



Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Механика»

СОЕДИНЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

ПРАКТИКУМ

по дисциплине «Детали машин»
для студентов технических специальностей
дневной и заочной форм обучения

Электронный аналог печатного издания

Гомель 2019

УДК 621.88.086(075.8)
ББК 34.44я73
С58

*Рекомендовано к изданию научно-методическим советом
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 6 от 05.02.2018 г.)*

Составитель *А. Т. Бельский*

Рецензент: доц. каф. «Металлорежущие станки и инструменты» ГГТУ им. П. О. Сухого
канд. техн. наук, доц. *З. Я. Шабакаева*

С58 **Соединение** деталей машин : практикум по дисциплине «Детали машин» для студентов технических специальностей днев. и заоч. форм обучения / сост. А. Т. Бельский. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2019. – 64 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <https://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 978-985-535-395-0.

Предназначен для повышения уровня практической подготовки студентов при решении конкретных задач по основным видам соединений.

Для студентов технических специальностей дневной и заочной форм обучения.

УДК 621.88.086(075.8)
ББК 34.44я73

ISBN 978-985-535-395-0

© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2019

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящий практикум по курсу «Детали машин» предназначен для развития знаний и методов расчета соединений деталей машин, встречающихся почти во всех машинах вне зависимости от их назначения.

При написании практикума преследовалась цель по возможности достаточно полно представить теоретический и справочный материал, необходимый для осуществления практических расчетов по наиболее встречающимся видам соединений.

Разработанное пособие по расчету соединений деталей машин содержит примеры расчетов соединений для конкретных случаев, а также задания для самостоятельного решения.

Тема 1. Расчет резьбовых соединений

1. Теоретическая часть

При расчете резьбовых соединений группой резьбовых деталей (болтами, винтами, шпильками) решают две задачи: определение наиболее нагруженной резьбовой детали и определение требуемой резьбы из условия прочности ее стержня. В дальнейшем будем рассматривать групповое соединение болтами.

Задача 1. Определение наиболее нагруженной резьбовой детали

При определении наиболее нагруженного болта могут иметь место следующие случаи.

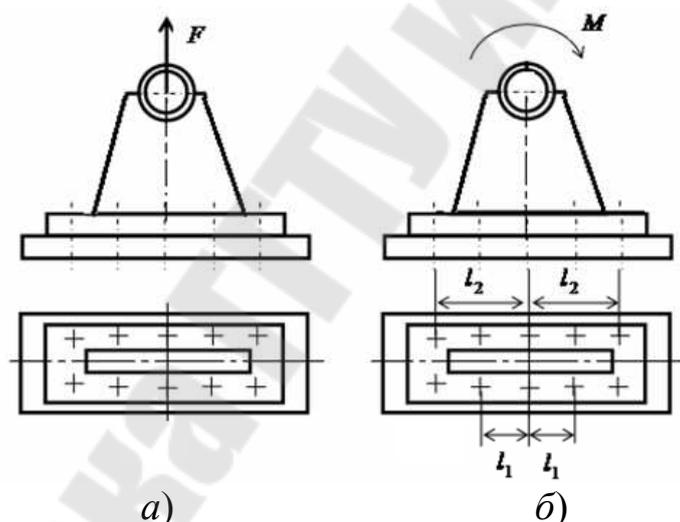


Рис. 1.1

Случай 1. На групповое болтовое соединение действует сила, проходящая через центр стыка и направленная параллельно осям болтов (рис. 1.1, а).

В этом случае делается допущение, что все болты воспринимают одинаковую нагрузку, тогда сила F_{a1} , растягивающая болт, будет равна:

$$F_{a1} = \frac{F}{z},$$

где z – количество болтов в соединении.

Случай 2. На групповое болтовое соединение действует момент в плоскости, перпендикулярной плоскости стыка (рис. 1.1, б). Максимальная сила $F_{a\max 1}$, растягивающая болт, определяется по выражению

$$F_{a\max 1} = \frac{Ml_{\max}}{\sum l_i^2},$$

где l_{\max} – максимальное расстояние от оси болта до оси, проходящей через центр стыка; l_i – расстояние от оси i -го болта до оси, проходящей через центр стыка.

Случай 3. На групповое болтовое соединение действует сила, проходящая через центр стыка и направленная перпендикулярно осям болтов (рис. 1.2, а).

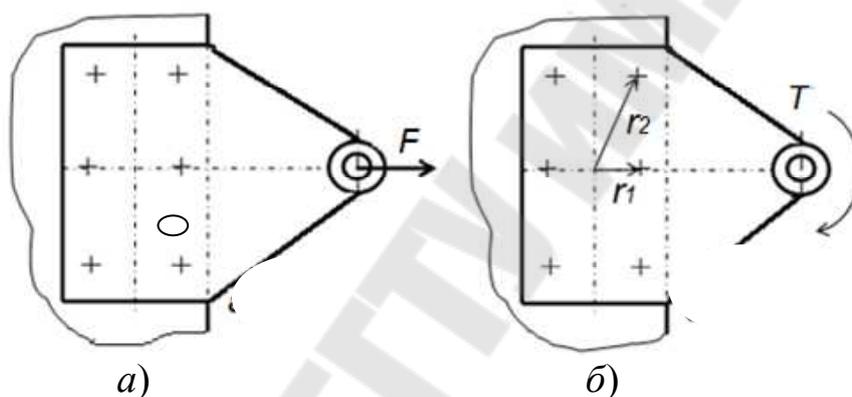


Рис. 1.2

В этом случае делается допущение, что все болты воспринимают одинаковую нагрузку, тогда сила F_{t1} , срезающая болт, будет равна:

$$F_{t1} = \frac{F}{z},$$

Случай 4. На групповое болтовое соединение действует момент в плоскости стыка (рис. 1.2, б). Максимальная сила $F_{t\max 1}$, растягивающая болт, определяется по выражению

$$F_{t\max 1} = \frac{Mr_{\max}}{\sum r_i^2},$$

где r_{\max} – максимальное расстояние от центра стыка до оси; r_i – расстояние от центра стыка до оси i -го болта.

Если действующая сила не проходит через центр стыка, то ее нужно перенести в центр стыка, предварительно разложив ее на горизонтальную $F_x = F \cdot \cos \alpha$ и вертикальную составляющие $F_y = F \cdot \sin \alpha$ (рис. 1.3, а). В результате получаем систему внешней нагрузки, состоящую из сил F_x , F_y и момента $M = F_x h$ (рис. 1.3, б). Затем, используя принцип независимости действия сил, найти от каждого силового фактора силу, действующую на болт, напряжения в сечении болта от каждой силы, и из условия прочности определить требуемый внутренний диаметр болта.

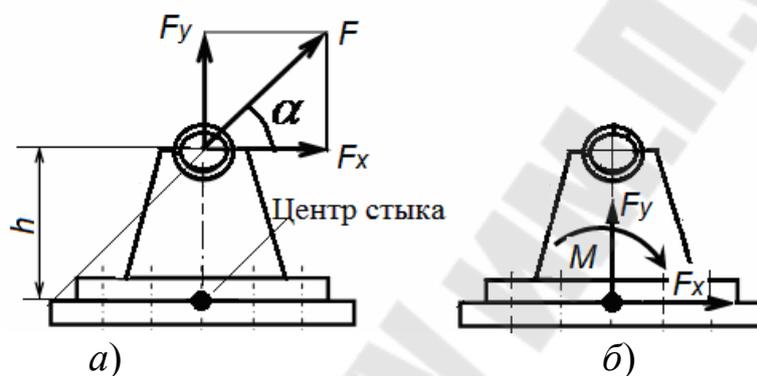


Рис. 1.3

Случай 5. Болты затянуты, внешняя нагрузка раскрывает стык (рис. 1.4). К этому случаю относятся болты крышек резервуаров, работающих под давлением. Затяжка болтов должна быть такой, чтобы обеспечивалась герметичность, а также нераскрытие стыка под действием внешней нагрузки.

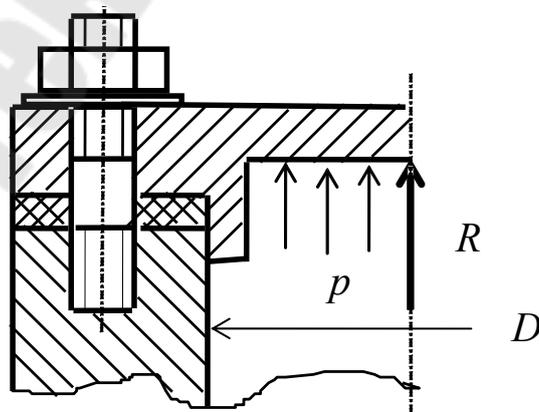


Рис. 1.4

Внешняя нагрузка, приходящаяся на одно болтовое соединение:

$$F = \frac{R}{z},$$

где z – число болтов.

Расчетная нагрузка, действующая на болт, будет равна:

$$F_p = F_{\text{зат}} + \chi F,$$

где $F_{\text{зат}}$ – предварительная затяжка болта, которая обеспечивает не-раскрытие стыка, определяют по зависимости:

$$F_{\text{зат}} = K_{\text{зат}} F,$$

где $K_{\text{зат}}$ – коэффициент затяжки, зависящий от вида нагрузки и материала прокладки (табл. 1.1).

Ввиду сложности определения податливости деталей стыка, для приближенных расчетов, коэффициент внешней нагрузки обычно принимают $\chi = (0,2 \dots 0,3)$.

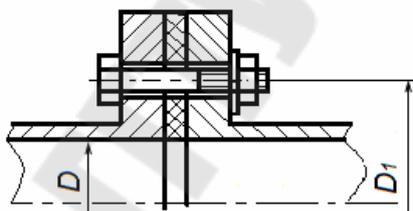


Рис. 1.5

Случай 6. На болты фланцевого соединения водопроводных труб (рис. 1.5) действует нагрузка от давления воды внутри трубы. Расчетная нагрузка, действующая на один болт:

$$F_{a1} = [K_{\text{зат}} (1 - \chi) + \chi] F_1,$$

где $K_{\text{зат}}$ – коэффициент затяжки (табл. 1.1); χ – коэффициент внешней нагрузки (табл. 1.2); $F_1 = p \frac{\pi D^2}{4z}$ – нагрузка, действующая на один болт; z – число болтов в соединении, которое назначается в соответствии со следующим неравенством:

$$z \geq \frac{\pi D_1}{t},$$

где t – шаг между болтами, который выбирают в зависимости от давления в водопроводной трубе (табл. 1.3) .

Таблица 1.1

Рекомендуемые значения коэффициента затяжки

<i>По условию нераскрытия стыка</i>	
При постоянной нагрузке	$K_{\text{зат}} = 1,25 \dots 2$
При переменной нагрузке	$K_{\text{зат}} = 2,5 \dots 4$
<i>По условию герметичности</i>	
При мягкой прокладке	$K_{\text{зат}} = 1,3 \dots 2,5$
При металлической фасонной прокладке	$K_{\text{зат}} = 2 \dots 3,5$
При металлической плоской прокладке	$K_{\text{зат}} = 3 \dots 5$

Таблица 1.2

Значения коэффициента внешней нагрузки χ

Соединения без прокладки	0,2...0,3
Соединение с прокладкой из резины	0,75
Соединение с прокладкой из картона или асбеста	0,55
Соединение с полиэтиленовой прокладкой	0,50
Соединение с прокладкой из мягкой меди	0,35

Таблица 1.3

Значение шага t

ρ , МПа	0,5...1,5	2,5	5,0	10
t , мм	≤ 150	≤ 120	≤ 100	≤ 80

Задача 2. Определение требуемой резьбы из условия прочности ее стержня

Случай 1. На болт действует растягивающая сила (рис. 1.6).

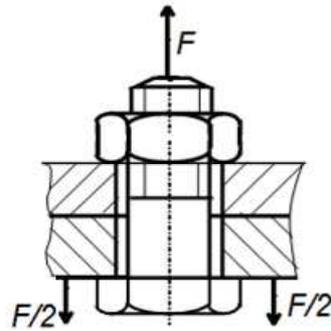


Рис. 1.6

Условие прочности имеет вид:

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

откуда требуемый внутренний диаметр болта:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_p]}}.$$

В данном случае не играет роли, как установлен болт: с зазором или без зазора.

Случай 2. Болт установлен без зазора и на него действует сила в плоскости стыка (рис. 1.7).

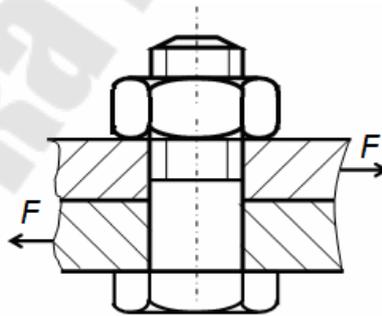


Рис. 1.7

Условие прочности болта в этом случае имеет вид:

$$\tau_{cp} = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}} \leq [\tau_{cp}],$$

откуда требуемый наружный диаметр болта:

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\tau_{cp}]}}.$$

Случай 3. Болт установлен с зазором и на него действует сила в плоскости стыка (рис. 1.8).

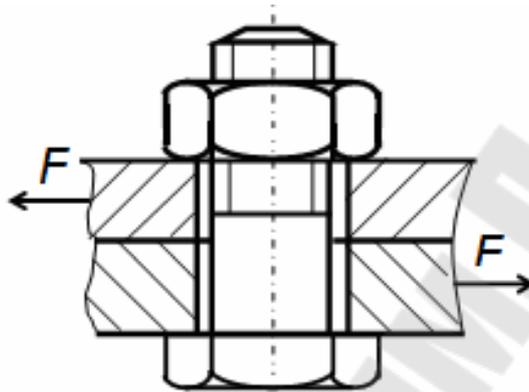


Рис. 1.8

Условие прочности болта имеет вид:

$$\sigma = \frac{1,3 \cdot 1,2F}{f \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma_p],$$

откуда требуемый внутренний диаметр болта:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 1,2F}{\pi f [\sigma_p]}}.$$

где f – коэффициент трения (табл. 1.4); $[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[s]}$ – допускаемое напряжение на растяжение; σ_T – предел текучести материала болта (табл. 1.5); $[s]$ – коэффициент безопасности, выбираемый при контролируемой затяжке по табл. 1.6, а при неконтролируемой затяжке – по табл. 1.7.

