac{a}{a+b} = 53,4 \frac{30,4}{90} = 18,04 \text{ кН.}$$

Длина каждого флангового шва:

$$l_{1\text{фл}} = \frac{F_1}{0,7 \cdot k \cdot [\tau]_{\text{фл}}} = \frac{35360}{0,7 \cdot 8 \cdot 22,94} = 275,25 \text{ мм;}$$

$$l_{2\text{фл}} = \frac{F_2}{0,7 \cdot k \cdot [\tau]_{\text{фл}}} = \frac{18040}{0,7 \cdot 8 \cdot 22,94} = 40,43 \text{ мм.}$$

Учитывая дефекты шва, принимаем длину фланговых швов несколько больше расчетной. $l_{1\text{фл}} = 280$ мм; $l_{2\text{фл}} = 50$ мм.

По рекомендациям, длина фланговых швов не должна превышать $50k$, $l_{\text{фл max}} = 50k = 50 \cdot 8 = 400$ мм – условие выполняется.

1.5. Задачи

Задача 1.5.1. Рассчитать толщину стенки паросборника при сварке вручную стыковым швом, если диаметр $D = 1,2$ м, давление пара $q = 4$ МПа, температура $t = 250$ °С, материал – сталь Ст3.

Задача 1.5.2. Рассчитать максимальную нагрузку в сварном соединении с лобовыми швами, состоящими из полосы сечением 150×10 мм², если действует растягивающая и сжимающая сила с характеристикой цикла напряжений $R_\sigma = \frac{-\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = -0,5$; материал – сталь Ст3, сварка – ручная,

Число циклов перемены напряжений за срок службы $N_\Sigma = 5 \cdot 10^6$.

Задача 1.5.3. Определить длину швов, крепящих уголок $70 \times 70 \times 7$ к косынке. Соединение должно быть равнопрочным основному элементу. Косынка и уголок изготовлены из стали Ст2. Сварка – ручная. Нагрузка – статическая.

Задача 1.5.4. Рассчитать кронштейн (см. рис. 1.21) из полосы толщиной $\delta = 16$ мм и его крепление при помощи сварки, если на него действуют статическая растягивающая нагрузка $F = 20$ кН и изгибающий момент $M = 1,5$ кН·м. Материал – сталь Ст3, сварка автоматическая под слоем флюса.

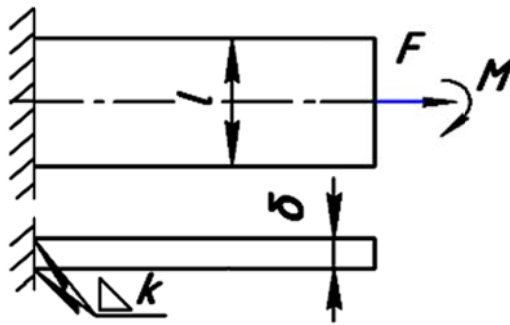


Рис. 1.21

Задача 1.5.5. Определить тип и размеры стыкового шва, равнопрочного основному стержню сечением 300×20 мм², если нагрузка – статическая растягивающая, материал – сталь Ст3, сварка ручная.

Задача 1.5.6. Сконструировать сварное соединение впритык при сварке стыковым и угловым швом из листового материала толщиной $\delta = 12$ мм, если нагрузка $F = 150$ кН, материал – сталь Ст3.

Задача 1.5.7. Рассчитать соединение точечной сваркой при следующих данных:

$F = 3500$ Н, толщина листа $\delta = 3$ мм, материал – сталь Ст10, нагрузка знакопеременная ($R = -0,6$).

Задача 1.5.8. Полосы соединяют стыковым швом (рис. 1.22). Размер полосы: $\delta = 12$ мм, $l = 200$ мм, материал – сталь Ст.3; допускаемое напряжение $[\sigma_p] = 160$ МПа.

Определить значение растягивающей силы F и процент использования основного металла конструкции для вариантов выполнения шва:

- ручная сварка электродами Э34;
- ручная сварка электродами Э42;
- сварка автоматическая под слоем флюса.

Задача 1.5.9. По условиям задачи 1.5.8 произвести расчеты для действующей силы сжатия F .

Задача 1.5.10. Полосы 200×12 мм сварены встык (рис. 1.22), вручную электродами Э42. Осева сила изменяется в пределах от $F_{\min} = -0,5F_{\max}$ до F_{\max} . Определить допускаемое значение F_{\max} .

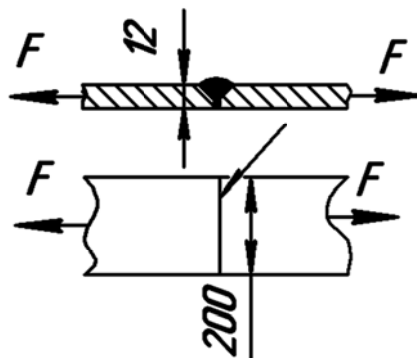


Рис. 1.22

Задача 1.5.11. Полоса сечением 160×10 мм из стали Ст3, нагруженная растягивающей силой F , приварена к косынке двумя фланговыми швами (рис. 1.23).

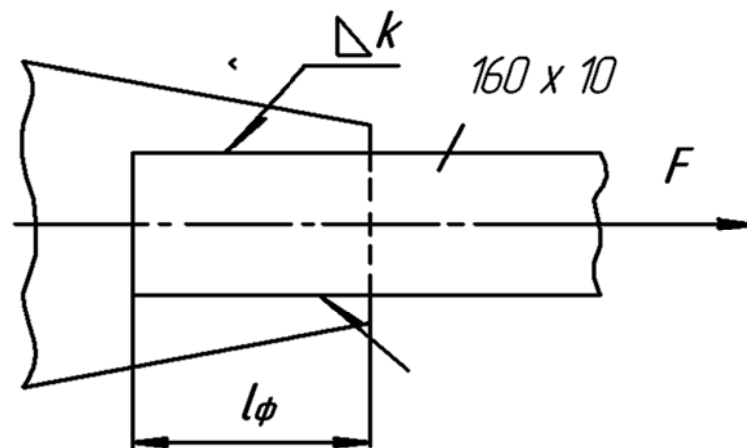


Рис. 1.23

Определить требуемую длину l_{ϕ} фланговых швов, если сварка выполнена вручную электродами Э50, катет шва равен толщине полосы. Соединение должно быть равнопрочно привариваемой полосе.

Уменьшится ли объем наплавленного металла, если применить швы с катетом $k = 8$ мм вместо $k = 10$ мм.

Какова минимально допустимая величина катета швов k_{\min} , если предельная длина фланговых швов $l_{\phi \max} = 50k$.

Задача 1.5.12. Раскос фермы подъемного крана прикреплен к косынке фланговыми швами (рис. 1.24).

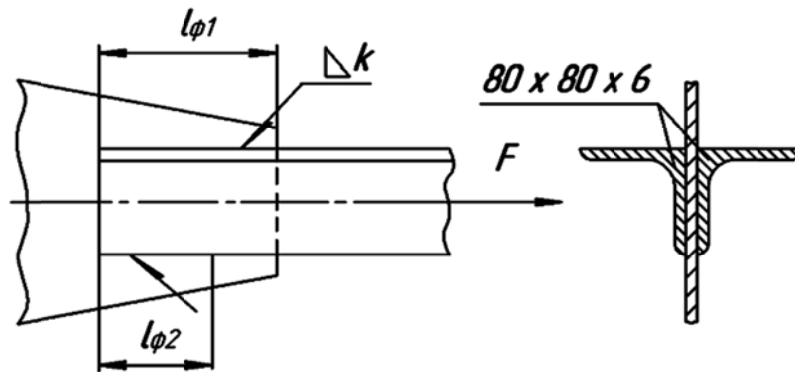


Рис. 1.24

Размер уголков $80 \times 80 \times 6$, материал – сталь 15ХСНД. Сварка автоматическая, катет шва $k = 6$ мм.

Определить требуемые длины фланговых швов $l_{\phi 1}$ и $l_{\phi 2}$ из условия равнопрочности сварных швов и основного металла конструкции.

Задача 1.5.13. Раскос фермы подъемного крана, нагруженный силами сжатия, приварен к косынке лобовым и фланговыми швами (рис. 1.25).

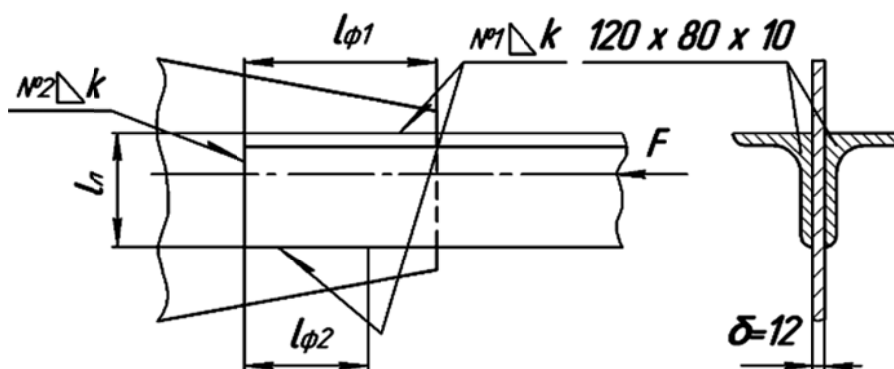


Рис. 1.25

Раскос изготовлен из неравнобоких уголков $120 \times 80 \times 10$ мм, материал уголков – сталь Ст3, свободная длина раскоса $l_p = 2300$ мм, концы раскоса закреплены шарнирно.

Сварка выполнена вручную электродами Э34, катет шва $k = 10$ мм.

Определить длину $l_{\phi 1}$ и $l_{\phi 2}$ фланговых швов исходя из условия равной прочности уголка на сжатие, а швов на срез.

Указание

При определении допустимой нагрузки на сжатие раскоса учесть коэффициент φ понижения основного допустимого напряжения с учетом опасности продольного изгиба.

Задача 1.5.14. Определить требуемый номер швеллера (рис. 1.26) для растянутого раскоса фермы моста.

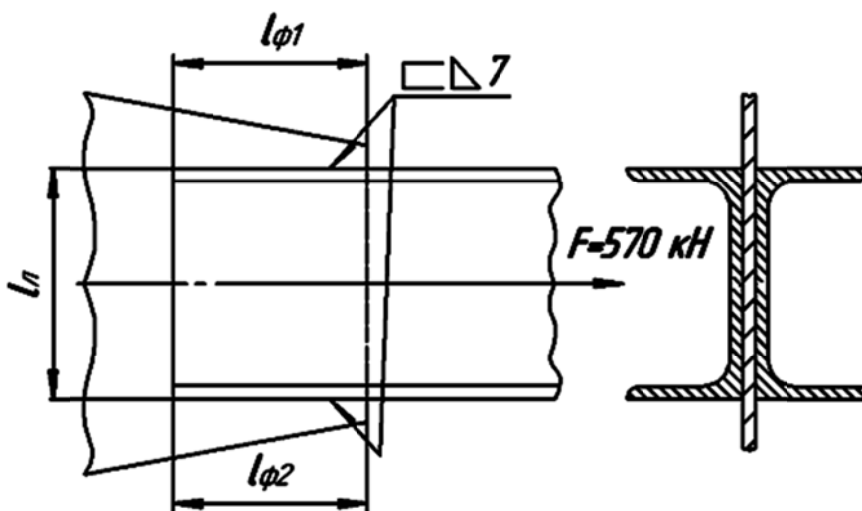


Рис. 1.26

Нагрузка на раскос $F = 570$ кН. Материал швеллеров – сталь Ст3.

Сварка автоматическая под слоем флюса, катет шва $k = 7$ мм.

Определить длину фланговых швов для крепления раскоса к косынке (с учетом наличия лобовых швов).

Задача 1.5.15. Швеллер А приварен к швеллеру Б двумя фланговыми швами и прорезным швом (рис. 1.27). Сварка вручную электродами Э42. Катет фланговых швов $k = 6$ мм. Ширина прорези $d_{пр} = 2k = 12$ мм. Величина растягивающей силы $F = 350$ кН. Материал швеллера – сталь Ст2.

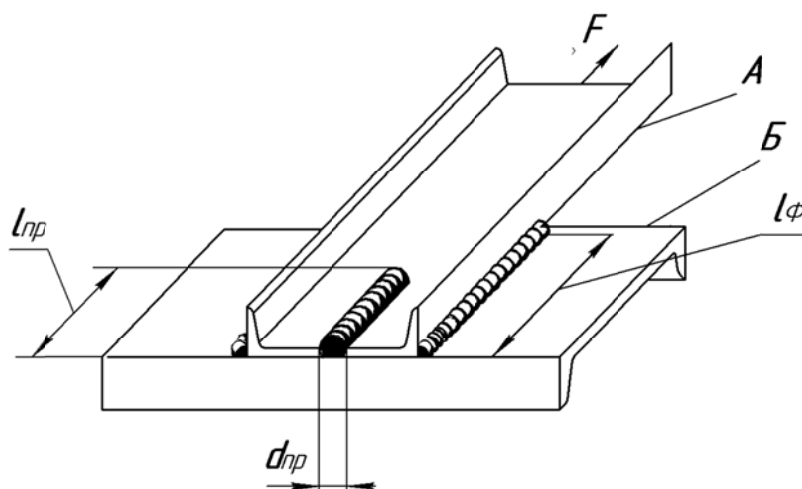


Рис. 1.27

Определить номер швеллера, длины фланговых швов l_{ϕ} и длину про-
рези $l_{пр}$. Построить эпюру продольных сил для швеллера А. Швеллер Б вы-
брать по условию размещения сварных швов.

Задача 1.5.16. Растяжка, изготовленная из трубы $d_{вн} = 50$ мм, $D =$
 $= 60$ мм, крепится к опоре сваркой по контуру швом с катетом $k = 5$ мм
(рис. 1.28).

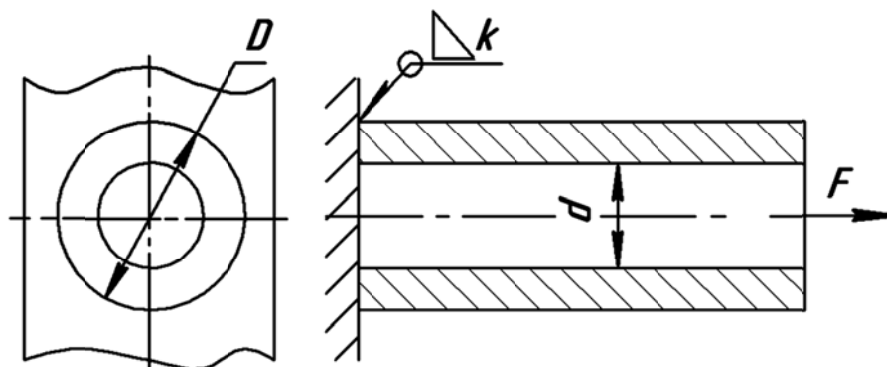


Рис. 1.28

Труба изготовлена из стали Ст3, допускаемое напряжение $[\sigma_p] =$
 $= 160$ МПа. Допускаемое напряжение на срез материала сварного шва
 $[\tau']_{ср} = 110$ МПа.

Определить допускаемое значение силы $[F]$ и процент использования
материала трубы.

Задача 1.5.17. Растяжка соединена стыковым швом, усиленным дву-
сторонними накладками (рис. 1.29).

Материал листов и накладок – сталь Ст3. Сварка выполнена вручную
электродами Э34.

Допускаемое напряжение на растяжение для накладок принять пони-
женное (как для стыкового шва – $[\sigma'_p]$).

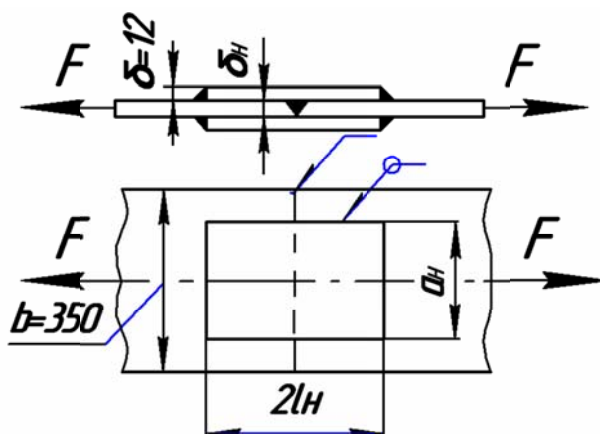


Рис. 1.29

По конструктивным соображениям принять: суммарная толщина накладок $2\delta_H = \delta$; катет шва $k = \delta_H$; ширина накладки $a_H \geq 0,5b$; $l_H \geq 0,75a_H$.

Определить геометрические размеры накладок: a_H ; l_H ; δ_H .

Задача 1.5.18. Швеллеры соединили фланговыми и стыковыми швами с внутренней подкладкой (рис. 1.30).

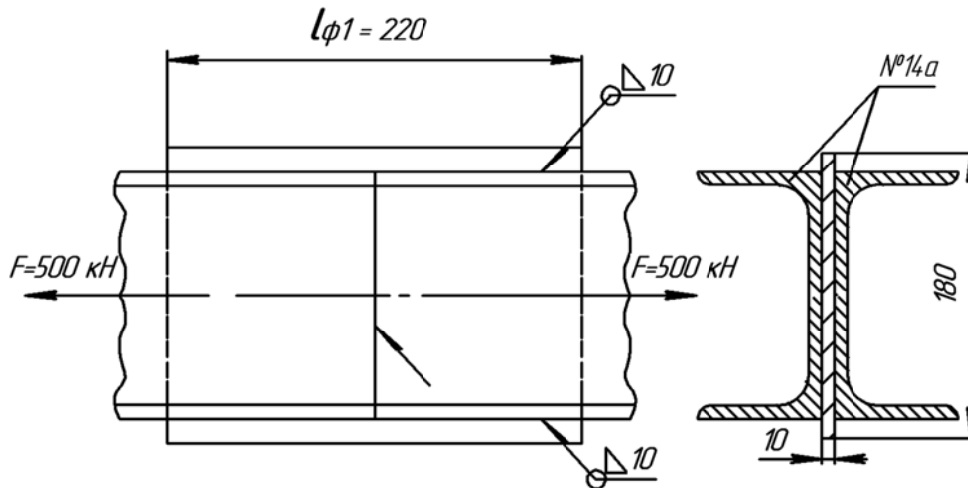


Рис. 1.30

Сила, действующая на соединение $F = 500$ кН.

Швеллер № 14а ГОСТ8240-97. Размеры прокладки $180 \times 220 \times 10$ мм.

Материал швеллеров и прокладки – сталь Ст3.

Сварка электродами Э42 вручную. Для валиковых швов катет $k = 10$ мм.

Проверить на прочность швеллеры и сварочные швы.

Задача 1.5.19. Стык двух листов соединен накладками с двух сторон без сварки стыкового шва (рис. 1.31).

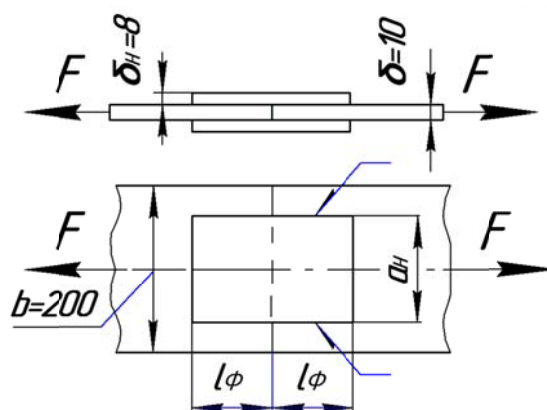


Рис. 1.31

Допускаемые напряжения: для листов из стали Ст3 $[\sigma_p] = 160$ МПа; для накладок на растяжение $[\sigma'_p] = 128$ МПа; для швов на срез $[\tau'_{cp}] = 96$ МПа.

Для фланговых швов катет $k = 8$ мм.

Определить геометрические размеры: ширину накладок a_n , длину фланговых швов l_ϕ .

Соединение должно быть равнопрочно основному металлу конструкции.

Задача 1.5.20. Как изменится длина фланговых швов (см. условие задачи 1.5.19), если накладки приварены не только фланговыми, но и лобовыми швами?

Задача 1.5.21. Труба приварена к неподвижным жестким деталям: со стороны А – угловым швом, катет $k = 8$ мм; со стороны Б – втавр с подготовкой кромок (рис. 1.32). Коэффициент линейного расширения $\alpha = 12,5 \cdot 10^{-6}$; модуль упругости $E = 2,0 \cdot 10^5$ МПа.

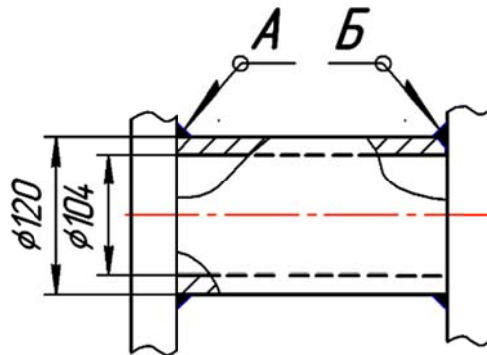


Рис. 1.32

Определить напряжения в сварных швах при температуре окружающей среды 0°C , если сварка производилась при $+25^\circ\text{C}$.

Задача 1.5.22. В узле фермы подъемного крана (рис. 1.33) стержни испытывают переменные нагрузки, величины которых показаны на рисунке. Сварка электродами Э42 вручную, катет швов $k = 6$ мм. Определить длину фланговых швов для каждого стержня.

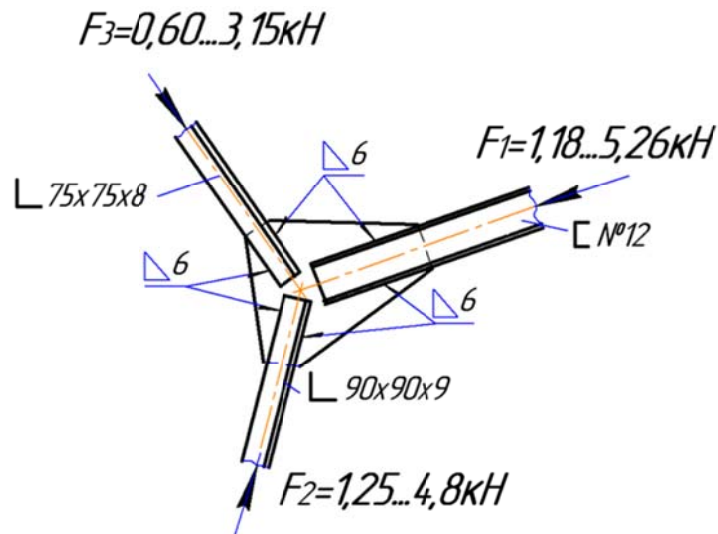


Рис. 1.33

Задача 1.5.23. Сварная двутавровая балка железнодорожного моста (рис. 1.34) испытывает воздействие поперечной силы $F = 500$ кН. Катет швов $k = 6$ мм. Определить напряжения в швах крепления стенки с полками.

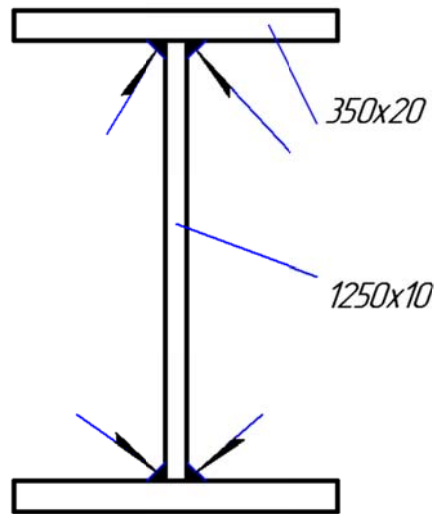


Рис. 1.34

Задача 1.5.24. Сварное однодисковое зубчатое колесо (рис. 1.35) передает мощность $P = 155$ кВт при частоте вращения $n = 145$ мин⁻¹.

Материал диска (поз. 2) и ребер (поз. 3) – сталь Ст3. Материал ступицы (поз. 1) и обода (поз. 4) – сталь 35.

Сварка вручную электродами Э42, катет швов $k = 6$ мм.

Размеры зубчатого колеса: $D_{СТ} = 200$ мм; $d_d = 747$ мм; $B = 180$ мм; $D_0 = 675$ мм; $d = 130$ мм.

Проверить прочность швов: диск – обод и диск – ступица.

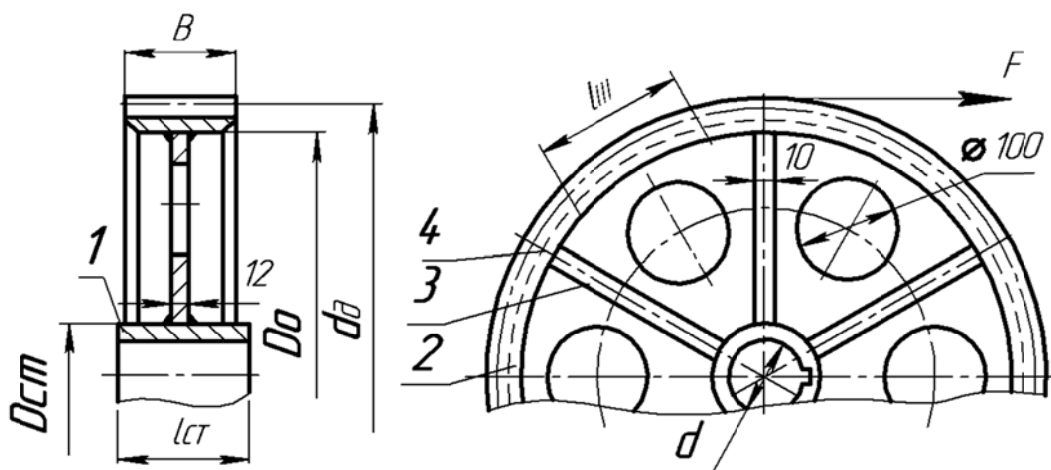


Рис. 1.35

Задача 1.5.25. Сварное зубчатое колесо передает мощность $P = 180$ кВт при $n = 115$ мин⁻¹. Нагрузка изменяется по пульсирующему циклу.

Размеры элементов колеса (рис. 1.35): $D_{СТ} = 225$ мм; $d_{д} = 830$ мм; $D_0 = 730$ мм; $d = 140$ мм. Материал диска – сталь Ст.3, $[\sigma_p] = 160$ МПа (см. табл. 1.4). Сварка вручную электродами Э42А. С учетом того, что в передаче усилия участвует 0,3 периметра сварных швов, определить катет сварных швов крепления диска колеса к ступице.

Задача 1.5.26. Кронштейн под подшипник (рис. 1.36) изготовлен из стали Ст2. Сварка ручная электродами Э34. Нагрузка на кронштейн переменная $F = 5 \dots 20$ кН. Определить размеры h и δ листов 1 и 2, катеты сварных швов для крепления листов кронштейна к швеллерам колонны.

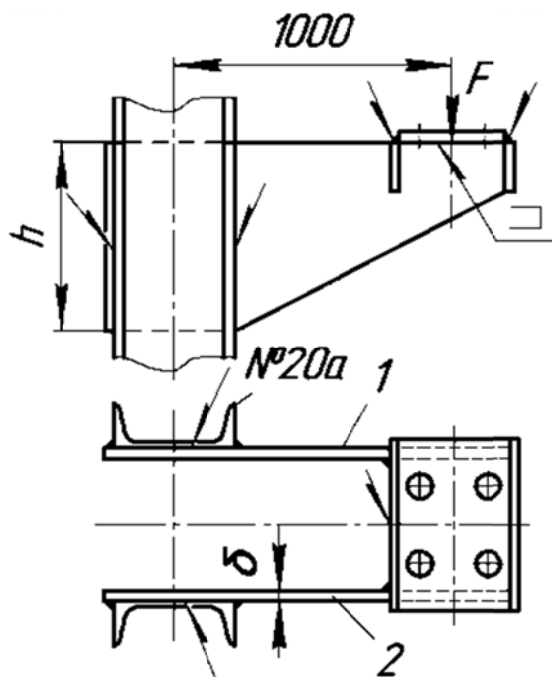


Рис. 1.36

2. ПАЯНЫЕ И КЛЕЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

2.1. Паяные соединения

В отличие от сварки при пайке межатомные связи между элементами образуются путем нагрева соединяемых материалов ниже температуры их плавления, смачивания поверхностей припоем, затекания припоя в зазор и последующей его кристаллизации.

Припой – материал для пайки с температурой плавления ниже температуры плавления паяемых материалов.

Пайку используют для соединения как однородных, так и разнородных материалов. С помощью пайки соединяют черные и цветные металлы и сплавы, стекло, керамику, графит. При этом применяют оловянно-свинцовые, серебряные, медные, медно-цинковые, цинковые и другие припои. Некоторые типовые конструкции паяных соединений показаны на рис. 2.1, *a*, их обозначения приведены в скобках в подрисуночной надписи.

Паяные швы изображают по ГОСТ 2.313-82 на видах и разрезах сплошной линией толщиной $2s$. К этой линии подводят линию-выноску, в которой ставят знак в виде полуокружности (рис. 2.1, *a–ж*). Паяные швы, выполненные по замкнутой линии, обозначают линией-выноской с окружностью диаметром 3...4 мм на конце (рис. 2.1, *z*). Форма и размеры профиля паяного шва могут быть показаны в сечении. Обозначение материала припоя указывают в спецификации или на чертеже детали в технических требованиях.

Некоторые сведения о наиболее широко применяемых припоях приведены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Области применения и некоторые механические характеристики распространенных припоев

Припой	Основной металл припоя	Предел прочности МПа	Относительное удлинение, %	Назначение
ПСр 40 ПСр 45	серебро медь	380–440 370–440	18–37 16–35	Пайка трубопроводов, патрубков и других деталей и узлов из конструкционных сталей, работающих при температуре 350–450 °С
ПОС 61 ПОС 40 ПОС 10 ПОССу 61-0,5	олово свинец	43 38 32 45	46 52 44 35	Пайка электроаппаратуры, приборов, реле, оцинкованных радиодеталей при жестких требованиях к температуре

Припой	Основной металл припоя	Предел прочности МПа	Относительное удлинение, %	Назначение
ПОССу 18-2 ПОССу 4-4	олово свинец сурьма	36 65	35 15	Пайка в автомобилестроении
ПОССу 40-2	олово свинец сурьма	45	48	Пайка холодильных устройств, тонколистовой упаковки, припой широкого назначения
ПМЦ 54	медь цинк	350	21	Пайка меди, томпака и стали

Примечание. Буквы в обозначении марок припоев: П – припой; О – олово; С – свинец; Ср – серебро; Су – сурьма; М – медь; Ц – цинк. Цифры после буквенного обозначения указывают содержание этих элементов в процентах.

Допускаемые напряжения в паяных соединениях зависят от многих факторов: свойств основного материала, припоев, шва соединения, толщины шва, рода силовых нагрузок, температурного режима эксплуатации и других.

При расчете паяных соединений допускаемые напряжения определяются по формулам:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_B}{n}; \quad [\tau] = \frac{\tau_B}{n},$$

где $[\sigma_p]$ и $[\tau]$ – допускаемые напряжения на растяжение и срез;

σ_B и τ_B – разрушающие напряжения при растяжении и срезе соответственно;

n – коэффициент запаса прочности. При статических нагрузках принимают $n = 2, 5 \dots 3$, а при переменных нагрузках – $n = 3 \dots 5$.

Значения разрушающего напряжения на растяжение σ_B приведены в табл. 2.1.

Примеры значений предела прочности на срез паяных соединений металлов приведены в табл. 2.2 и 2.3.

Надежным методом определения допускаемых напряжений в паяных соединениях является испытание образцов при условиях, близких к производственным. Для паяных соединений встык рекомендуется испытание до момента разрушения.

Таблица 2.2

Значения τ_b соединений оловянно-свинцовым припоем ПОС 40

Основной металл	Предел прочности, МПа при температуре, °С					
	-196	-183	-96	-60	+20	+85
Сталь 20	60	55	55	51	28	22
12Х18Н9Т	30	34	30	50	32	20
Медь МЗ	35	33	34	35	27	16
Латунь Л63	29	29	31	27	22	22

Таблица 2.3

Значения τ_b соединений серебряными припоями

Основной металл	Предел прочности, МПа		
	ПСр 40	ПСр 45	ПСр 25
12Х18Н9Т	240–290	180–260	190–240
40ХНМА	330–460	–	–
30ХГСА	350–460	350–410	350–430
Медь	250	250	–

Поэтому условие прочности при работе слоя припоя на растяжение имеет вид (рис. 2.1 а).

$$\sigma_p = \frac{F}{A} = \frac{F}{bl} \leq [\sigma_p], \quad (2.1)$$

где F – нагрузка, на соединение, Н;

A – площадь слоя припоя в сечении, перпендикулярном к направлению действующей нагрузки, мм²;

b – ширина шва, равная минимальной толщине соединяемых деталей без радиуса галтели (утяжки) шва (условно принимают $b = S_{\min} - 0,5$ мм);

l – длина слоя припоя, мм.

Стыковые соединения в паяных изделиях стараются применять реже из-за невысокой прочности. Косой стык следует выполнять под углом не более 30°. Наиболее распространены при пайке нахлесточные соединения, так как позволяют изменением величины нахлестки достигать равнопрочности паяного соединения. Испытания последнего типа соединения проводятся на образцах, имеющих длину нахлестки (ширину шва) $b = 2,5s$. Тогда условие прочности при работе слоя припоя на срез (рис. 2.1, в, з) запишется в виде:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{2,5sl} \leq [\tau], \quad (2.2)$$

где A – площадь нахлестки соединяемых элементов, мм;

s – толщина образца, мм;

l – длина слоя нахлестки (равна ширине соединяемых плоских деталей или длине окружности по диаметру стыка трубчатых деталей; в последнем случае $l = \pi \cdot D$), мм.

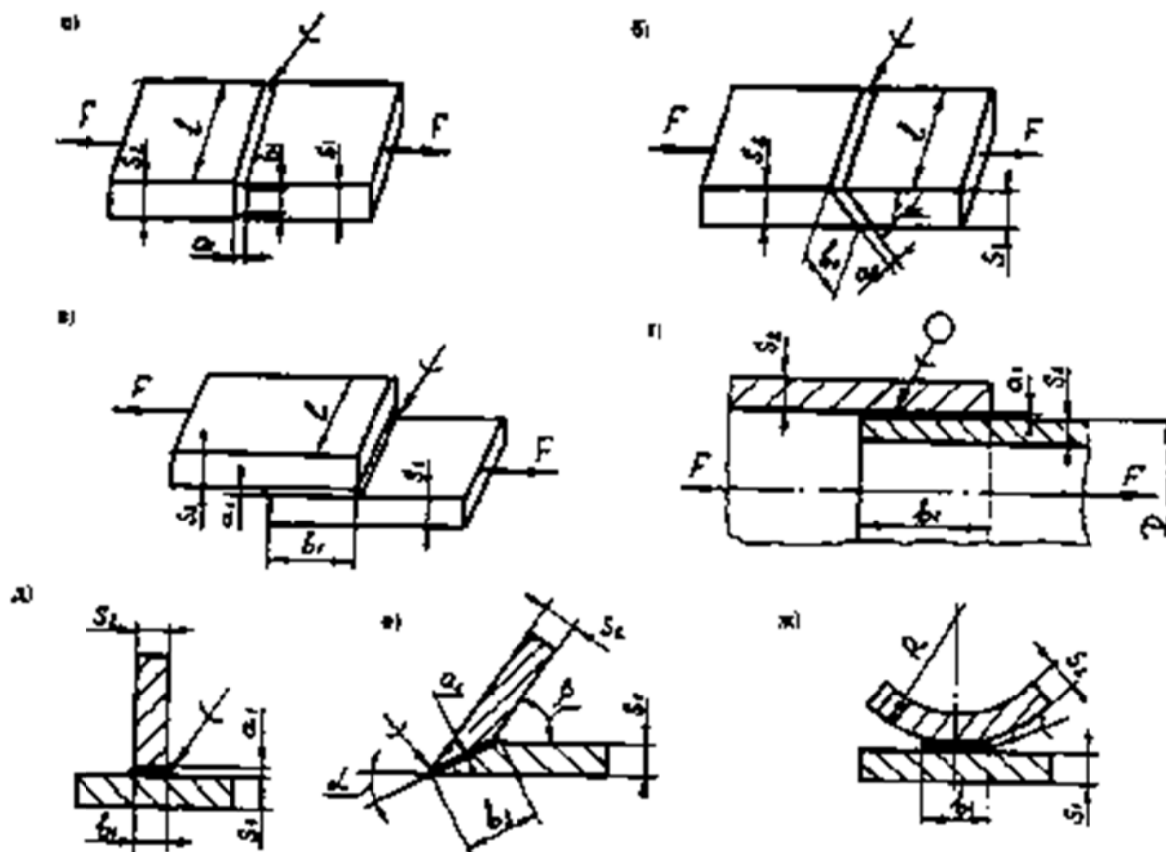


Рис. 2.1. Паяные соединения:

a – стыковое (ПВ-1); $б$ – косое (ПВ-3); $в$ – нахлесточное (ПН1);

$г$ – телескопическое (ПН-4); $д$ – тавровое (ПТ-1);

$е$ – угловое (ПУ-2); $жс$ – соприкасающееся (ПС-3);

a_1, a_2 – толщина шва; l – длина слоя припоя; b_1, b_2 – ширина шва;

R – радиус кривизны детали; S_1, S_2 – толщина основного металла;

α – угол скоса; β – угол соединения деталей

Телескопическое паяное соединение испытывается на образцах аналогичных конструкций, поэтому разрушающее напряжение τ вычисляется по последней формуле. На качество соединения существенное влияние оказывают величина паяльного зазора (табл. 2.4) и условия течения припоя в ней. Чем лучше припой смачивает поверхность основного металла, тем меньшим можно назначить зазор. При увеличении зазоров прочность паяного соединения уменьшается из-за образования пустот, не заполненных припоем, флюсовых включений и т. п.

Указанные в табл. 2.4 зазоры должны быть выдержаны при нагреве до температуры пайки.

Зазоры, применяемые при пайке металлов

Основной металл	Основа припоя	Зазор, мм
Углеродистые стали	Медь	0,02–0,15
	Латунь	0,05–0,30
	Серебро	0,05–0,15
Коррозионно-стойкие стали	Медь	0,05–0,12
	Латунь	0,05–0,30
	Серебро	0,05–0,12
	Никель-хром	0,05–0,10
Медь и медные сплавы	Медь-цинк	0,10–0,30
	Медь-фосфор	0,02–0,15
	Серебро	0,03–0,15
Алюминиевые сплавы	Алюминий	0,10–0,30

2.2. Клеевые соединения

Склеивание применяют для соединения однородных и разнородных материалов, преимущественно для соединения слабонагруженных деталей, деталей из листового материала, труб и т. д. (рис. 2.2–2.6).

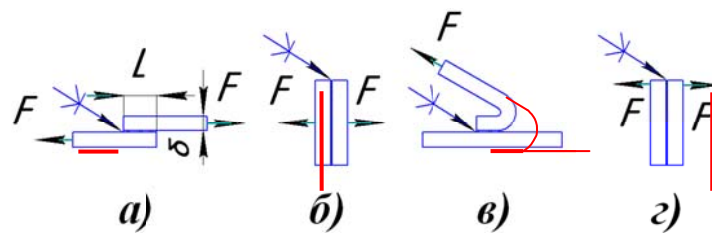


Рис. 2.2. Основные типы нагружения клеевого соединения:

a – сдвиг; *б* – равномерный отрыв; *в* – отдир;
г – вне центральный отрыв (расслаивание);

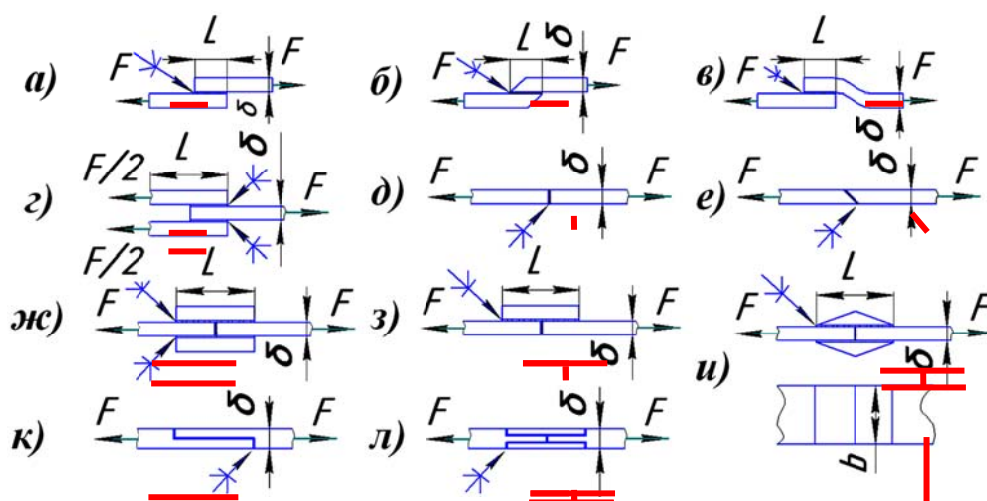


Рис. 2.3. Плоские клеевые соединения и их условное изображение:

a; *б*; *в*; *г* – нахлесточные, *д*; *е* – стыковые, *ж*; *з*; *и*; *к*; *л* – нахлесточно-стыковые;
 конструкция соединения: *д*; *л* – плохая, *а*; *в*; *з*; *к* – удовлетворительная,
б; *г*; *е*; *ж*; *и* – хорошая

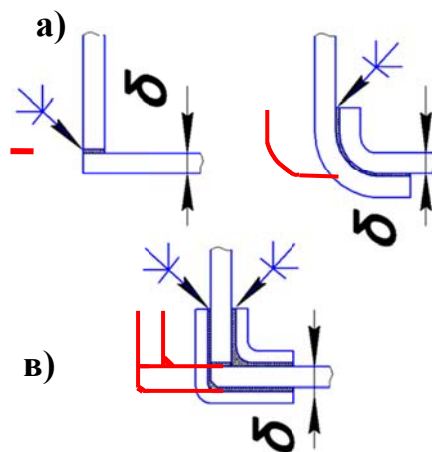


Рис. 2.4. Угловые клееные соединения:
a – плохое; *б* – хорошее; *в* – отличное

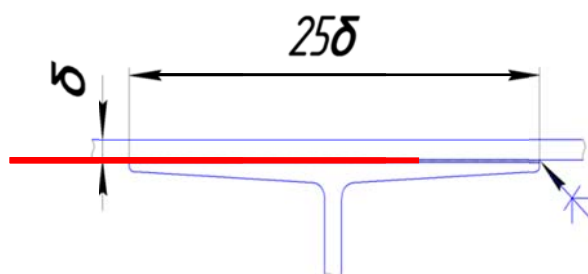


Рис. 2.5. Рекомендуемые размеры поперечного сечения элементов,
 склеиваемых с обшивкой

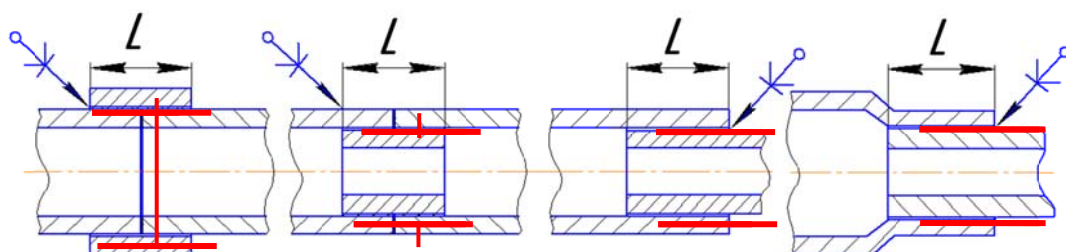


Рис. 2.6. Цилиндрические клееные соединения

По функциональному признаку проводят классификационное разграничение клееных соединений на силовые соединения (адгезивные соединения) и герметичные соединения (когезивные соединения).

Силовые соединения – соединения, созданные на основе клеевых композиций (клеев), главной задачей которых является обеспечение прочных адгезионных связей между субстратами. Адгезионные (от лат. *adhaesio* – «прилипание») связи отвечают за прочность сцепления между поверхностями разнородных тел, за счет образования химических связей или взаимной диффузии на межмолекулярном уровне. Другими словами, адгезионные связи образуются в приграничном слое клей-металл, и отвечают за прочность клеевого соединения.

Герметичные соединения – соединения, созданные на основе клеевых композиций (герметиков), главной задачей которых является обеспечение прочных когезионных связей в клеевом шве. При этом прочных адгезионных характеристик от таких составов не требуется. Когезионные (от лат. *cohaesus* – связанный, сцепленный) связи отвечают за взаимное притяжение между молекулами в объеме данного тела. Другими словами когезионные связи образуются внутри объема клеевого состава, после его отверждения, и отвечают за герметичность соединения. Развивая классификацию клеевых соединений, необходимо отметить, что силовые клеевые соединения можно разделить на силовые герметичные и силовые негерметичные соединения. Указанные соединения широко применяются в современном машиностроении, и хорошо зарекомендовали себя в различных условиях эксплуатации.

Основные виды клеев, выпускаемых и используемых в странах СНГ, приведены в табл. 2.5.

Таблица 2.5

Марки клеев и компаундов

№ п/п	Наименование, марка	Отверждение	
		холодное	горячее
Склеивание металла с металлом и с неметаллическими материалами			
1	Фенолополивинилацетальные БФ-2; БФ-4 (ГОСТ 12172-74)	–	–
2	ВС-350 (ТУ 6.05.1216-77)	–	–
3	ВС-10Т (ГОСТ 22345-77)	–	–
4	ВК-3 (ТУ 6.17.663-75)	–	–
5	К-153 (ТУ 6.05-1584-77)	холодное	горячее
6	ВК-32-200 (ТУ 6.17.633-75)	–	–
7	Эпоксидные П и Пр (АМТУ 460-70)	–	–
8	Эпоксидный ЭПО (ТУ 38.10974-82)	холодное	горячее
9	ВК-15 (ТУ 6.05.1455-77)	–	–
Склеивание резин, резинотканевых материалов и резин с металлами			
10	КТ-30 (ТУ 6.02.760-78)		–
11	78-БЦС (ТУ 38.105470-72)		–
12	НТ-150 (ТУ 38.105789-75)		–
13	88Н (ТУ 38.1051061-82)		–
14	88НП (ТУ 38.105540-73)	холодное	–
15	88НП-35 и 88НП-130 (ТУ 38.105268-70)		–
16	Кр-5-18 (ТУ 38-1051078-76)		
17	«Лейконат» (ТУ 6.14.95-75)		горячее
18	4-АН (ТУ 38.105766-74)		
Склеивание неметаллических материалов			
19	ФР-12 (марки А и Б) (ОСТ 6.05.439-78)		–

№ п/п	Наименование, марка	Отверждение	
20	АК-20 (ТУ 6.10.1293-72)		горячее
21	ПФЭ-2/10 (ТУ 6.05.1740-75)	холодное	горячее
22	ОК-50П (ГОСТ 14887-80)		–
23	ОК-72ФТ ₅ (ГОСТ14887-80)		горячее
Компаунды			
24	К-168* (ТУ 6.05.1251-85)	холодное	горячее

* – компаунд, остальные клеи.

Прочность шва зависит от толщины слоя клея. Нагрузочная способность клееного соединения при постоянной толщине склеиваемого сечения возрастает с увеличением длины нахлестки, а при постоянной длине нахлестки возрастает с увеличением толщины сечения.

