

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Государственное образовательное учреждение высшего
профессионального образования
«ТЮМЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НЕФТЕГАЗОВЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

И КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ

по дисциплине «**Прикладная механика**»

раздел «**Детали машин**» для студентов заочной

формы обучения всех специальностей.

(Расчет болтовых соединений с осевой и поперечной нагрузками)

Тюмень, 2002г

Утверждено редакционно-издательским советом
Государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования
Тюменского государственного нефтегазового университета

Составитель: ст.пр. Баклицкий В.Ф.
Отв. Редактор: к.т.н., доцент Черноморченко В.И.

© Тюменский нефтегазовый университет, 2002г.

Введение

Курс «Прикладная механика» состоит из трех частей: I. Сопротивление материалов. II. Теория механизмов и машин. III. Детали машин и для некоторых специальностей подъемно-транспортные устройства.

Настоящие методические указания посвящены части второго раздела – резьбовым соединениям.

Резьбовыми называют такие соединения, которые осуществляются крепежными деталями посредством резьбы. Резьба получается образованием на цилиндрическом стержне канавок с поперечным сечением определенного профиля, каждая точка которого располагается на винтовой линии (в виде треугольника, трапеции и т.д.).

Основными крепежными деталями резьбовых соединений являются болты, винты, шпильки и гайки. **Болт** представляет собой стержень с резьбой для гайки на одном конце и головкой на другом. (Рис.1)

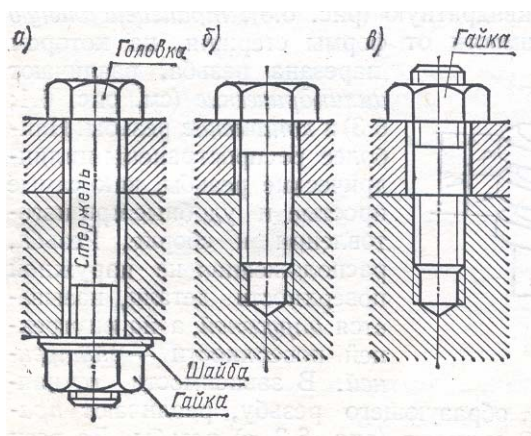


Рис. 1

Подавляющее большинство болтов работают со значительной предварительной затяжкой. В результате затяжки болта в его поперечном сечении возникает продольная сила и крутящий момент. Резьба подвергается срезу, изгибу и смятию. При стандартизации резьбовых изделий устанавливают высоту головок болтов и гаек, исходя из них равнопрочности со стержнем болта по резьбе. Поэтому для стандартных крепежных изделий, работающих при статических нагрузках, можно ограничиться расчетом по главному критерию работоспособности-

прочности стержня болта при совместном действии растяжения и кручения. За расчетную площадь болта, работающего на растяжение или растяжение и кручение, принимают наименьшую площадь сечения (A_{\min}) резьбы болта. Болт, как правило, рассчитывают только на растяжение, а влияние кручения, возникающего при затяжке, учитывают коэффициентом $k_{зат}$, величина которого зависит от соотношения параметров резьбы d_1 ; d_2 ; ψ и приведенного угла трения ρ^1 .

При расчетах для метрической резьбы можно принимать $k_{зат} = 1,3$.

Расчет болтовых соединений с осевой и поперечной нагрузками

При расчете конструкция, нагрузки и материал резьбового соединения заданы, а номинальный диаметр (d) болта и число болтов (z) неизвестны. Поэтому расчет болтового соединения, как правило, заключается в определении из условия прочности требуемого диаметра резьбы и числа болтов.

Далее рассмотрим основные случаи расчета одиночных болтов.

1. Незатянутые болты с осевой нагрузкой, например, болт для подвески грузовой скобы (рис.2,а) или хвостовик грузового крюка (рис.2,б).

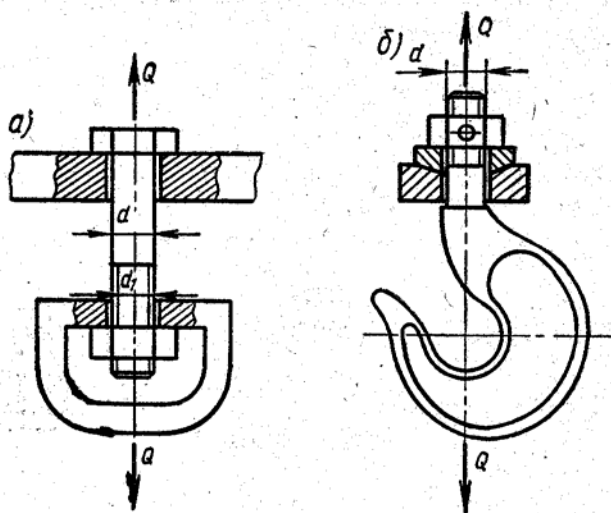


Рис. 2

Незатянутые болты рассчитывают только на растяжение по формуле

$$\sigma_p = \frac{Q}{zA_{\min}} \leq [\sigma_p]$$

где Q - осевая нагрузка, растягивающая болт;

$A_{\min} = \frac{\pi d_{\min}^2}{4}$ - наименьшая площадь сечения болта. Диаметр болта

определяют с помощью табл.1 по условию $A_{\min}(\text{расч}) \leq A_{\min}(\text{табл})$.

2. Болты для поперечной нагрузки имеют две конструктивные разновидности:

а) Болт, поставленный в отверстие с зазором (рис.3,а) и затянутый так, чтобы сила трения, возникающая между поверхностями соприкасающихся деталей, обеспечила нормальную работу соединения без относительного смещения деталей:

$$F_{\text{тр}} = fQ \geq F \quad \text{или} \quad fQ = KF$$

и

$$Q = \frac{KF}{f}.$$

Здесь $K=1.2 \div 1.5$ - коэффициент запаса против взаимного сдвига деталей.