Таблица 1.4

Значение коэффициентов трения в стыке

Состояние стыка стальной или чугунной конструкции	f
Сухие обработанные стыки	0,10...0,15
Наличие масляной пленки в стыке	0,06
Пескоструйная обработка стыка	0,50
Обработка стыка пламенем газовой горелки	0,40
Необработанные стыки со следами окалины	0,30
Окрашенные стыки алюминиевым порошком	0,15
Окрашенные стыки антикоррозионной краской	0,10
Окрашенные стыки свинцовым суриком	0,06

Таблица 1.5

Механические характеристики сталей

Марка стали	Предел прочности σ_b , МПа	Предел текучести σ_t , МПа	Предел выносливости σ_{-1} , МПа
Ст2 (10)	360	220	–
Ст3 (15)	400	240	170
Ст4 (20)	440	260	–
Ст5 (30)	520	300	220
35	560	320	230
40	600	340	250
15X	750	600	–
20X	800	650	310
40X	1000	850	350

Таблица 1.6

Коэффициент безопасности $[s]$ при контролируемой затяжке

Вид нагрузки	Рекомендуемые значения
Растягивающая внешняя нагрузка с затяжкой болтов: статическая нагрузка переменная нагрузка	$[s] = 1,2 \dots 1,5$ $[s_a] = 1,5 \dots 2,5$ $[s_r] = 1,2 \dots 1,5$
Поперечная внешняя статическая и переменная нагрузка при установке болтов с зазором	$[s] = 1,2 \dots 1,5$

Примечание. $[s_a]$ – коэффициент безопасности по амплитудным напряжениям; $[s_r]$ – коэффициент безопасности по максимальным напряжениям.

Таблица 1.7

Коэффициент безопасности $[s]$ при неконтролируемой затяжке

Материал болта (сталь)	Статическая нагрузка			Переменная нагрузка	
	M6...M16	M16...M30	M30...M60	M6...M16	M16...M30
Углеродистая	3...4	3...2	2...1,3	10...6,5	6,5
Легированная	5...4	4...2,5	2,5	7,5...5	5

Для расчетного значения диаметра болта требуемую резьбу принимаем в соответствии с табл. 1.8.

Таблица 1.8

Основные параметры метрической резьбы с крупным шагом

Диаметры, мм			Шаг p , мм	Диаметры, мм			Шаг p , мм
d	d_2	d_1		d	d_2	d_1	
4	3,546	3,242	0,7	24	22,051	20,752	3,0
5	4,480	4,134	0,8	27	25,051	23,752	3,0
6	5,350	4,918	1,0	30	27,727	26,211	3,5
7	6,350	5,918	1,0	33	30,727	29,211	3,5
8	7,188	6,647	1,25	36	33,402	31,670	4,0
9	8,188	7,647	1,25	39	36,402	34,670	4,0
10	9,026	8,376	1,5	42	39,077	37,129	4,5
11	10,026	9,376	1,5	45	42,077	40,129	4,5
12	10,836	10,106	1,75	48	44,752	42,587	5,0
14	12,701	11,835	2,0	52	48,752	46,587	5,0
16	14,701	13,835	2,0	56	52,428	50,046	5,5
18	16,376	15,294	2,5	60	56,428	54,046	5,5
20	18,376	17,294	2,5	64	60,103	57,505	6,0
22	20,376	19,294	2,5	68	64,103	61,505	6,0

2. Пример расчета резьбового соединения

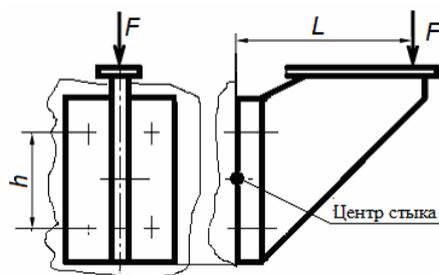


Рис. 1.9

Рассчитать болты, крепящие кронштейн к стойке (рис. 1.9), к которому приложена сила $F = 4$ кН, на расстоянии $L = 400$ мм. Расстояние между болтами $h = 200$ мм, материал болтов сталь 40, поверхности стыков окрашены антикоррозионной краской. Нагрузка статическая, затяжка неконтролируемая.

Решение

Так как сила F не проходит через центр тяжести стыка, то перенесем силу F в центр тяжести стыка (рис. 1.10), в этом случае возникает момент:

$$M = FL = 4000 \cdot 400 = 1600000.$$

В соответствии с табл. 1.4, 1.5 и 1.7 $f = 0,1$, $\sigma_T = 340$ МПа и $[s] = 3$.

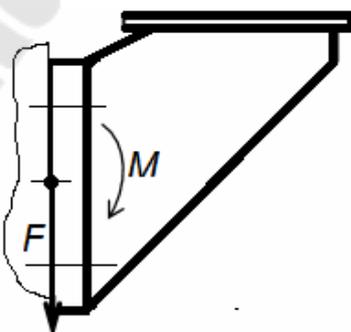


Рис. 1.10

Нагрузка, приходящаяся на один болт, от силы F :

$$F_{F1} = \frac{F}{z} = \frac{4000}{4} = 1000 \text{ Н.}$$

Нагрузка на один болт от момента, создаваемого силой F :

$$F_{M1} = \frac{M \frac{b}{2}}{4 \left(\frac{b}{2} \right)^2} = \frac{M}{2b} = \frac{1600000}{2 \cdot 200} = 4000 \text{ Нмм.}$$

Требуемая сила затяжки болта для предотвращения смещения:

$$F_{\text{зат}} = \frac{1,2F_{F1}}{f} = \frac{1,2 \cdot 1000}{0,1} = 12000 \text{ Н.}$$

Напряжение в сечении болта от силы F_{M1} :

$$\sigma_M = \frac{F_{M1}}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{4F_{M1}}{\pi d_1^2}.$$

Напряжение в сечении болта от силы затяжки с учетом кручения стержня болта:

$$\sigma_{F1} = 1,3 \frac{F_{\text{зат}}}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{4 \cdot 1,3 \cdot 1,2F_{F1}}{\pi d_1^2 f}.$$

Условие прочности имеет вид:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_{M1} + \sigma_{F1} = \frac{4F_{M1}}{\pi d_1^2} + \frac{4 \cdot 1,3 \cdot 1,2F_{F1}}{\pi d_1^2 f} \leq [\sigma_p].$$

Допускаемое напряжение материала болта при растяжении:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[s]} = \frac{340}{3} = 113 \text{ МПа.}$$

Требуемый внутренний диаметр резьбы болта:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_{M1}f + 4 \cdot 1,3 \cdot 1,2F_{F1}}{\pi f [\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4000 \cdot 0,1 + 4 \cdot 1,3 \cdot 1,2 \cdot 1000}{3,14 \cdot 0,1 \cdot 113}} = 14,8 \text{ мм.}$$

В соответствии с табл. 1.8 выбираем болт М18, у которого внутренний диаметр резьбы $d_1 = 15,264$ мм.

3. Задачи для самостоятельного решения

Задача 1. Рассчитать болты, которыми кронштейн крепится к раме (рис 1.11), если болты установлены с зазором и нагрузка статическая. Поверхности стыка сухие обработанные. Исходные данные приведены в табл. 1.9.

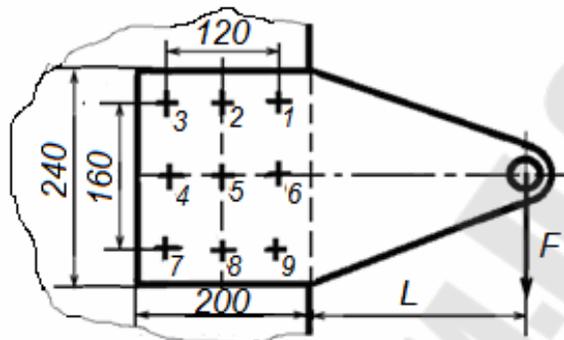


Рис. 1.11

Таблица 1.9

Исходные данные к задаче 1

Номер варианта	F , кН	L , мм	Крепление болтами	Затяжка	Материал болта сталь
1	2,0	300	3, 4, 5, 7	контр.	Ст2
2	2,2	320	1, 5, 6, 9	контр.	Ст3
3	2,4	340	3, 4, 5, 6, 7	контр.	Ст4
4	2,6	360	1, 4, 5, 6, 9	контр.	Ст5
5	2,8	400	3, 5, 6, 7	контр.	10
6	3,0	420	1, 4, 5, 9	контр.	15
7	3,2	440	2, 4, 5, 8	контр.	20
8	3,4	460	2, 5, 6, 8	контр.	30
9	3,6	480	3, 4, 6, 7	контр.	35
10	4,0	500	1, 4, 6, 9	контр.	40
11	2,0	500	1, 3, 4, 7, 9	неконтр.	40
12	2,2	480	1, 3, 6, 7, 9	неконтр.	35
13	2,4	460	1, 2, 3, 5	неконтр.	30
14	2,6	440	5, 7, 8, 9	неконтр.	20
15	2,8	420	1, 2, 3, 5, 8	неконтр.	15
16	3,0	400	2, 5, 7, 8, 9	неконтр.	10

Номер варианта	F , кН	L , мм	Крепление болтами	Затяжка	Материал болта сталь
17	3,2	380	1, 3, 5, 8	неконтр.	Ст5
18	3,4	360	2, 5, 7, 9	неконтр.	Ст4
19	3,6	320	2, 4, 5, 6	неконтр.	Ст3
20	4,0	300	4, 5, 6, 8	неконтр.	Ст2
21	2,0	310	1, 2, 3, 8	контр.	35
22	2,2	330	2, 7, 8, 9	неконтр.	40
23	2,4	350	1, 2, 3, 7, 9	контр.	15Х
24	2,6	370	1, 2, 7, 8, 9	неконтр.	20Х

Задача 2. Крышка газового резервуара (рис. 1.12) с внутренним диаметром d закреплена шпильками из стали. Число шпилек равно z . Материал прокладки – асбест. Возможна дополнительная затяжка шпилек при рабочем режиме. Максимальное давление газа внутри газового резервуара p . Определить диаметр шпилек при переменном давлении. Исходные данные приведены в табл. 1.10.

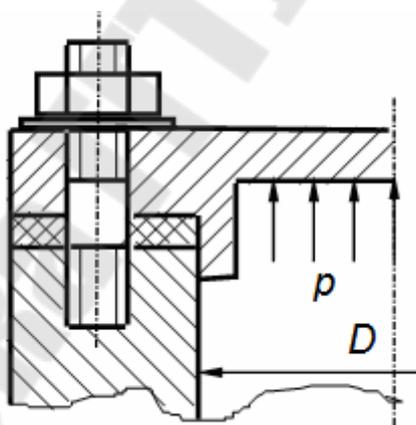


Рис. 1.12

Таблица 1.10

Исходные данные к задаче 2

Номер	d , мм	p , МПа	z	Сталь	Номер	d , мм	p , МПа	z	Сталь
1	100	4,0	8	Ст2	16	100	4,7	10	Ст2
2	120	2,5	8	Ст3	17	120	1,3	6	Ст3
3	150	2,0	10	Ст4	18	120	2,6	6	Ст4

Окончание табл. 1.10

Номер	d , мм	p , МПа	z	Сталь	Номер	d , мм	p , МПа	z	Сталь
4	180	1,1	10	Ст5	19	120	3,6	8	Ст5
5	100	4,4	6	10	20	120	3,1	8	10
6	100	5,0	8	15X	21	90	2,7	6	15X
7	130	3,2	10	20	22	90	3,2	6	20
8	150	2,2	8	25	23	90	4,5	8	25
9	90	5,8	10	30	24	90	4,9	8	30
10	90	3,2	8	35	25	90	5,9	10	35
11	90	4,2	8	40	26	110	2,1	6	40
12	90	4,8	8	45	27	110	3,1	8	45
13	100	2,3	6	50	28	110	4,1	10	50
14	100	3,3	6	20X	29	150	1,7	8	20X
15	100	4,3	8	40X	30	150	1,9	8	40X

Тема 2. Сварные соединения

1. Теоретическая часть

Наибольшее распространение в машиностроении получили сварные соединения, выполняемые с помощью угловых швов (рис. 2.1). В зависимости от формы поперечного сечения угловой шов может быть прямой, вогнутый и выпуклый.

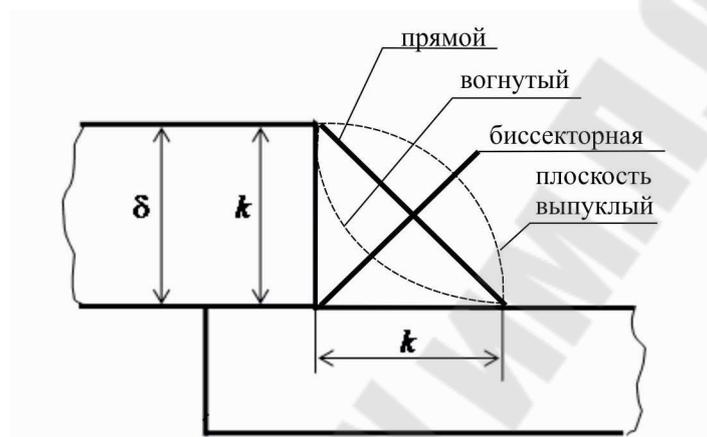


Рис. 2.1

При расчете сварных соединений принимают, что угловой шов прямой и разрушение углового шва происходит по биссекторной плоскости. Угловой шов характеризуется катетом шва, который представляет собой размер катета равнобедренного прямоугольного треугольника. Минимальное значение катета $k = 3$ мм. Размер углового шва в биссекторной плоскости равен $0,7k$.

От воздействия внешней нагрузки в сечении углового шва возникают касательные напряжения среза $\tau'_{ср}$. Штрих при обозначении указывает на то, что данное касательное напряжение относится к сечению сварного шва.

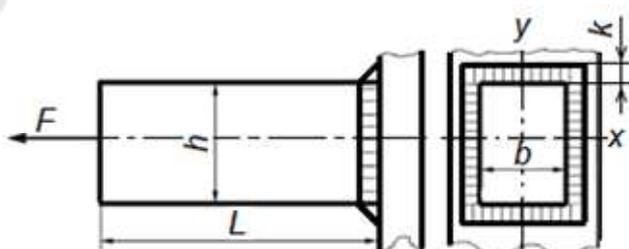


Рис. 2.2

При действии на сварное соединение силы, проходящей через центр тяжести сварного шва (рис. 2.2), условие прочности имеет вид:

$$\tau'_{\text{ср}} = \frac{F}{A_{\text{шв}}} = \frac{F}{0,7kl_{\text{шв}}} \leq [\tau'_{\text{ср}}],$$

где $A_{\text{шв}}$ – площадь сварного шва в биссекторной плоскости; $0,7k$ – размер сварного шва в биссекторной плоскости; $l_{\text{шв}}$ – общая длина сварного шва; $[\tau'_{\text{ср}}]$ – допускаемое напряжение на срез сварного шва.

