

Результирующие усилия по осям координат:
горизонтальной

$$F_x = F_{t_{1x}} - F_{r_{1x}} - F_{t_{2x}} + F_{r_{2x}} = 1143 - 496 - 731 + 591 = 507 \text{ Н};$$

вертикальной

$$F_y = F_{t_{1y}} + F_{t_{2y}} + F_{r_{1y}} + F_{r_{2y}} = 1362 + 1611 + 416 + 273 = 3662 \text{ Н}.$$

3. Изгибающие моменты:

$$M_{F_x} = F_x l = 507 \cdot 270 = 136\,890 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{F_y} = F_y l = 3662 \cdot 270 = 988\,740 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Результирующий момент

$$M = \sqrt{M_{F_x}^2 + M_{F_y}^2} = \sqrt{136\,890^2 + 988\,740^2} = 998\,161 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

4. Определяем величину допускаемых напряжений. В данном случае при неподвижной оси и пульсирующем цикле изменения напряжений изгиба по формулам (1.15) и (1.13):

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{\text{lim}} \varepsilon}{[s] K_\sigma} \beta K_L = \frac{\sigma_{-1} \varepsilon \beta K_L}{[1 - 0,5(1 - \psi_\sigma)] [s] K_\sigma} = \frac{255 \cdot 0,8 \cdot 0,91 \cdot 1}{[1 - 0,5(1 - 0,03)] 2 \cdot 2} = 90 \text{ Н/мм}^2,$$

где предел выносливости материала оси (сталь 35) $\sigma_{-1} = 255 \text{ Н/мм}^2$; $\sigma_B = 510 \text{ Н/мм}^2$ (табл. 12.13). Принимаем: $\varepsilon_\sigma = 0,8$ (среднее значение для углеродистой стали, табл. 12.9); $\beta = 0,91$ (чистое obtачивание табл. 12.9); $K_L = 1$; $[s] = 2$ (для пульсирующего цикла изменения напряжений); $K_\sigma = 2$; $\psi_\sigma = 0,03$ (см. рис. 1.4, в).

5. Необходимый диаметр оси

$$d = \sqrt[3]{\frac{M}{0,1[\sigma_F]}} = \sqrt[3]{\frac{998\,161}{0,1 \cdot 90}} = 48 \text{ мм}. \text{ Принимаем по ГОСТ 6636—69 из ряда } Ra10 \text{ } d = 50 \text{ мм}.$$

Пример 4. Произвести проверочный расчет конца вала, передающего крутящий момент. Диаметр вала $d=20$ мм. Закладную призматическую шпонку подобрать по ГОСТу. Передаваемая мощность $N=7,5$ кВт. Частота вращения вала $n=725$ об/мин. Материал вала — сталь 40ХН. Термообработка — поверхностная закалка ТВЧ.

Решение. 1. Определяем крутящий момент, передаваемый валом,

$$T = 9,55 \cdot 10^6 \frac{N}{n} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{7,5}{725} = 98\,793 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

2. Подбираем размеры сечения шпонки согласно СТ СЭВ 189—75 в зависимости от диаметра вала $b \times h = 6 \times 6$ мм. Глубина паза $t_1 = 3,5$ мм.

3. Определяем полярный момент сопротивления (нетто) для сечения конца вала, ослабленного шпоночным пазом:

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 (d - t_1)^2}{2d} = \frac{3,14 \cdot 20^3}{16} - \frac{6 \cdot 3,5 (20 - 3,5)^2}{2 \cdot 20} = 1427 \text{ мм}^3.$$

4. Так как вал совершает нереверсивное вращение, касательное напряжение изменяется по пульсирующему циклу. Определяем амплитуду и среднее напряжение:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{1}{2} \tau_{\text{max}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{T}{W_p} = \frac{1}{2} \cdot \frac{98\,793}{1427} = 34,62 \text{ Н/мм}^2.$$

5. Определяем коэффициент запаса усталостной прочности по кручению

$$s = s_\tau = \frac{\tau_{-1} K_L}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau \beta} \tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{294 \cdot 1}{\frac{214}{0,89 \cdot 1,6} 34,62 + 0,15 \cdot 34,62} = 5,1.$$