Такой болт работает на растяжение и кручение. Учитывая работу болта на кручение коэффициентом затяжки $k_{\text{зат}}=1.3$, получим следующую расчетную зависимость:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{k_{\text{зат}} Q}{z A_{\min}} = \frac{k_{\text{зат}} KF}{zf A_{\min}} \leq [\sigma_p]$$

где f – коэффициент трения между поверхностями соединяемых деталей.

Здесь расчетное напряжение обозначено $\sigma_{\text{экв}}$, так как оно учитывает совместное влияние нормальных напряжений от растяжения болта и касательных напряжений, возникающих от его кручения.

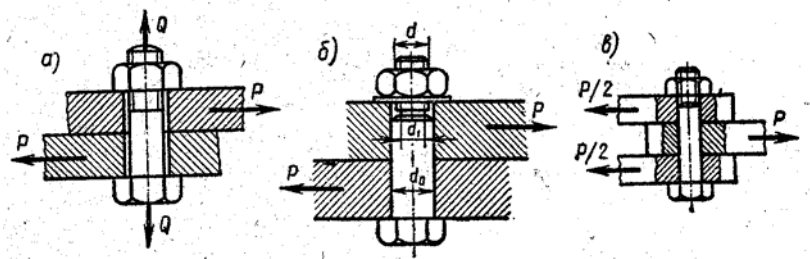


Рис.3

б) Болт, поставленный в отверстие без зазора (рис.3,б,в); его диаметр определяют из расчетов на срез

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F}{iz A_0} = \frac{4F}{\pi i z d_0^2} \leq [\tau_{\text{ср}}]$$

и смятие

$$\sigma_{cm} = \frac{F}{zA_{cm}} = \frac{F}{zd_0\delta_{min}} \leq [\sigma_{cm}]$$

$$A_0 = \frac{\pi d_0^2}{4} - \text{площадь сечения стержня болта в том месте, где он}$$

подвергнется

срезу; $d_0 = d + (1 \div 2)$ мм-диаметр ненарезанной части болта (рис 3,б);

d - номинальный диаметр резьбы болта;

δ_{min} - наименьшая толщина соединяемых деталей;

i - число плоскостей среза (рис 3,б,в);

z – число болтов.

Допускаемые напряжения

При расчете болтов на статическую нагрузку *допускаемые напряжения растяжения* выбирают в зависимости от предела текучести σ_T его материала.

$$1. [\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[n]}$$

а) *Незатянутые болты с осевой нагрузкой*

$[n] = 1,5 \div 2$ – для болтов из углеродистой стали;

$[n] = 1,8 \div 2,5$ – для болтов из легированной стали.

б) *Затянутые болты*

$[n] = 1,7 \div 2,2$ – для болтов из углеродистой стали;

$[n] = 2 \div 3$ – для болтов из легированной стали.

Эти значения $[n]$ принимают при контролируемой затяжке. В случае, если затяжка не контролируемая, то для болтов малых диаметров $[n]$ берут выше, чем указано.

Каждый студент заочник решает задачи входящие в состав контрольных работ по данным выбранным в соответствии со своим шифром. Каждая задача контрольной работы приведена в десяти вариантах и десяти типах. Студент обязан взять тип схемы, который соответствует последней цифре и из таблицы тот вариант с цифровыми данными, который соответствует предыдущей цифре шифра. Например, шифр 167593 – схема третья девятого варианта.

Таблица 1

Резьба метрическая с крупным шагом для наружных диаметров от 6 до 68 мм
(выдержка из ГОСТ 9150—59)

Диаметр резьбы (болт и гайка), мм				Площадь сечения F , мм ² по d_{1min}	Шаг резьбы S , мм
d	d_1	d_{1min}	d_2		
6	4,918	4,7731	5,350	17,8	1
(7)	5,918	—	6,350	—	1
8	6,647	6,4664	7,188	32,8	1,25
(9)	7,647	—	8,188	—	1,25
10	8,376	8,1596	9,026	52,3	1,5
(11)	9,376	—	10,026	—	1,5
12	10,106	9,8529	10,863	76,2	1,75
14	11,835	11,5462	12,701	103,8	2
16	13,835	13,5462	14,701	142,8	2
18	15,294	14,9327	16,376	173,2	2,5
20	17,294	16,9327	18,376	223,5	2,5
22	19,294	18,9327	20,376	280,5	2,5
24	20,752	20,3194	20,051	323,8	3
27	23,752	23,3193	25,051	4,27	3
30	26,211	25,7058	27,727	5,18	3,5
(33)	29,211	28,7058	30,727	648	3,5
36	31,670	31,0924	33,402	760	4
(39)	34,670	34,0924	36,402	911	4
(42)	37,129	36,4789	39,077	1038	4,5
(45)	40,129	39,4789	42,077	1220	4,5
48	42,587	41,8655	44,752	1365	5
(52)	46,587	45,8655	48,752	1645	5
56	50,046	49,2520	52,428	1895	5,5
(60)	54,046	53,2520	56,428	2220	5,5
64	57,505	56,6386	60,103	2550	6
(68)	61,505	60,6386	64,103	2880	6

Примечания: 1. Диаметры резьбы, указанные в скобках, по возможности не применять.
2. Обозначение резьбы с наружным (номинальным) диаметром 48 мм: М48.

Задачи к контрольным заданиям

Задача 1. Рассчитать болт клеммового соединения, посредством которого рычаг неподвижно закрепляется на валу (рис.4). Диаметр вала D , сила, действующая на рычаг F , радиус рычага b , и расстояние от оси болта до

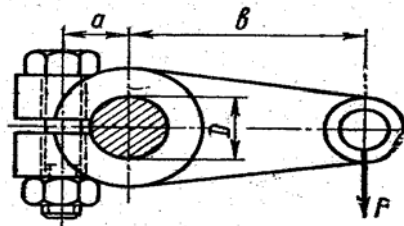


Рис. 4

оси вала d заданы в табл.2.