Для случая, изображенного на рис. 2.2, площадь сварного шва в биссекторной плоскости можно рассчитать по формуле

$$A_{\text{шв}} = 0,7[(b + 2k)(h + 2k) - bh].$$

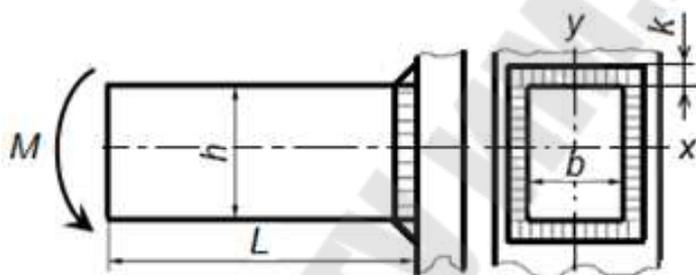


Рис. 2.3

В случае действия момента M в плоскости, перпендикулярной плоскости стыка (рис. 2.3), условие прочности записывается в следующем виде:

$$\tau'_{\text{ср}} = \frac{M}{W_x} \leq [\tau'_{\text{ср}}],$$

где W_x – момент сопротивления сварного шва в биссекторной плоскости.

Момент сопротивления сварного шва в биссекторной плоскости в данном случае рассчитывают по зависимости

$$W_x = 0,7 \frac{I_x}{y_{\text{max}}} = 0,7 \frac{\left[\frac{(b + 2k)(h + 2k)^3}{12} - \frac{bh^3}{12} \right]}{\frac{h}{2} + k}.$$

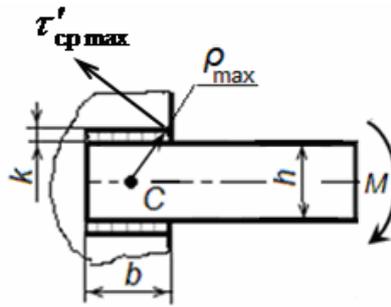


Рис. 2.4

При действии момента в плоскости стыка (рис. 2.4) условие прочности записывается в следующем виде:

$$\tau'_{cp\max} = \tau'_{cp} = \frac{M}{W_{\rho}} \leq [\tau'_{cp}],$$

где $\tau'_{cp\max}$ – максимальное касательное ускорение, которое имеет место в наиболее удаленной точке сварного шва от центра тяжести сварного шва; $W_{\rho} = 0,7 \frac{I_{\rho}}{\rho_{\max}}$ – полярный момент сопротивления сварного шва в биссекторной плоскости; $I_{\rho} = I_x + I_y$ полярный момент инерции сечения сварного шва; ρ_{\max} – максимальное расстояние от центра тяжести сечения швов до наиболее удаленной точки сварного шва.

Осевые моменты инерции для данного сварного соединения (рис. 2.4) определяются по зависимостям:

$$I_x = 2 \left[\frac{bk^3}{12} + bk \left(\frac{h}{2} + \frac{k}{2} \right)^2 \right]; \quad I_y = 2 \frac{kb^3}{12}.$$

В случае когда линия действия силы не проходит через центр тяжести сварного шва (рис. 2.5), силу необходимо перенести в центр тяжести.

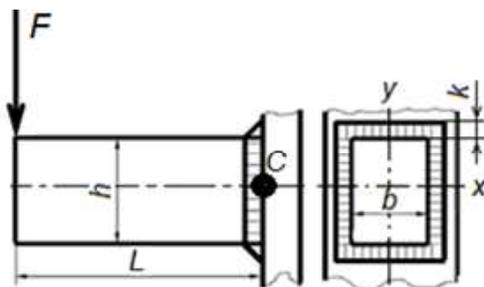


Рис. 2.5

В этом случае на расчетную схему будет действовать сила F и момент $M = FL$ (рис. 2.6).

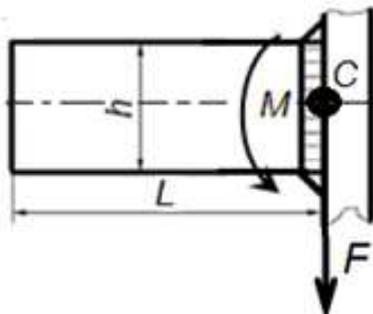


Рис. 2.6

Затем от каждого силового фактора определить касательное напряжение, найти суммарное и сравнить с допускаемым напряжением.

Для расчетной схемы, изображенной на рис. 2.6, имеем:

$$\tau'_M = \frac{M}{W_x}; \quad \tau'_F = \frac{F}{A_{шв}}; \quad \tau'_{ср} = \sqrt{(\tau'_M)^2 + (\tau'_F)^2} \leq 0,85[\tau'_{ср}].$$

Понижение допускаемого напряжения на срез $[\tau'_{ср}]$ на 15 % связано с тем, что швы имеют различное направление.

Допускаемые напряжения для сварного шва назначают в долях допускаемого напряжения для основного материала $[\sigma_p]$ и выбирают по табл. 2.1.

Таблица 2.1

**Допускаемые напряжения для сварного шва
при действии статическом нагрузки**

Вид деформации, допускаемые напряжения	Автоматическая и полуавтоматическая сварка под флюсом	Ручная дуговая сварка электродами		
		Э50А, Э42А	Э50, Э42	Э34
Растяжение $[\sigma'_p]$	$[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0,9[\sigma_p]$	$0,6[\sigma_p]$
Сжатие $[\sigma'_{сж}]$	$[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0,75[\sigma_p]$
Срез $[\tau'_{ср}]$	$0,65[\sigma_p]$	$0,65[\sigma_p]$	$0,6[\sigma_p]$	$0,5[\sigma_p]$

Допускаемые напряжения для основного материала определяют по зависимости

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T \varepsilon}{[s] k_\sigma},$$

где σ_T – предел текучести основного материала (табл. 2.2); $\varepsilon = 0,9$ – масштабный фактор; $[s]$ – коэффициент безопасности ($[s] = 1,2 \dots 1,3$ – для углеродистых сталей и $[s] = 1,3 \dots 1,5$ – для низколегированных сталей); $k_\sigma = 1 \dots 1,2$ – коэффициент концентрации напряжений при статических нагрузках (большее значение для лобовых швов).

Таблица 2.2

Механические характеристики сталей

Марка стали	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Предел выносливости σ_{-1} , МПа
Ст1 (08)	340	210	–
Ст2 (10)	360	220	–
Ст3 (15)	400	240	170
Ст4 (20)	440	260	–
Ст5 (30)	520	300	220
35	560	320	230
40	600	340	250
45	640	360	270
50	680	380	290
15X	750	600	–
20X	800	650	310
40X	1000	850	350
12ХН3А	1000	850	420

При действии переменной нагрузки допускаемые напряжения для сварного шва уменьшают путем умножения на коэффициент γ :

$$[\sigma'_p] = \gamma[\sigma_p]; [\sigma'_{сж}] = \gamma[\sigma_p]; [\tau'_{ср}] = \gamma[\sigma_p].$$

Коэффициент γ с достаточной степенью точности принимают:

– для стыковых швов при нагрузке, переменной по величине, $\gamma = 1$;

– для стыковых швов при нагрузке, переменной по величине и направлению:

$$\gamma = \frac{1}{1 - \frac{1}{3} \frac{P_{\min}}{P_{\max}}};$$

– для угловых швов при нагрузке как переменной по величине, так и переменной по величине и направлению:

$$\gamma = \frac{1}{\frac{4}{3} - \frac{1}{3} \frac{P_{\min}}{P_{\max}}}.$$

2. Пример расчета сварного соединения

На сварное соединение (рис. 2.7) действуют постоянные силы $F = 5$ кН и $N = 10$ кН. Сварку деталей из стали Ст3 осуществляли вручную электродами Э42. Размеры кронштейна $b \times h \times L = 50 \times 120 \times 400$ мм. Проверить сварное соединение на прочность, если катет сварного шва $k = 6$ мм.

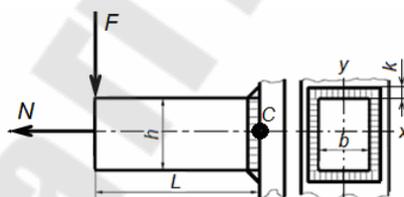


Рис. 2.7

Решение

Перенесем действующие силы в центр тяжести сварного шва (рис. 2.8).

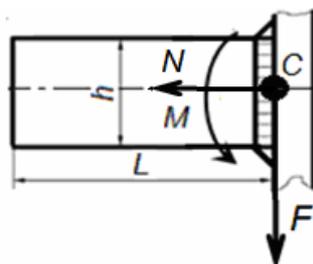


Рис. 2.8

Определим касательные напряжения в сечении сварного шва от действия каждого силового фактора:

– от действия силы F :

$$\begin{aligned}\tau'_F &= \frac{F}{A_{\text{шв}}} = \frac{F}{0,7[(h+2k)(b+2k)-bh]} = \\ &= \frac{5000}{0,7[(120+2\cdot 6)(50+2\cdot 6)-120\cdot 50]} = 3,27 \text{ МПа};\end{aligned}$$

– от действия силы N :

$$\begin{aligned}\tau'_N &= \frac{N}{A_{\text{шв}}} = \frac{N}{0,7[(h+2k)(b+2k)-bh]} = \\ &= \frac{10000}{0,7[(120+2\cdot 6)(50+2\cdot 6)-120\cdot 50]} = 3,27 \text{ МПа};\end{aligned}$$

– от действия изгибающего момента M :

$$\tau'_M = \frac{M}{W_x},$$

где $M = FL = 5000 \cdot 400 = 2000000$ Нмм – изгибающий момент; W_x – момент сопротивления изгибу сварных швов.

$$\begin{aligned}W_x &= 0,7 \frac{I_x}{y_{\text{max}}} = 0,7 \left[\frac{(b+2k)(h+2k)^3}{12} - \frac{bh^3}{12} \right] = \\ &= 0,7 \left[\frac{(50+2\cdot 6)(120+2\cdot 6)^3}{12} - \frac{50\cdot 120^3}{12} \right] = 49670 \text{ мм}^3.\end{aligned}$$

$$\text{В этом случае } \tau'_M = \frac{2000000}{49670} = 28,18 \text{ МПа.}$$

Направления касательных напряжений в крайних точках сечения сварного шва будут иметь вид (рис. 2.9).

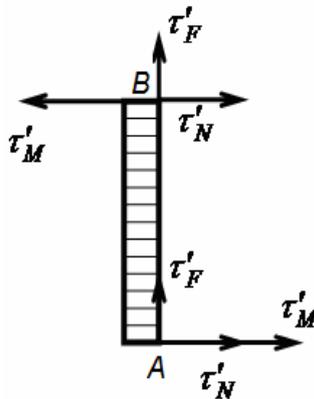


Рис. 2.9

Согласно рис. 2.9 наиболее максимальные касательные напряжения будут в точке A сечения сварного шва.

Суммарное касательное напряжение в точке A будет равно:

$$\tau'_{cp} = \sqrt{(\tau'_F)^2 + (\tau'_N + \tau'_M)^2} = \sqrt{3,27^2 + (6,54 + 28,18)^2} = 34,87 \text{ МПа.}$$

Согласно табл. 2.1 допускаемое напряжение на срез равно:

$$[\tau'_{cp}] = 0,6[\sigma_p] = 0,6 \frac{\sigma_T \varepsilon}{[s] k_\sigma} = 0,6 \frac{240 \cdot 0,9}{1,3 \cdot 1,2} = 83 \text{ МПа.}$$

Проверяем прочность сварных швов с учетом понижения допускаемого напряжения на срез $[\tau'_{cp}]$ на 15 %, так как швы имеют различное направление:

$$\tau'_{cp} = 34,87 \text{ МПа} < 0,85[\tau'_{cp}] = 0,85 \cdot 83 = 70,55 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется.

3. Задача для самостоятельного решения

На кронштейн, приваренный к стойке (рис. 2.10), действуют силы F и N . Используя исходные данные к задаче, приведенные в табл. 2.3, проверить прочность сварного шва. Видом сварки и маркой электрода задаться самостоятельно.

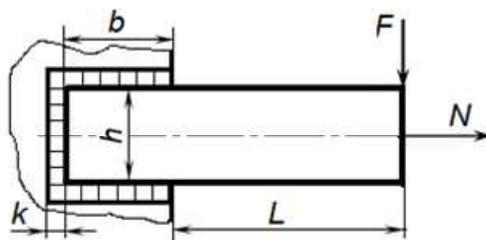


Рис. 2.10

Таблица 2.3

Исходные данные к задаче

Номер варианта	b , мм	h , мм	L , мм	F , кН	N , кН	k , мм	R	Сталь
1	60	100	500	10	5	8	0	Ст2
2	62	120	550	12	6	6	0	Ст3
3	64	140	600	14	7	8	0	Ст4
4	66	160	650	15	8	6	1	Ст5
5	68	180	700	16	9	8	1	35
6	70	200	750	18	10	6	1	40
7	72	110	500	20	5	10	-1	45
8	74	130	550	22	6	10	-1	50
9	76	150	600	24	7	8	-1	15X
10	78	170	650	25	8	6	0	20X
11	80	190	700	26	9	8	0	40X
12	60	200	750	30	10	6	0	Ст2
13	62	110	500	10	7	8	1	Ст3
14	64	130	550	12	8	6	1	Ст4
15	66	150	600	14	9	10	1	Ст5
16	68	170	650	15	10	10	-1	35
17	70	190	700	16	5	8	-1	40
18	64	200	750	18	6	6	-1	45
19	66	110	500	20	7	8	0	50
20	68	130	550	22	8	6	0	15X
21	70	150	600	24	9	8	0	20X
22	64	170	650	25	10	6	1	40X
23	66	190	700	26	5	10	1	10
24	68	110	750	30	6	10	1	15

Тема 3. Заклепочные соединения

1. Теоретическая часть

Заклепочное соединение – это неразъемное соединение деталей при помощи заклепок и применяется только в тех случаях, когда нельзя применить сварное соединение.

Формирование замыкающей головки происходит в результате расклепывания стержня заклепки, вставленной в отверстия соединяемых деталей.

Для облегчения ввода заклепки отверстия d_0 в деталях делают несколько больше, чем диаметр заклепки d . Изготовление отверстий осуществляют путем сверления (точный способ) или путем продавливания (грубый способ).

Диаметр отверстия в деталях в зависимости от диаметра заклепки и способа изготовления отверстия определяют в соответствии с табл. 3.1.

