

6 ПРОВЕРКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ ПРИВОДНОГО ВАЛА ПО ДИНАМИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ

Для определения долговечности подшипников приводного вала по динамической грузоподъемности необходимо определить реакции в опорах приводного вала от действия внешних нагрузок и определить наиболее нагруженную опору. Для этого определим величины сил, действующих на вал: расчетного усилия $S_{\text{расч}}$, возникающего в результате натяжения ветвей ленты транспортера и действующего в горизонтальной плоскости, и нагрузки на вал со стороны цепной передачи $F_{\text{тц}}$. Сила $F_{\text{тц}}$ действует в горизонтальной плоскости и рассчитана в пункте 2 пояснительной записки.

Диаметр приводной звездочки

$$D_{\text{прзв}} = \frac{t_{\text{пр}}}{\sin\left(\frac{\pi}{Z}\right)} = \frac{100}{\sin\left(\frac{\pi}{13}\right)} = 417.86 \text{ мм.}$$

Окружное усилие на звездочках

$$F_{\text{тб}} = \frac{2 \cdot T_4}{\frac{D_{\text{прзв}}}{1000}} = \frac{2 \cdot 615.44}{\frac{417.86}{1000}} = 2945.68 \text{ Н}$$

Запишем систему уравнений

$$S_{\text{наб}} - S_{\text{сб}} - F_{\text{тб}} = 0$$

$$S_{\text{наб}} - C \cdot S_{\text{сб}} = 0$$

$$C=1.87 \text{ [4, стр 143]}$$

$$S_{\text{сб}} = \frac{-F_{\text{тб}}}{(1 - C)} = \frac{-2945.68}{1 - 1.87} = 3385.84 \text{ Н.}$$

$$S_{\text{наб}} = F_{\text{тб}} + S_{\text{сб}} = 2945.68 + 3385.84 = 6331.52 \text{ Н.}$$

$$S_{\text{расч}} = S_{\text{наб}} + S_{\text{сб}} = 6331.52 + 3385.84 = 9717.36 \text{ Н}$$

