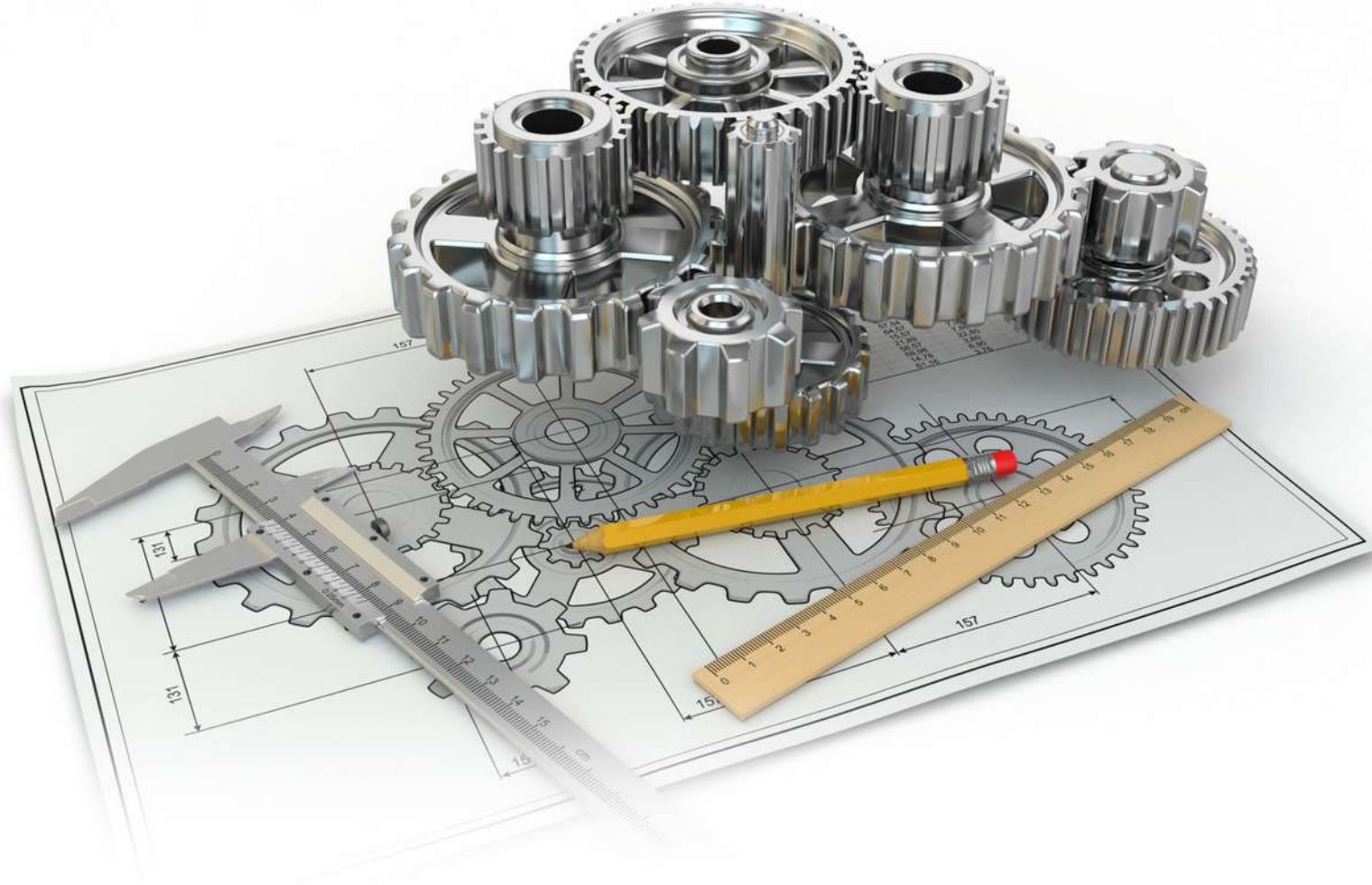




ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Кызыл
2020

Тувинский государственный университет
Инженерно-технический факультет

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

*Учебно-методическое пособие
к практическим занятиям и самостоятельной работе студентов*

Кызыл
2020

УДК 621.81
ББК 34.44я73
М77

Печатается по решению УМС ТувГУ

Монгуш, Э.С.

Детали машин и основы конструирования : учебно-методическое пособие к практическим занятиям и самостоятельной работе студентов / Э.С. Монгуш, Н.С. Борбак-оол. – Кызыл : ТувГУ, 2020. – 52 с. – Текст: неросредственный.

В учебно-методическом пособии представлены краткие теоретические сведения, необходимые для решения задач по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» студентами, обучающимися по специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства и оборудование» и направлении подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов».

В указании изложено содержание, приведены примеры расчета различных соединений деталей машин, позволяющие изучить материал самостоятельно.

Учебно-методическое пособие соответствует программе курса «Детали машин и основы конструирования» для студентов машиностроительных и механических специальностей и направлений подготовки высших учебных заведений.

Рецензенты: Ховалыг А.А., начальник смены ООО «ТГРК»
Чооду О.А., к.т.н., доцент кафедры «ТТС» ИТФ ТувГУ

© Монгуш Э.С., 2020
© Борбак-оол Н.С. 2020
© Тувинский государственный университет, 2020

Содержание

Введение	4
1. Сварные, паяные и клеевые соединения	5
1.1. Сварные соединения. Общие сведения. Свариваемость сталей, электроды.....	5
1.2. Конструкции сварных соединений и рекомендации по их конструированию	5
1.3. Расчет сварных соединений.....	7
1.4. Выбор допускаемых напряжений	8
1.5. Примеры расчета сварных соединений.....	9
1.6. Паяные соединения. Общие сведения	12
1.7. Допускаемые напряжения и расчет паяных соединений.....	14
1.8. Примеры расчета паяных соединений.....	15
1.9. Клеевые соединения.....	15
1.10. Примеры расчета клеевых соединений	16
Задачи для самостоятельного решения	17
2. Соединения деталей с натягом.....	20
2.1. Общие сведения.....	20
2.2. Неподвижность соединений с натягом под нагрузкой	21
2.3. Расчетный и требуемый натяг	22
2.4. Расчет на прочность деталей в соединениях с натягом	23
2.5. Примеры расчета соединений с натягом.....	24
Задачи для самостоятельного решения	26
3. Резьбовые соединения	27
3.1. Общие сведения.....	27
3.2. Расчет на прочность стержня болта (винта) при различных случаях нагружения	29
3.3. Расчет соединений, включающих группу болтов.....	32
3.4. Материалы крепежных деталей и допускаемые напряжения	35
3.5. Примеры расчета резьбовых соединений.....	35
Задачи для самостоятельного решения	39
4. Шпоночные, зубчатые, штифтовые соединения	41
4.1. Шпоночные соединения	41
4.2. Материалы и допускаемые напряжения.....	42
4.3. Основные расчетные формулы	43
4.4. Зубчатые соединения (шлицевые)	43
4.5. Расчет шлицевых соединений на прочность.....	45
4.6. Штифтовые соединения.....	46
4.7. Расчет штифтов на прочность	46
4.8. Примеры расчета шпоночных, зубчатых и штифтовых соединений	47
Задачи для самостоятельного решения	49
СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	50

Введение

Учебно-методическое пособие для студентов по выполнению практических заданий по дисциплине «Детали машин».

Целью освоения дисциплины является:

– приобретение студентами знаний по общим методам конструирования и расчету деталей и узлов машин общего назначения, по конструкции, типажу, критериям работоспособности составных частей машин – их деталям и сборочным единицам (узлов и агрегатов), по методам расчета деталей машин, навыкам конструирования и чтения конструкторской документации.

Задачи освоения дисциплины следующие:

– развитие пространственного представления, творческого воображения и исследовательского мышления;

– формирование способности к анализу конструкции машин, знаний принципов функционирования и области применения различных элементов машины;

– изучение основ проектирования механизмов, этапов и стадий разработки проекта, совокупность процедур и привлекаемых при этом технических средств;

– умение формировать требования к деталям машин, критерии работоспособности и анализировать факторы, влияющие на работоспособность составных частей и всего механизма.

При изучении дисциплины студенты учатся решать реальные конструкторско-технологические задачи, включающие не только довольно сложные расчеты, но и элементы конструирования деталей и узлов машин. Навыки в самостоятельном решении поставленных задач, а также в практической работе с деталями машин, студенты приобретают для выполнения конструкторских заданий и курсового проекта.

1. Сварные, паяные и клеевые соединения

1.1. Сварные соединения.

Общие сведения. Свариваемость сталей, электроды

Сварные соединения относятся к неразъемным. Наиболее распространена дуговая сварка. В зависимости от марки стали, склонности к образованию трещин и требований, предъявляемых к конструкции, для сварки используют электроды различных марок. По ГОСТ 9467 — 75 для ручной дуговой сварки конструкционных и теплоустойчивых сталей изготавливают покрытые металлические электроды следующих типов [1]:

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

Э42А; Э46А и 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 и Э60 — для сварки углеродистых и низколегированных сталей с $500 \leq \sigma_b \leq 600$ МПа;

Э70; Э85; Э100; 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-09Х1МФ; Э-10Х1М1НФБ; Э-10Х3М1БФ; Э-ЮХ5МФ - для сварки легированных теплоустойчивых сталей.

1.2. Конструкции сварных соединений и рекомендации по их конструированию

Основные типы и конструктивные элементы сварных швов регламентируются ГОСТ 5264 — 80[1].

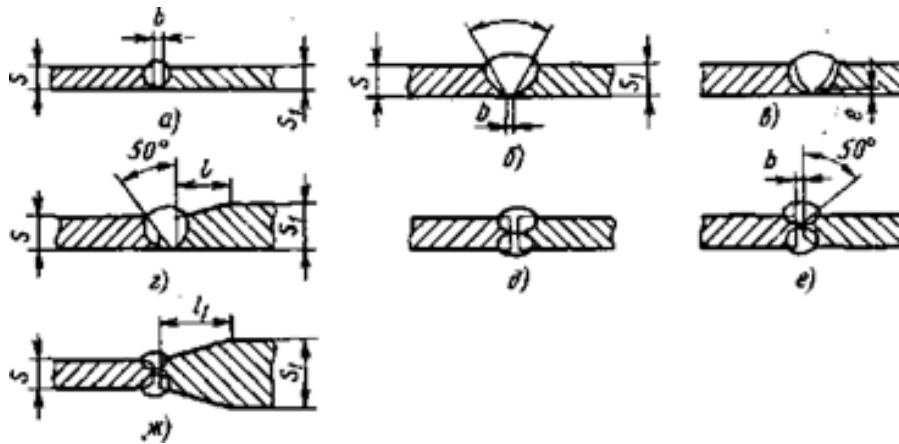


Рис. 1.1 Типы стыковых швов

Вследствие простоты и надежности наиболее распространены стыковые соединения, когда соединяемые детали расположены в одной плоскости или являются продолжением одна другой. Основные виды стыковых швов и характер подготовки кромок для сварки (рис. 1.1) зависят от толщины соединяемых элементов. При толщине их до 6 мм кромки свариваемых листов можно не разделывать; расстояние b между свариваемыми элементами перед сваркой (рис. 1.1, а, д) пропорционально толщине листов и колеблется в пределах $0 \leq b \leq 3$ мм. При большой толщине свариваемых элементов применяют V-образные (рис. 1.1, б, з, е, ж) и U-образные (рис. 1.1, в) швы: симметричные (рис. 1.1, б, в), несимметричные (рис. 1.1, з, е), односторонние (рис. 1.1, б, в, з) и двусторонние (рис. 1.1, е, ж). При стыковой сварке листов неодинаковой толщины наибольшую предельную разность толщин $s_1 - s$ выбирают в зависимости от толщины s тонкого листа:

s , мм	4 — 8	9 — 11	12 — 25	> 25
$s_1 - s$, мм	0,6	0,4	5	7

При разности $s_1 - s$ толщин листов, свариваемых встык, превышающей указанные пределы, на листе, имеющем большую толщину, должен быть сделан скос с одной или с двух сторон длиной $l = 5(s_1 - s)$ и $l_1 = 2,5(s_1 - s)$.

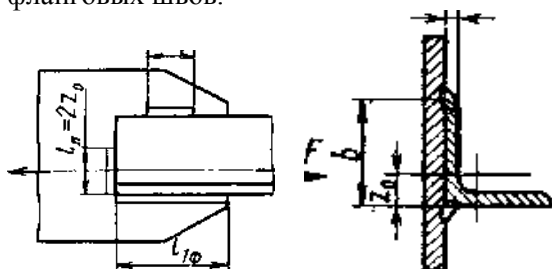
Швы, предназначенные для соединения элементов, расположенных в разных (параллельных или пересекающихся) плоскостях, называются угловыми. В зависимости от формы сечения различают швы с сечением в виде равнобедренного треугольника (рис. 1.2, а), треугольника, основание которого больше высоты (рис. 1.2, б), треугольника с криволинейными сторонами (рис. 1.2, в). За катет K шва принимают меньший катет вписанного в сечение шва равнобедренного или

Figure 1.1 consists of four sub-diagrams labeled a, b, c, and d, illustrating different types of joints and their force distributions.

- a)** This sub-diagram contains two parts. The top part shows a rectangular plate with a central rectangular hole. Two diagonal lines, labeled '1' and '2', represent the principal stress directions. The bottom part shows a triangular plate with a rectangular hole, also with diagonal lines labeled '1' and '2' representing principal stress directions.
- b)** This sub-diagram shows two types of joints. The left joint is a T-joint where a vertical plate is attached to the bottom of a horizontal plate. The right joint is an L-joint where two plates meet at a 90-degree angle.
- c)** This sub-diagram shows a horizontal plate with a central rectangular hole. Two forces, labeled 'F', are applied horizontally to the left and right sides of the plate, passing through the hole.
- d)** This sub-diagram shows a horizontal plate with a central rectangular hole. Two forces, labeled 'F', are applied horizontally to the left and right sides of the plate, passing through the hole.

Из-за дефектов сварки на концах шва (непровар в начале и кратер в конце шва) принимают минимальную длину шва не менее 30 мм. При необходимости выполнить шов прерывистым число отдельных участков (швов) должно быть минимальным. В нахлесточных соединениях принимают $l \geq 4 \cdot s$, s — минимальная толщина свариваемых деталей. Длина $l_{\text{л}}$ лобовых швов не ограничена. Длина фланговых швов не должна превышать $60K$ (некоторые авторы рекомендуют не более $30K$) для ограничения неравномерности распределения напряжений по длине флангового шва. Сварные швы должны образовывать равнопрочную (равномерно нагруженную) конструкцию. Например, при выполнении соединения уголков с косынками (рис. 1.4) лобовой шов выполняют от вершины угла длиной $l_{\text{л}} = 2z_0$ (z_0 — расстояние от угла до оси инерции уголка), а длина фланговых швов $l_{\text{ф}}$ обратно пропорциональна расстоянию до этой оси:

здесь l_0 — общая длина швов; l_Φ — суммарная длина фланговых швов; $l_{1\Phi}$, $l_{2\Phi}$ — длина каждого из фланговых швов.



6

1.3. Расчет сварных соединений

Стыковые швы рассчитывают на прочность как целые детали по номинальному сечению соединяемых деталей (без учета утолщения швов). При этом все виды подготовки кромок принимают равноценными. При действии сосредоточенной силы, растягивающей или сжимающей детали соединения, напряжения распределяются по сечению шва равномерно (рис. 1.5)

$$\sigma = F/A = F/(l \cdot s) [\sigma'_p], \quad (1.1)$$

где F — внешняя нагрузка, действующая в плоскости соединяемых листов перпендикулярно шву; $A = l \cdot s$ — площадь сварного шва в сечении, перпендикулярном линии действия силы

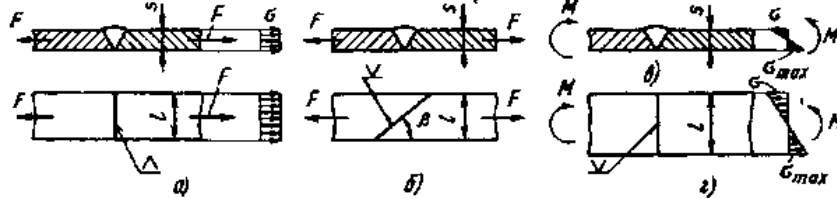


Рис. 1.5. Схемы нагружения стыковых соединений

(l и s — соответственно длина шва и толщина одной из соединяемых деталей); $[\sigma'_p]$ — допускаемое напряжение сварного шва при растяжении (обычно принимают $[\sigma'_p] = (0,9 \dots 1,0) [\sigma_p]$, где $[\sigma_p]$ — допускаемое напряжение при растяжении основного металла [2].

Прочность стыкового соединения, полученного контактной сваркой, принимают равной прочности основного металла. Допускаемая растягивающая или сжимающая нагрузка в сварных швах:

прямом

$$[F] = [\sigma'_p] \cdot l \cdot s$$

косом

$$[F] = [\sigma'_p] \cdot l \cdot s / \sin \beta \leq [\sigma_p] \cdot l \cdot s$$

здесь β — угол между образующей косого шва и линией действия силы (рис. 1.5, б).

Напряжения в сварном шве от действия момента (рис. 1.5, в, г) распределяются неравномерно по сечению шва (аналогично случаю изгиба); напряжения при действии только момента и одновременно при действии внешней силы и момента (сочетание схем нагружения рис. 1.5, а и рис. 1.5, в, г) находят по формулам соответственно:

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

и

$$\sigma_{max} = M/W + F/(l \cdot s) \leq [\sigma'_p] \quad (1.2)$$

где M — момент; W — момент сопротивления сечения шва ($W = l \cdot s^2/6$ — для прямоугольного сечения по рис. 1.5, в; $W = s \cdot l^2/6$ — для прямоугольного сечения по рис. 1.5, г; $W = 0,1 \cdot d^3$ — для круглого стержня сплошного сечения; где d — диаметр свариваемых частей стержня).

При любых схемах нагружения напряжения в сварном шве от действия нескольких силовых факторов (M , F и т. д.) суммируются геометрически.

Угловые (фланговые и лобовые) швы рассчитывают на срез по сечению $I-I$, проходящему через биссектрису прямого угла (см. рис. 1.2). Расчетную высоту h углового шва в формулах обычно выражают через катет K : $h = K \cos 45^\circ \approx 0,7 \cdot K$.

Площадь расчетного (опасного) сечения $A = 0,1 \cdot K \cdot L$. Напряжения при срезе в опасном сечении

$$\tau = F/(0,7 \cdot K \cdot l) \leq [\tau'], \quad (1.3)$$

где $[\tau']$ — допускаемое напряжение в сварном шве при срезе.

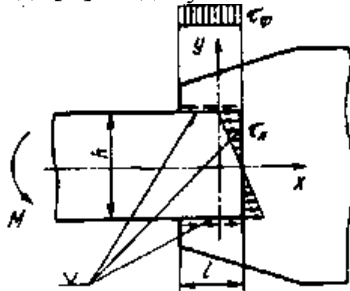


Рис. 1.6. Схема к расчету нахлесточного сварного соединения, нагруженного моментом

Если соединение имеет лобовые и фланговые швы, то в формуле (1.3) l следует заменить периметром угловых швов.

Допускаемая нагрузка, приложенная в плоскости листов (см. рис. 1.3, а),

$$[F] = 0,7 \cdot K \cdot l \cdot [\tau'] \quad (1.4)$$

Швы целесообразно располагать так, чтобы они были нагружены равномерно.

Расчет комбинированных (фланговых и лобовых) угловых швов под действием момента в плоскости стыка (рис. 1.6) выполняют, полагая для упрощения, что швы работают независимо, а фланговые швы передают только усилия, направленные вдоль швов. Из условий равновесия следует $M = A_\phi \cdot \tau \cdot h + \tau \cdot W_\phi$, где $A_\phi = 0,7 \cdot K \cdot l_\phi$ - площадь опасного (расчетного) сечения одного флангового шва; h — расстояние между фланговыми швами (ширина привариваемой детали); $W_\phi = 0,7 \cdot K \cdot h^2 / 6$ — момент сопротивления лобового шва.

Отсюда

$$\tau = \frac{M}{[A_\phi \cdot h + W_\phi]} = 6 \cdot \frac{M}{6 \cdot 0,7 \cdot K \cdot l_\phi \cdot h + 0,7 \cdot K \cdot h^2} < [\tau'] \quad (1.5)$$

Уравнение (1.5) является расчетным. Из него можно определить один из параметров сварного шва (K или l_ϕ) при известных M и $[\tau']$ (известен материал). Размеры привариваемого элемента (на рис. 1.5 полоса шириной h) обычно определяют из расчета его на прочность (в данном случае на изгиб) под действием приложенной нагрузки. Таким образом, размер k и толщина привариваемого элемента s к моменту расчета сварного шва уже известны. Если задаться l_ϕ и K , то уравнение (1.5) становится проверочным. По нему можно определить действующие касательные напряжения и сравнить их с допускаемыми; при этом должно быть $\tau \leq [\tau']$.

Тавровые соединения (см. рис. 1.3, б), выполненные угловыми швами, рассчитывают по формулам (1.3) и (1.4); угловые соединения (см. рис. 1.3, в) не используют как силовые, их применяют, как правило, для образования профилей из отдельных элементов. Соединение, полученное точечной контактной сваркой, при действии нагрузки в плоскости стыка, рассчитывают на срез, принимая равномерное распределение нагрузки между точками (см. задачу 10) $\tau = 4 \cdot F / (n \cdot i \cdot n \cdot d^2) < [\tau]$, где F/n — усилие, приходящееся на одну точку (n — число точек); i — число плоскостей среза точки (при двух свариваемых деталях $i = 1$, при трех $i = 2$); d — диаметр точки, принимаемый равным диаметру электродов при сварке [6].

1.4. Выбор допускаемых напряжений

Допускаемые напряжения в сварных швах, полученных дуговой или стыковой контактной сваркой, при статической внешней нагрузке назначают в зависимости от допускаемого напряжения на растяжение $[\sigma_p]$ для основного металла (табл. 1.1).

Таблица 1.1. Допускаемые напряжения для сварных швов при статической нагрузке

Вид сварки	Допускаемое напряжение для сварных швов		
	при растяжении $[\sigma'_p]$	при сжатии $[\sigma'_c]$	при сдвиге (срезе) $[\tau']$
Автоматическая и ручная электродами Э42А и Э50А, в среде защитного газа, контактная стыковая с оплавлением	$[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0,65[\sigma_p]$
Ручная электродами обычного качества	$0,9[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0,6[\sigma_p]$
Контактная точечная	$0,3[\sigma_p]$	-	$0,5[\sigma_p]$
* Соединения, выполненные точечной контактной сваркой, на растяжение практически не работают.			

Ниже указаны допускаемые напряжения при растяжении, сжатии, изгибе для материала сварных швов металлоконструкций промышленных сооружений при постоянной нагрузке:

Сталь	Ст0; Ст2	Ст3; Ст4	Ст5	Низколегированная
Допускаемое напряжение, МПа	140	160	190	250

Допускаемые напряжения при периодическом нагружении

$$[\sigma'_R] = \gamma[\sigma']; [\tau'_R] = \gamma[\tau'] \quad (1.6)$$

где γ — коэффициент понижения допускаемых напряжений,

$$\gamma = 1 / [(aK_{\sigma} + b) - (aK_{\sigma} - b)R] \leq 1, \quad (1.7)$$

здесь K_{σ} (K_{τ}) — эффективный коэффициент концентрации нормальных (касательных) напряжений; a , b — коэффициенты (для углеродистых сталей $a = 0,58$; $b = 0,26$; для низколегированных $a = 0,65$, $b = 0,30$).

Коэффициент асимметрии цикла R в формуле (1.7) определяют как отношение наименьшего и наибольшего по абсолютному значению напряжений или усилий, взятых со своими знаками $R = R_{\sigma} = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{F_{\min}}{F_{\max}}$; $R = R_{\tau} = \frac{\tau_{\min}}{\tau_{\max}} = \frac{F_{\min}}{F_{\max}}$.

Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для сварных швов

Сварной шов	Коэффициент K_{σ} (K_{τ}) для стали	
	Углеродистой	низколегированной
Стыковой с полным проваром корня шва:		
при автоматической и ручной сварке и контроле швов	1,0	1,0
при ручной сварке без контроля качества шва	1,2	1,4
при автоматической сварке без контроля качества шва	1,1	1,2
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

Приведенные рекомендации по назначению допускаемых напряжений в сварных швах справедливы при качественном выполнении сварки и ее контроле. Любые дефекты в сварных швах (непровары, подрезы, пористость, трещины и т. п.) приводят к резкому снижению нагрузочной способности, особенно при периодическом нагружении [4].

1.5. Примеры расчета сварных соединений

Пример 1. Рассчитать сварной металлический кронштейн, представляющий собой стыковое соединение двух труб с наружным диаметром $D = 114$ мм и находящийся под действием осевой растягивающей нагрузки $F = 0,2$ МН (рис. 1.7). Материал труб – сталь Ст3.

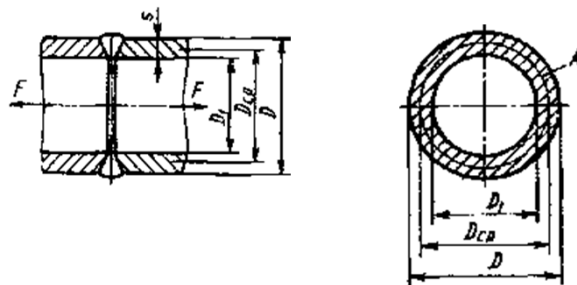


Рис. 1.7. Сварное стыковое соединение труб

1. Определим толщину s стенки трубы из расчета на прочность при растяжении, рассматривая трубу как стержень, растягиваемый осевой нагрузкой (расчетная модель). При этом $[\sigma_p] = F / (\pi D_{cp} s) \leq [\sigma_p]$, откуда $s = F / (\pi D_{cp} \sigma_p)$.

Определим допускаемое напряжение $[\sigma_p]$ для материала трубы (см. с. 9). Для стали Ст3 $[\sigma_p] = 160$ МПа. Примем условно $D_{cp} = D - s \approx 105$ мм (в предположении, что толщина стенки трубы имеет среднее значение по ГОСТ 3262 – 75). Тогда $s = 0,2 \cdot 10^6 / (3,14 \cdot 0,105 \cdot 160 \cdot 10^6) = 0,0038$ м = 3,8 мм.

2. По ГОСТ 3262 – 75 подбираем трубу с наружным диаметром 114 мм, толщиной 4,5 мм, условным проходом 100 мм.

3. Для выполнения шва выберем ручную дуговую сварку электродами Э42. Длина и толщина шва при этом известны - они равны длине окружности по среднему сечению и толщине трубы.

4. Допускаемое напряжение для сварного шва определим по табл. 1.1 и данным на с. 9: $[\sigma'_p] = 0,9 [\sigma_p] = 0,9 \cdot 160 = 144$ МПа.

5. Вычислим напряжения в сварном шве по формуле (1.1), учитывая, что $D_{cp} = 114 - 4,5 = 109,5$ мм; $\sigma_p = 0,2 \cdot 10^6 / 3,14 \cdot 0,1095 \cdot 0,0045 = 129$ МПа.

6. Действующие в сварном шве напряжения не превышают допускаемые ($129 < 144$); следовательно, соединение удовлетворяет условию прочности.

Пример 2. Рассчитать сварное стыковое соединение двух горячекатаных полос толщиной 14 мм (полоса 14x40 ГОСТ 103 – 76) из стали Ст3сп, испытывающей действие изгибающего момента $M = 0,5$ кНм. Сварка ручная электродами повышенного качества.

1. Примем толщину сварного шва, равную толщине свариваемых деталей $K = s = 14$ мм; шов выполнен с предварительной разделкой кромок (см. рис. 1.5).

2. Определим допускаемые напряжения для наплавляемого материала шва (см. табл. 1.1 и 1.2) с учетом вида сварки. Для стали Ст3сп (Ст3) $[\sigma_p'] = [\sigma_p] = 160$ МПа.

3. В качестве расчетной модели сварного соединения примем стержень, находящийся под действием изгибающего момента.

4. Примем в качестве основного размера свариваемых деталей толщину полосы $S = 14$ мм и определим l из расчета на прочность сварного шва [см. уравнение (1.2)]: $\sigma = M/W \leq [\sigma_p]$; $W = sl^2/6$, откуда $l = \sqrt{6M/(s[\sigma_p])} = \sqrt{6 \cdot 0,5 \cdot 10^3 / (0,0014 \cdot 160 \cdot 10^6)} = 0,0366$ м = 36,6 мм.

5. Необходимая ширина полосы 36,6 мм. Ширина полосы (в соответствии с ГОСТ 103 – 76) 40 мм. Можно использовать полосу без обработки.

Пример 3. Рассчитать нахлесточное сварное соединение уголка с косынкой (см. рис. 1.4) при действии силы $F = 260$ кН. Соединение следует сконструировать равнопрочным цельному элементу.

1. Выбираем материал соединяемых деталей: сталь Ст2. Вид сварки – ручная дуговая электродами Э42.

2. По данным табл. 1.1 и на с. 9 (или расчетом) находим для стали Ст2 допускаемое напряжение $[\sigma_p] = 140$ МПа и $[\sigma_p'] = 0,9 \cdot 140 = 126$ МПа.

3. Из условия работы на растяжение определим площадь сечения уголка (как стержня) и выберем ближайший уголок по сортаменту: $\sigma = F/A \leq [\sigma_p]$ (A – площадь поперечного сечения уголка), откуда $A = F/[\sigma_p] = 260 \cdot 10^3 / 140 \cdot 10^6 = 1,86 \cdot 10^{-3}$ м² = 18,6 см².

По ГОСТ 8509 – 72 выбираем ближайший уголок с $A = 19,2$ см² > 18,6 см²: № 10 (100x100x10 мм) с $b = 100$ мм, $S = 10$ мм, $z_0 = 2,83$ см.

4. Допускаемое напряжение на срез $[\tau'] = 0,6 [\sigma_p] = 0,6 \cdot 140 = 84$ МПа.

5. Из уравнения (1.3) полная длина сварного шва $l = F / (0,7 \cdot K \cdot [\tau']) = 260 \cdot 10^3 / (0,7 \cdot 10^{-2} \cdot 84 \cdot 10^6) = 0,442$ м = 44,2 см.

Длина лобового шва (см. с. 6) $l_l = 2 \cdot z_0 = 2 \cdot 2,83 \approx 6,0$ см. Суммарная длина фланговых швов и каждого шва в отдельности $l_{1\phi} + l_{2\phi} = l - l_l = 38,2$ см; $l_{2\phi} = 38,2 \cdot 2,83/10 = 10,8 \approx 11$ см; $l_{1\phi} = 27,2$ см. Учитывая дефекты при сварке (непровар в начале и кратер в конце шва), длину каждого шва следует увеличить примерно на величину катета шва. Кроме этого, при сварке конструкций из профилей типа уголка и швеллера лобовые швы обычно выполняют полностью по всей ширине полки b (в запас прочности); поэтому окончательно принимаем $l_l = 10$ см; $l_{1\phi} = 28$ см, $l_{2\phi} = 12$ см.

Пример 4. Рассчитать сварное соединение кронштейна, представляющего собой швеллер, консольно приваренный к вертикальной стойке (рис. 1.8). Нагрузка, действующая на кронштейн, и размеры L и a известны ($F = 24$ кН, $L = 1000$ мм, $a = 200$ мм). Материал деталей сталь Ст2.

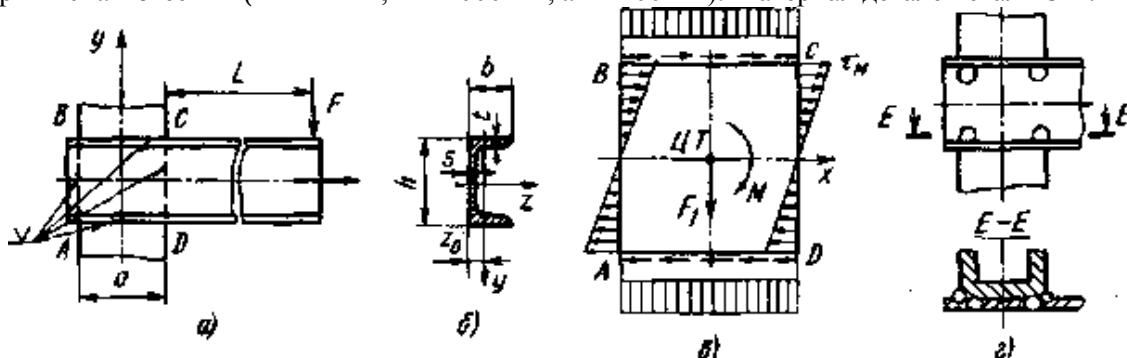


Рис. 1.8. Сварное соединение кронштейна со стойкой:

a – исходная расчетная схема; б – сечение швеллера; в – эпюры напряжений в сварных швах от момента; г – схема расположения дополнительных проплавных швов

1. Подберем швеллер из расчета на изгиб. Опасным является сечение CD (рис. 1.8, a). Изгибающий момент и напряжения в этом сечении $M = FL = 24 \cdot 10^3 \cdot 1,0 = 2,4 \cdot 10^3$ Нм.

Допускаемое напряжение $[\sigma_p]$ для стали Ст2 (см. с. 9): $[\sigma_p] = 140$ МПа. Тогда момент сопротивления из формулы (1.2) $W = M/[\sigma_p] = 24 \cdot 10^3 / 140 \cdot 10^6 = 1,71 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 = 171 \text{ см}^3$. По сортаменту [1] подбираем швеллер с ближайшим большим по значению моментом сопротивления (ГОСТ 8240 – 72). Подходит швеллер № 22 с $W = 192 \text{ см}^3$. Основные характеристики швеллера (рис. 1.8, b): $h = 220$ мм; $b = 82$ мм; $t = 9,5$ мм; $s = 5,4$ мм.

2. Приступим к предварительному конструированию сварного соединения. Необходимо определить катет и длину нескольких швов (возможны четыре шва: два горизонтальных вдоль полок швеллера и два вертикальных вдоль стойки) при условии действия силы и момента, поэтому задача достаточно сложная. Наиболее простой метод решения: задавшись катетами швов (в соответствии с рекомендацией) и выполнив сварной шов по всему периметру (длина шва ограничена размерами $2a$ и $2h$), вычислить действующие напряжения и сравнить их с допускаемыми. Выбираем катеты горизонтальных (фланговых) K_1 и вертикальных (лобовых) K_2 швов соответствующими толщинами полок и стенки швеллера: $K_1 = 9$ мм; $K_2 = 5$ мм.

3. Приведем силу F к центру тяжести ЦТ сечения сварных швов (это просто, так как фигура симметричная – рис. 1.8, $в$). Получим $F_1 = F = 24$ кН; $M_1 = F(L + a/2) = 24 \cdot 10^3(1,0 + 0,2/2) = 26,4$ кНм.

4. Пользуясь принципом независимости действия сил, определим напряжения от каждого силового фактора в отдельности. Сила F_1 равномерно распределяется по всей площади шва. Напряжения от нее τ_1 направлены вдоль линии действия силы и определяются уравнением (1.3): $\tau_1 = F_1 / (2 \cdot 0,7K_1 \cdot a + 2 \cdot 0,7K_2 \cdot h) = 24 \cdot 10^3 / [2 \cdot 0,7(9 \cdot 10^{-3} \cdot 0,2 + 5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,22)] = 5,9$ МПа.

Напряжения в сварном шве от действия момента M определим в соответствии с рекомендациями § 1.3 (швы работают независимо, а фланговые швы воспринимают усилия, направленные вдоль швов). Эпюры касательных напряжений от действия момента показаны на рис. 1.8, $в$. Используя формулу (1.5) с учетом того, что в рассматриваемом случае два лобовых шва, получим $\tau_2 = M / (A_{\phi}h + 2W_{\lambda}) = 6M / (6 \cdot 0,7K_1ah + 2 \times 0,7K_2h^2) = 6 \cdot 26,4 \cdot 10^3 / (6 \cdot 0,7 \cdot 9 \cdot 10^{-3} \cdot 0,2 \cdot 0,22 + 2 \cdot 0,7 \cdot 5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,22^2) = 75,4$ МПа.

5. Определим максимальные результирующие напряжения τ в сварном шве, геометрически складывая напряжения τ_1 и τ_2 . Напряжения τ_1 направлены вертикально, τ_2 – горизонтально, поэтому $\tau = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2} = \sqrt{5,9^2 + 75,4^2} = 75,6$ МПа.

6. Допускаемые напряжения для материала свариваемых деталей при сварке электродами обычного качества $[\tau'] = 0,6 [\sigma_p] = 0,6 \cdot 140 = 84$ МПа.

7. Сравним напряжения, действующие в конструкции, с допускаемыми: $\tau < [\tau']$ ($75,6 < 84$). Сконструированный сварной шов удовлетворяет условию прочности.

Результат, удовлетворяющий условию прочности, получен в достаточной степени случайно. Если напряжения в сварном шве превышают допускаемые, то возможны следующие решения: перенапряжение не превышает 5 – 6 % – сконструированный шов можно признать удовлетворяющим условию прочности; перенапряжение более существенно – следует либо заменить материал свариваемых деталей более прочной сталью, либо выполнить сварку электродами повышенного качества; либо проварить дополнительно четыре прорезные пробки по углам соединения или дополнительный прорезной шов (рис. 1.8, $з$). В первых двух случаях можно получить более высокие значения допускаемых напряжений; в последнем случае желательно повторить расчет.

Пример 5. Рассчитать сварное стыковое соединение днища и цилиндрической обечайки сосуда, находящегося под внутренним давлением, изменяющимся по периодическому закону (от нуля до максимального значения). Наружный диаметр соединения $D = 245$ мм (ГОСТ 8732 – 78, СТ СЭВ 1481 – 78), максимальное давление $p = 16$ МПа (рис. 1.9). Способ сварки – ручная электродами обычного качества. Материал днища и обечайки – сталь Ст5.

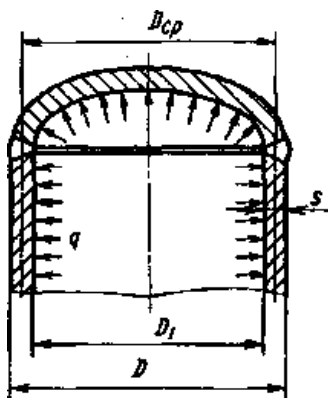


Рис. 1.9. Сварное соединение дна сосуда с обечайкой (корпусом).

1. Определим общее усилие, действующее на днище в осевом направлении, приняв внутренний диаметр обечайки $D_1 = 245 - 2 \cdot 6,5 = 232$ мм (по стандарту минимальная толщина стенки трубы диаметром 245 мм составляет 6,5 мм): $F = p \pi D_1^2 / 4 = 16 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot 0,232^2 / 4 = 674$ кН. Для стали Ст5 $[\sigma_p] = 190$ МПа (см. с. 9).

2. Коэффициент снижения допускаемых напряжений определим с учетом периодического изменения нагрузки по формуле (1.7), где $R = 0$ – периодическое нагружение; $a = 0,9$; $b = 0,3$ (для некоторых углеродистых сталей); $K_\sigma = 1,2$ (по табл. 1.2 – при ручной сварке стыковых швов с полным проваром корня шва без рентгеноскопического контроля качества шва): $\gamma = 1 / (0,9 \cdot 1,2 + 0,3) = 0,725$.

3. Определим допускаемые напряжения. Так как шов стыковой, то под действием осевой асимметричной нагрузки в нем возникнут напряжения растяжения. В соответствии с данными табл. 1.1 и формулой (1.6) получим: $[\sigma'_R] = 0,9 [\sigma_p] \gamma = 0,9 \cdot 190 \cdot 0,725 = 124$ МПа.

4. Для расчета сварного шва используем формулу (1.1), в которой $l = \pi D_{cp}$ – длина сварного шва (длина окружности по среднему диаметру стыка днища с обечайкой); s – толщина стенки; $D_{cp} = D - s = 245 - 6,5 = 238,5$ мм. Таким образом, получим уравнение $F / [\pi (D - s) s] \leq [\sigma'_R]$ с одним неизвестным (толщина стенки соединения s). Решим это уравнение:

$$674 \cdot 10^3 / [3,14 (0,245 - s) s] \leq 124 \cdot 10^6; s^2 - 0,245s + 1,73 \cdot 10^{-3} = 0;$$

$$s = 0,1225 \pm \sqrt{(0,1225)^2 - 1,73 \cdot 10^{-3}};$$

$$s = 0,1225 \pm 0,1152; s_1 = 0,0073 \text{ м} = 7,3 \text{ мм}; s_2 = 237,7 \text{ мм}.$$

Решение уравнения: $s \geq 7,3$ мм (второй корень отбрасываем, как противоречащий здравому смыслу). В соответствии с ГОСТ 8732 – 78 можно выбрать трубу с толщиной стенки 7; 7,5 и 8 мм. Примем $s = 7$ мм. Определим размеры соединения: $D_{cp} = D - s = 245 - 7 = 238$ мм; $D_1 = D - 2s = 245 - 2 \cdot 7 = 231$ мм. Решение можно упростить, если пренебречь разностью между D и D_{cp} : $F / (\pi D s) \leq [\sigma'_R]$; $s = F / (\pi D [\sigma'_R]) = 674 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 0,245 \cdot 124 \cdot 10^6) = 6,53 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 6,53 \text{ мм}$.

5. Проверим полученное решение, определив напряжения в сварном шве и сравнив их с допускаемыми: $\sigma_p = (F / \pi D_{cp} s) = 674 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 0,238 \cdot 7 \cdot 10^{-3}) = 129$ МПа; $129 > 124$. Превышение напряжения составляет $(129 - 124) \cdot 100\% / 124 \approx 4\%$, что допустимо.

1.6. Паяные соединения. Общие сведения

Пайку выполняют без расплавления материала соединяемых деталей. Связь между элементами при пайке обеспечивают силы молекулярного взаимодействия поверхностей деталей с присадочным материалом, называемым припоем. Пайкой соединяют черные и цветные металлы и сплавы, стекло, керамику, графит.

В табл. 1.3 приведены механические характеристики и области применения некоторых припоев. Рациональные конструкции паяных соединений определены ГОСТ 19249 – 73 (табл. 1.4). Условный тип паяного соединения определяется взаимным расположением и формой паемых деталей [1].

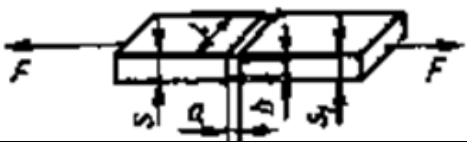
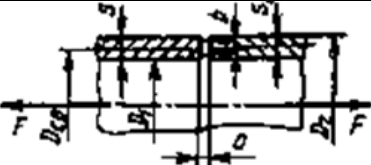
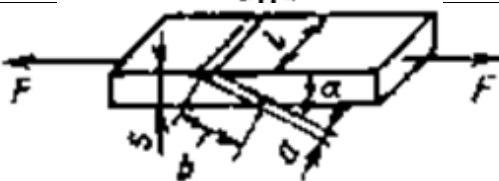
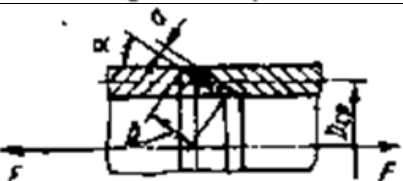
Таблица 1.3. Механические характеристики и области применения распространенных серебряных (ГОСТ 19746 — 74) и оловянно-свинцовых припоев (ГОСТ 21931—76)

Припой	Основной металл	Предел прочности $\sigma_{в}$, МПа	Относительное удлинение при разрушении δ , %	Назначение
ПСр 40 ПСр 45	Серебро	380-440 370-510	18-37 16-35	Пайка трубопроводов, патрубков и других деталей и узлов из конструкционных и коррозионно-стойких сталей, работающих при температуре до 350—450°C
ППОС 90 ПОС 61 ПОС 40	Олово и свинец	43 41 36	40 46 52	Внутренние швы медицинской аппаратуры, детали электротехнической и приборостроительной промышленности

Примечание. Буквы в обозначении марок припоев: П — припой, О — олово, С — свинец, Ср — серебро; указывают содержание цифры после буквенного обозначения этих элементов (%).

Таблица 1.4. Некоторые типовые конструкции паяных соединений (ГОСТ 19249 — 73)

Номер схемы	Условное обозначение	Тип соединения	Форма поперечного сечения соединения
1	ПН-1	Внахлестку	
2	ПН-2		
3	ПН-3		
4	ПН-4	Телескопическое	
5	ПН-5		
6	ПН-6		

7	ПВ-1	Стыковое	
8	ПВ-2		
9	ПВ-3	Косое	
10	ПВ-4		

1.7. Допускаемые напряжения и расчет паяных соединений

Допускаемые напряжения при расчете паяных соединений определяют как отношение разрушающего напряжения к коэффициенту запаса прочности

$$[\sigma_p] = \sigma_b/n; [\tau] = \tau_b/n, \quad (1.8)$$

где $[\sigma_p]$, $[\tau]$ — допускаемые напряжения на растяжение (при расчете стыковых соединений) и на срез (при расчете соединений нахлесточного типа); σ_b и τ_b — разрушающее напряжение соответственно при растяжении (предел прочности) и срезе для паяного соединения, тип, материал соединяемых элементов и припой которого соответствуют рассчитываемому соединению; n — коэффициент запаса прочности (n — 2,5... 3 при статической нагрузке, n = 3... 5 — при переменной нагрузке) [2].

Таблица 1.5. Значения τ_b для соединений оловянно-свинцовым припоем ПОС 40

Материал соединяемых элементов	Значения τ_b в МПа, при температуре, 20°C					
	-196	-183	-96	-60	+ 20	+ 85
Сталь 20	60	55	55	51	28	22
12Х18Н9Т	30	34	30	50	32	20
Медь М3	35	33	34	35	27	16
Латунь Л63	29	29	31	27	22	22

Таблица 1.6. Значения τ_b для соединений серебряными припоями при температуре 20 С

Материал соединяемых элементов	Значения τ_b в МПа, для припоя		
	ПСр 40	ПСр 45	ПСр 25
12Х18Н9Т	240 - 290	180-260	190-240
40ХН2МА	330-460	-	-
30ХГСА	350-460	350-410	350-430
Медь	—	250	-

Значения разрушающего напряжения на растяжение σ_b , следует принимать по табл. 1.3. Значения разрушающего напряжения (предела прочности) на срез τ_b , для нахлесточных соединений и некоторых припоев указаны в табл. 1.5 и 1.6. При работе слоя припоя на растяжение (см. табл. 1.4, схемы 7 и 8) уравнение прочности имеет вид:

$$\sigma = F/A = F/(bl) < [\sigma_p], \quad (1.9)$$

где F — нагрузка, действующая на соединение; A — площадь слоя припоя в сечении, перпендикулярном к направлению действующей нагрузки; b — ширина шва, равная минимальной толщине соединяемых деталей без учета радиуса галтели (утяжки) шва (условно можно принимать $b \approx s$ - 0,5 мм; l — длина слоя припоя (для трубчатых элементов, соединяемых встык, длина слоя

припой равна длине окружности по среднему диаметру труб, $l = \pi D_{cp}$).

При работе слоя припоя на срез (см. табл. 1.4, схемы 1 — 6) расчетное выражение имеет вид:

$$\tau = F/A = F/(lc) \leq [\tau], \quad (1.10)$$

где A — площадь нахлестки соединяемых элементов (площадь среза слоя припоя); c — ширина шва (длина нахлестки соединяемых элементов вдоль оси, параллельной линии действия силы F); l — длина слоя нахлестки (равна ширине соединяемых плоских деталей или длине окружности по диаметру стыка трубчатых деталей; в последнем случае $l = \pi D$) [4].