Таблица 3.1

Диаметры отверстий для заклепок нормальной точности

Диаметр заклепки d , мм	Диаметр отверстия d_0 , мм		Диаметр заклепки d , мм	Диаметр отверстия d_0 , мм	
	чистый способ	грубый способ		чистый способ	грубый способ
6	6,5	6,7	(18)	18,5	19
8	8,5	8,7	20	21	21
10	10,5	11	22	23	24
12	13	13	24	25	26
(14)	15	15	(27)	28	29
16	16,5	17	30	31	32

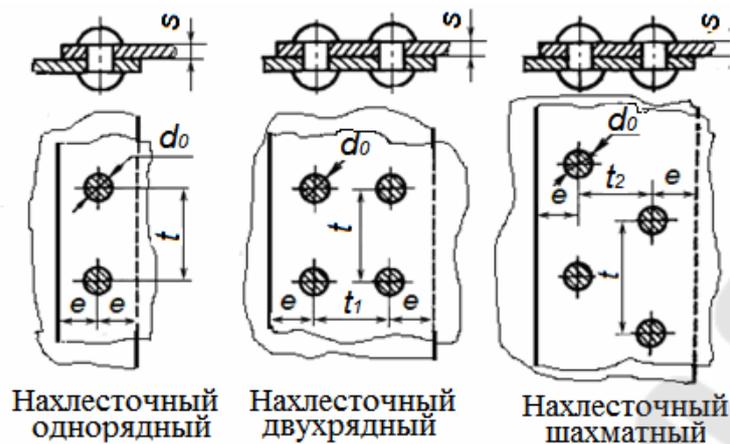


Рис. 3.1

По конструкции заклепочные швы бывают нахлесточные однорядные, двухрядные, многорядные и шахматные (рис. 3.1) и стыковые с одной и двумя накладками (рис. 3.2).

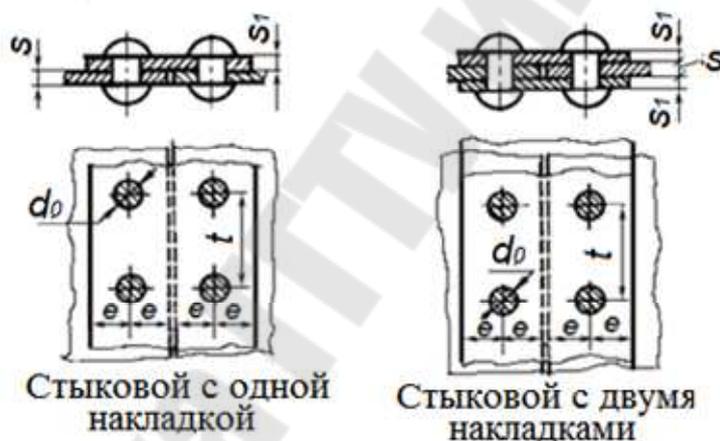


Рис. 3.2

Геометрические параметры заклепочного шва определяют по эмпирическим зависимостям.

Диаметр заклепок в односрезном силовом соединении определяют по зависимости

$$d = 2s,$$

где s – толщина соединяемых элементов.

Для двухсрезных заклепочных соединений диаметр заклепки определяют из соотношения

$$d = 1,5s.$$

В конструкциях из легких сплавов рекомендуется рассчитывать диаметр заклепки по зависимости

$$d = 1,5s + 2 \text{ мм.}$$

Минимальный шаг t размещения заклепок определяется из условия удобства формирования замыкающей головки. Максимальный шаг заклепочного соединения определяется условием плотного соприкосновения листов и зависит от жесткости соединяемых элементов.

На практике в заклепочных соединениях обычно применяют следующие шаги:

- однорядный шов внахлестку и однорядный шов с одной накладкой: $t = 3d$;
- двухрядный шов внахлестку и двухрядный шов с одной накладкой $t = 4d$;
- однорядный шов с двумя накладками: $t = 3,5d$;
- двухрядный шов с двумя накладками: $t = 6d$.

Расстояние e от центра заклепки до края листа в направлении действующей силы принимают в зависимости от способа изготовления отверстия:

$e = 1,5d$ – отверстия сверленные; $e = 2d$ – отверстия продавленные.

В конструкциях из легких сплавов: $e = 2d$.

Расстояние e_1 от центра заклепки до края листа в направлении, перпендикулярном линии действия силы: $e_1 = 1,5d$.

Расстояние t_1 между рядами заклепок в двух- и многорядном заклепочном шве принимают: $t_1 = (2...3)d$.

Расстояние t_2 для шахматного расположения заклепок рекомендуется принимать: $t_2 \geq 3,5d$.

Толщину накладки s_1 для заклепочного соединения с одной накладкой принимают равной: $s_1 = (1...1,25)s$, а с двумя накладками – $s_1 = 0,8s$.

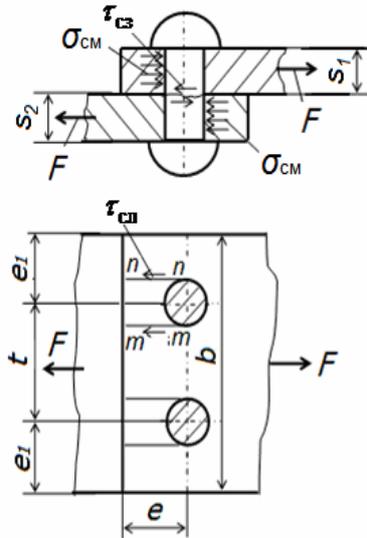


Рис. 3.3

При расчете заклепочного соединения, нагруженного силой в плоскости стыка (рис. 3.3), необходимо обеспечить:

- прочность заклепок *на срез*;
- прочность заклепок и стенок отверстий в соединяемых элементах *на смятие*;
- прочность соединяемых элементов по сечениям, ослабленным отверстиями под заклепки, *на растяжение*;
- прочность краев соединяемых элементов *на срез* заклепками.

Условие прочности заклепки по допускаемым напряжениям среза имеет вид:

$$\tau_{с.з} = \frac{F}{A_{ср}} = \frac{4F}{\pi d_0^2 z i} \leq [\tau_{с.з}].$$

где F – внешняя сила, действующая на заклепочное соединение; d_0 – диаметр отверстия под заклепку; z – число заклепок; i – число плоскостей среза стержня заклепки; $[\tau_{с.з}]$ – допускаемое напряжение на срез для материала заклепки.

При изготовлении заклепки из менее прочного материала, чем материал соединяемых деталей, при нагружении соединения внешней силой возможно смятие стержня заклепки. Условие прочности по допускаемым напряжениям смятия имеет вид:

$$\sigma_{см} = \frac{F}{A_{см}} = \frac{F}{s_{\min} d_0 z} \leq [\sigma_{см}].$$

где s_{\min} – меньшая толщина соединяемых деталей; $[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемое напряжение на смятие материала заклепки.

Разрушение деталей по нормальному сечению, ослабленному отверстиями под заклепки, может произойти под действием большой внешней нагрузки. Для обеспечения прочности соединяемых деталей нормальное растягивающее напряжение в этом сечении должно удовлетворять условию

$$\sigma_p = \frac{F}{s_{\min}(b - d_0 z_p)} \leq [\sigma_p],$$

где b – ширина соединяемых деталей; z_p – число заклепок в рассматриваемом сечении; $[\sigma_p]$ допускаемое напряжение на разрыв для материала листа.

Условие прочности на срез края соединяемых деталей:

$$\tau_{\text{с.л}} = \frac{F}{2S_{\min}(e - 0,5d_0)z} \leq [\tau_{\text{с.л}}],$$

где $e - 0,5d_0$ – длина опасного сечения; $[\tau_{\text{с.л}}]$ – допускаемое напряжение на срез для материала листа.

В качестве материала для заклепок для холодного соединения в основном применяют низкоуглеродистые стали Ст2, Ст3. В ответственных соединениях используют заклепки, изготовленные из сталей 15Х и 20Х.

Соединение деталей из цветных металлов осуществляют с помощью заклепок из меди, алюминия и их сплавов и латуни. При повышенных требованиях к коррозионной стойкости в качестве материала заклепки используют нержавеющие стали, никелевые и титановые сплавы.

Пределы текучести для некоторых материалов приведены в табл. 3.2.

Таблица 3.2

Пределы текучести материалов

Марка материала	Предел текучести σ_T , МПа	Марка материала	Предел текучести σ_T , МПа
Сталь Ст2	220	Сталь 15	240
Сталь Ст3	240	Сталь 20	220
Сталь Ст4	260	Сталь 15Х	600
Сталь Ст5	300	Сталь 20Х	650
Марка материала		Предел текучести, σ_T , МПа	
Алюминиевый сплав АЛ-4		200	
Алюминиевый сплав АК-4		310	
Алюминиевый сплав Д-16		330	
Латунь Л-68		330	
Титановый сплав ВТ-3		950	

Допускаемые напряжения для материалов заклепок при действии статической нагрузки рассчитывают по зависимостям, приведенным в табл. 3.3.

Таблица 3.3

Допускаемые напряжения для заклепок

Род напряжения	Способ изготовления отверстия	Допускаемое напряжение
<i>Стальные заклепки</i>		
Срез	Сверление	$[\tau_{ср}] = 0,9[\sigma_p]$
	Продавливание	$[\tau_{ср}] = 0,6[\sigma_p]$
Смятие	Сверление	$[\sigma_{см}] = 2[\sigma_p]$
	Продавливание	$[\sigma_{см}] = 1,75[\sigma_p]$
$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{s}, \quad s = 1,3 \dots 1,5$		
<i>Заклепки из цветных металлов</i>		
$[\tau_{ср}] = (0,25 \dots 0,39)\sigma_T$	$[\sigma_{см}] = (1,5 \dots 2,0)[\sigma_p]$	$[\sigma_p] = (0,4 \dots 0,5)\sigma_T$

Нецентральное действие нагрузки. Если внешняя сила не проходит через центр стыка заклепочного соединения соединяемых деталей, то нагрузка между отдельными заклепками распределяется неравномерно. В этом случае определяют наиболее нагруженную заклепку и оценивают ее прочность.

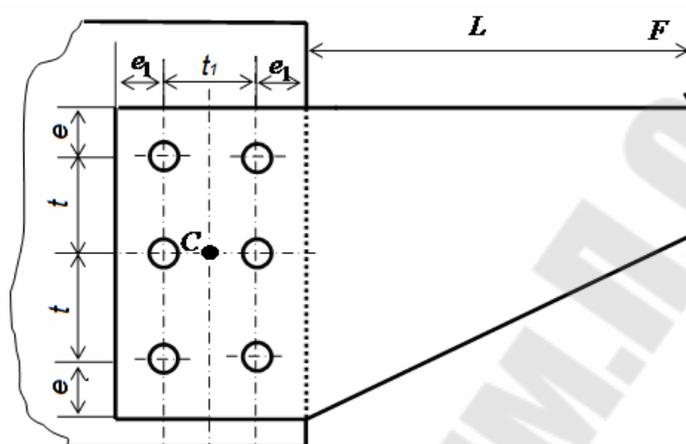


Рис. 3.4

Рассмотрим заклепочное соединение (рис. 3.4), содержащее шесть заклепок диаметра d и нагруженное внешней силой F . Сделаем допущение, что трение между соединяемыми деталями отсутствует и внешняя нагрузка передается только заклепками. Кроме этого будем считать, что деформации соединяемых деталей малы по сравнению с деформациями стержней заклепок. При указанных допущениях взаимный поворот соединяемых деталей будет происходить вокруг точки C . На этом основании точку C используют в качестве центра приведения внешней силы.

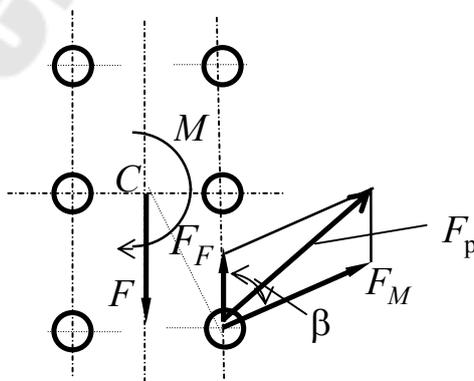


Рис. 3.5

После приведения внешней силы F в точку C задача расчета заклепочного соединения сводится к определению наиболее нагруженной заклепки от действия центральной силы F и вращающего момента M (рис. 3.5).

При упругой деформации заклепок действия силы F и момента M можно рассматривать независимо друг от друга.

Усилие на каждую заклепку от действия центральной силы F будет равно:

$$F_F = \frac{F}{z},$$

где z – число заклепок заклепочного соединения.

На наиболее нагруженную заклепку сила от вращающего момента M будет равна:

$$F_M = \frac{M \rho_{\max}}{\sum_{i=1}^z \rho_i^2} = \frac{F \left(L + e_1 + \frac{t_1}{2} \right) \rho_{\max}}{\sum_{i=1}^z \rho_i^2},$$

где ρ_i – расстояние от оси i -й заклепки до центра приведения C ; ρ_{\max} – максимальное расстояние от оси заклепки до центра приведения C .

Сила, действующая на наиболее нагруженную заклепку, определяется с использованием теоремы косинусов:

$$F_p = \sqrt{F_F^2 + F_M^2 + 2F_F F_M \cdot \cos \beta},$$

где β – угол между направлением силы F_F и направлением силы F_M .

Из рис. 3.5 следует, что

$$\rho_{\max} = \sqrt{t^2 + \left(\frac{t_1}{2} \right)^2} \quad \text{и} \quad \cos \beta = \frac{\frac{t_1}{2}}{\rho_{\max}}.$$

После определения наиболее нагруженной заклепки проверяют ее прочность по допускаемым напряжениям на срез и допускаемым напряжениям на смятие:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4F_p}{\pi d_o^2 i} \leq [\tau_{\text{ср}}]; \quad \sigma_{\text{см}} = \frac{F_p}{s_{\min} d_o} \leq [\sigma_{\text{см}}].$$

2. Пример расчета заклепочного соединения

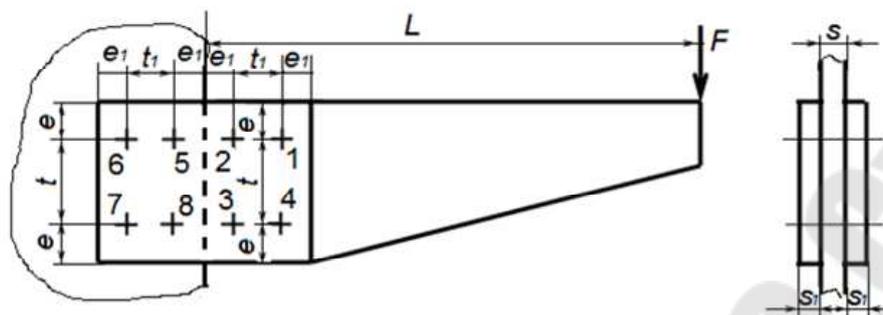


Рис. 3.6

Спроектировать заклепочное соединение и определить максимальную силу, которую можно приложить к кронштейну, по следующим данным:

- тип соединения – стыковое соединение с двумя накладками;
- тип шва – двухрядный;
- отверстия под заклепки – сверленные;
- общее число заклепок $z = 8$;
- толщина кронштейна $s = 10$ мм;
- длина кронштейна $L = 260$ мм;
- материал кронштейна и заклепок – сталь Ст3.