Таблица 2

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
D, мм	30	30	36	36	40	40	45	45	50	50
F, Н	450	500	550	600	650	700	750	800	850	900
b, мм	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580
a, мм	26	28	30	32	34	36	38	40	42	44

Задача 2. Рассчитать болты, которыми прикреплен к кирпичной стене чугунный кронштейн с подшипником (рис.5), по данным таблицы 3

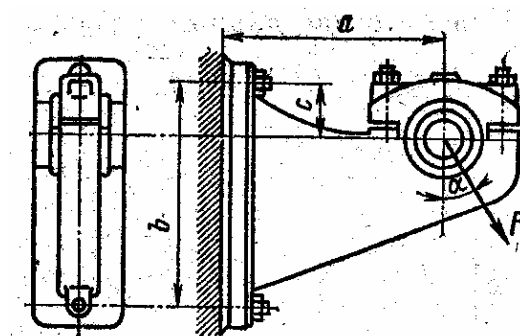


Рис. 5

Таблица 3

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10
α , рад	$\pi/4$	$\pi/6$	$\pi/6$	$\pi/4$	$\pi/6$	$\pi/6$	$\pi/6$	$\pi/3$	$\pi/6$	$\pi/3$
a, мм	200	225	250	275	300	325	350	375	400	425
b, мм	250	250	300	350	350	350	400	400	450	450
c, мм	50	50	60	60	70	70	80	80	90	90

Задача 3. Определить диаметр резьбы шпильки станочного прихвата (рис.6) по таблице 4.

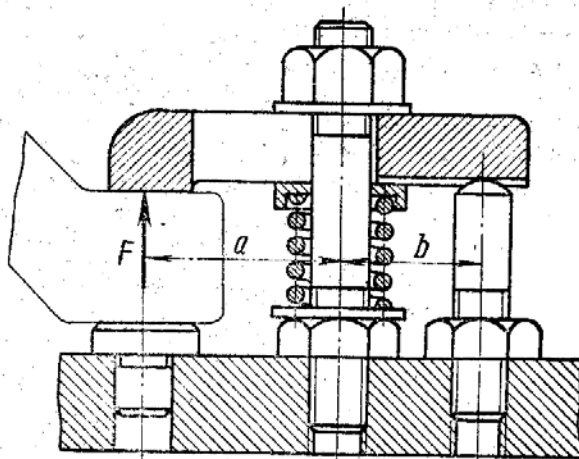


Рис. 6

Таблица 4

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5
a , мм	120	125	130	135	140	145	150	155	160	165
b , мм	115	115	120	120	130	130	140	140	150	150

Задача 4. Определить диаметр болтов клеммового соединения и крепления рычага, изображенного на (рис.7). Диаметр вала d , коэффициент трения f и сила F заданы в таблице 5.

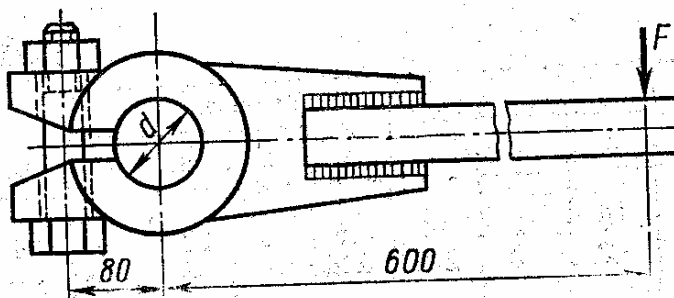


Рис.7

Таблица 5

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d, мм	32	34	36	38	40	42	45	48	50	54
f,	0,16	0,16	0,18	0,18	0,20	0,20	0,18	0,18	0,16	0,20
F, Н	700	725	750	775	800	825	850	875	900	925

Задача 5. Определить диаметр нарезной части вала дисковой пилы, которая удерживается между двумя шайбами посредством сил трения, возникающих при затяжке гайки на конце вала (рис.8). Пила преодолевает сопротивление резанию силу F. Данные для расчета приведены в таблице 6

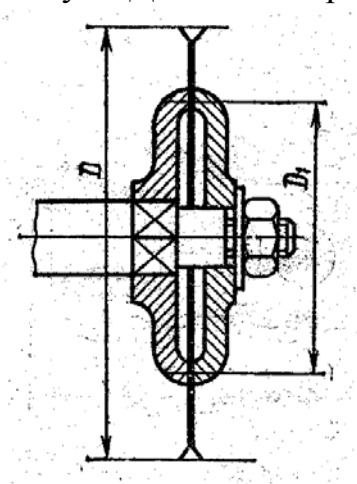


Рис. 8

Таблица 6

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	600	625	650	676	700	725	750	775	800	825
D, мм	700	700	650	650	600	600	550	550	500	500
D ₁ , мм	400	400	350	350	300	300	250	250	200	200

Задача 6. Определить диаметр фундаментных болтов, крепящих стойку к бетонному основанию (рис.9). Коэффициент трения основания стойки о бетон $f=0.4$. Болты принять с метрической резьбой по ГОСТу. Данные для расчета приведены в табл. 7. Недостающие данные выбрать самостоятельно.

