

Тема: Разъемные соединения. Резьбовые соединения.

Пример 1.1 Определить силу $F_{зат}$, которую необходимо приложить к стандартному ключу при завинчивании гайки до появления в стержне болта напряжений, равных пределу текучести $\sigma_t=200$ МПа (сталь 10). Определить также напряжения смятия $\sigma_{см}$, и среза τ в резьбе. Расчет выполнить для болтов М6, М12, М24, М36 и сравнить полученные результаты. Длину ручки стандартного ключа в среднем принять $l= 15d$, коэффициент трения в резьбе и на торце гайки $f= 0,15$.

Решение. 1. Используя таблицы стандартов, находим необходимые для расчетов размеры (табл. 1.5).

Таблица 1.5

Размеры болта, мм	М6	М12	М24	М36
Наружный диаметр резьбы d	6	12	24	36
Внутренний диаметр резьбы d_1	4,918	10,106	20,752	31,670
Средний диаметр резьбы d_2	5,350	10,863	22,051	33,402
Шаг резьбы p	1	1,75	3	4
Высота профиля h	0,541	0,947	1,624	2,165
Высота гайки H	5	10	19	29
Наружный диаметр опорного торца гайки				
D_1	9,5	18	34	52
Число витков гайки z	5	5,7	6,35	7
Угол подъема резьбы ψ	30°24'	20°53'	2°30'	2°12'

2. По формуле (1.19), сила затяжки $F_{зат}$, при которой эквивалентное напряжение в стержне болта равно σ_t , для болта М6 $F_{зат}=\pi d_1^2 \sigma_{эк}/(4*1,3)=\pi 4,9^2 * 200/(4*1,3) =2900$ Н.

3. Момент завинчивания, по формуле (1.6), $T_{зав} = 0,5* 2900* 5,35 [(8/5,35)0,15 + \text{tg}(3°24' +9°50')]= 1740+ 1760= 3500$ Н мм.

Здесь принято: $d_{отв}=d+0,5=6,5$ мм; $D_{ср}=0,5(9,5+6,5)=8$ мм; по формуле (1.2), $F_{np}=0,15/\cos 30° =0,173$; $\varphi=\text{arctg}f_{np} =9°50'$.

4. Сила F_k , приложенная к ключу с длиной плеча $l= 15d$, $F_k = F_{зав}/l= 3500/(15 *6)\approx 39$ Н

5. Напряжения в резьбе: по формуле (1.13), при $F=F_{зат}$, $\sigma_{см} =2900/(\pi 5,35 * 0,54* 5) \approx 64$ МПа; по формуле (1.12), $\tau =2900/(\pi 4,9*5* 0,87*0,6)=72$ МПа.

Результаты расчетов для других болтов приведены в табл. 1.6. Табл. 1.6 позволяет отметить, что болты малого диаметра (до М8) можно легко разрушить при затяжке, так как человек может приложить плечу силу до 200 Н, а нагрузочную способность болтов большого диаметра (больше М24) трудно использовать полностью. Напряжения смятия $\sigma_{см}$ не превышают напряжений среза τ , а допускаемые напряжения $[\sigma_{см}]$ в два раза больше $[\tau]$ (см. табл. 1.2). При этом прочность крепежных резьб по $\sigma_{см}$ более чем в два раза превышает прочность по τ . Крепежные резьбы можно не рассчитывать по $\sigma_{см}$.

Таблица 1.6

Силовые параметры при затяжке болтов до напряжения в стержне болта $\sigma_{эк}=200$ МПа (сталь 10)	Болт			
	М6	М12	М24	М36
Сила затяжки $F_{зат}$, Н	2900	12160	51 425	121 550
Момент завинчивания $T_{зав}$, Нм	3,5	32,7	239	840
Сила на ключе F_k , Н	39	180	664	1555
Выигрыш в силе $F_{зав}/F_k$	74	68	77	78
Напряжение смятия в резьбе $\sigma_{см}$, МПа	64	67	70	74
Напряжение среза в резьбе τ , МПа	72	77,8	79	84

Пример 1.2. Рассчитать болты нижнего подшипника шатуна двигателя внутреннего сгорания (рис.1.35, где 1 - пружинная стопорная шайба; 2 – регулировочная жесткая прокладка).

Максимальная нагрузка одного болта $F=8000$ Н, материал болтов - сталь 35Х улучшенная, шатуна - 35Г2; $L=90$ мм, $L_1 = 10$ мм; $D=40$ мм; затяжка болтов не контролируется.

Нагрузка F складывается в основном из сил инерции при движении масс поршня и шатуна. Приближено можно принять изменение нагрузки по графику от нулевого цикла (рис. 1.35).