Решение

На основании условия задачи заклепочное соединение кронштейна к стойке будет иметь вид (рис. 3.6).

Определим геометрические параметры заклепочного шва:

диаметр заклепки: $d = 1,5s = 1,5 \cdot 16 = 24$ мм; принимаем $d = 24$ мм;

диаметр отверстия под заклепку при сверлении (табл. 3.1):
 $d_o = 25$ мм;

шаг для двухрядного шва с двумя накладками: $t = 6d = 6 \cdot 24 = 144$ мм;

расстояние t_1 между рядами заклепок в двухрядном шве: $t_1 = (2 \dots 3)d = (2 \dots 3)24 = 48 \dots 72$ мм; принимаем $t_1 = 60$ мм;

расстояние e от центра заклепки до края листа в направлении действующей силы в случае сверления отверстий: $e = 1,5d = 1,5 \cdot 24 = 36$ мм;

расстояние e_1 от центра заклепки до края листа в направлении, перпендикулярном линии действия силы: $e_1 = 1,5d = 1,5 \cdot 24 = 36$ мм.

Составим расчетную схему заклепочного соединения, учитывая, что при переносе силы F в центр тяжести стыка больший момент будет действовать на стык, образованный заклепками 5, 6, 7 и 8 (рис. 3.7).

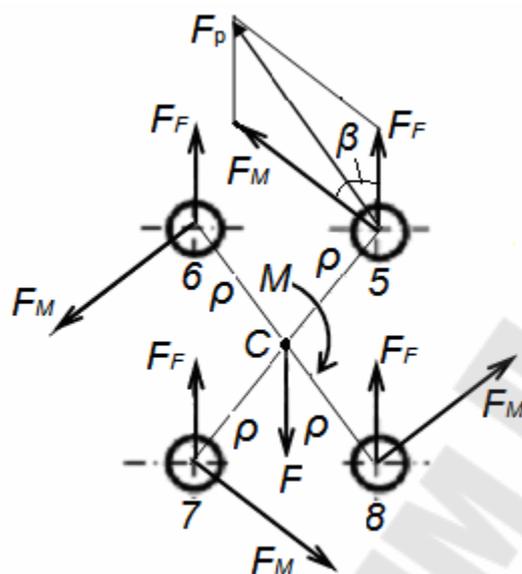


Рис. 3.7

Согласно расчетной схеме, наиболее нагруженными заклепками являются заклепки 5 и 8.

При переносе силы F возникающий момент будет равен:

$$M = F(L + e_1 + \frac{t_1}{2}) = (260 + 36 + \frac{60}{2})F = 326F \text{ Нмм.}$$

Сила F_F , воспринимаемая одной заклепкой:

$$F_F = \frac{F}{4} = 0,25F \text{ Н.}$$

Расстояние от центра тяжести стыка до оси заклепок:

$$\rho = \sqrt{\left(\frac{t}{2}\right)^2 + \left(\frac{t_1}{2}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{144}{2}\right)^2 + \left(\frac{60}{2}\right)^2} = 78 \text{ мм.}$$

Сила F_M , действующая на наиболее нагруженную заклепку 5, равна:

$$F_M = \frac{M\rho_{\max}}{\sum \rho_i^2} = \frac{M\rho}{4\rho^2} = \frac{M}{4\rho} = \frac{326F}{4 \cdot 78} = 1,045F \text{ Н.}$$

Косинус угла между направлениями напряжений τ'_F и τ'_M равен:

$$\cos\beta = \frac{t_1}{\rho} = \frac{60}{78} = 0,385.$$

Расчетная нагрузка, действующая на наиболее нагруженную заклепку 5, равна:

$$\begin{aligned} F_p &= \sqrt{F_F^2 + F_M^2 + 2F_F F_M \cdot \cos\beta} = \\ &= \sqrt{(0,25F)^2 + (1,045F)^2 + 2(0,25F)(1,045F)0,385} = 1,164F. \end{aligned}$$

Допускаемые напряжения для материалов кронштейна (табл. 3.2) и заклепки (табл. 3.3):

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{s} = \frac{240}{1,5} = 160 \text{ МПа}; [\tau_{cp}] = 0,9[\sigma_p] = 0,9 \cdot 160 = 144 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{cm}] = 2[\sigma_p] = 2 \cdot 160 = 320 \text{ МПа}.$$

Условие прочности на срез имеет вид:

$$\tau_{cp} = \frac{4F_p}{\pi d_o^2 i} = \frac{4 \cdot 1,164F}{\pi d_o^2 i} \leq [\tau_{cp}],$$

откуда допустимая сила из условия прочности на срез:

$$F = \frac{[\tau_{cp}] \pi d_o^2 i}{4 \cdot 1,164} = \frac{144 \cdot 3,14 \cdot 25^2 \cdot 2}{4 \cdot 1,164} = 121400 \text{ Н}.$$

Условие прочности на смятие имеет вид:

$$\sigma_{cm} = \frac{F_p}{s d_o} = \frac{1,164F}{s d_o} \leq [\sigma_{cm}],$$

откуда допустимая сила из условия прочности на смятие:

$$F' = \frac{[\sigma_{cm}] s d_o}{1,164} = \frac{320 \cdot 16 \cdot 25}{1,164} = 110000 \text{ Н}.$$

Определим максимальную силу, которую выдерживает кронштейн при условии, что его поперечное сечение ослаблено отверстиями под заклепку. Исходя из конструкции заклепочного соедине-

ния, наиболее опасным является сечение, проходящее через оси заклепок 5 и 8.

Изгибающий момент, действующий в сечении:

$$M_{\text{и}} = F(L + e_1) = F(260 + 36) = 296F.$$

Высота кронштейна в рассматриваемом сечении:

$$H = t + 2e = 144 + 2 \cdot 36 = 216 \text{ мм.}$$

Рассматриваемое поперечное сечение кронштейна имеет вид (рис. 3.8).

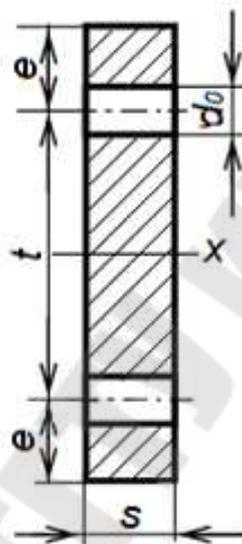


Рис. 3.8

Осевой момент инерции I_x сечения определим по зависимости

$$I_x = \frac{sH^3}{12} - 2sd_0 \left(\frac{t}{2} \right)^2 = \frac{16 \cdot 216^3}{12} - 2 \cdot 16 \cdot 25 \left(\frac{144}{2} \right)^2 = 9,29 \cdot 10^6 \text{ мм}^4.$$

Максимальное расстояние y_{max} от оси, проходящей через центр сечения до края сечения:

$$y_{\text{max}} = \frac{H}{2} = \frac{144}{2} = 72 \text{ мм.}$$

Момент сопротивления сечения W_x равен:

$$W_x = \frac{I_x}{y_{\text{max}}} = \frac{9,29 \cdot 10^6}{72} = 1,29 \cdot 10^5 \text{ мм}^3.$$

Условие прочности кронштейна по напряжениям изгиба:

$$\sigma_{и} = \frac{M_{и}}{W_x} = \frac{296F}{W_x} \leq [\sigma_p],$$

откуда допустимая сила F'' из условия прочности на изгиб кронштейна:

$$F'' = \frac{[\sigma_p]W_x}{296} = \frac{160 \cdot 1,29 \cdot 10^5}{296} = 69730 \text{ Н.}$$

Из приведенных расчетов следует, что максимально допустимая сила, которую можно приложить к кронштейну: $F_{\max} = F'' = 96730 \text{ Н.}$

3. Задача для самостоятельного решения

Спроектировать заклепочное соединение и определить максимальную силу, которую можно приложить к кронштейну по данным, приведенным в табл. 3.4 и 3.5.

Таблица 3.4

Вид заклепочного соединения

Номер варианта	Тип соединения	Вид шва	Материал деталей заклепочного соединения
1	Нахлесточное	Двухрядный	Сталь Ст2
2	Нахлесточное	Трехрядный	Сталь Ст3
3	Нахлесточное	Шахматный	Сталь Ст4
4	Нахлесточное	Двухрядный	Сплав АЛ-4
5	Нахлесточное	Трехрядный	Сплав АК-4
6	Нахлесточное	Шахматный	Сплав Д-16
7	Стыковое с одной накладкой	Двухрядный	Сталь 20
8	Стыковое с одной накладкой	Трехрядный	Сталь 15Х
9	Стыковое с одной накладкой	Шахматный	Сталь 20Х
10	Стыковое с двумя накладками	Двухрядный	Сталь Ст2
11	Стыковое с двумя накладками	Трехрядный	Сталь Ст3
12	Стыковое с двумя накладками	Шахматный	Сталь Ст4
13	Нахлесточное	Двухрядный	Сплав АЛ-4

Окончание табл. 3.4

Номер варианта	Тип соединения	Вид шва	Материал деталей заклепочного соединения
14	Нахлесточное	Трехрядный	Сплав АК-4
15	Нахлесточное	Шахматный	Сплав Д-16
16	Стыковое с одной накладкой	Двухрядный	Сплав АЛ-4
17	Стыковое с одной накладкой	Трехрядный	Сплав АК-4
18	Стыковое с одной накладкой	Шахматный	Сплав Д-16
19	Нахлесточное	Двухрядный	Латунь Л-68
20	Нахлесточное	Трехрядный	Сплав ВТ-3

Таблица 3.5

Исходные данные для расчета заклепочного соединения

Номер варианта	Способ изготовления отверстий	Общее число заклепок z	Толщина кронштейна и стойки s , мм	Длина кронштейна L , мм
1	Сверление	6	10	250
2	Сверление	9	12	260
3	Сверление	5	14	270
4	Продавливание	4	12	280
5	Продавливание	6	14	290
6	Продавливание	8	16	300
7	Продавливание	8	11	310
8	Продавливание	9	13	320
9	Продавливание	7	15	330
10	Сверление	6	12	340
11	Сверление	6	14	250
12	Сверление	8	16	260
13	Продавливание	8	12	270
14	Продавливание	9	14	280
15	Продавливание	5	16	290
16	Продавливание	4	10	300
17	Продавливание	6	12	310
18	Продавливание	8	14	320
19	Сверление	6	13	330
20	Сверление	9	15	340

Тема 4. Соединения для передачи крутящего момента

1. Теоретическая часть

К соединениям для передачи вращающего момента в первую очередь следует отнести шпоночные, шлицевые и штифтовые соединения.

Работоспособность этих соединений, как правило, оценивается после их конструктивной разработки. В случае не удовлетворения условиям работоспособности изменяют параметры соединения, его вид или переходят на другой способ соединения.

Шпоночные соединения. Шпоночные соединения разделяют на соединения ненапряженные и напряженные.

Наибольшее распространение получили ненапряженные шпоночные соединения, сочетающиеся с посадкой ступицы на вал с гарантированным натягом, которые обеспечивают хорошее центрирование и высокую работоспособность соединения.

В напряженных шпоночных соединениях создаются вводимым между валом и ступицей значительные нормальные силы, которые обеспечивают достаточное трение для передачи вращающего момента.

Как ненапряженные, так и напряженные шпоночные соединения проверяют по напряжениям смятия.

Стандартные шпонки изготавливают из специального сортамента среднеуглеродистой чистотянутой стали с пределом прочности $\sigma_B \geq 600$ МПа – чаще всего из сталей марок Ст.6, 45, 50.

Средние допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{см}]$ для шпоночных соединений приведены в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Средние значения допускаемых напряжений смятия $[\sigma_{см}]$ в МПа
для шпоночного соединения

Вид соединения	Материал ступицы	Характер нагрузки		
		спокойная	со слабыми толчками	ударная
Неподвижное	Сталь	150	100	50
	Чугун	80	53	27
Подвижное	Сталь	50	40	30

Примечание. При реверсивной нагрузке $[\sigma_{см}]$ снижают в 1,5 раза.

Рассмотрим условия прочности на смятие для различных шпоночных соединений.

Соединение призматической шпонкой (рис. 4.1). Эти шпонки имеют прямоугольное поперечное сечение. Размеры этих сечений шпонок и пазов (табл. 4.2) регламентированы ГОСТом 24068–80.

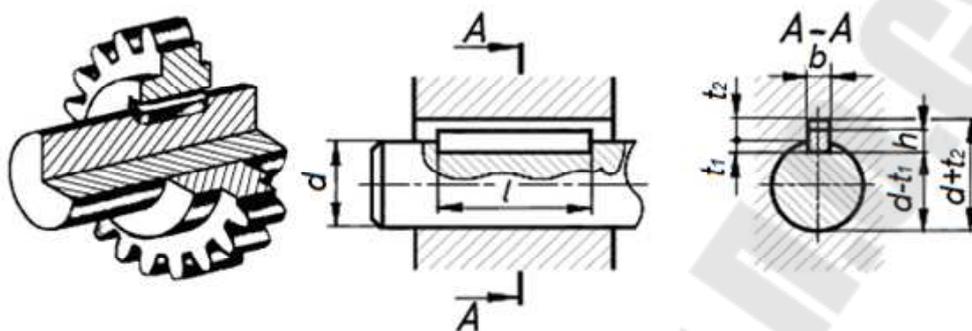


Рис. 4.1

Расчету на прочность подлежит выступающая из вала часть высоты шпонки. При расчете принимается, что сила давления ступицы на шпонку равномерно распределена как по высоте, так и по длине шпонки.

Прочность на смятие определяется из условия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{dl_p(h-t_1)} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где T – вращающий момент, передаваемый валом; d – диаметр вала; l_p – расчетная длина шпонки; h – высота шпонки; t_1 – глубина шпоночного паза в валу.