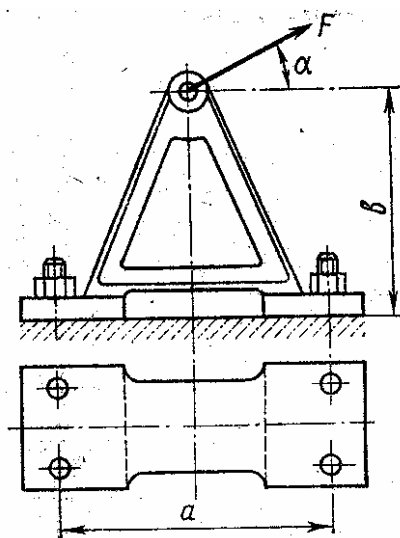


Рис.9

Таблица 7

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38
α , рад	$\pi/6$	$\pi/4$	$\pi/3$	$\pi/4$	$\pi/6$	$\pi/3$	$\pi/6$	$\pi/4$	$\pi/3$	$\pi/6$
a, мм	600	600	650	650	700	700	750	750	800	800
b, мм	400	450	500	550	600	650	700	750	800	850

Задача 7. Рассчитать болты, скрепляющие зубчатое колесо с барабаном лебедки (рис.10). Расчет вести в двух вариантах: а) болты поставлены с зазором; б) болты поставлены без зазора. Грузоподъемность лебедки F и диаметр D_1 и D_2 заданы в табл. 8. Материал барабана-чугун, материал колеса-сталь 35. Числом болтов задаться.

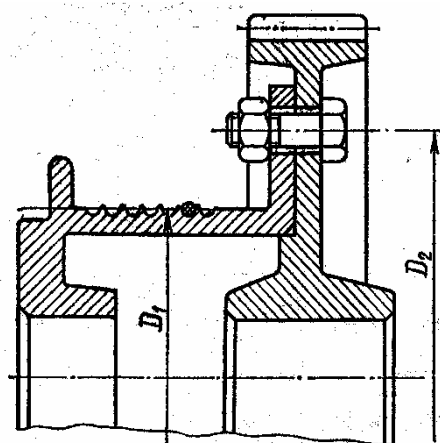


Рис 10

Таблица 8

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{ кН}$	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36
$D_1, \text{ мм}$	250	250	300	300	350	350	400	400	450	450
$D_2, \text{ мм}$	400	400	450	450	500	500	550	550	600	600

Задача 8. Определить диаметр болтов фланцевого соединения верхней части автоклава с его корпусом (рис.11). Давление жидкости внутри автоклава по манометру p , внутренний диаметр верхней части автоклава D И количество болтов z заданы в табл.9. Недостающие данные принять самостоятельно.

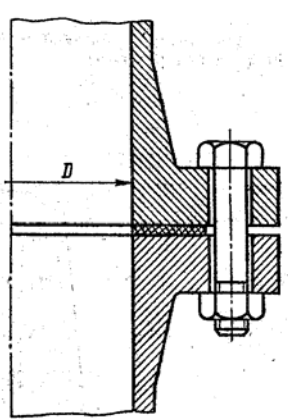


Рис 11

Таблица 9

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P, МПа	1,8	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1,0	0,9
D, мм	200	210	220	230	240	250	260	270	280	290
Z,	6	6	6	6	6	8	8	8	8	8

Задача 9. Рассчитать клеммовое соединение, обеспечивающее передачу крутящего момента с рычага в результате приложенной на его конце силы F на вал диаметром D (рис.12), по данным табл.10.
 f - коэффициенты трения.

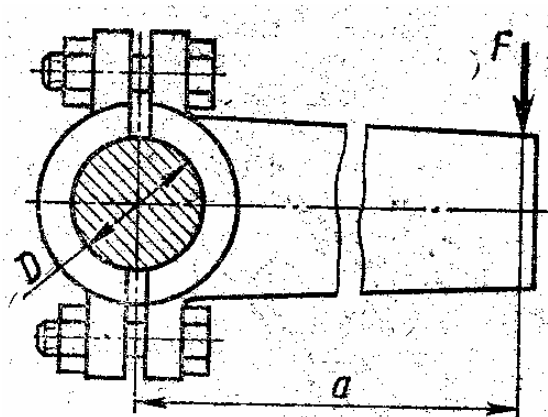


Рис. 12

Таблица 10

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
D, мм	40	42	45	48	50	52	55	58	60	65
f,	0,2	0,2	0,2	0,18	0,18	0,18	0,2	0,2	0,2	0,2
F, Н	600	650	700	750	800	850	900	950	1000	1050
a, мм	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580

Задача10. Рассчитать болты, которыми крепится стойка к фундаментной чугунной раме (рис.13). Данные для расчета приведены в табл.11.

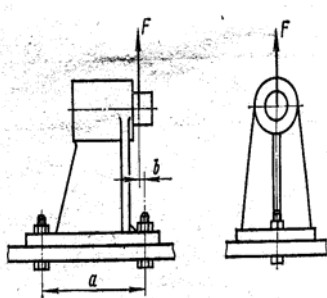


Рис. 13

Таблица 11

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
a, мм	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380
b, мм	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65

Примеры решения задач

Задача № 1

Рассчитать болт клеммового (рис. 14) соединения, посредством которого рычаг неподвижно закрепляется на валу. Диаметр вала $D=30\text{ мм}$, сила, действующая на рычаг $F=450\text{ Н}$ радиус рычага $R=400\text{ мм}$ и расстояние от оси болта до оси вала $a=26\text{ мм}$. Материал вала-сталь, материал рычага-чугун.

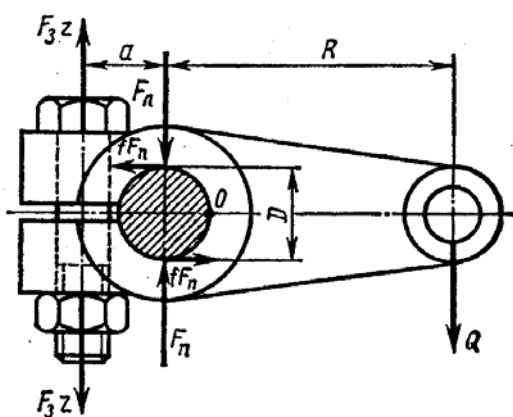


Рис. 14

На рис. 14 F_3 -сила затяжки болта;

z -количество болтов, в нашем случае $z=1$.