Для клееных конструкций необходимо подбирать форму и материал деталей, допускающие их сжатие в местах склеивания.

Клееные швы изображают по ГОСТ 2.313-82 на видах и разрезах сплошной линией толщиной $2s$ (рис. 2.2). К этой линии подводят линию-выноску, на которой ставят специальный знак. Клееные швы, выполненные по замкнутой линии, обозначают линией-выноской с окружностью $\varnothing 3...4$ мм на конце. Обозначение марки клея указывают в спецификации в разделе «Материалы» или на чертеже детали в технических требованиях.

Конструкция клееных соединений подобна конструкции паяных, только припой заменен клеем, а для образования надежного соединения необходимо сжатие соединяемых частей и только для некоторых видов клея производят незначительный нагрев деталей (чаще всего нагрев не требуется).

Силы адгезии (силы сцепления поверхностей) возникают при затвердевании (полимеризации) жидкого клея.

В зависимости от условий отверждения различают клеи для холодного склеивания, для горячего склеивания, как для холодного, так и для горячего склеивания.

Перед склеиванием соединяемые поверхности подвергаются механической и химической подготовке.

Прочность клееных соединений в большей степени зависит от толщины клеевого слоя. Оптимальные значения толщины клеевого слоя находятся в пределах от 0,05 до 0,15 мм. Применение швов толщиной более 0,5 мм не рекомендуется из-за резкого снижения прочности клееного соединения.

В процессе эксплуатации клееные соединения воспринимают различные нагрузки, которые могут быть приведены к четырем основным типам: благоприятные нагрузки – на сдвиг и равномерный отрыв, неблагоприятные – на отдири и внецентровый отрыв (расщепление) (рис. 2.2).

В деталях машин применяют следующие виды клееных соединений: нахлесточное, стыковое (торцевое) и их комбинация.

По виду клееных соединений различают плоские (рис. 2.2), угловые (рис. 2.3), тавровые (рис. 2.4.) и цилиндрические (рис. 2.5).

Клееные соединения лучше работают на сдвиг, хуже на отрыв, поэтому предпочтительны нахлесточные соединения. В нахлесточных соединениях под действием внешних усилий возникают преимущественно напряжения сдвига, но на участках, близких к периферии поверхности склеивания, могут появиться и напряжения растяжения в направлении, перпендикулярном плоскости склеивания, что приводит к возникновению усилий отрыва. Это учитывают при назначении коэффициента запаса прочности $[S]$.

Расчеты на прочность производят по тем же формулам, что и для паяных соединений. Однако, кроме прочности (табл. 2.6 и 2.7), к клееному соединению предъявляются требования по обеспечению водостойкости, теплостойкости и другим показателям (табл. 2.8).

Таблица 2.6

Средние значения показателей прочности
для различных видов клеев

Вид клея	Предел прочности, МПа		Назначение
	при отрыве	при сдвиге	
Неорганический	10	–	Склеивание металлов, работающих при температуре 500 °С
Поливинилацетиленовый	20	14	Склеивание стекла и дюралюмина для рабочих температур до 40 °С
Эпоксидный (ЭД-5; Э-40, ЭПО и др.)	45	20	Склеивание металлов и неметаллов для рабочих температур ±60 °С
Полиуретановый (ПУ-2 и др.)	34,5	16	Склеивание металлов и неметаллов для рабочих температур ±60 °С
Фенолформальдегидный (БФ-2; ВС-10 и др.)	8	3	Склеивание металлов и неметаллов для рабочих температур ±60 °С
Синтетический	20...40	10...20	Склеивание металлов, древесины, стекла, резины, кожи
Полиакриловый (ВК-31; ВК-41и др.)	23	30...40	Склеивание металлов, древесины, стекла, резины, кожи и др.

Таблица 2.7

Предел прочности клееного соединения
при отрыве при кратковременном нагружении [1]

Марка клея	$\sigma_{отр}$ в МПа при температуре, °С					
	-60	20	60	100	200	300
БФ-4	7	15	9	5	1,5	–
ПЭФ-2/10	–	20	16	10	6	2,5

Таблица 2.8

Основные характеристики некоторых клеевых соединений

Показатели	Марка клея				
	БФ-2	БФ-4	ПЭФ-2/10	ВК-37	88
1	2	3	4	5	6
Технические условия	ГОСТ-12172-74		ВТУ П38-56		ТУ МХП 1542-49
Склеиваемые материалы	Цветные металлы, нержавеющие стали; эти металлы с неметаллами: пластмассой, фиброй, деревом, кожей, тканями		Металлы с металлом, резиной, пластмассой, органическим стеклом, текстолитом, кожей	Аллюминиевые сплавы, сталь 30ХГСА	Металлы с металлом, дюралюминий с кожей и резиной, сталь с пробкой, резина с резиной и брезентом
Предел прочности при сдвиге τ , МПа (не менее) при 20 °С	20(17)*	20(16)*	20	23,5	–
при 60 °С	9	9	16	–	–
при 100 °С	5	5	10	21,5 (при 120 °С)	–
при 150–200 °С	–	–	6	3,82	–
Стойкость к воде	Устойчив		–	–	Устойчив
Стойкость к маслам и бензину	Устойчив		Устойчив	–	–
Стойкость к кислотам	Устойчив		–	–	–
Стойкость к спирту и ацетону	Ограниченно стоек		–	–	–
Вибростойкость	Стой		Стой	–	–
Режим склеивания	Требуется нагрева		Для горячего и холодного склеивания	–	При комнатной температуре

* – в скобках приведены величины для 1-го сорта марок клеев, без скобок – для высшего сорта.

Длину и ширину нахлестки выбирают с учетом прочностных характеристик склеиваемого материала, т. е. сначала рассчитывают необходимую ширину клееного соединения, обеспечивающую прочность склеиваемого материала при известной его толщине δ :

$$b = \frac{F}{[\sigma_p] \cdot \delta}. \quad (2.3)$$

Размер нахлестки определяют из условия равнопрочности соединяемых деталей и клеевого шва:

$$[\sigma_p] \cdot \delta \cdot b = [\tau_c] \cdot l \cdot n \cdot b, \quad (2.4)$$

отсюда длина нахлесточного шва:

$$l = \delta \frac{[\sigma_p]}{[\tau_c] \cdot n}, \quad (2.5)$$

где δ – толщина склеиваемых деталей;

b – ширина склеиваемых деталей;

n – количество нахлесточных швов в соединении (в соединениях на рис. 2.3 *а, б, в, з, к* $n = 1$, *г, ж, и, л* $n = 2$);

$[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение материала деталей;

$[\tau_c]$ – допускаемое напряжение на сдвиг клеевого шва;

F – расчетная нагрузка на клеевое соединение.

Обычно размер клеевого шва назначают в зависимости от размеров соединяемых деталей и расчет шва на прочность осуществляют как проверочный. Соответственно, расчет на прочность клеевого шва нахлесточного соединения (рис. 2.2, *а*) производят по формуле

$$\tau'_c = \frac{F}{bnl} \leq [\tau_c], \quad (2.6)$$

где τ'_c – расчетное напряжение на сдвиг в клеевом шве;

F – сила, действующая на соединение;

b – ширина соединяемых деталей;

n – количество нахлесточных швов в соединении.

Допускаемое напряжение на сдвиг шва $[\tau_c]$ можно принимать для наиболее распространенных клеев в соответствии с табл. 2.7 и 2.8. Значения прочности при отрыве можно брать в 2 раза выше, чем $[\tau_c]$ при сдвиге.

Стыковые клееные соединения представляют собой торцовые соединения двух элементов. Если плоскость такого клеевого соединения пер-

пендикулярна к направлению действия сжимающих или растягивающих нагрузок, то напряжения возникают в основном по периферии площади клеевого соединения.

Стыковое клеевое соединение хорошо работает на равномерный отрыв, но идеальные условия чистого отрыва на практике очень редки. При склеивании возможно небольшое смещение торцов склеиваемых изделий, в результате усилие F воздействует не по центру сечения, вызывая в нем напряжения изгиба. Кроме того, вектор усилия F не всегда направлен строго по оси сечения, а под некоторым углом к ней, т. е. создаются условия неравномерного отрыва. Появление даже незначительных изгибающих нагрузок или неравномерного отрыва резко уменьшает прочность стыковых клеевых соединений, но падение прочности можно компенсировать увеличением площади склеиваемых поверхностей, поэтому чаще всего стыковые соединения применяют в сочетании с нахлесточными (рис. 2.3, ж, з, и, к, л) или при склеивании больших поверхностей.

Ширину стыкового клеевого соединения выбирают с учетом прочностных характеристик склеиваемого материала и клеевого слоя, т. е. сначала рассчитывают необходимую ширину материала клеевого соединения b_1 , обеспечивающую прочность склеиваемого материала при известной его толщине δ :

$$b_1 = \frac{F}{[\sigma_p] \cdot \delta}, \quad (2.7)$$

где $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение материала деталей;

b_1 – ширина соединяемых деталей из условия прочности материала деталей;

F – сила, действующая на соединение;

δ – толщина склеиваемых деталей.

Далее, рассчитывают необходимую ширину клеевого соединения b_2 , обеспечивающую прочность клеевого слоя при известной его высоте δ :

$$b_2 = \frac{F}{[\sigma_{отр}] \cdot \delta}, \quad (2.8)$$

где b_2 – ширина соединяемых деталей из условия прочности на отрыв клеевого слоя;

$[\sigma_{отр}]$ – допускаемое напряжение клеевого слоя при отрыве.

Из полученных значений b_1 и b_2 выбирают большее.

Для нахлесточно-стыкового соединения сначала рассчитывают необходимую ширину материала клеевого соединения b , обеспечивающую прочность склеиваемого материала при известной его толщине δ по формуле (2.7).

Затем рассчитываем часть нагрузки, которую может выдержать стыковое клеевое соединение площадью $b \times \delta$:

$$F_1 = [\sigma_{отр}] \cdot b \cdot \delta. \quad (2.9)$$

По величине оставшейся части нагрузки $(F - F_1)$ определяют длину нахлесточного шва:

$$l = \frac{(F - F_1)}{[\tau_c] \cdot n \cdot b}. \quad (2.10)$$

Часто для повышения прочности применяют комбинацию соединений клееного с резьбовым, сварным или заклепочным.

Для определения допускаемых напряжений $[\tau_c]$ при статическом нагружении, коэффициент запаса прочности при сдвиге по отношению к идеальным значениям, приведенным в табл. 2.6, следует принимать равным $[S] = 1,5 \dots 3,0$ при статических нагрузках, равным $[S] = 4,0 \dots 5,0$ при переменных нагрузках. При перегрузках, вибрациях, ударных нагрузках и т. п. запас прочности принимают еще больше.

Соединения с натягом можно заменить клееным соединением и получить прочность сравнимую с посадками с натягом. Такое соединение незаменимо, если требуется надежно закрепить тонкостенную втулку подшипника скольжения в гнезде.

При посадке подшипников качения на клей с зазором, долговечность подшипников возрастает в 2...4 раза по сравнению с посадкой с натягом без анаэробного клея герметика.

Соппротивление сдвигу соединений с натягом равно

$$F = \rho \cdot A \cdot f, \quad (2.11)$$

где ρ – давление на посадочной поверхности, Н/мм²;

A – площадь посадочной поверхности, мм²;

$f = 0,15$ – коэффициент трения сталь по стали.

Соппротивление сдвигу клееного соединения

$$F = A \cdot [\tau_c], \quad (2.12)$$

где $[\tau_c] = 20 \dots 30$ Н/мм² – допускаемые напряжения на срез клеевого слоя.

Условие равнопрочности этих соединений:

$$\rho \cdot A \cdot f = A \cdot [\tau_c],$$

или

$$\rho = \frac{[\tau_c]}{f} = \frac{20}{0,15} \approx 135 \text{ Н/мм}^2. \quad (2.13)$$

Этому значению $\rho = 135 \text{ Н/мм}^2$ соответствуют посадки с умеренным натягом, типа $r5; s5; r6; s6$.

В отличие от прессовых посадок, клеевые соединения не вызывают напряжений в соединяемых деталях. Нет необходимости сборки деталей прессом или с нагревом (охлаждением).

Клеевые соединения собирают на посадках $H7/h6; H7/js6; H7/k6$. При разборке соединения клеевая пленка разрушается, поэтому для повторной сборки очищают поверхности от остатков клея и наносят новый слой клея.

2.3. Примеры решения задач

Задача 2.3.1. Определить допустимую нагрузку на соединение крепления троса клеем ПЭФ-2/10 при температуре до $100 \text{ }^\circ\text{C}$ (рис. 2.8).

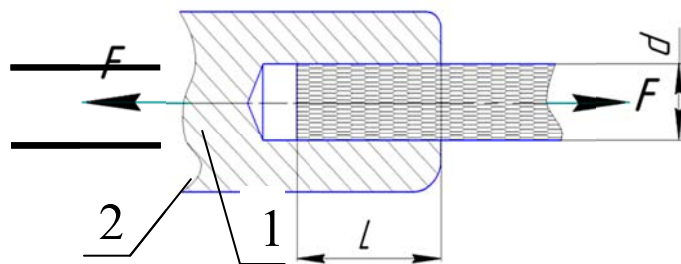


Рис. 2.8. Клеевое соединение узла крепления троса:
 l – трос; 2 – втулка

Диаметр троса – $d = 18 \text{ мм}$; длина участка склеивания $l = 80 \text{ мм}$.

Решение

Условие прочности на срез для телескопического соединения по формуле (2.2)

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi \cdot d \cdot l} \leq [\tau],$$

где – нагрузка, действующая на соединение, Н;

$A = \pi \cdot d \cdot l$ – площадь нахлестки соединяемых элементов, мм^2 ;

$[\tau]$ – допустимые касательные напряжения в слое клея при статической нагрузке, МПа.

$$[\tau] = \frac{\tau_B}{s} = \frac{10}{2} = 5 \text{ МПа},$$

где $\tau_B = 10 \text{ МПа}$ – предел прочности соединения клеем ПЭФ-2/10 при температуре $100 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. табл. 2.8);

$s = 2$ – коэффициент запаса прочности.

Допустимая нагрузка на соединение определяется по условиям прочности на срез:

$$[F] \leq [\tau] \cdot \pi \cdot d \cdot l = 5 \cdot 3,14 \cdot 18 \cdot 80 = 22,61 \text{ кН}.$$

Задача 2.3.2. Определить крутящий момент $T_{\text{отв}}$, необходимый для отворачивания болта неразборного соединения М20, для стопорения которого использовался анаэробный клей «Унигерм 9», нанесенный только на высоту H резьбы гайки (рис. 2.9).

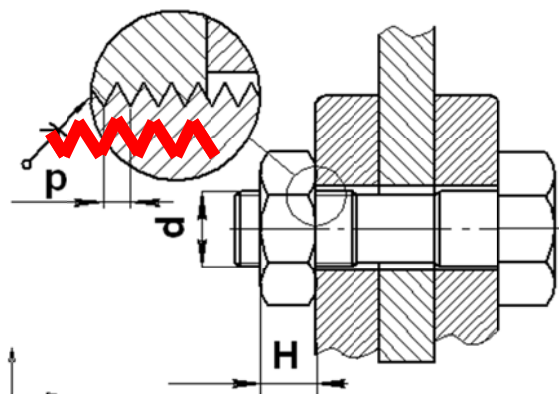


Рис. 2.9. Стопорение резьбового соединения нанесением анаэробного клея в зазор резьбы болт-гайка

Геометрические параметры резьбы по ГОСТ 24705-81: диаметр резьбы $d = 20$ мм; шаг резьбы $p = 2,5$ мм; внутренний диаметр $d_1 = 17,294$ мм; средний диаметр $d_2 = 18,376$ мм;

Размеры гайки: высота $H = 16$ мм; наружный диаметр опорного торца гайки $D_1 = 1,5d = 30$ мм (размер зева ключа); диаметр отверстия под болт $d_0 = 21$ мм.

Допускаемое касательное напряжение на срез в слое при статической нагрузке для клея «Унигерм 9» $[\tau] = \frac{\tau_B}{n} = \frac{20}{2} = 10$ МПа, где $\tau_B = 20$ МПа – предел прочности соединения клеем «Унигерм 9»; $n = 2$ – коэффициент запаса прочности.

Решение

Для того, чтобы отвернуть болт, потребуется приложить такую силу $F_{\text{отв}}$, чтобы разрушить клеевой слой на резьбе, т. е. создать в слое клея напряжение, больше допускаемого касательного напряжения на срез:

$$\frac{F_{\text{отв}}}{A} = \frac{4F_{\text{отв}}}{\pi(d^2 - d_1^2)z} \geq [\tau_c],$$

где A – площадь сечения слоя клея;

$z = \frac{H}{p}$ – число витков резьбы в гайке.

Сила, необходимая для отворачивания

$$F_{\text{отв}} = \frac{\pi(d^2 - d_1^2)H[\tau_c]}{4p} = \frac{3,14(20^2 - 17,294^2) \cdot 16 \cdot 10}{4 \cdot 2,5} = 5070,1 \text{ Н.}$$

Дополнительный крутящий момент $T_{\text{отв}_1}$, необходимый для отворачивания болта неразборного соединения М20

$$T_{\text{отв}_1} = \frac{F_{\text{отв}} \cdot d_2}{2} = \frac{5070,1 \cdot 18,376}{2} = 46\,584,08 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 46,584 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Это минимальная величина с учетом средних значений допускаемых касательных напряжений клея на срез и коэффициента запаса прочности. Реальные значения $T_{\text{отв}_1}$ будут 150...200 Н·м.

2.4. Задачи

Задача 2.4.1. Проверить прочность клеевого соединения двух труб из алюминиевого сплава Д16Т (рис. 2.10), работающих при температуре 20 °С; клей ВК-37.

Диаметр поверхности соединения $D = 100$ мм, длина клеевого слоя $l = 40$ мм. Усилие $F = 40 \cdot 10^3$ Н.

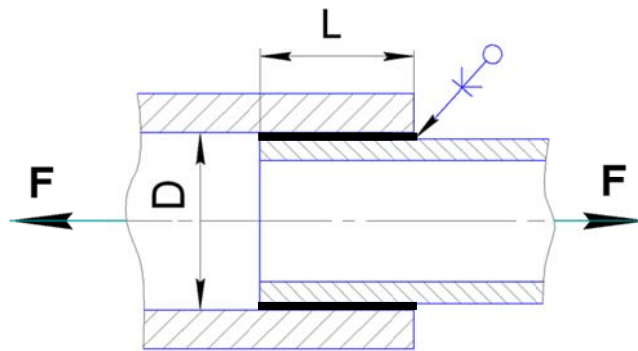


Рис. 2.10. Клеевое соединение двух труб из алюминиевого сплава Д16Т

Принять коэффициент запаса прочности $s = 5$.

Допускаемые напряжения среза в соединении для алюминиевого сплава Д16Т и клея ВК-37 при температуре 20 °С $[\tau'_{20\text{ °С}}] = 23,5$ МПа.

Задача 2.4.2. Проверить прочность клеевого соединения двух полых валов из стали 30ХГСА (рис. 2.10) при передаче крутящего момента $T = 2000$ Н·м. Диаметр поверхности соединения $D = 50$ мм; длина клеевого слоя $l = 40$ мм; крутящий момент $T = 2000$ Н·м.

Клей ВК-37, температура окружающей среды $t \leq 120$ °С. Допускаемые напряжения среза в соединении для клея ВК-37 при температуре 120 °С $[\tau'_{120\text{ °С}}] = 21,5$ МПа.

Принять коэффициент запаса прочности $s = 2$.

Задача 2.4.3. Проверить прочность клеевого соединения стекла фонарного маслоуказателя с корпусом (рис. 2.11). Размеры поликарбонатного стекла: диаметр $D = 50$ мм; толщина $h = 8$ мм;

Давление среды в корпусе $p = 0,25$ МПа; температура $t \leq 120$ °С;

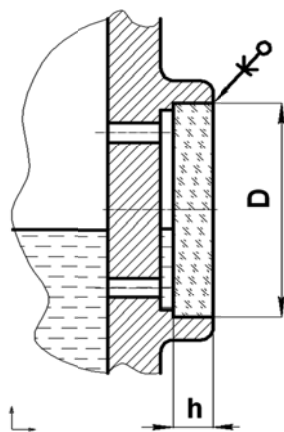


Рис. 2.11. Клеевое соединение стекла фонарного маслоуказателя

Клей ПФ 2/10. Допускаемые напряжения среза в соединении для клея ПФ 2/10 при температуре 120 °С $[\tau'_{120\text{ °С}}] = 8$ МПа.

Задача 2.4.4. Проверить прочность клеевого соединения накладок 3 соединительного диска 2 предохранительной фрикционной дисковой муфты (рис. 2.12), если при испытаниях выявлена возможность нагрева ее до 200 °С от длительной пробуксовки.

Мощность электродвигателя $P_{\text{э.д.}} = 5$ кВт; угловая скорость $\omega_{\text{э.д.}} = 145 \text{ с}^{-1}$.

Коэффициент запаса крутящего момента муфты $\beta = 1,5$.

Внутренний диаметр фрикционных накладок $D_1 = 100$ мм; наружный – $D_2 = 180$ мм.

Материал накладок – керамика, коэффициент трения по стали $f = 0,25$.

Клей ВС-10Т или УВС-10Т. Допускаемые напряжения среза в соединении для температуры 200 °С: $[\tau'_{200\text{ °С}}] = 4,5$ МПа.

Принять коэффициент запаса прочности $s = 2,5$.

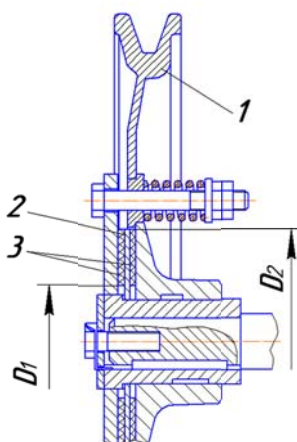


Рис. 2.12. Предохранительная фрикционная дисковая муфта с приклеенными накладками:

1 – шкив; 2 – диск со ступицей; 3 – фрикционная накладка

3. ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

3.1. Общие сведения

Заклепочные соединения применяют при изготовлении тонколистовых оболочковых, ферменных конструкций сложной формы, выполненных из легких сплавов или разнородных металлов, где необходимо исключить сопутствующее сварке термическое воздействие – неизбежную поводку или коробление, а также для конструкций, подверженных динамическим и вибрационным нагрузкам.

По назначению и конструктивным особенностям различают прочные швы, применяемые в силовых конструкциях, и прочноплотные швы, обеспечивающие наряду с восприятием сил герметичность соединения и применяемые при изготовлении изделий резервуарного типа.

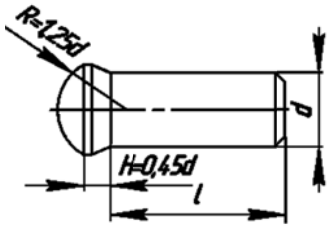
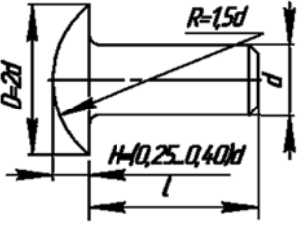

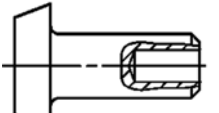
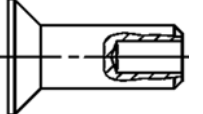
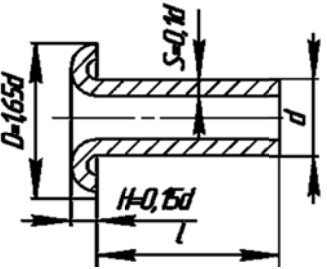
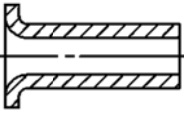
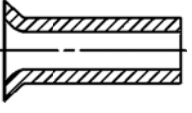
Различают холодную и горячую клепку. Горячую клепку рекомендуют применять при диаметре заклепок более 8...10 мм.

Основные типы заклепок и ориентировочные соотношения между размерами отдельных элементов заклепки приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Основные типы заклепок

Форма закладной головки	Эскиз	ГОСТ		Диаметр, мм
		нормальной точности	повышенного качества	
1	2	3	4	5
Со сплошным стержнем				
Полукруглая		10299-80	14797-85	1...36; 1...10
Плоская		10303-80	14801-85	2...36; 2...10
Потайная		10300-80	14798-85	1...36; 1...10

1	2	3	4	5
Полупотайная		10301-80		2...36;
Полукруглая низкая головка (плосковы- пуклая)		10302-80	14800-85	2...10; 2...8
Полупустотелые				
Полукруглая		12641-80		1...10
Плоская		12642-80		1...10
Потайная		12643-80		1...10
Пустотелые				
Скругленная		12638-80		1...20
Плоская		12639-80		1...10
Потайная		12640-80		1...10

Многообразие конструктивных форм заклепок зависит от их функционального назначения и технологии клепки. Различают стержневые, трубчатые, пистонные, закладные и специальные заклепки.

При соединении деталей в зависимости от их относительного расположения различают заклепочные швы внахлестку (рис. 3.1), встык с одной накладкой (рис. 3.1, а, б, в) и встык с двумя накладками (рис. 3.1, г, д).

По расположению заклепок, швы могут быть: однорядными (см. рис. 3.1, а, г) двухрядными (рис. 3.1, б, д), и многорядными (см. рис. 3.1, в).

При склепывании материалов различной толщины исходят из суммарной толщины S_{Σ} . При $S_{\Sigma} = (5 \dots 60)$ мм диаметр заклепки определяют по формуле

$$d = (3 \dots 3,5) \sqrt{S_{\Sigma}} \quad (3.1)$$

Отверстия под заклепки продавливают или просверливают, их диаметры d_0 принимают несколько большими, чем диаметры заклепок d .

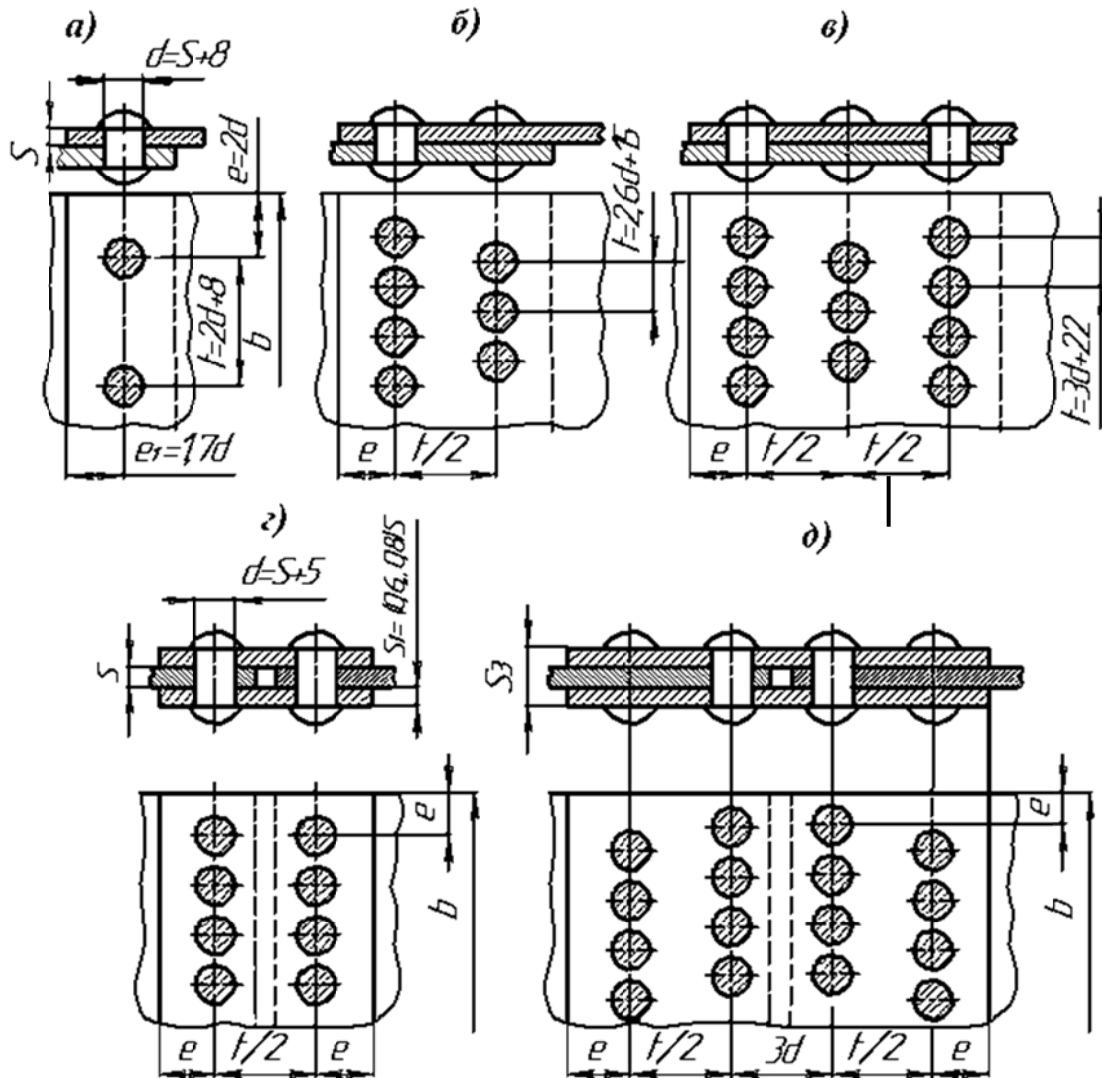


Рис. 3.1. Параметры заклепочных швов:

а – однорядный односрезный; б – двухрядный односрезный; в – трехрядный односрезный; г – однорядный двухсрезный; д – двухрядный двухсрезный

Практически пользуются соотношениями (рис. 3.2):

$$d = s + (4 \dots 8);$$

$$3d < t < 6d;$$

$$1,5d < e < 2d,$$

где d – диаметр заклепки (табл. 3.2);

t – шаг заклепочного шва;

e – расстояние до кромки.

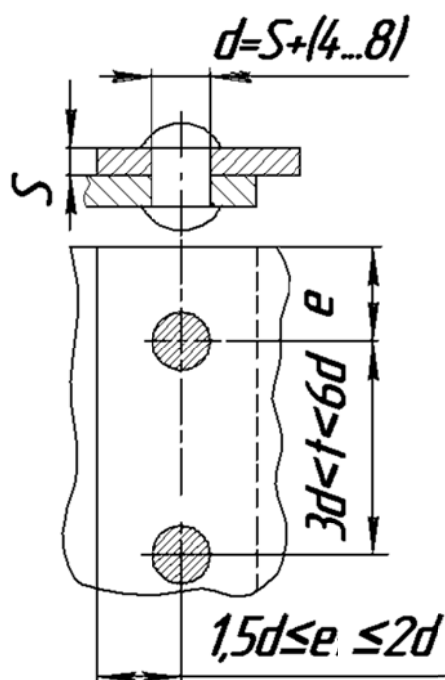


Рис. 3.2. Конструктивные соотношения в заклепочных соединениях

Обозначение заклепки:

Заклепка X. X×XX. XX. X...X. XXX ГОСТ

1 2 3 4 5 6 7

- 1 – исполнение (исполнение 1 не указывается);
- 2 – диаметр заклепки в мм;
- 3 – длина заклепки;
- 4 – марка или группа материала, не предусмотренная в настоящем стандарте;
- 5 – материал;
- 6 – условное обозначение вида покрытия;
- 7 – толщина покрытия.

Пример условного обозначения:

Заклепка 2. 8×20. 21. 12X18H9T. 126 ГОСТ... – заклепка исполнения 2, диаметром $d = 8$ мм, длиной $l = 20$ мм, из материала группы 21, из нержавеющей стали 12X18H9T, с серебряным покрытием (12 – условное обозначение серебряного покрытия по ГОСТу), толщиной 6 мкм.

Для прочноплотных швов применяют заклепки с усиленными головками, обычно с коническими. Они обеспечивают герметичность посадки заклепки в отверстие.

Заклепки в прочноплотных соединениях, работающих при высоких температурах, ставят в горячем состоянии независимо от толщины склепываемых деталей.

Швы обычно делают двух- или трехрядными.

Таблица 3.2

Диаметры заклепок с полукруглой и потайной головкой

Диаметр заклепки d , мм	Диаметр отверстия d_o (мм) при сборке	
	точной	грубой
4, 5, 6, 7, 8, 10	$d + 0,5$	$d + 0,7$
12, (14)*, 16, (18)	$d + 0,5$	$d + 1,0$
20, (22), 24, 30, 36	$d + 1,0$	$d + 2,0$

* – в скобках приведены размеры ограниченного применения.

3.2. Расчет прочных швов

Из условия равнопрочности заклепок и склепываемых деталей прочность заклепки проверяют на срез и смятие, а в плоскости отверстий соединяемых деталей – на смятие, разрыв по ослабленным отверстиями сечениям, а их краев – на срез (выкалывание).

Предполагая равномерное распределение осевого усилия между всеми заклепками, условие прочности:

– на срез

$$\tau_{ср} = \frac{F}{\frac{\pi d_o}{4} \cdot z \cdot i} \leq [\tau_{ср}], \quad (3.2)$$

где F – общая нагрузка на соединение, Н;

d_o – диаметр отверстия под заклепку, мм;

z – число заклепок по одну сторону стыка;

i – число плоскостей среза одной заклепки (см. рис. 3.1, *а*, *б*, *в* – заклепки односрезные; рис. 3.1, *г*, *д* – двухсрезные);

$[\tau_{ср}]$ – допускаемое напряжение на срез материала (табл. 3.3);

– на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{d_o \cdot S_{\text{мин}} \cdot z} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (3.3)$$

где $S_{\text{мин}}$ – наименьшая общая толщина элементов, сдвигаемых в одном направлении;

– склепываемых деталей на растяжение

$$\sigma_p = \frac{N}{(b - d_o \cdot z') \cdot s} \leq [\sigma_p], \quad (3.4)$$

где N – продольная сила в проверяемом сечении;

b – ширина склепываемой детали, мм;

z' – число заклепок в ряду;

s – толщина детали (листа), мм;

– на срез (скалывание) края склепываемой детали

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{N}{2 \cdot z \left(e - \frac{d_o}{2} \right) \cdot s} \leq [\tau_{\text{ср}}]. \quad (3.5)$$

При пульсирующей нагрузке значения допускаемых напряжений снижают на 10...20 %, при знакопеременной – на 30...50 %.

При действии сдвигающих сил и изгибающего момента определяют суммарную нагрузку для наиболее нагруженной заклепки, а затем по ней производят расчеты по формулам (3.2)–(3.5).

Таблица 3.3

Допускаемые напряжения для заклепок и в соединяемых деталях при статических нагрузках

Вид напряжения	Способ изготовления отверстия	Допускаемые напряжения, (МПа)	
		для конструкций и заклепок из низкоуглеродистых сталей	для соединений из цветных сплавов
Срез $[\tau_{\text{ср}}]$	сверление, продавливание	140 100	$(0,25 \dots 0,30)\sigma_T$ (табл. 3.4)
Смятие $[\sigma_{\text{см}}]$	сверление, продавливание	320 280	$(0,60 \dots 1,0)\sigma_T$
Элементов конструкций $[\sigma_p]$	–	160	$(0,40 \dots 0,50)\sigma_T$

Таблица 3.4

Сплавы	Предел текучести σ_t , МПа
Латунь Л62	110
Дюралюмин Д18П	170
Алюминиевый сплав В65	220

Изгибающий момент, передаваемый заклепками (рис. 3.3):

$$M = 2n \cdot (F_1 l_1 + F_2 l_2 + \dots + F_i l_i), \quad (3.6)$$

где n – число вертикальных рядов заклепок;

$$F_2 = F_1 \frac{l_2}{l_1}, F_3 = F_1 \frac{l_3}{l_1} \text{ и т. д.}$$

Тогда максимальная сила, действующая на наиболее отдаленную от нейтральной линии заклепку:

$$F_{\max} = \frac{M \cdot l_1}{2n \cdot (l_1^2 + l_2^2 + \dots + l_i^2)}. \quad (3.7)$$

Сдвигающая сила, приходящаяся на одну заклепку:

$$F_Q = \frac{Q}{z}, \quad (3.8)$$

где Q – сдвигающая сила, действующая на соединение, Н;

z – число заклепок в одной половине накладки;

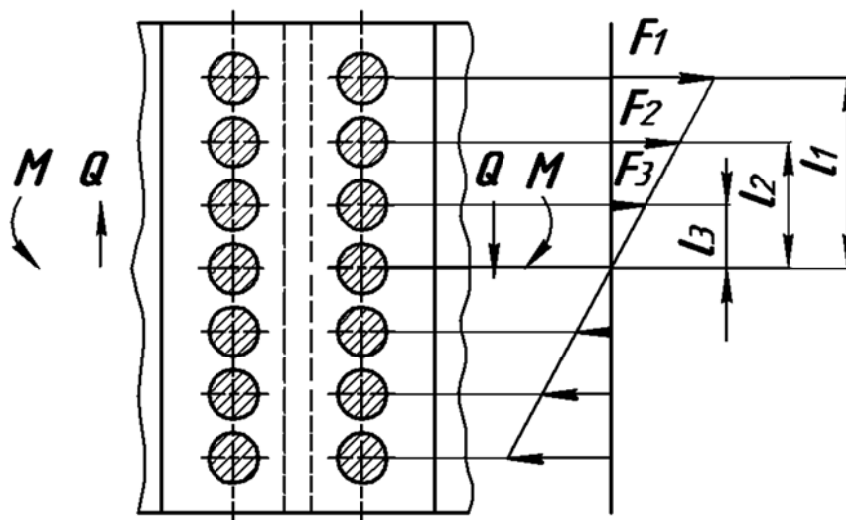


Рис. 3.3. Заклепочное соединение, нагруженное сдвигающей силой и изгибающим моментом

Суммарная сила, действующая на наиболее нагруженную заклепку:

$$F_{\Sigma} = \sqrt{F_{\max}^2 + F_Q^2}. \quad (3.9)$$

По правилам статики (рис. 3.4) силу F , действующую в плоскости стыка, приводим к центру тяжести площадей поперечных сечений заклепок к точке O . Получаем центрально приложенную силу F и пару сил с моментом $M = F \cdot l$.

Предполагая равномерное распределение силы F между всеми заклепками, определяем силу, приходящуюся на одну заклепку и направленную параллельно силе F :

$$F_F = \frac{F}{z}. \quad (3.10)$$

Наибольшее усилие, приходящееся на заклепку от действия момента:

$$F_{M \max} = \frac{M \cdot r_{\max}}{\sum_{i=1}^z r_i^2}. \quad (3.11)$$

В соединении, изображенном на рис. 3.4, наибольшие усилия от момента действуют на заклепки 1, 5, 6, 10. Суммарное усилие F_{Σ} , действующее на каждую из заклепок, равно геометрической сумме усилий F_F и F_M . Наиболее нагруженной заклепкой по рис. 3.4 является шестая заклепка. По определенным максимальным усилиям на заклепки (рис. 3.3 и рис. 3.4) выполняют проверочные расчеты на срез и смятие.

Степень ослабления соединяемых элементов заклепочными отверстиями называют коэффициентом прочности заклепочного шва

$$\varphi = \frac{t - d_0}{t}, \quad (3.12)$$

где d_0 – диаметр отверстия, мм;

t – шаг отверстий, мм.

Рекомендуется принимать $[\varphi] = 0,6 \dots 0,85$;

При проектном расчете площадь поперечного сечения (брутто) A детали, работающей на растяжение от силы F , расположенной поперек шва, вычисляется по формуле

$$A = \frac{F}{[\varphi] \cdot [\sigma_p]}, \quad (3.13)$$

а момент сопротивления сечения (брутто) W детали, работающей на изгиб от изгибающего момента M , определяется по формуле

$$W = \frac{M}{[\varphi][\sigma_{и}]}, \quad (3.14)$$

где $[\sigma_p]$ и $[\sigma_{и}]$ – соответственно допускаемые напряжения на растяжение и на изгиб для рассчитываемой детали.

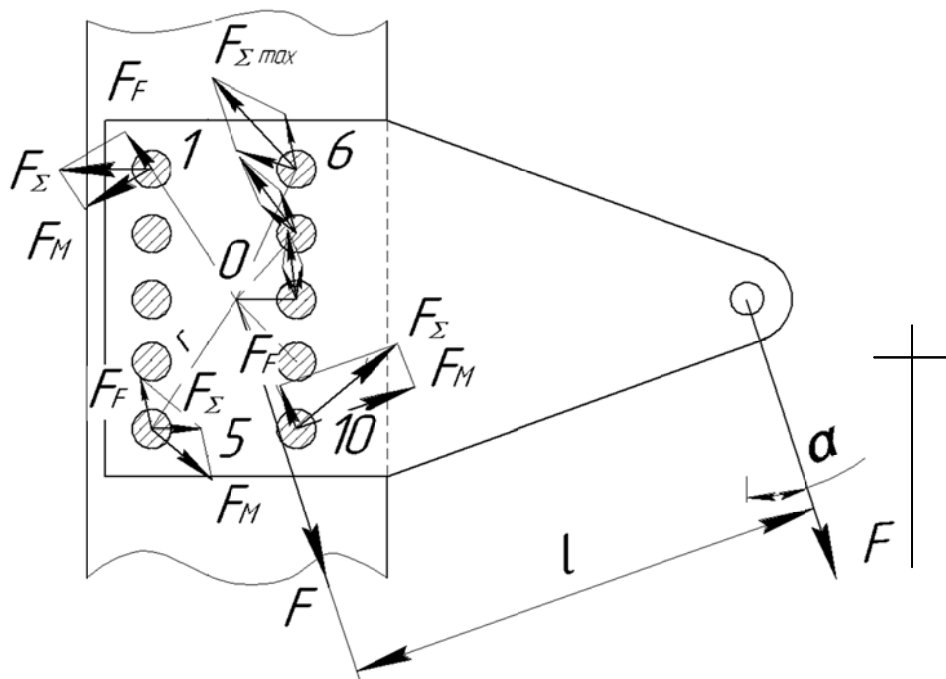


Рис. 3.4. Заклепочное соединение, нагруженное силой в плоскости стыка

3.3. Расчет прочноплотных швов

Для резервуаров с давлением $P < 2,2$ МПа толщина стенок определяется по формуле

$$s = \frac{PD}{2[\varphi][\sigma_p]} + \Delta, \quad (3.15)$$

где D – диаметр резервуара, мм;

P – давление в резервуаре, МПа;

$[\varphi]$ – коэффициент прочности шва, определяемый в зависимости от типа продольного заклепочного шва (табл. 3.5);

$\Delta = 1 \dots 3$ мм – припуск на коррозию;

$[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение при растяжении для листов. Рекомендуется выбирать в зависимости от температуры стенки сосуда:

1. При $t^{\circ}\text{C} < 250$ $[\sigma]_p$ следует брать в зависимости от предела прочности σ_b материала листов по формуле:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_b}{n_b}. \quad (3.16)$$

2. При $t^{\circ}\text{C} = 250 - 350$, $[\sigma_p]$ определяется в зависимости от предела текучести $[\sigma_p]$ материала листов при соответствующей температуре стенок сосуда по формуле

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{n_T}. \quad (3.17)$$

где n_b и n_T – коэффициенты запаса прочности. Значения σ_b , σ_T и запасов прочности n_b и n_T даны в табл. 3.5, 3.6 и 3.7.

Таблица 3.5

Предел прочности σ_b для листовой стали

Марка стали	σ_b , Н/мм ²	Относительное удлинение, %	Назначение материала
Ст2	330–412	26	Для деталей, подвергающихся действию пламени (жаровые трубы, огневые камеры и т. п.)
Ст3	370–460	22	Листы, подвергающиеся бортовке и штамповке (днища, крепления внутри котла и т. п.)
Ст4	412–520	20	Листы, не подвергающиеся действию пламени и не проходящие огневой обработки (корпуса и барабаны, дымовые камеры и т. п.)

Таблица 3.6

Предел текучести σ_T для листовой стали

σ_b , Н/мм ²	σ_T при температуре, $^{\circ}\text{C}$				
	250	275	300	325	350
370	170	160	150	140	130
440	195	185	175	165	150

Таблица 3.7

Коэффициенты n_b и n_T

Тип шва	n_b	n_T
1	2	3
Внахлестку и с одной накладкой	4,75	–
Встык с двухсторонними накладками при однорядном и 1,5-рядном расположении заклепок	4,25	2,00
Встык с двухсторонними накладками при заклепках в два и более рядов	4,00	1,90

Для прочноплотного соединения характеристикой плотности шва служит коэффициент скольжения – сила сопротивления проскальзыванию листов, условно отнесенная к единице площади поперечного сечения заклепок.

$$\xi = \frac{4F_0}{\pi d_0^2 K i} \leq [\xi], \quad (3.18)$$

где F_0 – сила, приходящаяся на участок шва, равный шагу;

K – число заклепок шва по его длине, равной шагу;

$[\xi]$ – допускаемое значение коэффициента скольжения. Определяется экспериментально;

i – количество поверхностей среза.

Таблица 3.8

Основные характеристики прочноплотных швов

$\frac{PD}{2}$, Н/мм	Продольный шов	Диаметр заклепки d , мм	ϕ	$[\xi]$, МПа	Поперечный шов
500	Нахлесточный: – однорядный	S + 8	0,56	60...70	Однорядный внахлестку
350–950	– двухрядный – трехрядный		0,70 0,75	60...65 60	
450–1350	– однорядный с двумя накладками	S + 5	0,67	47,5...57,5	Двухрядный внахлестку
	– двухрядный с двумя накладками		0,75	2·(47,5...57,5)	
550–2200	– трехрядный с двумя накладками		0,85	–	Трехрядный внахлестку

После определения толщины листов для каждого шва сосуда определяется диаметр заклепок и размеры шва согласно рис. 3.1, 3.2, после чего проверяют коэффициент прочности шва

$$\varphi = \frac{t - d_0}{t} \geq [\varphi]. \quad (3.19)$$

Заклепку проверяют по условному расчету ее на срез по силе F_0 , действующей на одну заклепку, определяемой для заклепок продольного шва по формуле

$$F_0 = \frac{P \cdot D \cdot t}{2 \cdot K}. \quad (3.20)$$

Для поперечного шва

$$F_0 = \frac{P \cdot D \cdot t}{4 \cdot K}, \quad (3.21)$$

где K – число заклепок шва по его длине, равной шагу.

Проверка заклепок на срез осуществляется по формуле

$$\tau_{\text{усл}} = \frac{F_0}{\frac{\pi d_0^2}{4} \cdot i} \leq [\tau]_{\text{усл}}, \quad (3.22)$$

где i – число плоскостей среза заклепки;

$[\tau]_{\text{усл}}$ – допускаемое условное напряжение на срез (табл. 3.9).

Если принятые размеры шва не удовлетворяют условиям и $\varphi > [\varphi]$, то следует изменить размеры шва, а в случае необходимости и тип шва, и повторить расчеты.

Таблица 3.9

Допускаемое условное напряжение на срез

Швы	$[\tau]_{\text{усл}}$, МПа	
	односрезные	двухсрезные
Однорядные	70	120
Двухрядные	65	115
Трехрядные	60	100

3.4. Примеры решения задач

Задача 3.4.1. Определить максимальную знакопеременную нагрузку на заклепочное соединение внахлестку (рис. 3.5). Материал заклепок – Ст3, диаметр заклепок $d = 20$ мм, отверстия просверлены. Проверить прочность полосы.