1.8. Примеры расчета паяных соединений

Пример 1. Определить допускаемую нагрузку на телескопическое паяное соединение (припой ПОС 40) кронштейна подвески электрода химической ванны (медная плита). Материал деталей соединения медь МЗ, рабочий диапазон температур 20 – 85 °С, конструкция соединения соответствует схеме 6 (см. табл. 1.4). Размеры соединения: $c = 20$ мм, $D = 40$ мм; $s_1 = 5$ мм, $s_2 = 4$ мм.

1. Определим допускаемые напряжения на срез для припоя ПОС 40 и соединяемых элементов из меди МЗ, используя данные табл. 1.5 и уравнение (1.8): $\tau_s = 16$ МПа (выбираем минимальное значение предела прочности на срез в указанном диапазоне температур); $[\tau] = 16/3 = 5,3$ МПа.

2. Допускаемая нагрузка [см. формулу (1.10)]: $[F] = A [\tau] = cl[\tau] = c\pi d [\tau] = 20 \cdot 10^{-3} \cdot 3,14 \cdot 40 \cdot 10^{-3} \cdot 5,3 \cdot 10^6 = 133$ Н. Таким образом, масса медного электрода не должна превышать $133/9,8 = 13,6$ кг.

Пример 2. Определить ширину шва b (длину нахлестки) паяного соединения латунного сильфона с патрубком вакуумной камеры припоем ПОС 40. Максимальная нагрузка, действующая на сильфон в рабочем режиме, $F = 1,3$ кН. Рабочая температура 20°С. Конструкция соединения соответствует схеме 5 (см. табл. 1.4). Диаметр патрубка $D = 36$ мм.

1. Определим допускаемые напряжения на срез для припоя ПОС 40 при соединении элементов из латуни [см. уравнение (1.8) и табл. 1.5]. При рабочей температуре 20 °С $\tau_s = 22$ МПа и $n = 3$; тогда $[\tau] = \tau_s/n = 22/3 = 7,3$ МПа.

2. Ширина шва (длина нахлестки сильфона и патрубка [см. формулу (1.10)]: $b = F/(\pi D [\tau]) = 1,3 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 36 \cdot 10^{-3} \cdot 7,3 \cdot 10^6) = 1,57 \cdot 10^{-3}$ м = 1,57 мм. Принимаем $b = 2$ мм.

1.9. Клеевые соединения

Клеевые соединения применяют для соединения металлических и неметаллических материалов, в том числе и разнородных. По конструкции клеевые соединения подобны паяным. Для склеивания используют клеи БФ-2, БФ-4, БФ-6, ВС-101, ПЭФ-2/10 и др. Клей БФ-2, БФ-4, ПЭФ-2/10, ВС-101 вибростойки. Клей БФ-2 по сравнению с клеем БФ-4 более термостоек, но менее эластичен. По расчету на прочность клеевые соединения аналогичны паяным соединениям. Стыковые соединения, работающие на отрыв, при равномерном распределении напряжений рассчитывают по формуле (1.2), а нахлесточные соединения, работающие на срез (наиболее распространены), — по формуле (1.10). Допускаемые напряжения определяют по формулам (1.8).

Таблица 1.7. Предел прочности клеевых соединений при отрыве и сдвиге (статическое нагружение)

Клей	$\sigma_b \approx \tau_b$, МПа, при температуре, °С		
	20	60	100
БФ-4, БФ-2	15	9	5
ПЭФ-2/10	20	16	10
Карбинольный	20	13	-

С учетом подверженности полимерных клеев процессу старения, а также существенной зависимости прочности от колебаний температуры и характеристик окружающей среды (радиация, влажность, газовый состав атмосферы) коэффициент запаса для клеевых соединений при статическом нагружении следует принимать равным $n=1,5...3,0$ (И. И. Устюгов рекомендует принимать $n=1,2...1,5$). Пределы прочности некоторых клеев, необходимые для определения допускаемых напряжений, приведены в табл. 1.7.

1.10. Примеры расчета клеевых соединений

Пример 1. Рассчитать стыковое клеевое соединение (рис. 1.10), находящееся под действием статической осевой нагрузки $F = 19$ кН (определить наружный диаметр D соединительных фланцев). Внутренний диаметр соединяемых труб $d = 20$ мм, соединение работает при комнатной температуре.

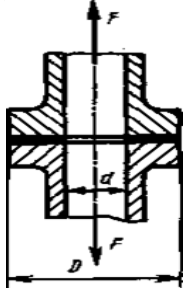


Рис. 1.10. Клеевое фланцевое соединение

1. Выполняем расчет по формуле (1.9), для рассматриваемого случая имеющей вид

$$\sigma_p = F/A = 4F/[\pi (D^2 - d^2)].$$

2. Выбираем для выполнения соединения клей БФ-2; допускаемые напряжения определяем по формуле (1.8), где $\sigma_b = 15$ МПа (см. табл. 1.7); $n = 1,5$ (принимаем): $[\sigma_b] = 15/1,5 = 10$ МПа.

3. Из уравнения для σ_p находим наружный диаметр соединения

$$D = \sqrt{4F/(\pi[\sigma'_p] + d^2)} = \sqrt{4 \cdot 19 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 10 \cdot 10^6 + (20 \cdot 10^{-3})^2)} = 53,1 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 53,1 \text{ мм}.$$

Принимаем $D = 54$ мм.

Пример 2. Рассчитать клеевое (сдвиговое) соединение грузовой петли, которая представляет собой листовую сталь, приклеенную к элементу металлоконструкции коробчатого типа (рис. 1.11). Соединение работает в интервале температур $20 - 60$ °С. Максимальная нагрузка, воспринимаемая петлей, 20 кН; $h = 100$ мм.

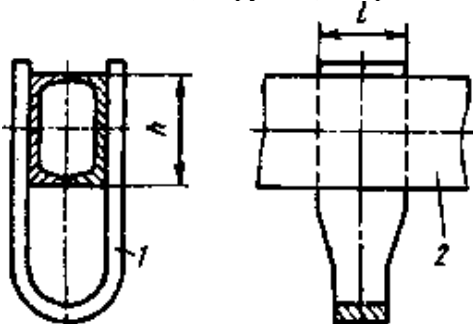


Рис. 1.11. Клеевое соединение грузовой петли:
1 – грузовая петля; 2 – балка металлоконструкции

1. Для расчета используем уравнение (1.10): $\tau = F/(2hb) \leq [\tau']$.

2. Определим допускаемые напряжения на срез для карбинольного клея:
 $[\tau] = \tau_s/n$ [см. формулу (1.8)]; $\tau_s = 13$ МПа (см. табл. 1.7); коэффициент запаса примем $n = 2$. Тогда $[\tau] = 13/2 = 6,5$ МПа.

3. Из уравнения для τ : $b = F/(2h [\tau]) = 20 \cdot 10^3 / (2 \cdot 0,1 \cdot 6,5 \cdot 10^6) = 15,4 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 15,4 \text{ мм}$.
 Принимаем $b = 16$ мм.

Пример 3. Подобрать клей для клеевого соединения узла крепления троса подвесного мостика (рис. 1.12). Диаметр троса 18 мм, длина участка склеивания $l = 60$ мм, максимальная нагрузка, действующая на соединение, $F = 18$ кН. Соединение должно быть работоспособно при температуре до 100 °С.

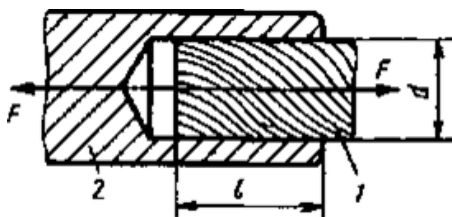


Рис. 1.12.
Клеевое соединение узла крепления троса: 1 – трос; 2 – втулка

1. Напряжения, действующие в соединении [см. уравнение (1.10)] $\tau = F/(\pi D l) = 18 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 18 \cdot 10^{-3} \cdot 60 \cdot 10^{-3}) = 5,3 \cdot 10^6 \text{ Па} = 5,3 \text{ МПа}$.

3. Для выполнения соединения подходит клей ПЭФ-2/10, у которого при температуре 100 °С $\tau_{\sigma} = 10$ МПа (см. табл. 1.7).

Задача 1. Рассчитать толщину стенки автоклава (рис. 1.13)

[illegible]

17

Задача 6. Рассчитать сварное соединение (см. рис. 1.7, где вместо силы приложить крутящий момент) двух частей полого вала шнекового конвейера (труба 180×s ГОСТ 8732 — 78), т. е. определить толщину стенки s , средний D_{cp} и внутренний D_1 диаметры трубы. Крутящий момент, воспринимаемый валом, $T = 23,34$ кНм. Материал вала — сталь Ст3, нагрузка квази- статическая, сварка ручная электродами Э42А. Принять катет сварного шва равным толщине стенки вала.

Задача 7. Рассчитать сварные швы, соединяющие венец зубчатого колеса с центром (рис. 1.16): $D = 300$ мм, $s = 20$ мм. Крутящий момент, воспринимаемый соединением, $T = 53$ кН · м. Материал деталей соединения — сталь Ст20, для которой $[\sigma_p] = 190$ МПа; сварка ручная, электроды обычного качества. Длина одного флангового шва $l_\phi \leq 60 \cdot K$.

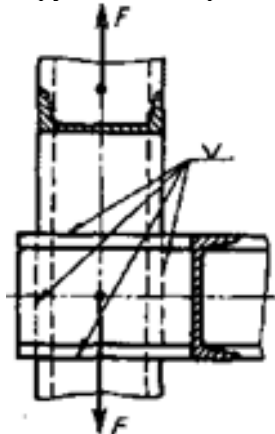


Рис. 1.17. Сварное соединение швеллеров рамы станда (показан один угол рамы)

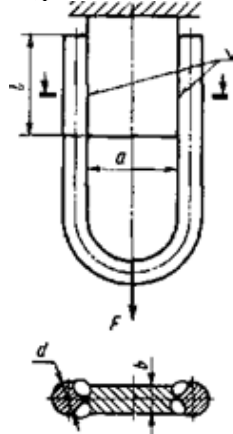


Рис. 1.18. Сварное соединение узла подвески металлоконструкции

Задача 8. Рассчитать сварное соединение рамы станда для проведения усталостных испытаний. Рама состоит из вертикальных и горизонтальных швеллеров № 18 (Швеллер 18 ГОСТ 8240-72), приваренных по периметру прилегания (рис. 1.17). Нагрузка, действующая на один узел, изменяется по знакопеременному симметричному циклу, приложена в центре тяжести сварного шва; амплитуда нагрузки $F = 45$ кН. Материал швеллеров — сталь Ст2, сварка ручную электродами обычного качества.

Задача 9. Определить длину l сварного шва для узла подвески металлоконструкции перекрытия. Подвеска изготовлена из прутка диаметром $d = 15$ мм, изогнутого в виде петли и приваренного к пластине (рис. 1.18). Нагрузка, действующая на соединение, $F = 42$ кН. Размеры элементов: $b = 10$ мм; $a = 40$ мм. Материал прутка и пластины — сталь Ст3, нагрузка статическая, сварка ручная электродами обычного качества. При расчете рекомендуется принять катет шва $K=4..5$ мм.

Задача 10. Рассчитать соединение точечной сваркой силового шпангоута с корпусом (обечайкой) геодезической ракеты (рис. 1.19). Общая осесимметричная нагрузка на шпангоут (в результате движения с ускорением a) составляет 5,5 кН. Материал шпангоута и корпуса — сталь Ст3, Диаметр электродов $d = 5$ мм.

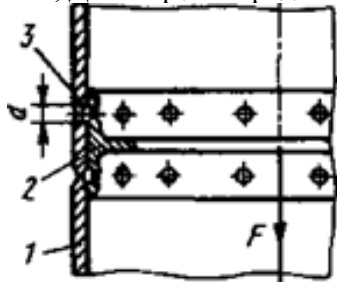


Рис. 1.19.

Сварное соединение силового шпангоута геодезической ракеты с корпусом: 1 — корпус; 2 — шпангоут; 3 — точка сварки

Задача 11. Проверить на прочность паяное стыковое соединение обечайки самовара с днищем: средний диаметр соединяемых частей $D_{cp} = 350$ мм, толщина обечайки $s = 0,4$ мм. Контрольная нагрузка, которую должно выдержать соединение при испытании на прочность, 0,4 кН. Температура испытания 100 °С. Материал обечайки и днища — латунь. Пайка выполнена припоем ПОС 40 с наплывом, а затем зачищена. Прочность припоя при температуре 100°С составляет 14 МПа. Конструкция соединения соответствует схеме 8 (см. табл. 1.4).

Задача 12. Проверить, можно ли заменить сварное нахлесточное соединение (см. табл. 1.4, схема 1) пайкой; действующая на соединение нагрузка $F = 20$ кН, размеры соединения $s_1 = s = 4$ мм, $l = 50$ мм, $b = 16$ мм. Температура 20°C . Материал соединяемых деталей — сталь 20.

Задача 13. Рассчитать клеевое нахлесточное соединение (определить b) из двух латунных листов (см. табл. 1.4, схема 2) при $F = 50$ кН, $l = 40$ мм. Соединение работает при температуре 20°C .

Задача 14. Подобрать клей для телескопического соединения труб из алюминия и стеклотекстолита. Соединение работает при температуре 60°C . Нагрузка приложена осесимметрично и составляет $F = 50$ кН. Размеры соединения: $D = 60$ мм, $b = 50$ мм (см., табл. 1.4, схема 6).

Задача 15. Проверить работоспособность стыкового соединения труб при температуре до 60°C , выполненного клеем БФ-2 (см. табл. 1.4, схема 8) при $F = 1,6$ кН; $D_{cp} = 37$ мм; $s = s_1 = 4$ мм; $b = s - 0,5$ мм (за счет усадки).

Задача 16. Определить допускаемую нагрузку на соединение крепления троса клеем ПЭФ-2/10 (см. рис. 1.12) при температуре до 100°C , $d = 14$ мм; $l = 80$ мм.

2. Соединения деталей с натягом

2.1. Общие сведения

Соединение деталей машин с натягом осуществляют за счет сил упругости от предварительной деформации деталей. Характерные примеры соединений с натягом: венцы зубчатых и червячных колес на центрах колес, подшипники качения на валах, роторы электродвигателей на валах, пальцы кривошипа в соответствующих отверстиях (гнездах) шатуна, кулачки на осях, диски турбины на валах и т. д.

После сборки (рис. 2.1) диаметр посадочной поверхности становится одинаковым для обеих деталей. При этом на посадочной поверхности возникают давление q и соответствующие ему силы трения под действием усилий, которые могут вызвать смещение втулки относительно вала. Нагрузочная способность прессового соединения прежде всего зависит от натяга [2]

Натягом называется отрицательная разность сопряженных диаметров отверстия и вала $\delta = A - B < 0$. Расчетный натяг очень невелик. Неизбежные колебания размеров в пределах поля допуска при изготовлении деталей приводят к рассеянию натяга, а следовательно, и к рассеянию нагрузочной способности соединения. В СТ СЭВ 145 — 75 приведены значения допусков в зависимости от качества (степени точности изготовления детали). При образовании посадок допуски отверстия и вала не должны отличаться более, чем на один-два качества. Больший допуск, как правило, назначают для отверстия. В табл. 2.1 приведены рекомендуемые сочетания полей допусков отверстия и вала для переходных посадок и посадок с натягом. Посадка Н6/р5 (система отверстия), например, означает, что допуск на изготовление отверстия (Н6) берут по качеству 6, а допуск на изготовление вала (р5) — по качеству 5. Обозначение р определяет посадку с натягом и указывает значение верхнего и нижнего отклонения диаметра вала, которое зависит от качества и от интервала номинальных размеров.

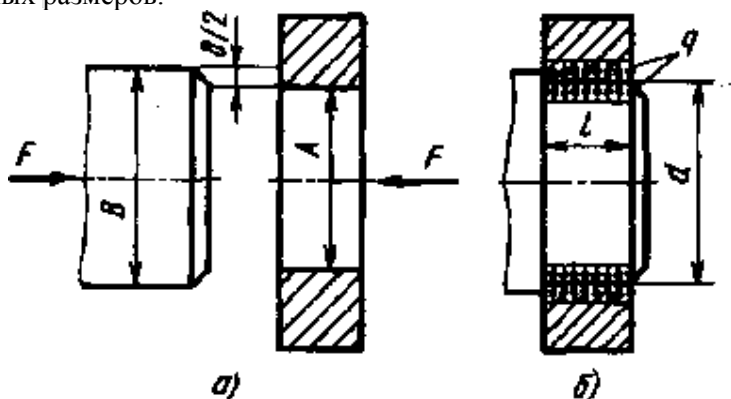


Рис. 2.1. Соединение с натягом до (а) и после (б) сборки (q —давление на поверхности контакта)

Таблица 2.1. Рекомендуемое сочетание полей допусков отверстия и вала для образования посадок с натягом и переходных посадок в системе отверстия

Основное отклонение отверстия (квалитет)	Квалитет вала	Основные отклонения валов									
		переходные посадки				посадки с натягом					
		j_s	k	m	p	r	s	t	u	x	z
Н5	4	$\frac{H5}{js4}$	$\frac{H5}{k4}$	$\frac{H5}{m4}$	$\frac{H5}{p4}$	-	-	-	-	-	-
Н6	5	$\frac{H6}{js5}$	$\frac{H6}{k5}$	$\frac{H6}{m5}$	$\frac{H6}{p5}$	$\frac{H6}{r5}$	$\frac{H6}{s5}$	-	-	-	-
Н7	6	$\frac{H7}{js6}$	$\frac{H7}{k6}$	$\frac{H7}{m6}$	$\frac{H7}{p6}$	$\frac{H7}{r6}$	$\frac{H7}{s6}$	$\frac{H7}{t6}$	-	-	-

	7	-	-	-	-	-	-	$\frac{H7}{s7}$	-	$\frac{H7}{u7}$	-	-
H8	7	$\frac{H8}{s7}$	$\frac{H8}{k7}$	$\frac{H8}{m7}$	$\frac{H8}{n7}$	-	-	$\frac{H8}{s7}$	-	-	-	-
	8	-	-	-	-	-	-	-	-	$\frac{H8}{u8}$	$\frac{H8}{x8}$	$\frac{H8}{z8}$

В табл. 2.2 приведены предельные отклонения диаметров отверстий. Нижнее отклонение диаметра в системе отверстия при изготовлении отверстия всегда равно нулю. В таблицах приведены предельные (верхнее и нижнее) отклонения диаметров валов при посадках с натягом в системе отверстия. Пользование таблицами пояснено при решении задач.

Таблица 2.2. Предельные (верхние и нижние) отклонения диаметров отверстия для наиболее употребляемых квалитетов в системе отверстия

Номинальный размер, мм	Отношение, мкм, для поля допуска								
	H4	H5	H6	H7	H8	H9	H10	H11	H12
Свыше 30 до 50	+ 70	+ 11,0	+ 160	+ 250	+ 390	+ 620	+ 1000	+ 1600	+ 2500
» 50 » 80	+ 80	+ 130	+ 190	+ 300	+ 460	+ 740	+ 1200	+ 1900	+ 3000
» 80 » 120	+ 100	+ 150	+ 220	+ 350	+ 540	+ 870	+ 1400	+ 2200	+ 3500
» 120 » 180	+ 120	+ 180	+ 250	+ 400	+ 630	+ 1000	+ 1600	+ 2500	+ 4000
» 180 » 250	+ 140	+ 200	+ 290	+ 460	+ 720	+ 1150	+ 1850	+ 2900	+ 4600

Примечание. В рамке указаны предпочтительные поля допусков.

2.2. Неподвижность соединений с натягом под нагрузкой

Стандартную посадку выбирают из условия неподвижности соединения под действием нагрузки без каких-либо дополнительных креплений для обеспечения передачи заданной нагрузки. При расчете соединений с натягом необходимо удовлетворить как требованиям неподвижности, так и условиям прочности деталей [2].

Условия неподвижности и контактные давления в соединениях с натягом. Для обеспечения неподвижности соединений среднее (номинальное) контактное давление q_m должно быть таким, чтобы силы трения превышали внешние сдвигающие силы. При нагружении соединения осевой силой F (см. рис. 2.1), вращающим моментом T и при совместном действии F и T q_m рассчитывают по формулам соответственно:

$$q_m = Fk/(fndl); q_m = 2Tk/(fizd^2l)$$

$$\text{и} \quad q_m = k\sqrt{(2T/d^2 + F/(f\pi dl))}. \quad (2.1)$$

В этих формулах k — коэффициент запаса сцепления (обычно в зависимости от ответственности соединения принимают $k = 1,5...3,0$); f —коэффициент трения (сцепления); d , l — диаметр и длина посадочной поверхности.

Значения коэффициента трения для прессовых соединений даны в табл. 2.3. Для соединений, работающих при переменной внешней нагрузке с частотой более 10 Гц, значения коэффициента трения следует уменьшать на 30 — 40%. Для стальных и чугунных деталей обычно принимают $f = 0,08$ при механической запрессовке, $f = 0,14$ при тепловой сборке.

Таблица 2.3. Коэффициент трения f при посадках с натягом (охватываемая деталь из стали)

Способ сборки соединения	Значения f при материале охватывающей детали				
	сталь	чугун	алюминиевые и магниевые сплавы	латунь	пластмассы
Механическая запрессовка	0,06-0,13*	0,07-0,12	0,02-0,06	0,05-0,10	0,4-0,5
Тепловая сборка	$\frac{0,14 - 0,16}{(0,07 - 0,16)}^{**}$	0,07-0,09	0,05-0,06	0,05-0,14	-
* Поверхности сопрягаемых деталей предварительно смазаны. ** Значения f при сборке охлаждением охватываемой детали. Примечание. Коэффициент трения при выпрессовке (в начальный момент сдвига) на 20 — 40% выше, чем при запрессовке.					

Из теории расчета толстостенных цилиндров и составных труб (сопротивление материалов, решение Ламе) получено соотношение между давлением на поверхности контакта q (МПа) и натягом

$$q = \delta_p / [d \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right)] \quad (2.2)$$

где d — диаметр соединения, мм; δ_p — расчетный натяг, мм; c_1 и c_2 — коэффициенты; E_1 , E_2 — модуль продольной упругости материала вала и втулки, МПа; индексы 1 и 2 соответствуют валу и втулке.

$$c_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1; \quad c_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} - \mu_2; \quad (2.3)$$

здесь μ_1 и μ_2 — коэффициент Пуассона материала вала и втулки.

Свойства ряда материалов, необходимые для расчетов, приведены в табл. 2.4.

Таблица 2.4. Физико-механические свойства некоторых материалов

Материал	Временное сопротивление σ_b , МПа	Предел текучести σ_t , МПа	Предел выносливости σ_{-1} , МПа	Модуль упругости $E \cdot 10^{-5}$, МПа	Коэффициент Пуассона μ
Сталь:					
Ст3	380-470	200-240	120—160	2,0	0,3
20	420-500	240	120-160	2,0	
30	500-600	300	170-210	2,0	
45	610-750	360	190-250	2,0 - 2,1	
60Г	710	420	250-320	2,1	0,3
40Х	730-1050	650-900	240 – 340	2,1	
30ХГСА	1100-1700	850-1500	340-500	2,0	
Чугун:					0,23-0,27
Сч15	147	-	-	0,8-1,5	
Сч35	340			1,3	
Латунь Л68	320	90	120	1,1	0,33
Бронза:					
БрОФЮ — 1	250	-	-	0,9	
БрОЦС5-5-5	200	40-50	-	1,0	
БрАЖ9-4	550	200	-	1,0-1,1	

2.3. Расчетный и требуемый натяг

При проектировании соединений по заданной внешней нагрузке определяют расчетный натяг δ_p [см. уравнение (2.2)], по которому следует назначать посадку. Так как диаметры измеряют по вершинам микронеровностей, которые при сборке частично обминаются (срезаются), необходимый (требуемый) натяг, для подбора посадки, принимают несколько более расчетного:

$$\delta_T = \delta_p + 1,2(Rz_1 + Rz_2) \quad (2.4)$$

где Rz_1, Rz_2 — средняя высота микронеровностей поверхности каждой из сопрягаемых деталей (вал и втулка) по результатам пяти измерений на базе l (рис. 2.2, табл. 2.5) [1].