Таблица 4.2

Размеры призматических шпонок в мм

Диаметр вала d	Сечение шпонки		Глубина паза		Длина шпонки l
	b	h	вала t_1	ступицы	
Свыше 22 до 30	8	7	4,0	2,4	18...90
Свыше 30 до 38	10	8	5,0	2,4	22...110
Свыше 38 до 44	12	8	5,0	2,4	28...140
Свыше 44 до 50	14	9	5,5	2,9	36...160
Свыше 50 до 58	16	10	6,0	3,4	45...180

Диаметр вала d	Сечение шпонки		Глубина паза		Длина шпонки l
	b	h	вала t_1	ступицы	
Свыше 58 до 65	18	11	7,0	3,4	50...200
Свыше 65 до 75	20	12	7,5	3,9	56...220
Свыше 75 до 85	22	14	9,0	4,4	63...250
Свыше 85 до 95	25	14	9,0	4,4	70...280

Примечание. Длины шпонок выбирают из ряда: 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200.

Соединение сегментной шпонкой (рис. 4.2). Эти шпонки имеют прямоугольное поперечное сечение. Размеры этих сечений шпонок и пазов (табл. 4.3) регламентированы ГОСТом 24071–80.

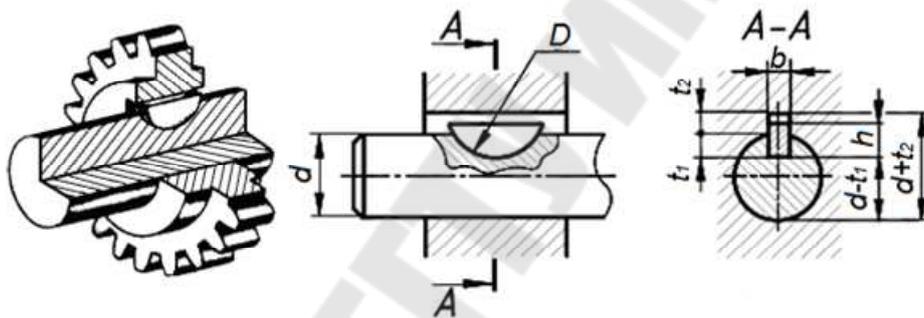


Рис. 4.2

Заглубление сегментной шпонки и ее форма в виде сегмента прямого кругового цилиндра позволяет устанавливать шпонку в паз вала без натяга, что облегчает сборку соединения.

Ослабление сечения вала шпоночным пазом ограничивает применение сегментных шпонок для передачи вращательного движения. Они применяются на малонагруженных изгибающими моментами участках вала при его диаметре $d \leq 44$ мм.

Прочность на смятие определяется из условия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{dl_p(h - t_1)} \leq [\sigma_{\text{см}}].$$

Необходимые размеры сегментных шпонок приведены в табл. 4.3.

Таблица 4.3

Размеры сегментных шпонок и пазов, мм

Диаметр вала d	Размеры шпонки, $b \times h \times D$	Расчетная длина l_p	Шпоночный паз		
			ширина b	глубина, мм	
				вал t_1	втулка t_2
Свыше 16 до 18	5×6,5×16	15,7	5,0	4,5	2,3
Свыше 18 до 20	5×7,5×19	18,6	5,0	5,5	2,3
Свыше 20 до 22	5×9,0×22	21,6	5,0	7,0	2,3
Свыше 22 до 25	6×9,0×22	21,6	6,0	6,5	2,8
Свыше 25 до 28	6×10×25	24,5	6,0	7,5	2,8
Свыше 28 до 32	8×11×28	27,3	8,0	8,0	3,3
Свыше 32 до 38	10×13×32	31,4	10,0	10,0	3,3

Соединение цилиндрической шпонкой. Размеры цилиндрических шпонок регламентированы ГОСТом 3128–70 и приведены в табл. 4.4. Эти шпонки применяют только при расположении ступицы на конце вала (рис. 4.3), преимущественно на валах малой длины.

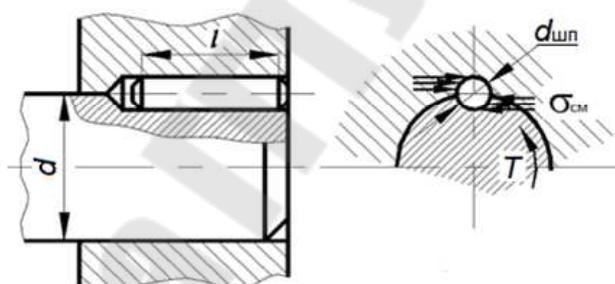


Рис. 4.3

Таблица 4.4

Размеры цилиндрических шпонок в мм

Диаметр $d_{шп}$	Размер фаски f	Длина l	Диаметр $d_{шп}$	Размер фаски f	Длина l
4	0,63	от 8 до 80	10	2	от 18 до 160
5	0,8	от 10 до 100	12	2,5	от 20 до 160
6	1,2	от 12 до 120	16	3	от 26 до 280
8	1,6	от 16 до 160	20	3,5	от 35 до 280

Примечание. 1. Длины цилиндрических шпонок выбирать из следующего ряда длин: 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 35; 40.

При расчете на прочность цилиндрических шпонок принимается, что силы давления вала на шпонку и шпонки на ступицу распределены по дугам давления косинусоидально, а по длине шпонки – равномерно.

Условие прочности по напряжениям смятия:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{5T}{dd_{\text{шп}}l} \leq [\sigma_{\text{см}}].$$

Соединение клиновой врезной шпонкой (рис. 4.4) характеризуется тем, что впадина паза на валу не имеет уклона относительно оси вала, а впадина паза в ступице имеет по длине уклон относительно оси, соответствующий уклону клина, т. е. 1 : 100. Они не применяются в точном машиностроении и в ответственных соединениях, так как вызывают радиальные смещения оси ступицы по отношению к оси вала и не обеспечивают необходимой прочности соединения при реверсивном движении.

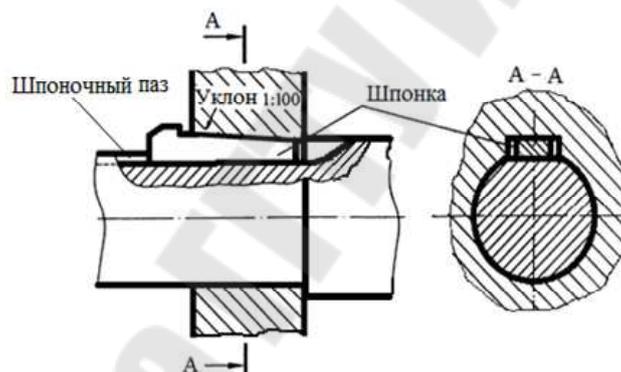


Рис. 4.4

Условие прочности соединения врезной клиновой шпонки на смятие имеет вид:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{12T}{bl_p(b + 6fd)} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где $l_p = l_{\text{ст}} - 10$ – расчетная длина шпонки; $f = 0,15 \dots 0,20$ – коэффициент трения на контактной поверхности шпонки с пазом на валу.

Размеры клиновых шпонок регламентированы ГОСТом 24068–80, а необходимые их размеры для расчета приведены в табл. 4.5.

Размеры клиновых шпонок в мм

Диаметр вала d	Сечение шпонки $b \times h$	Длина шпонки	Диаметр вала d	Сечение шпонки $b \times h$	Длина шпонки
Свыше 22 до 30	8×7	18...90	Свыше 58 до 65	18×11	50...200
Свыше 30 до 38	10×8	22...110	Свыше 65 до 75	20×12	56...220
Свыше 38 до 44	12×8	28...140	Свыше 75 до 85	22×14	63...250
Свыше 44 до 50	14×9	36...160	Свыше 85 до 95	25×14	70...280
Свыше 50 до 58	16×10	45...180	Свыше 95 до 110	28×16	80...320

Соединение шпонкой на лыске (рис. 4.5) характеризуется тем, что вместо паза на валу выполняется плоский срез (лыска). Такая обработка значительно меньше ослабевает вал. Эти соединения применяются в соединениях, передающих небольшие нагрузки в не очень точных механизмах.

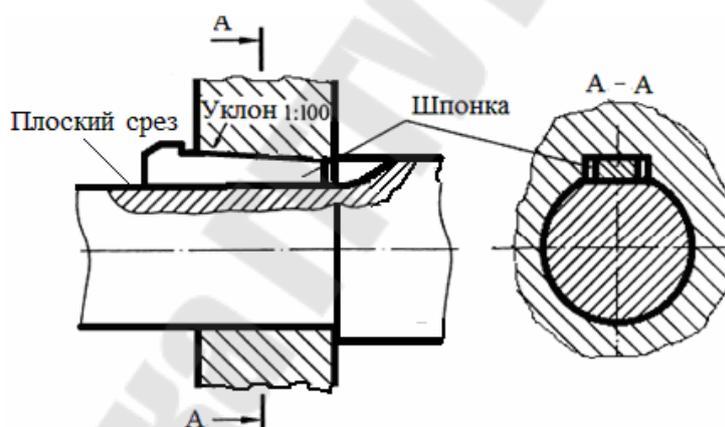


Рис. 4.5

Условие прочности на смятие соединения шпонкой на лыске имеет вид, как и для врезной клиновой шпонки:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{12T}{bl_p(b + 6fd)} \leq [\sigma_{\text{см}}].$$

Необходимые размеры шпонки для расчета принимают в соответствии с табл. 4.5.

Соединение фрикционной шпонкой (рис. 4.6) характеризуется тем, что грань фрикционной шпонки, которая соприкасается с валом,

выполняется в виде цилиндрической поверхности, радиус которой равен радиусу вала. Она требует лишь паза в ступице устанавливаемой детали с уклоном 1 : 100.

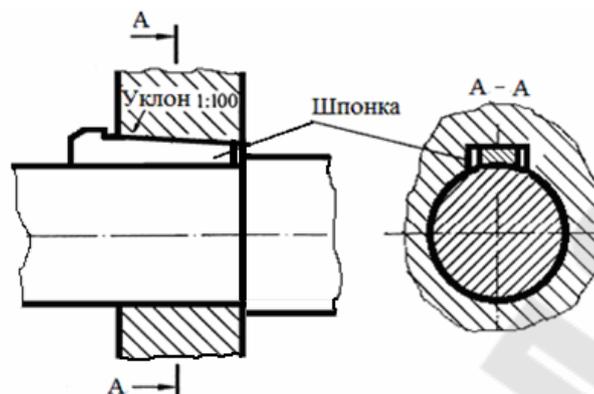


Рис. 4.6

Такая обработка не ослабевает вал. Эти соединения применяются в соединениях, передающих небольшие нагрузки в не очень точных механизмах.

Условие прочности соединения фрикционной шпонкой на смятие определяется зависимостью

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{T}{bl_p f'd} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где $f' = 0,13...0,18$ – приведенный коэффициент трения на контактной поверхности шпонки с валом.

Соединение тангенциальной шпонкой (рис. 4.7) состоит из двух односкосных клиньев, прижатых друг к другу скошенными гранями. Узкие грани шпонки параллельны и являются рабочими. Параллельность рабочих граней позволяет изготавливать пазы на валу и в ступице без уклона.

При расчете на прочность соединения тангенциальной шпонкой принимается, что вся нагрузка со стороны ступицы на шпонку воспринимается ее узкой гранью.

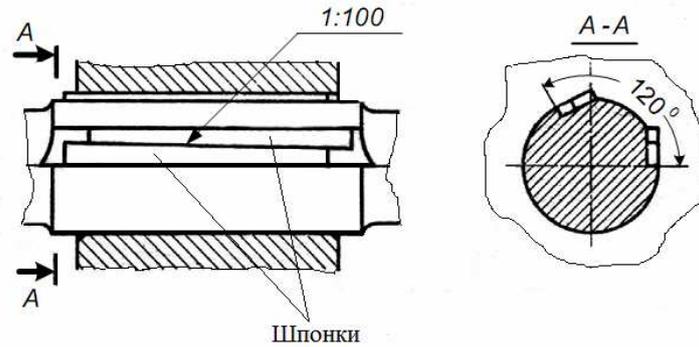


Рис. 4.7

Условие прочности по напряжениям смятия имеет вид:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{(t-f)l_p(d-t)} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где t – толщина шпонки; f – размер фаски.

Размеры сечений шпонок и пазов регламентированы ГОСТом 24069–80, а необходимые для расчета приведены в табл. 4.6.

Таблица 4.6

Размеры тангенциальных шпонок в мм

Диаметр d	Толщина t	Фаска $f \times 45^\circ$		Диаметр	Толщина t	Фаска $f \times 45^\circ$	
		не менее	не более			не менее	не более
60	7	0,6	0,8	80	8	0,6	0,8
63	7	0,6	0,8	85	8	0,6	0,8
65	7	0,6	0,8	90	8	0,6	0,8
70	7	0,6	0,8	95	9	0,6	0,8
71	8	0,6	0,8	100	9	0,6	0,8
75	8	0,6	0,8	110	9	0,6	0,8

Шлицевые соединения. По форме шлицов различают шлицевые соединения с прямобочным, эвольвентным и треугольным профилем (рис. 4.8). Наибольшее распространение получили соединения с прямобочным профилем шлица, размеры которых регламентированы ГОСТом 1139–80 и приведены в табл. 4.7.

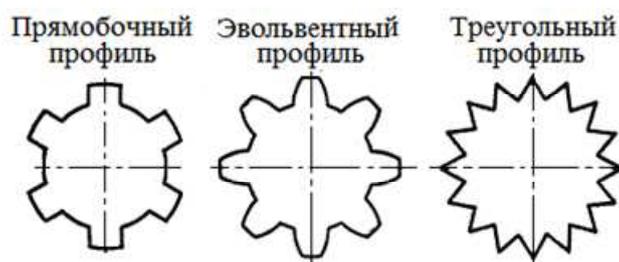


Рис. 4.8

Смятие и изнашивание рабочих поверхностей соединения связаны с действующими на контактирующих поверхностях напряжениями. Соединения, нагруженные только крутящим моментом, на износ не рассчитывают.