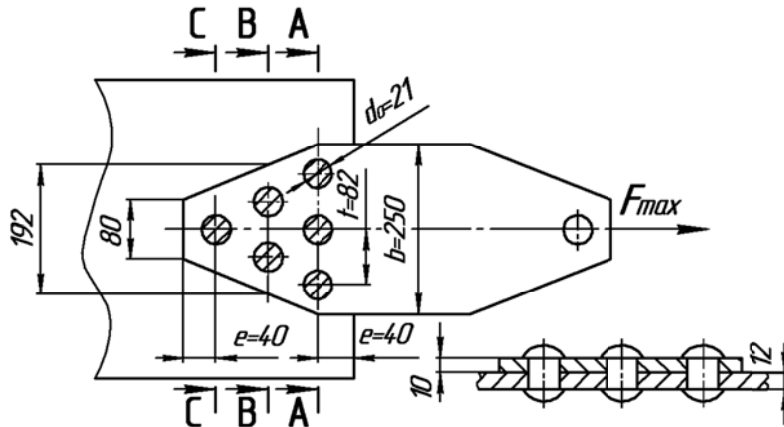


Рис. 3.5. Заклепочное соединение внахлестку

Решение

По табл. 3.3 принимаем допускаемые напряжения при знакопеременной нагрузке $[\tau_{\text{ср}}] = 70$ МПа; $[\sigma_{\text{см}}] = 160$ МПа.

Максимальная нагрузка:

1) из условия среза заклепки при $d_0 = 21$ мм (см. табл. 3.2) по формуле (3.2)

$$[F_{\text{ср}}] = \frac{\pi d_0^2}{4} \cdot Z \cdot i \cdot [\tau]_{\text{ср}} = \frac{3,14 \cdot 21^2}{4} \cdot 6 \cdot 1 \cdot 70 = 145,4 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

2) из условия смятия заклепки по формуле (3.3)

$$[F_{\text{ср}}] = d_0 \cdot S_{\text{мин}} Z \cdot [\sigma_{\text{см}}] = 21 \cdot 10 \cdot 6 \cdot 160 = 201,6 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Следовательно, $F_{\text{max}} = 145,4 \cdot 10^3$ Н.

Нормальные напряжения растяжения в сечениях полосы:
– сечение А–А по формуле (3.4)

$$\sigma_{\rho} = \frac{F_{\text{max}}}{(b - 3d_0)S_{\text{мин}}} = \frac{145,4 \cdot 10^3}{(250 - 3 \cdot 21) \cdot 10} = 77,75 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{\rho} < [\sigma_{\rho}],$$

$$[\sigma_{\rho}] = 80 \text{ МПа (табл. 3.3);}$$

– сечение В–В

$$\sigma_{\rho} = \frac{F_{\max} - \frac{3}{6}F_{\max}}{A_{B-B}} = \frac{1 \cdot 145,5 \cdot 10^3}{3 \cdot (192 - 2 \cdot 21) \cdot 10} = 32,3 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{\rho} < [\sigma_{\rho}],$$

– сечение С–С

$$\sigma_{\rho} = \frac{F_{\max} - \frac{5}{6}F_{\max}}{A_{C-C}} = \frac{1 \cdot 145,5 \cdot 10^3}{6 \cdot (80 - 21) \cdot 10} = 41 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{\rho} < [\sigma_{\rho}].$$

Прочность полосы обеспечена.

Проверяем на срез (скалывание) края полосы по формуле (3.5)

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{\frac{1}{6}F_{\max}}{Z \cdot 2(e - \frac{d_0}{2})S} = \frac{1 \cdot 145,5 \cdot 10^3}{6 \cdot 1 \cdot 2 \cdot (40 - \frac{21}{2}) \cdot 10} = 41 \text{ МПа,}$$

$$\tau_{\text{ср}} < [\tau_{\text{ср}}]; [\tau_{\text{ср}}] = 70 \text{ МПа.}$$

Косынку на растяжение не проверяем, так как она заведомо прочнее полосы (размеры сечений больше).

Задача 3.4.2. Определить количество заклепок и их диаметр, при помощи которых крепится днище резервуара (рис. 3.6). Материал заклепок – сталь Ст2, резервуара – сталь Ст3.

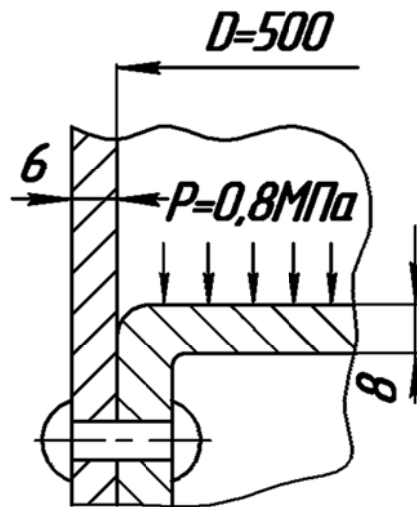


Рис. 3.6. Крепление днища резервуара заклепками

Решение

При склепывании деталей разной толщины диаметр заклепки определяется по формуле (3.1)

$$d \approx 3\sqrt{S_{\Sigma}} = \sqrt{6+8} = 11,2 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр заклепки $d = 12$ мм, а диаметр просверленного отверстия под заклепку $d_0 = 12,5$ мм (табл. 3.2).

Сила, действующая на заклепку от внутреннего давления

$$F = \frac{\pi D^2}{4} \cdot P = \frac{3,14 \cdot 500^2}{4} \cdot 0,8 = 157 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Число заклепок из условия среза (формула (3.2))

$$Z_{\text{ср}} = \frac{F}{\frac{\pi d_0^2}{4} \cdot i[\tau_{\text{ср}}]} = \frac{157 \cdot 10^3}{\frac{3,14 \cdot 12,5^2}{4} \cdot 1 \cdot 140} = 9,14.$$

$$Z_{\text{ср}} = 10.$$

Число заклепок из условия смятия (формула (3.3))

$$Z_{\text{см}} = \frac{F}{d_0 \delta_{\text{min}} [\sigma_{\text{см}}]} = \frac{157 \cdot 10^3}{12,5 \cdot 6 \cdot 320} = 6,54.$$

$$Z_{\text{см}} = 7.$$

Принимаем большее из двух значений ($Z = 10$).

Задача 3.4.3. Элемент фермы, состоящий из двух прокатных равнобоких уголков, растянут с усилием $F = 800$ кН. Подобрать уголки и рассчитать заклепочное соединение уголков с листом узла фермы (рис. 3.7). Материал листа – сталь Ст3, заклепок – Ст2. Отверстия под заклепки просверлены.

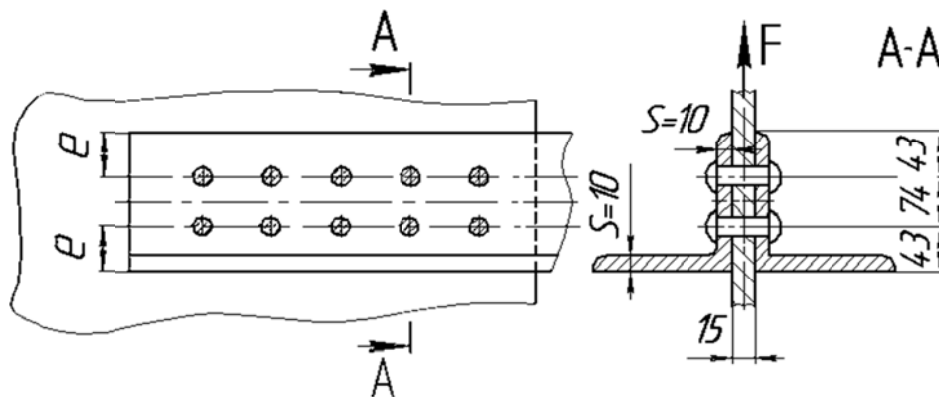


Рис. 3.7. Узел фермы моста: заклепочное соединение уголков с листом

Решение

Требуемая площадь ослабленного поперечного сечения двух уголков

$$A_{\text{ТР}} \geq \frac{F}{[\sigma_{\rho}]} = \frac{800 \cdot 10^3}{160} = 5 \cdot 10^3 \text{ мм}^2.$$

где $[\sigma_{\rho}] = 160 \text{ МПа}$ (табл. 3.3).

Принимая ориентировочно полную площадь сечения одного уголка на 20 % больше ослабленной, найдем

$$A_1 = 1,15 \cdot \frac{A_{\text{ТР}}}{2} = 1,2 \cdot \frac{5 \cdot 10^3}{2} = 3000 \text{ мм}^2.$$

По ГОСТ 8509-72 выбираем уголок № 16 А = 3140 мм₂ 160×160×12 мм. Определяем по формуле (3.1) диаметр заклепки:

$$d \approx 3\sqrt{S_{\Sigma}} = 3\sqrt{10 + 10 + 15} = 17,7 \text{ мм}.$$

Принимаем $d = 20 \text{ мм}$, $d_0 = 21 \text{ мм}$ (табл. 3.2).

Число заклепок из условия среза по (3.2)

$$Z_{\text{ср}} = \frac{F}{\frac{\pi d_0^2}{4} \cdot i [\tau_{\text{ср}}]} = \frac{800 \cdot 10^3}{\frac{3,14 \cdot 21^2}{4} \cdot 1 \cdot 140} = 8,25.$$

где $[\tau_{\text{ср}}] = 140 \text{ МПа}$ (табл. 3.3).

Число заклепок из условия смятия по (3.3):

$$Z_{\text{см}} = \frac{F}{d_0 \delta_{\text{min}} [\sigma_{\text{см}}]} = \frac{800 \cdot 10^3}{21 \cdot 15 \cdot 320} = 7,93,$$

где $[\sigma_{\text{см}}] = 320 \text{ МПа}$ (табл. 3.3).

Окончательно устанавливаем 10 заклепок в два ряда.

Проверяем на срез (скалывание) края уголка по (3.5):

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F}{Z \cdot 2 \left(l - \frac{d_0}{2}\right) S \cdot 2} = \frac{800 \cdot 10^3}{5 \cdot 2 \cdot \left(43 - \frac{21}{2}\right) \cdot 10 \cdot 2} = 123 \text{ МПа},$$

$[\tau_{\text{ср}}] = 140 \text{ МПа}$ (табл. 3.3) условие прочности выполняется: $\tau_{\text{ср}} < [\tau_{\text{ср}}]$.

Уголок проверяем на растяжение

$$\sigma_{\rho} = \frac{\frac{1}{2}F}{A_{\text{нетто}}} = \frac{F}{2(A_1 - 2d_0S)} = \frac{800 \cdot 10^3}{2 \cdot (3140 - 2 \cdot 21 \cdot 10)} = 147 \text{ МПа.}$$

$[\sigma_{\rho}] = 160 \text{ МПа}$ (табл. 3.3), $\sigma < [\sigma_{\rho}]$ условие прочности соблюдается.

Задача 3.4.4. Рассчитать заклепочное соединение по рис. 3.8. Определить число и диаметр заклепок, соединяющих косынку 1 со швеллерной балкой 2, и высоту косынки h , если сила $F = 40 \text{ кН}$. Материал косынки, швеллера и заклепок – сталь Ст3.

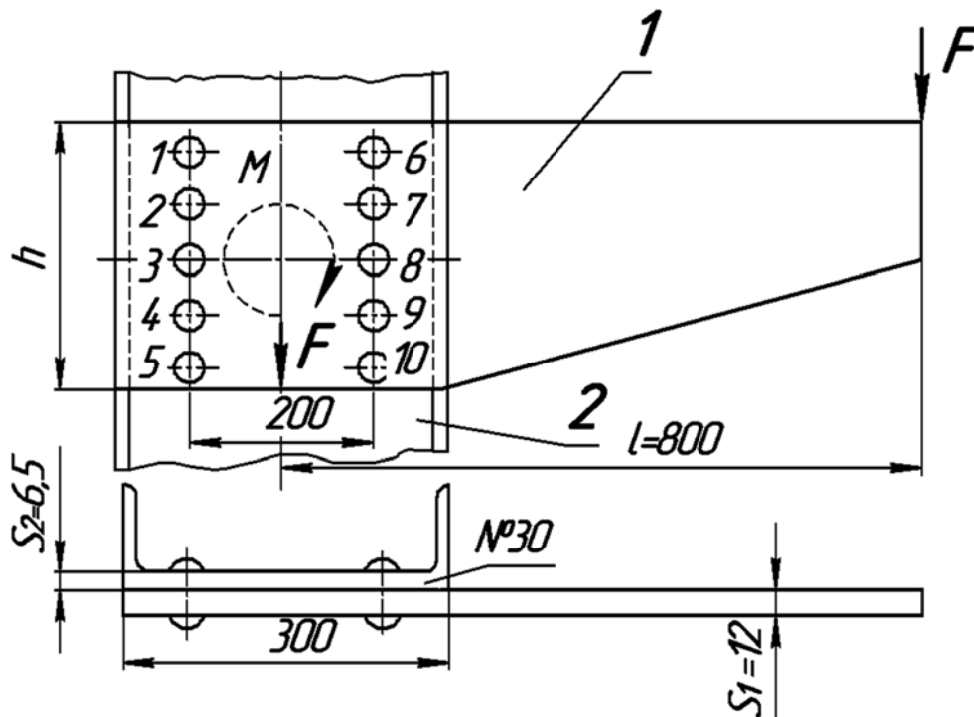


Рис. 3.8. Заклепочное соединение косынки со швеллерной балкой

Решение

Считаем, что отверстия под заклепку просверлены. На заклепочное соединение действуют изгибающий момент M и сила сдвига F .

$$M = F \cdot l = 40 \cdot 10^3 \cdot 0,8 = 32 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Из условия прочности пластин на изгиб определяем величину ослабленного сечения косынки l .

$$W_1 \geq \frac{M}{[\sigma_u]} = \frac{32 \cdot 10^3 \cdot 10^3}{160} = 2 \cdot 10^5 \text{ мм}^3,$$

где $[\sigma_u] \approx [\sigma_{\rho}] = 160 \text{ МПа}$ (табл. 3.3).

$W = \frac{h^2 S}{6}$ – момент сопротивления сечения косынки.

Тогда $h = \sqrt{\frac{6 \cdot 2 \cdot 10^5}{12}} = 316$ мм.

Учитывая, что сечение ослаблено отверстиями под заклепки, ориентировочно полученное значение высоты косынки h увеличиваем на 10 %.

$$h_{\text{брутто}} = 1,1 \cdot h = 1,1 \cdot 316 = 347,6 \text{ мм.}$$

Принимаем $h_{\text{брутто}} = 354$ мм.

Диаметр заклепки, учитывая толщины сечения косынки и швеллера, по формуле (3.1)

$$d = (3 \dots 3,5) \sqrt{S_{\Sigma}} = (3 \dots 3,5) \sqrt{6,5 + 12} = 15 \text{ мм.}$$

Принимаем $d = 16$ мм, $d_0 = 16,5$ мм (табл. 3.2).

Заклепки установлены по контуру соединения внахлестку, шаг соединения $3d \leq t \leq 6d$. Принимаем шаг $t = 4,5d = 4,5 \cdot 16 = 72$ мм, число заклепок $Z = 10$ (рис. 3.9).

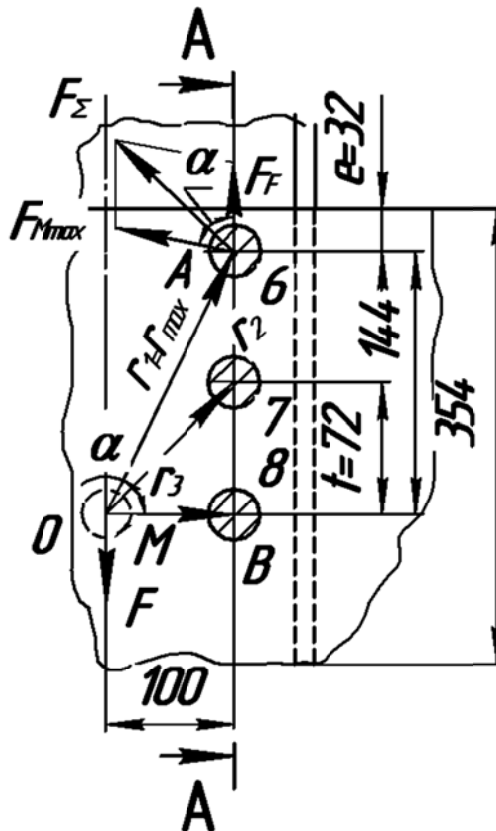


Рис. 3.9. Заклепочное соединение

Усилие, приходящееся на одну заклепку от сдвигающей силы при условии равномерного распределения ее действия между всеми заклепками (см. формулу (3.10))

$$F_F = \frac{F}{Z} = \frac{4 \cdot 10^3}{10} = 4000 \text{ Н.}$$

Наибольшее усилие, приходящееся на заклепку от момента М (см. формулу (3.11)),

$$F_{M_{\max}} = \frac{M \cdot r_{\max}}{\sum_{i=1}^Z r_i^2} = \frac{32 \cdot 10^3 \cdot 10^3 \cdot 175}{4 \cdot 175^2 + 4 \cdot 123^2 + 2 \cdot 100^2} = 27\,584 \text{ Н.}$$

Суммарное усилие, действующее на наиболее нагруженные заклепки 6 и 10, равно геометрической сумме сил F_F и $F_{M_{\max}}$:

$$F_{\Sigma} = \sqrt{F_F^2 + F_{M_{\max}}^2 + 2F_F \cdot F_{M_{\max}} \cos \alpha};$$

$$r_1 = r_{\max} = \sqrt{100^2 + 144^2} = 175 \text{ мм};$$

$$r_2 = \sqrt{100^2 + 72^2} = 123 \text{ мм};$$

$$r_3 = 100 \text{ мм.}$$

Из Δ АОВ $\cos \alpha = \frac{100}{175} = 0,5714$.

$$F_{\Sigma} = \sqrt{F_{F6}^2 + F_{M_{\max 6}}^2 + 2 \cdot F_{F6} \cdot F_{M_{\max 6}} \cos \alpha};$$

$$F_{\Sigma} = \sqrt{4000^2 + 27\,584^2 + 2 \cdot 4000 \cdot 0,5714} = 28\,977 \text{ Н.}$$

По усилию F_{Σ} проверяем заклепку
– на срез (см. формулу (3.2))

$$[\tau]_{\text{ср}} = 140 \text{ МПа (табл. 3.3);}$$

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F_{\Sigma}}{\frac{\pi d_0^2}{4} \cdot i} = \frac{28\,977 \cdot 4}{3,14 \cdot 16,5^2 \cdot 1} = 135 \text{ МПа,}$$

$$\tau_{\text{ср}} < [\tau_{\text{ср}}];$$

– на смятие (формула (3.3))

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_{\Sigma}}{d_0 \cdot S_2} = \frac{28\,977}{16,5 \cdot 6,5} = 270 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{см}} < [\sigma_{\text{см}}], \text{ где } [\sigma_{\text{см}}] = 320 \text{ МПа (табл. 3.3).}$$

Напряжение изгиба косынки по сечению А–А:

– момент инерции сечения

$$I = \frac{12 \cdot 354^3}{12} - 2 \left[\left(\frac{12 \cdot 16,5^3}{12} + 72^2 \cdot 12 \cdot 16,5 \right) + \left(\frac{12 \cdot 16,5^3}{12} + 144^2 \cdot 12 \cdot 16,5 \right) \right] - \frac{12 \cdot 16,5^3}{12} = 3921,6 \cdot 10^4 \text{ мм}^4;$$

– момент сопротивления

$$W_{\text{нетто}} = \frac{I}{Y_{\text{max}}} = \frac{3921,6 \cdot 10^4}{177} = 211\,559,3 \text{ мм}^3;$$

$$\sigma_u = \frac{M_{A-A}}{W_{\text{нетто}}} = \frac{40 \cdot 10^3 \cdot 700}{211\,559,3} = 126,4 \text{ МПа.}$$

$\sigma_u < [\sigma_u]$ – условие прочности соблюдается.

3.5. Задачи

Задача 3.5.1. Заклепочное соединение, нагруженное статической нагрузкой F .

Определить диаметр d и число заклепок z (схема соединения приведена на рис. 3.11). Материал полосы – сталь. Толщина полос 1,1 $S_1 = S_2$.

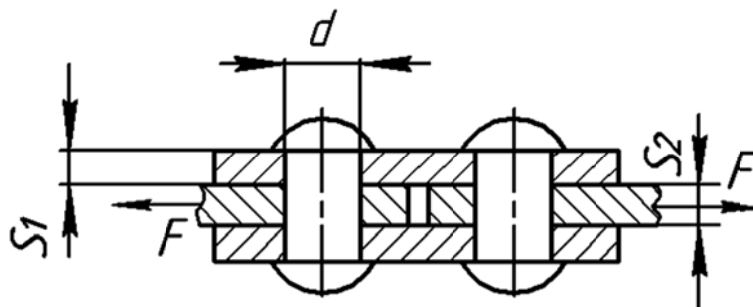


Рис. 3.11. Схема соединения

Варианты	1	2	3	4	5
$F, \text{ Н}$	$1,5 \cdot 10^4$	$2 \cdot 10^4$	$2,5 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	$3,5 \cdot 10^4$
$S_1, \text{ мм}$	10	12	15	12	16
Материал заклепки	Ст3	Ст2	Ст3	Ст3	Ст2

Характеристики применяемых материалов: Сталь Ст2 – $[\tau_{\text{ср}}] = 140 \text{ Н/мм}^2$; $[\sigma_{\text{см}}] = 280 \text{ Н/мм}^2$; Сталь Ст3 – $[\tau_{\text{ср}}] = 140 \text{ Н/мм}^2$; $[\sigma_{\text{см}}] = 320 \text{ Н/мм}^2$.

Задача 3.5.2. Определить, в каком элементе и при каком усилии F произойдет разрушение шва (рис. 3.12). Материал полосы и накладок сталь Ст3; материал заклепок – сталь Ст2; отверстия под заклепки сверленные, диаметром $d = 16,5 \text{ мм}$; $e = 2d$; нагрузка статическая.

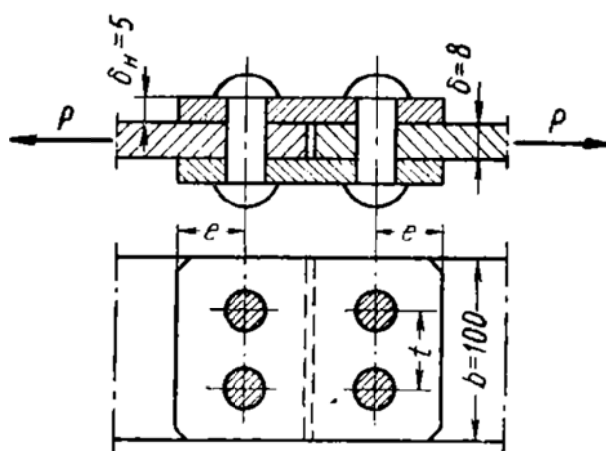


Рис. 3.12. Схема соединения

Задача 3.5.3. Две полосы склепаны внахлестку пятью заклепками (рис. 3.13). Определить напряжения в поперечных сечениях I-I и II-II верхней полосы, ослабленных отверстиями под заклепки, и проверить заклепки на срез. Диаметр отверстий $d = 14 \text{ мм}$; материал заклепок и полос – сталь Ст3; нагрузка статическая.

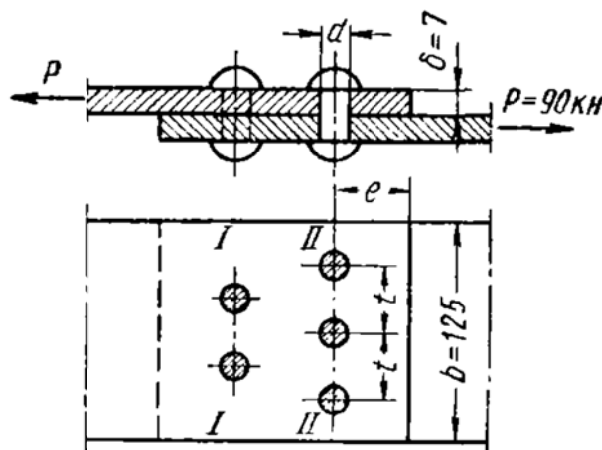


Рис. 3.13. Схема соединения

Задача 3.5.4. Определить толщину листов, накладок и размеры продольного и поперечного заклепочных швов цилиндрического автоклава (рис. 3.14), предназначенного для испытания деталей под давлением. Диаметр автоклава $D = 500$ мм, давление жидкости в автоклаве $P = 1,5$ МПа.

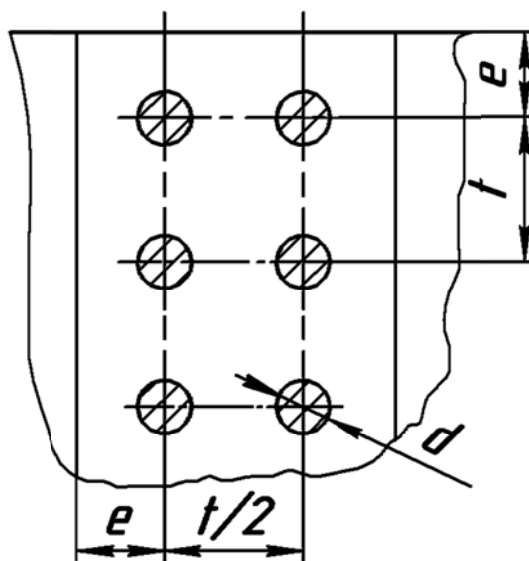


Рис. 3.14. Заклепочный шов цилиндрического автоклава

Задача 3.5.5. Определить требуемое число заклепок для прикрепления швеллера к косынке (рис. 3.15). Проверить швеллер на прочность при трехрядном расположении заклепок. Допускаемые напряжения: $[\sigma_p] = 160$ МПа, $[\tau_{ср}] = 140$ МПа, $[\sigma_{см}] = 300$ МПа.

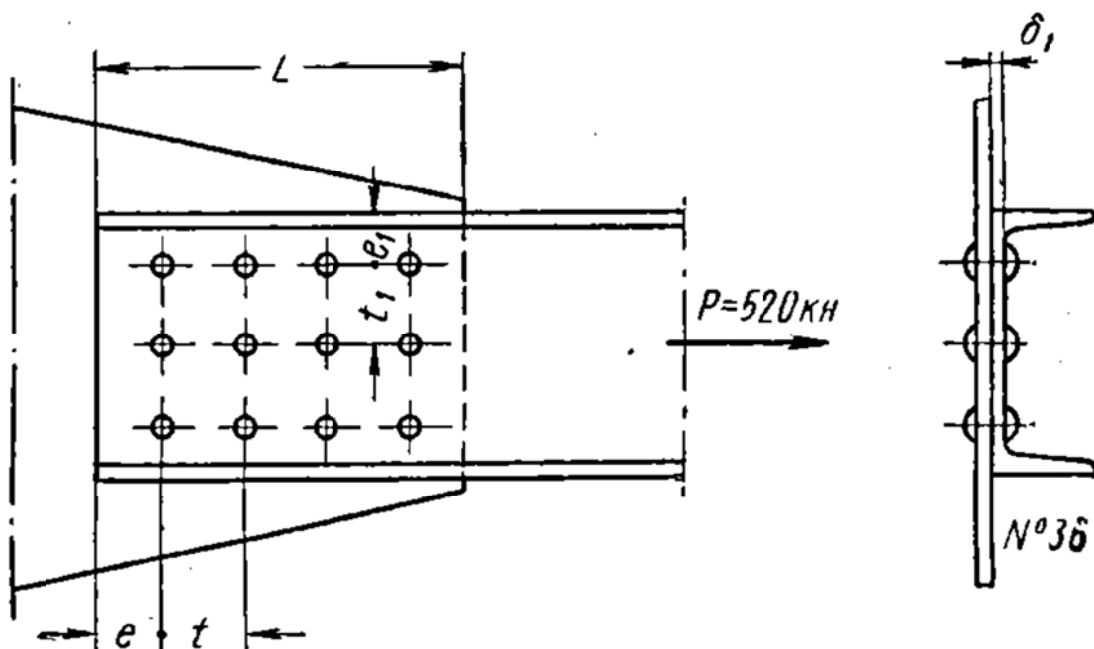


Рис. 3.15. Схема соединения

4. СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ И КЛИНОВЫМИ КОЛЬЦАМИ

4.1. Общие сведения

Соединения с натягом – это соединения деталей, полученные в результате возникновения упругопластических деформаций при сборке вследствие разницы сопрягаемых размеров, обеспечивающих гарантированный натяг.

По форме поверхностей контакта различают цилиндрические, конические и цилиндро-конические соединения.

Соединения с натягом применяют для неразборных или редко разбираемых сопряжений. Нагрузки передаются за счет сил трения между двумя деталями и увеличиваются с увеличением натяга в соединении.

Посадки, имеющие большой натяг со значительным разбросом величины натяга в пределах посадки $\left(\frac{H}{u}; \frac{H}{x}; \frac{H}{z}\right)$, рекомендуется проверять опытным путем.

Для запрессовки втулок в шкивы, зубчатые колеса, для закрепления зубчатых колес на валах коробок скоростей, установки венцов червячных колес используют посадки $\frac{H}{r}; \frac{H}{s}; \frac{H}{t}$.

Для передачи небольших нагрузок в соединениях тонкостенных деталей применяют посадку $\frac{H}{p}$.

При использовании посадок с малым натягом (например, для подшипников качения) повреждения сопрягаемых поверхностей незначительны, либо не наблюдаются даже при многократных сборках и разборках. В таких случаях соединение может считаться разъемным.

Сборку цилиндрических соединений с натягом выполняют либо прессованием, либо нагревом охватывающей детали (втулки), либо охлаждением охватываемой детали (вала). Запрессовка деталей осуществляется на гидравлических, винтовых или рычажных прессах. Для предупреждения повреждений поверхности (задиров) и уменьшения величины силы запрессовки, сопрягаемые поверхности предварительно смазывают маслом. Скорость запрессовки не должна превышать 5 мм/с.

При сборке температурным деформированием нагрев должен осуществляться до значений, меньше температуры низкого отпуска, чтобы не происходило структурных изменений в металле. Для охлаждения вала используют углекислоту («сухой лед») или жидкий азот.

В настоящее время все большее применение получают термомеханические соединения деталей, изготовленные из сплавов с памятью формы и которые широко применяются в авиационной, космической и других областях техники. Такие сплавы (например, никель-титановые), деформируются

ванные при низкой температуре (в мартенситном состоянии), восстанавливают свою форму (исходные размеры) в процессе последующего нагрева и фазового перехода мартенсита в аустенит с увеличением объема кристаллической решетки, создавая тем самым необходимый натяг в соединении. Прочность соединения деталей, собираемых с помощью температурного деформирования, более чем в 1,5 раза превышает прочность соединений запрессовкой при одинаковом расчетном натяге, так как в процессе запрессовки из-за сглаживания неровностей на сопрягаемых поверхностях величина расчетного натяга уменьшается.

Достоинства соединений с натягом: просты конструктивно; обеспечивают хорошее центрирование сопрягаемых деталей; могут воспринимать значительные статические и динамические нагрузки.

Недостатки: высокая трудоемкость сборки при больших натягах; – возможность повреждения посадочных поверхностей при сборке; – соединение является значительным концентратором напряжений (эффективный коэффициент концентрации напряжений $K_{\sigma} \leq 3,5$), особенно у краев отверстия втулки; склонность к фреттинг-коррозии из-за неизбежных осевых микроперемещений точек деталей вблизи краев соединения и, как следствие, понижение прочности при переменных нагрузках; отсутствие жесткой фиксации деталей.

4.2. Расчет соединений с натягом

Основная задача расчета соединения с натягом состоит в определении наименьшего требуемого натяга, обеспечивающего взаимную неподвижность деталей при передаче заданной нагрузки, наибольшего натяга, допускаемого из условия прочности соединяемых деталей и выбора соответствующей посадки. Кроме того, при механическом способе сборки необходимо определить усилие запрессовки, а при тепловом – разность температур соединяемых деталей.

Для обеспечения неподвижности соединения давление между сопряженными поверхностями деталей p должно быть таким, чтобы силы трения $F_{тр}$ превышали внешние сдвигающие силы $F_{вн}$.

В цилиндрических соединениях величина давления на сопряженных поверхностях деталей для различных случаев нагружения определяется из условия работоспособности $F_{тр} \geq F_{вн}$.

При действии только осевой нагрузки F_a (рис. 4.1) условие работоспособности соединения имеет вид

$$\pi d l p f = K F_a,$$

где d – номинальный диаметр соединения, мм;

l – длина соединения, мм;

p – посадочное давление, МПа;

$K = 2 \dots 4$ – коэффициент запаса сцепления (большие значения принимают с целью недопущения контактной (фреттинг) коррозии);
 f – коэффициент трения (коэффициент сцепления).

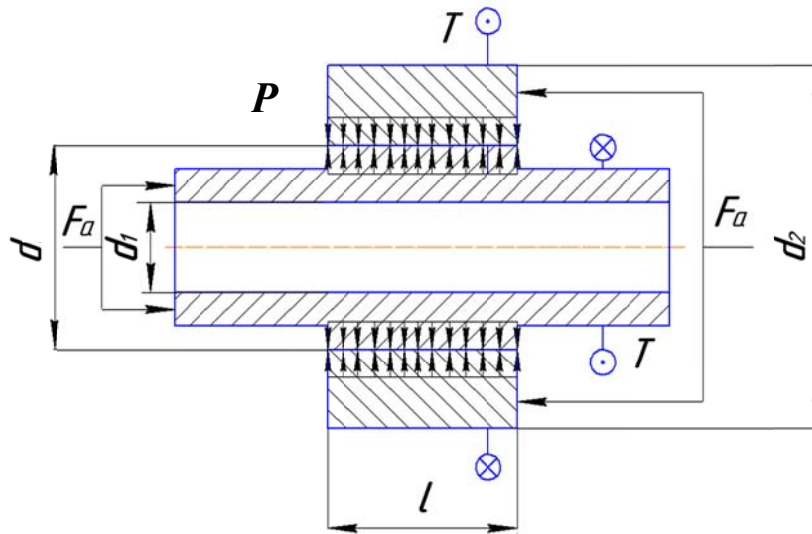


Рис. 4.1 Нагружение соединения осевой силой и крутящим моментом

Тогда

$$p = \frac{KF_a}{\pi d l f}. \quad (4.1)$$

Для соединения, нагруженного крутящим моментом T , условие работоспособности записывается следующим образом:

$$\pi d l p f = K F_t,$$

где $F_t = \frac{2T}{d}$ – окружное усилие, Н.

Отсюда

$$p = \frac{2KT}{\pi d^2 l f}. \quad (4.2)$$

При одновременном действии на соединение осевой силы и крутящего момента расчет производится по условной суммарной окружной силе:

$$F_{\Sigma} = \sqrt{F_a^2 + F_t^2} = \frac{\pi d l p f}{K};$$

$$p = \frac{KF_{\Sigma}}{\pi d l f}. \quad (4.3)$$

Если соединение нагружено изгибающим моментом M , то в осевой плоскости соединения происходит перераспределение давлений по длине (рис. 4.2, а). Увеличение давления отмечается в области сжатия, а уменьшение – в области растяжения.

Считается, что одну половину изгибающего момента воспринимает верхняя, а другую – нижняя часть соединения. В поперечных сечениях, например, по торцам I и II ступицы, первоначально кольцевая эпюра давлений принимает серпообразный характер (рис. 4.2, б, в).

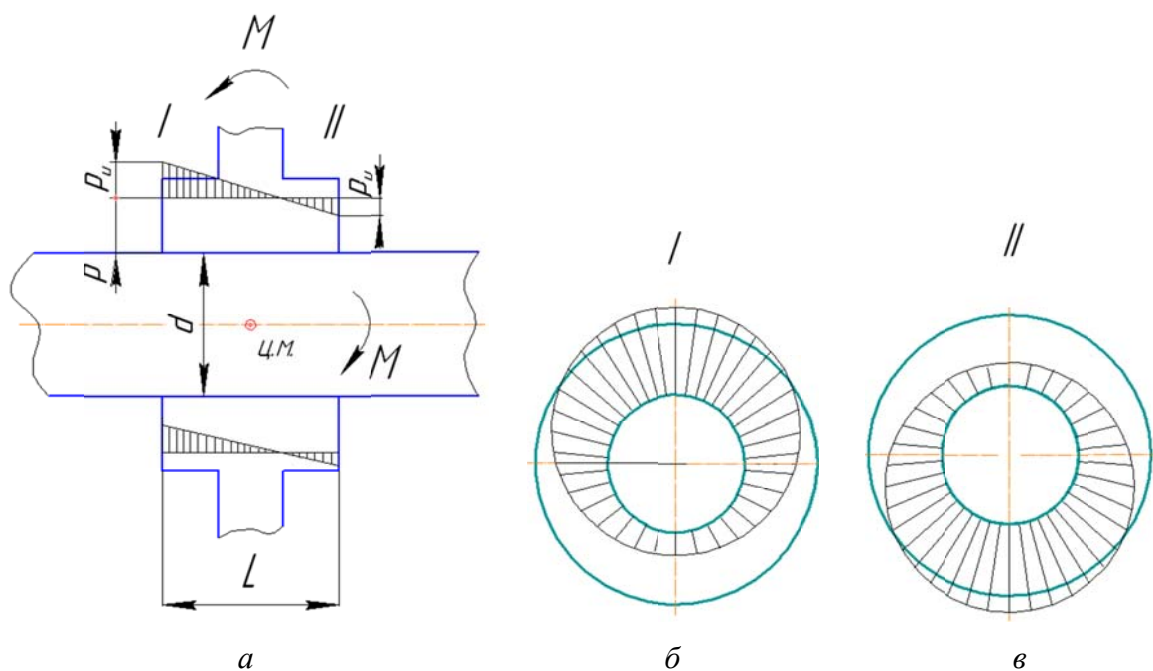


Рис. 4.2. Соединение с натягом, нагруженное изгибающим моментом

При значительных изгибающих моментах в разгруженной зоне контакта может образоваться зазор (произоит раскрытие стыка), что недопустимо.

Условие нераскрытия стыка при действии изгибающего момента:

$$p - p_u \geq p_{\min},$$

где p – давление в соединении от посадки;

p_u – давление, вызываемое изгибающим моментом;

p_{\min} – остаточное давление в наиболее нагруженной зоне (для практических расчетов принимают $p_{\min} = 0,25p$).

Отсюда следует

$$p_u \leq 0,75p.$$

Наибольшее давление от изгибающего момента

$$p_u = \frac{M}{2W} \cdot \frac{4}{\pi} \leq 0,75p, \quad (4.4)$$

где $\frac{M}{2}$ – часть изгибающего момента, приходящаяся на верхнюю (нижнюю) половину соединения, Н·мм;

$\frac{4}{\pi}$ – множитель, учитывающий серпообразный характер суммарной эпюры давлений на окружности вала;

$W = \frac{dl^2}{6}$ – момент сопротивления диаметрального осевого сечения вала изгибу, мм³.

После преобразования формулы (4.4) получаем значение давления при сопряжении деталей с учетом условия нераскрытия стыка:

$$p_u \geq \frac{16M}{\pi dl^2}. \quad (4.5)$$

Таким образом, для повышения нагрузочной способности соединения, подверженного действию значительного изгибающего момента, целесообразно увеличивать его длину (квадратичная зависимость).

Коэффициенты трения для расчетов выбираются по табл. 4.1.

Таблица 4.1

Способ сборки соединения	Значения f при материале охватываемой детали				
	сталь	чугун	Al-сплавы	латунь	пластмассы
Материал					
Механическая запрессовка	0,06...0,13	0,07...0,12	0,02...0,06	0,05...0,1	0,4...0,5
Тепловая сборка	0,14...0,16	0,07...0,09	0,05...0,06	0,05...0,14	–

Посадочное давление связано с расчетным натягом посадки известной из курса сопротивления материалов зависимостью (формула Ламе для расчета тонкостенных сосудов):

$$p = \frac{N_p \cdot 10^{-3}}{d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)}, \quad (4.6)$$

где N_p – расчетный натяг, мкм;

d – номинальный диаметр соединения, мм;

E_1 и E_2 – модули упругости материалов охватываемой (вала) и охватываемой (втулки) деталей, МПа (для стали $E \approx 2,1 \cdot 10^5$ МПа, для чугуна $E \approx 0,9 \cdot 10^5$ МПа, для бронзы $E \approx 1 \cdot 10^5$ МПа);

C_1 и C_2 – коэффициенты жесткости охватываемой и охватывающей деталей:

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1;$$

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

где μ_1 и μ_2 – коэффициенты Пуассона материалов охватываемой и охватывающей деталей (можно применять для стали $\mu = 0,3$; для чугуна $\mu = 0,25$, для бронзы $\mu = 0,35$).

Как показывает опыт, при запрессовке вала во втулку происходит смятие и срез микронеровностей, что учитывается при определении расчетного натяга:

$$N_p = N - 1,2(Rz_1 + Rz_2), \quad (4.7)$$

где N – измеренный натяг. Его значения лежат в пределах вероятностных натягов посадки:

$$N_{pmin} \leq N \leq N_{pmax}; \quad (4.8)$$

Rz_1 и Rz_2 – параметры шероховатостей деталей.

Для часто применяемых способов обработки сопрягаемых поверхностей $Rz = 5Ra$. Тогда формулу (4.7) можно написать в другом виде:

$$N_p = N - 6(Ra_1 + Ra_2) = N - U_R, \quad (4.9)$$

где $U_R = 6(Ra_1 + Ra_2) = 1,2(Rz_1 + Rz_2)$ – поправка на шероховатость.

Если соединение работает при повышенной температуре (например, составное червячное колесо), то ослабление натяга из-за нагрева учитывают поправкой в микрометрах на температурную деформацию:

$$U_t = d[\alpha_2(t_2 - 20^\circ\text{C}) - \alpha_1(t_1 - 20^\circ\text{C})], \quad (4.10)$$

где α_1 и α_2 – коэффициенты линейного расширения охватываемой и охватывающей деталей;

t_1 и t_2 – рабочая температура тех же деталей, $^\circ\text{C}$.

«Потеря» натяга может произойти и при высокоскоростном вращении от деформации деталей центробежными силами (формула (4.6):

$$N_{p\min} = N_p + U_R + U_t. \quad (4.11)$$

При тепловом способе сборки

$$N_{p\min} = N_p + U_t.$$

При решении обратной задачи, т. е. при расчете несущей способности соединения, определяют минимальный вероятностный натяг $N_{p\min}$ который обеспечивает данная посадка:

$$\begin{aligned} N_{p\max} &= \bar{N} + C\sqrt{T_D^2 + T_d^2}, \\ N_{p\min} &= \bar{N} - C\sqrt{T_D^2 + T_d^2}, \end{aligned} \quad (4.12)$$

где \bar{N} – средний натяг;

$N_{p\max}$; $N_{p\min}$ – максимальный и минимальный натяги;

T_D – допуск диаметра отверстия;

T_d – допуск диаметра вала.

Отклонения диаметров отверстий и валов подчиняются нормальному закону распределения.

Коэффициент C зависит от принятой вероятности P того, что фактическое значение натяга располагается в пределах $N_{p\max} \dots N_{p\min}$ (табл. 4.2).

Таблица 4.2

P	0,999	0,99	0,98	0,97	0,95	0,90
C	0,50	0,39	0,34	0,31	0,27	0,21

Действительный расчетный натяг N_p из-за смятия сопряженных поверхностей

$$N_p = N_{p\min} - 1,2(Rz_1 - Rz_2)$$

или

$$N_p = N_{p\min} - 6(Ra_1 + Ra_2). \quad (4.13)$$

После расчета натяга определяют посадочное давление по формуле Ламе (4.6) и величину передаваемой нагрузки в зависимости от способа нагружения.

4.3. Расчет деталей соединения на прочность

При расчете прочности деталей соединения используют значение максимального натяга.

Рассмотрим поперечное сечение соединения с натягом (рис. 4.3).

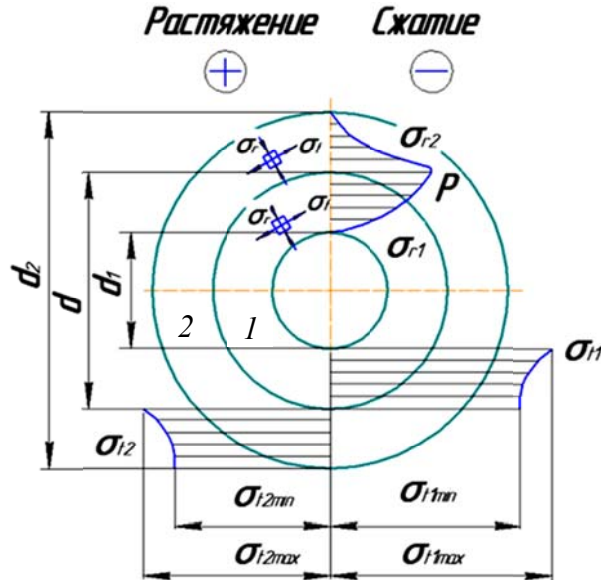


Рис. 4.3 Соединение с натягом:

1 – вал; 2 – втулка;

σ_{r_i} и σ_{t_i} – нормальные радиальные и тангенциальные напряжения

$$\sigma_{t1\min} = P \cdot \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2};$$

$$\sigma_{t1\max} = P \cdot \frac{2d^2}{d^2 - d_1^2};$$

$$\sigma_{t2\min} = P \cdot \frac{2d_2^2}{d^2 - d_1^2};$$

$$\sigma_{t2\max} = P \cdot \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2}.$$

Каждый элемент втулки 2 под действием давления P , согласно формуле Ламе, со стороны вала 1 испытывает радиальные напряжения сжатия и тангенциальные напряжения растяжения. В то же время каждый элемент вала 1 под действием давления P со стороны втулки 2 испытывает радиальные и тангенциальные напряжения сжатия.

Напряженное состояние соединяемых с натягом деталей оценивают по теории наибольших касательных напряжений, в соответствии с которой эквивалентное напряжение σ_E вычисляют как разность максимальных σ_{\max} и минимальных σ_{\min} нормальных напряжений. Напряжения при растяжении считаются положительными. Наибольшие эквивалентные напряжения имеют место на внутренних поверхностях охватывающей и охватываемой деталей (рис. 4.3).

На внутренней поверхности втулки

$$\sigma_{E2} = \sigma_{\max 2} - \sigma_{\min 2} = \sigma_{t2} - (-\sigma_{r2}) = P \cdot \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} - (-P) = \frac{P \cdot 2d_2^2}{d_2^2 - d^2}.$$

На внутренней поверхности вала (на поверхности отверстия полого вала $\sigma_{r1} = 0$ больше любого отрицательного значения σ_{t1}).

$$\sigma_{E1} = \sigma_{\max 1} - \sigma_{\min 1} = \sigma_{r1} - (-\sigma_{t1}) = 0 - (-P \cdot \frac{2d^2}{d^2 - d_1^2}) = \frac{2pd^2}{d^2 - d_1^2}.$$

Условие прочности для втулки имеет вид:

$$\sigma_{E2} \leq \sigma_{T2} \text{ или } \frac{p_{T2} \cdot 2d_2^2}{d_2^2 - d^2} \leq \sigma_{T2},$$

откуда

$$p_{T2} \leq \frac{0,5 \sigma_{T2} (d_2^2 - d^2)}{d_2^2}. \quad (4.14)$$

Условие прочности для вала

$$p_{T1} \leq \frac{0,5 \sigma_{T1} (d^2 - d_1^2)}{d^2}, \quad (4.15)$$

где σ_T – предел текучести материала вала или втулки, МПа.