Сила затяжки F_3 вызывает со стороны каждой половины ступицы силу давления на вал F_n .

Момент силы трения, возникающая между ступицей и валом, должен уравновесить внешний момент.

$$f \cdot F_n \cdot D = 1,2 \cdot F \cdot R$$

где $f \cdot F_n$ - сила трения ;

f - коэффициент трения (принимая равным $f=0,14$);

1,2 – коэффициент запаса против сдвига клеммы,

$$\text{тогда } F_n = \frac{1,2 \cdot F \cdot R}{f \cdot D} = \frac{1,2 \cdot 480 \cdot 400}{0,14 \cdot 30} = 54,8 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Из равенства моментов относительно точки О сил F_n и F_3 имеем

$$F_3 = \frac{F_n \cdot D}{(2a + D) \cdot z} = \frac{54,8 \cdot 10^3 \cdot 30}{(2 \cdot 26 + 30) \cdot 1} = 2 \cdot 10^4 \text{ Н}$$

Далее определяем допускаемое напряжение для болтов, принимая $\sigma_T = 230 \text{ Н / мм}^2$ и $[n] = 2$

$$[\sigma_P] = \frac{\sigma_T}{[n]} = \frac{230}{2} = 115 \text{ Н / мм}^2$$

Из условия прочности

$$\sigma_P = \frac{k_{зам} \cdot F_3}{A_{\min}} \leq [\sigma]_P \quad \text{получим}$$

$$A_{\min} \geq \frac{k_{зам} \cdot F_3}{[\sigma]_P} = \frac{1,3 \cdot 2 \cdot 10^4}{115} = 226 \text{ мм}^2$$

По табл. 1, принимаем болт с резьбой М 22, коэффициент затяжки $k_{зат}=1,3$.

Задача № 2

Рассчитать болты, которыми прикреплен к кирпичной стене чугунный кронштейн с подшипником (рис.15.)

Дано: $F=5,5 \text{ кН}$, $\alpha = \pi/4 \text{ рад}$, $a=200 \text{ мм}$, $b=250 \text{ мм}$, $c=50 \text{ мм}$.

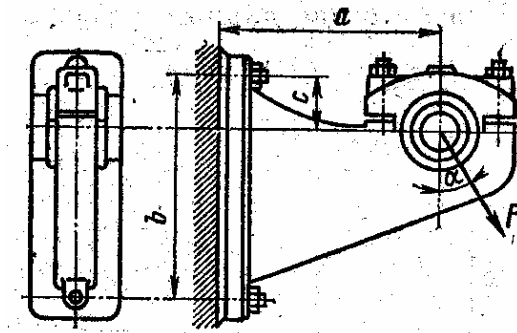


Рис. 15

Определим полную нагрузку приходящуюся на наиболее нагруженный болт.

1. Разложим внешнюю нагрузку на составляющие

$$F_1 = F \sin \alpha = 5,5 \sin 45^\circ = 3,89 \text{ кН},$$

$$F_2 = F \cos \alpha = 5,5 \cos 45^\circ = 3,89 \text{ кН}$$

Сила $F_{1/2}$ приходящаяся на каждый болт равна $F_1/2 = 1,94 \text{ кН}$.

2. Сила F_2 стремится сдвинуть кронштейн вниз. Во избежании этого, сила трения должна уравновешивать силу F_2 , т.е. должно выполняться условие:

$$z \cdot F_3 \cdot f \geq F_2 \text{ откуда}$$

$$F_3 = \frac{F_2}{z \cdot f} \cdot k_{\text{зап}} = \frac{3,89}{2 \cdot 0,4} \cdot 1,2 = 5,835 \text{ кН},$$

где $z = 2$ болта;

$f = 0,4$ - коэффициент трения чугуна по кирпичу;

$k_{\text{зап}} = 1,2$ - коэффициент запаса по сдвигу;

F_3 - сила затяжки болта.

3. На стойку действует опрокидывающий момент силы F_2 относительно линии А-А и момент силы F_4 действующий на верхний болт

$$F_2 \cdot a = F_4 \cdot b, \text{ откуда}$$

$$F_4 = \frac{F_2 \cdot a}{b} = \frac{3,89 \cdot 200 \cdot 10^3}{250} = 3112 \text{ Н}$$

4. Итак, полная осевая нагрузка на болт

$$F_b = \frac{F_1}{2} + F_3 + F_4 = 1,94 + 5835 + 3112 = 10887H.$$

5. Определяем требуемый диаметр болтов при $\sigma_T = 250H / мм^2, [n] = 2$.

$$[\sigma]_P = \frac{\sigma_T}{[n]} = \frac{250}{2} = 125H / мм^2$$

Из условия прочности

$$\sigma_{экр} = \frac{k_{зам} \cdot F_b}{z \cdot A_{min}} \leq [\sigma]_P, \quad A_{min} = \frac{k_{зам} \cdot F_b}{z \cdot [\sigma]_P} = 113,2 мм^2$$

по таблице 1 выбираем болт М 16.

Задача № 3

Определить диаметр резьбы шпильки станочного прихвата (рис.16.)