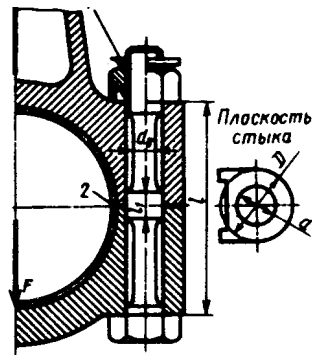


Рис.1.35

Ответ: Болт М20 или М16.

Практическое занятие №2

Тема: Разъемные соединения. Болтовое соединение.

Пример 1.2. Рассчитать болты ($n_6 = 6$) фланцевой муфты, передающей мощность 100 кВт при частоте вращения $n = 250 \text{ мин}^{-1}$; диаметр окружности осей болтов $D_0 = 220 \text{ мм}$. Расчет произвести для двух вариантов; 1- болты установлены без зазора; 2- болты установлены с зазором, коэффициент трения между торцами полумуфт $f = 0.15$.

Решение. 1. Определяем передаваемый вращающий момент

$$T = \frac{30P}{\pi n} 10^6 = \frac{30 \cdot 100 \cdot 10^6}{3.14 \cdot 250} = 3,82 \cdot 10^6 \text{ Нмм.}$$

2. Находим окружное усилие, передаваемое одним болтом,

$$F_t = \frac{2T}{D_0 n_6} = \frac{2 \cdot 3,82 \cdot 10^6}{220 \cdot 6} = 5800 \text{ Н.}$$

3. По формуле определяем диаметр стержня болта, установленного без зазора. Принимаем материал болтов – сталь 45, $\sigma_t = 470 \text{ МПа}$, $[\sigma_c] = 0,3 \cdot \sigma_t = 0,3 \cdot 470 = 141 \text{ МПа}$,

$$d_c = \sqrt{\frac{4F_t}{\pi[\tau_c]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5800}{3,14 \cdot 141}} = 7,3 \text{ мм.}$$

Принимаем болт с резьбой М10, имеющий наружный диаметр 10мм.

4. По формуле находим внутренний диаметр резьбы болта, установленного с зазором. Допускаемое напряжение $[\sigma_p] = 0,3 \cdot \sigma_t = 0,3 \cdot 470 = 141 \text{ МПа}$,

$$d_1 = \sqrt{\frac{5,2F_t}{\pi f[\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{5,2 \cdot 5800}{3,14 \cdot 0,15 \cdot 141}} = 21,5 \text{ мм.}$$

Из таблицы находим, что условию задачи удовлетворяет болт с резьбой М24, шаг $P = 2 \text{ мм}$, для которой $d_1 = 21,546 \text{ мм}$.

Пример 1.3. Рассчитать болты крепления кронштейна: $F_\Sigma = 20000 \text{ Н}$; $l = 1050 \text{ мм}$; $a = 130 \text{ мм}$; $b = 500 \text{ мм}$; $\delta = 20 \text{ мм}$; кронштейн стальной ($\sigma_t = 240 \text{ МПа}$); болты из стали 20; затяжка болтов не контролируется. Расчет выполнить для двух вариантов установки болтов: без зазора и с зазором.

Практическое занятие №3

Тема: Разъемные соединения. Болтовое соединение

Пример 1.4. Рассчитать болты для крепления кронштейна к бетонному фундаменту (см. рис. 1.32), где $F = 10000\text{Н}$, $\alpha = 30^\circ$, $l_2 = 400\text{ мм}$, $l_1 = 100\text{ мм}$, $b = 490\text{ мм}$, $a = 130\text{ мм}$, $c = 0,5 b = 245\text{ мм}$, $e_1 = 210\text{ мм}$, $e_2 = 140\text{ мм}$; болты из стали 20, допустимое напряжение смятия для бетона $[\sigma_{см}] = 1,8\text{ МПа}$. Затяжка не контролируется, нагрузка статическая.

Решение. 1. Определяем составляющие нагрузки:

$$F_y = F \cos 30^\circ = 8650\text{ Н}; F_z = F \sin 30^\circ = 5000\text{ Н}; M = F_y l_2 - F_z l_1 = 8650 \cdot 400 - 5000 \cdot 100 = 2960 \cdot 10^3\text{ Нмм}.$$

2. Определяем силу затяжки по условию не раскрытия стыка:

$$\sigma_{Fz} = F_z / A_{cm} = 5000 / (0,5 \cdot 490 \cdot 130) \approx 0,16\text{ МПа};$$

$$\sigma_F = M / W_{cm} = 2960 \cdot 10^3 \cdot 48 / (7ab^2) = 2960 \cdot 10^3 \cdot 48 / (7 \cdot 130 \cdot 490^2) = 0,65\text{ МПа},$$

где для рассматриваемого не сплошного стыка

$$W_{ct} = \frac{J_1 - J_2}{b/2} = \frac{(1/12) [ab^3 - a[(1/2)b]^3] \cdot 2}{b} = \frac{7}{48} ab^2.$$

По условию нераскрытия стыка, принимая коэффициент запаса $K = 1,5$, $\sigma_{зат} = 1,5(\sigma_{Fz} + \sigma_m) = 1,5(0,16 + 0,65) \approx 1,2\text{ МПа}$.