На практике наиболее опасным элементом, с точки зрения появления пластических деформаций, является охватывающая деталь. Тогда наибольший расчетный натяг в соединении, допускаемый прочностью соединяемых деталей, запишется в виде:

$$N_{p_{\max}} = 0,5 \sigma_T \cdot d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right]. \quad (4.16)$$

Величина уменьшения внутреннего диаметра охватываемой детали:

$$\Delta d_1 = \frac{2Pd_1}{E_1 \left(1 - \frac{d_1^2}{d^2}\right)}, \quad (4.17)$$

а увеличение наружного диаметра охватывающей детали

$$\Delta d_2 = \frac{2Pd_2}{E_2 \left(\frac{d_2^2}{d^2} - 1\right)}. \quad (4.18)$$

В соответствии с принятым способом сборки соединения выполняют расчет силы запрессовки (при сборке запрессовкой) и силы выпрессовки или температуры нагрева охватывающей (охлаждения охватываемой) детали (при сборке температурным деформированием).

Сила запрессовки

$$F_{\Pi} = \pi dl p_{\max} f_{\Pi}, \quad (4.19)$$

где f_{Π} – коэффициент сцепления (трения) при запрессовке.

Сила выпрессовки

$$F_{\text{В}} = \pi dl p_{\max} f_{\text{В}}, \quad (4.20)$$

где $f_{\text{В}} \approx 1,5 f_{\Pi}$ – коэффициент сцепления (трения) при выпрессовке.

Давление p_{\max} соответствует давлению при максимальном вероятном натяге $N_{p_{\max}}$ посадки.

Необходимая разность температур элементов соединения

$$\Delta t = \frac{N_{\max} + s_{\min}}{\alpha d}, \quad (4.21)$$

где N_{\max} – наибольший натяг;

s_{\min} – зазор, необходимый для сборки соединения, равный минимальному зазору в посадке Н7/д6;

α – температурный коэффициент линейного расширения материала детали (для стали $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$; для чугуна $\alpha = 10,5 \cdot 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$; для алюминиевых сплавов $\alpha = 23 \cdot 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$; для бронзы и латуни $\alpha = 17 \cdot 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$).

4.4. Соединения с посадкой на конус

Соединения с посадкой на конус применяют преимущественно для закрепления деталей на концах валов (рис. 4.4). В отличие от цилиндрического, коническое соединение легко монтируют и демонтируют без специального оборудования. Кроме этого, коническое соединение обеспечивает точное центрирование деталей, многократную разборку и сборку без порчи поверхностей соединения, возможность контроля натяга по осевому перемещению или силе затяжки и т. д.

Давление p в МПа на рабочей поверхности

$$p = \frac{F_{\text{зат}}}{\pi d_m l (\operatorname{tg} \alpha + f)}, \quad (4.22)$$

где $F_{\text{зат}}$ – сила затяжки, Н;

d_m и l – средний диаметр и длина соединения, мм;

f – коэффициент сцепления;

α – угол наклона образующей конуса к оси вала, град.

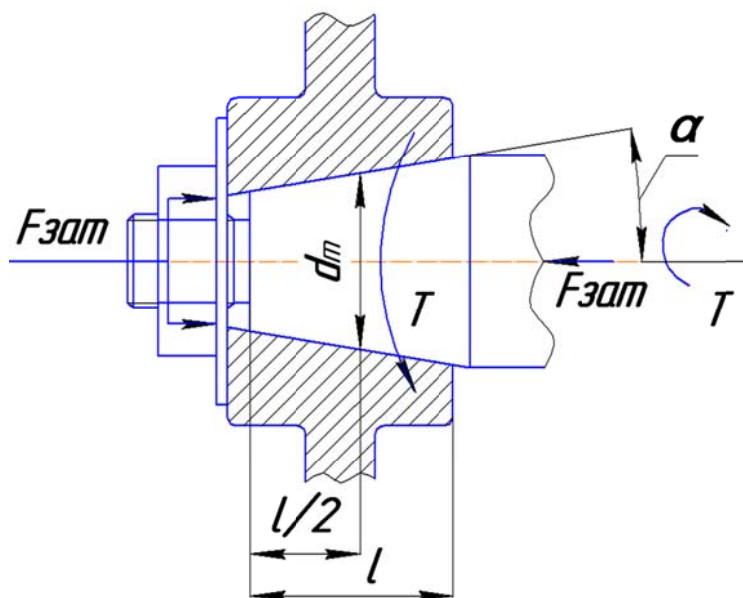


Рис. 4.4. Соединение посадкой на конус

Вращающий момент T в Н·мм, который может передать соединение

$$T \leq 0,5 d_m F_{\text{зат}} f_{\text{пр}}, \quad (4.23)$$

где $F_{\text{зат}} = \frac{2KT}{d_m f_{\text{пр}}}$ – требуемая сила затяжки;

$K = 1,3 \dots 1,5$ – коэффициент запаса сцепления;

$f_{пр} = \frac{f}{\operatorname{tg}\alpha + f}$ – приведенный коэффициент сцепления.

Максимальную силу затяжки определяют из условий прочности (формула (4.14)). Конусность вала обычно применяют 1:10:

$$K = \frac{d_2 - d_1}{2} = 2 \operatorname{tg}\alpha = 0,1;$$

$$\operatorname{tg}\alpha = 0,5K = 0,05;$$

$$F_{зат \max} = 0,5\sigma_T \pi d l (0,05 + f) \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right], \quad (4.24)$$

где σ_T – предел текучести материала ступицы;

D – наружный диаметр ступицы.

4.5. Соединения с посадкой на конические кольца

Фрикционные соединения коническими кольцами применяют для установки на валах деталей типа зубчатых колес, шкивов, звездочек, ступиц, полумуфт.

Соединения передают крутящие моменты и удерживают детали приводов от смещения под действием осевых сил за счет использования сил трения на поверхностях контакта вала и ступицы с пружинными кольцами (рис. 4.5).

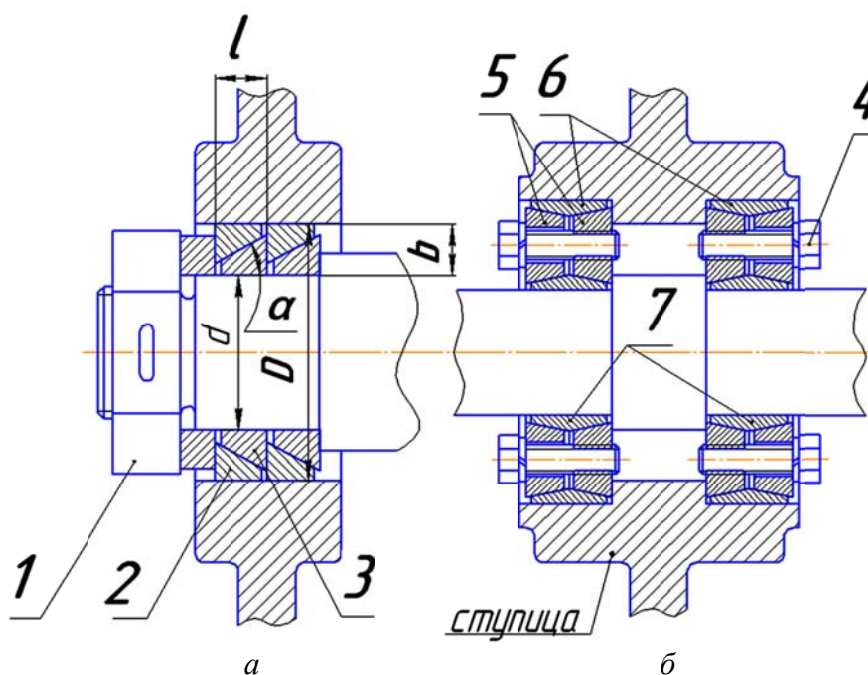


Рис. 4.5. Соединение коническими кольцами:
а – затяжка гайкой; б – затяжка болтами

При затягивании гайки 1 на валу (рис. 4.5, а) пружинные кольца 2, 3 надвигают одно на другое. Наружные кольца 2 при этом растягиваются конусовидным клином внутреннего кольца 3 и плотно прижимаются к ступице, а внутренние кольца 3 сжимаются конусовидным клином наружного кольца 2 и плотно прижимаются к валу.

При затягивании болтов 4, стягивают двухсторонние конические диски 5 (рис. 4.5, б). Наружные кольца 6 при этом растягиваются наружным конусовидным клином внутреннего кольца 5 и плотно прижимаются к ступице, а внутренние кольца 7 сжимаются внутренним конусом внутреннего кольца 5 и плотно прижимаются к валу.

Соединения допускают монтаж ступицы на вал в любом угловом и осевом положениях, что особенно важно при сборке трансмиссий с передачей мощности двумя потоками, в которых жесткая угловая фиксация положения шестерен шпонкой или шлицами из-за неблагоприятного сложения цепи допусков изготовления, часто делает невозможным сборку передачи второго потока.

Достоинства этих соединений: они обеспечивают легкую сборку, разборку, хорошее базирование и герметичность, не ослабляют сечение вала пазами или проточками, обеспечивают надежную передачу ударных и реверсивных нагрузок без поломки деталей как предохранительная муфта.

Недостатками соединений с посадкой на конические кольца являются: необходимость изготовления деталей соединения с повышенными требованиями к точности, увеличенный размер в радиальном направлении, ослабление затяжки и снижение несущей способности из-за самоотворачивания крепежных изделий дисков, а также смятие контактных поверхностей, что приводит к необходимости периодической регулировки натяга в соединении.

Кольца изготавливают из пружинной стали (55ГС, 65Г, 60С2А и др.) с твердостью поверхности (45 ... 50) HRC. Твердость рабочих поверхностей валов и ступиц рекомендуется назначать не ниже (35 ... 40) HRC.

Кольцевой зазор b между валом и ступицей принимают $b = (0,08 \dots 0,12)d$, а длину колец $l = (0,2 \dots 0,4)d$; угол наклона образующей конусной поверхности колец $\alpha = 16^\circ 42'$ ($\operatorname{tg} \alpha = 0,3$), так как при малых углах $\alpha \leq 16^\circ 42'$ возможно самозаклинивание колец, а при больших углах α требуется слишком большая осевая сила затяжки.

Требования к полям допусков посадочных поверхностей приведены в табл. 4.3:

Таблица 4.3

Поля допусков посадочных поверхностей

Диаметры		Поле допуска	
Обозначение	Размер, мм	Вала	Отверстия
$d (D)$	≤ 38	$h6$	$H7$
$d (D)$	≥ 40	$h8$	$H8$

Необходимую для сборки силу затяжки комплекта колец вычисляют по формуле:

$$F_{\text{зат}} = F_{\text{зат1}} + F_{\text{зат2}},$$

где $F_{\text{зат1}}$ – сила, необходимая для деформирования колец при выборке посадочных зазоров;

$F_{\text{зат2}}$ – сила, необходимая для создания посадочного давления на валу, равного 100 МПа.

В табл. 4.3 приведены размеры колец, значения осевых сил затяжки $F_{\text{зат1}}$ и $F_{\text{зат2}}$, передаваемых вращающих моментов T и осевых сил F_a при давлении в контакте $p = 100$ МПа. При $p = 200$ МПа значения T и F_a умножают на 2, а при $p = 50$ МПа – делят на 2.

Величину давления выбирают в зависимости от прочности и сопротивления заеданию контактирующих поверхностей.

Приведенные в табл. 4.4 значения T и F_a соответствуют коэффициенту сцепления (трения) на сопрягаемых поверхностях $f = 0,12$.

При установке нескольких комплектов колец следует учитывать, что момент или осевая сила, передаваемая вторым комплектом, составляют ~0,5, третьим ~0,25, и четвертым ~ 0,125 от номинальных значений, указанных в табл. 4.4.

Таблица 4.4

Параметры соединений с одной парой конических стяжных колец

d , мм	D , мм	l , мм	$F_{1\text{зат}}$, кН	$F_{2\text{зат}}$, кН	T , Н·м	F_a , кН
20 E7	25 f7	6,3	8,5	28	40	4
30 E7	35 f7	6,3	12	27	90	6
40 E8	45 e8	8	14	45	199	10
50 E8	57 e8	10	24	73	405	16
60 E8	68 e8	12	27	106	705	24
80 E8	91 e8	17	48	203	1810	45
100 E8	114 e8	21	61	317	3520	70
140 E8	158 e8	28	89	600	9350	134
180 E8	201 e8	32	111	916	18 300	204

При одновременном нагружении соединения вращающим моментом T и осевой силой F_a , определение нагрузочной способности соединения можно проводить по равнодействующей силе

$$F_{\Sigma} = \sqrt{\left(\frac{2T \cdot 10^3}{d}\right)^2 + F_a^2}.$$

4.6. Рекомендации по выбору посадок соединений с натягом

При выборе посадок следует придерживаться следующих рекомендаций:

- в первую очередь следует выбирать посадки для наиболее ответственных и точных сопряжений, определяющих качество работы узла;
- при назначении посадок применять стандарты и нормативно-технические документы, устанавливающие виды посадок, предельные отклонения и порядок их выбора;
- необходимо определить основные конструктивные требования, предъявляемые к сопряжению: величина и характер нагрузок, передаваемых сопряжением, требования по компенсации погрешностей монтажа, необходимость точного центрирования деталей и др.;
- после выбора вида посадки, определить требования к точности выполнения сопряжения. Необходимо помнить, что излишне высокая точность выполнения деталей ведет к значительным и неоправданным затратам при их изготовлении.

Выбор качества зависит:

- от требований к точности сопряжения;
- от типа выбранной посадки (при выборе переходных посадок, изменение качества влияет на точность незначительно);
- от точности, обусловленной эксплуатационным назначением продукции, особенно это относится к ответственным сопряжениям (например, точность сопряжения деталей в коробке передач прецизионного станка может значительно отличаться от точности посадок аналогичных деталей в коробке передач трактора).

В соединениях с натягом рекомендуется применять следующие качества:

– 4-й и 5-й качества применяют сравнительно редко, в особо точных соединениях, требующих высокой однородности натяга (приборные подшипники на валах и в корпусах, высокоточные зубчатые колеса на валах и оправках измерительных приборов);

– 6-й и 7-й качества применяют для ответственных соединений в механизмах, где к посадкам предъявляются высокие требования в отношении определенности величины натягов, для обеспечения плавного хода, герметичности соединения, механической прочности сопрягаемых деталей и обеспечения точной сборки деталей (подшипники качения нормальной точности в корпусах и на валах, зубчатые колеса высокой и средней точности на валах и т. п.);

– 8-й и 9-й качества применяются для посадок при относительно меньших требованиях к однородности натягов, обеспечивающих среднюю точность сборки (посадки с большими натягами).

4.7. Примеры решения задач

Задача 4.7.1. Проверить прочность элементов соединения ступицы с венцом червячного колеса, передающего момент $T_2 = 800$ Нм. Сборка производится прессованием. Ширина венца колеса $b = 40$ мм; диаметр впадин зубьев колеса $d_{f_2} = 200$ мм; диаметр посадочной поверхности $d = 160$ мм; посадка $H7/s6$. Механические характеристики материала венца: $\sigma_B = 160$ МПа; $\sigma_T = 108$ МПа; $E = 0,93 \cdot 10^5$ МПа; $\mu = 0,32$. Механические характеристики материала ступицы: $\sigma'_B = 196$ МПа; $\sigma'_T = 130$ МПа; $E' = 0,8 \cdot 10^5$ МПа; $\mu' = 0,25$. Шероховатость посадочных поверхностей $R_{z_1} = 2,5$ мкм; $R_{z_2} = 5$ мкм. Диаметр вала на котором крепится колесо, $d_B = 40$ мм.

Решение

По таблицам посадок находим предельные отклонения отверстия и вала для заданной посадки $H7/s6$.

– Для отверстия: верхнее – $ES = +40$ мкм; нижнее – $EI = 0$ мкм;

– Для вала: верхнее – $es = +125$ мкм; нижнее – $ei = +100$ мкм;

Наибольший натяг в соединении

$$N_{\max} = EI - es = 0 - 125 = -125 \text{ мкм.}$$

Наименьший натяг

$$N_{\min} = ES - ei = 40 - 100 = -60 \text{ мкм.}$$

Средний натяг

$$\bar{N} = 0,5(N_{\max} + N_{\min}) = 0,5(-125 - 60) = -92,5 \text{ мкм.}$$

Допуск диаметра отверстия

$$T_D = ES - EI = 40 - 0 = 40 \text{ мкм.}$$

Допуск диаметра вала

$$T_d = es - ei = 125 - 100 = 25 \text{ мкм.}$$

Зададимся вероятностью обеспечения натяга в пределах $N_{p_{\max}}$ и $N_{p_{\min}}$, равной $P = 0,999$ (соответственно, $C = 0,5$ – см. табл. 4.2).

Абсолютные значения натягов по формуле (4.12):

$$N_{p_{\min}} = 92,5 - 0,5\sqrt{40^2 + 25^2} = 92,5 - 0,5 \cdot 47,17 = 68,9 \text{ мкм;}$$

$$N_{p_{\max}} = 92,5 + 0,5\sqrt{40^2 + 25^2} = 92,5 + 0,5 \cdot 47,17 = 116,085 \text{ мкм.}$$

Расчетный натяг находим по формуле (4.13):

$$N_p = N_{p_{\max}} - 1,2(R_{z_1} + R_{z_2}) = 116 - 1,2(2,5 + 2,5) = -107 \text{ мкм.}$$

Давление при этом натяге находим по формуле (4.6):

$$p = \frac{N_p \cdot 10^{-3}}{d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} = \frac{0,107}{160 \left(\frac{0,88}{0,8 \cdot 10^5} + \frac{4,09}{0,93 \cdot 10^5} \right)} = 10,5 \text{ МПа.}$$

Из условий прочности по формулам (4.14) и (4.15) находим

$$p_{T2} \leq \frac{0,5 \sigma_{T2} (d_{f2}^2 - d^2)}{d_2^2} \leq \frac{0,5 \cdot 108 (200^2 - 160^2)}{200^2} = 19,44 \text{ МПа,}$$

$$p_{T1} \leq \frac{0,5 \sigma'_{T1} (d^2 - d_B^2)}{d^2} \leq \frac{0,5 \cdot 130 (160^2 - 40^2)}{160^2} = 60,94 \text{ МПа.}$$

При $p = 10,5$ МПа условие прочности соблюдается.

$10,5 < 19,44 < 60,94$.

Задача 4.7.2. По условию задачи 4.7.1 определить, соблюдается ли условие нераскрытия стыка в соединении венец – ступица червячного колеса из-за разницы в коэффициентах линейного расширения деталей при нагреве, если максимальная рабочая температура нагрева редуктора $t_p = 90$ °С.

Сборка соединения производилась при $t_3 = 20$ °С.

Венец червячного колеса изготовлен из бронзы, коэффициент линейного расширения $\alpha_1 = 17 \cdot 10^{-6}$ 1/°С. Ступица червячного колеса изготовлена из чугуна, коэффициент линейного расширения $\alpha_2 = 10,5 \cdot 10^{-6}$ 1/°С.

Решение

Величина зазора, возникающего из-за разницы коэффициентов линейного расширения материала деталей, определяется по формуле

$$\begin{aligned} \Delta_1 &= d(t_p - t_3)(\alpha_1 - \alpha_2) = 160(90 - 20)(17 - 10,5)10^{-6} = \\ &= 72\,800 \cdot 10^{-6} \text{ мм} = 72,8 \text{ мкм.} \end{aligned}$$

Величина зазора из-за теплового расширения материалов венца и ступицы червячного колеса $\Delta_1 = 72,8$ мкм больше, чем величина минимального натяга в соединении $N_{p_{\min}} = 68,9$ мкм, условие нераскрытия стыка в соединении при нагреве до $t_p = 90$ °С, может не выполняться.

Задача 4.7.3. Подобрать параметры соединения коническими кольцами (рис. 4.5) для передачи вращающего момента $T = 700 \text{ Н}\cdot\text{м}$ цилиндрического прямозубчатого колеса на вал диаметром $d = 50 \text{ мм}$.

Решение

Из табл. 4.3 следует, что один комплект колец с диаметром $d = 50 \text{ мм}$ может передать вращающий момент $405 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Второй комплект, установленный рядом с первым, передает половину нагрузки – $202,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$; третий – $101,25 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Таким образом, три комплекта колец обеспечивают передачу вращающего момента $T = 405 + 202,5 + 101,25 = 708,75 \text{ Н}\cdot\text{м}$, что гарантирует передачу заданного по условию вращающего момента.

Сила затяжки не зависит от числа комплектов колец и для диаметра $d = 50 \text{ мм}$ (табл. 4.3) составляет

$$F_{\text{зат}} = F_{1\text{зат}} + F_{2\text{зат}} = 23,5 + 73 = 96,5 \text{ кН.}$$

Задача 4.7.4. Подобрать посадку с натягом для соединения (рис. 4.6) со следующими параметрами: $D = 185 \text{ мм}$; $d_1 = 110 \text{ мм}$; $d_2 = 265 \text{ мм}$; $l = 170 \text{ мм}$.

Соединение нагружено осевой силой $F = 392 \cdot 10^3 \text{ Н}$. Детали изготовлены из стали 40, $E_1 = E_2 = 2,06 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; $\sigma_T = 313 \text{ МПа}$; $f_1 = 0,14$; $R_{z1} = R_{z2} = 8 \text{ мкм}$.

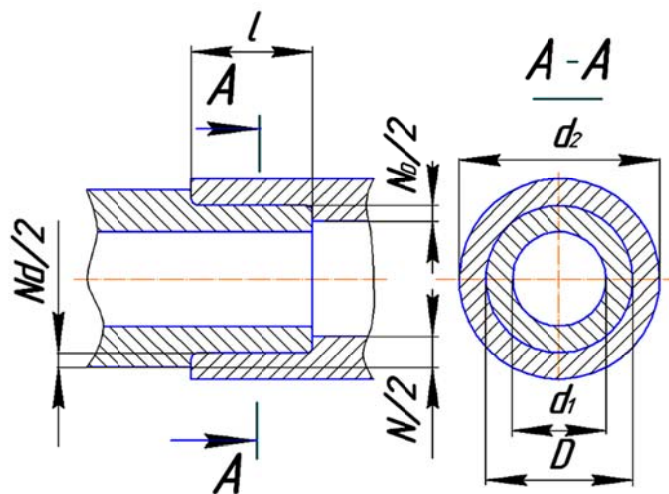


Рис. 4.6. Соединение цилиндрических поверхностей с натягом, основные размеры

Решение

Определим коэффициенты C_1, C_2 :

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{D}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{D}{d_2}\right)^2} + \mu_1 \qquad C_1 = \frac{1 + \left(\frac{0,185}{0,265}\right)^2}{1 - \left(\frac{0,185}{0,265}\right)^2} + 0,3 = 3,2$$

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{D}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{D}\right)^2} - \mu_1 \qquad C_1 = \frac{1 + \left(\frac{0,110}{0,185}\right)^2}{1 - \left(\frac{0,110}{0,185}\right)^2} - 0,3 = 1,8$$

Расчет наименьшего натяга

$$N_{\min} = \frac{F}{\pi \cdot l \cdot f_1} \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right);$$

$$N_{\min} = \frac{392 \cdot 10^3}{\pi \cdot 0,17 \cdot 0,14} \cdot \left(\frac{3,2}{2,06 \cdot 10^{11}} + \frac{1,8}{2,06 \cdot 10^{11}} \right) = 127 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

В процессе запрессовки неровности на поверхностях деталей сминаются и в соединении создается меньший натяг. Поэтому следует расчетный натяг N_{\min} увеличить на значение поправки:

$$u = 0,8 \cdot (R_{z1} + R_{z2}) = 0,8 \cdot (8 + 8) = 12,8 \text{ мкм.}$$

Наименьший расчетный натяг соответствующий после запрессовки требуемому (после смятия неровностей поверхности деталей):

$$N_{\min}^p = 127 + 12,8 = 140 \text{ мкм.}$$

Определение допустимых значений давления:

– для втулки

$$P_{\text{доп1}} = 0,58\sigma_T \cdot \left[1 - \left(\frac{D}{d_2} \right)^2 \right] = 0,58 \cdot 313 \cdot 10^6 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,185}{0,265} \right)^2 \right] = 93,1 \text{ МПа;}$$

– для вала

$$P_{\text{доп2}} = 0,58\sigma_T \cdot \left[1 - \left(\frac{d_1}{D} \right)^2 \right] = 0,58 \cdot 313 \cdot 10^6 \cdot \left[1 - \left(\frac{0,110}{0,185} \right)^2 \right] = 117,4 \text{ МПа.}$$

Определение максимально допустимого натяга для этого сопряжения:

$$\begin{aligned} N_{\max}^p &= P_{\text{доп1}} \cdot D \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) = \\ &= 93,1 \cdot 10^6 \cdot 0,185 \cdot \left(\frac{3,2}{2,06 \cdot 10^{11}} + \frac{1,8}{2,06 \cdot 10^{11}} \right) = 418 \cdot 10^{-6} \text{ м.} \end{aligned}$$

По ГОСТ 25347-82 выбираем посадку $\varnothing 185 \frac{H8(+0.172}{0}}{u8(+0.306}{+0.236})$.

$$N_{\max} = 308 \text{ мкм} < N_{\max}^p = 418 \text{ мкм};$$

$$N_{\min} = 164 \text{ мкм} > N_{\min}^p = 140 \text{ мкм},$$

т. е. величина реально получаемого натяга находится внутри диапазона величин расчетных натягов.

4.8. Задачи

Задача 4.8.1. Подобрать посадку зубчатого колеса из стали 45 на вал из стали 40Х, чтобы соединение было способно передавать крутящий момент $T = 0,6 \text{ кН}\cdot\text{м}$. Размеры соединения: $d = 60 \text{ мм}$, $l = 100 \text{ мм}$, $d_2 = 120 \text{ мм}$. Шероховатость посадочных поверхностей вала и отверстия соответствует $Ra = 2,5 \text{ мкм}$.

Соединение собрано на прессе. Смазочный материал – трансформаторное масло. Коэффициент трения $f = 0,1$. Вал сплошной $d_1 = 0$.

Задача 4.8.2. Подобрать посадку для соединения червячного колеса с валом без учета шпонки (рис. 4.7).

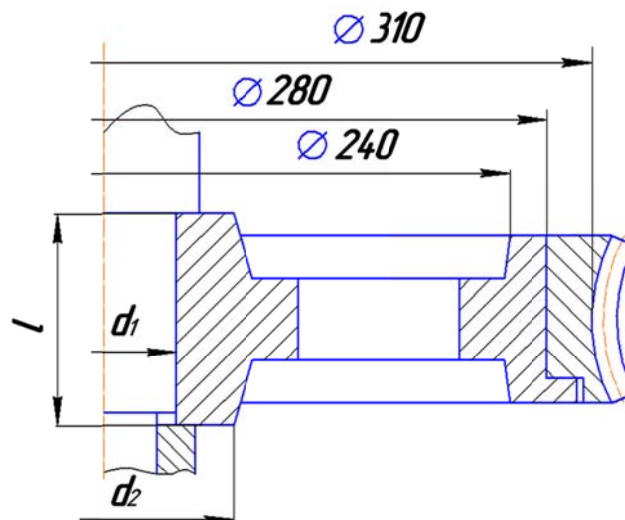


Рис. 4.7. Червячное колесо с напрессованным венцом

Вращающий момент на червячном колесе $T = 1,0 \text{ кН}\cdot\text{м}$; осевая сила $F_a = 2 \cdot 10^3 \text{ Н}$. Номинальный диаметр соединения: $d = 50 \text{ мм}$; наружный диаметр ступицы $d_2 = 100 \text{ мм}$; длина ступицы $l = 80 \text{ мм}$.

Ступица червячного колеса изготовлена стальным литьем из стали 45Л; $\sigma_T = 280 \text{ МПа}$; тихоходный вал редуктора изготовлен из стали 45; $\sigma_T = 340 \text{ МПа}$; шероховатость сопрягаемых поверхностей $R_{z1} = R_{z2} = 8,0 \text{ мкм}$.

Задача 4.8.3. Подобрать посадку с гарантированным натягом и определить усилие запрессовки для соединения (рис. 4.6), передающего крутящий момент $T = 10,0$ кН·м.

Размеры деталей соединения: $d = 80$ мм; $d_1 = 40$ мм, $d_2 = 120$ мм; $l = 100$ мм.

Материал вала и втулки – сталь 40; $\sigma_T = 313$ МПа.

Шероховатость сопрягаемых поверхностей $R_{z1} = R_{z2} = 6,3$ мкм.

Коэффициент трения $f = 0,14$.

Задача 4.8.4. Определить усилие, необходимое для запрессовки радиального шарикового подшипника № 418. Посадка подшипника на вал по L0/k6. Чистота обработки вала $R_{z1} = 0,63$ мкм. Материал вала – сталь 45; $\sigma_T = 340$ МПа.

Задача 4.8.5. Определить максимально допустимый вращающий момент, который может передать клиноременная передача, шкив которой напрессован на вал электродвигателя без шпонки по посадке $\varnothing 30 \frac{H7}{s6}$.

Наружный диаметр ступицы шкива $d_2 = 50$ мм; длина ступицы $l = 40$ мм; материал шкива – чугун СЧ 18; материал вала электродвигателя – сталь 45.

Задача 4.8.6. Определить максимальную рабочую температуру нагрева редуктора t_p , из условия нераскрытия стыка в соединении венец – ступица червячного колеса из-за разницы в коэффициентах линейного расширения деталей при нагреве.

Сборка соединения производилась при $t_3 = 20$ °С.

Диаметр посадочной поверхности соединения $d = 160$ мм, минимальный абсолютный натяг $N_{p_{\min}} = 68,9$ мкм.

Венец червячного колеса изготовлен из бронзы, коэффициент линейного расширения $\alpha_1 = 17 \cdot 10^{-6} \frac{1}{^\circ\text{C}}$. Ступица червячного колеса изготовлена из чугуна, коэффициент линейного расширения $\alpha_2 = 10,5 \cdot 10^{-6} \frac{1}{^\circ\text{C}}$.

5. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

5.1. Назначение и конструкция резьбовых соединений

Резьбы – выступы, образованные на основной поверхности винтов или гаек и расположенные по винтовой линии.

По форме поверхности различают цилиндрические и конические (конусные) резьбы.

По профилю – треугольные, прямоугольные, трапецеидальные, круглые, упорные.

Профиль резьбы – контур сечения резьбы в плоскости, проходящей через ось основной поверхности.

По направлению винтовой линии резьба бывает правая и левая:

– правая – винтовая линия идет слева направо и вверх;

– левая – справа налево и вверх.

По назначению различают:

– крепежные резьбы – для скрепления соединяемых деталей (метрическая – основная, трубная – для трубопроводов и арматуры, круглая – для дерева);

– резьбы винтовых механизмов (прямоугольная, трапецеидальная симметричная и несимметричная (упорная)).

По числу заходов резьбы бывают одно- и многозаходные.

Наиболее распространены однозаходные резьбы (применяются в крепежных деталях).

Многозаходной называется резьба, у которой резьбовые выступы расположены по двум или нескольким параллельным винтовым линиям (применяют в винтовых механизмах).

Методы получения резьбовых поверхностей – нарезка вручную метчиками и плашками, нарезка на специальных или токарно-винторезных станках, фрезерование на резьбофрезеровочных станках (для больших диаметров), накатка, литье (из стекла, пластмассы), выдавливание (на тонкостенных деталях).

Основные параметры метрической резьбы (рис. 5.1):

d – наружный диаметр;

d_1 – внутренний диаметр;

d_2 – средний диаметр (диаметр в месте, где ширина выступа равна ширине канавки);

h – рабочая высота профиля, по которой соприкасаются боковые стороны резьбы винта и гайки;

p – шаг – расстояние между одноименными сторонами соседних профилей, измеренное в направлении оси резьбы;

p_1 – ход – поступательное перемещение образующей профиля за 1 оборот (для однозаходной резьбы $p = p_1$, для многозаходной резьбы $p_1 = p \cdot n$);

α – угол профиля;

n – число заходов;
 ψ – угол подъема винтовой линии (угол подъема развертки по среднему диаметру).

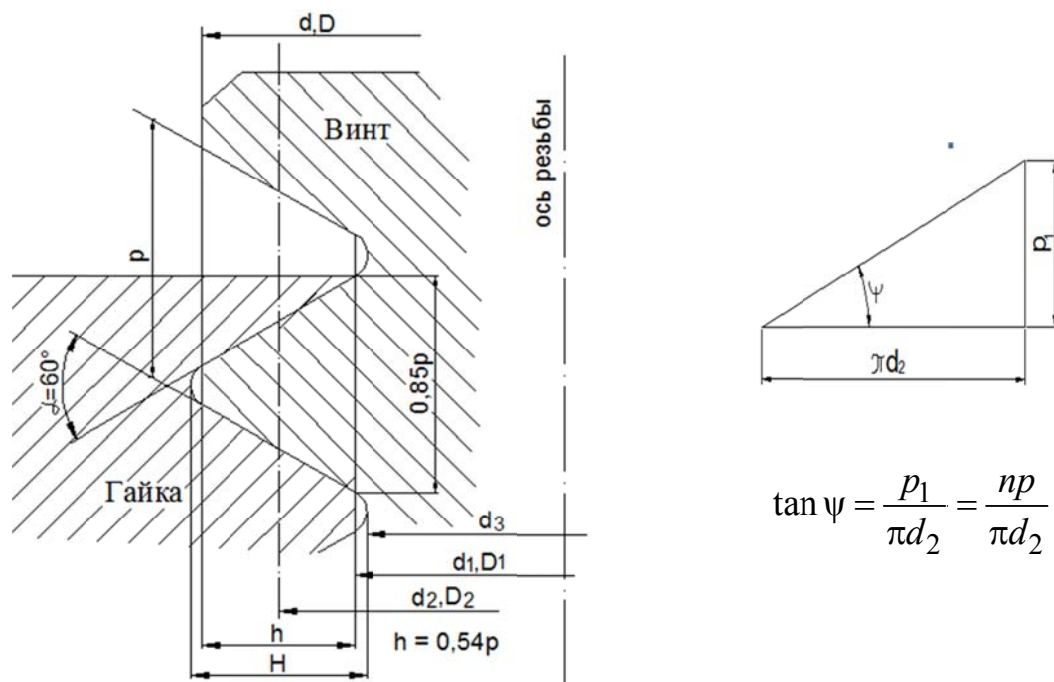


Рис. 5.1. Параметры метрической резьбы

5.2. Основные расчетные формулы

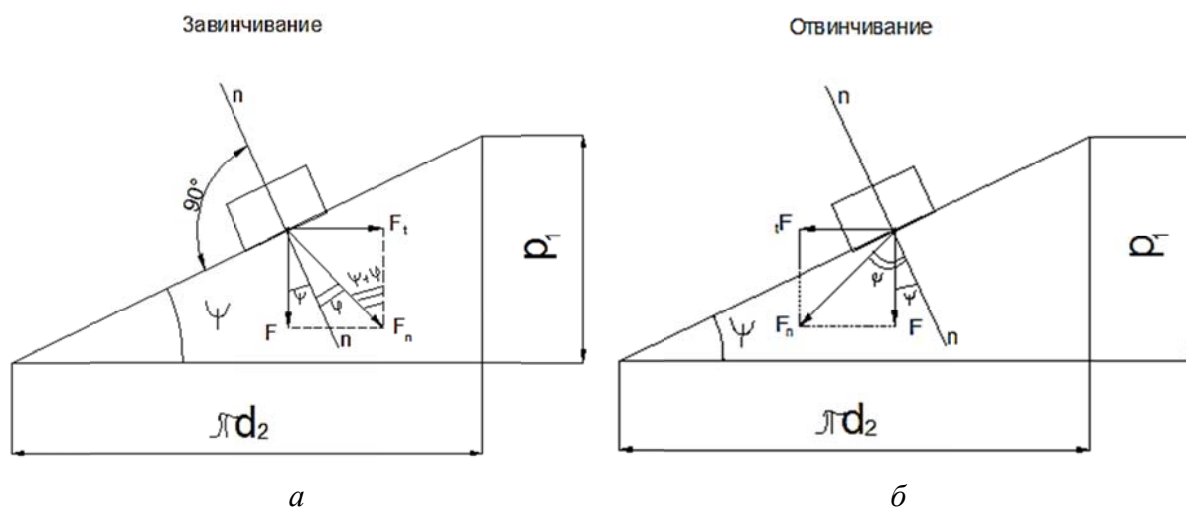


Рис. 5.2. Распределение усилий при завинчивании (а) и отвинчивании гайки (б)

F_n – сила взаимодействия наклонной поверхности с ползуном – равнодействующая силы трения и нормальной силы.

1. Окружная движущая сила для прямоугольной резьбы

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

где F – осевая сила на винте, Н;

ψ – угол подъема винтовой линии, град;

φ – угол трения, $\varphi = \arctg(f)$, где f – коэффициент трения.

Величина окружной движущей силы для треугольной резьбы

$$F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi'),$$

где $\varphi' \approx \frac{\varphi}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}$ – приведенный угол трения;

$f' = \frac{f}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \Rightarrow$ при $\alpha = 60^\circ$ (метрическая резьба) – приведенный ко-

эффициент трения;

$$f' = 1,15f, \varphi' = 1,15\varphi.$$

Момент завинчивания винта или гайки

$$T_{\text{зав}} = T_p + T_T,$$

где T_p – момент сил трения в резьбе при завинчивании;

T_T – момент сил на торце гайки.

$$T_p = F_t \cdot \frac{d_2}{2} = 0,5 \cdot d_2 \cdot F \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi'),$$

$$T_T = F \cdot f \cdot \frac{d_m}{2},$$

где d_m – средний диаметр опорной поверхности гайки.

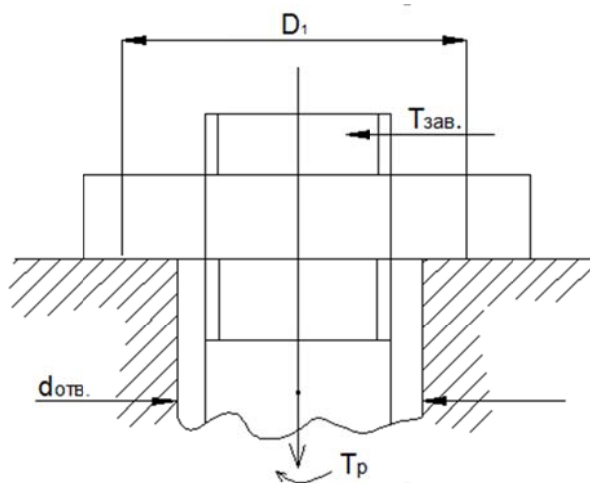


Рис. 5.3

$$d_m = \frac{D_1 + d_{\text{отв.}}}{2};$$

где D_1 – наружный диаметр опорного торца гайки, равный размеру зева ключа;

$d_{\text{отв.}}$ – диаметр отверстия под винт,

f – коэффициент трения на торце гайки.

$$T_{\text{зав.}} = 0,5 \cdot F \cdot d_2 \cdot \left[\left(\frac{d_m}{d_2} \right) \cdot f + \text{tg}(\psi + \varphi') \right], \quad (5.1)$$

Момент отвинчивания винта или гайки:

$$T_{\text{отв.}} = 0,5 \cdot F \cdot d_2 \cdot \left[\left(\frac{d_m}{d_2} \right) \cdot f + \text{tg}(\varphi' - \psi) \right]. \quad (5.2)$$

4. КПД собственно резьбы винтового соединения без учета сил трения на торце гайки или винта:

$$\eta = \frac{\text{tg} \psi}{\text{tg}(\psi + \varphi')}, \quad (5.3)$$

КПД с учетом сил трения на торце гайки или винта:

$$\eta = \frac{\text{tg} \psi}{\text{tg}(\psi + \varphi') + f \frac{d_m}{d_2}}, \quad \eta < 0,5. \quad (5.4)$$

5. Условие самоторможения:

$$T_{\text{отв.}} > 0 \Rightarrow \text{tg}(\varphi' - \psi) > 0 \text{ или } \psi < \varphi'.$$

6. Расчет крепежной резьбы.

Витки резьбы винта и гайки проверяются на **смятие и срез**.

а) напряжение смятия (среднее)

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4F}{\pi(d^2 - d_1^2)ZK_m} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (5.5)$$

т. е. $\sigma = \frac{F}{A_{\text{см}}}$, где $A_{\text{см}}$ – площадь смятия,

Z – число витков на длине свинчивания (высоте гайки),

$Z = \frac{H}{p}$, где H – высота гайки, p – шаг.

б) напряжение среза в резьбе:

– винта

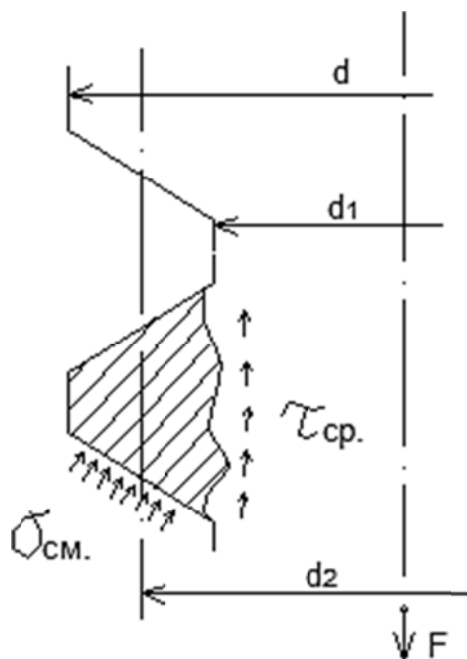


Рис. 5.4. Напряжения в резьбе

$$\tau_1 = \frac{F}{A_{\text{ср}}} = \frac{F}{\pi d_1 H k K_m} \leq [\tau_{\text{ср}}], \quad (5.6)$$

– гайки

$$\tau_2 = \frac{F}{A_{\text{ср}}} = \frac{F}{\pi D H k K_m} \leq [\tau_{\text{ср}}], \quad (5.7)$$

где $A_{\text{ср}}$ – площадь среза;

H – высота гайки;

D – внешний диаметр резьбы гайки;

k – коэффициент, учитывающий тип резьбы:

– для треугольной $k = 0,87$,

– для трапецеидальной $k = 0,65$,

– для прямоугольной $k = 0,5$;

K_m – коэффициент неравномерности нагрузки по виткам резьбы с учетом упруго-пластической деформации, $K_m = 0,56 \dots 0,75$ (большие назначения для крупной метрической резьбы);

в) если материалы винта и гайки одинаковы, то рассчитывается только винт, так как $d_1 < d$.

Прочность головки винта проверяется на срез:

$$\tau_3 = \frac{F}{\pi h d_{\text{ст}}} \leq [\tau_{\text{ср}}], \quad (5.8)$$

где $d_{ст}$ – диаметр стержня винта, мм;

h – высота головки винта, мм.

В основном, крепежные резьбы рассчитываются на срез, а ходовые – на смятие.

7. Винты (болты), нагруженные **только осевой силой**, рассчитываются из условия прочности на растяжение (например, крюк подъемника):

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p], \quad (5.9)$$

где F – осевая сила.

8. Эквивалентное напряжение в винтах (болтах), подверженных осевой нагрузке и моменту, возникших при затяжке гайки или винта под нагрузкой:

$$1,3\sigma_p = \sigma_E = \frac{1,3 \cdot 4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p] \quad (5.10)$$

(для стандартной метрической резьбы $\sigma_E = 1,3\sigma_p$ МПа),

1,3 – коэффициент, учитывающий напряжение кручения в винте, появляется вследствие трения в резьбе.

9. Нагружение винтовых соединений в плоскости **стыка**:

а) болт, поставленный в отверстие детали без зазора, рассчитывается **на срез**:

$$\tau_{ср} = \frac{4F_{внешн}}{\pi d_{ст}^2 i Z} \leq [\tau_{ср}], \quad (5.11)$$

где $F_{внешн}$ – внешняя нагрузка, Н;

$d_{ст}$ – диаметр стержня болта, мм;

i – число стыков;

б) болт, поставленный в отверстие детали с зазором.

Необходимо $F_{внешн}$ уравновесить силами трения в стыке.

Расчет производится на **растяжение** болта:

$$\sigma_p = \frac{4F_{зат}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_{ср}], \quad (5.12)$$

$$F_{зат} = K \frac{F_{внешн}}{f \cdot i \cdot Z}, \quad (5.13)$$

где K – коэффициент запаса по сдвигу детали, $K = 1,3 \dots 2,0$; (1,3–1,5 – при статической нагрузке; 1,8–2 – при переменной нагрузке);

f – коэффициент трения в стыке;

i – число стыков;

Z – число болтов.

Допускаемые напряжения определяются в зависимости от предела текучести σ_T материала изделий и вида действующих нагрузок.

10. Болты (винты), нагруженные эксцентричной нагрузкой (рис. 5.5).

а) болт (винт) с эксцентричной головкой, следовательно, возникает напряжение растяжения и изгиба (когда нет места для установки болта со стандартной головкой).

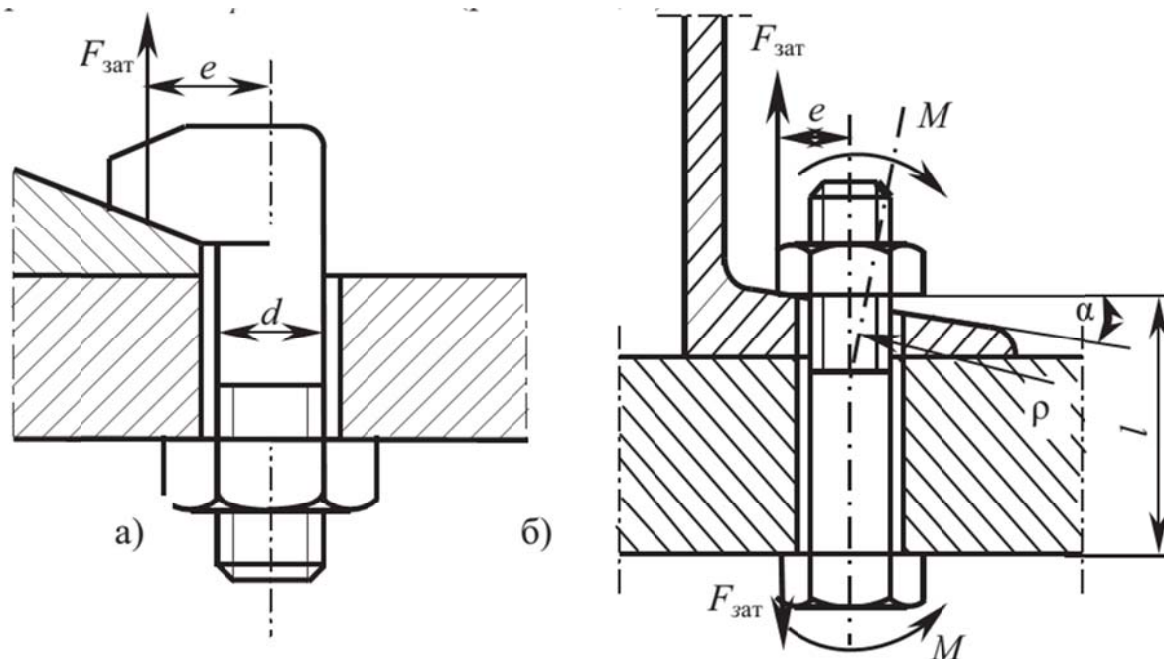


Рис. 5.5. Болты, испытывающие эксцентричную нагрузку

$$\sigma = 1,3\sigma_p + \sigma_u = \frac{1,3 \cdot 4 \cdot F}{\pi \cdot d_1^2} + \frac{32 \cdot F \cdot e}{\pi \cdot d_1^3} = \sigma_p \left(1,3 + \frac{8e}{d_1} \right), \quad (5.14)$$

б) болт (винт) с нормальной головкой, но поверхности соединяемых деталей и винта не параллельны (существует возможность возникновения поперечной силы трения, изгибающей винт)

$$M_u = \frac{EI\alpha}{l},$$

$$\sigma_u = \frac{32M_u}{\pi d_1^3} = \frac{E\alpha}{2} \cdot \frac{d_c}{l} \left(\frac{d_c}{d_1} \right)^3, \quad (5.15)$$

где E – модуль продольной упругости материала винта;

$$I = \frac{\pi d_0^4}{64} - \text{момент инерции сечения};$$

l – длина деформированного винта.