Дано: $F = 4 кН, a = 120 мм, b = 115 мм$

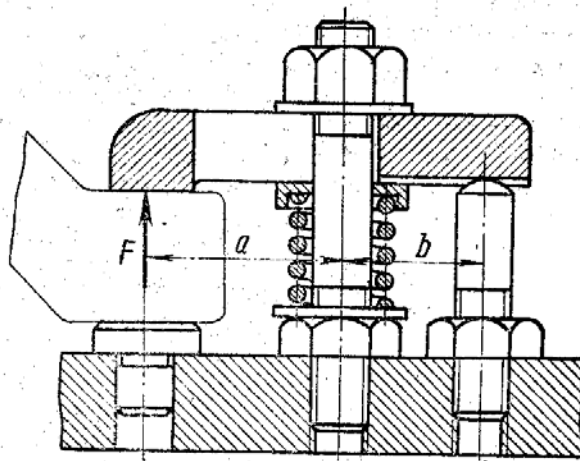


Рис.16

Из условия равновесия скобы прихвата суммарный момент относительно опорного болта С равен нулю.

$$F \cdot (a + b) - F_b \cdot b = 0, \text{ откуда}$$

$$F_b = \frac{F \cdot (a + b)}{b} = \frac{4 \cdot 235}{115} = 8,174 кН$$

Шпилька работает на растяжение. Исходя из условия прочности

$$\sigma_P = \frac{k_{зам} \cdot F_b}{A} \leq [\sigma]_P,$$

где A – площадь поперечного сечения шпильки;

$$k_{зам} = 1,2;$$

$$[\sigma]_P = 115H / мм^2$$

$$A = \frac{k_{\text{зам}} \cdot F_b}{[\sigma]_p} = \frac{1,2 \cdot 8174}{115} = 85,3 \text{ мм}^2$$

По таблице 1 выбираем диаметр наружной резьбы шпильки 14 мм, М 14.

Задача № 4

Определить диаметр нарезной части вала дисковой (рис. 17) пилы, которая удерживается между двумя шайбами посредством сил трения, возникающих при затяжке гайки на конце вала. Пила преодолевает сопротивление резанию силу F .

Дано: $F = 600 \text{ Н}$, $D = 700 \text{ мм}$, $D_1 = 400 \text{ мм}$.

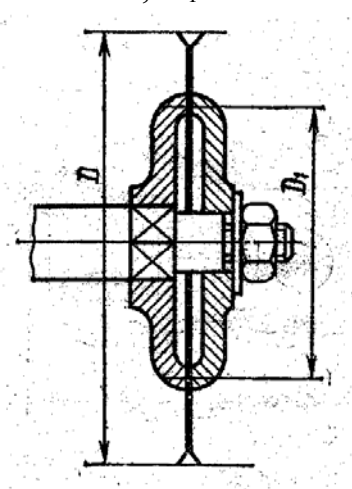


Рис. 17

1. Из условия равновесия определяем силу затяжки F_3 гайки, т.е. сумма моментов силы сопротивления резанию и силы трения равняются нулю.

$$m_0 \cdot F - m_0 \cdot F_{TP} = F \cdot \frac{D}{2} - F_{TP} \cdot d_{CP} = \frac{F \cdot D}{2} - f \cdot F_3 \cdot D_1 = 0 \text{ б}, \text{ откуда получаем}$$

$$\text{силу затяжки } F_3 = \frac{F \cdot D \cdot k_{\text{зап}}}{2 \cdot f \cdot D_1} = \frac{600 \cdot 700 \cdot 1,5}{2 \cdot 0,13 \cdot 400} = 6057,7 \text{ Н}.$$

Где $k_{\text{зап}} = 1,5$ – коэффициент запаса против сдвига;

$f = 0,13$ – коэффициент трения между шайбой и пилой.

2. Определяем допускаемое напряжение для Ст 35 для $d < 300$,
 $\sigma_T = 255 \text{ Н/мм}^2$, $[n] = 2$.

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{[n]} = \frac{255}{2} = 127,5 \text{ Н/мм}^2.$$

2. Из условия прочности находим минимальную площадь сечения нарезной части вала.

$$\sigma = \frac{k_{\text{зам}} \cdot F_3}{A_{\text{min}}} \leq [\sigma]_p$$

$$A_{\min} = \frac{k_{\text{зам}} \cdot F_3}{[\sigma]} = \frac{1,3 \cdot 6057,7}{127,5} = 61,8 \text{ мм}^2.$$

По таблице 1, выбираем резьбу М 12.

Задача № 5

Определить диаметр фундаментных болтов крепящих , стойку (рис. 18) к бетонному основанию. Коэффициент трения основания о бетон $f = 0,4$. Болты принять с метрической резьбой по ГОСТу.

Дано: $F = 20 \text{ кН}$, $\alpha = \frac{\pi}{6} \text{ рад}$, $a = 600 \text{ мм}$, $b = 400 \text{ мм}$.

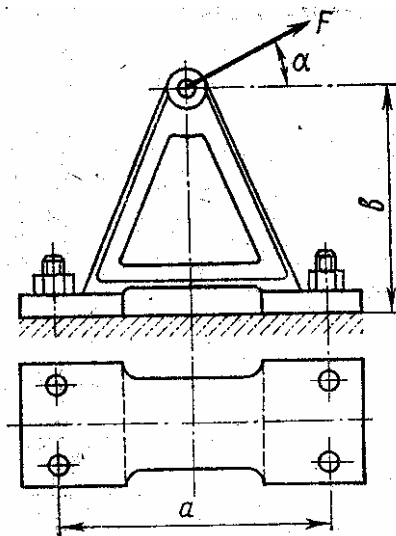


Рис.18

1. Разложим силу F на две составляющие $F_1 = F \sin \alpha = 10 \text{ кН}$,
 $F_2 = F \cos \alpha = 17,2 \text{ кН}$.

2. Сила F_1 растягивает каждый болт с силой равной $F_1/4 = 2,5 \text{ кН}$. Сила F_2 пытается сдвинуть стойку относительно фундамента преодолевая силу трения, чтобы этого не происходило необходимо выполнить условие

$$z \cdot F_3 \cdot f \geq F_2 \cdot k_{\text{зам}},$$

$$F_3 = \frac{k_{\text{зам}} \cdot F_2}{z \cdot f} = \frac{1,2 \cdot 17200}{4 \cdot 0,4} = 129 \cdot 10^2 \text{ Н},$$

где $k_{\text{зам}} = 1,2$ – коэффициент запаса по сдвигу;

F_3 – сила затяжки болта.