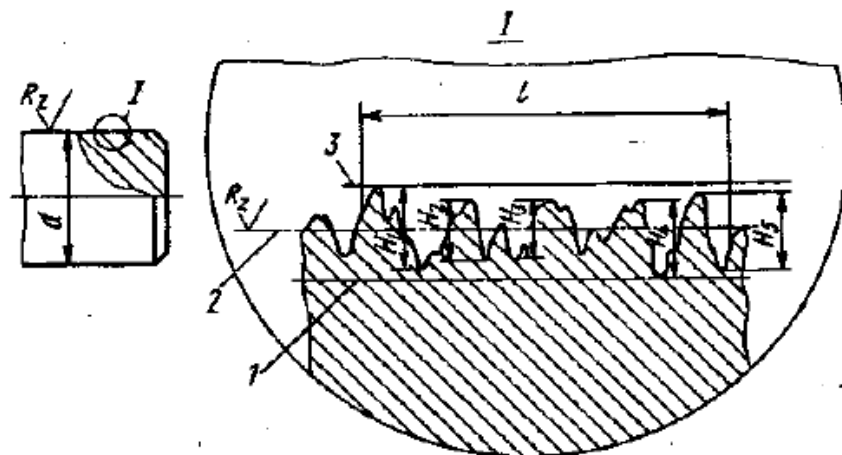


Рис. 2.2. Схема к определению параметра шероховатости Rz :

1 — линия впадин; 2 — средняя линия профиля; 3 — линия выступов; l — база измерения

Таблица 2.5. Высота микронеровностей Rz и среднее арифметическое отклонение профиля Ra по ГОСТ 2789 — 73

Ra , мкм	Rz , мкм (по десяти точкам)	Ra , мкм	Rz , мкм (по десяти точкам)
-	40-20	1,25-1,0	$\approx 5 Ra$
-	20-10	1,0-0,8	
		0,8-0,63	
2,0-2,0	$4 Ra$	0,63-0,5	
2,0-1,6		0,8-0,4	
1,6-1,25		0,40-0,32	

Обычно параметр Rz для поверхностей с натягом назначают в пределах 1,6—10 мкм. Если измеряют диаметры вала и отверстия для определения давления [см. формулу (2.2)] и несущей способности соединения [см. формулы (2.1)], то расчетный натяг

$$\delta_T = \delta_{изм} - 1,2(Rz_1 + Rz_2),$$

где $\delta_{изм} = B - A$ — измеренный натяг (см. рис. 2.1).

Если фактические диаметры вала и отверстия неизвестны, то при расчете соединения в формуле (2.2) принимают $\delta_T = \delta_{pmin} - 1,2(Rz_1 + Rz_2)$, где δ_{pmin} — минимальный вероятный натяг.

При использовании вероятностного расчета выбор посадки более обоснован. При законе нормального распределения размеров

$$\delta_{pmin} = \delta_{cp} - t_u s_\delta; \delta_{pmax} = \delta_{cp} + t_u s_\delta \quad (2.5)$$

здесь $\delta_{cp} = B_{cp} - A_{cp}$ — средний натяг; B_{cp} и A_{cp} — средние в пределах поля допуска сопрягаемые диаметры (вала и отверстия); $s_\delta = \sqrt{s_A^2 + s_B^2}$ — среднее квадратическое отклонение табличного натяга; $s_B = (es - ei)/6$ и $s_A = (ES - EI)/6$ (где es [ES] и ei [EI] — верхнее и нижнее отклонения диаметров вала и отверстия); t_u — квантиль нормального распределения, соответствующий заданной вероятности нахождения искомого параметра.

Ниже приведены некоторые значения квантиля t_u , для заданной вероятности p

p	0,5	0,9	0,95	0,97	0,99	0,995	0,997	0,999
t_u	0	1,28	1,64	1,88	2,33	2,58	2,75	3,1

2.4. Расчет на прочность деталей в соединениях с натягом

При расчете деталей соединения с натягом по формулам для толстостенных цилиндров давление q определяют по наибольшему вероятному (табличному) натягу δ_{max} [см. формулу (2.2)]. Расчетный натяг $\delta_p = \delta_{max} - 1,2(Rz_1 + Rz_2)$. Напряжения в деталях соединения с

натягом (в области упругих деформаций) определяют по следующим формулам [6].

Для охватывающей детали

$$\sigma_r = [qd^2/(d_2^2 - d^2)][1 - (d_1/d_*)^2]$$

$$\sigma_\theta = [qd^2/(d_2^2 - d^2)][1 + (d_2/d_{**})^2]$$

Для охватываемой детали

$$\sigma_r = [qd^2/(d^2 - d_1^2)][1 - (d_2/d_{**})^2]$$

$$\sigma_\theta = [qd^2/(d^2 - d_1^2)][1 + (d_2/d_{**})^2]$$

В этих выражениях $d_* = 2r_*$, и $d_{**} = 2r_{**}$ — диаметр площадки, для которой определяют напряжения.

Эпюры напряжений показаны на рис. 2.3.

Условие отсутствия в деталях пластических деформаций по теории наибольших касательных напряжений имеет вид $\sigma_{\text{экр}} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq \sigma_T$, где σ_1 — наибольшее, а σ_3 — наименьшее (с учетом знака), нормальные напряжения.

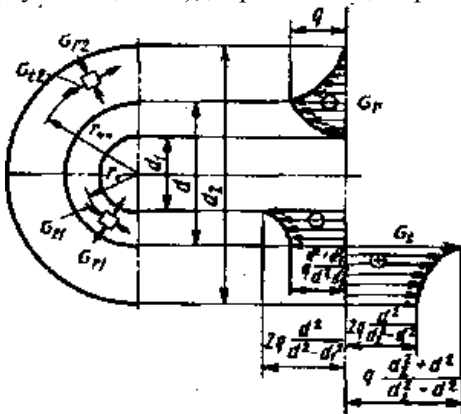


Рис. 2.3. Эпюры напряжений в деталях соединения с натягом

поверхности втулки.

Наибольший расчетный натяг в соединении (по условию возникновения пластических деформаций)

$$\delta_{\max} = 0,5\sigma_T d \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right) \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right] \quad (2.6)$$

Необходимый максимальный натяг с учетом срезания (сглаживания) микронеровностей рассчитывают по формуле (2.4).

2.5. Примеры расчета соединений с натягом

Пример 1. Подобрать посадку зубчатого колеса из стали 45 на вал из стали 40Х, чтобы соединение было способно передавать крутящий момент $T = 0,6$ к Нм. Размеры соединения: $d = 60$ мм, $l = 100$ мм, $d_2 = 120$ мм. Шероховатость посадочных поверхностей вала и отверстия соответствует $R_a = 2,5$ мкм. Соединение собирают на прессе. В качестве смазочного материала используют трансформаторное масло. Коэффициент трения $f = 0,1$. Вал сплошной ($d_1 = 0$).

1. Определим контактное давление в соединении по формуле (2.1), приняв коэффициент запаса от сдвига $k = 1,5$: $q = 2 \cdot 0,6 \cdot 10^3 \cdot 1,5 / [0,1 \cdot 3,14(60 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 0,1] = 15,9$ МПа.

2. Определим по табл. 2.5 модуль упругости и коэффициент Пуассона для стали: $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0,3$. Предел текучести для материала колеса (сталь 45) $\sigma_T = 360$ МПа.

3. Расчетный (минимальный) натяг вычислим по формуле (2.2) ($d_1 = 0$): $\delta_{p \min} = qd(c_1/E_1 + c_2/E_2) = 15,9 \cdot 10^6 \cdot 60 \cdot 10^{-3} [0,7/(2,1 \cdot 10^5 \cdot 10^6) + [1,96/(2,1 \cdot 10^5 \cdot 10^6)]] = 12,1 \cdot 10^{-6}$ м = 12,1 мкм; где $c_1 = (d^2 + d_1^2)/(d^2 - d_1^2) - \mu_1 = (0,06)^2/(0,06)^2 - 0,3 = 0,7$; $c_2 = (d_2^2 + d^2)/(d_2^2 - d^2) + \mu_2 = [(0,12)^2 + (0,06)^2]/[(0,12)^2 - (0,06)^2] + 0,3 = 1,96$.

4. Минимальный требуемый натяг определяем по формуле (2.4), найдя по табл. 2.6 $Rz = 4R_a = Rz_1 = Rz_2 = 4 \cdot 2,5 = 10$ мкм: $\delta_{T \min} = 12 + 1,2(10 + 10) = 36$ мкм.

5. Наибольший расчетный натяг [формула (2.6)] $\delta_{p \max} = 0,5 \cdot 360 \cdot 10^6 \cdot 60 \cdot 10^{-3} [0,7/(2,1 \cdot 10^5 \cdot 10^6 + 1,96/(2,1 \cdot 10^5 \cdot 10^6))] \cdot [1 - (0,06/0,12)^2] = 103 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 103 \text{ мкм}$.

6. Максимальный требуемый натяг с учетом сглаживания микронеровностей вычислим по формуле (2.4): $\delta_{T \max} = \delta_{p \max} + 1,2(RZ_1 + RZ_2) = 103 + 1,2(10 + 10) = 127 \text{ мкм}$.

7. По табл. 2.2 и 2.3 подбираем посадку так, чтобы $\delta_{\min} \geq \delta_{T \min} = 36 \text{ мкм}$, а $\delta_{\max} \geq \delta_{T \max} = 127 \text{ мкм}$. В соответствии с этими условиями подходит посадка — 60H7/u7; предельные отклонения отверстия для качества H7 — $(+^{+30}_0)$; предельные отклонения вала для качества u7 — $(+^{+117}_{+87})$. Минимальный и максимальный натяги посадки: $\delta_{\min} = 87 - 30 = 47 \text{ мкм}$ ($> 36 \text{ мкм}$); $\delta_{\max} = 117 - 0 = 117 \text{ мкм}$ ($< 127 \text{ мкм}$). Непригодны ближайшие посадки 1) 60H7/s7, 2) 60H8/u8; предельные отклонения диаметра отверстия для 60H7 — $(+^{+30}_0)$, для 60H8 — $(+^{+46}_0)$; вала для 60s7 — $(+^{+83}_{+53})$, для 60u8 — $(+^{+133}_{+87})$.

Минимальный и максимальный натяг для посадок соответственно:

1) $\delta_{\min} = 53 - 30 = 23 \text{ мкм}$ — должно быть не менее 36 мкм;

$\delta_{\max} = 83 - 0 = 83 \text{ мкм}$ ($< 127 \text{ мкм}$) — по этому параметру посадка подходит;

2) $\delta_{\min} = 87 - 46 = 41 \text{ мкм}$ ($> 36 \text{ мкм}$) — по этому параметру посадка подходит;

$\delta_{\max} = 133 - 0 = 133 \text{ мкм}$ — должно быть не более 127 мкм.

Таким образом, для выполнения соединения следует назначить посадку 60H7/u7.

8. Усилие запрессовки для выбранной посадки вычисляем по наибольшему расчетному вероятностному натягу $\delta_{p \max} = \delta_{\max} - 1,2(RZ_1 + RZ_2) = 127 - 1,2(10 + 10) = 103 \text{ мкм} = 0,103 \text{ мм}$, пользуясь формулами (2.1) и (2.2) при условии, что коэффициент запаса от сдвига $k = 1$ (теряет смысл) и $E_1 = E_2 = E$: $F_{\max} = qf\pi dl = \delta_{p \max} qf\pi dl / [d(c_1/E_1 + c_2/E_2)] = \delta_{p \max} f\pi l E / (c_1 + c_2) = 0,103 \cdot 10^{-3} \cdot 0,1 \cdot 3,14 \cdot 0,1 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 10^6 / (0,7 + 1,96) = 2,55 \cdot 10^5 \text{ Н} = 0,255 \text{ МН}$.

9. Наименьший крутящий момент, передаваемый соединением, определяем по минимальному расчетному натягу $\delta_{p \min}$ используя формулу (2.1) и (2.2): $\delta_{p \min} = \delta_{\min} - 1,2(RZ_1 + RZ_2) = 47 - 1,2(10 + 10) = 23 \text{ мкм} = 0,023 \text{ мм}$;

$T_{\min} = q_{\min} f \pi d^2 l / 2 = \delta_{p \min} q f \pi d^2 l / [2d \cdot (c_1/E_1 + c_2/E_2)] = \delta_{p \min} f \pi d l E / [2 \cdot (c_1 + c_2)] = 0,023 \cdot 10^{-3} \cdot 0,1 \cdot 3,14 \cdot 60 \cdot 10^{-3} \cdot 0,1 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 10^6 / [2 \cdot (0,7 + 1,96)] = 1,21 \text{ кНм}$.

Таким образом, минимальный момент, передаваемый соединением, с запасом в 2 раза превышает действующий.

Пример 2. Подобрать посадку (рассчитать соединение с натягом) венца червячного колеса с центром колеса при следующих данных (рис. 2.4): диаметр посадочной поверхности $d = 200 \text{ мм}$, длина посадочной поверхности $l = 40 \text{ мм}$, диаметр отверстия для вала в центре колеса $d_1 = 60 \text{ мм}$, диаметр впадин зубчатого венца $d_2 = 230 \text{ мм}$. Момент, передаваемый червячным колесом, $M = 0,42 \text{ кН} \cdot \text{м}$. Осевая составляющая силы в зацеплении $F_{oc} = 2,1 \text{ кН}$. Материал центра колеса чугун СЧ 15, венца — бронза БрАЖ9 — 4.

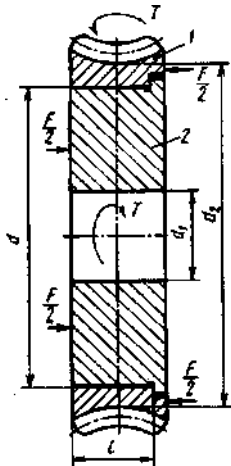


Рис. 2.4. Соединение с натягом венца червячного колеса с центром;

1 — венец; 2 — центр колеса

$10^5 \cdot 10^6) + 7,48/(1,0 \cdot 10^5 \cdot 10^6)] = 126 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 126 \text{ мкм}$.

4. Требуемый минимальный натяг находим по формуле (2.5), приняв высоту микронеровностей обрабатываемой поверхности $RZ_1 = RZ_2 = 10 \text{ мкм}$, $\delta_{T \min} = \delta_{p \min} + 1,2(RZ_1 + RZ_2) = 126 + 1,2(10 + 10) = 150 \text{ мкм}$.

1. Необходимое контактное давление [см. формулу (2.1), в которой примем $k = 2$ (среднее значение коэффициента запаса сцепления) и $f = 0,05$ — в соответствии с табл. 2.4] $q_m = 2\sqrt{(2 \cdot 0,42 \cdot 10^3 / 0,2)^2 + (2,1 \cdot 10^3)^2 / (0,05 \cdot 3,14 \cdot 0,2 \cdot 0,04)} = 7,5 \text{ МПа}$.

2. Предварительно по формулам (2.3) вычислим коэффициенты, входящие в формулу (2.2) ($\mu_1 = 0,25$, $\mu_2 = 0,33$ — см. табл. 2.5): $c_1 = (200^2 + 60^2) / (200^2 - 60^2) - 0,25 = 0,95$; $c_2 = (230^2 + 200^2) / (230^2 - 200^2) + 0,33 = 7,48$.

3. Минимальный расчетный натяг [см. формулу (2.2)] при ($E_1 = 1,2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; $E_2 = 1,0 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ — см. табл. 2.5) $\delta_{p \min} = q_m d (c_1/E_1 + c_2/E_2) = 7,5 \cdot 10^6 \cdot 0,2 [0,95/(1,2 \cdot$

5. Максимальный расчетный натяг [см. формулу (2.6)] – по табл. 2.5 $\sigma_T = 200$ МПа для БрАЖ9 – 4: $\delta_{p\max} = 0,5 \cdot 200 \cdot 10^6 \cdot 0,2 [0,95/(1,2 \cdot 10^5 \cdot 10^6) + 7,48/(1,0 \cdot 10^5 \cdot 10^6)] \cdot [1 - (0,2/0,23)^2] = 397$ мкм.

6. Максимальный требуемый натяг с учетом срезания микронеровностей [см. формулу (2.4)] $\delta_{T\max} = 397 + 1,2(10 + 10) = 421$ мкм.

7. Назначаем посадку с натягом, у которой минимальный (табличный) натяг для номинального диаметра 200 мм $\delta_{\min} \geq \delta_{T\min}$, а максимальный (табличный) натяг $\delta_{\max} \geq \delta_{T\max}$, т.е. минимальный натяг посадки должен быть больше или равен 150 мкм, а максимальный натяг посадки не должен превышать 421 мкм. Этому условию соответствуют посадки 1) 200H7/u8 и 2) 200H8/u8. В соответствии с первой из этих посадок предельные (см. табл. 2.2) отклонения при изготовлении отверстия составляют: 200H7($^{+46}_0$) – а при изготовлении вала (см. табл. 2.3): 200u7 – ($^{+282}_{+236}$). Таким образом, минимальный натяг посадки $\delta_{\min} = 236 - 46 = 190$ мкм > 150 мкм, а максимальный натяг $\delta_{\max} = 282 - 0 = 282$ мкм < 421 мкм. Аналогично для второй посадки: предельные отклонения отверстия $^{+72}_0$, вала $^{+308}_{+236}$; $\delta_{\min} = 236 - 72 = 164$ мкм > 150 мкм; $\delta_{\max} = 308 - 0 = 308$ мкм < 421 мкм. Посадка 200H8/u8 предпочтительна, так как изготовление деталей дешевле. Предельно можно считать подходящей и посадку 200H8/x8, для которой $\delta_{\min} = 360 - 72 = 278$ мкм > 150 мкм; $\delta_{\max} = 422 - 0 = 422$ мкм ≈ 421 мкм. Не подходят посадка 200H7/t6 ($\delta_{\min} = 166 - 46 = 120$ мкм < 150 мкм и $\delta_{\max} = 195 - 0 = 195$ мкм < 421 мкм и посадка 200H8/z8 ($\delta_{\min} = 520 - 72 = 448$ мкм > 421 мкм; $\delta_{\max} = 592 - 0 = 592$ мкм > 421 мкм).

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Подобрать посадку и определить усилие запрессовки цилиндрического прямозубого колеса на вал редуктора. Вращающий момент, передаваемый соединением $T = 1,5$ кН·м; посадочный диаметр $d = 80$ мм; наружный диаметр ступицы колеса $D = 140$ мм; длина ступицы $l = 70$ мм; материал вала и колеса — сталь 45. Вал и ступица обработаны с шероховатостью поверхности, соответствующей $Rz = 10$ мкм. Шпонку при расчете не учитывать. Усилие запрессовки определить по формулам (2.1), (2.2) по максимальному натягу посадки; в формуле (2.1) $k = 1$; в формуле (2.2) $\delta_p = \delta_{\max}$.

Задача 2. Определить усилие запрессовки внутреннего кольца шарикоподшипника на вал редуктора при посадке 50H1/k6. Вал сплошной, внутреннее кольцо подшипника можно рассматривать как цилиндрическую втулку с наружным диаметром $d_2 = 62$ мм, $f = 0,1$, $k = 1,0$. Длина посадочной поверхности кольца на вал $l = 31$ мм. Шероховатость посадочных поверхностей кольца и вала соответствует $Rz = 10$ мкм (см. рис. 2.1). Материал вала — сталь 45, кольца — сталь ШХ15.

Задача 3. Определить усилие запрессовки венца червячного колеса на его центр (см. рис. 2.4) при посадке 160H7/g6. Размеры деталей соединения: $d = 160$ мм; диаметр отверстия для вала в центре колеса $d_1 = 10$ мм; диаметр впадин зубьев венца $d_2 = 210$ мм, длина посадочной поверхности $l = 35$ мм. Шероховатость сопряженных поверхностей соответствует $Rz = 20$ мкм; коэффициент трения $f = 0,06$.

3. Резьбовые соединения

3.1. Общие сведения

Резьбовые соединения относятся к разъемным. Их выполняют с помощью крепежных деталей (рис. 3.1) с резьбой (болтов, винтов, шпилек, гаек) или наносят резьбу непосредственно на соединяемые детали.

По профилю осевого сечения различают резьбы треугольную, прямоугольную, трапецеидальную, круглую.

По числу непрерывных витков, образующих резьбу, изготавливают резьбу однозаходную (крепежную), двух- и трехзаходную. Резьба характеризуется рядом геометрических параметров. Для метрической резьбы (рис. 3.2) ГОСТ 8724 — 81 регламентирует следующие параметры: d, d_1, d_2 — соответственно наружный, внутренний и средний (по которому ширина витка равна ширине впадины) диаметры резьбы; d_3 — внутренний диаметр болта по дну впадины; p — шаг резьбы (расстояние между одноименными сторонами двух соседних витков в осевом направлении); h — рабочая высота профиля резьбы, по которой соприкасаются витки винта и гайки; α — угол профиля (для метрической резьбы $\alpha = 60^\circ$); s — ход резьбы (рис. 3.2, б) — поступательное перемещение гайки или винта за один оборот. Для однозаходной резьбы $s = p$, для многозаходных резьб $s = zp$ (где z — число заходов; p — угол подъема резьбы) [1].

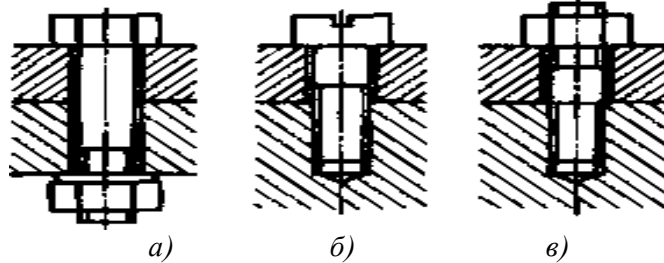


Рис. 3.1. Основные крепежные детали резьбовых соединений:

а — болт; б — винт; в — шпилька

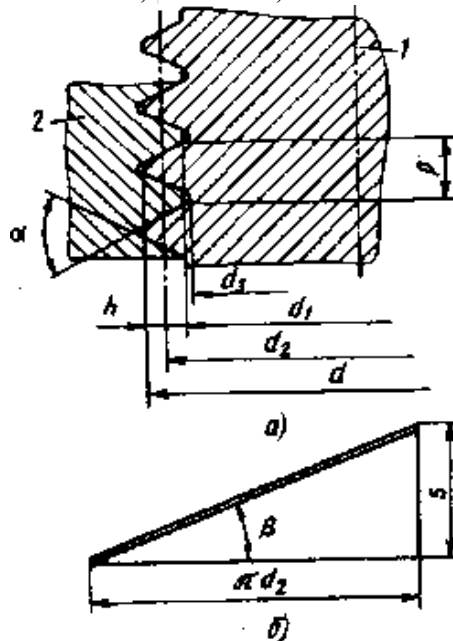


Рис. 3.2. Метрическая резьба (параметры):

а — схема; б — развертка винтовой линии резьбы; 1 — болт; 2 — гайка

$$\operatorname{tg} \beta = s/(\pi d_2); \quad \beta = \operatorname{arctg} s/(\pi d_2) = \operatorname{arctg} zp/(\pi d_2), \quad (3.1)$$

где $d_2 = 0,5 (d + d_1)$.

Площадь поперечного сечения болта при расчетах на прочность :

$$A = \pi d_p^2/4, \quad (3.2)$$

где $d_p \approx d - 0,94p \approx d_1$ — расчетный диаметр болта.

Геометрические параметры резьб и допуски на их размеры стандартизованы. Метрическую резьбу выполняют по стандартам: номинальный профиль резьбы и

размеры его элементов по ГОСТ 9150-81 (СТ СЭВ 180-75); диаметры и шаги (метрическая резьба общего назначения) по ГОСТ 8724 — 81 (СТ СЭВ 181 — 75); основные размеры по ГОСТ 24705 — 81 (СТ СЭВ 181—75) (см. таблицу 3.1); допуски на основные размеры резьбы — по ГОСТ 16093 — 81 (СТ СЭВ 640 — 77) посадки с зазором, по ГОСТ 4608 — 81 (СТ СЭВ 306 — 76) посадки с натягом; резьбу метрическую коническую по ГОСТ 25229-82 (СТ СЭВ 304—76); резьбу метрическую круглую по ГОСТ 13536 — 68 (СТ СЭВ 307 — 76). Резьбу трапецеидальную однозаходную изготавливают по ГОСТ 9562 — 81 (СТ СЭВ 836 — 78); трапецеидальную многозаходную — по ГОСТ 9484-81 (СТ СЭВ 183-75), резьбу упорную — по ГОСТ 10177 - 82 (СТ СЭВ 1781-79) и ГОСТ 25096-82 (СТ СЭВ 2058-79) [1].