5.3. Расчет соединений, включающих группу болтов

1. Соединения, нагруженные силами, равнодействующая которых перпендикулярна плоскости стыка и проходит через его центр тяжести.

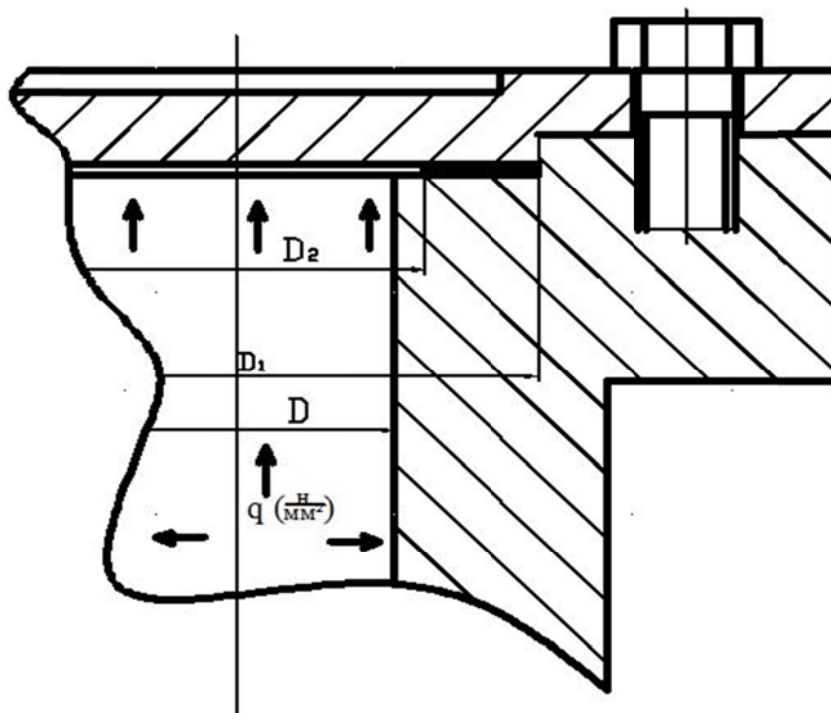


Рис. 5.8. Цилиндр, внутри которого давление q

Полная сила на винты:

$$Z \cdot F = (1 + \psi) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_2^2 \cdot q + \frac{\pi \cdot (D_1^2 - D_2^2)}{4} \cdot q_{\text{пр}}, \quad (5.16)$$

где Z – число винтов или болтов;

F – нагрузка на один болт (винт);

$\psi = 0,2$ – коэффициент, учитывающий возможное повышение давления;

D_1 и D_2 – наружный и внутренний диаметры прокладок;

q – давление внутри цилиндра;

$q_{\text{пр}}$ – давление на прокладку.

– $q_{\text{пр}} = (2,0 \dots 2,5) \cdot q$ – для мягких прокладок;

– $q_{\text{пр}} = (3 \dots 5) \cdot q$ – для металлических прокладок.

2. Соединение нагружено моментом сил T в плоскости стыка при установке винтов **без зазора**.

Расчетная сила, действующая на каждый винт:

$$F = \frac{2 \cdot T}{Z \cdot D}. \quad (5.17)$$

Для стыка произвольной формы (рис. 5.9) расчетная нагрузка на наиболее нагруженный винт

$$F_1 = \frac{T \cdot r_1}{Z_1 \cdot r_1^2 + Z_2 \cdot r_2^2 + \dots + Z_i \cdot r_i^2} = \frac{T \cdot r_1}{\sum Z_i \cdot r_i^2}, \quad (5.18)$$

где Z_1 – число наиболее нагруженных винтов;

r_1 – наибольший радиус от центра тяжести стыка до винтов;

Z_i – число винтов на расстоянии r_i от центра тяжести.

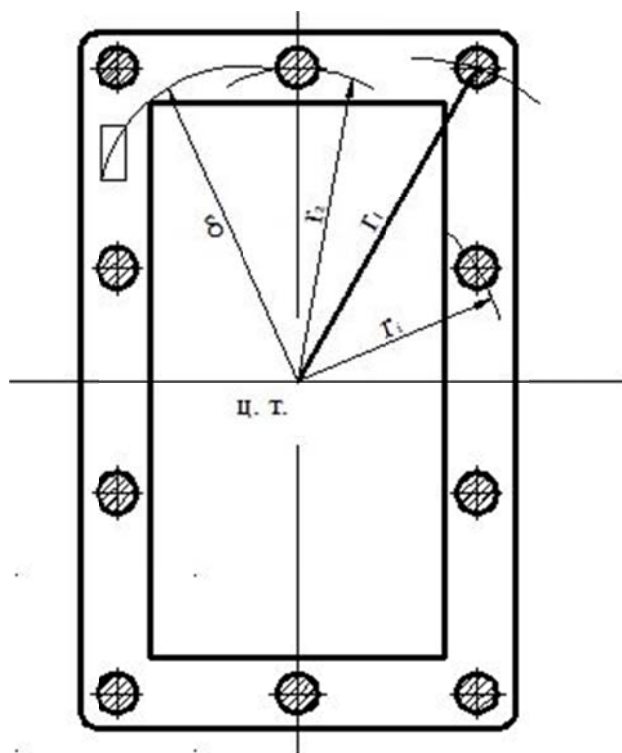


Рис. 5.9. Соединение винтами

3. Соединение нагружено моментом сил T в плоскости стыка при установке винтов **с зазором**.

Для приближенных расчетов сила затяжки винтов:

– для простого кольцевого стыка

$$F_{\text{зат}} = \frac{2 \cdot T}{D \cdot Z \cdot f}; \quad (5.19)$$

– для стыков произвольной симметричной формы (рис. 5.9):

$$F_{\text{зат}} = \frac{T}{f \cdot \sum Z_i \cdot r_i}, \quad (5.20)$$

где T – момент сил, сдвигающих детали в стыке;

f – коэффициент трения;

r_i – расстояние от центра тяжести стыка до винтов.

4. Соединение нагружено моментом и силой, сдвигающими детали в стыке.

а) Винты установлены без зазора.

Расчетная нагрузка равна геометрической сумме соответствующих сил (рис. 5.10)

$$F_{P_i} = \vec{Q}_i + \vec{F}_{t_i}, \quad (5.21)$$

где $Q = \frac{R}{Z}$ – нагрузка от сдвигающей силы; F_{t_i} нагрузка от момента на наиболее удаленный от центра тяжести стыка винт.

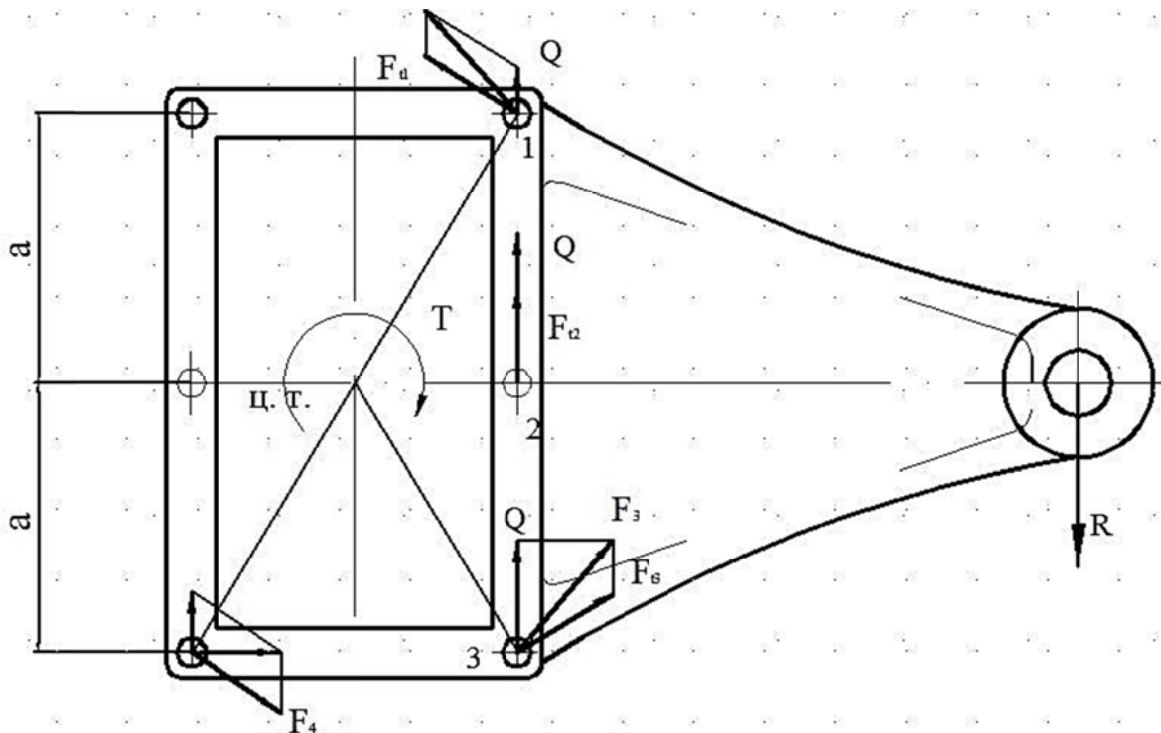


Рис. 5.10

б) Винты установлены с зазором:

$$F_{\text{зат}} = \frac{kF_{P_i}}{f}, \quad (5.22)$$

где $k = 1,3...2,0$ – коэффициент запаса по сдвигу деталей;

F_{p_i} – сила, приходящаяся на наиболее нагруженный винт. Определяется аналогично винтам без зазора как суммарная нагрузка на винт;

f – коэффициент трения в стыке.

5.4. Выбор допускаемых напряжений

Допускаемые напряжения растяжения $[\sigma_p]$ выбирают в зависимости от предела текучести материала. При статических нагрузках:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[S]},$$

где $[S]$ – коэффициент запаса прочности.

$[S] = 1,5...3,0$ – при достаточно точном расчете действующей нагрузки и учете начальной затяжки.

Для винтов малых диаметров ($d \leq 16$ мм) при неконтролируемой затяжке $[S]$ увеличивают до 4...5 и более из-за возможности значительной перетяжки, не учитываемой расчетом.

В общем случае при действии растягивающей внешней нагрузки рекомендуется использовать:

$$[\sigma_p] = 0,6 \cdot \sigma_T \text{ – без затяжки болтов (винтов);}$$

При затяжке винтов (болтов)

$[S] = 1,2...1,5$ – при контролируемой затяжке и статической нагрузке;

$[S] = 3...5$ – при неконтролируемой затяжке и статической нагрузке;

$[S] = 5...10$ – при неконтролируемой затяжке и переменной нагрузке.

При действии поперечной внешней нагрузки (статической или переменной):

а) для болтов, установленных без зазора:

$$[\tau_{cp}] = 0,4 \cdot \sigma_T \text{ (при статической нагрузке);}$$

$$[\tau_{cp}] = (0,2...0,3) \cdot \sigma_T \text{ (при переменной нагрузке).}$$

б) для болтов, установленных с зазором:

$[S] = 1,2...1,5$ – при контролируемой затяжке;

$[S] = 3,3...6,5$ – при неконтролируемой затяжке (см. табл. 5.1).

5.5. Примеры решения задач

Задача 5.5.1. Рассчитать болт грузовой скобы (рис. 5.11), воспринимающий максимальную нагрузку около 20 кН. Материал болта – сталь Ст3.

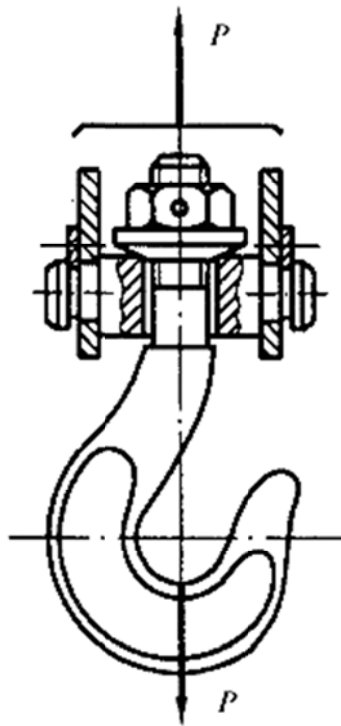


Рис. 5.11

1. Болт установлен без затяжки гайки, поэтому расчет следует выполнять по уравнению (5.9). По табл. 5.2 находим для стали Ст3 предел текучести $\sigma_T = 200$ МПа и вычисляем допускаемое напряжение на растяжение

$$[\sigma_p] = 0,6\sigma_T = 0,6 \cdot 200 = 120 \text{ МПа.}$$

2. Необходимый (минимально допустимый) внутренний диаметр болта:

$$d_1 = \sqrt{4 \cdot 20 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 120 \cdot 10^6)} = 14,5 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 14,5 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 16093-81 и табл. 5.4 подбираем резьбу М18 с шагом 2,5 мм, для которой $d_1 = 15,294 \text{ мм} > 14,5 \text{ мм}$.

Задача 5.5.2. Рассчитать болты фланцевой муфты (рис. 5.12). Передаваемая муфтой мощность $P = 40$ кВт; частота вращения соединяемых муфтой валов 300 мин^{-1} ; диаметр окружности центров болтов (расстояние между болтами, расположенными на одном диаметре) $D_0 = 240$ мм; число болтов $Z = 4$; материал болтов – сталь Ст3. Условия приложения нагрузки считать статическими.

Расчет болтов выполнить для двух случаев установки их в отверстия полумуфт: без зазора и с зазором.

1. Вращающий момент, передаваемый муфтой,

$$T = P / \omega,$$

где T – в Н·м; P – в Вт; $\omega = \pi n / 30 \text{ с}^{-1}$;

$$T = P \cdot 30 / (\pi n) = 40 \cdot 10^3 \cdot 30 / (3,14 \cdot 300) = 1270 \text{ Н·м.}$$

2. Расчетный момент равен вращающему моменту, умноженному на коэффициент запаса, $T_p = kT$. При спокойной работе рекомендуется принимать $k = 1,0 \dots 1,5$. В соответствии с заданным статическим приложением нагрузки берем $k = 1,0$.

3. Окружная сила на болты от действия вращающего момента

$$Q = 2T_p / D_o = 2 \cdot 1,27 \cdot 10^3 / 0,240 = 10,6 \text{ кН.}$$

4. Сила, приходящаяся на один болт (окружная сила в плоскости стыка)

$$F = Q / z = 10,6 \cdot 10^3 / 4 = 2,65 \text{ кН.}$$

5. Определим допускаемые напряжения для стали Ст3 при $\sigma_T = 200 \text{ МПа}$ и неконтролируемой затяжке. Для случая установки болта с зазором предполагаем предварительно, что диаметр болта соответствует резьбе М16 – М30. Принимаем коэффициент запаса $s = 3$.

Тогда $[\sigma_p] = \sigma_T / s = 200 / 3 = 65 \text{ МПа}$;

$$[\tau] = 0,4\sigma_T = 0,4 \cdot 200 = 80 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{см}] = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 200 = 160 \text{ МПа.}$$

6. Рассчитаем болт, установленный без зазора (см. формулу 5.11),

$$d = \sqrt{4F / (\pi i [\tau])} = \sqrt{4 \cdot 2,65 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 1 \cdot 80 \cdot 10^6)} = 6,5 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 6,5 \text{ мм,}$$

здесь $i = 1$, так как болт срезается по одной плоскости стыка.

Принимаем болт М8. Из условия работы на смятие необходимая толщина дисков полумуфт:

$$h = F / (d[\sigma]_{см}) = 2,65 \cdot 10^3 / (8 \cdot 10^{-3} \cdot 160 \cdot 10^6) = 2,07 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 2,07 \text{ мм}$$

Толщину дисков полумуфт принимаем из конструктивных соображений ($h \geq 8 \dots 10 \text{ мм}$).

Если толщина дисков полумуфт известна, то следует вычислить напряжения смятия $\sigma_{см}$ и сравнить их с допускаемыми $[\sigma]_{см}$.

7. Рассчитаем внутренний диаметр резьбы болта, поставленного с зазором [см. формулы (5.12) и (5.13)], приняв коэффициент трения между

стальными полумуфтами $f = 0,15$ (табл. 5.3) и коэффициент запаса от сдвига полумуфт в стыке при статических условиях работы $k = 1,5$.

$$d_1 = \sqrt{4 \cdot 1,3 F_3 / (\pi [\sigma_p])} = \sqrt{4 \cdot 1,3 k F / (\pi [\sigma_p] i f)} = \\ = \sqrt{4 \cdot 1,3 \cdot 1,5 \cdot 2,65 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 120 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 0,15)} = 26,0 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 26 \text{ мм}.$$

По табл. 5.4 выбираем болт с ближайшим большим внутренним диаметром $d_1 = 26,752$ мм: резьба М30 ($d = 30$ мм; $p = 3$ мм). С точки зрения прочности очевидно преимущество болтов, устанавливаемых без зазора (сравнить М8 и М30).

5.6. Задачи

Задача 5.6.1. Рассчитать болтовое стыковое соединение с зазором, нагруженное поперечными силами, если внешняя нагрузка $Q = 10\,000$ Н, число болтов $z = 3$, число стыков $i = 1$, коэффициент трения $f = 0,2$, коэффициент запаса по сцеплению $k = 1,25$, $[\sigma]_p = 120$ МПа.

Задача 5.6.2. Рассчитать болтовое стыковое соединение с зазором, нагруженное поперечными силами, если внешняя нагрузка $Q = 20\,000$ Н, число болтов $z = 3$, число стыков $i = 2$, коэффициент трения $f = 0,2$, коэффициент запаса по сцеплению $k = 1,5$, $[\sigma]_p = 120$ МПа.

Задача 5.6.3. Рассчитать болтовое стыковое соединение без зазора, нагруженное поперечными силами, если внешняя нагрузка $Q = 10\,000$ Н, число болтов $z = 3$, число стыков $i = 1$, $[\tau]_{cp} = 80$ МПа.

Задача 5.6.4. Рассчитать болтовое стыковое соединение без зазора, нагруженное поперечными силами, если внешняя нагрузка $Q = 20\,000$ Н, число болтов $z = 4$, число стыков $i = 1$, $[\tau]_{cp} = 100$ МПа.

Задача 5.6.5. Рассчитать болты фланцевой муфты при условии, что передаваемая муфтой мощность $P = 12$ кВт, частота вращения муфты $n = 150$ мин⁻¹, диаметр расположения центров болтов $D_0 = 250$ мм, число болтов $z = 4$, $[\tau]_{cp} = 100$ МПа. Болты установлены без зазора. Нагрузка постоянная.

Задача 5.6.6. Рассчитать болты фланцевой муфты при условии, что передаваемая муфтой мощность $P = 20$ кВт, частота вращения муфты $n = 120$ мин⁻¹, диаметр расположения центров болтов $D_0 = 260$ мм, число болтов $z = 4$, $[\tau]_{cp} = 100$ МПа. Болты установлены без зазора. Нагрузка постоянная.

Задача 5.6.7. Проверить прочность болтов крепления крышки к цилиндру. Материал болтов – сталь 45 ($E = 2 \cdot 10^5$ МПа, $\sigma_T = 290$ МПа). Материал цилиндра и крышки – чугун ($E = 1,2 \cdot 10^5$ МПа). Материал прокладок – полиэтилен ($E = 7 \cdot 10^2$ МПа). Максимальное давление в цилиндре P_{max} указано в таблице. $D_c = 570$ мм, число болтов $Z = 24$ (рис. 5.12).

d	d_1	d_2	d_t	D	P_{\max}
36	31,67	33,402	31	55	2,5
30	26,211	27,727	25,5	46	2,2
24	20,752	22,051	20	36	1,9
20	17,294	18,376	16,5	30	1,6
16	13,853	14,701	13,0	24	1,3

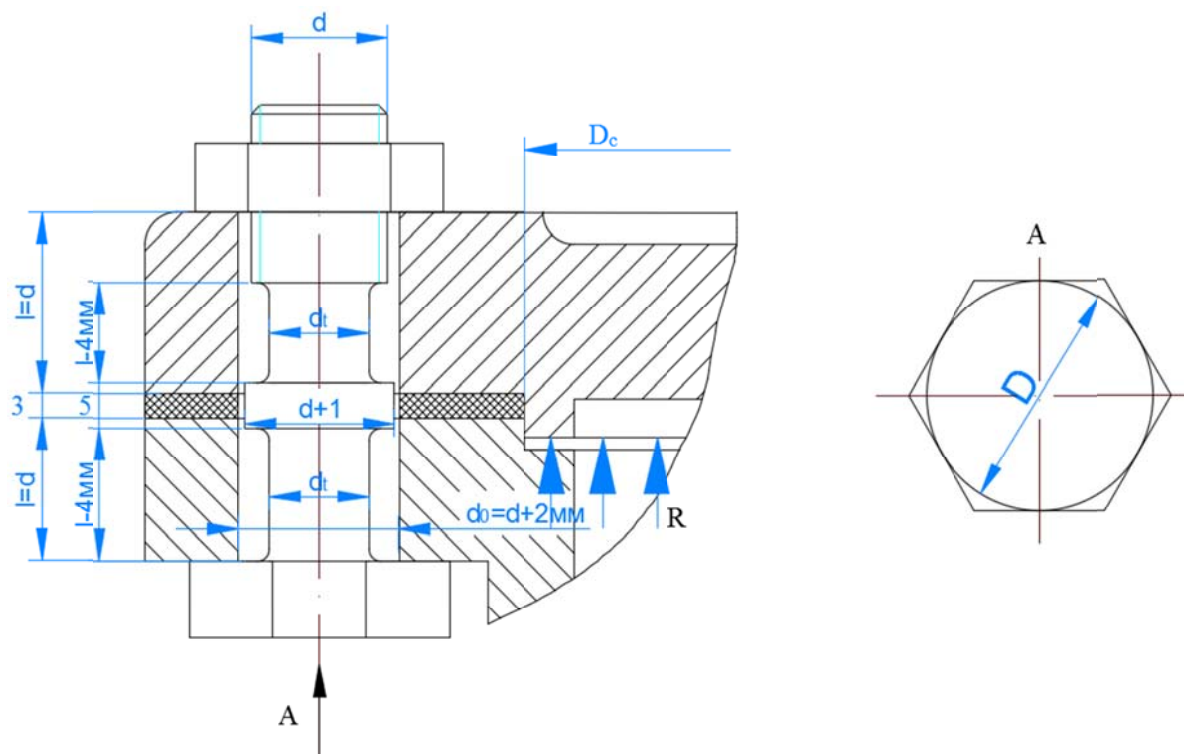


Рис. 5.12

Задача 5.6.8. Подобрать болты, соединяющие крышку с цилиндром, находящихся под давлением сжатого воздуха P (см. таблицу). Материал цилиндра и крышки – стальное литье ($E = 2 \cdot 10^5$ МПа), материал болтов – сталь 3 ($\sigma_T = 220$ МПа), материал прокладок – полиэтилен ($E = 7 \cdot 10^2$ МПа), $h_p = 10$ мм, $h_1 = 30$ мм, $h_2 = 4$ мм, $D_k = 410$ мм, $D = 540$ мм, $Z = 14$ (рис. 5.13).

d	d_2	d_1	P , МПа	D_1 , мм
12	10,863	10,106	1,75	18
14	12,701	11,835	2,0	20
16	14,701	13,835	2,0	24
18	16,376	15,294	2,5	26
20	18,376	17,294	2,5	30
22	20,376	19,294	2,5	30
24	22,051	20,752	3,0	36

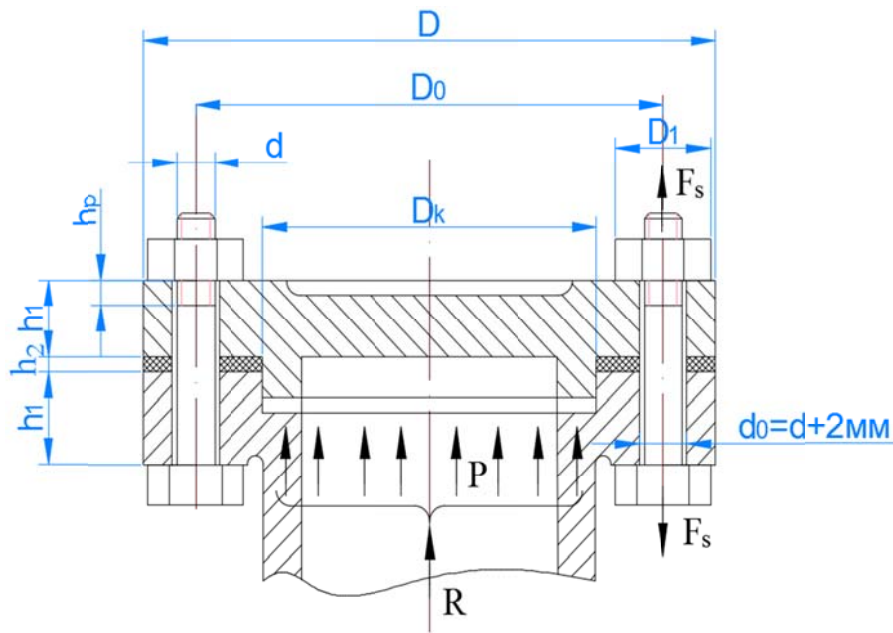


Рис. 5.13

Задача 5.6.9. Определить наименьшее значение силы затяжки болтов крепления кронштейна к основанию (рис. 5.14), которая обеспечивала бы минимальное давление в стыке 2 МПа. Определить диаметры болтов, которые установлены с зазором.

Примем $a = 120$ мм, $b = 300$ мм, $h = 100$ мм, $h_1 = 150$ мм, $l_1 = 200$ мм, $l_2 = 80$ мм, $F = 29$ кН, $\alpha = 60^\circ$, $M_x = 1$ кНм, $Z = 6$, $f = 0,3$ – коэффициент трения в стыке, $K_1 = 1,3$ – коэффициент безопасности по нераскрытию стыка, $K_2 = 1,5$ – коэффициент безопасности по сдвигу, $\chi = 0,2$ – коэффициент внешней нагрузки, $[\sigma_p] = 210$ МПа.

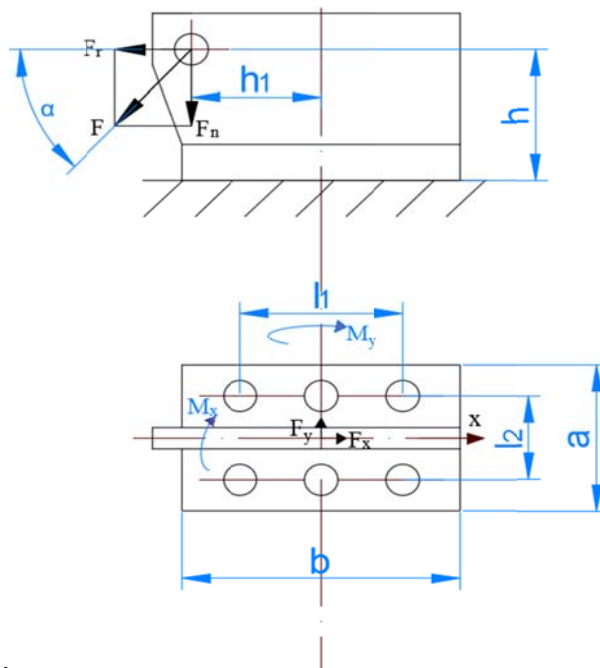


Рис. 5.14

Задача 5.6.10. Сварной кронштейн крепят к стальной балке с помощью 8 болтов (рис. 5.15), установленных в отверстиях с зазором, и двух штифтов, установленных в отверстиях без зазора. Требуется определить размеры болтов и гаек, потребную силу начальной затяжки болтов по условию нераскрытия стыка. Следует принять $h = 0,15D$; $h_1 = 0,2D$; $D_2 = 0,7D$; $D_0 = D + 3d$; $D_1 = D + 5d$. В условии возможного перекоса опорных поверхностей под гайкой и головкой болтов рекомендуется применять болты из пластичных материалов классов прочности 3.6, 4.6, 5.6.

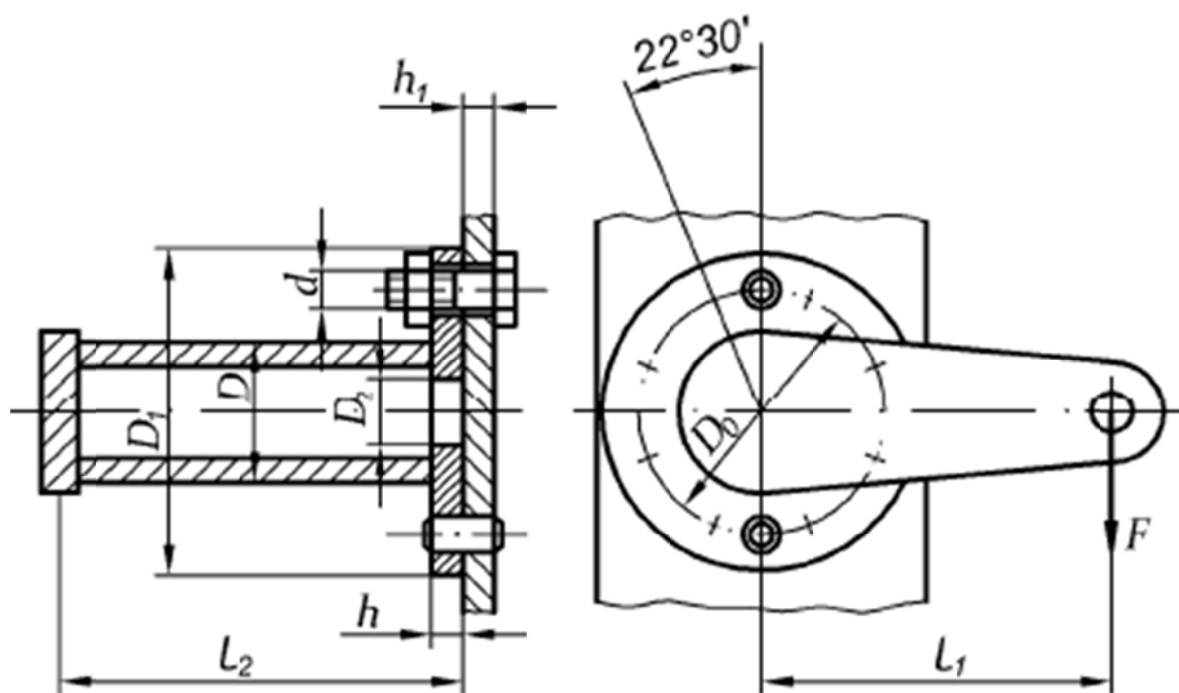


Рис. 5.15

Данные для крепления кронштейна

Параметры	Варианты							
	1	2	3	4	5	6	7	8
F , кН	6	7	8	12	16	25	30	40
l_1 , мм	300	350	400	500	550	400	325	350
l_2 , мм	400	600	500	500	450	450	400	400
D , мм	80	100	120	140	160	170	180	200
Резьба, d	M20	–	M24	–	M27	–	M30	–

Задача 5.6.11. Поперечно-свертная муфта передает вращающий момент T (рис. 5.16). Полушаровые муфты соединены с помощью z болтов, установленных с зазором в отверстиях жестких фланцев. Требуется определить размеры болтов и гаек, потребную силу начальной затяжки болтов по условию нераскрытия стыка жесткими фланцами.

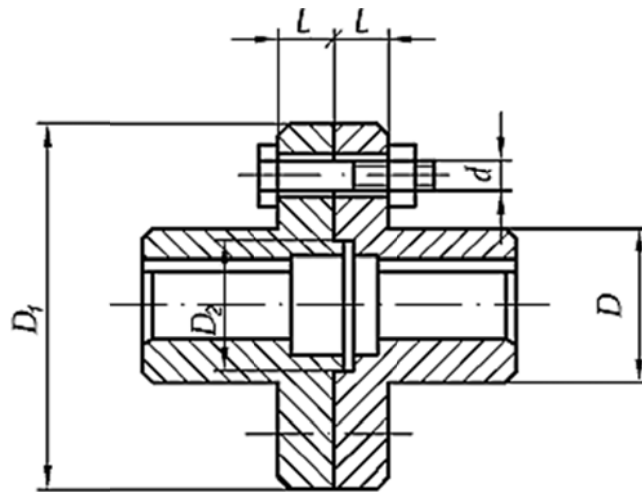


Рис. 5.16

Данные для соединения фланцев

Параметры	Варианты							
	1	2	3	4	5	6	7	8
T , Н·м	63	400	160	630	32	250	1000	125
D_1 , мм	100	150	130	170	80	140	180	112
D_2 , мм	36	60	46	80	30	52	90	40
D , мм	42	75	56	92	35	63	105	50
l , мм	12	22	17	24	10	20	25	15
z	4	6	4	6	4	4	6	4
Резьба, d	–	–	M12	–	M8	–	M16	–

Таблица 5.1

Значения коэффициента запаса s_T при расчете болтов (винтов, шпилек) с неконтролируемой затяжкой при постоянной нагрузке*

Материал болта (винта, шпильки)	Диаметр болта d , мм		
	св. 6 до 16	св. 16 до 30	св. 30 до 60
Углеродистая сталь	4–3	4–2,5	2...1,5
Легированная сталь	5...4	5–3,3	2,5...3

*При переменной нагрузке коэффициенты запаса, указанные в табл. 5.1, следует умножить на 1,5...2.

Таблица 5.2

Значения пределов текучести для различных марок сталей

Сталь	σ_T , МПа
Ст 3	200...220
35	320
45	360
12ХН2	600
40Х	800

Таблица 5.3

Значения коэффициента трения f

Характеристика пары трения	f
В резьбе крепежных болтов (винтов, шпилек) без покрытия и смазочного материала	0,12...0,15
На торцах гаек, головок винтов и других металлических поверхностях, прошедших механическую обработку и работающих без смазочного материала	0,15...0,2
В соединении металл – бетон	0,4
В соединении металл – фрикционная обкладка	0,42
В соединении металл – резина	0,35
В резьбе передачи винт – гайка скольжения (со смазочным материалом)	0,1

Таблица 5.4

Основные параметры метрической резьбы с крупным шагом

Диаметр, мм			Шаг p , мм	A_6 , мм ²
d	d_2	d_1		
5	4,480	4,134	0,8	13,35
6	5,350	4,918	1,0	19
7	6,350	5,918	1,0	27,4
8	7,188	6,647	1,25	34,6
9	8,188	7,647	1,25	46,2
10	9,026	8,376	1,5	54,9
11	10,026	9,376	1,5	69
12	10,863	10,106	1,75	80
14	12,701	11,835	2,0	110
16	14,701	13,835	2,0	150
18	16,376	15,294	2,5	184,5
20	18,376	17,294	2,5	235,5
22	20,376	19,294	2,5	292
24	22,051	20,752	3,0	338
27	25,051	23,752	3,0	444
30	27,727	26,211	3,5	541
33	30,727	29,211	3,5	668
36	33,402	31,670	4,0	785
39	36,402	34,670	4,0	942
42	39,077	37,129	4,5	1082
45	42,077	40,129	4,5	1262
48	44,752	42,587	5,0	1430
52	48,752	46,587	5,0	1705

6. ШПОНОЧНЫЕ И ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

6.1. Шпоночные соединения. Общие сведения

Шпоночные соединения, предназначенные в основном для передачи вращательного движения, применяются при отсутствии особых требований к точности центрирования соединяемых деталей.

Шпонка – деталь, устанавливаемая в пазах двух соприкасающихся деталей и препятствующая относительно повороту или сдвигу этих деталей.

Призматические шпонки иногда используются и как направляющие при осевом перемещении детали на валу. Шпонка, закрепленная на валу, называется направляющей, шпонка, скользящая вместе с деталью в пазу вала, – скользящей.

По форме шпонки подразделяются на призматические (рис. 6.1), сегментные (рис. 6.2), клиновые (рис. 6.3) и тангенциальные. Призматические и сегментные шпонки создают ненапряженные соединения ступицы детали с валом, клиновые и тангенциальные – напряженные (при их монтаже) соединения, в которых рабочие поверхности шпонки и сопряженных с ней деталей находятся в напряженном состоянии еще до передачи нагрузки. В таких соединениях наблюдается перекос деталей при установке шпонки в пазы вала и ступицы, и поэтому область их применения ограничена.

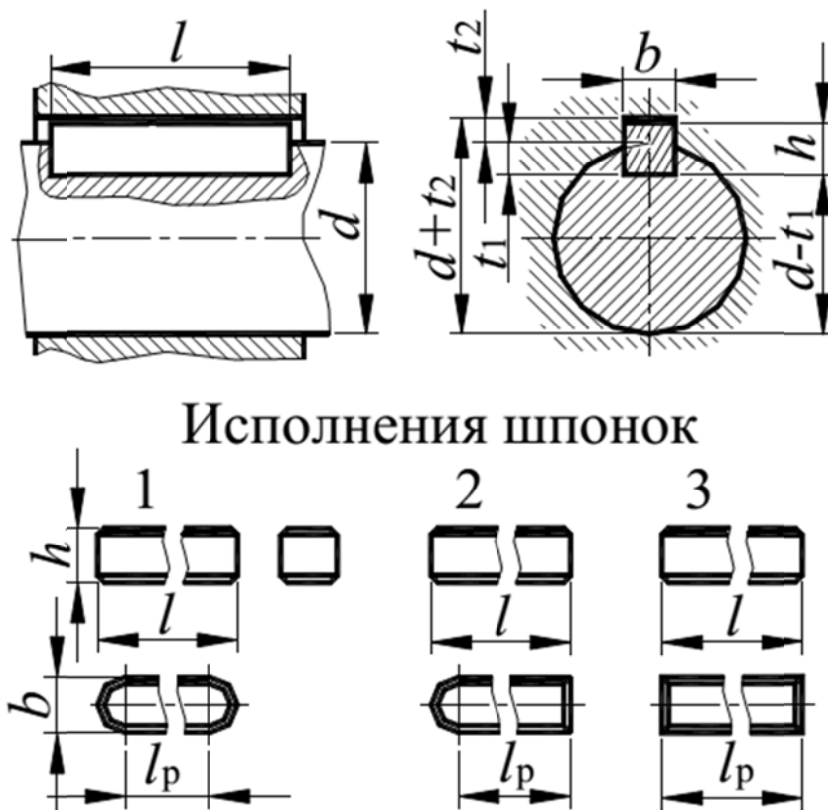
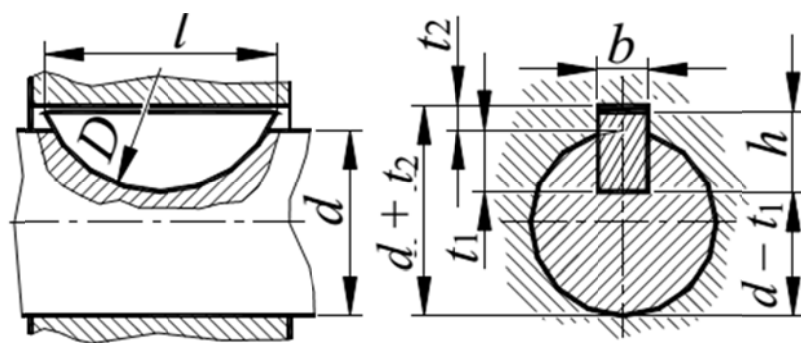


Рис. 6.1. Соединение призматической шпонкой



Исполнения шпонок

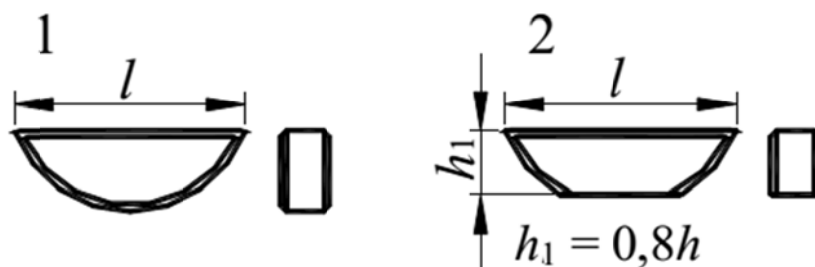


Рис. 6.2. Соединение сегментной шпонкой

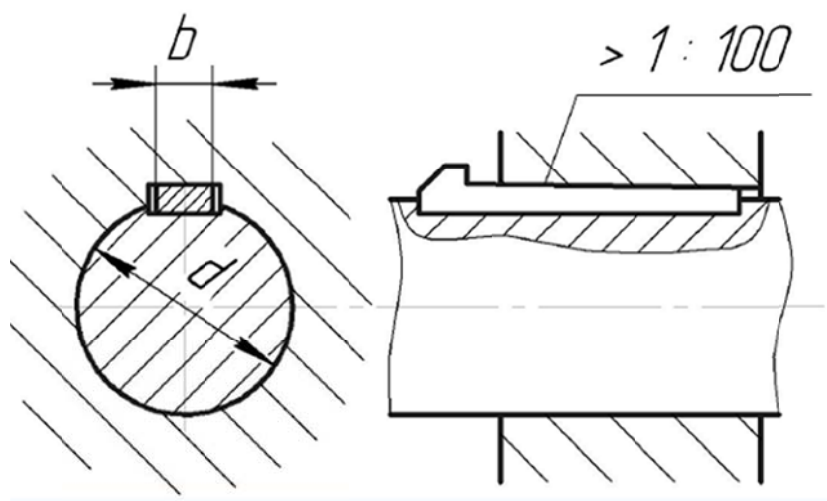


Рис. 6.3. Соединение клиновой шпонкой

Сборка и разборка ненапряженного соединения (с призматической шпонкой) не требует приложения значительного усилия к сопрягаемым деталям. Детали, насаженные на призматическую шпонку, должны иметь крепления, предупреждающие их осевое перемещение.

Напряженное состояние получается в результате предварительной затяжки клиновой шпонки при отсутствии рабочих нагрузок. Такое соединение может передавать не только вращающий момент, но и осевую силу (в одном направлении).

Шпонки всех основных типов стандартизованы и их размеры выбираются по ГОСТ 23360-78 (призматические); ГОСТ 24071-80 (сегментные); ГОСТ 24068-80 (клиновые).

Наиболее распространены призматические шпонки, которые по сравнению с клиновыми шпонками обеспечивают более удобный монтаж и демонтаж, лучшее центрирование деталей.

Призматические шпонки в зависимости от диаметра вала имеют прямоугольное сечение с отношением высоты к ширине h/b от 1 до 0,5 (табл. 6.1).

Таблица 6.1

Шпонки призматические. Номинальные размеры, мм
(ГОСТ 23360-78)

Диаметр вала, d	Размеры шпонки			Глубина паза		Справочный размер K для расчета на смятие
	b	h	l^*	Вал t_1	Втулка t_2	
Свыше 12 до 17	5	5	10–56	3	2,3	2,3
Свыше 17 до 22	6	6	14–70	3,5	2,8	2,6
Свыше 22 до 30	8	7	18–90	4	3,3	3,0
Свыше 30 до 38	10	8	22–110	5	3,3	3,5
Свыше 38 до 44	12	8	28–140	5	3,3	3,6
Свыше 44 до 50	14	9	36–160	5,5	3,8	4,0
Свыше 50 до 58	16	10	45–180	6	4,3	4,3
Свыше 58 до 65	18	11	50–200	7	4,4	4,8
Свыше 65 до 75	20	12	56–220	7,5	4,9	5,2
Свыше 75 до 85	22	14	63–250	9	5,4	6,0
Свыше 85 до 95	25	14	70–280	9	5,4	6,2

Основные преимущества сегментных шпонок – технологичность их изготовления, удобство монтажа и демонтажа. Однако из-за большой глубины шпоночного паза сечение вала ослабляется в большей степени, чем при установке призматических шпонок. Размеры сегментных шпонок приведены в табл. 6.2.

Таблица 6.2

Шпонки сегментные. Номинальные размеры, мм
(ГОСТ 24071-80)

Диаметр вала d для шпонки		Номинальные размеры для шпонки			Глубина паза	
Передающий вращающий момент	Фиксирующей элементы	b	h	d_1	Вал t	Втулка t_1
1	2	3	4	5	6	7
Свыше 8 до 10	Свыше 12 до 15	3	5	13	3,8	1,4
Свыше 10 до 12	Свыше 15 до 18	3	6,5	16	5,3	1,4
Свыше 12 до 14	Свыше 18 до 20	4	6,5	16	5,0	1,8
Свыше 14 до 16	Свыше 20 до 22	4	7,5	19	6,0	1,8
Свыше 16 до 18	Свыше 22 до 25	5	6,5	16	4,5	2,3

1	2	3	4	5	6	7
Свыше 18 до 20	Свыше 25 до 28	5	7,5	19	5,5	2,3
Свыше 20 до 22	Свыше 28 до 32	5	9	22	7,0	2,3
Свыше 22 до 25	Свыше 32 до 36	6	9	22	6,5	2,8
Свыше 25 до 28	Свыше 36 до 40	6	10	25	7,5	2,8
Свыше 28 до 32	Свыше 40	8	11	28	8,0	3,3
Свыше 32 до 38	Свыше 40	10	13	32	10	3,3

Клиновые шпонки представляют собой односкосные самотормозящие клинья с уклоном 1:100. При установке шпонки в паз с натягом создается соединение, которое может передавать и осевую силу. При установке клиновой шпонки в соединении возникают радиальные силы, которые нарушают центровку деталей на валу вследствие односторонней выборки посадочного зазора, поэтому клиновые шпонки применяют в передачах с малыми скоростями. Размеры клиновых шпонок приведены в табл. 6.3.

Таблица 6.3

Шпонки клиновые. Номинальные размеры, мм (ГОСТ 24068-80)

Диаметр вала d	Размеры шпонки		
	b	h	l
Свыше 12 до 17	5	5	10–56
Свыше 17 до 22	6	6	14–70
Свыше 22 до 30	8	7	18–90
Свыше 30 до 38	10	8	22–110
Свыше 38 до 44	12	8	28–140
Свыше 44 до 50	14	9	36–160
Свыше 50 до 58	16	10	45–180
Свыше 58 до 65	18	11	50–200
Свыше 65 до 75	20	12	56–220
Свыше 75 до 85	22	14	63–250
Свыше 85 до 95	25	14	70–280
Свыше 95 до 110	28	16	80–320
Свыше 110 до 130	32	18	90–360

Примечание: Длину шпонки выбирают в указанных пределах из ряда: 16, 18 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 125, 140, 160 ...

Материалом для шпонок обычно являются углеродистые стали марок Ст5; Ст6; сталь 45 с пределом прочности не ниже 590 МПа. Легированная сталь для шпонок применяется редко. Целесообразно, чтобы материал шпонки был менее прочным, чем материал вала и ступицы.

Допускаемые напряжения для шпоночных соединений обуславливаются характером нагрузки. Причиной разрушения этих соединений чаще всего бывает деформация смятия, на которую следует обращать особое внимание при выборе допускаемых напряжений.

Допускаемые напряжения принимают:

– при стальной ступице $[\sigma]_{\text{см}} \approx 100 \dots 160$ МПа;

– при чугунной ступице $[\sigma]_{\text{см}} \approx 60 \dots 100$ МПа.

При динамическом нагружении соединения (резкие удары) допускаемые напряжения *следует понизить* на 25...40 %.