3. На стойку еще действует опрокидывающий момент силы F_2 относительно линии 2-2, $F_2 \cdot b = F_4 \cdot a$, откуда получаем

$$F_4 = \frac{F_2 \cdot b}{a} = \frac{17200 \cdot 400}{600} = 114,7 \cdot 10^2 \text{ Н}.$$

4. Итак, полная осевая сила приходящаяся на левый болт F_6

$$F_{\delta} = \frac{F_1}{z} + F_3 + F_4 = 2500 + 129 \cdot 10^2 + 114,7 \cdot 10^2 = 268,7 \cdot 10^2 \text{ Н.}$$

5. Из условия прочности находим минимальную площадь сечения болта.

$$\sigma = \frac{k_{\text{зат}} \cdot F_{\delta}}{[\sigma]_p} = \frac{1,3 \cdot 268,7 \cdot 10^2}{125} 279,4 \text{ мм}^2,$$

где $k_{\text{зат}} = 1,3$ – коэффициент затяжки;

$[\sigma]_p = 125 \text{ Н / мм}^2$ – допускаемое напряжение.

$$A_{\text{min}} = \frac{k_{\text{зат}} \cdot F_{\delta}}{[\sigma]_p} = \frac{1,3 \cdot 268,7 \cdot 10^2}{125} = 279,4 \text{ мм}^2$$

5. По таблице выбираем болты М22.

Задача № 6

Рассчитать болты скрепляющие зубчатое колесо с барабаном лебедки (рис.19). Расчет вести в двух вариантах: а) болты поставлены с зазором; б) болты поставлены без зазора. Грузоподъемность лебедки F и диаметры заданы. Материал барабана – чугун, материал колеса – сталь 35. Числом болтов задаться.

Дано: $F = 18 \text{ кН}$, $D_1 = 250 \text{ мм}$, $D_2 = 400 \text{ мм}$.

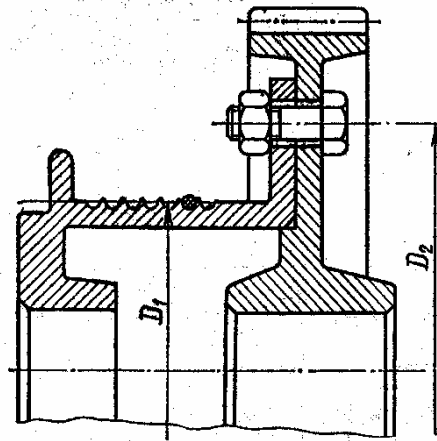


Рис 19

Определяем силу действующую на болты из условия равновесия соединения барабана и зубчатого колеса $\sum M = 0$,

$$F \cdot \frac{D_1}{2} - F_1 \cdot \frac{D_2}{2} = 0,$$

откуда получим

$$F_1 = \frac{F \cdot D_1}{D_2} = \frac{18 \cdot 10^3 \cdot 250}{400} = 11250 H,$$

где F_1 – сила действующая на все болты.

а). Болты поставлены с зазором и затянуты так, чтобы сила трения обеспечила нормальную работу без относительного смещения деталей

$$F_{TP} = f \cdot F_H \geq F_1$$

$$F_H = \frac{F_1 \cdot k_{зан}}{f} = \frac{11250 \cdot 1,2}{0,14} = 96428,6 H,$$

где $k_{зан} = 1,2$ – коэффициент запаса против сдвига;

f – коэффициент трения.

Исходя из условия прочности находим минимальную площадь болта A_{min}

$$\sigma = \frac{F_H \cdot k_{зан}}{A_{min}} \leq [\sigma]_p,$$

$$A_{min} = \frac{F_H \cdot k_{зан}}{[\sigma]_p} = \frac{96428,6 \cdot 1,3}{112,5} = 1114,3 \text{ мм}^2$$

$$\left([\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{[n]} = \frac{225}{2} = 112,5 H / \text{мм}^2 \right)$$

По таблице 1 для 12 –ти болтов выбираем М14.

б). Болты поставлены без зазора работают на срез и на смятие. Условие прочности на срез

$$\tau_{cp} = \frac{4 \cdot F_1}{\pi \cdot d_0^2 \cdot z \cdot i} \leq [\tau]_{cp}, \text{ откуда находим } d_0$$

$$d_0 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_1}{\pi \cdot i \cdot z \cdot [\tau]_{cp}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 11250}{3,14 \cdot 1 \cdot 12 \cdot 60,8}} = 4,43 \text{ мм}$$

$$([\tau]_{cp} = 0,27 \sigma_T = 0,27 \cdot 225 = 60,8 H / \text{мм}^2)$$

Для условия прочности на смятие принимаем $\sigma_{вр} = 147 H / \text{мм}^2$,

$$[\sigma]_{cm} = 0,7 \cdot \sigma_{вр} = 0,7 \cdot 147 = 103 H / \text{мм}^2$$

$$\sigma = \frac{F_1}{z \cdot d_0 \cdot \delta_{min}} \leq [\sigma]_{cm}$$

$$\delta_0 \geq \frac{F_1}{z \cdot \delta_{min} \cdot [\sigma]_{cm}} = \frac{11250}{12 \cdot 18 \cdot 103} = 0,5 \text{ мм}$$

Выбираем $d_0 = 5 \text{ мм}$, М5.

Замена болтов работающих на затяжку болтами, работающими на срез дает значительную экономию.

Задача № 7

Определить диаметр болтов фланцевого соединения верхней части

автоклава (рис.20) с его корпусом. Давление жидкости внутри автоклава по манометру P , внутренний диаметр верхней части автоклава D и количество болтов Z . Недостающие данные принять самостоятельно.