Таблица 4.7

Размеры прямобочных шлицевых соединений, мм

Номинальный размер $z \times d \times D$	Число зубьев z	d	D	b	f
<i>Легкая серия</i>					
6 x 23 x 26	6	23	26	6	0,3
6 x 26 x 30	6	26	30	6	0,3
6 x 28 x 32	6	28	32	7	0,3
8 x 32 x 36	8	32	36	6	0,4
8 x 36 x 40	8	36	40	7	0,4
8 x 42 x 46	8	42	46	8	0,4
8 x 46 x 50	8	46	50	9	0,4
8 x 52 x 58	8	52	58	10	0,5
8 x 56 x 62	8	56	62	10	0,5
8 x 62 x 68	8	62	68	12	0,5
<i>Средняя серия</i>					
6 x 23 x 28	6	23	28	6	0,3
6 x 26 x 32	6	26	32	6	0,4
6 x 28 x 34	6	28	34	7	0,4
8 x 32 x 38	8	32	38	6	0,4
8 x 36 x 42	8	36	42	7	0,4
8 x 42 x 48	8	42	48	8	0,4
8 x 46 x 54	8	46	54	9	0,5
8 x 52 x 60	8	52	60	10	0,5

Номинальный размер $z \times d \times D$	Число зубьев z	d	D	b	f
8 x 56 x 65	8	56	65	10	0,5
8 x 62 x 72	8	62	72	12	0,5
<i>Тяжелая серия</i>					
10 x 21 x 26	10	21	26	3	0,3
10 x 23 x 29	10	23	29	4	0,3
10 x 26 x 32	10	26	32	4	0,4
10 x 28 x 35	10	28	35	4	0,4
10 x 32 x 40	10	32	40	5	0,4
10 x 36 x 45	10	36	45	5	0,4
10 x 42 x 52	10	42	52	6	0,4
10 x 46 x 56	10	46	56	7	0,5
16 x 52 x 60	16	52	60	5	0,5
16 x 56 x 65	16	56	65	5	0,5
16 x 62 x 72	16	62	72	6	0,5

При сложной нагрузке применяют приближенный расчет, основанный на ограничении напряжений смятия. Условие прочности в этом случае имеет вид:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d_{\text{ср}} z h_p l \psi} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где T – расчетный вращающий момент; $d_{\text{ср}}$ – средний диаметр; z – число шлицов; h_p – рабочая высота шлица; $\psi = 0,7 \dots 0,8$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между шлицами; $[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемое напряжение смятия.

Для шлицевого соединения с прямоблочным профилем имеем:

$$d_{\text{ср}} = \frac{D + d}{2}; \quad h_p = \frac{D - d}{d} - 2f.$$

Допускаемые значения $[\sigma_{\text{см}}]$ для изделий общего машиностроения и подъемно-транспортных устройств, рассчитанных на длительный срок службы, приведены в табл. 4.8.

Допускаемые напряжения смятия [$\sigma_{см}$]

Тип соединения	Условия эксплуатации	[$\sigma_{см}$], МПа	
		$\leq HB350$	$\geq HRC 40$
Неподвижное	Тяжелые	35...50	40...70
	Средние	60...100	100...140
	Легкие	80...120	120...200

Штифтовые соединения. Штифтовые соединения (рис. 4.9) применяются в конструкциях для жесткого соединения деталей, а также в качестве координирующих элементов. Из всего многообразия штифтов наибольшее распространение получили гладкие штифты, которые бывают двух видов: цилиндрические и конические. Цилиндрический или конический штифт служит для неподвижного соединения деталей или для передачи небольших нагрузок. Конусность конических штифтов 1 : 50.

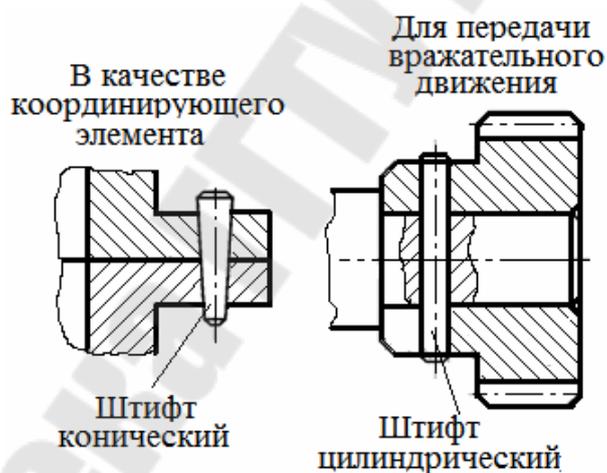
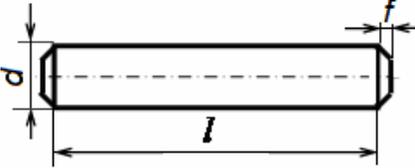
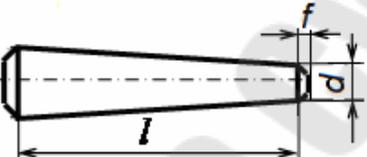


Рис. 4.9

Размеры штифтов приведены в табл. 4.9.

Размеры штифтов в мм

Цилиндрический штифт ГОСТ3128–70			Конический штифт ГОСТ 3129–70		
					
Диаметр <i>d</i>	Размер фаски <i>f</i>	Длина <i>l</i>	Диаметр <i>d</i>	Размер фаски <i>f</i>	Длина <i>l</i>
6	1,2	от 12 до 120	6	1,0	от 20 до 110
8	1,6	от 16 до 160	8	1,2	от 22 до 140
10	2	от 18 до 160	10	1,6	от 26 до 180
12	2,5	от 20 до 160	12	1,6	от 32 до 220
16	3	от 26 до 280	16	2,0	от 40 до 280
20	3,5	от 35 до 280	20	2,5	от 45 до 280
25	4	от 50 до 280	25	3	от 50 до 280
30	5	от 60 до 280	30	4	от 55 до 280
40	6,3	от 85 до 280	40	5	от 60 до 280
50	8	от 140 до 280	50	6,3	от 65 до 280

Условие прочности штифтового соединения цилиндрическим штифтом на срез имеет вид:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{8T}{d\pi d_{\text{шт}}^2 zi} \leq [\tau_{\text{ср}}],$$

где T – вращающий момент; d – диаметр вала; $d_{\text{шт}}$ – диаметр штифта; z – число штифтов; i – число плоскостей среза; $[\tau_{\text{ср}}]$ – допускаемое напряжение на срез (табл. 4.10).

Значения допускаемого напряжения на срез $[\tau_{ср}]$

Материал штифта	$[\tau_{ср}]$, МПа		
	Условия эксплуатации		
	легкие	средние	тяжелые
Ст.3	50	30	25
Ст.4	60	36	30
Ст.5	72	42	36
Ст.6	95	50	42
Ст.7	100	60	50

2. Пример расчета шпоночного соединения

Подобрать клиновую врезную шпонку для соединения зубчатого колеса с валом (рис. 4.10) и проверить ее на прочность, если модуль зубчатого колеса $m = 3$ мм, число зубьев $z = 60$, окружная сила в зацеплении $F_t = 2000$ Н, диаметр вала $d = 40$ мм. Материал зубчатого колеса – чугун СЧ20, нагрузка со слабыми толчками.

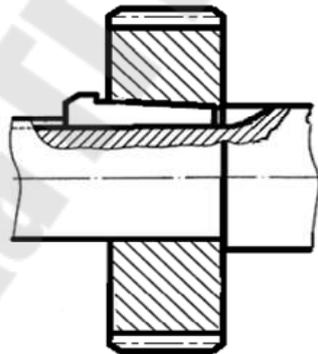


Рис. 4.10

Решение

Для вала диаметром $d = 40$ мм в соответствии с табл. 4.5 имеем следующие расчетные размеры поперечного сечения шпонки: $b \times h = 12 \times 8$ мм.

Длина ступицы зубчатого колеса:

$$l_{ст} = 1,5d = 1,5 \cdot 40 = 60 \text{ мм.}$$

Расчетная длина клиновой врезной шпонки:

$$l_p = l_{ст} - 10 = 60 - 10 = 50 \text{ мм.}$$

Принимаем коэффициент на контактной поверхности шпонка-вал $f = 0,18$.

Вращающий момент на валу зубчатого колеса:

$$T = \frac{F_t d_w}{2} = \frac{F_t m z}{2} = \frac{2000 \cdot 3 \cdot 60}{2} = 180000 \text{ Нмм.}$$

На основании табл. 4.1 допускаемое напряжение смятия на контактной поверхности $[\sigma_{см}] = 53 \text{ МПа}$.

Напряжение смятие в соединении:

$$\sigma_{см} = \frac{12T}{bl_p(b + 6fd)} = \frac{2 \cdot 180000}{12 \cdot 50(12 + 6 \cdot 0,18 \cdot 40)} = 10,87 \text{ МПа.}$$

Так как $\sigma_{см} < [\sigma_{см}]$, то условие прочности выполняется.

3. Задачи для самостоятельного решения

Задачи для самостоятельного решения представлены на стенде кафедры.

Тема 5. Соединения с натягом

1. Теоретическая часть

Надежность соединения с натягом в основном зависит от величины натяга, который принимается в соответствии с выбранной посадкой.

Требуемая величина натяга рассчитывается из условия, чтобы силы трения, возникающие на поверхности контакта соединяемых деталей, полностью противодействовали внешним нагрузкам, действующим на соединения с натягом.

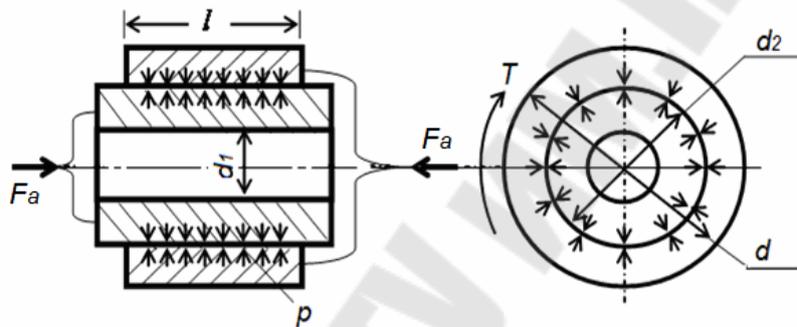


Рис. 5.1

Для обеспечения требуемой относительной неподвижности соединяемых деталей с цилиндрическими контактными поверхностями (рис. 5.1) требуемое удельное давление на поверхности соединяемых деталей определяют по зависимостям:

– при нагружении соединении осевой силой F_a :

$$p \geq \frac{F_a k_{\text{сц}}}{f \pi d l};$$

– при нагружении вращающим моментом T :

$$p \geq \frac{2 T k_{\text{сц}}}{f \pi d^2 l};$$

– при совместном действии осевой силы F_a и вращающего момента T :

$$p \geq \frac{k_{\text{сц}}}{f\pi dl} \sqrt{\left(\frac{2T}{d}\right)^2 + F_a^2},$$

где d, l – диаметр и длина контактируемых поверхностей; p – давление на контактной поверхности; f – коэффициент трения (табл. 5.1); $k_{\text{сц}} = 2...4,5$ – коэффициент запаса сцепления.

Большее значение коэффициента запаса сцепления $k_{\text{сц}}$ принимают при действии на охватываемую деталь знакопеременных напряжений изгиба.

Таблица 5.1

Коэффициент трения на сопряженных поверхностях

Материал деталей	Сборка прессованием	Сборка нагревом
Сталь – сталь	0,08	0,14
Сталь – чугун	0,07	0,12
Сталь – бронза	0,05	0,07
Чугун – латунь	0,05	0,07

Расчетный натяг N_p в зависимости от вида нагружения определяется по зависимости

$$N_p = pd \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right),$$

где $c_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1$; $c_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2$; E_1, E_2 – модули упругости соединяемых деталей (табл. 5.2); d – посадочный диаметр; d_1 – диаметр отверстия охватываемой детали (для вала сплошного сечения $d_1 = 0$); d_2 – наружный диаметр охватывающей детали (наружный диаметр ступицы); μ_1, μ_2 – модули упругости соединяемых деталей (табл. 5.2).

Таблица 5.2

Механические характеристики материалов

Материал детали	Модуль упругости E , МПа	Коэффициент Пуассона	Коэффициент линейного расширения α , 1/град
Сталь	$(2,1...2,2)10^5$	0,3	$12 \cdot 10^{-6}$

Материал детали	Модуль упругости E , МПа	Коэффициент Пуассона	Коэффициент линейного расширения α , 1/град
Чугун	$(1,2...1,4)10^5$	0,25	$10,5 \cdot 10^{-6}$
Бронза	$(1,0...1,1)10^5$	0,33	$17 \cdot 10^{-6}$

Минимальный допустимый натяг N_{\min} , необходимый для передачи нагрузки:

$$[N_{\min}] = N_p + u + \delta_t,$$

где $u = 1,2(R_{z1} + R_{z2}) = k_1 R_{a1} + k_2 R_{a2}$ – поправка на обмятие микронеровностей; R_{z1}, R_{z2} – высоты неровностей сопрягаемых поверхностей; R_{a1}, R_{a2} – средние арифметические отклонения профиля сопрягаемых поверхностей, мкм (табл. 5.3); k_1, k_2 – коэффициенты: при $R_a > 1,25$ мкм $k = 5$, при $R_a < 1,25$ $k = 6$; $\delta_t = 10^3 d(t - t_0)(\alpha_2 - \alpha_1)$.

Таблица 5.3

Среднее арифметическое отклонение профиля

Интервалы размеров сопрягаемых поверхностей, мм	Вал			Отверстие		
	Квалитет					
	6,7	8	9	6,7	8	9
	R_{a1} , мкм			R_{a2} , мкм		
Свыше 18 до 50	0,8		1,6	0,8	1,6	3,2
Свыше 50 до 120	0,8	1,6		1,6		3,2
Свыше 120 до 500	1,6	3,2		1,6	3,2	

Максимальный натяг, из условия прочности охватываемой детали:

$$[N_{\max}] = \frac{[p]_{\max} N_p}{p} + u,$$

где $[p]_{\max}$ – максимальное давление, допускаемое прочностью охватываемой детали.

$$[p]_{\max} = \frac{\sigma_{T2}}{2} \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right],$$

где σ_{T2} – предел текучести материала охватываемой детали.

Пределы текучести некоторых материалов приведены в табл. 5.4.

Таблица 5.4

Предел текучести σ_T

Материал	σ_T , МПа	Материал	σ_T , МПа
Сталь 35Л	280	Бронза БрО10Ф1	200
Сталь Ст5	280	Бронза БрА9Ж3Л	200
Сталь 45	550...650	Бронза БрО5Ц5С5	90
Сталь 40Х	650...750	Латунь ЛЦ23А6Ж3Мц2	240
Чугун СЧ39	149	Алюминиевый сплав Д16	330

Примечание. Для чугуна приведено значение условного предела текучести при растяжении.

По значениям $[N_{\min}]$ и $[N_{\max}]$ из табл. 5.5 выбираем посадку, удовлетворяющую условиям:

$$N_{\min} \geq [N_{\min}], \quad N_{\max} \leq [N_{\max}].$$

Обычно сборку осуществляют прессованием или нагревом охватываемой детали (или охлаждением охватываемой).

Температуру нагрева охватываемой детали, необходимую для сборки, определяют по зависимости

$$t_2 = 20^\circ + \frac{N_{\max} + z_c}{\alpha_2 d \cdot 10^3} \leq [t],$$

где N_{\max} – наибольший натяг выбранной посадки; z_c – зазор, необходимый для свободного соединения деталей (табл. 5.6), $[t]$ – допустимая температура нагрева.