Допускаемые напряжения среза принимают в пределах $[\tau]_{\text{ср}} \approx 60 \dots 90$ МПа.

Рабочими у призматической шпонки являются более узкие, боковые грани. Шпонка погружена в паз вала на глубину $\approx 0,6 h$, а в радиальном направлении между шпонкой и ступицей предусмотрен зазор.

6.2. Основные расчетные формулы

Призматические и сегментные шпонки рассчитываются на смятие рабочих граней и срез. Сминается часть шпонки, выступающая из вала. Условие прочности на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{[dl_p(h-t_1)]} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (6.1)$$

где $\sigma_{\text{см}}$, $[\sigma_{\text{см}}]$ – расчетное и допускаемое напряжения смятия;

T – передаваемый (вращающий) момент;

d – диаметр вала;

l_p – рабочая длина шпонки;

h – высота шпонки;

t_1 – глубина шпоночного паза вала.

По этой формуле обычно проверяют напряжение в зоне контакта, определяют предельный вращающий момент или длину шпонки. Обычно длину шпонки принимают на 5–10 мм меньше длины ступицы.

Условие прочности на срез:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2T}{dbl_p} \leq [\tau_{\text{ср}}], \quad (6.2)$$

где $\tau_{\text{ср}}$, $[\tau_{\text{ср}}]$ – расчетное и допускаемое напряжения среза;

b – ширина шпонки.

Если расчетные напряжения смятия и реза превышают допускаемые более чем на 5 %, то увеличивают длину шпонки и ступицы или устанавливают две шпонки. Призматические шпонки устанавливают под углом 180° , сегментные – в один ряд по длине ступицы.

Клиновую шпонку рассчитывают на смятие рабочей поверхности с учетом трения:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{12T}{[1b(b + 6fd)]} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (6.3)$$

где f – коэффициент трения между ступицей и шпонкой; $f = 0,15$;
 $[\sigma_{\text{см}}] = 100 \dots 150$ МПа при стальной ступице;
 $[\sigma_{\text{см}}] = 60 \dots 90$ МПа – при чугунной [5].

6.3. Шлицевые соединения. Общие сведения

Соединение ступицы с валом вместо шпонки может осуществляться при помощи шлицев. Такое соединение ступицы с валом называется зубчатым или шлицевым (рис. 6.4).

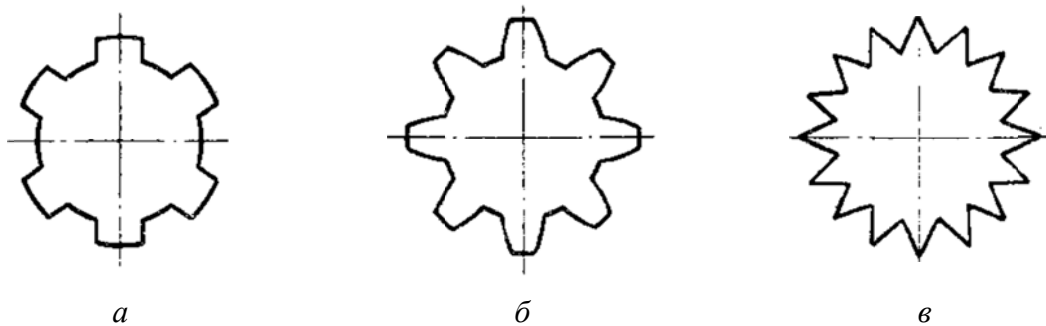


Рис. 6.4. Основные типы зубчатых (шлицевых) соединений:
a – прямоугольное; *б* – эвольвентное; *в* – треугольное

По сравнению со шпоночными, шлицевые соединения обладают более высокими нагрузочной способностью, усталостной прочностью валов и точностью центрирования на них деталей. Кроме того, они менее чувствительны к динамическим и переменным нагрузкам.

Наиболее распространены шлицевые соединения с прямоугольным и эвольвентным профилем зубьев (или шлицев). Размеры, допуски и посадки этих видов соединений стандартизованы. Зубья треугольного профиля применяются в основном для неподвижных соединений, передающих небольшие моменты. Обычно их используют, чтобы избежать прессовых посадок, а также при тонкостенных втулках.

Боковые стороны зубьев прямоугольного профиля (рис. 6.5) параллельны между собой, а средняя линия между боковыми сторонами проходит через центр сечения.

Стандартом предусмотрены три серии соединений: легкая, средняя и тяжелая, отличающиеся высотой и количеством зубьев (табл. 6.4). Число зубьев – в пределах 6...20. Форма впадины между зубьями зависит от способа центрирования и метода изготовления: исполнения *A*, *B* и *C* (рис. 6.5, *б*).

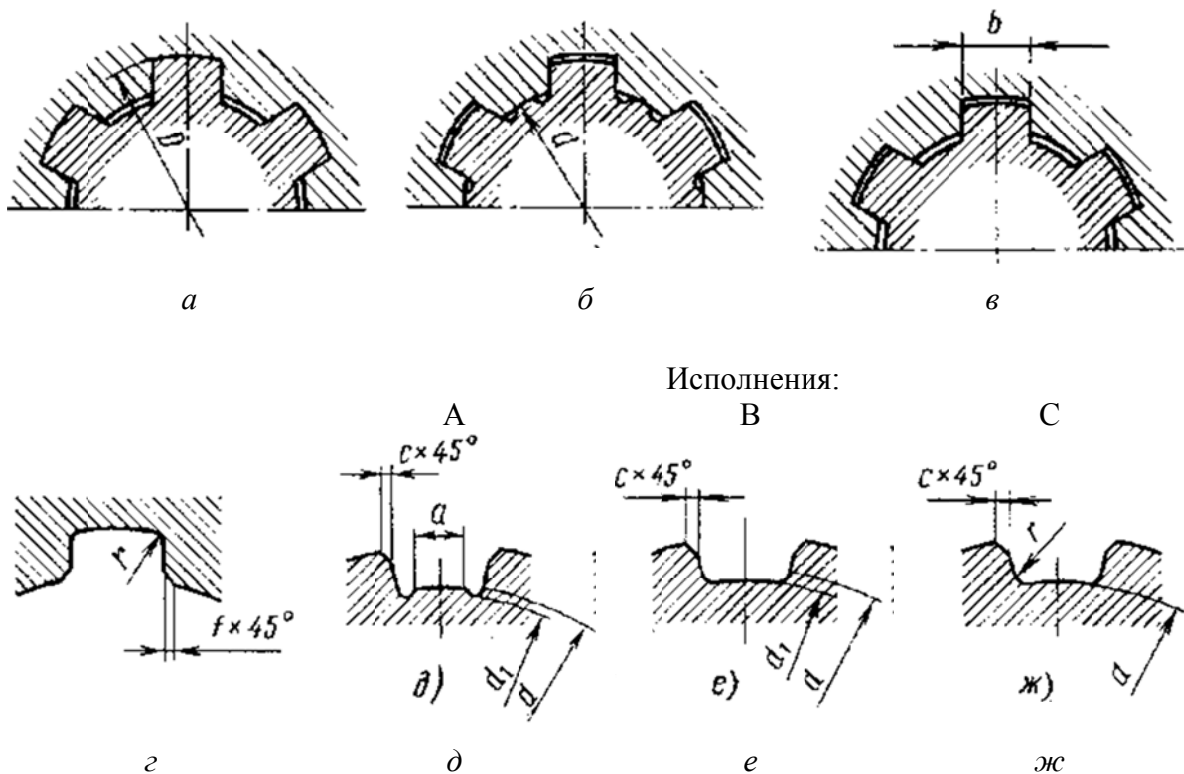


Рис. 6.5. Виды центрирования прямобочных зубчатых соединений:
а – по боковым граням; *б* – по наружному диаметру;
в – по внутреннему диаметру; *г* – форма сечения ступицы;
д, е – форма сечений вала исполнений *б, в*

Различаются способы центрирования: по боковым граням *b* по наружному диаметру *D*; по внутреннему диаметру *d*. Центрирование по *b* не обеспечивает точной соосности ступицы и вала, однако дает наиболее равномерное распределение нагрузки между зубьями. Оно применяется в тяжело нагруженных валах, где не требуется высокая точность вращения (например, карданные валы автомобилей). Центрирование по *D* (исполнение *B*) используется при невысокой твердости ступицы, допускающей ее обработку протягиванием. Вал обрабатывается круглым шлифованием. Этот способ применяется также и при высокой твердости ступицы, когда отверстие обрабатывается дорном, твердосплавной протяжкой и т. д. (оставляя припуск на такую обработку до термообработки ступицы). Около 80 % шлицевых соединений центрируются по *D*.

Если ступица твердая, применяется центрирование по *d*, при этом ее отверстие шлифуется, а паз вала по диаметру обрабатывается плоским шлифованием. Этот способ используется также при длинных валах, когда есть опасность их искривления после термообработки.

Эвольвентное шлицевое соединение (ГОСТ 6033-80) различают с центрированием ступицы по боковым сторонам *S* (рис. 6.6, *а*) и по наружному диаметру *D* (рис. 6.6, *б*). Центрирование по *S* наиболее распространено.

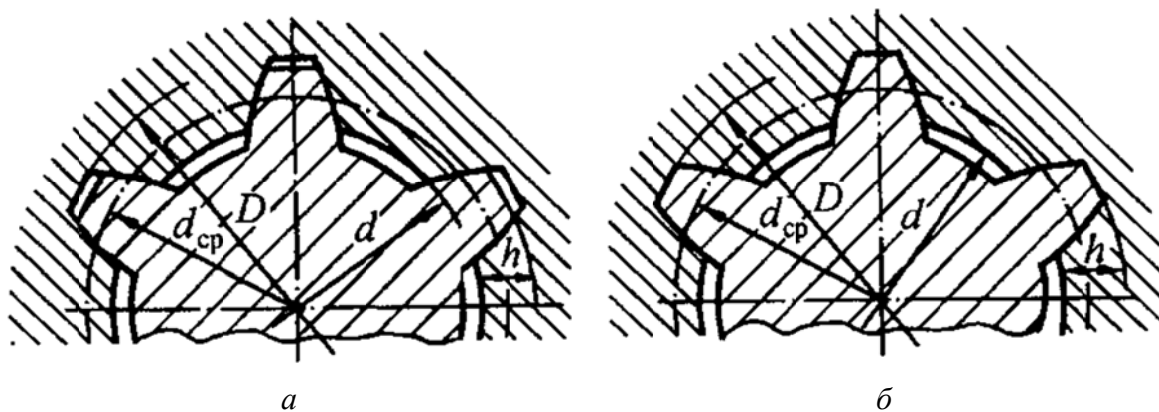


Рис. 6.6. Эвольвентное зубчатое зацепление:
a – центрирование по боковым граням;
б – центрирование по наружному диаметру

Достоинства эвольвентных шлицевых соединений:

a – более высокая прочность зубьев, вследствие их утолщения к основанию;

б – высокая технологичность и более низкая стоимость изготовления шлицевых валов.

Треугольное зубчатое соединение применяется только в качестве неподвижного при передаче небольших моментов. Центрирование такого соединения осуществляется только по боковым граням. Применяются также конические шлицевые соединения (конусность 1 : 16).

Число и размеры шлицев принимаются в зависимости от диаметра вала по соответствующему ГОСТ. Длина зубьев определяется длиной ступицы, а если ступица подвижная – величиной хода ее перемещения.

6.4. Расчет шлицевых соединений

Шлицевые соединения выходят из строя из-за повреждения рабочих поверхностей: износа и смятия. Независимо от вида повреждения поверхностей при расчете соединения ограничиваются номинальные (средние) давления (напряжения смятия). При этом допустимое напряжение выбирается в соответствии с видом повреждения.

Прямобоочные шлицевые соединения рассчитываются по ГОСТ 21425-75. Расчет представляет собой проверку условия работоспособности: при расчете на смятие $\sigma_{см} \leq [\sigma_{см}]$, при расчете на износ $\sigma \leq [\sigma_{изн}]$, при расчете на отсутствие износа $\sigma \leq [\sigma_{б.п.}]$.

Расчету на смятие подлежат соединения с упрочненными поверхностями (закалкой, цементацией) для начального периода работы до их приработки и соединения без упрочнения рабочих поверхностей или с улучшенными поверхностями для периода работы после приработки. Расчет на износостойкость проводят для периода работы после приработки.

Номинальные (средние) давления (напряжения смятия) определяются по окружной силе F_t , приходящейся на один шлиц (считается приложенной посередине его высоты):

$$F_t = \frac{T}{0,5d_{cp}z},$$

где T – передаваемый момент;

d_{cp} – средний диаметр шлицев;

z – число шлицев.

Таблица 6.4

Соединения шлицевые прямобоочные.
Номинальные размеры, мм
(ГОСТ 1139-80)

		Форма сечения вала					Форма сечения втулки				
z – число шлицев		Исполнение А		Исполнение В							
$Z \times d \times D$	b	d_{1min}	a_{min}	f	r_{max}	$Z \times d \times D$	b	d_{1min}	a_{min}	f	r_{max}
<i>Легкая серия</i>											
6×23×26	6	22,1	3,54	0,3 ^{+0,2}	0,2	6×28×32	7	26,7	4,03	0,3 ^{+0,2}	0,2
6×26×30		24,6	3,85			8×32×36	6	30,4	2,71	0,4 ^{+0,2}	0,3
8×36×40	7	34,5	3,46	0,4 ^{+0,2}	0,3	8×62×68	12	59,8	7,31	0,5 ^{+0,3}	0,5
8×42×46	8	40,4	5,03			10×72×78		69,6	5,45		
8×46×50	9	44,6	5,75			10×82×88		79,30	8,62		
8×52×58	10	49,7	4,89	0,5 ^{+0,3}	0,5	10×92×98	14	89,14	10,08		
8×56×62		53,6	6,38			10×102×108	16	99,9	11,49		
<i>Средняя серия</i>											
6×11×14	3,0	9,90	–	0,3 ^{+0,2}	0,2	8×42×48	8	39,5	2,57	0,4 ^{+0,2}	0,3
6×13×16	3,5	12,00	–			8×46×54	9	42,7	–	0,5 ^{+0,3}	0,5
6×16×20	4	14,54	–			8×52×60	10	48,7	2,44		
6×18×22	5	16,7	–			8×56×65		52,2	2,5		
6×21×25		19,5	1,95			8×62×72	12	57,8	2,4		
6×23×28	6	21,3	1,34			10×72×82		67,4	–		
6×26×32		23,4	1,65			10×82×92	77,1	3			
6×28×34	7	25,9	1,7	10×92×102	14	87,3	4,5				
8×32×38	6	29,4	–	10×102×112	16	97,7	6,3				
8×36×42	7	33,5	1,02	10×112×125	18	106,3	4,4				

Тяжелая серия											
10×16×20	2,5	14,1	-	0,3 ^{+0,2}	0,2	10×46×56	7	40,9	-	0,5 ^{+0,3}	0,5
10×18×23	3	15,6				16×52×60	5	47,0			
10×21×26		18,5				16×56×65		50,6			
10×23×29	4	20,3				16×62×72	6	56,1			
10×26×32		23,0				16×72×82	7	65,9			
10×28×35	5	24,4		20×82×92	6	75,6					
10×32×40		28,0		20×92×102	7	85,5					
10×36×45		31,3		20×102×115	8	98,7					
10×42×52	6	36,9		0,4 ^{+0,2}	0,3	20×112×125	9	104,0			

Фаска у пазов отверстия втулки может быть заменена закруглением, радиус которого равен величине f .

Таблица 6.5

Соединения шлицевые (зубчатые) эвольвентные.
Номинальные размеры, мм (ГОСТ 6033-80)

	Номинальный диаметр соединения		D									
	Модуль		m									
	Число зубьев		z									
	Диаметр делительной окружности		d_d									
	Угол давления		$\alpha = 30^\circ$									
	Номинальная толщина зубьев вала и ширина впадины отверстия		$s = 0,5\pi m + 2x \operatorname{tg} \alpha$									
	Смещение исходного контура		x									
Диаметры вала	наружный (окружности выступов)		$d_a = D$									
	внутренний (окружности впадин)		$d_f = d - 2,4m$									
Диаметры отверстия	наружный (окружности впадин) при центрировании:		по D	$D_f = D$								
			по s	$D_f = D + 0,4m$								
	внутренний (окружности выступов)		$D_a = D - 2m$									
Высота фаски у кромки шлица вала при центрировании по D				$f = 0,1m$								
D , мм	$m = 1$ мм		$m = 1,5$ мм		$m = 2$ мм		$m = 2,5$ мм		$m = 3,5$ мм		$m = 5$ мм	
	z	x	z	x	z	x	z	x	z	x	z	x
12	11	-										
13	12											
15	14	-										
17	16											
20	18	0,5	12	0,25	-							
22	20		14									
25	24	-	16	-0,25								

28	26	0,5	18		12	1	–		–	–				
30	28			0,75	14	–								
32	30	0,5	20		14	1	–	–						
35	34	–	22	0,25	16	0,5	12	1,25						
38	36	0,5	24		18	–	14	0,25						
40	38		–0,25	26	–0,25	1	14	1,25						
42	–		26	0,75	20	–	16	–0,25			1,25			
45		28	22		–0,5	16								
50		32	0,25	24	–	18								
55		36	–0,25	26	0,5	20	14	1,25						
60		38	0,75	28	1	22	16	0,25						
65		–				32	–0,5	24				18	–0,75	
70						34	–	26				1,75	12	2,5
75						36	0,5	28				20	0,75	14
80						38	1	30	22	–0,25		14	2,5	
85							–	–	32	24		–1,25	16	–

Таблица 6.6

Примеры обозначения шлицевых соединений

Обозначение	Способ центрирования
Прямоугольные шлицевые соединения	
$D - 8 \times 36 \times 40 H 8 h 7 \times 7 F 10 h 9$	по внешнему диаметру
$d - 8 \times 36 H 7 e 8 \times 40 H 12 a 11 \times 7 D 9 f 8$	по внутреннему диаметру
$b - 8 \times 36 \times 40 H 12 a 11 \times 7 D 9 h 8$	по ширине шлиц
Эвольвентные шлицевые соединения	
$50 \times 2 \times 9 H 9 g$	по эвольвенте
$50 \times H 7 g 6 \times 2$	по внешнему диаметру

При площади рабочей поверхности одного шлица hl .

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_t}{hl} = \frac{T}{0,5d_{\text{ср}}zhl} = \frac{T}{S_F l} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (6.3)$$

где $S_F = 0,5d_{\text{ср}}hz$ – удельный суммарный статический момент площади рабочих поверхностей шлицев относительно оси вала;

h – высота шлица;

l – длина шлицев.

Значения S_F приводятся в таблицах.

$$[\sigma_{\text{см}}] = \frac{\sigma_T}{sK_{\text{см}}K_{\text{д}}}, \quad (6.4)$$

где σ_T – предел текучести материала зубьев с меньшей твердостью поверхности;

s – коэффициент запаса прочности при расчете на смятие, меньшие значения – для незакаленных рабочих поверхностей неответственных соединений, большие – для закаленных поверхностей и более ответственных соединений: $s = 1,25 \dots 1,4$;

$K_{см}$ – общий коэффициент концентрации нагрузки при расчете на смятие;

K_d – коэффициент динамичности нагрузки: $K_d = T_{max} / T$, при систематической знакопеременной нагрузке без ударов $K_d = 2$; при частом реверсировании $K_d = 2,5$; при действии редких, эпизодических пиковых нагрузок на незакаленные поверхности в расчет вводится уменьшенное значение T_{max} .

Общий коэффициент концентрации нагрузки

$$K_{см} = K_3 K_{пр} K_{п}, \quad (6.5)$$

где K_3 – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями: если соединение нагружено только вращающим моментом, $K_3 = 1$;

$K_{пр}$ – коэффициент продольной концентрации нагрузки (по длине соединения);

$K_{п}$ – коэффициент, учитывающий концентрацию нагрузки в связи с погрешностями изготовления; до приработки при высокой точности изготовления (погрешности шага зубьев и непараллельность их осей вала и ступицы менее 0,02 мм) $K_{п} = 1,1 \dots 1,2$; при более низкой точности $K_{п} = 1,3 \dots 1,6$; после приработки $K_{п} = 1$.

Таблица 6.7

Геометрические характеристики шлицевых прямобоочных соединений

Легкая серия		Средняя серия		Тяжелая серия	
Номинальный размер $z \times d \times D$	S_F , мм ³ /мм	Номинальный размер $z \times d \times D$	S_F , мм ³ /мм	Номинальный размер $z \times d \times D$	S_F , мм ³ /мм
6×23×26	66	6 × 23 × 28	145	10×16×20	126
6 × 26×30	118	6 × 26 × 32	191	10×18×23	195
6×28×32	126	6×28×34	205	10×21×26	223
6×32×36	163	8×32×38	308	10×23×29	312
8×36×40	182	8×36×42	343	10×26×32	319
8×42×46	211	8×42×48	396	10×28×35	426
8×46×50	230	8×46×54	600	10×32×40	576
8×52×58	440	8×52×60	672	10×36×45	749
8×56×62	472	8×56×65	854	10×42×52	978
8×62×68	520	8×62×72	1072	10×46×56	1020
10×72×78	750	10×72×82	1540	16×52×60	1340
10×82×88	850	10×82×92	1740	16×56×65	1690
10×92×98	950	10×92×102	1940	16×62×72	2140
10×102×108	1050	10×102×112	2140	16×72×82	2460
10×112×120	1740	10×112×125	3260	20×82×92	3480

Для соединений валов с цилиндрическими зубчатыми колесами коэффициент K_3 определяют из табл. 6.8, коэффициент $K_{пр}$ при расположении зубчатого венца со стороны закручиваемого участка вала (подводе и снятии вращающего момента с одной стороны ступицы, рис. 6.7, а) определяют по формуле $K_{пр} = K_{кр} + K_e - 1$ (табл. 6.8).

Таблица 6.8

Значения коэффициентов неравномерности распределения нагрузки между зубьями

Коэффициенты	При $\psi = d_{ср} / (d_w \cos \alpha_w)$									
	0,30	0,35	0,40	0,45	0,5	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75
K_3	1,6	1,7	1,8	1,9	2	2,1	2,2	2,4	2,7	3
K_3'	1,1	1,2	1,4	1,6	1,9	2,2	2,5	3	3,7	4,5

Примечания:

1. d_w – диаметр начальной окружности зубчатого колеса, насаженного на шлицевой вал.
2. α_w – угол зацепления того же колеса.

Если зубчатый венец расположен со стороны незакручиваемого участка вала (подвод и снятие вращающего момента с разных сторон ступицы, рис. 6.7, б), $K_{пр}$ принимают равным большему из значений K_e и $K_{кр}$. Здесь $K_{кр}$ – коэффициент концентрации нагрузки от закручивания вала (табл. 6.9) в зависимости от отношения l/D ; K_e – коэффициент концентрации нагрузки в связи со смещением нагрузки от середины длины ступицы определяют по рис. 6.7 в зависимости от параметров ψ и ε :

$$\psi = d_{ср} / (d_w \cos \alpha_w),$$

где d_w – диаметр начальной окружности зубчатого колеса;

α_w – угол зацепления; для соединения цилиндрического прямозубого колеса с валом $\varepsilon = e/l$ (рис. 6.8), для соединения косозубого колеса с валом (рис. 6.9) $\varepsilon = e/l \pm (0,5d_w \operatorname{tg} \beta \cos \alpha_w) / l$, где β – угол наклона зубьев косозубого колеса (знак плюс принимается при действии в одном направлении моментов от радиальной F_r и осевой F_a сил на зубчатом колесе относительно точки оси вала, лежащей на середине длины ступицы, минус – в разном). Если соединение нагружено только вращающим моментом, $K_{пр} = K_{кр}$.

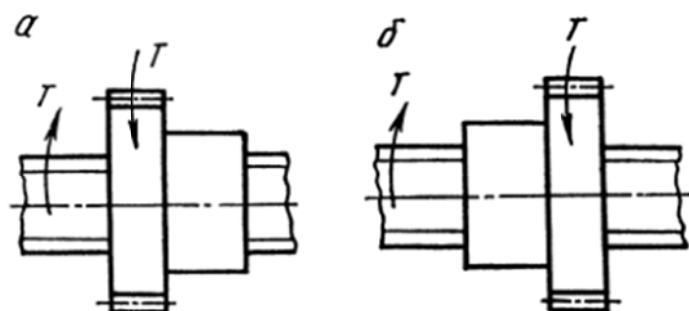


Рис. 6.7. К определению коэффициента K_e

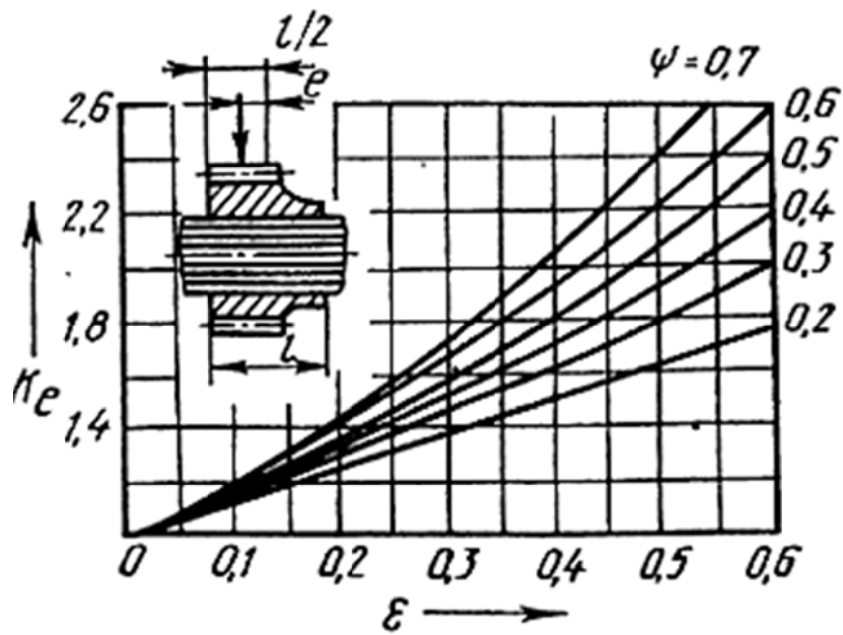


Рис. 6.8. График для определения коэффициента K_e

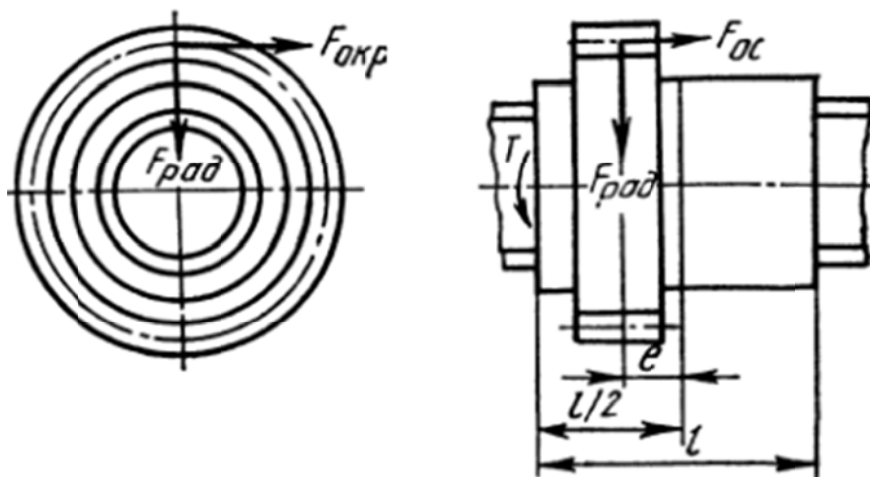


Рис. 6.9. К определению параметра ε

Таблица 6.9

Значения коэффициента $K_{кр}$

Серия и наружный диаметр вала D , мм	Значение $K_{кр}$ при l/d									
	1		1,5		2		2,5		3	
	в случае									
	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Легкая										
до 26	1,3	1,1	1,7	1,2	2,2	1,4	2,6	1,5	3,2	1,7
30...50	1,5	1,2	2	1,3	2,6	1,5	3,3	1,8	3,9	1,9
58...120	1,8	1,3	2,6	1,4	3,4	1,7	4,2	2	5,1	2,2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Средняя										
до 19	1,6	1,2	2,1	1,3	2,8	1,5	3,5	1,7	4,1	1,9
20...30	1,7	1,2	2,3	1,4	3	4,6	3,8	1,9	4,5	2,1
32...50	1,9	1,3	2,8	1,5	3,7	1,8	4,6	2,1	5,5	2,3
54...112	2,4	1,4	3,5	1,7	4,8	2,1	5,8	2,4	7	2,8
свыше 112	2,8	1,5	4,1	1,9	5,5	2,5	6,8	2,7	8,2	3,1
Тяжелая										
до 23	2	1,3	3	1,6	4	1,9	5	2,2	6	2,5
23...32	2,4	1,4	3,5	1,8	4,7	2,1	5,7	2,4	7	2,8
35...65	2,7	1,5	4,1	1,9	5,3	2,2	6,8	2,7	8	3,1
72...102	2,9	1,6	4,3	2	5,6	2,4	7	2,8	8,5	3,3
свыше 102	3,1	1,7	4,7	2,1	6,2	2,5	7,8	3	9,3	3,5

Примечание. Коэффициент $K_{кр}$ приведен для двух случаев: до приработки (1) для расчета на смятие; после приработки (2) для соединений, работающих с переменным режимом. Для соединений, работающих с постоянным режимом, после приработки $K_{кр} = 1$.

Формулы для вычисления коэффициентов нагрузки в более общих случаях нагружения соединения приведены в ГОСТ 21425-75.

Расчет соединения на износостойкость производят по формуле

$$\sigma = \frac{T}{SFl} \leq [\sigma_{изн}], \quad (6.6)$$

где $[\sigma_{изн}]$ – допускаемое среднее напряжение при расчете на износостойкость (значения $[\sigma_{изн}]$ при постоянном режиме нагружения, средних условиях работы и числе циклов нагружения $N = 10^8$ приведены в табл. 6.10), в общем случае

$$[\sigma_{изн}] = [\sigma_{усл}] / (K_{изн} K_{долг} K_p), \quad (6.7)$$

где $[\sigma_{усл}]$ – допускаемое условное напряжение при базовом числе циклов и постоянном режиме работы (табл. 6.11);

$K_{изн}$ – коэффициент концентрации нагрузки при расчете на износостойкость: $K_{изн} = K_3' K_{пр}$;

K_3' – коэффициент, учитывающий влияние неравномерности нагружения зубьев и различное скольжение рабочих поверхностей при вращении вала: для соединений, нагруженных только вращающим моментом, $K_3' = 1$, для соединений валов с цилиндрическими зубчатыми колесами K_3' см. в табл. 6.7;

$K_{долг}$ – коэффициент долговечности: $K_{долг} = K_n K_{ц}$,

K_n – коэффициент переменности нагрузки (табл. 6.12);

Таблица 6.10

Среднее допускаемое напряжение $[\sigma_{изн}]$

Соотношение размеров	$[\sigma_{изн}]$, МПа при средней твердости поверхностного слоя					
	без обработки, 22 HRC ₃ (218 НВ)	после обработки				
		улучшением 30 HRC ₃ (270 НВ)	закалка			цементацией и закалкой или азотированием 61 HRC ₃
		41,5 HRC ₃	46,5 HRC ₃	53 HRC ₃		
$e/l = 0$	73	85	105	130	142	158
$d_{cp}/d_{\omega} = 0,35;$ $e/l = 0,25$	52	60	77	97	105	117
$e/l = 0,5$	38	45	60	75	80	90
$e/l = 0$	47	55	67	85	92	100
$d_{cp}/d_{\omega} = 0,5;$ $e/l = 0,25$	32	37	47	60	66	72
$e/l = 0,5$	22	26	34	42	45	50

Таблица 6.11

Рекомендуемые значения допускаемых
наибольших напряжений $[\sigma_{усл}]$

без обработки, 218 НВ	$[\sigma_{усл}]$, МПа при средней твердости поверхностного слоя				
	улучшением 270 НВ	закалка			цементацией и закалкой или азотированием 61 HRC ₃
		41,5 HRC ₃	46,5 HRC ₃	53 HRC ₃	
95	110	135	170	185	205

При работе с частыми реверсами рекомендуется снижать на 20...25 %.

 $K_{ц}$ – коэффициент, зависящий от числа циклов: $K_{ц} = (N/10^8)^{1/3}$;где N – расчетное число циклов, равное суммарному числу оборотов вала за все время работы, при общем времени работы L_h и средней частоте вращения $n_{вр}$ в одну сторону $N = 60L_h n_{вр}$; K_p – коэффициент условий работы: $K_p = K_c K_{oc}$,где K_c – коэффициент, учитывающий условия смазывания соединения: при обильном смазывании без загрязнения $K_c = 0,7$, при среднем – $K_c = 1$, при бедном смазывании и работе с загрязнениями $K_c = 1,4$; K_{oc} – коэффициент, учитывающий характер сопряжения ступицы с валом: при жестком закреплении ступицы на валу $K_{oc} = 1$, при небольших осевых смещениях $K_{oc} = 1,25$, при осевых перемещениях под нагрузкой $K_{oc} = 3$.

Значения коэффициента переменности нагрузки K_H

Характеристика режима	K_H
Постоянный: работа с постоянной нагрузкой	1
Тяжелый: работа большую часть времени с высокими нагрузками	0,77
Среднеравновероятный: одинаковое время работы со всеми нагрузками	0,63
Средненормальный: работа большую часть времени со средними нагрузками	0,57
Легкий: работа большую часть времени с малыми нагрузками	0,43

Условие работы соединения без изнашивания при неограниченно большом числе циклов нагружения

$$\sigma = [\sigma_{б.и}] / (K_{изн} K_H K_p), \quad (6.8)$$

где $[\sigma_{б.и}]$ – допускаемое наименьшее напряжение из условия работы без изнашивания: $[\sigma_{б.и}] = 0,028 \text{ НВ, МПа}$ – для нетермообработанных; $[\sigma_{б.и}] = 0,032 \text{ НВ, МПа}$ – для улучшенных; $[\sigma_{б.и}] = 0,3 \text{ HRC3, МПа}$ – для закаленных; $[\sigma_{б.и}] = 0,4 \text{ HRC, МПа}$ – для зубьев, упрочненных цементацией.

Расчет малоответственных шлицевых соединений на износостойкость разрешается производить по средним допускаемым напряжениям $[\sigma_{изн}]$, приведенным в табл. 6.10.

Для предварительных расчетов можно использовать упрощенную формулу:

$$\sigma = \frac{T}{0,75 S_{Fl}} \leq [\sigma_{см}], \quad (6.9)$$

где коэффициент 0,75 приближенно учитывает неравномерность нагрузки по шлицам, а $[\sigma_{см}]$ определяется непосредственно из таблиц в зависимости от термообработки и характера сопряжения.

Соединения с эвольвентным профилем шлицев рассчитываются на смятие их рабочих поверхностей:

$$\sigma_{см} = \frac{T}{0,75 r_{cp} z h l} \leq [\sigma_{см}], \quad (6.10)$$

где z – число шлицев;

$h = m$ – рабочая высота зубьев;

m – модуль соединения;

l – длина ступицы;

r_{cp} – средний радиус соединения, $r_{cp} = 0,5mz$.

Расчет эвольвентного шлицевого соединения на износостойкость производится по формуле

$$\sigma_{\max} = \frac{2Tkk_M}{d_{\text{ср}}zhl} = [\sigma], \quad (6.11)$$

где k – общий коэффициент неравномерности распределения нагрузки, при расположении зубчатого венца по схеме на рис. 6.8 (положительная асимметрия) $k = 5(9e/l + 0,5)d \cos \alpha / d_B + 1$, при его смещении вправо от средней плоскости шестерни (отрицательная асимметрия) $k = 5(3e/l + 0,5)d \cos \alpha / d_B + 1$;

d – диаметр делительной окружности шлицевого соединения, $d = mz$;

d_B – диаметр основной окружности шестерни;

k_M – коэффициент использования мощности, определяется на основании заданного графика нагруженности передачи, ориентировочно $k_M = P_{\text{ср}}/P$,

$P_{\text{ср}}$ – средняя за срок службы передачи мощность;

P – номинальная мощность.

По статистическим данным, для гусеничных тракторов $k_M = 0,92$, для колесных $k_M = 0,78$, для самоходных шасси $k_M = 0,67$; $d_{\text{ср}}$ – средний диаметр шлицевого соединения, $d_{\text{ср}} = d + 2xm$;

h – рабочая высота зубьев, при центрировании по наружному диаметру или по боковым поверхностям зубьев $h \approx 0,8m$, при центрировании по боковым поверхностям зубьев с закругленной формой дна впадины $h \approx 0,9m$;

l – рабочая длина зубьев;

$[\sigma] = 1,2\text{HRC}$ – допускаемое давление.

Допускаемое напряжение на смятие $[\sigma]_{\text{см}}$ для шлицевого соединения при среднем режиме работы можно принимать: для неподвижного с термической обработкой шлицев $[\sigma]_{\text{см}} = 100 \dots 140$ МПа и без термической обработки $[\sigma]_{\text{см}} = 60 \dots 100$ МПа.

При легком режиме работы значение этих напряжений можно увеличить на 20...40 %, а при тяжелом режиме их необходимо снизить на 30...50 %.

6.5. Примеры решения задач

Задача 6.5.1. Цилиндрическое зубчатое колесо закреплено призматической шпонкой на валу редуктора диаметром $d = 40$ мм (рис. 6.10). Вал (сталь 50) передает вращающий момент $T = 350$ Н·м. Материал шпонки – сталь 45, материал зубчатого колеса – сталь 40Х. Длина ступицы $l_1 = 53$ мм. Режим работы редуктора средний. Подобрать шпонку по ГОСТ 23360-78 и проверить на прочность.

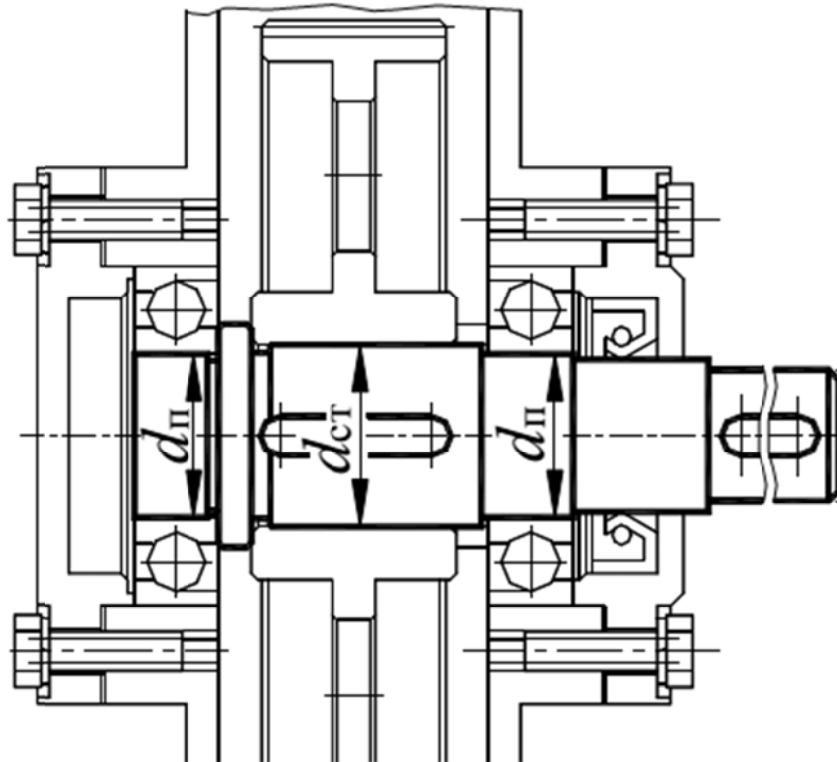


Рис. 6.10. Шпоночное соединение ступицы цилиндрического колеса с валом

Решение

1. По диаметру вала $d_v = 40$ мм выбираем по ГОСТ 23360-78 размеры сечения призматической шпонки: $b = 12$ мм; $h = 8$ мм; $t_1 = 5$ мм. Длину шпонки l принимаем на 3–10 мм меньше длины ступицы l_1 колеса и сравниваем с рядом длин шпонок (табл. 6.3). Выбираем рабочую длину шпонки $l_p = 50$ мм ($l_p = 53 - 3 = 50$ мм). Размеры выбранной шпонки 12×8×50.

2. Проверяем выбранную шпонку на смятие по формуле (6.1); расчет проводим по «слабому» звену:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{[dl_p(h-t_1)]} = \frac{2 \cdot 350 \cdot 10^3}{40 \cdot 50(8-5)} = 116,7 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{\text{см}} = 116,7 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{см}}] = (130 \dots 180) \text{ МПа} \text{ (для среднего режима работы)}.$$

3. Проверяем прочность выбранной шпонки на срез по формуле (6.2):

$$\tau = \frac{2T}{dbl_p} = \frac{2 \cdot 350 \cdot 10^3}{40 \cdot 12 \cdot 50} = 29,2 \text{ МПа},$$

$$\tau = 29,2 \text{ МПа} \leq [\tau] = 70 \dots 100 \text{ МПа}.$$

Следовательно, призматическая шпонка 12×8×50 (ГОСТ 23360-78) по условию прочности подходит для данного соединения.

Задача 6.5.2. Определить предельный вращающий момент, который может передать призматическая шпонка размером 20×12×110 (ГОСТ 23360-78). Шпонка изготовлена из стали 45 и фиксирует зубчатое колесо на валу редуктора. Материал ступицы – чугун, материал вала – сталь 50, диаметр вала $d_b = 70$ мм. Режим работы средний.

Решение.

1. Рабочая длина шпонки $l_p = l - b = (110 - 20) = 90$ мм.

2. По табл. 6.1 находим справочные размеры $t_1 = 7,5$ мм; $h = 12$ мм.

Принимаем допускаемое напряжение на смятие $[\sigma_{см}] = 80$ МПа (для ступиц из чугуна и алюминиевых сплавов).

3. Предельный вращающий момент из формулы (6.1).

$$T = [\sigma_{см}] dl_p (h - t_1) / 2 = 80 \cdot 70 \cdot 90 \cdot (12 - 7,5) \cdot 10^{-3} / 2 = 1234,8 \text{ Нм.}$$

Задача 6.5.3. Подобрать сегментную шпонку для крепления втулочной муфты на валу диаметром $d_b = 26$ мм и проверить ее на срез и смятие. Передаваемая мощность $P = 2$ кВт, частота вращения вала 1140 мин⁻¹. Режим работы средний. Муфта выполнена из стали 40Х, шпонка - из стали 45, вал – из стали 50.

Решение

Для диаметра вала $d_b = 26$ мм выбираем сегментную шпонку с размерами:

$$h = 13 \text{ мм, } D = 32 \text{ мм, } L = 31,4 \text{ мм, } t = 10,5 \text{ мм,} \\ t_1 = 2,8 \text{ мм, } b = 6 \text{ мм.}$$

2. Передаваемый муфтой момент

$$T = \frac{30P}{\pi n} = \frac{30 \cdot 2 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 1140} = 16,76 \text{ Нм.}$$

3. Напряжение смятия (формула (6.1)):

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{[dl_p t_1]} = \frac{2 \cdot 16,76 \cdot 10^3}{26 \cdot 31,4 \cdot 2,8} = 14,66 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 80 \dots 150 \text{ МПа.}$$

4. Проверяем напряжения среза по формуле (6.2):

$$\tau_{ср} = \frac{2T}{[dl_p b]} = \frac{2 \cdot 16,76 \cdot 10^3}{26 \cdot 31,4 \cdot 6} = 6,8 \text{ МПа} < [\tau_{ср}] = 100 \text{ МПа.}$$

Выбранная шпонка работает с большим запасом прочности.

Задача 6.5.4. Подобрать и проверить на прочность подвижное шлицевое соединение вторичного вала коробки передач автомобиля (вращающий момент = 0,4 кН·м). Расчет провести для двух случаев: шлицевое соединение прямоугольное, $d = 28$ мм, $D = 32$ мм; шлицевое соединение эвольвентное, $D = 35$ мм.

Материал – сталь 45, термообработка – улучшение. Длина ступицы шестерни $l = 55$ мм. Условия эксплуатации средние, перемещение втулки без нагрузки.

Решение

1. По табл. 6.4 выбираем прямоугольное шлицевое соединение средней серии $d = 28$ мм, $D = 34$ мм, $z = 6$, $b = 7$, $f = 0,4$.

2. Принимаем допускаемое напряжение $[\sigma_{см}] = 50$ МПа.

3. Проверяем соединение на смятие по формуле (6.4), в которой

$$d_{ср} = (D + d) / 2 = (34 + 28) / 2 = 31 \text{ мм};$$

$$h = (D - d) / 2 - 2f = (34 - 28) / 2 - 2 \cdot 0,4 = 2,2 \text{ мм}.$$

$$\begin{aligned} \sigma_{см} &= \frac{T}{0,75S_{Fl}} = \frac{T}{0,75 \cdot 0,5d_{ср}zhl} = \frac{0,4 \cdot 10^6}{0,75 \cdot 0,5 \cdot 30 \cdot 6 \cdot 2,2 \cdot 55} = \\ &= 48,98 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 50 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

4. По табл. 6.5 выбираем эвольвентное шлицевое соединение с $m = 2$ мм из ряда предпочтительных значений z : $D = 35$ мм, $m = 2$ мм, $z = 16$. Приняв $[\sigma_{см}] = 50$ МПа, проверяем соединение на смятие по формуле (6.4), в которой

$$d_{ср} = mz = 2 \cdot 10 - 3 \cdot 16 = 32 \text{ мм};$$

$$h = \theta m = 0,9 \cdot 2 \cdot 10 - 3 = 1,8 \text{ мм},$$

где $\theta = 0,9$ при центрировании по наружному или внутреннему диаметру.

$$\sigma_{см} = \frac{T}{0,75r_{ср}zhl} = \frac{0,4 \cdot 10^6}{0,75 \cdot 16 \cdot 16 \cdot 1,8 \cdot 55} = 21,04 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 50 \text{ МПа}.$$

Значительно меньшие расчетные значения напряжений смятия для эвольвентного шлицевого соединения (по сравнению с прямоугольным) подтверждают предпочтительность эвольвентных соединений.

Задача 6.5.5. Проверить зубчатое соединение косозубого колеса диаметром $d_w = 73,4$ мм и с углом наклона зубьев $\beta = 12^\circ$ с валом (рис. 6.11). Исходные данные: номинальные размеры соединения $8 \times 42 \times 48$, передаваем-

мый момент $T = 280 \text{ Н}\cdot\text{м}$, частота вращения вала $n_{\text{в}} = 1440 \text{ мин}^{-1}$, срок службы $Lh = 10\,000 \text{ ч}$, материал рабочих поверхностей – сталь 40Х (от = 550 МПа), термообработка – улучшение, твердость 270 НВ, условия смазывания средние, режим работы среднеравновероятностный (одинаковое время работы со всеми нагрузками), колесо закреплено на валу жестко.