Дано: $P = 1,8\text{Мпа}$, $D = 200\text{мм}$, $z = 6\text{шт.}$

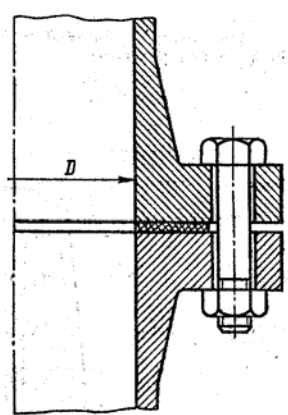


Рис. 20

В подобных конструкциях болты должны быть достаточно сильно затянуты с тем, чтобы при действии рабочей нагрузки не нарушилась герметичность. Кроме усилия затяжки, действует внешняя нагрузка осевая от внутреннего давления.

Сила внутреннего давления $F_B = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot P = \frac{3,14 \cdot 200^2}{4} \cdot 1,8 = 56520\text{Н}$.

Внешняя сила приходящаяся на один болт $F = \frac{F_B}{z} = \frac{56520}{6} = 9420\text{Н}$.

Определим осевую растягивающую болт силу F_a , действующую на него после предварительной затяжки и приложения внешней силы F . Принимаем коэффициент внешней нагрузки $\chi = 0,5$, коэффициент затяжки болта $k = 3$.

$$F_a = [k \cdot (1 - \chi) + \chi] \cdot F = [3 \cdot (1 - 0,5) + 0,5] \cdot 9420 = 18840\text{Н}.$$

По ГОСТу для стали СТ-3 предел текучести 220Мпа , $[n] = 3$.

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{[n]} = \frac{220}{3} = 73,3\text{Н / мм}^2.$$

Исходя из условия прочности на растяжение

$$\sigma = \frac{F_a \cdot k_{зам}}{A_{\min}} \leq [\sigma]_p, \text{ находим минимальную площадь сечения}$$

$$A_{\min} = \frac{F_a \cdot k_{зам}}{[\sigma]_p} = \frac{18840 \cdot 1,3}{73,3} = 334\text{мм}^2$$

По таблице 1 выбираем болт М 27.

Задача № 8

Рассчитать клеммовое болтовое (рис.21) соединение, обеспечивающую передачу крутящего момента с рычага в результате приложенной на его конце силы F на вал диаметром D .

Дано: $D = 40\text{мм}$, $f = 0,2$, $F = 600\text{Н}$, $a = 400\text{мм}$.

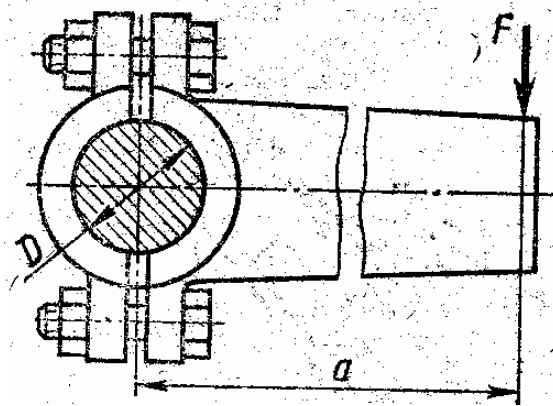


Рис. 21

Момент сил трения возникающий между ступицей клеммы и валом, должен уравнивать внешний момент.

$$f \cdot F_H \cdot D = 1,2 \cdot F \cdot a,$$

где f – коэффициент трения;

F_H – сила нормального давления.

$$F_H = \frac{1,2 \cdot F \cdot a}{f \cdot D} = \frac{1,2 \cdot 600 \cdot 400}{0,2 \cdot 40} = 36 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Сила F_3 затяжки в разъемной ступице равна $F_3 \cdot z = F_H$ силе нормального давления, откуда $F_3 = \frac{F_H}{z} = \frac{36 \cdot 10^3}{4} = 9 \cdot 10^3 \text{ Н}$.

Для болтов $\sigma_T = 230 \text{ Н/мм}^2$, $[n] = 2$.

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{[n]} = \frac{230}{2} = 115 \text{ Н/мм}^2,$$

здесь $[\sigma]_p$ -допускаемое напряжение на растяжение. Из условия прочности находим минимальную A_{\min} площадь поперечного сечения болта

$$\sigma = \frac{F_3 \cdot k_{зам}}{A_{\min}} = \frac{9 \cdot 10^3 \cdot 1,3}{A_{\min}} = 115,$$

$$A_{\min} = \frac{9 \cdot 10^3 \cdot 1,3}{115} = 101,7 \text{ мм}^2.$$

По таблице 1, выбираем болт М 14.

Литература по прикладной механике

1. Гузенков П.Г. Детали машин. М., 1982г.
2. Устюгов И.И. Детали машин. М., 1973г.
3. Методические указания для студентов заочников под редакцией П.Г. Гузенкова. М., 1984г.
4. Беляев Н.М. Сопротивление материалов. М., 1976г.

КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ

по дисциплине «**Прикладная механика**»

раздел «**Детали машин**» для студентов заочной
формы обучения всех специальностей.

(Расчет болтовых соединений с осевой и поперечной нагрузками)

Отв. редактор Черноморченко В.И., к.т.н., доцент.

Составитель: Баклицкий В.Ф. ст преподаватель.

ЛР №020520 от 23.04.92г.

Подписано к печати

Заказ №

Формат 60*84 1/16

Отпечатано на RISO GR 3750

Бум. писч. №1

Уч. изд. л.

Усл. печ. л.

Тираж экз.

Издательство «Нефтегазовый университет»

Государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования

«Тюменский государственный нефтегазовый университет»

625000, Тюмень, ул. Володарского, 38

Отдел оперативной полиграфии издательства «Нефтегазовый университет»

625000, Тюмень, ул. Володарского, 38