Необходимая сила затяжки болтов $F_{зам} = \sigma_{зат} A_{cm} / z = 1,2 \cdot 0,5 \cdot 490 \cdot 130 / 8 = 480\text{ Н}$.

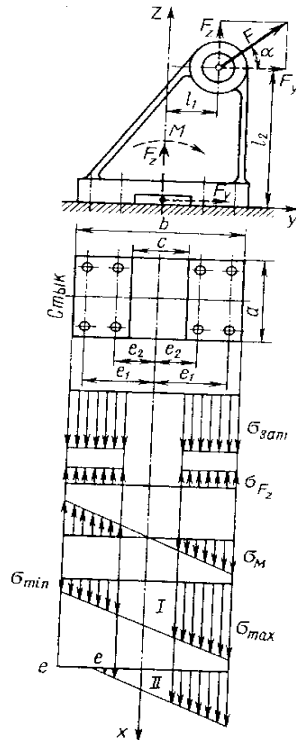


Рис. 1.32

3. Проверяем прочность бетонного основания: $\sigma_{max} = \sigma_{зат} - \sigma_{Fz} + \sigma_m = 1,2 - 0,16 + 0,65 = 1,69\text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 1,8\text{ МПа}$.

4. Проверяем $F_{зам}$ по условию отсутствия сдвига кронштейна силой F_y . Приняв $f=0,35$ и $K=1,3$, при $x=0,25$ имеем $0,35[4800*8-(1-0,2)5000]=12128\text{Н}>1,3*8650=11200\text{ Н}$.

Затяжка достаточна.

4. Определяем расчетную нагрузку и диаметр болта:

a) $F_{Fz} = 5000/8 = 620\text{ Н}$;

b) $F_M = 2960*10^3*210/[2*210^2 + 2*140^2] = 2450\text{ Н}$;

c) $F = 2450+620=3070\text{ Н}$;

d) $F_p = 1,3*4800+0,25*3070\approx 7000\text{ Н}$;

e) по табл.1.4 назначаем болты М16.

Практическое занятие №4

Тема: Соединения с натягом

Пример 7.1. Подобрать посадку, обеспечивающую соединение червячного колеса с валом (см. рис. 7.10, шпонку не учитывать), по следующим данным. Соединение нагружено моментом $T = 1300$ Н м и осевой силой $F_a = 2500$ Н. Диаметр соединения $a = 60$ мм, условный наружный диаметр ступицы $d_2 = 100$ мм, вал сплошной ($d_1 = 0$), длина посадочной поверхности $l = 90$ мм. Центр колеса отлит из стали 35Л ($\sigma_m = 280$ МПа), вал изготовлен из стали 45 ($\sigma_m = 340$ МПа). Шероховатости вала и отверстия $R_{z1} = R_{z2} = 6,3$ мкм (чистовое точение); сборка осуществляется прессованием. Вероятность безотказной работы или коэффициент надежности $P = 0,97$.

Решение. По формуле принимая $f = 0,1$ и $K = 2$, определяем давление p , обеспечивающее передачу заданной нагрузки:

$$p \geq \frac{2\sqrt{43,2^2 \cdot 10^6 + 2,5^2 \cdot 10^6}}{0,1\pi \cdot 60 \cdot 90} = 51,2 \text{ МПа},$$

где $F_t = 2 \cdot 1300 \cdot 10^3 / 60 = 43,3$ Н.

Определяем расчетный натяг

$$N \geq pd \left[\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right] = 51,2 \cdot 60 \left[\frac{0,7 + 2,4}{21 \cdot 10^4} \right] = 0,046 \text{ мм},$$

где $C_1 = 1 - 0,3 = 0,7$;

$$C_2 = (100^2 + 60^2) / (100^2 - 60^2) + 0,3 \approx 2,4.$$

Определяем потребный минимальный натяг:

$$(N_{min})_{расч} \geq N + u = 0,046 + 0,015 = 0,061 \text{ мм}.$$

По таблицам стандарта этот минимальный вероятностный натяг может гарантировать посадка $\phi 60H7/u7$, для которой отклонения отверстия O и $+30$ мкм; отклонения вала $+87$ и $+117$ мкм; наименьший натяг $(N_{min})_{табл} = 0,087 - 0,030 = 0,057$ мм; наибольший натяг $(N_{max})_{табл} = 0,117 - 0 = 0,117$ мм.