Метрические резьбы обозначаются буквой *M* с указанием номинального диаметра резьбы. Для мелких резьб указывается шаг резьбы. Например: *M24* — резьба метрическая с наружным диаметром $d = 24$ мм и шагом $p = 3$ мм (крупная); *M24 x 2* — резьба метрическая, мелкая с наружным диаметром $d = 24$ мм и шагом $p = 2$ мм.

При затяжке резьбы зависимость между приложенным вращающим моментом T и усилием затяжки F_3 (рис. 3.3) имеет J вид

$$T=RL=F_3 [D_{cp}f/2 + d_2tg(\beta + \varphi')/2], \quad (3.3)$$

Таблица 3.1. Некоторые значения сочетаний наружного диаметра d , внутреннего d_v шага p (мм) для метрической резьбы по ГОСТ 24705 — 81 (СТ СЭВ 182—75)

d	p	d_1	d	p	d_1	d	p	d_1
5	0,8* 0,5	4,134 4,459	16	2* 1,5 1	13,835 14,376 14,917	24	1,5 1 0,75	22,376 22,917 23,188
6	1* 0,75 0,5	4,917 5,188 5,459		0,75 0,5	15,188 15,459	27	3* 2,5 2,0	23,752 24,294 24,835
8	1,25* 1 0,75 0,5	6,647 6,917 7,188 7,459	(18)	2,5* 2,0 1,5 1	15,294 15,835 16,376 16,917	30	1,5 1 0,75	25,376 25,917 26,188
10	1,5* 1,25 1 0,75 0,5	8,376 8,647 8,917 9,188 9,459		0,75 0,5	17,188 17,459		3,5* 3	26,211 26,752
12	1,75* 1,5 1,25 1 0,75 0,5	10,106 10,376 10,647 10,917 11,188 11,459	20	2,5* 2,0 1,5 1	17,294 17,835 18,376 18,917		2,5 2,0 1,5 1	27,294 27,835 28,376 28,917
				0,75 0,5	19,188 19,459		0,75	29,188
			(22)	2,5* 2,0 1,5 1	19,294 19,835 20,376 20,917	(33)	3,5* 3 2,0 1,5 1	29,211 29,752 30,835 31,376 31,917
14	2* 1,5 1,25 1 0,75 0,5	11,835 12,376 12,647 12,917 13,188 13,459		0,75 0,5	21,188 21,459		0,75	32,188
			24	3* 2,5* 2,0	20,752 21,294 21,835			

где $D_{cp} = (D_1 + d_0)/2 \approx 1,4d$ — средний диаметр поверхности трения по торцу гайки; f — коэффициент трения по этой поверхности; L — длина ключа (плечо силы, прикладываемой к ключу); $\varphi' = \arctg f'$ — приведенный угол трения в резьбе ($f' = f/\cos(\alpha/2)$ — приведенный коэффициент трения в резьбе).



Рис. 3.3. Схема к анализу силовых факторов при затяжке резьбы (T_T — момент трения по торцу гайки, T_p — момент в резьбе)

Коэффициент полезного действия винтовой пары (КПД пары) $\eta = \tan \beta / [\tan \beta + f / D_{cp}]$; $\eta = \tan \beta / \tan (\beta + \varphi')$. Второе выражение — КПД собственно винтовой пары, если исключить трение по торцу гайки (например установкой упорного подшипника) [2].

3.2. Расчет на прочность стержня болта (винта) при различных случаях нагружения

1. Стержень болта воспринимает только внешнюю растягивающую нагрузку (без предварительной затяжки). Примером такого соединения может служить нарезанный участок крюка для подъема груза, рым-болт, 1 грузовая скоба (рис. 3.4). Опасным является сечение, ослабленное резьбой. Площадь этого сечения для метрических резьб оценивают по расчетному диаметру [см. формулу (3,2)]. Условие прочности по напряжениям растяжения" в стержне имеет вид :

$$\sigma = 4F / (\pi d_1^2) \leq [\sigma_p], \quad (3.4)$$

где F — растягивающая нагрузка; $[\sigma_p] = 0,6\sigma_m$ — болты креп- : ления подвесных деталей типа грузовая скоба. В специальных случаях (резьбовая часть крюка грузоподъемного устройства) $[\sigma_p] = \sigma_m / n$, где коэффициент запаса и назначается по нормам Госгортехнадзора.

Из уравнения (3.4) можно определить внутренний диаметр болта, способного выдержать нагрузку F ,

$$d_1 = \sqrt{4F / (\pi [\sigma_p])}, \quad (3.5)$$

а по d_1 пользуясь таблицами ГОСТ24705 — 81 — наружный диаметр d .

2. Болт затянут, внешняя нагрузка отсутствует. Пример такого соединения — крепление герметичных крышек и люков корпусов машин и аппаратов. В этом случае стержень болта растягивается осевой силой F_3 и закручивается моментом сил трения в резьбе T_p (см. рис. 3.3), который после снятия ключа продолжает действовать на стержень болта. Нормальные σ и касательные τ напряжения в сечении стержня болта:

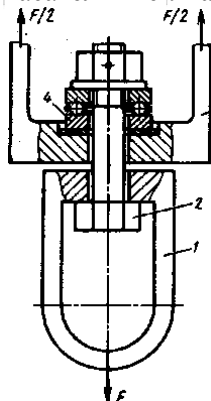


Рис. 3.4. Грузовая скоба:
1 — скоба; 2 — болт; 3 — опора; 4 — упорный подшипник

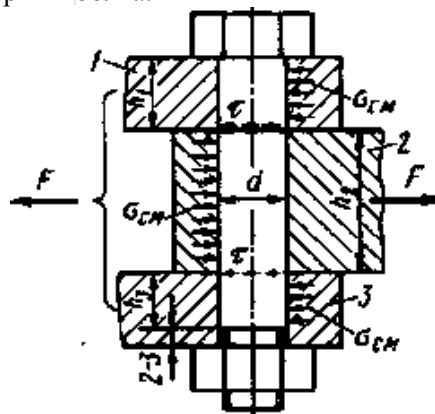


Рис. 3.5. Схема установка болта в отверстие без зазора

$$\sigma = 4F_3 / (\pi d_p^2); \tau = T_p / W_p = 0,5F_3 d_2 \tan (\beta + \varphi') / (0,2d_p^3), \quad (3.6)$$

где $W_p = 0,2d_p^3$ — полярный момент сопротивления стержня болта.

Прочность болта определяют по эквивалентному напряжению

$$\sigma_{\text{экр}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma_p]. \quad (3.7)$$

Для стандартных метрических резьб приближенно принимают $\sigma_{\text{экр}} = 1,3\sigma$ (при $f=0,15$, $\beta=2^\circ 30'$, $d_2/d_p \approx 1,1$); при этом расчетная формула упрощается:

$$\sigma_{\text{экр}} = 4 \cdot 1,3F_3 / (\pi d_1^2) \leq [\sigma_p]; d_1 = \sqrt{4 \cdot 1,3F_3 / (\pi [\sigma_p])}; [\sigma_p] = \sigma_T / n \quad (3.8)$$

здесь n — коэффициент запаса (по табл. 3.2 при неконтролируемой затяжке; $n = 1,2 \dots 1,5$ при контролируемой затяжке).

3. Болтовое соединение нагружено силами, сдвигающими детали в стыке. Условием надежности является отсутствие сдвига деталей. Соединение можно конструктивно выполнить двумя способами. Один способ — установка болта без зазора (рис. 3.5). При этом обеспечивают напряженную посадку болта в отверстие. Силы трения в стыке не учитывают, поэтому затяжка болта необязательна. Длина части болта без резьбы должна быть меньше суммы толщин соединяемых деталей на 2 - 3 мм. Стержень болта рассчитывают по напряжениям среза и смятия. Условие прочности по напряжениям среза имеет вид

$$\tau = 4F / (\pi d^2 b) \leq [\tau], \quad (3.9)$$

где $b = z - 1$ — число плоскостей среза (стыка); z — число соединяемых деталей.

Следует обратить внимание, что в это уравнение входит диаметр d стержня болта, который может быть равен наружному диаметру резьбы или быть больше его.

Допускаемые напряжения на срез определяют из соотношений: $[\tau] = 0,4\sigma_T$ — при действии статических нагрузок; $[\sigma] = (0,2 \dots 0,3)\sigma_m$ — при действии переменных нагрузок (динамика).

Расчет на смятие выполняют по условным напряжениям. Условно принимают напряжения смятия равномерно распределенными по диаметральному сечению рассматриваемого участка стержня. Тогда условие прочности по напряжениям смятия можно записать в виде (соответственно для средней и крайних деталей):

$$\sigma_{\text{см}} = F / (dh_2) \leq [\sigma_{\text{см}}]; \sigma_{\text{см}} = F / [d(h_1 + h_3)] \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (3.10)$$

где h_2 , h_3 — толщина соединяемых деталей 2 и 3; h_1 — толщина детали 1 в пределах стержня болта без резьбы.

Формулы (3.10) справедливы и для болта и для соединяемых деталей. При этом допускаемые напряжения на смятие $[\sigma_{\text{см}}] = 0,8\sigma_T$ — для стали и $[\sigma_{\text{см}}] = (0,4 \dots 0,5)\sigma_{\text{в}}$ — для чугуна [6].

Другой способ — установка болта с зазором. В этом случае внешняя нагрузка уравнивается силами трения, возникающими в плоскости стыка деталей 1, 2, 3 (рис. 3.6) вследствие прижатия деталей одна к другой под действием усилия затяжки болта.

Из рассмотрения равновесия одной из деталей (например, для детали 2) можно получить условие отсутствия сдвига деталей в стыке $F = bF_{\text{тр}} = bF_3 f$ или расчетную зависимость

$$F_3 = kF / (bf), \quad (3.11)$$

где $F_{\text{тр}}$ — сила трения; f — коэффициент трения ($f = 0,15 \dots 0,20$ для сухих чугунных и стальных поверхностей); k — коэффициент запаса от сдвига ($k = 1,3 \dots 1,5$ при статической нагрузке, $k = 1,8 \dots 2,0$ при переменной нагрузке).

Прочность болта оценивают по эквивалентным напряжениям [см. формулу (3.8)].

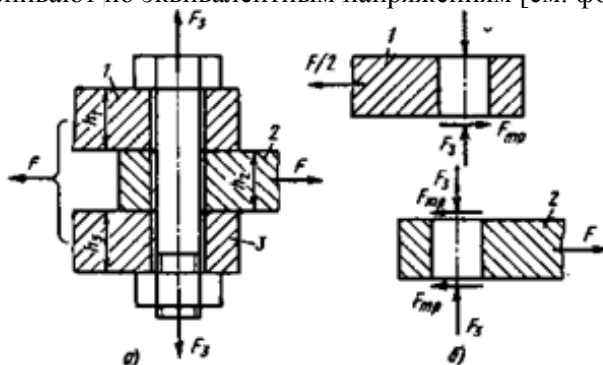


Рис. 3.6. Вариант установки болта с зазором:

a — затянутое соединение; b — схема к рассмотрению равновесия деталей

4. Болт затянут, внешняя нагрузка раскрывает стык деталей. Примерами таких соединений (рис. 3.7, а) могут служить фланцевые соединения труб и осесимметричных конструкций типа оболочек; крепление крышек резервуаров, находящихся под давлением; крепление крышек подшипниковых узлов. После затяжки болтов соединяемые детали находятся под действием сжимающей силы F , (на участке действия одного болта), а болт растянут такой же осевой силой F_3 . При подаче жидкости или газа в резервуар внутреннее давление увеличивается и на соединяемые детали действует дополнительная нагрузка Q , которая пытается разъединить детали (раскрыть стык): $Q = \pi D_1^2 q / 4$, где D_1 — внутренний диаметр соединяемых деталей (рис. 3.7, б); q — давление жидкости или газа внутри резервуара.

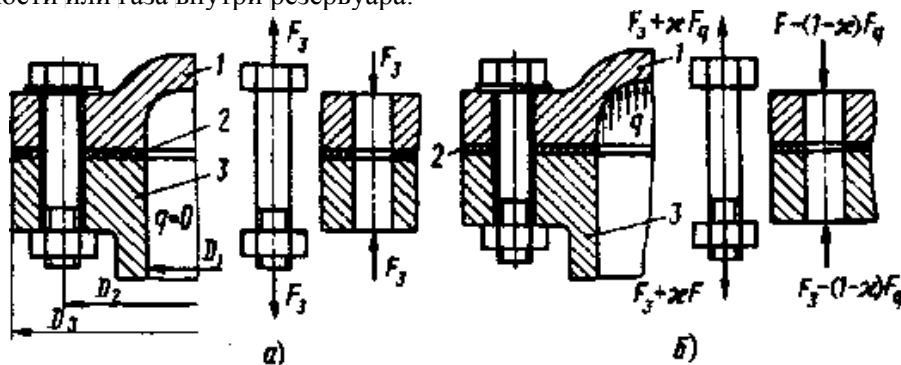


Рис. 3.7, Резьбовое соединение с затянутым болтом:
1 — крышка; 2 — прокладка; 3 — цилиндрический корпус

Таким образом, на участке действия одного болта помимо силы F_3 возникает сила F , по направлению совпадающая с F_3 ,

$$F = Q/z = \pi D_1^2 q / (4z), \quad (3.12)$$

где z — число болтов в соединении.

При нормальной работе соединения должно выполняться условие нераскрытия стыка (сила, сжимающая детали в стыке, должна быть всегда больше нуля). В этом случае часть нагрузки от внутреннего давления, равная κF , дополнительно нагружает болт, а остальная часть, равная $(1 - \kappa) F$, идет на разгрузку стыка; здесь κ — коэффициент внешней нагрузки, который соответствует приходящейся на болт доле внешней нагрузки F . В соответствии с условием нераскрытия стыка (сохранения плотности стыка) можно выразить усилие затяжки через внешнюю нагрузку

$$F_3 = k(1 - \kappa) F, \quad (3.13)$$

где k — коэффициент затяжки, или коэффициент запаса по затяжке ($k = 1,25 \dots 2,00$ — при статической внешней нагрузке, $k = 2 \dots 4$ — при динамической — переменной — внешней нагрузке); $\kappa = 0,2 \dots 0,3$ при жестких фланцах, $\kappa = 0,5 \dots 0,7$ (иногда до 0,9) при податливых фланцах.

Осевая растягивающая сила, действующая на затянутый болт после приложения внешней нагрузки,

$$F_3 + \kappa F = [k(1 - \kappa) + \kappa] F. \quad (3.14)$$

Расчетную растягивающую нагрузку F_p можно определить с учетом крутящего момента при затяжке

$$F_p = 1,3 F_3 + \kappa F = [1,3 k(1 - \kappa) + \kappa] F.$$

По

F_p можно определить необходимый внутренний диаметр d болта с использованием уравнения (3.5).

5.

Болт находится под действием эксцентрично приложенной нагрузки.

Эксцентричная (смещенная относительно оси) нагрузка возникает в болтах с эксцентричной (костыльной) головкой или в нормальных болтах при непараллельности (перекосе) опорных поверхностей под гайкой или головкой болта. В таких болтах (рис. 3.8) под действием силы F после затяжки болта возникают напряжения растяжения $\sigma_p = 4F/(\pi d_1^2)$ и изгиба $\sigma_u = Fe/W$. Здесь F — осевая нагрузка [$F = F_3$ — если внешняя осевая сила

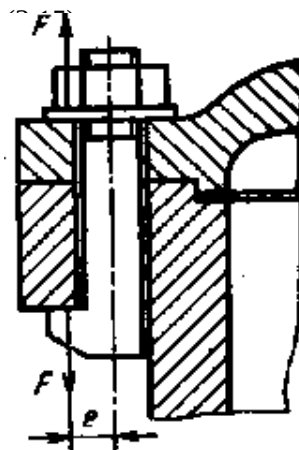


Рис. 3.8. Затянутое болтовое соединение (болт с костыльной головкой)

отсутствует; $F = F_p$ в соответствии с уравнением при наличии внешней осевой силы]; d_1 — внутренний диаметр резьбы; $W = 0,1d_1^3$ — момент сопротивления стержня болта изгибу; e — эксцентриситет приложения нагрузки (на практике $d_1 \geq e \geq 0,6d_1$).

Болты с эксцентричной нагрузкой рассчитывают по эквивалентному напряжению

$$\sigma_{\text{экр}} = 1,3\sigma_p + \sigma_u = 1,3 \cdot 4F/(\pi d_1^2) + Fe/(0,1d_1^3) \leq [\sigma_p], \quad (3.16)$$

где 1,3 — коэффициент, учитывающий напряжения кручения при затяжке болта.

Обычно для упрощения расчета условно принимают $e = d_1$ тогда выражение (3.16) упрощается: $\sigma_{\text{экр}} = 11,6F/d_1^2 \leq [\sigma_p]$; отсюда можно определить внутренний диаметр болта.

3.3. Расчет соединений, включающих группу болтов

Расчет сводится к определению расчетной нагрузки, действующей на наиболее нагруженный болт. Затем этот болт рассчитывают на прочность в соответствии с одним из рассмотренных случаев нагружения. Различают следующие варианты расчета соединений, включающих группу болтов [2].

1. Нагрузка, действующая на соединение, перпендикулярна к плоскости стыка, проходит через его центр тяжести (раскрывает стык деталей). Это — типичный случай крепления фланцевых соединений, круглых и прямоугольных крышек. Все болты такого соединения нагружены одинаковым усилием (см. рис. 3.7). Расчет болтов соединения выполняют по формулам, (3.12) — (3.15). В формулу (3.4) вместо F подставляют F_p .

2. Нагрузка сдвигает детали соединения в плоскости стыка. Примером подобного соединения могут служить опорные устройства типа кронштейна с консольно приложенной нагрузкой по отношению к центру тяжести болтового соединения. При расчете соединения действующую нагрузку приводят к центру тяжести соединения (см. рис. 1.8 при условии, что сварное соединение заменено резьбовым). Пользуясь принципом независимости действия сил, определяют составляющие от силы и момента, действующие на каждый болт, и их равнодействующую. Последующий расчет выполняют для наиболее нагруженного болта. Если болт установлен без зазора, то расчет выполняют по формулам (3.8), (3.10), с зазором — по формулам (3.11) и (3.8).

3. Нагрузка приложена асимметрично и раскрывает стык деталей (рис. 3.9, а). Решение задачи обычно является комбинированным: расчет выполняют по условию нераскрытия стыка, а также при наличии составляющих нагрузки, параллельных стыку, по условию сдвига в плоскости стыка.

Первое условие соответствует случаю, когда болт затянут, а внешняя нагрузка раскрывает стык деталей. Отличие состоит в том, что действующий на соединение момент вызывает неодинаковую нагруженность болтов.

Обычно используют следующий метод решения. Действующую нагрузку раскладывают на составляющие, одна из которых S параллельна плоскости стыка, а другая N перпендикулярна, и приводят к центру тяжести стыка: $S = R \cos \alpha$; $N = R \sin \alpha$. Момент $M = Sh - Na$.

Составляющая N и момент M раскрывают стык, а составляющая S сдвигает детали в стыке. Раскрытие стыка и сдвиг деталей исключают затяжкой болтов соединения соответствующей силой F_3 . Задача состоит в нахождении этой силы и расчете по ней болта. Силу F_3 определяют по наиболее нагруженному болту. Диаметр остальных болтов соединения принимают равным диаметру наиболее нагруженного болта.

Далее рассчитывают F_3 по условиям

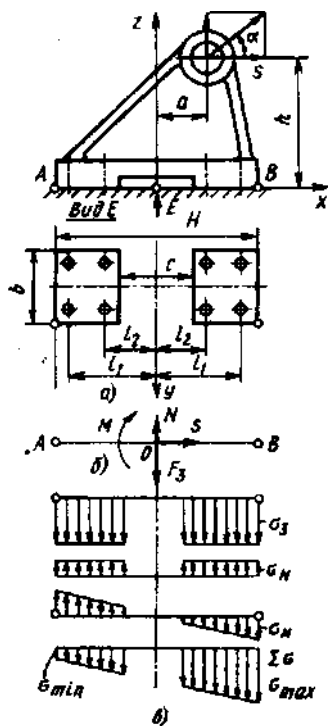


Рис. 3.9. Болтовое соединение с асимметрично приложенной нагрузкой: а — схема соединения; б — схема приведения сил к центру тяжести сечения; в — эпюры напряжений в стыке

нераскрытия стыка и сдвига деталей в стыке.

По максимальному из полученных значений F_3 выполняют расчет болтов.

По условию нераскрытия стыка F_3 рассчитывают, исходя из анализа напряжений, возникающих в плоскости стыка соединения двух деталей. До приложения нагрузки R при затяжке в стыке возникают напряжения смятия (напряжения затяжки) $\sigma_3 = F_3 z / A_{\text{ст}}$ ($A_{\text{ст}}$ — площадь стыка, которую определяют без учета площади, занимаемой отверстиями под болты).

Принимают, что напряжения смятия (как и напряжения от сил N и S) распределяются равномерно по площади стыка. Сила N вызывает в стыке напряжения растяжения, т. е. уменьшает напряжения смятия, если она направлена от стыка и увеличивает напряжения смятия, если направлена к стыку. Эти напряжения определяются выражением

$$\sigma_N = (N/A_{\text{ст}})(1 - \kappa) \approx N/A_{\text{ст}}. \quad (3.17)$$

Обычно в соединениях подобного типа κ не превышает 0,2...0,3, и для упрощения расчета принимают $\kappa = 0$, что идет в запас прочности.

Момент M при нормальной работе соединения вызывает поворот плоскости стыка вокруг оси y (рис. 3.9, б), проходящей через центр тяжести площади стыка. Напряжения в стыке от момента пропорциональны расстоянию площадок до оси поворота и достигают максимального значения у кромок сечения (точки A и B). Максимальные напряжения в стыке (сжатия и растяжения) от момента $\sigma_M = (M/W_{\text{ст}})(1 - \kappa)$. При $\kappa \approx 0$

$$\sigma_M = M/W_{\text{ст}} \quad (3.18)$$

где $W_{\text{ст}}$ — момент сопротивления площади стыка при повороте вокруг оси y , мм³. На рис. 3.9, в приведены эпюры напряжений в стыке от действия каждого силового фактора и суммарная эпюра для приведенной схемы нагружения соединения. Приняв условно напряжения смятия (затяжки) положительными, определим максимальные и минимальные (по абсолютному значению) напряжения: $\sigma_{\max} = \sigma_3 \mp \sigma_N + \sigma_M$; $\sigma_{\min} = \sigma_3 \mp \sigma_N - \sigma_M > 0$. Знак перед напряжениями σ_N определяется направлением составляющей N . Верхний знак соответствует схеме на рис. 3.9.

Условие нераскрытия стыка $\sigma_{\min} > 0$ или $\sigma_3 > \mp \sigma_N + \sigma_M$. Окончательно для σ_3 введя коэффициент запаса k по нераскрытию стыка, получим:

$$\sigma_3 = k(\mp \sigma_N + \sigma_M), \quad (3.19)$$

где $k = 1,3...2$. Поскольку значения N , M , W_T и $A_{\text{ст}}$ известны, выражение (3.19) позволяет определить σ_3 , а по σ_3 необходимую силу затяжки наиболее нагруженного болта

$$F_3 = \sigma_3 A_{\text{ст}} / z = k(\pm \frac{N}{A_{\text{ст}}} + \frac{M}{W_{\text{ст}}}) A_{\text{ст}} / z. \quad (3.20)$$

Если материал основания недостаточно прочен (бетон, древесина), то необходимо проверить на прочность основание по максимальным Напряжениям смятия

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma_{\text{см}}] \quad (3.21)$$

где $[\sigma_{\text{см}}]$ — допускаемое напряжение на смятие материала одной из деталей в стыке (для стали равно $0,8\sigma_b$, для чугуна $0,4\sigma_b$, для бетона 1—2 МПа, для древесины 2 — 4 МПа). Если условие (3.21) не удовлетворяется, то следует изменить (увеличить) размеры стыка [6].

