



Рис. 8.34.
Фланцевая муфта

Очевидно, что наибольшую силу будет воспринимать болт с $y_i = y_{\max}$. Учитывая равенства (8.19) и (8.44), будем иметь

$$F_{\text{бmax}} = \chi \left(\frac{R}{n} + \frac{M_x y_{\max}}{n \sum_{i=1}^n y_i^2} \right), \quad (8.52)$$

где χ — коэффициент основной нагрузки одиночного соединения.

В упрощенном расчете соединения стальных деталей можно принять $\chi = 0,2 \div 0,25$ и, задавшись числом болтов и значениями y_i , найти по внешней нагрузке значение $F_{\text{бmax}}$. Далее определяется диаметр болта.

Пример 1. Рассчитать болты фланцевой муфты (рис. 8.34), передающей мощность $P = 40$ кВт при частоте вращения $n = 250$ мин⁻¹; диаметр окружности осей болтов $D_0 = 220$ мм. Расчет произвести для двух вариантов: болты установлены без зазора; болты установлены с зазором. Коэффициент трения между торцами полумуфт $f = 0,2$.

Решение 1. Передаваемый вращающий момент

$$T = \frac{30P}{\pi n} 10^6 = \frac{30 \cdot 40}{3,14 \cdot 250} 10^6 = 1,53 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

2. Назначив число болтов в соединении $n = 6$, находим окружную силу, передаваемую одним болтом:

$$F_t = \frac{2T}{D_0 n} = \frac{2 \cdot 1,53 \cdot 10^6}{220 \cdot 6} = 2318 \text{ Н}.$$

3. По формуле (8.34) диаметр стержня болта, установленного без зазора (принимая материал болтов — сталь 45, $\sigma_t = 470$ МПа, $[\tau_c] = 0,3\sigma_t = 0,3 \cdot 470 = 141$ МПа)

$$d_c = \sqrt{\frac{4F_t}{\pi[\tau_c]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2318}{3,14 \cdot 141}} = 4,57 \text{ мм}.$$

Принимаем болт с резьбой М5 и назначаем диаметр стержня 5,2 мм (см. рис. 8.29, б).

4. По формуле (8.37) внутренний диаметр резьбы болта, установленного с зазором (допускаемое напряжение $[\sigma_p] = 0,3\sigma_t = 0,3 \cdot 470 = 141$ МПа, см. табл. 8.3)

$$d_1 = \sqrt{\frac{5,2 F_t}{\pi f [\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{5,2 \cdot 2318}{3,14 \cdot 0,2 \cdot 141}} \approx 11,2 \text{ мм}.$$

Из табл. 8.5 находим, что условию задачи приблизительно удовлетворяет болт с резьбой М14, для которой $d_1 = 11,546$ мм.

Видно, что при установке в муфту болтов без зазора их диаметр оказывается почти в 2,5 раза меньшим. Однако сложность реализации на практике такой посадки вынуждает использовать менее целесообразный вариант установки болтов с зазором.

Пример 2. Спроектировать болт шатуна (см. рис. 8.24) поршневого двигателя. Из расчета двигателя известно, что сила на один болт $F = 15$ кН. Затяжка соединения контролируется по удлинению болта.

Выбор материала и технологии изготовления, предварительный расчет болта

1. В качестве материала принимаем сталь 40Х с термической обработкой заготовок до твердости 29—39 НRC (класс прочности 10,9). Механические свойства материала болта после термообработки (см. табл. 8.1); $\sigma_b = 1000$ МПа; $\sigma_t = 900$ МПа; $E = 2 \cdot 10^5$ МПа. Материалы и механические характеристики шатуна и шатунной крышки такие же.

2. Способ изготовления болта: точение и электрохимическое полирование стержня, накатывание резьбы.

3. Принимаем, что при контролируемой затяжке допускаемое напряжение $[\sigma_p] = 0,2\sigma_t = 0,2 \cdot 900 = 180$ МПа. По формуле (8.33) диаметр резьбы

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 15000}{3,14 \cdot 180}} \approx 10 \text{ мм}.$$

По табл. 8.5 находим, что для предварительного расчета можно принять резьбу М12Х × 1,5.

Разработка конструкции болта

Учитывая особую ответственность детали (разрушение болта влечет за собой выход из строя двигателя), выполняем болт податливым и для повышения сопротивления усталости резьбового соединения используем гайку растяжения. По чертежам головки и крышки шатуна назначаем размеры (в миллиметрах) болта (рис. 8.35): $d = 12$; $d_1 = 10$; $l_1 = 10$; $d_2 = 12$;