Допустимая температура нагрева, при которой не происходят структурные изменения материала: для стали – $[t] = 220...250$ °С; для бронзы – $[t] = 159...200$ °С.

Температура охлаждения охватываемой детали, необходимая для сборки, определяется из выражения

$$t_2 = 20^\circ - \frac{N_{\max} + z_c}{\alpha_1 d \cdot 10^3}.$$

Таблица 5.5

Значение натягов $\frac{N_{\min}}{N_{\max}}$ для посадок

Интервал диаметров, мм	$\frac{N_{\min}}{N_{\max}}$, мкм									
	$\frac{H7}{r6}$	$\frac{H8}{s7}$	$\frac{H7}{s6}$	$\frac{H7}{s7}$	$\frac{H7}{t6}$	$\frac{H8}{u8}$	$\frac{H7}{u7}$	$\frac{H8}{x8}$	$\frac{H8}{z8}$	$\frac{H8}{za7}$
Свыше 30 до 40	$\frac{15}{44}$	$\frac{13}{59}$	$\frac{24}{53}$	$\frac{25}{61}$	$\frac{29}{58}$	$\frac{32}{88}$	$\frac{42}{78}$	$\frac{52}{108}$	$\frac{84}{140}$	$\frac{120}{175}$
Свыше 40 до 50	$\frac{15}{44}$	$\frac{13}{59}$	$\frac{24}{53}$	$\frac{25}{61}$	$\frac{35}{64}$	$\frac{42}{98}$	$\frac{52}{88}$	$\frac{69}{125}$	$\frac{108}{164}$	$\frac{152}{207}$
Свыше 50 до 65	$\frac{18}{53}$	$\frac{18}{72}$	$\frac{30}{65}$	$\frac{32}{74}$	$\frac{43}{78}$	$\frac{55}{119}$	$\frac{66}{108}$	$\frac{90}{154}$	$\frac{140}{204}$	$\frac{193}{258}$
Свыше 65 до 80	$\frac{20}{55}$	$\frac{24}{78}$	$\frac{36}{71}$	$\frac{38}{80}$	$\frac{52}{87}$	$\frac{70}{134}$	$\frac{81}{123}$	$\frac{114}{178}$	$\frac{178}{242}$	$\frac{241}{306}$
Свыше 80 до 100	$\frac{24}{65}$	$\frac{29}{93}$	$\frac{44}{85}$	$\frac{46}{96}$	$\frac{64}{105}$	$\frac{86}{162}$	$\frac{99}{149}$	$\frac{140}{216}$	$\frac{220}{296}$	$\frac{297}{373}$
Свыше 100 до 120	$\frac{27}{68}$	$\frac{37}{101}$	$\frac{52}{93}$	$\frac{54}{104}$	$\frac{77}{118}$	$\frac{106}{182}$	$\frac{119}{169}$	$\frac{17}{24}$	$\frac{272}{348}$	$\frac{362}{438}$
Свыше 120 до 140	$\frac{32}{79}$	$\frac{43}{117}$	$\frac{61}{108}$	$\frac{64}{120}$	$\frac{91}{138}$	$\frac{126}{214}$	$\frac{142}{193}$	$\frac{204}{292}$	$\frac{320}{410}$	$\frac{425}{514}$
Свыше 140 до 160	$\frac{34}{81}$	$\frac{51}{125}$	$\frac{69}{116}$	$\frac{72}{128}$	$\frac{103}{150}$	$\frac{155}{243}$	$\frac{171}{227}$	$\frac{236}{324}$	$\frac{370}{460}$	$\frac{490}{579}$
Свыше 160 до 180	$\frac{37}{84}$	$\frac{59}{133}$	$\frac{77}{124}$	$\frac{80}{136}$	$\frac{115}{162}$	$\frac{166}{254}$	$\frac{182}{238}$	$\frac{266}{354}$	$\frac{420}{510}$	$\frac{555}{644}$
Свыше 180 до 200	$\frac{41}{95}$	$\frac{66}{152}$	$\frac{86}{140}$	$\frac{89}{155}$	$\frac{130}{184}$	$\frac{185}{287}$	$\frac{203}{269}$	$\frac{299}{401}$	$\frac{469}{571}$	$\frac{619}{721}$

Таблица 5.6

Значение зазора 1

Диаметр соединения d , мм	Зазор z_c , мкм
Свыше 30 до 80	10
Свыше 80 до 180	15
Свыше 180 до 400	20

2. Задачи для самостоятельного решения

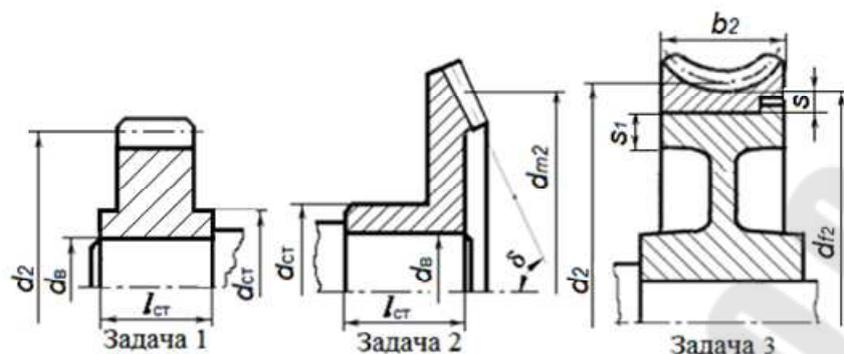


Рис. 5.2

Задача 1. Косозубое цилиндрическое зубчатое колесо, имеющее нормальный модуль $m = 3$ мм, установлено с натягом на валу диаметром d_b тепловым способом. Требуется определить посадку для соединения, если оно нагружено вращающим момента T и осевой силой F_a , действующей на зубчатое колесо. Данные для расчета приведены в табл. 5.7.

Таблица 5.7

Исходные данные к задаче 1

Номер варианта	Материал		T Нм	z	β_b , град	d_b , мм	R_{a1} , мкм	R_{a2} , мкм
	Вала	Ступицы						
1	Сталь 45	Сталь 35Л	100	30	8°	40	0,8	0,8
2	Сталь 45	Чугун СЧ30	110	35	12°	44	0,8	1,6
3	Сталь 40Х	БрО10Ф1	120	40	14°	50	0,8	3,2
4	Сталь 40Х	Чугун СЧ30	130	34	15°	42	1,6	0,8
5	Сталь 45	БрА9ЖЗЛ	140	36	16°	46	1,6	1,6
6	Сталь 45	БрО5Ц5С5	150	38	18°	48	1,6	3,2
7	Сталь 40Х	БрО5Ц5С5	160	42	20°	52	3,2	3,2

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos \beta_b} z; F_t = \frac{2T}{d_2}; F_a = F_t \operatorname{tg} \beta_b; l_{ct} = 1,5d_b; d_{ct} = 1,6d$$

Задача 2. Коническое зубчатое колесо, имеющее внешний модуль $m_e = 3$ мм, установлено с натягом на валу диаметром d_b механическим способом. Требуется определить посадку соединения для пе-

редачи вращающего момента T и осевой силы F_a , действующей на колесо. Угол зацепления $\alpha_w = 20^\circ$. Данные для расчета приведены в табл. 5.8.

Таблица 5.8

Исходные данные к задаче 2

Номер варианта	Материал		T , Нм	z	δ , град	d_B , мм	R_{a1} , мкм	R_{a2} , мкм
	вала	ступицы						
1	Сталь 45	Чугун СЧ30	100	60	8°	40	0,8	0,8
2	Сталь 35Л	Чугун СЧ30	110	50	12°	45	08	1,6
3	Сталь 40Х	БрО10Ф1	120	48	14°	50	0,8	3,2
4	Сталь 40Х	Чугун СЧ30	130	56	15°	42	1,6	0,8
5	Сталь 45	БрА9Ж3Л	140	64	16°	46	1,6	1,6
6	Сталь 35Л	БрО5Ц5С5	150	68	18°	48	1,6	3,2
7	Сталь 40Х	БрО5Ц5С5	160	72	20°	52	3,2	3,2

$$d_e = m_e z; R_e = \frac{d_e}{2 \cdot \sin \delta}; b = 0,3 R_e; R_m = R_e - 0,5 b; m_m = m_e \frac{R_m}{R_e};$$

$$d_m = m_m z; F_t = \frac{2T}{d_{m2}}; F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \sin \delta; l_{CT} = 1,5 d_B; d_{CT} = 1,6 d$$

Задача 3. Венец червячного колеса с натягом установлен на центре червячного колеса. Требуется определить посадку соединения для передачи вращающего момента T_2 и осевой силы F_{a2} , действующей на колесо. Модуль и коэффициент диаметра двухзаходного червяка, соответственно, равны $m = 5$ и $q = 10$. Частота вращения червяка $n_1 = 700$ об./мин. Данные для расчета приведены в табл. 5.9.

Таблица 5.9

Исходные данные к задаче 3

Номер варианта	Материал		P_1 , кН	z_2	s , мм	s_1 , мм	R_{a1} , мкм	R_{a2} , мкм
	Центр	Венец						
1	Сталь 45	Сталь 35Л	2,0	60	$2m$	1,2S	0,8	0,8
2	Сталь 45	Чугун СЧ30	2,2	50			08	1,6
3	Сталь 40Х	БрО10Ф1	2,4	48			0,8	3,2
4	Сталь 40Х	Чугун СЧ30	2,5	56			1,6	0,8
5	Сталь 45	БрА9Ж3Л	2,6	64			1,6	1,6

Окончание табл. 5.9

Номер варианта	Материал		P_1 , кН	z_2	s , мм	s_1 , мм	R_{a1} , мкм	R_{a2} , мкм
	Центр	Венец						
6	Сталь 45	БрО5Ц5С5	2,8	68			1,6	3,2
7	Сталь 40Х	БрО5Ц5С5	3,0	72			3,2	3,2
$P_2 = P_1 \eta; \eta = 0,9 \left(1 - \frac{u}{200} \right); u = \frac{z_2}{z_1}; T = 9550 \frac{P}{n}; F_{a2} = F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1};$ $d_1 = mq; d_2 = mz_2; d_{f2} = d_2 - 2,4m; b_2 = 0,75d_{a1}; d_{a1} = d_1 + 2m$								

Литература

1. Биргер, И. Р. Расчет на прочность деталей машин / И. Л. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – М., 1979.
2. Гриценко, П. А. Курс лекций по деталям машин : пособие / П. А. Гриценко. – Мозырь : МГПУ, 2005. – 183 с.
3. Гузенков, П. Г. Детали машин / П. Г. Гузенков. – М. : Высш. шк., 1986. – 359 с.
4. Гуревич, Ю. Е. Расчеты деталей машин : учеб. пособие / Ю. Е. Гуревич, Б. Я. Выбор. – М. : Станкин, 2003. – 234 с.
5. Детали машин в примерах и задачах / С. Н. Ничипорчик, [и др.]. – Минск : Высш. шк., 1981. – 432 с.
6. Бельков, В. Н. Детали машин и основы конструирования. Передачи : учеб. пособие / В. Н. Бельков, Н. В. Захарова. – Омск : Изд-во ОмГТУ, 2010. – 164 с.
7. Дмитриев, В. А. Детали машин (основы расчета и конструирования машин) / В. А. Дмитриев. – Л. : Судостроение, 1970. – 792 с.
8. Дмитриева, Л. А. Детали машин и основы проектирования. Краткий курс / Л. А. Дмитриева. – М. : Станкин, 2013. – 276 с.
9. Ерохин, М. Н. Детали машин и основы конструирования / М. Н. Ерохин. – М. : Колос, 2005. – 464 с.
10. Жуков, К. П. Проектирование деталей и узлов машин / К. П. Жуков, Ю. Е. Гуревич. – М. : Станкин, 2004. – 671 с.
11. Иванов, М. Н., Детали машин / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – М. : Высш. шк., 2002. – 408 с.
12. Карнаух, С. Г. Детали машин: Конспект лекций / С. Г. Карнаух. – Краматорск : ДГМА, 2002. – 212 с.
13. Киркач, Н. Ф. Расчет и проектирование деталей машин / Н. Ф. Киркач. – Харьков : Основа, 1991. – 276 с.
14. Детали машин в примерах и задачах / С. Н. Ничипорчик [и др.]. – М. : Высш. шк. 1981. – 432 с.
15. Пантелеев, В. Ф. Расчеты деталей машин : учеб. пособие / В. Ф. Пантелеев. – Пенза : Изд-во гос. ун-та, 2005. – 164 с.
16. Кузьмин, А. В. Расчеты деталей машин : справ. пособие / А. В. Кузьмин, И. М. Чернин, Б. С. Козинцов. – Минск : Высш. шк., 1986. – 400 с.
17. Решетов, Д. Н. Детали машин / Д. Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.
18. Романов, М. Я. Сборник задач по деталям машин : учеб. пособие для учащихся техникумов / М. Я. Романов, В. А. Константинов, Н. А. Покровский. – М. : Машиностроение, 1984. – 240 с.

Оглавление

Введение	3
Тема 1. Расчет резьбовых соединений	4
1. Теоретическая часть	4
2. Пример расчета резьбового соединения.....	13
3. Задачи для самостоятельного решения	15
Тема 2. Сварные соединения	18
1. Теоретическая часть	18
2. Пример расчета сварного соединения	23
3. Задача для самостоятельного решения.....	25
Тема 3. Заклепочные соединения	27
1. Теоретическая часть	27
2. Пример расчета заклепочного соединения	35
3. Задача для самостоятельного решения.....	39
Тема 4. Соединения для передачи крутящего момента	41
1. Теоретическая часть	41
2. Пример расчета шпоночного соединения	53
3. Задачи для самостоятельного решения	54
Тема 5. Соединения с натягом	55
1. Теоретическая часть	55
2. Задачи для самостоятельного решения	60
Литература	63

Учебное электронное издание комбинированного распространения

Учебное издание

СОЕДИНЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

**Практикум
по дисциплине «Детали машин»
для студентов технических специальностей
дневной и заочной форм обучения**

Составитель **Бельский Алексей Тимофеевич**

Электронный аналог печатного издания

Редактор
Компьютерная верстка

*А. В. Власов
И. П. Минина*

Подписано в печать 09.01.19.
Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».
Ризография. Усл. печ. л. 3,72. Уч.-изд. л. 3,43.

Изд. № 9.

<http://www.gstu.by>

Издатель и полиграфическое исполнение
Гомельский государственный
технический университет имени П. О. Сухого.
Свидетельство о гос. регистрации в качестве издателя
печатных изданий за № 1/273 от 04.04.2014 г.
пр. Октября, 48, 246746, г. Гомель