Отмечаем, что $(N_{min})_{табл} < (N_{min})_{расч}$. Проверяем условие прочности с учетом заданной вероятности безотказной работы [см. формулу (0.1), где $N = 0,5(0,057 + 0,117) = 0,087$ мм, $TD = 0,030 - 0 = 0,030$ мм, $TD = 0,117 - 0,087 = 0,030$ мм], $C = 0,31$:

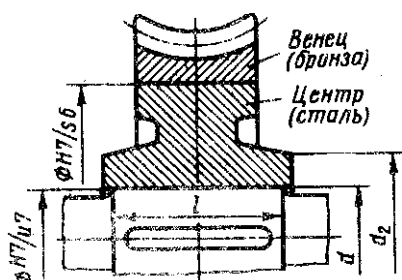


Рис. 7.10

$$N_{p \min} = 0,087 - 0,31\sqrt{0,03^2 + 0,03^2} = 0,074 \text{ мм}; N_{p \max} = 0,10 \text{ мм}.$$

При этом $N_{p \min} > (N_{\min})_{\text{расч}}$ - условие прочности соединения удовлетворяется.

Удельное давление, вызывающее пластические деформации в деталях:

$$P_m = 280 (100^2 - 60^2) / (2 * 100^2) \approx 95 \text{ МПа для ступицы};$$

$$P_m = 340 / 2 = 170 \text{ МПа для вала}.$$

Максимальный расчетный натяг посадки находим по формуле:

$$N' = N_{p \max} - u = 0,10 - 0,015 = 0,085 \text{ мм}.$$

Соответствующее этому натягу давление

$$p' = pN' / N = 51,2 * 0,085 / 0,046 = 94,6 \text{ МПа} < p_t.$$

Следовательно, намеченная посадка при наибольшем вероятностном натяге не вызывает пластических деформаций в посадочных поверхностях ступицы и вала. Расчет с учетом вероятности безотказной работы $P = 0,97$ позволил повысить допускаемую нагрузку в 1,3 раза.

Практическое занятие №5

Тема: Сварные соединения

Пример 3.1. Рассчитать кронштейн и сварное соединение (см. рис. 3.14) при $F = 10^4$ Н, $T = 8 \cdot 10^3$ Нм, нагрузка статическая, толщина листа $\delta = 12$ мм, материал листа – сталь Ст3 ($\sigma_T = 220$ МПа), сварка ручная электродом Э42.

Решение. 1. Определяем ширину b листа по условию прочности. Принимая $s = 1,4$, находим

$$[\sigma]_p = \sigma_T / s = 220 / 1,4 = 157 \text{ МПа.}$$

Учитывая только основную нагрузку T , получаем

$$W = \delta b^2 / 6 = T / [\sigma]_p.$$

С учетом нагрузки F принимаем $b = 165$ мм. Проверяем прочность по суммарной нагрузке:

$$\sigma = \frac{6T}{\delta b^2} + \frac{F}{\delta b} = \frac{6 \cdot 8 \cdot 10^6}{12 \cdot 165^2} + \frac{10^4}{12 \cdot 165} \approx 152 \text{ МПа} < [\sigma]_p = 157 \text{ МПа.}$$

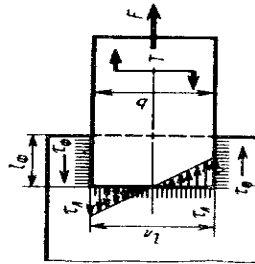


Рис.3.14

2. Определяем размеры швов. Принимаем $l_L = b = 165$ мм, $k = \delta = 12$ мм. Предварительно оцениваем l_ϕ только по основной нагрузке T , используя формулу (3.13). При этом, согласно табл. 3.1, принимаем

$$[\tau] = 0,6[\sigma]_p = 94 \text{ МПа;}$$

$$\tau_T = 94 = 8 \cdot 10^6 / (l_\phi \cdot 0,7 \cdot 12 \cdot 165 + 0,7 \cdot 12 \cdot 165^2 / 6);$$

из этого равенства найдем $l_\phi = 35$ мм.

Проверяем прочность швов по суммарной нагрузке

$$\tau_F = 10^4 / (0,7 \cdot 12 \cdot (2 \cdot 40 + 165)) \approx 5 \text{ МПа;}$$

уточняем $\tau_T = 8 \cdot 10^6 / (0,7 \cdot 12 \cdot 40 \cdot 165 + 0,7 \cdot 12 \cdot 165^2 / 6) = 86 \text{ МПа;}$

$$\tau = \tau_T + \tau_F = 91 < [\tau] = 94 \text{ МПа.}$$

Отмечаем, что по условию равнопрочности детали и соединения при действии изгибающей нагрузки как основной требуемая длина фланговых швов l_ϕ невелика и составляет около $0,25 l_L$.