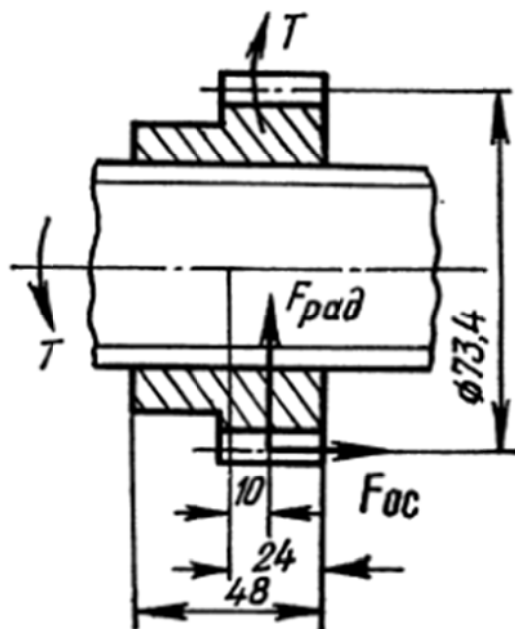


Рис. 6.11. Шлицевое соединение шестерни с валом

Решение

По табл. 6.7 находим $S_F = 396 \text{ мм}^3/\text{мм}$, $d_{\text{ср}} = 45 \text{ мм}$.

Среднее напряжение по формуле (6.3)

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{T}{S_F l} = \frac{280 \cdot 10^3}{396 \cdot 48} = 14,7 \text{ МПа.}$$

Вычисляем соотношения размеров:

$$l / D = 48 / 48 = 1;$$

$$\begin{aligned} \varepsilon &= e / l \pm (0,5 d_w \text{tg} \beta \cos \alpha_w) / l = \\ &= 10 / 48 + 0,5 \cdot 73,4 \cdot 0,213 \cdot 0,939 / 48 = 0,36; \end{aligned}$$

$$\psi = d_{\text{ср}} / (d_w \cos \alpha_w) = 45 / (73,4 \cdot 0,939) = 0,65.$$

В выражении для e принят знак плюс, так как силы F_r и F_a относительно точки пересечения средней плоскости колеса с его осью создают момент одного знака.

Коэффициенты концентрации нагрузки: $K_{кр} = 1,03$ (см. табл. 6.9, для наружного диаметра $D = 48$ мм, отношения $l/D = 1$; период после приработки; переменный режим нагрузки); $K_e = 1,82$ (см. рис. 6.8, для $e = 0,36$; $\psi = 0,65$); $K_3 = 2,4$ (см. табл. 6.8, для $\psi = 0,65$); $K_3' = 3$ (см. табл. 4.8, для $\psi = 0,65$); $K_{пр} = K_e = 1,82$ (так как зубчатый венец расположен со стороны незакручиваемого участка вала, то $K_{пр}$ выбирается равным большему из значений K_e и $K_{кр}$); $K_{II} = 1$ (период после приработки).

Общие коэффициенты концентрации по формуле (6.5) и из пояснений к формуле (6.7):

$$K_{см} = K_3 K_{пр} K_{II} = 2,4 \cdot 1,82 \cdot 1 = 4,36;$$

$$K_{изн} = K_3' K_{пр} = 3 \cdot 1,82 = 5,46.$$

Приняв $s = 1,3$ и $K_d = 2$, определим по формуле (6.4) допускаемое среднее напряжение при смятии:

$$[\sigma_{см}] = \frac{\sigma_T}{s K_{см} K_d} = \frac{550}{1,3 \cdot 4,36 \cdot 2} = 48,5 \text{ МПа.}$$

Таким образом, условие (6.3) удовлетворяется, т. е.

$$\sigma = 14,7 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 48,5 \text{ МПа.}$$

По ГОСТ 21425-75 допускается значительная разница между σ и $[\sigma_{см}]$ в связи с тем, что размеры соединений часто определяются прочностью и жесткостью валов и конструктивными соображениями.

Число циклов нагружения

$$N = 60 L_h n_B = 60 \cdot 10^4 \cdot 1440 = 8,74 \cdot 10^8.$$

Определим коэффициенты [см. пояснения к формуле (6.7)]:

$$K_{ц} = (N / 10^8)^{1/3} = (8,74 \cdot 10^8 / 10^8)^{1/3} = 2,06;$$

$$K_H = 0,63; \text{ (табл. 6.12);}$$

$$K_{долг} = K_H K_{ц} = 0,63 \cdot 2,06 = 1,3;$$

$K_c = 1$ (при среднем смазывании); $K_{ос} = 1$ (при жестком закреплении ступицы на валу); $K_p = K_c K_{ос} = 1 \cdot 1 = 1$.

Из табл. 6.11 для твердости 270 НВ находим $\sigma_{\text{усл}} = 110$ МПа. Допускаемое среднее напряжение из расчета на износостойкость по формуле (6.7) $[\sigma_{\text{изн}}] = 110 / (5,46 \cdot 1,3 \cdot 1) = 15,5$ МПа, т. е. условие (6.6) удовлетворяется, так как $\sigma = 14,7$ МПа $< [\sigma_{\text{изн}}] = 15,5$ МПа.

Допускаемое наибольшее напряжение из условия работы без изнашивания для улучшенных зубьев $[\sigma_{\text{б.и}}] = 0,032 \text{ НВ} = 0,032 \cdot 270 = 8,64$ МПа.

Условие работы соединения без изнашивания [см. формулу (6.8)] $\sigma = [\sigma_{\text{б.и}}] / (K_{\text{изн}} K_{\text{н}} K_{\text{р}}) = 8,64 / (5,46 \cdot 0,63 \cdot 1) = 2,5$ МПа $< \sigma = 14,7$ МПа удовлетворяется.

6.6. Задачи

Задача 6.6.1. Рассчитать диаметр d вала и по результатам расчета подобрать по ГОСТ 23360-78 призматическую шпонку со скругленными торцами. Определить длину шпонки l при передаче постоянного крутящего момента $T = 80$ Нм, $[\tau_{\text{кр}}] = 20$ МПа. Материал шпонки – Сталь 45, допускаемое напряжение $[\sigma_{\text{см}}] = 120$ МПа. Привести условное обозначение выбранной шпонки по ГОСТ.

Задача 6.6.2. Для крепления муфты упруго-втулочно пальцевой (МУВП) на валу диаметром $d = 40$ мм, подобрать сегментную шпонку и проверить ее на срез и смятие. Передаваемая мощность $P = 2$ кВт, частота вращения вала 1140 мин^{-1} . Режим работы средний. Муфта выполнена из стали 40Х, шпонка – из стали 45 ($[\sigma_{\text{см}}] = 120$ МПа; $[\tau_{\text{ср}}] = 35$ МПа), вал – из стали 50.

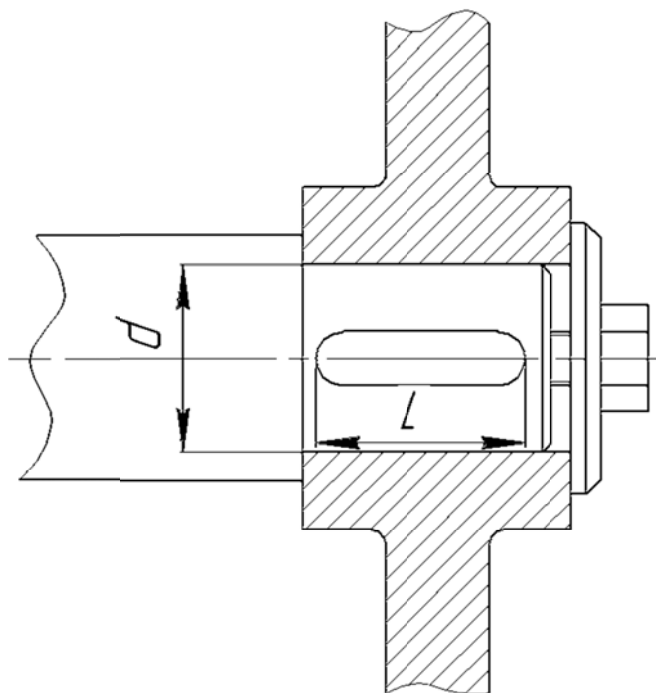


Рис.6.11. Схема установки призматической шпонки

Задача 6.6.3. Подобрать и проверить на прочность призматическую шпонку для крепления червячного колеса редуктора, рассчитанного для передачи вращающего момента $T = 1,5$ кН·м. Колесо установлено на валу диаметром $d = 70$ мм; длина ступицы колеса $l_{ст} = 90$ мм (рис. 6.11). Материал шпонки – сталь 45, материал ступицы колеса – Ст 5. Допускаемое напряжение смятия $[\sigma_{см}] = 150$ МПа.

Задача 6.6.4. Определить окружную силу на колесе, при которой происходит срезание сегментной шпонки, крепящей зубчатое колесо на валу диаметром $d = 28$ мм (рис. 6.8). Материал шпонки – сталь Ст5, диаметр начальной окружности колеса $d_w = 150$ мм.

Задача 6.6.5. Для вала, передающего вращающий момент, диаметром $d = 40$ мм, необходимо подобрать размеры призматической, сегментной, клиновой шпонок и определить предельный момент, который могут передать эти шпонки. Принять рабочую длину шпонок $l = 50$ мм, коэффициент сцепления $f = 0,16$, допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{см}] = 150$ МПа. Расчетный момент определить при $[\tau] = 25$ МПа.

Задача 6.6.6. Блок шестерен в коробке передач установлен на вал с помощью подвижного эвольвентного шлицевого соединения (рис. 6.12). Длина блока шестерен $l = 50$ мм, материал – сталь 45 (термообработка – улучшение), наружный диаметр $D = 40$ мм, условия эксплуатации средние, перемещения осуществляются без нагрузки, передаваемый вращающий момент $T = 400$ Н·м. Подобрать шлицевое соединение и найти напряжения смятия.

Задача 6.6.7. Зубчатое колесо с делительной окружностью диаметром $d_2 = 120$ мм (рис. 6.13) насажено на вал диаметром $d = 28$ мм. Соединение осуществлено сегментной шпонкой из стали Ст5. Определить окружную силу на колесе, при которой происходит срезание шпонки. Для стали Ст5 принять $\sigma_T = 380$ МПа, $\tau_T = (0,55 \dots 0,62) \sigma_T$, коэффициент безопасности $S = 1,8$, масштабный фактор $\varepsilon = 0,82$.

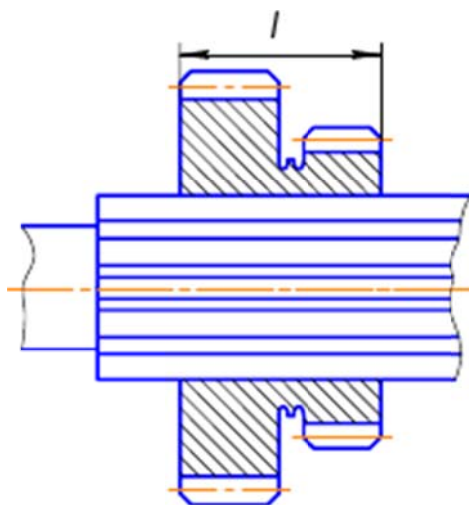


Рис.6.12. Эвольвентное подвижное соединение блока шестерни с валом

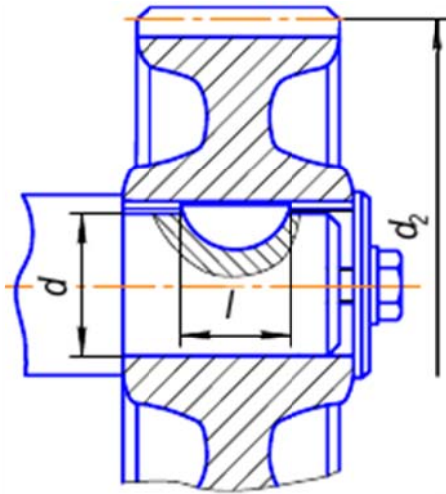


Рис. 6.13

Задача 6.6.8. Для вала диаметром $d = 40$ мм, передающего вращающий момент, необходимо подобрать рациональный тип соединения призматической, сегментной или клиновой шпонками и определить предельный момент, который эти шпонки могут передать. Принять рабочую длину шпонок $l = 50$ мм, коэффициент сцепления $f = 0,16$, допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{см}] = 150$ МПа. Расчетный момент определить при $[\tau] = 25$ МПа.

Задача 6.6.9. Валы диаметром $d = 30$ мм соединяются втулочной муфтой (рис. 6.14). Для соединения деталей используются сегментные шпонки, которые следует подобрать и проверить на прочность. Передаваемая мощность при среднем режиме использования соединения $P = 10$ кВт, частота вращения валов $n = 1440$ мин⁻¹. Материал валов и муфты – сталь 45, шпонок – сталь Ст6.

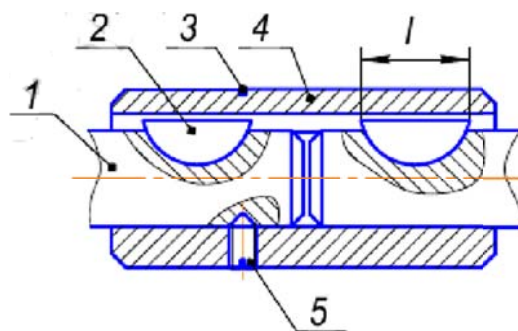


Рис. 6.14

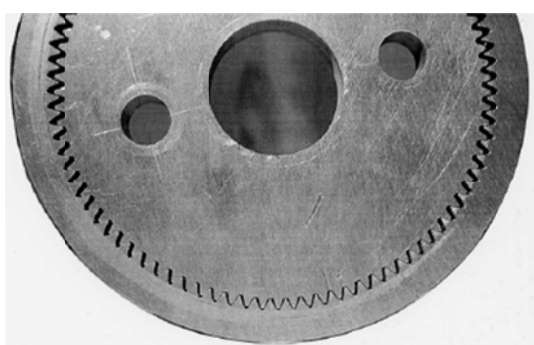
7. КИНЕМАТИКА ПЛАНЕТАРНО-КРИВОШИПНЫХ МЕХАНИЗМОВ

7.1. Общие сведения

Планетарно-кривошипные зубчатые механизмы разделяются на:

- механизмы с эвольвентным зацеплением;
- механизмы с цевочным зацеплением (планетарно-цевочный или циклоидальный механизм);
- планетарно-волновые зубчатые механизмы.

На рис. 7.1 представлены планетарно-кривошипные механизмы с эвольвентным и цевочным зацеплениями.



а



б

Рис. 7.1. Планетарно-кривошипные зубчатые механизмы:
а – с эвольвентным зацеплением; *б* – с цевочным зацеплением

В планетарно-кривошипных зубчатых механизмах с эвольвентным и цевочным зацеплениями в контакте находятся до $2/3$ числа зубьев сателлита, что позволяет без поломок длительное время выдерживать большие ударные и пиковые нагрузки. Принцип работы зацепления и отработанная технология изготовления гарантируют 20 000 часов непрерывной работы при постоянной нагрузке с вероятностью безотказной работы 90 %. При односменной работе с постоянной нагрузкой расчетная долговечность – 15 лет. Два сателлита, расположенных оппозитно, полностью уравнивают инерционные нагрузки. Многопарность зацепления обеспечивает плавность хода, отсутствие вибраций и уровень шума в пределах 65...70 дБ. К недостаткам данных механизмов можно отнести высокие требования к точности изготовления всех звеньев, что приводит к усложнению технологических процессов и, соответственно, повышению себестоимости передачи.

Планетарно-кривошипные зубчатые механизмы с эвольвентным и цевочным зацеплениями применяют в различных отраслях промышленности, там, где требуется обеспечить максимальный вращающий момент при минимальных габаритах и массе привода, высокую надежность и долговечность. Типичным является использование их в машиностроении, химиче-

ском машиностроении, судостроении, пищевой и лесной промышленности, горнодобывающей и деревообрабатывающей промышленности, на кирпичных и керамических заводах, металлургических комбинатах и в разнообразном технологическом транспорте. Циклоидальные редукторы используют в конструкциях таких устройств и механизмов, как мешалки для жидких и вязких сред, центрифуги и декантеры, кирпичные прессы, глиномяльные машины, центробежные и лопастные вентиляторы, компрессоры, насосы, ленточные, ковшовые, цепные и винтовые конвейеры, рольганги, шнековые транспортеры, загрузочные бункеры, накопители, штабелеры, автомобильные опрокидыватели, экскаваторы, подъемные механизмы, грузовые подъемники и эскалаторы, лебедки и кабельные барабаны, дробилки и измельчители руды, шаровые и молотковые мельницы, голтовочные барабаны, генераторы, стиральные машины, станочное оборудование (гибочные валки, строгальные станки, резбонарезное оборудование и др.), промышленные роботы и манипуляторы, формовочные машины, экструдеры пластмасс, волочильные станы, цементные и другие обжиговые печи, формовочные прессы, каландры, машины для намотки тканей, кабельной продукции, упаковочные машины и многих других.

На рис. 7.2 представлен планетарно-волновой механизм.

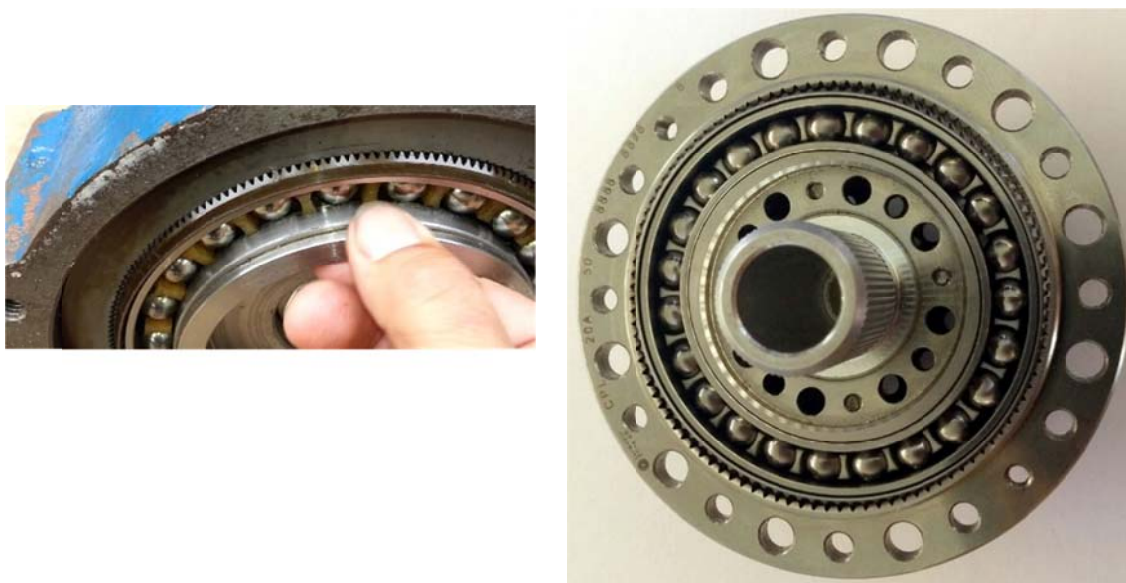


Рис. 7.2. Планетарно-волновой зубчатый механизм

Волновым называется зубчатый или фрикционный механизм, предназначенный для передачи и преобразования движения (обычно вращательного), в котором движение преобразуется за счет волновой деформации венца гибкого колеса специальным генератором волн. Изобретатель волновой передачи – американский инженер У. Массер (1959).

Волновые механизмы можно рассматривать как одну из разновидностей многопоточных планетарных механизмов, так как они обладают многозонным, а в случае зубчатого механизма, и многопарным контактом вы-

ходного звена с гибким колесом. Многозонный контакт обеспечивается за счет формы генератора волн (кулачок чаще с двумя, редко с тремя выступами), многопарный – за счет податливости зубчатого венца гибкого колеса. Такое сочетание позволяет волновым механизмам передавать значительные нагрузки при малых габаритах. **Податливость зубчатого венца** обеспечивает достаточно равномерное распределение нагрузки по зубьям, находящимся в зоне зацепления. При номинальных нагрузках процент зубьев, находящихся в зацеплении, составляет 15–25 % от общего их числа. Поэтому в волновых передачах применяется **мелкомодульное зацепление**, а числа зубьев колес лежат в пределах от 100 до 600. Зона зацепления в волновой зубчатой передаче совпадает с вершиной волны деформации. По числу зон или волн передачи делятся на **одноволновые**, **двухволновые** и так далее. Распределение передаваемых усилий по нескольким зонам уменьшает нагрузку на элементы пар и позволяет существенно уменьшать габаритные размеры и массу механизмов. **Многозонный и многопарный контакт** звеньев существенно увеличивает жесткость механизма, а за счет осреднения ошибок и зазоров уменьшает мертвый ход и кинематическую погрешность механизма. Поэтому волновые механизмы обладают высокой кинематической точностью и, несмотря на наличие гибкого элемента, достаточно высокой жесткостью. К недостаткам волновых передач относится сложная технология изготовления гибких зубчатых колес.

Волновые передачи применяются в различных отраслях техники: в приводах грузоподъемных машин, конвейеров, различных станков, в авиационной и космической технике, в точных приборах, исполнительных механизмах систем с дистанционным и автоматическим управлением, в приводах остронаправленных радарных антенн систем наблюдения за космическими объектами и т. п. Герметические волновые передачи передают вращение в герметизированные полости с химической агрессивной и радиоактивной средой, в полости с высоким давлением и глубоким вакуумом, а также являются приводами герметических вентилях. Например, в американской космической ракете «Кентавр» (60-е гг. XX в.) герметическая волновая передача использовалась в механизме вентиля системы жидкого кислорода, что исключило утечку кислорода и повысило взрыво- и пожаробезопасность топливной системы.

На рис. 7.3 представлен планетарно-кривошипный механизм компании *Simaco*, который в силу своих конструктивных особенностей может быть отнесен как к механизмам с цевочным зацеплением, так и к волновым механизмам. К основным техническим особенностям и преимуществам данного планетарно-кривошипного механизма относятся: высокое передаточное число (6–60), высокий крутящий момент на выходном валу, высокая жесткость звеньев, компактность, высокий КПД (до 0,98), высокая надежность и срок службы (до 15 лет), малый момент инерции, малый угловой зазор (люфт) (до 0,05 град), малая вибрация.

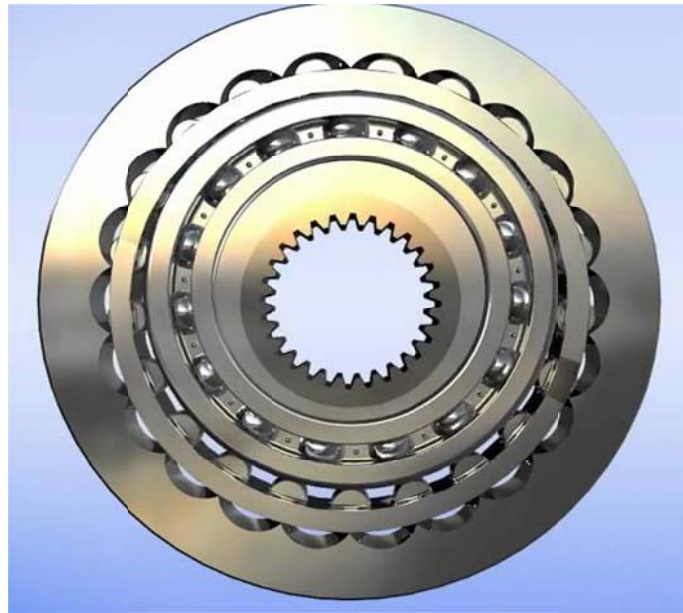


Рис. 7.3. Планетарно-кривошипный механизм компании *Simaco* (циклоидальный или волновой редуктор)

7.2. Кинематический расчет планетарно-кривошипных механизмов

Кинематика планетарно-кривошипных механизмов основана на кинематической теории классических планетарных механизмов.

Передаточное отношение $i_{пл}$ трехзвенного планетарного механизма с однозвеновым сателлитом (рис.7.4) зависит от статуса основного звена *водила* – h (остановленное, ведущее или ведомое) и заключается в определении функции $i_{пл} = f(i^h)$.

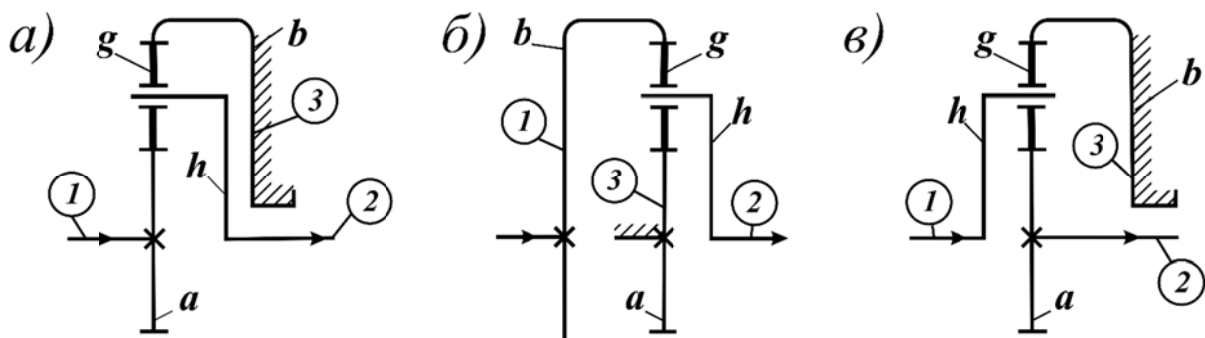


Рис. 7.4. Схемы планетарных механизмов с однозвеновыми сателлитами:
 a – с ведущим солнечным колесом a ; $б$ – с ведущим эпициклическим колесом b ;
 $в$ – с ведущим водилом h

Для раскрытия функции составим *матрицу расчетных формул* для трехзвенных планетарных механизмов с однозвеновыми сателлитами:

$$i_{\text{пл}} = f(i^h) = i_{12}^3 = \begin{cases} i_{12}^h = (\pm z_2/z_1); \\ i_{1h}^3 = 1 - i_{13}^h = 1 - (\pm z_3/z_1); \\ i_{h2}^3 = \frac{1}{i_{2h}^3} = \frac{1}{1 - i_{23}^h} = \frac{1}{1 - (\pm z_3/z_2)}. \end{cases} \quad (7.1)$$

Для трехзвенных планетарных механизмов с двухвенцовыми сателлитами (рис. 7.5) передаточное отношение определяется на основе матрицы расчетных формул (7.1) с учетом двухвенцового сателлитного блока.

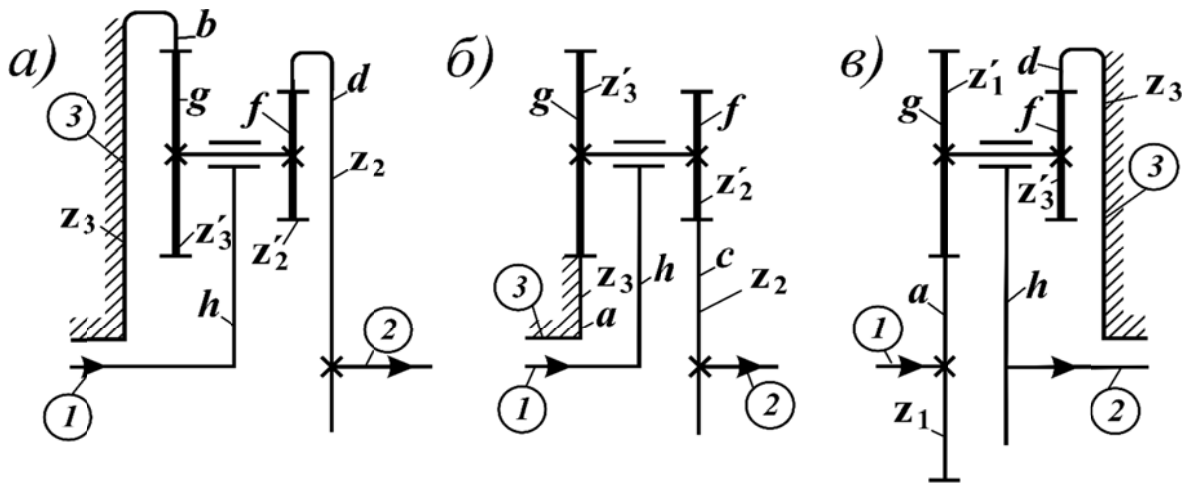


Рис. 7.5. Схемы трехзвенных планетарных механизмов с двухвенцовыми сателлитами:

a – внутреннего; *б* – наружного; *в* – смешанного зацепления

$$i_{\text{пл}} = f(i^h) = i_{12}^3 = \begin{cases} i_{12}^h = \left(\pm \frac{z_2 \cdot z_1'}{z_2 \cdot z_1} \right); \\ i_{1h}^3 = 1 - i_{13}^h = 1 - \left(\pm \frac{z_3 \cdot z_1'}{z_3 \cdot z_1} \right); \\ i_{h2}^3 = \frac{1}{i_{2h}^3} = \frac{1}{1 - i_{23}^h} = \frac{1}{1 - \left(\pm \frac{z_3 \cdot z_2'}{z_3 \cdot z_2} \right)}. \end{cases} \quad (7.2)$$

В (7.1), (7.2) приняты обозначения: индексы 1, 2, 3 – ведущее, ведомое, остановленное звенья; z_1', z_2', z_3' – числа зубьев сателлитов, находящихся непосредственно в зацеплении с центральными колесами z_1, z_2, z_3 .

Для зацепления $a-g-b$ (рис. 7.4) дифференциального и планетарного механизмов справедливы следующие равенства взаимозависимости частот вращения звеньев:

$$\left. \begin{aligned} n_a &= i_{ab}^h \cdot n_b + i_{ah}^b \cdot n_h; & n_g &= i_{gb}^h \cdot n_b + i_{gh}^b \cdot n_h; \\ n_b &= i_{ba}^h \cdot n_a + i_{bh}^a \cdot n_h; & n_g &= i_{ga}^h \cdot n_a + i_{gh}^a \cdot n_h. \\ n_h &= i_{ha}^b \cdot n_a + i_{hb}^a \cdot n_b; \end{aligned} \right\} \quad (7.3)$$

Относительная частота вращения сателлитов планетарных механизмов с учетом наличия остановленных звеньев определяется по формуле

$$(n_g - n_h) = \begin{cases} n_h \left(\frac{z_a}{z_g} \right), & \text{при } n_a = 0; \\ (-n_h) \left(\frac{z_b}{z_g} \right), & \text{при } n_b = 0. \end{cases} \quad (7.4)$$

7.3. Примеры кинематического расчета планетарно-кривошипных механизмов с эвольвентным зацеплением

Передаточное отношение планетарно-кривошипного механизма (рис. 7.4) при неподвижном эпициклическом колесе b и ведущем водиле h (кривошип или эксцентрик), что характерно для большинства случаев применения данных механизмов, с учетом формулы (7.1) принимает вид:

$$i_{12}^3 = i_{hg}^b = \frac{1}{i_{gh}^b} = \frac{1}{1 - i_{gb}^h} = \frac{1}{1 - \frac{z_b}{z_g}} = \frac{1}{\frac{z_g - z_b}{z_g}} = \frac{z_g}{z_g - z_b} = -\frac{z_g}{z_b - z_g};$$

$$i_{12}^3 = i_{hg}^b = -\frac{z_g}{z_b - z_g}, \quad (7.5)$$

где z_b, z_g – числа зубьев эпициклического колеса b и сателлита g .

При неподвижном сателлите g :

$$i_{12}^3 = i_{hb}^g = \frac{1}{i_{bh}^g} = \frac{1}{1 - i_{bg}^h} = \frac{1}{1 - \frac{z_g}{z_b}} = \frac{1}{\frac{z_b - z_g}{z_b}} = \frac{z_b}{z_b - z_g};$$

$$i_{12}^3 = i_{hb}^g = \frac{z_b}{z_b - z_g}. \quad (7.6)$$

Пример 1. Выполнить кинематический расчет (рис. 7.6) планетарно-кривошипного механизма с одновенцовым сателлитом.

Сателлит g связан с выходным валом 2 двойной шарнирной муфтой с передаточным отношением, равным +1 (угловая скорость сателлита g равна угловой скорости выходного вала 2).

$$n_{\text{ex}} = n_h = 1000 \text{ мин}^{-1}; \quad z_g = 40; \quad z_b = 42.$$

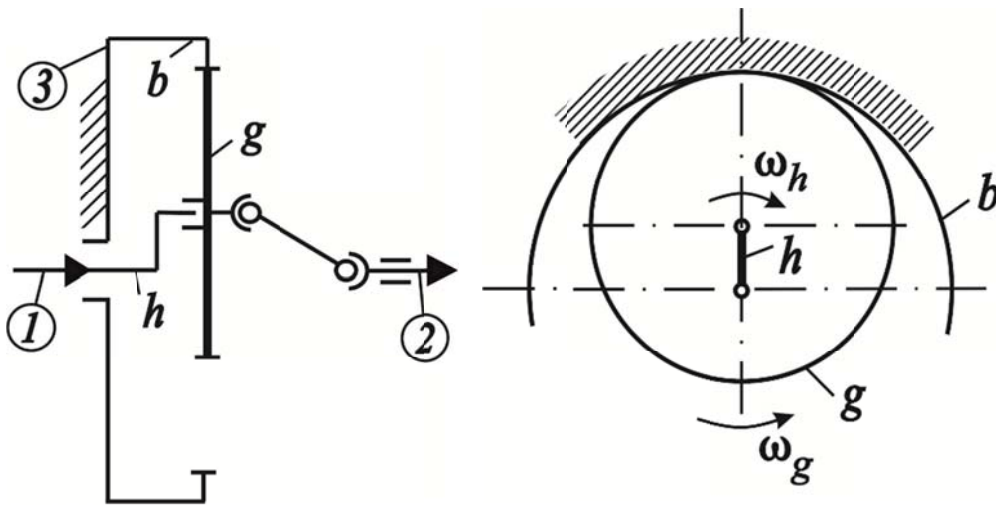


Рис. 7.6. Схема планетарно-кривошипного механизма эвольвентного зацепления с одним одновенцовым сателлитом

Расчет. Индексами 1, 2, 3 указываем ведущее, ведомое и остановленное звенья, обозначаем зубчатые колеса b, g, h .

1. Передаточное отношение (формула (7.5)):

$$i_{12}^3 = i_{hg}^b = -\frac{z_g}{z_b - z_g} = -\frac{40}{42 - 40} = -20.$$

2. Частота вращения ведомого звена (формула (7.3)):

$$n_{\text{вых}} = n_g = n_h \cdot i_{gh}^b = \frac{n_h}{i_{hg}^b} = \frac{1000}{-20} = -50 \text{ мин}^{-1}.$$

3. Относительная частота вращения сателлита (формула (7.4)):

$$(n_g - n_h) = -n_h \frac{z_b}{z_g} = -1000 \frac{42}{40} = -1050 \text{ мин}^{-1}.$$

Пример 2. Выполнить кинематический расчет (рис. 7.7) планетарно-кривошипного механизма с двухвенцовым сателлитом.

$$n_{\text{ВХ}} = 2000 \text{ мин}^{-1}; \quad z_b = 42; \quad z_d = 35; \quad z_g = 40; \quad z_f = 33.$$

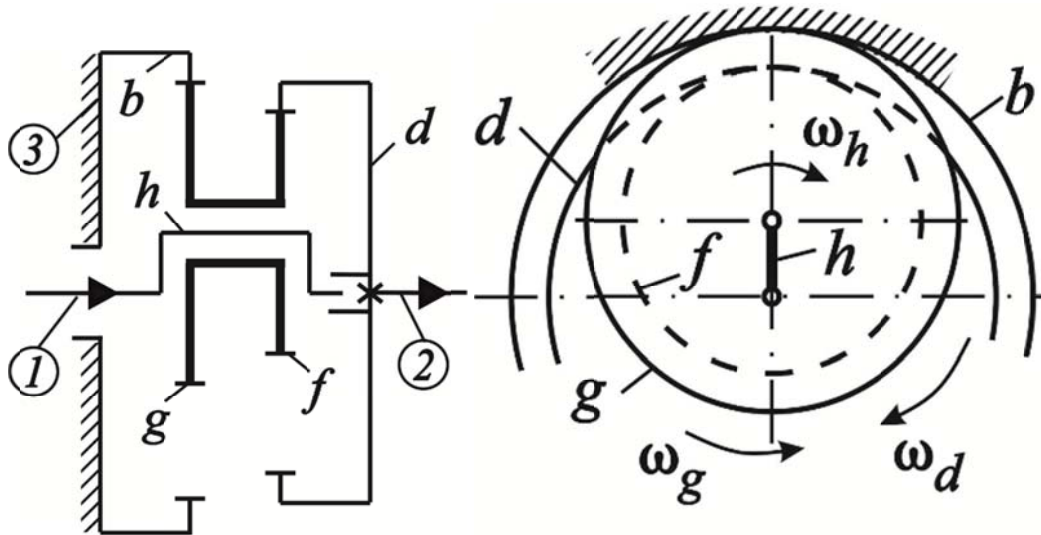


Рис. 7.7. Схема планетарно-кривошипного механизма эвольвентного зацепления с одним двухвенцовым сателлитом

Расчет. Индексами 1, 2, 3 указываем ведущее, ведомое и остановленное звенья, обозначаем зубчатые колеса b, h, d, g, f .

1. Передаточное отношение (формула (7.2)):

$$i_{12}^3 = i_{hd}^b = \frac{1}{i_{dh}^b} = \frac{1}{1 - i_{db}^h} = \frac{1}{1 - \left(\frac{z_b \cdot z_f}{z_g \cdot z_d} \right)} = \frac{1}{1 - \frac{42 \cdot 33}{40 \cdot 35}} = 100.$$

2. Частота вращения ведомого звена (формула (7.3)):

$$n_{\text{ВЫХ}} = n_d = n_h \cdot i_{dh}^b = \frac{n_h}{i_{hd}^b} = \frac{2000}{100} = 20 \text{ мин}^{-1}.$$

3. Относительная частота вращения сателлита (формула (7.4)):

$$(n_g - n_h) = (n_f - n_h) = -n_h \frac{z_b}{z_g} = -2000 \frac{42}{40} = -2100 \text{ мин}^{-1}.$$

Пример 3. Выполнить кинематический расчет (рис. 7.8) двухступенчатого планетарно-кривошипного механизма с неподвижным общим водилом (планетарно-шатунный механизм).

Вращающий момент через входной вал 1 передается на солнечное колесо a трехзвенного планетарного механизма (первая ступень редуцирования) и далее на сателлиты g и жестко связанные с ними параллельные кривошипы h' , являющиеся ведущим звеном сателлита f планетарно-кривошипного механизма (вторая ступень редуцирования). Сателлит f и параллельные кривошипы h , осуществляя **поступательное круговое движение**, передают вращение на эпициклическое колесо d и связанный с ним выходной вал 2.

$$n_{\text{ВХ}} = 2000 \text{ мин}^{-1}; z_a = 18; z_g = 36; z_f = 72; z_d = 75.$$

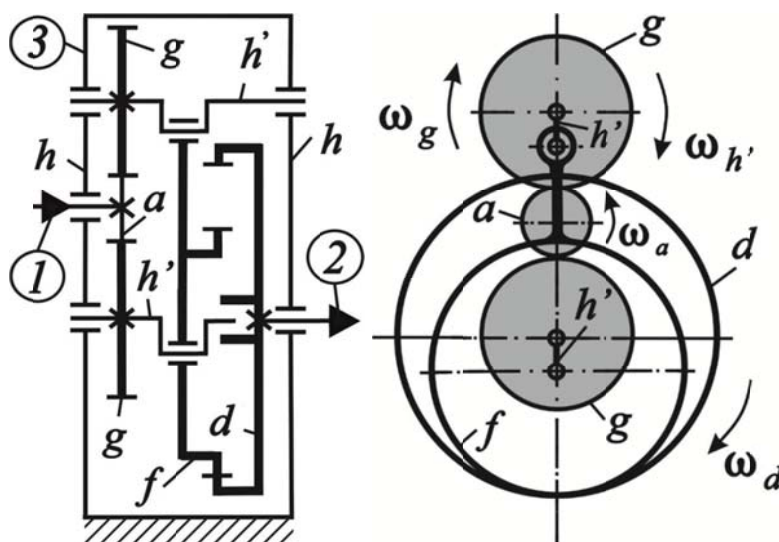


Рис. 7.8. Схема двухступенчатого планетарно-кривошипного механизма эвольвентного зацепления с параллельными кривошипами h' и неподвижным общим водилом h (планетарно-шатунный механизм)

Расчет. Индексами 1, 2, 3 указываем ведущее, ведомое и остановленное звенья, обозначаем зубчатые колеса a, d, g, f, h', h .

Для кинематического анализа раскладываем двухступенчатый механизм на составляющие механизмы последовательного соединения: трехзвенный планетарный (рис. 7.9, а) и планетарно-кривошипный (рис. 7.9, б).

1. Передаточное отношение (определяется как произведение абсолютных передаточных отношений ступеней механизма):

$$i_{12}^3 = i_{ad}^h = i_{ah'}^h \cdot i_{h'd}^h.$$

1.1. Передаточное отношение трехзвенного планетарного механизма (рис. 7.9, а; формула (7.1)). Ведущее звено – солнечное колесо a ; ведомое – параллельные кривошипы h' , жестко связанные с сателлитами g ; остановленное – водило h .

$$i_{ah'}^h = i_{ag}^h = -\frac{z_g}{z_a} = -\frac{36}{18} = -2.$$

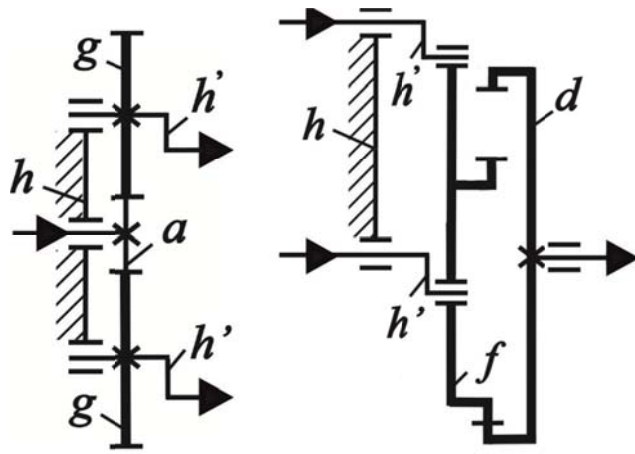


Рис. 7.9. Разложение двухступенчатого планетарно-кривошипного механизма на составляющие механизмы:
a – трехзвенный планетарный; *б* – планетарно-кривошипный

1.2. Передаточное отношение планетарно-кривошипного механизма (рис. 7.9, *б*; формула (7.6)). Ведущее звено – кривошипы h' ; ведомое – эпициклическое колесо d ; остановленное – сателлит f , связанный с неподвижным корпусом, роль которого выполняет общее водило h . Сателлит f без вращения вокруг своей оси совершает **поступательное круговое движение** в направлении вращения кривошипов h' , заставляя вращаться в том же направлении колесо d , подобно работе волновой передачи с неподвижным гибким колесом.

$$i_{h'd}^h = i_{h'd}^f = \frac{1}{i_{dh'}^f} = \frac{1}{1 - i_{df}^{h'}} = \frac{1}{1 - \frac{z_f}{z_d}} = \frac{z_d}{z_d - z_f} = \frac{75}{75 - 72} = 25.$$

Общее передаточное отношение механизма:

$$i_{12}^3 = i_{ad}^h = i_{ah'}^h \cdot i_{h'd}^h = -2 \cdot 25 = -50.$$

2. Частота вращения выходного звена (формула (7.3)):

$$n_{\text{ВЫХ}} = n_h = n_a \cdot i_{ha}^d = \frac{n_a}{i_{ah}^d} = \frac{1000}{-50} = -20 \text{ мин}^{-1}.$$

3. Относительная частота вращения сателлитов (формулы (7.3), (7.4)):

$$i_{ga}^h = -\frac{z_a}{z_g} = -\frac{18}{36} = -0,5;$$

$$(n_g - n_h) = (n_{h'} - n_h) = n_{h'} = n_g = i_{ga}^h \cdot n_a = -0,5 \cdot 1000 = -500 \text{ мин}^{-1};$$

$$(n_f - n_{h'}) = (-n_{h'}) \frac{z_d}{z_f} = 500 \frac{75}{72} = 520,83 \text{ мин}^{-1}.$$

На рис. 7.10 представлен редуктор планетарно-шатунный, выполненный по схеме двухступенчатого планетарно-кривошипного механизма эвольвентного зацепления с параллельными кривошипами h' и с неподвижным общим водилом h (см. рис. 7.8).

Редукторы планетарно-шатунные с большими передаточными отношениями имеют двухступенчатую передачу. Первая, быстроходная ступень редуктора содержит двухпоточную передачу внешнего эвольвентного зацепления с общей ведущей шестерней, установленной на быстроходном валу, и ведомыми колесами, связанными через параллельные кривошипы с шатуном-сателлитом планетарной передачи второй ступени, выполненной на основе зубчатой пары внутреннего эвольвентного зацепления с малой разностью чисел зубьев колес. В данных редукторах для синхронизации работы параллельных кривошипов h' необходимо фиксировать угловые положения колес 1 и 2 посредством введения через отверстия a и b крышки 3 (рис. 7.10) технологических штифтов в соответствующие фиксирующие гнезда.

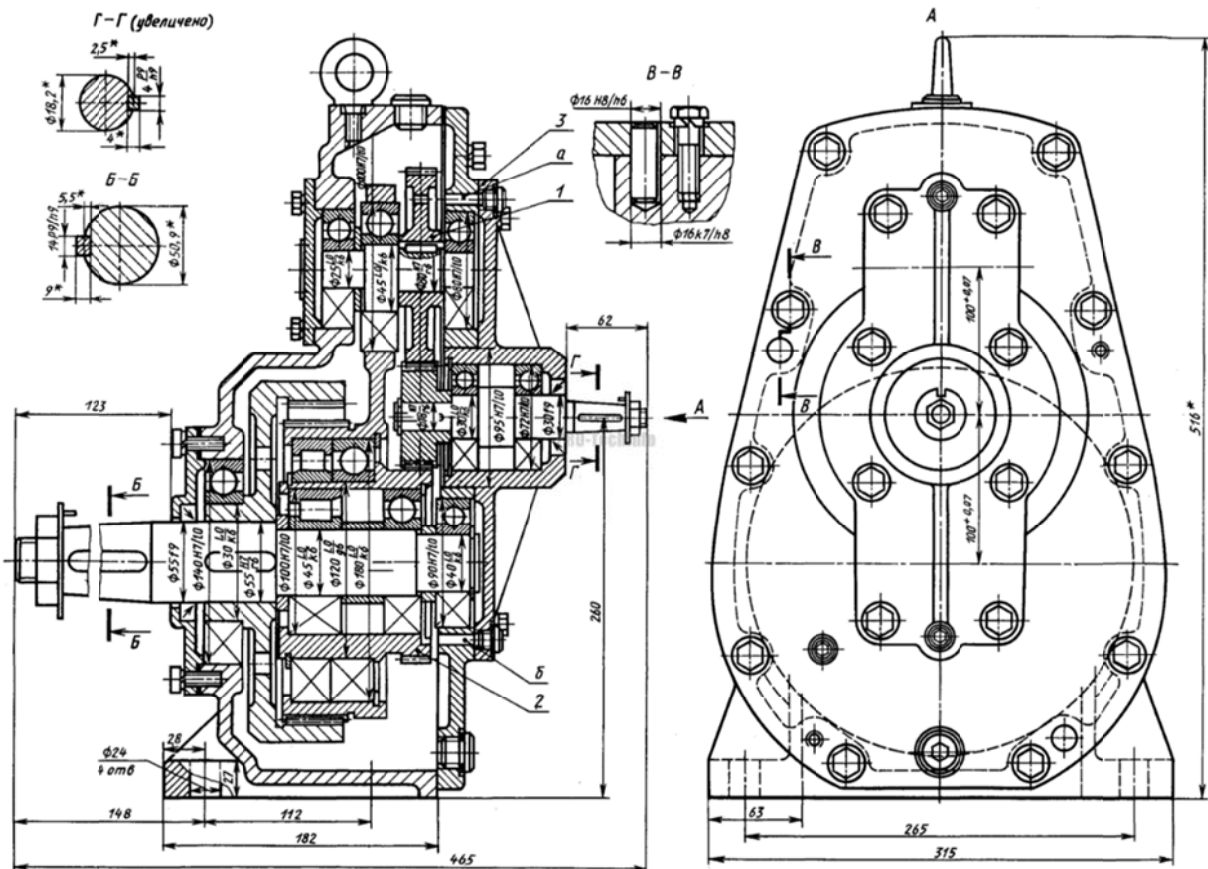


Рис. 7.10. Планетарно-шатунный редуктор

Пример 4. Выполнить кинематический расчет (рис. 7.11) двухступенчатого планетарно-кривошипного механизма эвольвентного зацепления с **подвижным** общим водилом.