Силу затяжки F_3 по условию отсутствия сдвига деталей в стыке рассчитывают для соединений без устройства, исключаяющего сдвиг деталей. Сдвиг деталей отсутствует, если сила трения с запасом превышает силу сдвига S . При этом $(F_3 z \mp N)f = k_1 S$, где $k_1 = 1,3...2,0$ — коэффициент запаса от сдвига; f — коэффициент трения [для пары сталь (чугун) — бетон $f \approx 0,3...0,5$, сталь (чугун) — древесина $f \approx 0,25$, сталь — чугун (сталь) $f \approx 0,15...0,2$]; знак минус в формуле, если сила N направлена от стыка (отрывает кронштейн), знак плюс, если Сила N направлена к стыку. Раскрыв скобки, определяют силу затяжки:

$$F_3 = (k_1 S \pm Nf) / (zf). \quad (3.22)$$

При последующем расчете болтов на прочность используют наибольшее значение силы затяжки F_3 , из найденных по формулам (3.20) или (3.22). Расчетная нагрузка F_p складывается из максимального значения F_3 и сил, приходящихся на болт от действия нормальной составляющей N и момента M ; расчет ведут с учетом коэффициента внешней нагрузки χ . Внешнюю нагрузку F_N , приходящуюся на один болт от действия силы N , определяют из предположения равномерного распределения ее между болтами, нагрузка на болт от действия момента пропорциональна расстоянию болта до оси поворота. Максимальные нагрузки от силы и момента:

$$F_N = N/z; F_M = Ml_{\max}/(l_1^2 + l_2^2 + \dots + l_n^2) = Ml_{\max}/\sum l_i^2; \quad (3.23)$$

здесь l_i^2 — расстояние от i -го болта до оси симметрии; $l_{\max} = l_{i \max}$.

Таким образом, расчетная нагрузка

$$F_p = 1,3F_3 + \kappa(F_M \pm F_N), \quad (3.24)$$

где $\kappa = 0,2 \dots 0,3$ (детали стыка считают жесткими).

Затем по выражению (3.5) определяют внутренний диаметр болта d_b , а по таблицам стандарта находят соответствующую резьбу.

Расчет болтов при действии переменной нагрузки. Пример подобного соединения — болты нижнего подшипника шатуна двигателя внутреннего сгорания (рис. 3.10), которые должны надежно удерживать головку шатуна. Болт в соединениях подобного типа рассчитывают по пределу выносливости.

Диаграмма изменения сил и напряжений в болтах затянутого соединения с переменной внешней нагрузкой, изменяющейся от 0 до κF , приведена на рис. 3.11.

При этом чем меньше переменная составляющая κF по сравнению с силой затяжки F_3 , тем лучше условия работы болта; поэтому стараются выполнить болт более податливым.

При действии переменной нагрузки болт рассчитывают по пониженным допускаемым напряжениям [см. формулы (1.6), (1.7)] без учета переменного характера действия нагрузки [см. формулы (3.5), (3.14) и табл. 2.5]. При этом обязателен проверочный расчет, который заключается в определении коэффициента запаса по пределу выносливости n_R и сравнении его с допускаемой величиной $[n_R]$,

$$n_R = \frac{\sigma_{-1}}{\left[\frac{\sigma_a k_\sigma}{\varepsilon_M \varepsilon_n} + \psi_\sigma \sigma_m \right]} \leq [n_R] \quad (3.25)$$

где σ_{-1} — предел выносливости материала болта (определяют по табл. 2.5); σ_a — амплитуда возникающих в болте переменных напряжений; k_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений; ε_M — масштабный фактор; ε_n — коэффициент качества поверхности (при расчетах болтовых соединений $\varepsilon_n \approx 1$); ψ_σ — коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла напряжений; σ_m — среднее напряжение цикла (см. рис. 3.10).

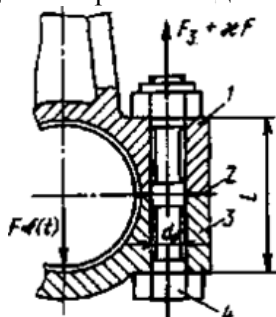


Рис. 3.10. Схема к расчету болта подшипника шатуна: 1 — шатун; 2 — прокладка; 3 — головка шатуна; 4 — болт

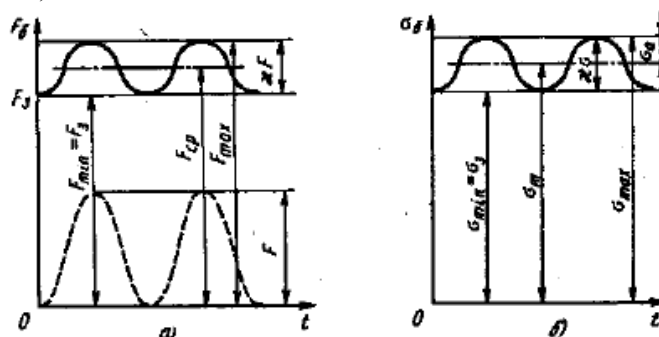


Рис. 3.11. Диаграмма изменения усилий и напряжений в стержне болта при действии переменной нагрузки F на затянутое соединение

Коэффициенты в формуле (3.25) определяют по таблицам (см. справочники по сопротивлению материалов). Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений k_σ для метрической резьбы можно брать в следующих пределах: для углеродистых сталей $k_\sigma = 4, \dots 6$; для легированных сталей с $\sigma_B < 1300$, МПа $k_\sigma = 5,5 \dots 7,5$; для титановых сплавов $k_\sigma = 4,5 \dots 6,0$. Большие значения k_σ принимают для болтов из более прочных материалов и болтов, термически обработанных до нарезания резьбы. Для накатанных резьб k_σ уменьшают на 20—30%. При использовании гаек, выравнивающих нагрузку по виткам резьбы, k_σ уменьшают на 30—40%.

Значения масштабного фактора ε_M зависят от диаметра болта d :

$d, \text{мм} \dots\dots$	12	24	32	40	48	56
$\varepsilon_M \dots\dots$	1,00	0,75	0,68	0,64	0,60	0,56

Коэффициент ψ_σ зависит от состава стали: для низкоуглеродистой стали $\psi_\sigma =$

0,05; для среднеуглеродистой $\psi_\sigma = 0,1$, для легированной стали $\psi_\sigma = 0,15$.

Допускаемый коэффициент запаса по пределу выносливости $[n_R]$ зависит от характера затяжки: $[n_R]=2,5...4$ — при неконтролируемой затяжке и $[n_R]=1,5...2,5$ — при контролируемой затяжке. Среднее напряжение цикла и амплитуда переменных напряжений:

$$\sigma_m = (F_3 + \kappa F/2)/A_6; \sigma_a = \kappa F/(2A_6) \quad (3.26)$$

здесь A_6 — площадь поперечного сечения болта.

Изменение напряжений в стержне болта при действии переменных напряжений показано на рис. 3.11,6. Кроме коэффициента запаса n_R при действии переменных напряжений определяют коэффициент и запаса статической прочности материала по пределу текучести и сравнивают его с допускаемым значением

$$n = \sigma_T/\sigma_{\text{так}} \leq [n], \quad (3.27)$$

где $\sigma_{\text{так}} = \sigma_m + \sigma_a$ — максимальное напряжение цикла (см. рис. 3.11,6); $[n]$ — допускаемый коэффициент запаса по пределу текучести (при неконтролируемой затяжке определяют по табличным данным, при контролируемой затяжке $[n] = 1,2...1,5$).

При $n_R > [n]$ и $n > [n]$ болт удовлетворяет условию прочности при действии переменных напряжений.

3.4. Материалы крепежных деталей и допускаемые напряжения

Для изготовления крепежных (резьбовых) деталей применяют низко- и среднеуглеродистые стали, а для деталей, работающих при переменных и ударных нагрузках — легированные стали. Наиболее часто применяемые стали: СтЗкп; Ст5; 10; Юкп; 15; 20; 35; 45; 4ГХ, 30ХГСА и др. Их прочностные характеристики приведены в табл. 2.5. Допускаемые напряжения при расчете крепежных деталей определяют по формуле $[\sigma] = \sigma_{\text{пред}}/n$, где $\sigma_{\text{пред}} = \sigma_T$ для пластичных материалов, $\sigma_{\text{пред}} = \sigma_B$ — для хрупких материалов; n — коэффициент запаса прочности.

Коэффициенты запаса прочности при расчете болтов указаны в табл. 3.2 [1].

Таблица 3.2. Значения коэффициентов запаса прочности для болтов с метрической резьбой (М6-МЭ0) при неконтролируемой затяжке

Материал болта	Значения n при постоянной нагрузке для резьбы		Значения n_m при переменной нагрузке для резьбы	
	М6-М16	М16-М30	М6-М16	М16-М30
Углеродистая с	5-4	4-2,5	12-8,5	8,5
Легированная с	6,5-5	5-3,3	10-6,5	6,5

Примечание. При контролируемой затяжке коэффициент запаса прочности выбирают в пределах и = 1,2...1,5.

3.5. Примеры расчета резьбовых соединений

Пример 1. Определить силу R , которую необходимо приложить к стандартному ключу при завинчивании гайки (см. рис. 3.3) до появления в стержне болта (резьба М8) напряжений, равных пределу текучести. Ориентировочная длина ручки стандартного ключа $L = 15d$; коэффициент трения в резьбе и на торце гайки принять $f = 0,15$. Материалом болта задаться.

1. Из таблиц ГОСТ 24705-81 выписываем необходимые для решения размеры (часть данных — см. табл. 3.1): наружный диаметр резьбы $d = 8$ мм, внутренний диаметр резьбы $d_1 = 6,647$ мм, шаг резьбы $p = 1,25$ мм, угол подъема резьбы $\rho = 3^\circ 12'$, средний диаметр резьбы $d_2 = 7,188$ мм.

2. Для материала болта (сталь 20) по табл. 2.5 находим предел текучести $\sigma_T = 250$ МПа [угол β можно вычислить по формуле (3.1)].

3. Осевая сила F_3 при которой напряжения в стержне болта достигают предела текучести [см. формулу (3.4)], $F_3 = \pi d_1^2 \sigma_T / 4 = 3,14(6,647 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 240 \cdot 10^6 / 4 = 8328$ Н = 8,33 кН.

4. Вращающий момент, который следует приложить к гайке, чтобы создать необходимую силу затяжки, найдем по формуле (3.3), где $D_p \approx 1,4d = 1,4 \cdot 8 = 11,2$ мм; $f' = f / \cos(\alpha/2) = f / \cos 30^\circ = 0,15/0,866 = 0,173$; $\varphi' = \arctg f' = \arctg 0,173 = 9^\circ 50'$;

$$M = 8,33 \cdot 10^3 [11,2 \cdot 10^{-3} \cdot 0,15/2 + 7,143 \cdot 10^{-3} \cdot \tg(3^\circ 12' + 9^\circ 50')/2] = 13,7 \text{ Нм.}$$

Сила R , которую необходимо приложить к рукоятке ключа, $R = M/l \approx M/(15d) = 13,7/(15 \cdot 8 \cdot 10^{-3}) = 114$ Н. Такую силу к рукоятке ключа может приложить даже нетренированный человек и тем самым разрушить (сорвать) болт.

Пример 2. Рассчитать болт грузовой скобы (см. рис. 3.4), воспринимающий максимальную нагрузку до 20 кН. Материал болта – сталь Ст3.

1. Болт установлен свободно (без затяжки гайки), поэтому расчет следует выполнять по уравнению (3.4). По табл. 2.5 находим для стали Ст3 предел текучести $\sigma_T = 200$ МПа и вычисляем допускаемое напряжение на растяжение $[\sigma_p] = 0,6\sigma_T = 0,6 \cdot 200 = 120$ МПа.

2. Необходимый (минимально допускаемый) внутренний диаметр болта [см. уравнение (3.5)] $d_1 = \sqrt{4 \cdot 20 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 120 \cdot 10^6)} = 14,5 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 14,5 \text{ мм}$. По ГОСТ 16093 – 81 и табл. 3.1 подбираем резьбу М18 с шагом 2,5 мм, для которой $d_1 = 15,294 \text{ мм} > 14,5 \text{ мм}$.

Пример 3. Рассчитать винты кольца крепления стекла в смотровом окне вакуум-камеры (рис. 3.12). По условию герметичности общее усилие прижатия кольца должно составлять $F = 8$ кН; число винтов $z = 6$; материал винтов – сталь 40Х.

1. Винты после создания необходимой силы затяжки в процессе работы вакуумной установки не подвергаются действию дополнительной нагрузки, поэтому расчет следует вести с использованием формул (3.6) – (3.8).

2. Определим для заданного материала допускаемые напряжения на растяжение. Предполагаем, что резьба винтов соответствует М6 – М8. По табл. 3.2 принимаем $n = 6,5$ для неконтролируемой затяжки; по табл. 2.5 $\sigma_T = 650$ МПа. Допускаемое напряжение $[\sigma_p] = \sigma_T/n = 650/6,5 = 100$ МПа.

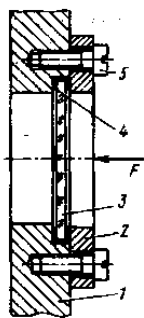


Рис. 3.12. Узел крепления.

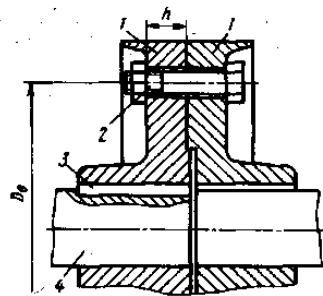


Рис. 3.13.

Болтовое соединение дисковой муфты.

3. Внутренний диаметр винтов [см. уравнение (3.18)] $d_1 = \sqrt{4 \cdot 1,3Fz / (\pi [\sigma_p])}$, где нагрузка, приходящаяся на один винт $Fz = F/z = 8 \cdot 10^3/6 = 1320$ Н;

$$d_1 = \sqrt{4 \cdot 1,3 \cdot 1320 / (3,14 \cdot 100 \cdot 10^6)} = 4,67 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 4,67 \text{ мм}.$$

4. По табл. 3.1 подбираем резьбу М6 с шагом 1,0 мм и внутренним диаметром $d_1 = 4,918$ мм.

Пример 4. Рассчитать болты дисковой муфты (рис. 3.13). Передаваемая муфтой мощность $N = 40$ кВт; частота вращения соединяемых муфтой валов 300 об/мин; 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, $T = N/\omega$, где T – в Н·м; N – в Вт; ($\omega = \pi n/30$ рад/с; $T = N \cdot 30/(\pi n) = 40 \cdot 10^3 \cdot 30/(3,14 \cdot 300) = 1270$ 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 $Q = 2T_p/D_0 = 2 \cdot 1,27 \cdot 10^3/0,240 = 10,6$ кН.

4. Сила, приходящаяся на один болт (окружная сила в плоскости стыка) $F = Q/z = 10,6 \cdot 10^3/4 = 2,65$ кН.

5. Определим допускаемые напряжения для стали Ст3 при $\sigma_T = 200$ МПа (см. табл. 2.5)

и неконтролируемой затяжке. Для случая установки болта с зазором предполагаем предварительно, что диаметр болта соответствует резьбе М16 – М30, и по табл. 3.2 принимаем коэффициент запаса $n = 3$. Тогда $[\sigma_p] = \sigma_t/n = 200/3 = 65$ МПа; $[\tau] = 0,4 \sigma_t = 0,4 \cdot 200 = 80$ МПа; $[\sigma_{cm}] = 0,8 \sigma_t = 0,8 \cdot 200 = 160$ МПа.

6. Рассчитаем болт, установленный без зазора [см. формулу (3.9)], $d = \sqrt{4 \cdot F / (\pi b [\tau])} = \sqrt{4 \cdot 2,65 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 1 \cdot 80 \cdot 10^6)} = 6,5 \cdot 10^{-3}$ м = 6,5 мм, здесь $b = 1$, так как болт срезается по одной плоскости стыка.

Принимаем болт М8. Из условия работы на смятие [см. формулу (3.10)] необходимая толщина дисков полумуфт $h = F/(d [\sigma_{cm}]) = 2,65 \cdot 10^3 / (8 \cdot 10^{-3} \cdot 160 \cdot 10^6) = 2,07 \cdot 10^{-3}$ м = 2,07 мм.

Толщину дисков полумуфт принимаем из конструктивных соображений ($h \geq 8 \dots 10$ мм).

Если толщина дисков полумуфт известна, то следует вычислить напряжения смятия σ_{cm} и сравнить их с допускаемыми $[\sigma]_{cm}$.

7. Рассчитаем внутренний диаметр резьбы болта, поставленного с зазором [см. формулы (3.11) и (3.8)], приняв коэффициент трения между стальными полумуфтами $f = 0,15$ и коэффициент запаса от сдвига полумуфт в стыке при статических условиях работы $k = 1,5$;

$$d_1 = \sqrt{4 \cdot 1,3 F_3 / (\pi [\sigma_p])} = \sqrt{4 \cdot 1,3 k F / (\pi [\sigma_p] b f)} = \sqrt{4 \cdot 1,3 \cdot 1,5 \cdot 2,65 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 120 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 0,15)} = 26 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 26 \text{ мм}.$$

По табл. 3.1 выбираем болт с ближайшим большим внутренним диаметром $d_1 = 26,752$ мм: резьба М30 ($d = 30$ мм; $p = 3$ мм). Очевидно существенное преимущество болтов, устанавливаемых без зазора (сравнить М8 и М30).

Пример 5. Рассчитать болты фланцевого соединения водопроводных труб, находящихся под постоянным давлением $q = 2$ МПа. Размеры соединения $D_1 = 240$ мм, $D_2 = 340$ мм. Прокладка тонкая из паронита.

1. Рассматриваемый случай относится к классу задач, в которых нагрузка направлена на раскрытие стыка деталей после предварительной затяжки соединения (см. рис. 3.7, где вместо детали 1 должна устанавливаться деталь 3).

2. Примем коэффициент внешней нагрузки $\kappa = 0,25$ (жесткие фланцы), а коэффициент запаса по затяжке с учетом статического характера приложения внешней нагрузки $k = 2$. Задаемся числом болтов $z = 6$.

3. Внешняя нагрузка, приходящаяся на один болт [см. формулу (3.12)], $F = 3,14(0,240)^2 \cdot 2 \cdot 10^6 / (4 \cdot 6) = 15,1$ кН.

4. Расчетную нагрузку на один болт рассчитаем с учетом усилия затяжки, вращающего момента при затяжке и доли внешней нагрузки, приходящейся на болт [см. формулу (3.15)]: $F_p = [1,3 \cdot 2(1 - 0,25) + 0,25] 15,1 \cdot 10^3 = 33,2 \cdot 10^3$ Н = 33,2 кН.

5. Зададимся материалом болта и определим для него допускаемые напряжения на растяжение. Пусть материал болта сталь 20 (по табл. 2.5 $\sigma_t = 250$ МПа) и затяжка контролируемая (коэффициент запаса $n = 1,5$); тогда $[\sigma_p] = \sigma_t/n = 250/1,5 = 160$ МПа.

6. По расчетной нагрузке определим внутренний диаметр болта [см. формулу (3.5)] $d_1 = \sqrt{4 \cdot 33,2 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 160 \cdot 10^6)} = 16,2 \cdot 10^{-3}$ м = 16,2 мм.

7. По ГОСТ 24705 – 81 (см. табл. 3.1) подбираем ближайший больший внутренний диаметр $d_1 = 17,294$ мм, которому соответствует резьба М20 (шаг 2,5 мм).

Пример 6. Рассчитать болты малогабаритного фланцевого соединения днища автоклава с цилиндрическим корпусом (см. рис. 3.8). Из-за ограниченного размера фланца болты выполнены с костыльной головкой. Предварительным расчетом установлена расчетная нагрузка на каждый болт 8 кН. Эксцентриситет $e = 0,7 d_1$. Нагрузка носит квазистатический характер.

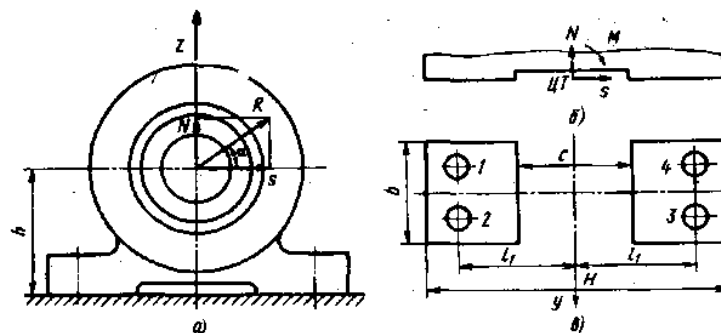


Рис. 3.14. Схема к расчету болтов крепления корпуса по л штика:

а — корпус подшипника; *б* — схема приведения сил к центру тяжести (ЦТ) площади стыка; *в* — плоскость стыка

1. Зададимся материалом болта и определим допускаемые напряжения. Выберем сталь 20 ($\sigma_t = 240$ МПа, см. табл. 2.5). Допускаемое напряжение определим, приняв неконтролируемый характер затяжки. Предположим, что искомый болт находится в диапазоне резьб М6 – М16. Коэффициент запаса прочности (по табл. 3.2): $n = 4,5$ и $[\sigma_p] = \sigma_t/n = 240/4,5 = 53$ МПа.

2. В болте с костыльной головкой возникают напряжения растяжения и изгиба, поэтому расчет ведем по эквивалентным напряжениям [см. формулу (3.16)] при $e = 0,7d_1$: $\sigma_{эв} = (F_p/d_1^2)(1,3 \cdot 4/\pi + e/0,1d_1) = (F_p/d_1^2)(1,65 + 0,7d_1/0,1d_1) \leq [\sigma_p]$.

Отсюда $d_1 = \sqrt{8,65 F_p / [\sigma_p]} = \sqrt{8,65 \cdot 8 \cdot 10^3 / (53 \cdot 10^6)} = 36,2 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 36,2 \text{ мм}$.

3. Судя по величине d_1 , предположение о том, что искомая резьба находится в диапазоне М6 – М16, – ошибочно. Пересчитаем d_1 , приняв искомую резьбу в диапазоне М16 – М30 и выбрав новые значения коэффициента запаса $n = 2,5$ (см. табл. 3.2), тогда $[\sigma_p] = 240/2,5 = 96$ МПа; $d_1 = \sqrt{8,65 \cdot 8 \cdot 10^3 / (96 \cdot 10^6)} = 26,8 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 26,8 \text{ мм}$.

4. По табл. 3.1 подбираем ближайшую резьбу М30 х 2 с $d_1 = 27,835 \text{ мм}$.

Пример 7. Рассчитать болты крепления корпуса подшипника, установленного на валу привода цепного конвейера, если результирующая $R = 8,2$ кН сил, действующих на опору, направлена под углом $\alpha = 35^\circ$ к горизонтالي (рис. 3.14). Корпус подшипника смонтирован на массивной металлоконструкции. Коэффициент внешней нагрузки $\kappa = 0,25$. Размеры узла: $h = 100$ мм; $b = 90$ мм; $c = 80$ мм, $l_1 = 80$ мм, $H = 200$ мм. Материал болтов – сталь 20; нагрузку рассматривать приложенной квазистатически (площадь стыка – см. рис. 3.14, в – ограничена размерами H , b и c). Корпус подшипника крепится четырьмя болтами ($z = 4$).

1. Разложим силу R на вертикальную N и горизонтальную S составляющие (рис. 3.14, а) и приведем их к центру тяжести ЦТ площади стыка (рис. 3.14, б): $N = R \sin \alpha = 8,2 \cdot 10^3 \cdot 0,574 = 4,7$ кН; $S = R \cos \alpha = 8,2 \cdot 10^3 \cdot 0,819 = 6,7$ кН; $M = Sh = 6,7 \cdot 10^3 \cdot 0,1 = 670$ Нм.