Вращающий момент через входной вал 1 передается на солнечное колесо a трехзвенного планетарного механизма (первая ступень редуцирования) и далее на сателлиты g и жестко связанные с ними кривошипы h , являющиеся ведущим звеном сателлита f планетарно-кривошипного механизма (вторая ступень редуцирования). Сателлит f и параллельные кривошипы h , осуществляя плоскопараллельное движение, передают вращение на водило и связанный с ним выходной вал 2.

$$n_{\text{вх}} = 2000 \text{ мин}^{-1}; z_a = 18; z_g = 90; z_f = 195; z_d = 198.$$

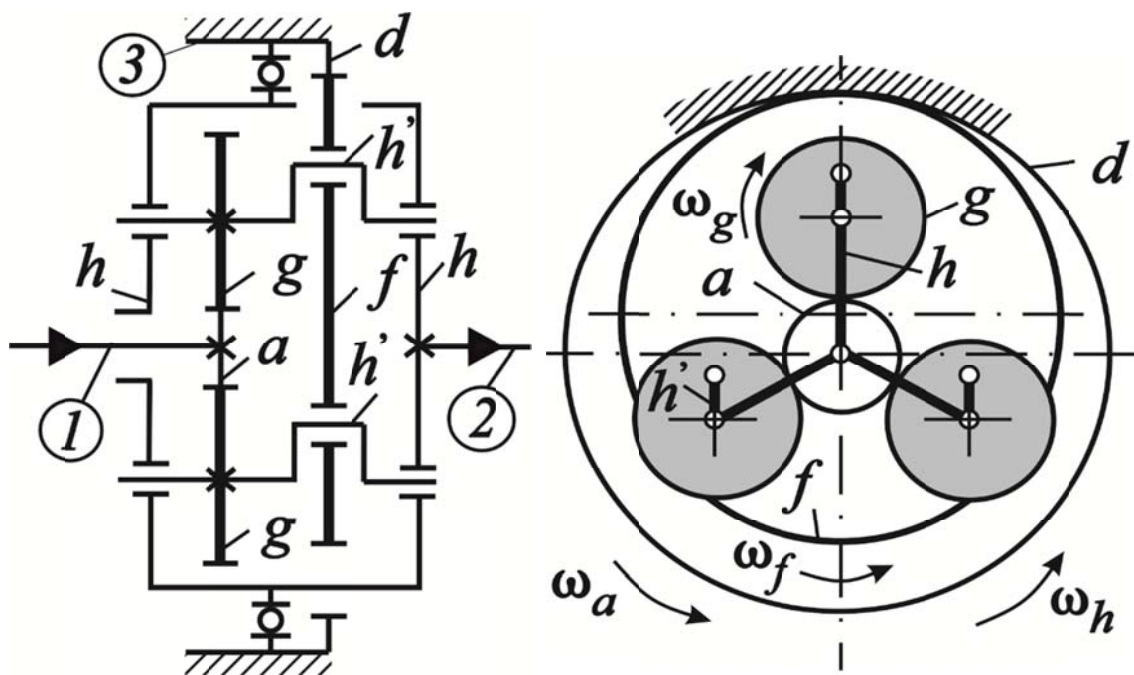


Рис. 7.11. Схема двухступенчатого планетарно-кривошипного механизма эвольвентного зацепления с параллельными кривошипами h' и подвижным общим водилом h

Расчет. Индексами 1, 2, 3 указываем ведущее, ведомое и остановленное звенья, обозначаем зубчатые колеса a, d, g, f, h', h .

Для кинематического анализа раскладываем двухступенчатый механизм на составляющие механизмы: трехзвенный планетарный (рис. 7.12, а) и планетарно-кривошипный (рис. 7.12, б).

При определении общего передаточного отношения необходимо учесть, что параллельные кривошипы h' в **системе координат** планетарно-кривошипного механизма играют роль ведущего водила, а подвижное водило h является общим для составляющих механизмов.

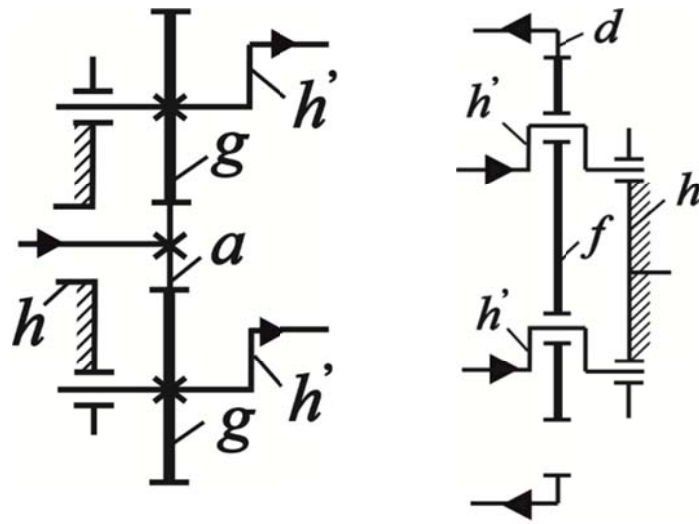


Рис. 7.12. Разложение двухступенчатого планетарно-кривошипного механизма на составляющие механизмы:

a – трехзвенный планетарный; *б* – планетарно-кривошипный

1.1. Передаточное отношение (определяется как для единого планетарного механизма с входным солнечным колесом *a*, выходным водилом *h*, остановленным эпициклическим колесом *d*):

$$i_{12}^3 = i_{ah}^d = 1 - i_{ad}^h = 1 - (i_{ah'}^h \cdot i_{h'd}^h).$$

1.2. Относительное передаточное отношение трехзвенного планетарного механизма при $\omega_g = \omega_{h'}$ (рис. 7.12, *a*; формула (7.1)). Ведущее звено – солнечное колесо *a*; ведомое – параллельные кривошипы *h'*, жестко связанные с сателлитами *g*; остановленное – водило *h*.

$$i_{ah'}^h = i_{ag}^h = -\frac{z_g}{z_a} = -\frac{90}{18} = -5.$$

1.3. Относительное передаточное отношение планетарно-кривошипного механизма при $\omega_h = \omega_f = 0$ (рис. 7.12, *б*; формула (7.6)). Ведущее звено – кривошипы *h'*; ведомое – эпициклическое колесо *d*; остановленное – сателлит *f*, связанный с неподвижным корпусом, роль которого выполняет общее водило *h*. Сателлит *f* без вращения вокруг своей оси совершает **поступательное круговое движение** в направлении вращения кривошипов *h'*, заставляя вращаться в том же направлении колесо *d*, подобно работе волновой передачи с неподвижным гибким колесом.

$$i_{h'd}^h = i_{h'd}^f = \frac{1}{i_{dh'}^f} = \frac{1}{1 - i_{df}^{h'}} = \frac{1}{1 - \frac{z_f}{z_d}} = \frac{z_d}{z_d - z_f} = \frac{198}{198 - 195} = 66;$$

Общее передаточное отношение механизма:

$$i_{ah}^d = 1 - i_{ad}^h = 1 - (-5 \cdot 66) = 331.$$

2. Частота вращения выходного звена (формула (7.3)):

$$n_{\text{вых}} = n_h = n_a \cdot i_{ha}^d = \frac{n_a}{i_{ah}^d} = \frac{2000}{331} = 6,04 \text{ мин}^{-1}.$$

3. Относительная частота вращения сателлитов (формулы (7.3), (7.4)):

$$i_{ga}^h = -\frac{z_a}{z_g} = -\frac{18}{90} = -0,2;$$

$$i_{gh}^a = 1 - i_{ga}^h = 1 - \left(-\frac{z_a}{z_g}\right) = 1 + \frac{18}{90} = 1,2.$$

$$n_{h'} = n_g = i_{ga}^h \cdot n_a + i_{gh}^a \cdot n_h = -0,2 \cdot 2000 + 1,2 \cdot 6,04 = -392,8 \text{ мин}^{-1};$$

$$(n_g - n_h) = (n_{h'} - n_h) = (n_a - n_h) \frac{-z_a}{z_g} = (2000 - 6,04) \frac{-18}{90} = -398,8 \text{ мин}^{-1}.$$

$$(n_f - n_{h'}) = (-n_{h'}) \frac{z_d}{z_f} = 392,8 \frac{198}{195} = 398,8 \text{ мин}^{-1}.$$

7.4. Примеры кинематического расчета планетарно-кривошипных механизмов с цевочным зацеплением

Планетарно-кривошипные механизмы с цевочным зацеплением или циклоидальные механизмы относятся к классу передач с многопарным зацеплением, обладают высокими массогабаритными характеристиками, высокими коэффициентом полезного действия и долговечностью. Цевочное зацепление делится на **эпициклоидальное** (эпициклическое колесо b выполнено в виде цевочного обода) и **гипоциклоидальное** (сателлит g выполнен в виде цевочного обода).

Для получения максимального кинематического эффекта в планетарно-кривошипных механизмах с **корригированным** цевочным зацеплением разницу зубьев колес выбирают по следующей зависимости:

$$z_b - z_g = 1, \quad (7.7)$$

где z_b – количество зубьев (цевок) эпициклического колеса b ;

z_g – количество зубьев (цевок) сателлита g (звездочка с циклоидальным профилем).

Передаточное отношение для планетарно-кривошипного механизма с цевочным зацеплением при неподвижном эпициклическом колесе b , ведущем водиле (кривошипе) h и ведомом сателлите g (рис. 7.13) с учетом формул (7.5), (7.7) принимает вид:

$$i_{12}^3 = i_{hg}^b = -\frac{z_g}{z_b - z_g} = -\frac{z_g}{1} = -z_g. \quad (7.8)$$

Знак минус указывает на противоположное вращение ведущего и ведомого звеньев.

Передаточное отношение для планетарно-кривошипного механизма с цевочным зацеплением при неподвижном сателлите g , ведущем водиле h и ведомом эпициклическом колесе b с учетом формул (7.6, 7.7):

$$i_{12}^3 = i_{hb}^g = \frac{z_b}{z_b - z_g} = \frac{z_b}{1} = z_b. \quad (7.9)$$

Для увеличения нагрузочной способности, компактности, улучшения динамической сбалансированности и снижения виброактивности в планетарно-кривошипных механизмах с цевочным зацеплением используют два сателлита (звездочки), работающих в противофазе (рис. 7.13). С этой целью число зубьев (цевок) эпициклического колеса b принимается **четным**.

Пример 1. Выполнить кинематический расчет (рис. 7.13) планетарно-кривошипного механизма цевочного эпициклоидального зацепления с двумя оппозиционными сателлитами (звездочками).

$$n_{\text{вх}} = 500 \text{ мин}^{-1}; \quad z_{g_1} = z_{g_2} = 21; \quad z_b = 22.$$

Ведущий вал 1 приводит в движение эксцентриковый вал (водило h или кривошип), который сообщает циклоидальное движение сателлитам (звездочкам g_1, g_2). Передача вращающего момента от сателлитов (звездочек g_1, g_2) к выходному валу 2 производится посредством втулочных пальцев $П$, жестко связанных с выходным валом 2 и контактирующих с круглыми отверстиями $О$ в сателлитах g_1, g_2 . Следовательно, и направления вращения и частоты вращения звездочек (сателлитов g_1, g_2) и выходного вала 2 будут равны.

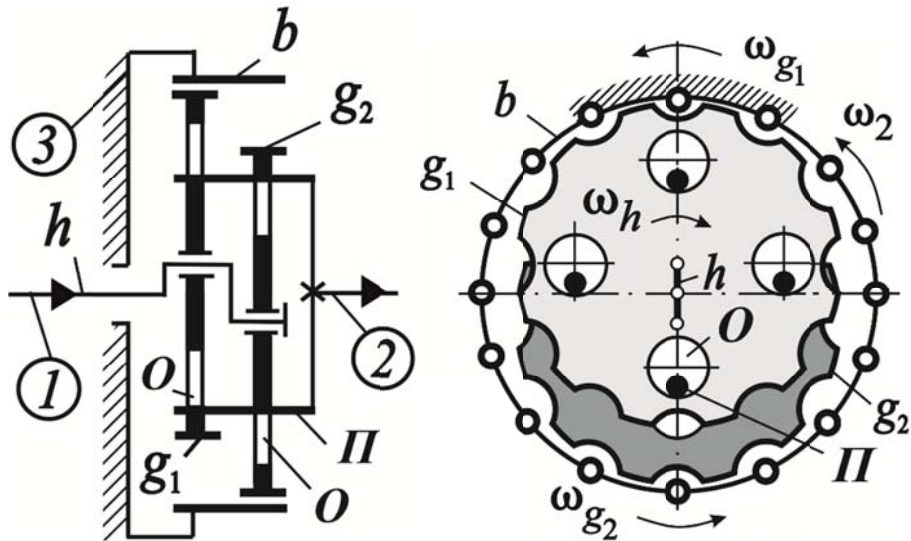


Рис. 7.13. Схема планетарно-кривошипного механизма цевочного эпициклоидального зацепления с двумя оппозитными сателлитами (звездочками)

Расчет. Индексами 1, 2, 3 указываем ведущее, ведомое и остановленное звенья, обозначаем звенья b , g_1 , g_2 , h .

1. Передаточное отношение (формула (7.8)):

$$i_{12}^3 = i_{hg}^b = -\frac{z_g}{z_b - z_g} = -\frac{z_g}{1} = -z_g = -21.$$

2. Частота вращения ведомого звена (формула (7.3)):

$$n_{\text{ВЫХ}} = n_g = n_h \cdot i_{gh}^b = \frac{n_h}{i_{hg}^b} = \frac{500}{-21} = -23,81 \text{ мин}^{-1}.$$

3. Относительная частота вращения сателлита (формула (7.4)):

$$(n_g - n_h) = -n_h \frac{z_b}{z_g} = -500 \frac{22}{21} = -523,81 \text{ мин}^{-1}.$$

Пример 2. Выполнить кинематический расчет (рис. 7.14) планетарно-кривошипного механизма с цевочным гипоциклоидальным зацеплением.

$$n_{\text{ВХ}} = 1000 \text{ мин}^{-1}; \quad z_g = 11; \quad z_b = 12.$$

Сателлит g выполнен в виде сепаратора с подвижными в радиальном направлении телами качения (цевками ζ), а эпициклическое колесо b – в виде звездочки с внутренними зубьями. Генератор волн (водило h) через

подшипник Π воздействует на тела качения \mathcal{C} , которые перемещаются в радиальном направлении и обкатываются по внутреннему профилю эпицикла b , что вызывает вращение сепаратора g , связанного с выходным валом 2.

Данный механизм может быть отнесен и к планетарно-волновым зубчатым механизмам (см. раздел 7.5), так как обладает всеми признаками последних: эпициклическое колесо b является жестким колесом, роль гибкого колеса играет сепаратор g , точнее связанные с ним тела качения (цевки \mathcal{C}), имитирующие радиальную деформацию (волну), а водило h выполняет функцию одноволнового генератора волн деформации (зон зацепления), воздействующего на тела качения \mathcal{C} через подшипник Π .

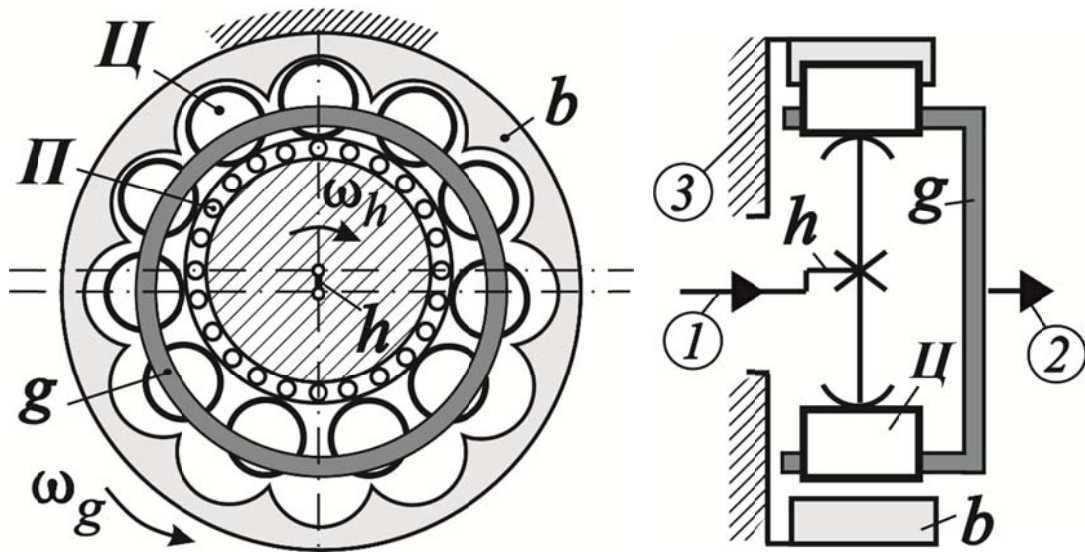


Рис. 7.14. Схема планетарно-кривошипного механизма цевочного гипоциклоидального зацепления компании Simaco

Расчет. Индексами 1, 2, 3 указываем ведущее, ведомое и остановленное звенья, обозначаем звенья b, g, h .

1. Передаточное отношение (формула (7.8)):

$$i_{12}^3 = i_{hg}^b = -\frac{z_g}{z_b - z_g} = -\frac{z_g}{1} = -z_g = -11.$$

2. Частота вращения ведомого звена (формула (7.3)):

$$n_{\text{вых}} = n_g = n_h \cdot i_{gh}^b = \frac{n_h}{i_{hg}^b} = \frac{1000}{-11} = -90,91 \text{ мин}^{-1}.$$

Пример 3. Выполнить кинематический расчет (рис. 7.15) планетарно-кривошипного механизма с цевочным смешанным зацеплением.

$$n_{\text{вх}} = 1000 \text{ мин}^{-1}; \quad z_g = 30; \quad z_b = 31; \quad z_a = 29.$$

Сателлит g представляет собой **цветочный обод**, одновременно сцепляющийся со звездочкой с наружными зубьями – солнечным колесом a (гипоциклоидальное зацепление) и со звездочкой с внутренними зубьями – эпициклическим колесом b (эпициклоидальное зацепление).

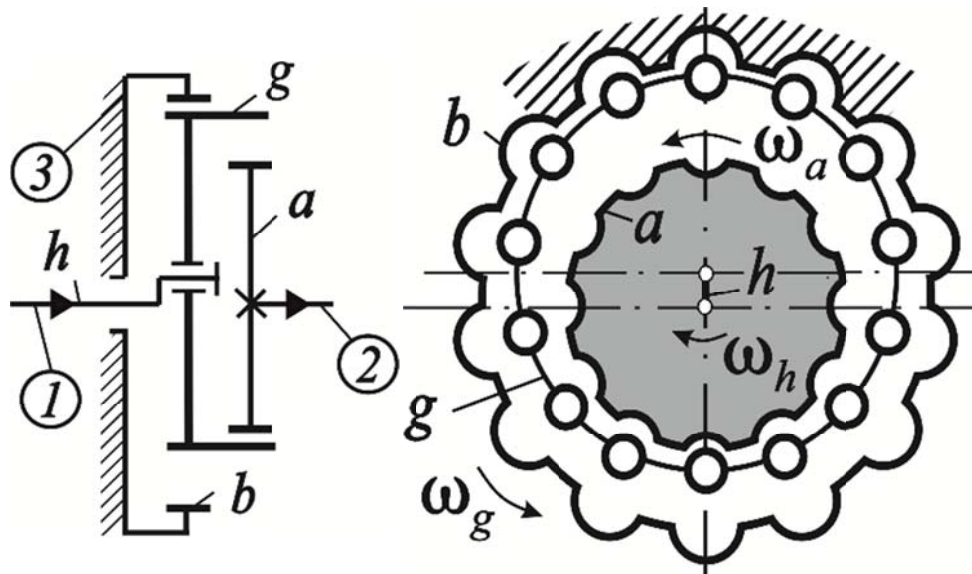


Рис. 7.15. Схема планетарно-кривошипного механизма смешанного цветочного зацепления с сателлитом g в виде цветочного обода

Расчет. Индексами 1, 2, 3 указываем ведущее, ведомое и остановленное звенья, обозначаем звенья a, b, g, h .

1. Передаточное отношение (формула (7.2)):

$$i_{12}^3 = i_{ha}^b = \frac{1}{i_{ah}^b} = \frac{1}{1 - i_{ab}^h} = \frac{1}{1 - \frac{z_b \cdot z_g}{z_g \cdot z_a}} = \frac{1}{1 - \frac{z_b}{z_a}} = \frac{1}{1 - \frac{31}{29}} = -14,5.$$

2. Частота вращения ведомого звена (формула (7.3)):

$$n_{\text{ВЫХ}} = n_a = n_h \cdot i_{ah}^b = \frac{n_h}{i_{ha}^b} = \frac{1000}{-14,5} = -68,97 \text{ мин}^{-1}.$$

3. Относительная частота вращения сателлита (формула (7.4)):

$$(n_g - n_h) = -n_h \frac{z_b}{z_g} = -1000 \frac{31}{30} = -1033,33 \text{ мин}^{-1}.$$

Пример 4. Выполнить кинематический расчет (рис. 7.16) двухступенчатого планетарно-кривошипного механизма компании Nabtesco.

Данный механизм является синтезом двух механизмов, представленных в примерах № 4 (п. 7.3) и № 1 (п. 7.4).

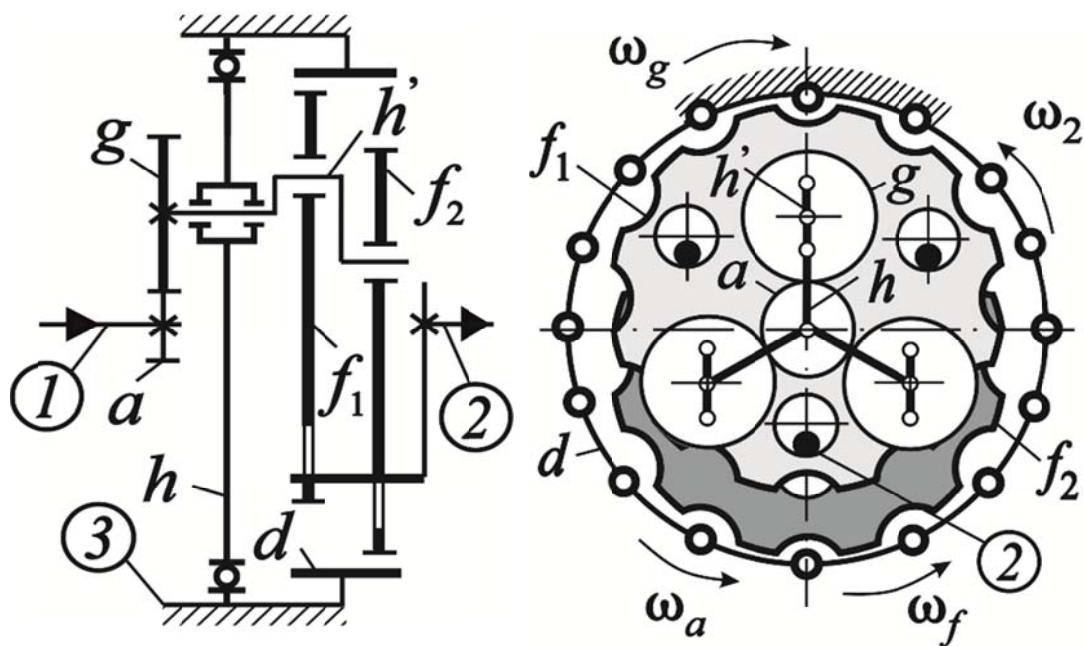


Рис. 7.16. Схема двухступенчатого планетарно-кривошипного механизма цевочного зацепления компании Nabtesco

Вращающий момент через входной вал 1 передается на солнечное колесо a классического трехзвенного планетарного механизма эвольвентного зацепления (первая ступень редуцирования) и далее через сателлиты g и жестко связанные с ними параллельные кривошипы h' на оппозитные звездочки f_1 и f_2 планетарно-кривошипного механизма цевочного эпициклоидального зацепления (вторая ступень редуцирования). Передача вращающего момента от сателлитов (звездочек f_1 , f_2) к выходному валу 2 производится посредством втулочных пальцев, жестко связанных с выходным валом 2 и контактирующих с круглыми отверстиями в сателлитах f_1 и f_2 . Направления вращения и частоты вращения звездочек f_1 и f_2 и выходного вала 2 равны.

$$n_{\text{вх}} = 1000 \text{ мин}^{-1}; \quad z_{f_1} = z_{f_2} = 39; \quad z_d = 40; \quad z_g = 36; \quad z_a = 18.$$

Расчет. Индексами 1, 2, 3 указываем ведущее, ведомое и остановленное звенья, обозначаем звенья a , d , g , f_1 , f_2 , h' , h .

1. Передаточное отношение (выходное звено 2 вращается в том же направлении и с той же частотой вращения что и звенья f_1 , f_2 и звено h):

$$i_{12}^3 = i_{af}^d = i_{ah}^d = 1 - i_{ad}^h = 1 - (i_{ah'}^h \cdot i_{h'd}^h).$$

1.1. Относительное передаточное отношение трехзвенного планетарного механизма эвольвентного зацепления – первая ступень редуцирования ($\omega_{h'} = \omega_g$):

$$i_{ah'}^h = i_{ag}^h = -\frac{z_g}{z_a} = -\frac{36}{18} = -2.$$

1.2. Относительное передаточное отношение планетарно-кривошипного механизма цевочного эпициклоидального зацепления – вторая ступень редуцирования ($\omega_h = \omega_f$):

$$i_{h'd}^h = i_{h'd}^f = \frac{1}{i_{dh'}^f} = \frac{1}{1 - i_{df}^{h'}} = \frac{1}{1 - \frac{z_f}{z_d}} = \frac{z_d}{z_d - z_f} = \frac{40}{40 - 39} = 40;$$

Общее передаточное отношение механизма

$$i_{ah}^d = 1 - i_{ad}^h = 1 - (-2 \cdot 40) = 81.$$

2. Частота вращения выходного звена

$$n_{\text{вых}} = n_2 = n_h = n_a \cdot i_{ha}^d = \frac{n_a}{i_{ah}^d} = \frac{1000}{81} = 12,346 \text{ мин}^{-1}.$$

3. Относительная частота вращения сателлитов

$$i_{ga}^h = -\frac{z_a}{z_g} = -\frac{18}{36} = -0,5;$$

$$i_{gh}^a = 1 - i_{ga}^h = 1 - \left(-\frac{z_a}{z_g}\right) = 1 + \frac{18}{36} = 1,5.$$

$$n_{h'} = n_g = i_{ga}^h \cdot n_a + i_{gh}^a \cdot n_h = -0,5 \cdot 1000 + 1,5 \cdot 12,346 = -481,48 \text{ мин}^{-1};$$

$$(n_g - n_h) = (n_{h'} - n_h) = (n_a - n_h) \frac{-z_a}{z_g} = (1000 - 12,346) \frac{-18}{36} = -493,83 \text{ мин}^{-1}.$$

$$(n_f - n_{h'}) = (-n_{h'}) \frac{z_d}{z_f} = 481,48 \frac{40}{39} = 493,83 \text{ мин}^{-1}.$$

Пример 5. Выполнить кинематический расчет (рис. 7.17) планетарно-кривошипного механизма с наклонной осью кривошипа (**прецессионный механизм**).

$$n_{\text{вх}} = n_h = 1000 \text{ мин}^{-1}; \quad z_g = 41; \quad z_b = 42.$$

Вращающий момент через входной вал 1 передается на кривошип с наклонной осью h и связанный с ним сателлит g , совершающий сферическое (**прецессионное**) движение благодаря наклонному расположению оси кривошипа. Сателлит g , взаимодействуя с остановленным эпициклическим колесом b , передает вращение на выходной вал 2 с помощью угловой муфты.

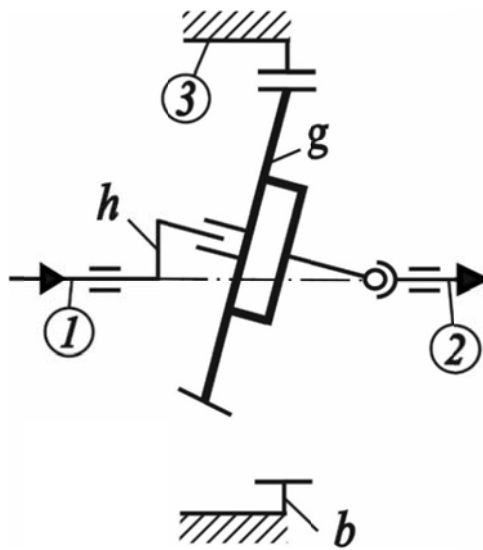


Рис. 7.17. Схема планетарно-кривошипного механизма цевочного эпициклоидального зацепления с наклонной осью кривошипа (прецессионный механизм)

Конкурентным преимуществом **прецессионного** цевочного механизма перед классическим цевочным механизмом является меньшая чувствительность эксплуатационных показателей к нарушению теоретически точной геометрии зацепления в процессе эксплуатации [8].

Расчет. Индексами 1, 2, 3 указываем ведущее, ведомое и остановленное звенья, обозначаем зубчатые колеса b, g, h .

1. Передаточное отношение (формула (7.8)):

$$i_{12}^3 = i_{hg}^b = -\frac{z_g}{z_b - z_g} = -\frac{41}{1} = -41.$$

2. Частота вращения ведомого звена (формула (7.3)):

$$n_{\text{вых}} = n_g = n_h \cdot i_{gh}^b = \frac{n_h}{i_{hg}^b} = \frac{1000}{-41} = -24,39 \text{ мин}^{-1}.$$

3. Относительная частота вращения сателлита (формула (7.4):

$$(n_g - n_h) = -n_h \frac{z_b}{z_g} = -1000 \frac{42}{41} = -1024,39 \text{ мин}^{-1}.$$

7.5. Примеры кинематического расчета планетарно-волновых зубчатых механизмов

Планетарно-волновой зубчатый механизм представляет концептуальную конструктивную разновидность планетарно-кривошипных механизмов и по своей кинематике эквивалентен последним. Учитывая данную аналогию, определим передаточные отношения двух принципиальных схем планетарно-волновых зубчатых механизмов.

Для планетарно-волнового зубчатого механизма (рис. 7.18) при ведущем водиле h (генератор волн), остановленном эпициклическом колесе b (жесткое колесо Ж) и ведомом сателлите g (гибкое колесо Г) с учетом формулы (7.5):

$$i_{12}^3 = i_{h\Gamma}^{\text{Ж}} = -\frac{z_{\Gamma}}{z_{\text{Ж}} - z_{\Gamma}} = i_{hg}^b = -\frac{z_g}{z_b - z_g}, \quad (7.10)$$

где z_b ($z_{\text{Ж}}$) – число зубьев эпициклического колеса b (жесткого колесо Ж);
 z_g (z_{Γ}) – число зубьев сателлита g (гибкого колеса Г).

Для планетарно-волнового зубчатого механизма (рис. 7.19) при ведущем генераторе волн h , остановленном гибком колесе g и ведомом жестком колесе b с учетом формулы (7.6):

$$i_{12}^3 = i_{h\text{Ж}}^{\Gamma} = \frac{z_{\text{Ж}}}{z_{\text{Ж}} - z_{\Gamma}} = i_{hb}^g = \frac{z_b}{z_b - z_g}. \quad (7.11)$$

На основе данных базовых схем возможно синтезирование различных вариаций планетарно-волновых зубчатых механизмов: трехзвенных, четырехзвенных, ступенчатых, замкнутых дифференциалов и т. д.

Условие сборки для планетарно-волнового зубчатого механизма:

$$z_b - z_g = k \cdot n_w, \quad (7.12)$$

где k_w – коэффициент кратности;

n_w – число волн деформации (зон зацепления) [7].

Пример 1. Выполнить кинематический расчет (рис. 7.18) зубчатого планетарно-волнового механизма с ведомым гибким колесом g .

$$n_{\text{вх}} = 1000 \text{ мин}^{-1}; \quad z_g = 200; \quad z_b = 202.$$

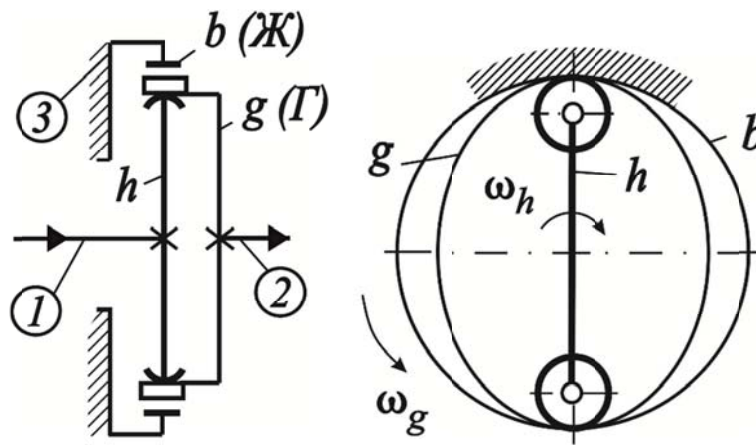


Рис. 7.18. Схема зубчатого планетарно-волнового механизма с ведомым гибким колесом g

Расчет. Индексами 1, 2, 3 указываем ведущее, ведомое и остановленное звенья, обозначаем генератор h и зубчатые колеса b, g .

1. Передаточное отношение (формула (7.10)):

$$i_{12}^3 = i_{hg}^b = -\frac{z_g}{z_b - z_g} = -\frac{200}{202 - 200} = -100.$$

2. Частота вращения ведомого звена (формула (7.3)):

$$n_{\text{вых}} = n_g = n_h \cdot i_{gh}^b = \frac{n_h}{i_{hg}^b} = \frac{1000}{-100} = -10 \text{ мин}^{-1}.$$

Пример 2. Выполнить кинематический расчет (рис. 7.19) зубчатого планетарно-волнового механизма с ведомым жестким колесом b .

$$n_{\text{вх}} = 1000 \text{ мин}^{-1}; \quad z_g = 200; \quad z_b = 202.$$

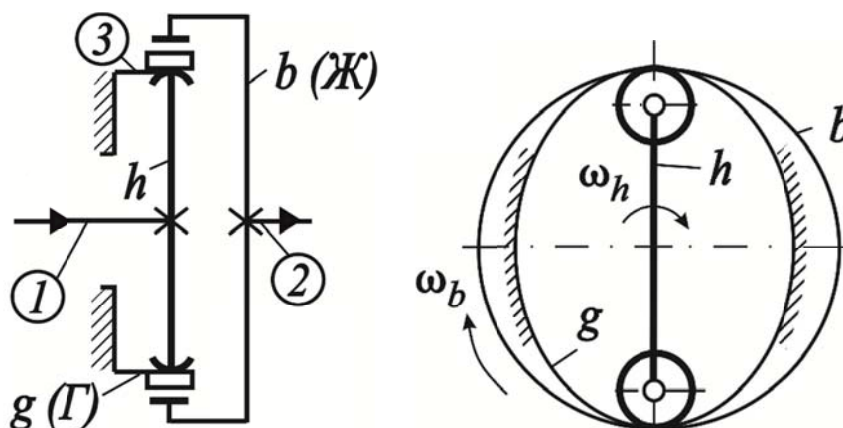


Рис. 7.19. Схема зубчатого планетарно-волнового механизма с ведомым жестким колесом b

Расчет. Индексами 1, 2, 3 указываем ведущее, ведомое и остановленное звенья, обозначаем генератор h и зубчатые колеса b, g .

1. Передаточное отношение (формула (7.11)):

$$i_{12}^3 = i_{hb}^g = \frac{z_b}{z_b - z_g} = \frac{202}{202 - 200} = 101.$$

2. Частота вращения ведомого звена (формула (7.3)):

$$n_{\text{ВЫХ}} = n_g = n_h \cdot i_{hb}^g = \frac{n_h}{i_{bh}^g} = \frac{1000}{101} = 9,9 \text{ мин}^{-1}.$$

Пример 3. Выполнить кинематический расчет зубчатой планетарно-волновой двухступенчатой передачи (рис. 7.20), $n_{\text{ВХ}} = 3000 \text{ мин}^{-1}$.

$$z_{g_1} = 200; \quad z_{g_2} = 198; \quad z_{b_1} = 202; \quad z_{b_2} = 200.$$

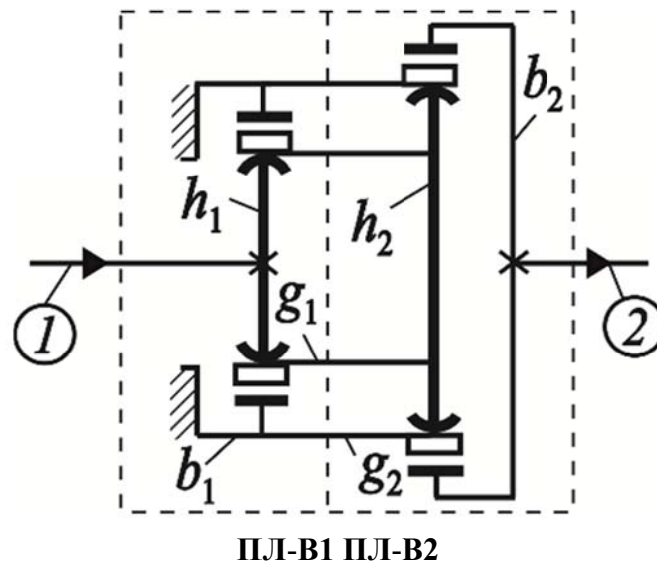


Рис. 7.20. Кинематическая схема двухступенчатой планетарно-волновой зубчатой передачи

Расчет. На схеме наносим обозначения звеньев ($g_1, g_2, b_1, b_2, h_1, h_2$), индексы 1, 2; разграничиваем ступени ПЛ-В1, ПЛ-В2.

1. Передаточное отношение (формулы (7.10), (7.11)):

Первая ступень редуцирования:

$$i_{\text{ПЛ-В1}} = i_{h_1 g_1}^{b_1} = -\frac{z_{g_1}}{z_{b_1} - z_{g_1}} = -\frac{200}{202 - 200} = -100.$$

Вторая ступень редуцирования:

$$i_{\text{ПЛ-В2}} = i_{h_2 b_2}^{g_2} = \frac{z_{b_2}}{z_{b_2} - z_{g_2}} = \frac{200}{200 - 198} = 100.$$

Общее передаточное отношение:

$$i_{12} = i_{\text{ПЛ-В1}} \cdot i_{\text{ПЛ-В2}} = -100 \cdot 100 = -10000.$$

2. Частота вращения выходного вала:

$$n_{\text{ВЫХ}} = n_2 = n_{g_2} = \frac{n_{\text{ВХ}}}{i_{12}} = \frac{n_{h_1}}{i_{12}} = \frac{3000}{-10000} = -0,3 \text{ мин}^{-1}.$$

Пример 4. Для схемы зубчатого волнового замкнутого дифференциала планетарно-дифференциального вида (рис. 7.21) выполнить кинематический расчет, $n_{\text{ВХ}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$.

$$z_{g_1} = 198; \quad z_{g_2} = 200; \quad z_{b_1} = 200; \quad z_{b_2} = 202.$$

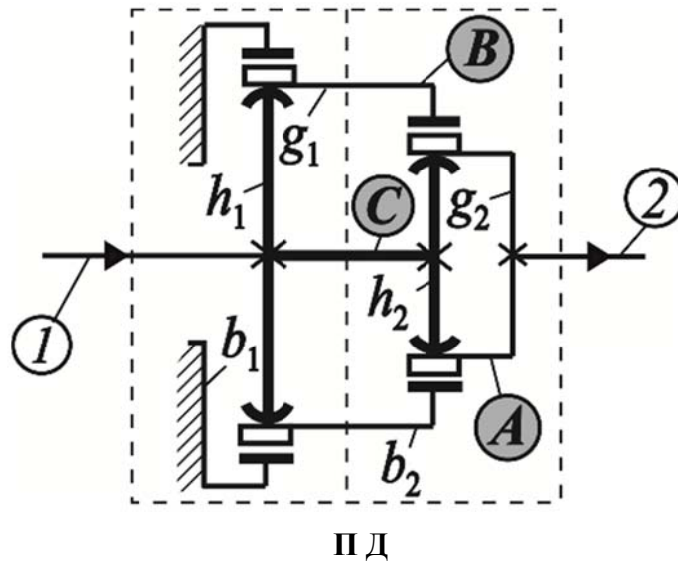


Рис. 7.21. Волновой зубчатый замкнутый дифференциал планетарно-дифференциального вида

Расчет. Указываем звенья ($h_1, g_1, b_1, h_2, g_2, b_2$), индексы 1, 2, A, B, C, разграничиваем волновые планетарный (П) и дифференциальный (Д) механизмы.

Методика расчета замкнутого дифференциала планетарно-дифференциального вида рассмотрена в п. 5.10 [4].

1. Передаточное отношение (формулы (7.10), (7.11)):

$$i_{12} = \frac{(i_{1-C} \cdot i_{CA}^B)(i_{1-B} \cdot i_{BA}^C)}{(i_{1-C} \cdot i_{CA}^B) + (i_{1-B} \cdot i_{BA}^C)};$$

$$i_{1-C} = 1;$$

$$i_{CA}^B = i_{h_2 g_2}^{b_2} = -\frac{z_{g_2}}{z_{b_2} - z_{g_2}} = -\frac{200}{202 - 200} = -100;$$

$$i_{1-B} = i_{h_1 g_1}^{b_1} = -\frac{z_{g_1}}{z_{b_1} - z_{g_1}} = -\frac{198}{200 - 198} = -99;$$

$$i_{BA}^C = i_{b_2 g_2}^{h_2} = \frac{z_{g_2}}{z_{b_2}} = \frac{200}{202} = 0,99;$$

$$i_{12} = \frac{(-100) \cdot (-99) \cdot 0,99}{(-100) + (-99) \cdot 0,99} = -49,5.$$

2. Выходная частота вращения:

$$n_{\text{ВЫХ}} = n_2 = n_{g_2} = \frac{n_1}{i_{12}} = \frac{n_{h_1}}{i_{12}} = \frac{1000}{-49,5} = -20,2 \text{ мин}^{-1}.$$

7.6. Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Выполнить кинематический расчет (см. рис. 7.6) планетарно-кривошипного механизма эвольвентного зацепления с одним одновенцовым сателлитом:

$$n_{\text{ВХ}} = n_h = 1500 \text{ мин}^{-1}; \quad z_g = 42; \quad z_b = 44.$$

Задача 2. Выполнить кинематический расчет (см. рис. 7.7) планетарно-кривошипного механизма с двухвенцовым сателлитом при следующих исходных данных:

$$n_{\text{ВХ}} = 1000 \text{ мин}^{-1}; \quad z_b = 40; \quad z_d = 33; \quad z_g = 38; \quad z_f = 31.$$

Задача 3. Выполнить кинематический расчет (см. рис. 7.11) сложного планетарно-кривошипного механизма при следующих исходных данных:

$$n_{\text{вх}} = 1000 \text{ мин}^{-1}; z_a = 21; z_g = 21; z_f = 198; z_d = 201.$$

Задача 4. Выполнить кинематический расчет (см. рис. 7.13) планетарно-кривошипного механизма с цевочным зацеплением при следующих исходных данных:

$$n_{\text{вх}} = 700 \text{ мин}^{-1}; z_{g_1} = z_{g_2} = 41; z_b = 42.$$

Задача 5. Определить передаточное отношение передачи, состоящей из последовательного соединения двух планетарно-кривошипных механизмов Simaco (см. рис. 7.14).

Задача 6. Выполнить кинематический расчет (см. рис. 7.15) сложного планетарно-кривошипного механизма Nabtesco с цевочным зацеплением:

$$n_{\text{вх}} = 3000 \text{ мин}^{-1}; z_{f_1} = z_{f_2} = 41; z_d = 42; z_g = 54; z_a = 18.$$

Задача 7. Выполнить кинематический расчет планетарно-волновой двухступенчатой передачи (см. рис. 7.20):

$$n_{\text{вх}} = 1000 \text{ мин}^{-1}; z_{g_1} = 202; z_{g_2} = 200; z_{b_1} = 204; z_{b_2} = 202.$$

Задача 8. Для схемы волнового замкнутого дифференциала планетарно-дифференциального вида (см. рис. 7.21) выполнить кинематический расчет:

$$n_{\text{вх}} = 2000 \text{ мин}^{-1}; z_{g_1} = 200; z_{g_2} = 198; z_{b_1} = 202; z_{b_2} = 200.$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3-х т. / В. И. Анурьев. – Москва: Машиностроение, 2001.
2. Биргер, И. А. Расчет на прочность деталей машин : справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иоселевич. – Москва: Машиностроение, 1979. – 702 с.: ил.
3. Детали машин в примерах и задачах : учеб. пособие / С. Н. Ничипорчик и др; под общ. ред. С. Н. Ничипорчика. – 2-е изд. – Минск: Вышэйшая школа, 1981. – 432 с.: ил.
4. Детали машин : учебно-методическое пособие для студентов машиностроительных специальностей : в 3 ч. / А. Т. Скойбеда и др.; под общ. ред. А. Т. Скойбеды. – Минск: БНТУ, 2019. – Ч. 1 : Механические передачи. – 2019. – 215 с.
5. Расчеты деталей машин / А. В. Кузьмин и др. – Минск: Вышэйшая школа, 1986. – 400 с.
6. Орлов, П. И. Основы конструирования : справочно-методическое пособие : в 2 кн. / П. И. Орлов; под ред. П. Н. Учаева. – 3-е изд., исправл. – Москва: Машиностроение, 1988. – 544с.: ил.
7. Планетарные передачи : справочник / под ред. В. Н. Кудрявцева, Ю. Н. Кирдяшева. – Л.: Машиностроение, 1977. – 536 с.
8. Прецессионные редуцирующие механизмы для приводных устройств различного назначения : монография / П. Н. Громыко и др. – Могилев : Белорусско-Российский университет, 2013. – 272 с.: ил.
9. Шанников, В. М. Планетарные редукторы с внецентроидным зацеплением / В. М. Шанников. – Москва ; Ленинград : Ленингр. отд-ние и 1-я тип. Машгиза в Л., 1948. – 172 с. : ил.; 23 см.

Учебное издание

Скойбеда Анатолий Тихонович
Давыдов Валерий Сергеевич
Калина Алла Александровна и др.

ДЕТАЛИ МАШИН

Учебно-методическое пособие
для студентов специальностей
1-36 01 01 «Технология машиностроения»
и 1-36 01 03 «Технологическое оборудование
машиностроительного производства»

В 3 частях

Часть 2

Соединения деталей машин

Редактор *Е. В. Герасименко*
Компьютерная верстка *Е. А. Беспанской*

Подписано в печать 18.02.2022. Формат 60×84 ¹/₈. Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 20,93. Уч.-изд. л. 8,18. Тираж 100. Заказ 995.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.