2. Вычислим вспомогательные параметры – площадь стыка $A_{ст}$ и момент сопротивления площади стыка $W_{ст}$ при повороте вокруг оси y : $A_{ст} = (H - c)b = (200 - 80) 90 = 1,08 \cdot 10^4 \text{ мм}^2$;

$W_{ст} = b(H^3 - c^3)/(6H) = 90(200^3 - 80^3)/(6 \cdot 200) = 5,6 \cdot 10^5 \text{ мм}^3$.

3. Определим силу затяжки по условию нераскрытия стыка [см. формулы (3.17) — (3.20)], приняв коэффициент запаса по нераскрытию стыка $k = 1,8$: $\sigma_N = 4,7 \cdot 10^3 / (1,08 \cdot 10^4 \cdot 10^{-6}) = 0,435 \cdot 10^6 \text{ Па} = 0,435 \text{ МПа}$; $\sigma_M = 670 / (5,6 \cdot 10^5 \cdot 10^{-9}) = 1,2 \cdot 10^6 \text{ Па} = 1,2 \text{ МПа}$; $\sigma_3 = 1,8 (0,435 + 1,2) = 2,94 \text{ МПа}$; $F_3 = 2,94 \cdot 10^6 \cdot 1,08 \cdot 10^4 \cdot 10^{-6} \cdot 4 = 7,95 \cdot 10^3 \text{ Н} = 7,95 \text{ кН}$.

4. Определим силу затяжки по условию отсутствия сдвига [формула (3.22)], приняв коэффициент запаса от сдвига $k = 1,8$, коэффициент трения $f = 0,15$: $F_3 = (1,8 \cdot 6,7 + 4,7 \cdot 0,15)/(4 \cdot 0,15) = 21,3$ кН. Дальнейший расчет ведем по наибольшему из двух значений $F_3 = 21,3$ кН.

5. Расчетную нагрузку на один болт определим по формулам (3.23), (3.24), учитывая, что в рассматриваемом случае $l_1 = l_2 = l_3 = l_4 = l$ (все четыре болта находятся на одинаковых расстояниях от центра тяжести стыка): $F_N = 4,7/4 = 1,17$ кН; $F_M = Ml_1/(4l_1^2) = M/(4l_1) = 670/(4 \cdot 80 \cdot 10^{-3}) = 2,1 \cdot 10^3 \text{ Н} = 2,1 \text{ кН}$;

$F_p = 1,3F_3 + \kappa (F_N + F_M) = 1,3 \cdot 21,3 + 0,25 \cdot (1,17 + 2,1) = 28,5 \text{ кН}$.

6. Определим допускаемые напряжения (см. табл. 2.5) для материала болта (сталь 20) с $\sigma_t = 240$ МПа. Предположив диаметр болтов крепления подшипника в диапазоне М16 – М30 при неконтролируемой затяжке, примем коэффициент запаса $n = 3$, тогда $[\sigma_p] = \sigma_t/n = 240/3 = 80$ МПа.

7. Рассчитаем внутренний диаметр болта d_1 [см. уравнение (3,5)] и по нему, пользуясь таблицами ГОСТ 16093 – 81, подберем подходящую резьбу, учитывая, что расчет следует вести по F_p : $d_1 = \sqrt{4F_p/(\pi [\sigma_p])} = \sqrt{4 \cdot 28,5 \cdot 10^3/(3,14 \cdot 80 \cdot 10^6)} = 23,43 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 23,43 \text{ мм}$.

Для крепления подшипника следует выбрать болты (см. табл. 3.1) M27 ($d_1 = 23,752 \text{ мм}$, $d = 27 \text{ мм}$, $p = 3,0 \text{ мм}$).

Пример 8. Рассчитать (подобрать) болты нижнего подшипника шатуна двигателя внутреннего сгорания (см. рис. 3.10). Инерционная нагрузка на один болт изменяется по гармоническому закону и на рабочих оборотах коленчатого вала ее максимальное значение $F = 6,5 \text{ кН}$; затяжка болтов контролируемая. Материалом болта задаться.

1. Болт подшипника шатуна затянут и воспринимает переменную внешнюю нагрузку, поэтому расчетную силу определим по формуле (3.15), приняв коэффициент затяжки $k = 2$, коэффициент внешней нагрузки $\kappa = 0,2$ (переменная нагрузка, болты податливые): $F_p = [1,3 \cdot 2(1 - 0,2) + 0,2] 6,5 = 14,8 \text{ кН}$. Сила затяжки [см. формулу (3.13)] и доля внешней нагрузки, приходящейся на болт: $F_3 = 2(1 - 0,2)6,5 = 10,4 \text{ кН}$; $F_B = \kappa F = 0,2 \cdot 6,5 = 1,3 \text{ кН}$.

2. Выберем в качестве материала болта сталь 30, для которой $\sigma_T = 300 \text{ МПа}$, $\sigma_{-1} = 180 \text{ МПа}$ (см. табл. 2.5). Коэффициент запаса для контролируемой затяжки изменяется в пределах 1,2 – 1,5. Допускаемое напряжение $[\sigma_p] = 300/1,4 = 215 \text{ МПа}$. По формуле (3,5) определим внутренний диаметр болта (по F_p): $d_1 = \sqrt{4 \cdot 14,8 \cdot 10^3/(3,14 \cdot 215 \cdot 10^6)} = 9,36 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 9,36 \text{ мм}$.

По табл. 3.1 подбираем резьбу M12 (внутренний диаметр $d_1 = 10,106 \text{ мм}$, шаг $p = 1,75 \text{ мм}$).

Диаметр части стержня болта вне резьбы $d_0 = 0,8d_1 = 0,8 \cdot 10,106 = 8,08 \text{ мм}$. Площадь поперечного сечения: $A_0 = \pi d_0^2/4 = 3,14(8,08)^2/4 = 51,3 \text{ мм}^2$. Проверяем болт на усталость, вычислив среднее и амплитудное напряжения цикла и коэффициент запаса n_R [см. формулы (3.25), (3.26)], приняв в соответствии с рекомендациями $k_\sigma = 5$; $\varepsilon_m = 1$; $\varepsilon_n = 1$ и $\psi_\sigma = 0,1$: $\sigma_m = (10,4 \cdot 10^3 + 0,2 \cdot 6,5 \cdot 10^3/2)/(51,3 \cdot 10^{-6}) = 213 \text{ МПа}$; $\sigma_a = 0,2 \cdot 6,5 \cdot 10^3/(2 \cdot 51,3 \cdot 10^{-6}) = 12,6 \text{ МПа}$; $n_R = \sigma_{-1}/(\sigma_a k_\sigma/\varepsilon_m \varepsilon_n + \psi_\sigma \sigma_m) = 180/[12,6 \cdot 5/(1 \cdot 1) + 0,1 \cdot 213] = 2,13$. Так как $2,13 > 1,5$, то запас по пределу выносливости достаточен.

3. Коэффициент запаса прочности по пределу текучести [см. формулу (3.27)] $n = \sigma_T/(\sigma_m + \sigma_a) = 300/(213 + 12,6) = 1,33$. Запас прочности по текучести достаточен ($1,33 > 1,2$).

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Определить силу затяжки и напряжение, которое возникает при затягивании гайки ключом ($L = 15d$) в болте M16; к ключу приложено усилие $R = 120 \text{ Н}$ (см. рис. 3.3). Принять коэффициент трения в резьбе и на торце гайки $f = 0,1$.

Задача 2. Определить момент трения на торце гайки при затягивании болта M24, если сила затяжки $F_3 = 42 \text{ кН}$, а коэффициент трения $f = 0,15$.

Задача 3. Определить КПД пары болт — гайка для резьбы 1) M8 x 1 и 2) M30 x 1; $f = 0,15$.

Задача 4. Рассчитать резьбовой участок болта грузовой скобы (см. рис. 3.4) для удержания груза ($F = 40 \text{ кН}$). Материал болта — сталь 20. Коэффициент запаса прочности при определении допускаемых напряжений принять как для резьбы с контролируемой затяжкой.

Задача 5. Рассчитать винты крепления корпуса длиннофокусного микроскопа к станине экспериментальной установки. Число винтов $z = 4$. По техническим условиям для нормальной работы микроскопа необходимо создать силу прижатия $F = 0,8 \text{ кН}$. Материал винтов — сталь Ст3, затяжка неконтролируемая.

Задача 6. Рассчитать болты крепления рамы основания привода цепного конвейера. Максимальная сила на болт 12 кН. Материал болтов сталь Ст3, затяжка неконтролируемая, коэффициент запаса прочности принять минимальным.

Задача 7. Рассчитать болты крепления венца зубчатого колеса с колесным центром (рис. 3.15); диаметр окружности центров болтов $D_0 = 300 \text{ мм}$, вращающий момент, передаваемый червячным колесом $T = 9 \text{ кНм}$, коэффициент трения между венцом и центром $f = 0,08$, материал болтов — сталь 20. Числом болтов задаться. Затяжка контролируемая. Расчет выполнить для двух случаев установки болтов: 1) без зазора, 2) с зазором.

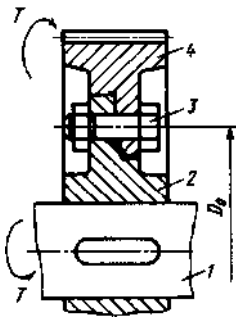


Рис. 3.15. Болтовое соединение венца зубчатого колеса с центром:
1 — вал; 2 — центр колеса; 3 — болт; 4 — венец колеса

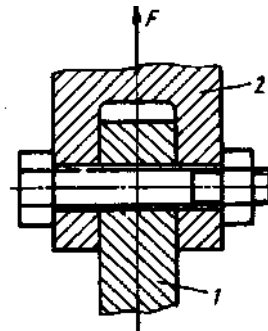


Рис. 3.16. Болтовое соединение под веска контактной сети:
1 — ухо; 2 — серьга

Задача 8. Рассчитать болт соединения ухо — серьга (рис. 3.16), используемого для крепления троса подвески контактной сети. Сила, действующая на соединение, $F = 3$ кН, серьга податливая (легко деформируется силой затяжки болта). Материал болта — сталь 10, коэффициент трения между ухом и серьгой $f = 0,2$, затяжка неконтролируемая. Расчет выполнить для двух вариантов установки болтов: 1) без зазора, 2) с зазором.

Задача 9. Проверить правильность выбора болтов крепления днища автоклава. (см. рис. 3.7). Внутренний диаметр прокладки $D_1 = 520$ мм, диаметр центров болтов $D_2 = 620$ мм, рабочее давление в автоклаве $q = 4$ МПа, число болтов $z = 36$. Болты М30 из стали Ст3, коэффициент смешной нагрузки $\kappa = 0,5$ (прокладка податливая); затяжка неконтролируемая.

Задача 10. Выполнить проверочный расчет болтов фланцевого соединения (см. рис. 3.7)[^] находящегося под действием переменной осевой нагрузки, изменяющейся по отнулевому циклу с амплитудой $F = 90$ кН. Число болтов $z = 24$; болты М20; затяжка неконтролируемая; материал болтов — сталь 20.

Задача 11. Рассчитать болт с костыльной головкой, воспринимающий статическую силу $F = 800$ Н. Эксцентриситет приложения нагрузки принять $e = d_1$. Материал болта — сталь Ст3; затяжка неконтролируемая.

Задача 12. Рассчитать болты крепления кронштейна (см. рис. 3.9), воспринимающего нагрузку $F = 9$ кН, направленную от стыка под углом $\alpha = 30^\circ$ к горизонтали. Размеры конструкции: $h = 540$ мм, $c = 300$ мм, $l_1 = 210$ мм, $l_2 = a = 0$; $b = 100$ мм, $H = 480$ мм, материал болтов сталь 20, затяжка неконтролируемая

4. Шпоночные, зубчатые, штифтовые соединения

4.1. Шпоночные соединения

В машиностроении применяют ненапряженные соединения — с помощью призматических и сегментных шпонок (рис. 4.1) и напряженные — с натягом с помощью клиновых шпонок (рис. 4.2). Шпонки этих типов стандартизованы; их размеры выбирают по стандартам. Основной недостаток соединений — отсутствие взаимозаменяемости и, как следствие, необходимость ручной подгонки, а также ослабление вала и ступицы вследствие значительной концентрации напряжений у шпоночного паза.

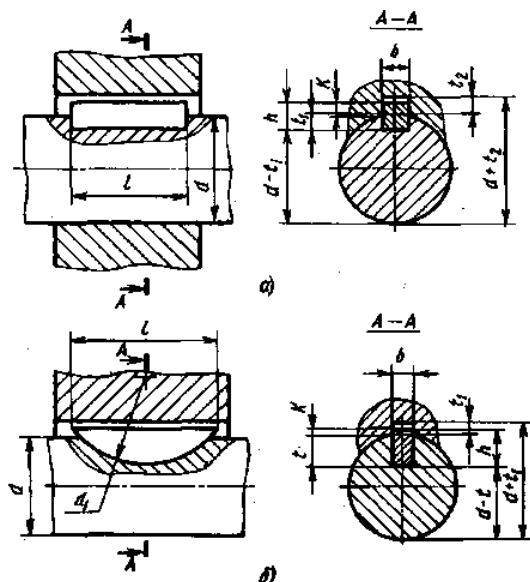


Рис. 4.1. Шпоночные соединения призматической (а) и сегментной (б) шпонкой

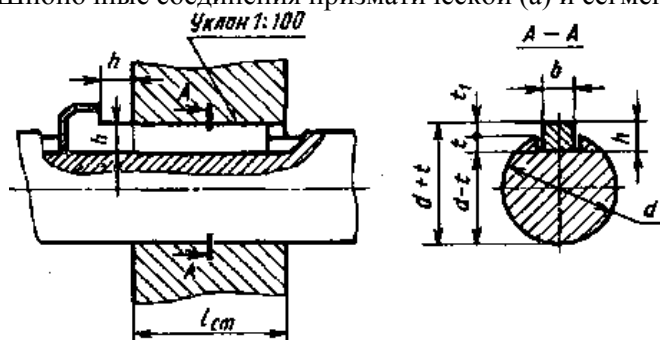


Рис. 4.2. Клиновое шпоночные соединения

Наиболее распространены призматические шпонки, которые по сравнению с клиновыми обеспечивают более удобный монтаж и демонтаж, лучшее центрирование деталей [2].

Призматические шпонки в зависимости от диаметра вала имеют прямоугольное сечение с отношением высоты к ширине h/b от 1 до 0,5 (см. табл. 4.1).

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. 4.2 [1].

Таблица 4.1. Шпонки призматические ГОСТ 23360 — 78, СТ СЭВ 189 — 75 (размеры, мм)

Диаметр вала d	Размеры шпонки			Глубина лаза		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
» 17 » 22	6	6	14-70	3,5	2,8	2,6
» 22 » 30	8	7	18-90	4	3,3	3,0
Свыше 30 до 38	10	8	22-110	5	3,3	3,5
» 38 » 44	12	8	28-140	5	3,3	3,6

» 44 » 50	14	9	36-160	5,5	3,8	4,0
» 50 » 58	16	10	45-180	6	4,3	4,3
» 58 » 65	18	11	50-200	7	4,4	4,8
Свыше 65 до 75	20	12	56-220	7,5	4,9	5,2
» 75 » 85	22	14	63-250	9	5,4	6,0
» 85 » 95	25	14	70-280	9	5,4	6,2

Таблица 4.2. Шпонки сегментные по ГОСТ 24071-80, СТ СЭВ 647-77 (размеры, мм)

Диаметр вала d для шпонки		Номинальные размеры шпонки			Глубина паза	
передающей	вращающий момент	фиксирующей элементы	b	h	d_1	(вал) t (втулка) t_1
Св. 8 до 10	Св. 12 до 15	3	5	13	3,8	1,4
» 10 » 12	» 15 » 18	3	6,5	16	5,3	1,4
» 12 » 14	» 18 » 20	4	6,5	16	5,0	1,8
» 14 » 16	» 20 » 22	4	7,5	19	6,0	1,8
» 16 » 18	» 22 » 25	5	6,5	16	4,5	2,3
» 18 » 20	» 25 » 28	5	7,5	19	5,5	2,3
» 20 » 22	» 28 » 32 4	5	9	22	7,0	2,3
» 22 » 25	» 32 » 36	6	9	22	6,5	2,8
» 25 » 28	» 36 » 40	6	10	25	7,5	2,8
» 28 » 32	Св. 40	8	11	28	8,0	3,3
» 32 » 38	Св. 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 распорные 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 регламентированы стандартом (табл. 4.3) [1].

Таблица 4.3. Шпонки клшвые по ГОСТ 24868-80, СТ СЭВ 645- 77 (размеры, мм)

Диаметр вала d	Размеры шпонки		
	b	h	l
Свыше 12 до 17	5	5	10-56
» 17 в 22	6	6	14-70
» 22 » 30	8	7	18-90
» 30 в 38	10	8	22-110
» 38 в 44	12	8	28-140
» 44 » 50	14	9	36-160
» 50 » 58	16	10	45-180
» 58 » 65	18	11	50-200
Свыше 65 » 75	12	56-220	
» 75 » 85	22	14	63 - 250
» 85 » 95	25	14	70-280
» 95 » 100	28	16	80-320
» 140 » 130	32	18	90-360

Примечание. Длину шпонки выбирают в указанных пределах из ряда: 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, .70, 80, 90,100, 125, 140, 160...

4.2. Материалы и допускаемые напряжения

Стандартные шпонки изготавливают из специального сортамента (ГОСТ 8787 — 68 и 8786-68) среднеуглеродистой чистотянутой стали Ст5, Ст6, 45, 50, 55, 60 [1].

Допускаемые напряжения в неподвижных шпоночных соединениях

$$[\sigma_{CM}] = \sigma_T/n, \quad (4.1)$$

где σ_T — предел текучести наиболее слабого материала деталей вала, шпонки или ступицы; n — коэффициент безопасности (запаса прочности); при точном учете нагрузок $n = 1,25$, в остальных случаях $n = 1,5 \dots 2,0$.

При изготовлении шпонок из стали по ГОСТ 8787 — 68 принимают $[\sigma_{CM}] = 80 \dots 150$ МПа (меньшее значение для ступиц из чугуна и алюминиевых сплавов). Для редукторов при изготовлении шпонок из стали 45 принимают: $[\sigma_{CM}] = 50 \dots 70$ МПа — при непрерывном использовании редукторов с полной нагрузкой; $[\sigma_{CM}] = 130 \dots 180$ МПа — при среднем режиме использования редукторов; $[\sigma_{CM}] = 260$ МПа — при предельных статических перегрузках; $[\sigma_{CM}] = 20$ МПа — для ступиц из текстолита и древеснослоистых полимеров.

При движении под нагрузкой предельное давление на шпонку определяется сопротивлением заеданию. При незакаленных трущихся поверхностях и малых скоростях перемещения $[\tau_{cp}] = 10 \dots 20$ МПа.

Допускаемое напряжение на срез шпонок $[\tau_{cp}] = 70 \dots 100$ МПа.

4.3. Основные расчетные формулы

Основным критерием работоспособности шпоночных соединений является прочность. Соединения призматическими шпонками проверяют по условию прочности на смятие и срез.

Условие прочности на смятие

$$\sigma_{CM} = \frac{2T_K}{dl_p K} \leq [\sigma_{CM}], \quad (4.2)$$

где l_p — рабочая длина шпонки (при скругленных торцах $l_p = l - b$); T_K — передаваемый (вращающий) момент; d — диаметр вала; K — справочный размер для расчета на смятие.

По этой формуле обычно проверяют напряжение в зоне контакта, определяют предельный вращающий момент или длину шпонки. Обычно длину шпонки принимают на 3 - 5 мм меньше длины ступицы.

Стандарты допускают использование для данного диаметра вала шпонок меньших размеров при значительной недогрузке шпоночного соединения, а также для ступенчатых и пустотелых валов.

Условие прочности на срез

$$\tau_{cp} = \frac{2T_K}{abl_p} \leq [\tau_{cp}], \quad (4.3)$$

где b — ширина шпонки; $[\tau_{cp}]$ — допускаемое напряжение на срез.

Соединения сегментными шпонками проверяют на смятие и срез

$$\sigma_{CM} = \frac{2T_K}{d(h-t)l} \leq [\sigma_{CM}] \quad (4.4)$$

где l — длина шпонки; $h - t$ — рабочая глубина паза в ступице.

$$\tau_{cp} = \frac{2T_K}{abl} \leq [\tau_{cp}] \quad (4.5)$$

Соединения клиновыми шпонками проверяют на смятие

$$\sigma_{CM} = \frac{12T_K}{bl_p(b+6fd)} \leq [\sigma_{CM}] \quad (4.6)$$

где $f = 0,15 \dots 0,2$ — коэффициент трения между шпонкой и насаживаемой деталью.

На срез клиновые шпонки не проверяют.

Если расчетные напряжения смятия и среза 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.

4.4. Зубчатые соединения (шлицевые)

Многوشпоночные соединения, в которых шпонки - зубья изготавливают совместно с валом, называют шлицевыми, или зубчатыми. Зубья шлицевого соединения имеют прямобочную, эвольвентную или треугольную форму.

Наибольшее распространение получили прямобочные и эвольвентные зубчатые соединения, применяемые как в подвижных, так и в неподвижных соединениях.

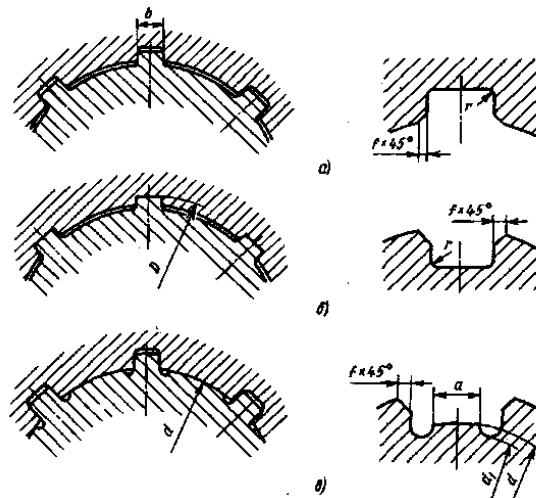
Шлицевые соединения с треугольным профилем не стандартизованы. Их применяют в неподвижных соединениях тонкостенных втулок или пустотелых валов, передающих небольшой момент, а также при малых регулировочных поворотах детали.

В зависимости от режима работы стандартом ГОСТ 1139 — 80 (СТ СЭВ 188 — 75) предусмотрены три серии соединений с прямобочными зубьями: легкая, средняя, тяжелая (табл. 4.4). Легкую серию применяют для легконагруженных неподвижных соединений, среднюю — для

соединений средненагруженных подвижных, в которых втулка перемещается по шлицам без нагрузки, тяжелую — для передачи больших моментов и при передвижении втулок под нагрузкой. Прямобоочные соединения центрируют по боковым граням шлицев, наружному или внутреннему диаметру (рис. 4.3) шлицевого вала [1].

Таблица 4.4. Основные геометрические параметры шлицевых прямобоочных соединений по ГОСТ 1139 - 80, СТ СЭВ 187-75, СТ СЭВ 188-75 (размеры, мм)

d	Легкая серия				Средняя серия				Тяжелая серия			
	D	b	z	f	D	b	z	f	D	b	z	f
11	-	-	-	-	14	3		0,3	-	-	-	0,3
13	-	-	-	-	16	3		0,3	-	-	-	0,3
16	-	-	-	-	20	4		0,4	20	2,5	10	0,3
18	-	-	-	-	22	5		0,4	23	3	10	0,4
21	-	-	-	-	25	5	6	0,4	26	3	10	0,4
23	26	6	6	0,2	28	6		0,4	29	4	10	0,4
26	30	6	6	0,3	32	6		0,4	32	4	10	0,4
28	32	7	6	0,3	34	7		0,4	35	4	10	0,4
32	36	6		0,4	38	6		0,4	40	5	10	0,4
36	40	7		0,4	42	7		0,4	45	5	10	0,5
42	46	8		0,4	48	8		0,4	52	6	10	0,5
46	50	9	8	0,4	54	9	8	0,5	56	7	10	0,5
52	58	10		0,5	60	10		0,5	60	5	16	2,5
56	62	10		0,5	65	10		0,5	65	5	16	0,5
62	68	12		0,5	72	12		0,5	72	6	16	0,5
72	78	12		0,5	82	12		0,5	82	7	16	0,5
82	88	12	10	0,5	92	12	10	0,5	92	6	20	0,5
92	98	14		0,5	102	14		0,5	102	7	20	0,5



Рас. 4.3. Схемы центрирования прямобоочных шлицевых соединений:

a — по боковым поверхностям; b — по наружному диаметру; $в$ — по внутреннему диаметру; схемы справа - форма сечения паза ступицы (a) и вала ($б$ и $в$)

Соединения с эвольвентными зубьями (рис. 4.4) имеют исходный контур и форму зубьев по СТ СЭВ 268 — 76. Их можно центрировать по боковым граням и наружному диаметру.

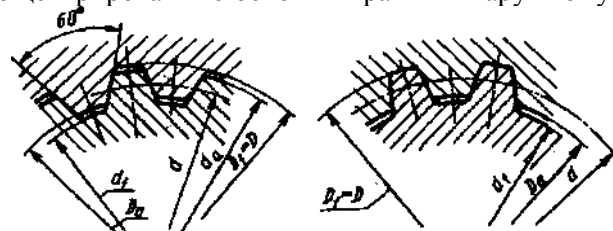


Рис. 4.4. Шлицевое соединение с эвольвентными зубьями

Центрирование по боковым граням прямобоочных шлицевых соединений, предназначенных для передачи больших моментов применяют при числе зубьев $z = 10$ и 16 и наружном диаметре $D \leq 90$ мм. При высоких требованиях к соосности вала и ступицы центрирование выполняют по наружному или внутреннему диаметру. Чаще всего центрирование по внутреннему диаметру рекомендуется при высокой твердости материала ступицы.

Основные размеры шлицевых эвольвентных соединений приведены в табл. 4.5 и регламентированы ГОСТ 6033 — 80 (СТ СЭВ 269-76).

Таблица 4.5. Основные геометрические параметры шлицевых эвольвентных соединений ГОСТ 6033 — 80, СТ СЭВ 269 — 76 (размеры, мм)

D	Число зубьев z при модуле m					D	Число зубьев z при модуле m				
	0,8*	1	1,5	2*	2,5		2*	2,5	3,0	5*	10
20	23	18	12	8	6	65	31	24	20	15	-
22	26	20	14	9	7	70	34	26	22	12	-
25	30	24	15	11	8	75	36	28	24	13	-
28	34	26	17	12	10	80	38	30	25	14	6
30	36	28	18	13	10	85	41	32	27	15	7
32	38	30	20	14	11	90	44	34	28	16	7
35	42	34	22	16	12	95	46	36	30	18	8
38	46	36	24	18	14	100	48	38	32	18	8
40	48	38	25	18	14	ПО	54	42	35	20	9
42	51	40	26	20	15	120	58	46	38	22	10
45	55	44	28	21	16	130	64	50	42	24	11
50	50	48	32	24	18	140	68	54	45	26	12
55	66	54	35	26	20	150	74	58	48	28	13
60	74	58	38	28	22	160	-	-	52	30	14

Примечания: 1. При выборе наружного диаметра и модуля предпочтительны значения, не отмеченные звездочкой. 2. Числа зубьев заключенные в рамку, предпочтительны.

4.5. Расчет шлицевых соединений на прочность

Расчет основан на определении напряжений смятия, которые испытывают боковые поверхности зубьев. В сечениях у оснований возникают напряжения среза и изгиба, пропорциональные напряжениям смятия; поэтому последние можно рассматривать как критерий подобия.

Расчет ведут по формуле

$$\sigma_{\text{см}} = 2T_{\text{к}} / (d_{\text{ср}} z h l \psi) \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (4.7)$$

где $d_{\text{ср}}$ — средний диаметр соединения; z — число зубьев; h и l — соответственно высота и длина поверхности контакта зубьев; ψ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения давления в соединении ($\psi = 0,7 \dots 0,8$); $[\sigma_{\text{см}}]$ — допускаемые напряжения на смятие на боковых поверхностях зубьев (табл. 4.6).

Таблица 4.6. Допускаемые напряжения смятия для шлицевых соединений

Соединение	Условия эксплуатации	Значения $[\sigma_{\text{см}}]$, МПа, для поверхности зуба	
		без термообработки	с термообработкой
Неподвижное	Легкие	80-120	120-200
	Средние	60- 100	100- 140
	Тяжелые (с ударами)	36-50	40-70
Подвижное без нагрузки	Легкие	-	40-70
	Средние	-	30-60
	Тяжелые (с ударами)	-	20-30
Подвижное под нагрузкой	Легкие	-	10-20
	Средние	-	5- 15
	Тяжелые (с ударами)	-	3- 10

Высоту и длину поверхности контакта определяют по следующим формулам.

Для прямобоковых зубьев (см. рис. 4.3)

$$h = \left[\frac{D-d}{2} \right] - 2f; \quad d_{cp} = (D + d)/2. \quad (4.8)$$

Для эвольвентных зубьев (см. рис. 4.4)

$$h = \theta m; \quad d_{cp} = d = mz, \quad (4.9)$$

где $\theta=1$ при центрировании по боковым поверхностям и $\theta = 0,9$ при центрировании по наружному диаметру; m — модуль шлицев; d — диаметр делительной окружности.

Для треугольных зубьев (рис. 4.5)

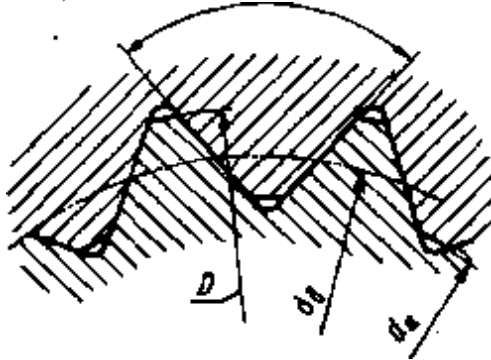


Рис. 4.5. Шлицевое соединение с треугольными зубьями

$$h = (D - d_a)/2; \quad d_{cp} = d = mz. \quad (4.10)$$

Предельный момент, передаваемый соединением,

$$T_{к.пр} = [\sigma_{сМ}] z h l \psi d_{cp} / 2. \quad (4.11)$$

4.6. Штифтовые соединения

Штифты в основном предназначены для точной фиксации деталей, а также для передачи небольших нагрузок. Иногда штифты используют и как предохранительное звено, работающее на срез.

Цилиндрические штифты (ГОСТ 3128 — 70, СТ СЭВ 238 — 75 и СТ СЭВ 239 — 75) устанавливают в отверстиях с натягом (рис. 4.6, а); иногда концы штифтов расклепывают (рис. 4.6, б) [1].

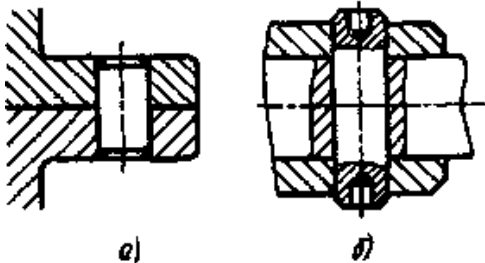


Рис. 4.6. Соединения с цилиндрическими штифтами

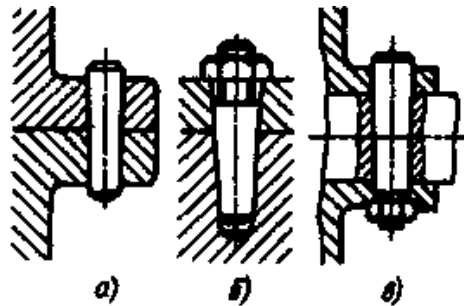


Рис. 4.7. Соединения с коническим штифтами

Конические штифты (ГОСТ 3129-70, СТ СЭВ 240 — 75) выполняют с конусностью 1:50, обеспечивающей самоторможение и центрирование деталей. Применяют штифты простые, устанавливаемые с натягом в отверстия (рис. 4.7,а); с резьбой для извлечения при разборке (рис. 4.7,б); с резьбой для предохранения от ослабления натяга (рис. 4.7, в).

Изготавливают штифты из сталей 45 и А12; при необходимости проводят поверхностную закалку до твердости 45 — 55 HRC.

4.7. Расчет штифтов на прочность

При передаче вращающего момента средний диаметр штифта определяют из условия прочности на срез (рис. 4.8)

$$d_{ш} = 2 \sqrt{2T_k / (\pi d_v i [\tau_{ср}])}, \quad (4.12)$$

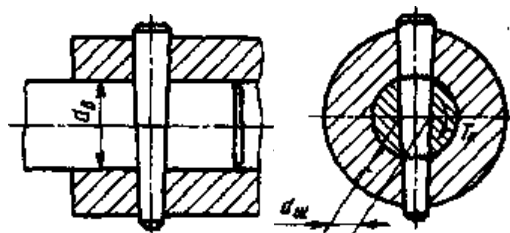


Рис. 4.8. Штифтовое соединение для передачи крутящего момента

где T_k — вращающий момент; d_v — диаметр вала; i — число плоскостей среза; $[\tau_{ср}]$ — допускаемое напряжение на срез (для сталей 45 и А12 $[\tau_{ср}] = 35...75$ МПа).

При установке штифта в качестве предохранительного элемента диаметр штифта

$$d_{ш} = \sqrt{4T_{к.пр}/(\pi d_v \tau_{в.ср})}, \quad (4.13)$$

где $T_{к.пр}$ — предельный вращающий момент; $\tau_{в.ср}$ — предел прочности при срезе материала штифта.

При восприятии штифтом поперечного усилия (рис. 4.9) уравнение прочности штифта имеет вид

$$\tau_{ср} = 4F/(\pi d_{ш}^2) \leq [\tau_{ср}]. \quad (4.14)$$

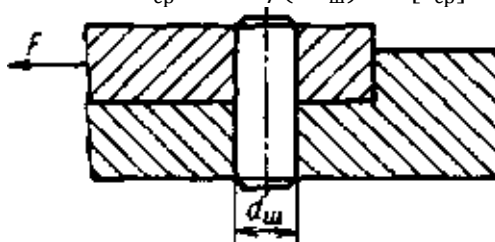


Рис. 4.9. Штифтовое соединение для передачи поперечного усилия

4.8. Примеры расчета шпоночных, зубчатых и штифтовых соединений

Пример 1. Цилиндрическое зубчатое колесо закреплено призматической шпонкой на валу редуктора диаметром $d = 40$ мм (рис. 4.10). Вал (сталь 50) передает вращающий момент $T = 400$ Н·м. Материал шпонки — сталь 45, материал зубчатого колеса — сталь 40Х. Длина ступицы $l_1 = 53$ мм. Режим работы редуктора средний. Подобрать шпонку по СТ СЭВ 189 – 75 и проверить на прочность.

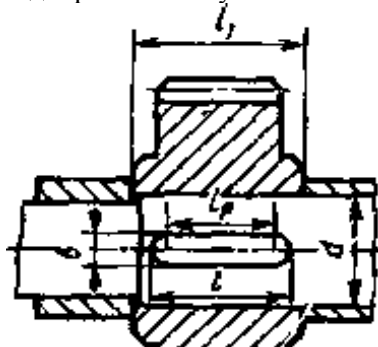


Рис. 4.10. Зубчатое колесо, установленное на валу на призматической шпонке

1. По диаметру вала $d_s = 40$ мм выбираем по СТ СЭВ 189 – 75 размеры сечения призматической шпонки: $b = 12$ мм, $h = 8$ мм; по табл. 4.1 находим справочный размер $K = 3,6$ мм. Длину шпонки l принимаем на 3 – 5 мм меньше длины ступицы l_1 колеса и сравниваем с рядом длин шпонок (см. табл. 4.1). Выбираем рабочую длину шпонки $l_p = 50$ мм ($l_p = 53 - 3 = 50$ мм). Размеры выбранной шпонки 12 x 8 x 50.

2. Проверяем выбранную шпонку на смятие по формуле (4.2); расчет проводим по «слабому» звену: $\sigma_{см} = 2 \cdot 400/(40 \cdot 10^{-3} \cdot 50 \cdot 10^{-3} \cdot 3,6 \cdot 10^{-3}) = 111$ МПа; $\sigma_{см} = 111$ МПа < $[\sigma_{см}] = 130...180$ МПа (для среднего режима работы).

3. Проверим прочность выбранной шпонки на срез [см. формулу (4.3)]: $\tau_{ср} = 2 \cdot 400/(40 \cdot 10^{-3} \cdot 12 \cdot 10^{-3} \cdot 50 \cdot 10^{-3}) = 33,33$ МПа; $\tau_{ср} = 33,33$ МПа < $[\tau_{ср}] = 70...100$ МПа.

Следовательно, призматическая шпонка 12 x 8 x 50 (ГОСТ 23360-78, СТ СЭВ 189 – 75) по условию прочности подходит для данного соединения.

Пример 2. Определить предельный вращающий момент, который может передать призматическая шпонка размером 20 х 12 х 110 (СТ СЭВ 189 – 75). 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.

1. Рабочая длина шпонки $l_p = l - b = (110 - 20) = 90$ мм.

2. По табл. 4.1 находим справочный размер $K = 5,2$ мм. Принимаем допускаемое напряжение на смятие $[\sigma_{см}] = 80$ МПа (для ступиц из чугуна и алюминиевых сплавов).

3. Предельный вращающий момент $T_{пр} = [\sigma_{см}] d_B l_p K / 2 = 80 \cdot 10^6 \cdot 70 \cdot 10^{-3} \cdot 90 \cdot 10^{-3} \cdot 5,2 \cdot 10^{-3} / 2 = 1310,4$ Нм.

Пример 3. Подобрать сегментную шпонку для крепления втулочной муфты на валу диаметром $d_с = 40$ 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.

1. По табл. 4.2 для диаметра вала $d_с = 26$ мм выбираем сегментную шпонку с размерами (мм): $b = 6$; $h = 10$, $d_1 = 25$, $l = 24,5$, $t = 7,5$.

2. Передаваемый муфтой момент $T = P / \omega = 30P / (\pi n) = 30 \cdot 2 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 1140) = 16,76$ Нм.

3. Напряжения смятия [см. формулу (4.4)] $\sigma_{см} = 2 \cdot 16,76 / [40 \cdot 10^{-3} (10 \cdot 10^{-3} - 7,5 \cdot 10^{-3}) \cdot 24,5 \cdot 10^{-3}] = 13,68$ МПа < $[\sigma_{см}] = 80 \dots 150$ МПа.

4. Проверяем напряжения среза по формуле (4,5) $\tau_{ср} = 2 \cdot 16,76 / (40 \cdot 10^{-3} \cdot 6 \cdot 10^{-3} \cdot 24,5 \cdot 10^{-3}) = 5,70$ МПа < $[\tau_{ср}] = 100$ МПа.

Выбранная шпонка работает с большим запасом прочности.

Пример 4. Чугунный шкив клиноременной передачи соединен с валом диаметром $d = 50$ мм клиновой врезной шпонкой. Необходимо подобрать шпонку и найти предельный вращающий момент, который она может передать. Длина ступицы $l_{ст} = 70$ мм, материал шпонки – сталь Ст5; материал вала – сталь 40Х; коэффициент трения $f = 0,17$; напряжения смятия для материала шпонки $[\sigma_{см}] = 150$ МПа; расчетный диаметр шкива $D_{ср} = 360$ мм; окружная сила $F_t = 3$ кН.

1. Передаваемый вращающий момент $T = F_t D_{ср} / 2 = 3000 \cdot 360 \cdot 10^{-3} / 2 = 540$ Н · м.

2. По диаметру вала $d = 50$ мм выбираем по ГОСТ 24068 – 80 (СТ СЭВ 645-77) клиновую шпонку с размерами $b = 16$ мм, $h = 10$ мм (см. табл. 4.3). Длину шпонки выбираем на 5 мм меньше длины ступицы $l = l_{ст} - 5 = 70 - 5 = 65$ мм. Из ряда длин шпонок (см. табл. 4.3) выбираем шпонку длиной 63 мм.

3. Проверяем шпонку на прочность по напряжениям смятия [см. формулу (4.6)] $\sigma_{см} = 12 \cdot 540 / [16 \cdot 10^{-3} \cdot 63 \cdot 10^{-3} (0,17 \cdot 50 \cdot 10^{-3} + 16 \cdot 10^{-3} / 6)] = 57,6$ МПа; $\sigma_{см} = 57,6$ МПа < $[\sigma_{см}] = 150$ МПа.

4. Предельный вращающий момент, который может передать выбранная шпонка,

$$T_{пр} = \frac{[\sigma_{см}] b l (f d + b / 6)}{2} = \frac{150 \cdot 10^6 \cdot 16 \cdot 10^{-3} \cdot 63 \cdot 10^{-3} \cdot (0,17 \cdot 50 \cdot 10^{-3} + 16 \cdot 10^{-3} / 6)}{2} = 843,6 \text{ Нм.}$$

Пример 5. Подобрать и проверить на прочность подвижное шлицевое соединение вторичного вала коробки передач автомобиля (вращающий момент $T = 0,4$ кНм). Расчет провести для двух случаев: шлицевое соединение прямобочное, $d = 28$ 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.

1. По табл. 4.4 выбираем прямобочное шлицевое соединение средней серии $d = 28$ мм, $D = 34$ мм, $z = 6$, $b = 7$, $f = 0,4$.

2. Допускаемое напряжение (см. табл. 4.6) $[\sigma_{см}] = 45$ МПа.

3. Проверяем соединение на смятие по формуле (4.7), в которой $d_{ср} = (D + d) / 2 = (34 + 28) / 2 = 31$ мм; $h = (D - d) / 2 - 2f = (34 - 28) / 2 - 2 \cdot 0,4 = 2,2$ мм;

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 0,4 \cdot 10^3}{30 \cdot 10^{-3} \cdot 6 \cdot 2,2 \cdot 10^{-3} \cdot 55 \cdot 10^{-3} \cdot 0,75} = 48,6 \text{ МПа} > [\sigma_{см}] = 45 \text{ МПа.}$$

4. По табл. 4.5 выбираем эвольвентное шлицевое соединение с $m = 2$ мм из ряда предпочтительных значений z : $D = 35$ мм, $m = 2$ мм, $z = 16$. Приняв по табл. 4.6 $[\sigma_{см}] = 30 \dots 60$ МПа, проверяем соединение на смятие по формуле (4.7), в которой $d_{ср} = m z = 2 \cdot 10^{-3} \cdot 16 = 32 \cdot 10^{-3}$ м; $h = \theta m = 0,9 \cdot 2 \cdot 10^{-3} = 1,8 \cdot 10^{-3}$ м (где $\theta = 0,9$ при центрировании по наружному или внутреннему диаметру).

$\sigma_{см} = 2 \cdot 0,4 \cdot 10^3 / (32 \cdot 10^{-3} \cdot 16 \cdot 1,8 \cdot 10^{-3} \cdot 55 \cdot 10^{-3} \cdot 0,75) = 21,04$ МПа; $\sigma_{см} = 21,04$ МПа < $[\sigma_{см}] = 45$ МПа.

Значительно меньшие расчетные значения напряжений смятия для эвольвентного шлицевого соединения (по сравнению с прямобочным) подтверждают предпочтительность эвольвентных соединений.

Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. 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 $l_{\text{ст}} = 90$ мм (рис. 4.11). Материал шпонки — сталь 45, материал ступицы колеса — Ст5, Допускаемое напряжение смятия $[\sigma_{\text{см}}] = 150$ МПа.

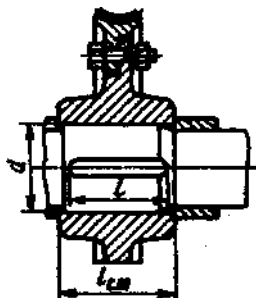


Рис. 4.11. Шпоночное соединение червячного колеса с валом

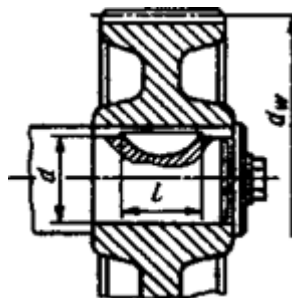


Рис. 4.12. Шпоночное соединение зубчатого колеса с валом

Задача 2. Определить окружную силу на колесе, при которой происходит срезание сегментной шпонки, крепящей зубчатое колесо на валу диаметром $d = 28$ мм (рис. 4.12). Материал шпонки — сталь Ст5, диаметр начальной окружности колеса $d_w = 150$ мм.

Задача 3. Определить диаметр цилиндрического штифта крепления шестерни на валу (рис. 4.13). Диаметр вала $d = 45$ мм, вращающий момент $T = 120$ Н·м, материал штифта — сталь А12.

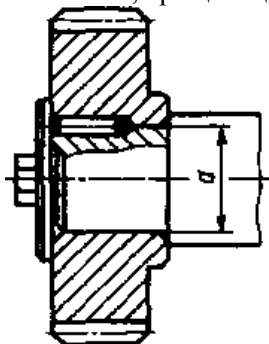


Рис. 4.13. Штифтовое соединение зубчатого колеса с валом

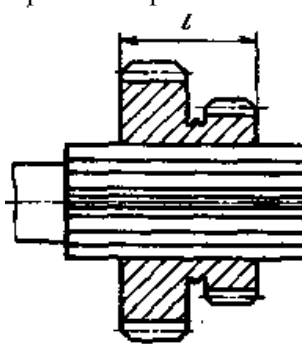


Рис. 4.14. Эвольвентное подвижное соединение блока шестерен с валом

Задача 4. Блок шестерен в коробке передач посажен на вал с помощью подвижного эвольвентного шлицевого соединения (рис. 4.14). Длина блока шестерен $l = 80$ мм, материал — сталь 45 (термообработка — улучшение), наружный диаметр $D = 80$ мм, условия эксплуатации средние, перемещения осуществляются без нагрузки, передаваемый вращающий момент $T = 800$ Н·м. Подобрать шлицевое соединение и найти напряжения смятия.

Задача 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 шпонок. Принять рабочую длину шпонок $l = 50$ мм, коэффициент сцепления $f = 0,16$, допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{\text{см}}] = 150$ МПа. Расчетный момент определить при $[\tau] = 25$ МПа

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя / В. И. Анурьев. – Москва : Машиностроение, 2001. – 920 с. – Текст : непосредственный.
2. Иванов, М. Н. Детали машин : учебник для втузов / М. Н. Иванов. – Москва : Высшая школа, 2000. – 383 с. – Текст : непосредственный
3. Иосилевич, Г. Б. Прикладная механика : для студентов втузов [Электронный ресурс] / Г. Б. Иосилевич, П. А. Лебедев, В. С. Стреляев. – Электрон. дан. – Москва : Машиностроение, 2012. – 576 с. – Текст : непосредственный
4. Куклин, Н. Г. Детали машин : учебник / Н.Г. Куклин., Г.С. Куклина., В. К. Житков. – Москва : Высшая школа, 2005 – 396 с. – Текст : непосредственный
5. Леликов, О. П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин : конспект лекций по курсу "Детали машин". [Электронный ресурс] — Электрон. дан. — Москва : Машиностроение, 2007. — 464 с. – Текст : непосредственный
6. Романов, М. Я. Сборник задач по деталям машин / М. Я. Романов., В. А. Константинов., Н. А. Покровский. – Москва : Машиностроение, 1984. – 240 с. – Текст : непосредственный

**МОНГУШ Эдуард Сандак-оолович
БОРБАК-ООЛ Наадым Сылдысович**

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

*Учебно-методическое пособие
к практическим занятиям и самостоятельной работе студентов*

Редактор А.Р. Норбу
Дизайн обложки К.К. Сарыглар

Сдано в набор: 18.06.2020. Подписано в печать: 23.09.2020.
Формат бумаги 60×84 ¹/₈. Бумага офсетная.
Физ. печ. л. 6,5. Усл. печ. л. 6,0. Заказ № 1641. Тираж 50 экз.

667000, Республика Тыва, г. Кызыл, ул. Ленина, 36
Тувинский государственный университет
Издательство ТувГУ