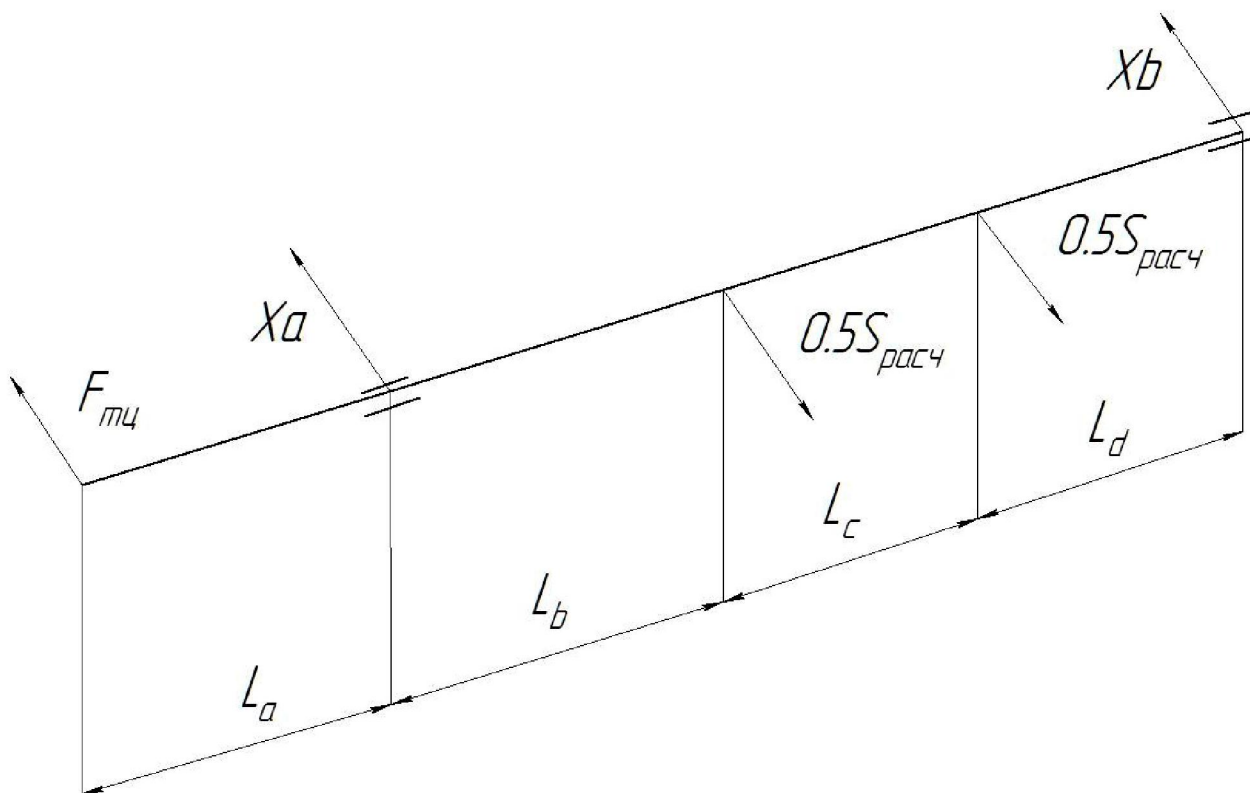


Рисунок 5 - Схема нагружения приводного вала

Определим реакции в опорах вала. Для этого составим систему уравнений равновесия моментов сил, действующих на вал в горизонтальной плоскости.

$$\Sigma M_A = 0: -0,5S_{расч} (2L_b + L_c) + X_B(L_b + L_c + L_d) + F_{тц} \cdot L_a = 0;$$

$$\Sigma M_B = 0: 0,5S_{расч} (2L_d + L_c) - X_A(L_b + L_c + L_d) + F_{тц} \cdot (L_a + L_b + L_c + L_d) = 0.$$

Отсюда

$$X_B = \left[\frac{0,5S_{расч} \cdot (2 \cdot L_b + L_c) - F_{тц} \cdot L_a}{L_b + L_c + L_d} \right];$$

$$X_A = \left[\frac{0,5S_{расч} \cdot (2 \cdot L_d + L_c) + F_{тц} \cdot (L_a + L_b + L_c + L_d)}{L_b + L_c + L_d} \right].$$

$$X_B = \frac{0,5 \cdot 9717,36 \cdot (2 \cdot 146,5 + 505) - 3055,26 \cdot 124}{146,5 + 505 + 146,5} = 4383,928 \text{ Н.}$$

$$X_A = \frac{0.5 \cdot 9717.36 \cdot (2 \cdot 146.5 + 505) + 3055.26 \cdot (124 + 146.5 + 505 + 146.5)}{146.5 + 505 + 146.5}$$

$$X_A = 8388.69 \text{ Н}$$

Расчет показал, что наиболее нагруженной является опора А. Поэтому проверять будем подшипник, расположенный в опоре А и нагруженный радиальной силой $F_R = 8388.69 \text{ Н}$. Осевая нагрузка отсутствует.

Выбираем подшипник серии 1314, динамическая грузоподъемность которого составляет 75000 Н.

Подшипник проверяется по условию $C_p < C$, где C_p - расчетная динамическая грузоподъемность.

Предварительно назначаем:

- коэффициент вращения $V = 1.0$ (вращается внутреннее кольцо);
- коэффициент радиальной нагрузки $X = 1$;
- коэффициент осевой нагрузки $Y = 0$ [4, стр. 462];
- коэффициент безопасности $K_6 = 1.2$ (нагрузка с умеренными толчками);
- температурный коэффициент $K_T = 1.0$.

Эквивалентная динамическая нагрузка

$$P = X \cdot F_R \cdot V \cdot K_6 \cdot K_T$$

$$P = 8388.69 \cdot 1.0 \cdot 1.2 \cdot 1.0 = 10066.43 \text{ Н.}$$

Требуемая долговечность

$$L_h = 365 \cdot 8 \cdot 60 \cdot n_4 \cdot L \cdot 0.9 = 365 \cdot 8 \cdot 60 \cdot 90 \cdot 12 \cdot 0.9 = 170294400 \text{ об.}$$

коэффициент 0.9 учитывает уменьшение времени использования привода на профилактику, ремонт и т.п.

Расчетная динамическая грузоподъемность

$$C_p = P \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h}{10^6}} = 10066.43 \cdot \sqrt[3]{\frac{170294400}{10^6}} = 55796.75 \text{ Н.}$$

Условие выполняется.

8 УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ПРИВОДНОГО ВАЛА

Строим эпюры изгибающих моментов

$$M_{1r} = F_{тц} \cdot L_a \cdot 10^{-3} = 3055.26 \cdot 124 \cdot 10^{-3} = 378.85 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$M_{2r} = (F_{тц} \cdot L_a \cdot 10^{-3} + X_A \cdot L_b \cdot 10^{-3})$$

$$M_{2r} = 3055.26 \cdot 124 \cdot 10^{-3} + 8388.69 \cdot 146.5 \cdot 10^{-3} = 1607.8 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$M_{3r} = (X_B \cdot L_d \cdot 10^{-3})$$

$$M_{3r} = 4383.93 \cdot 146.5 \cdot 10^{-3} = 642.25 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

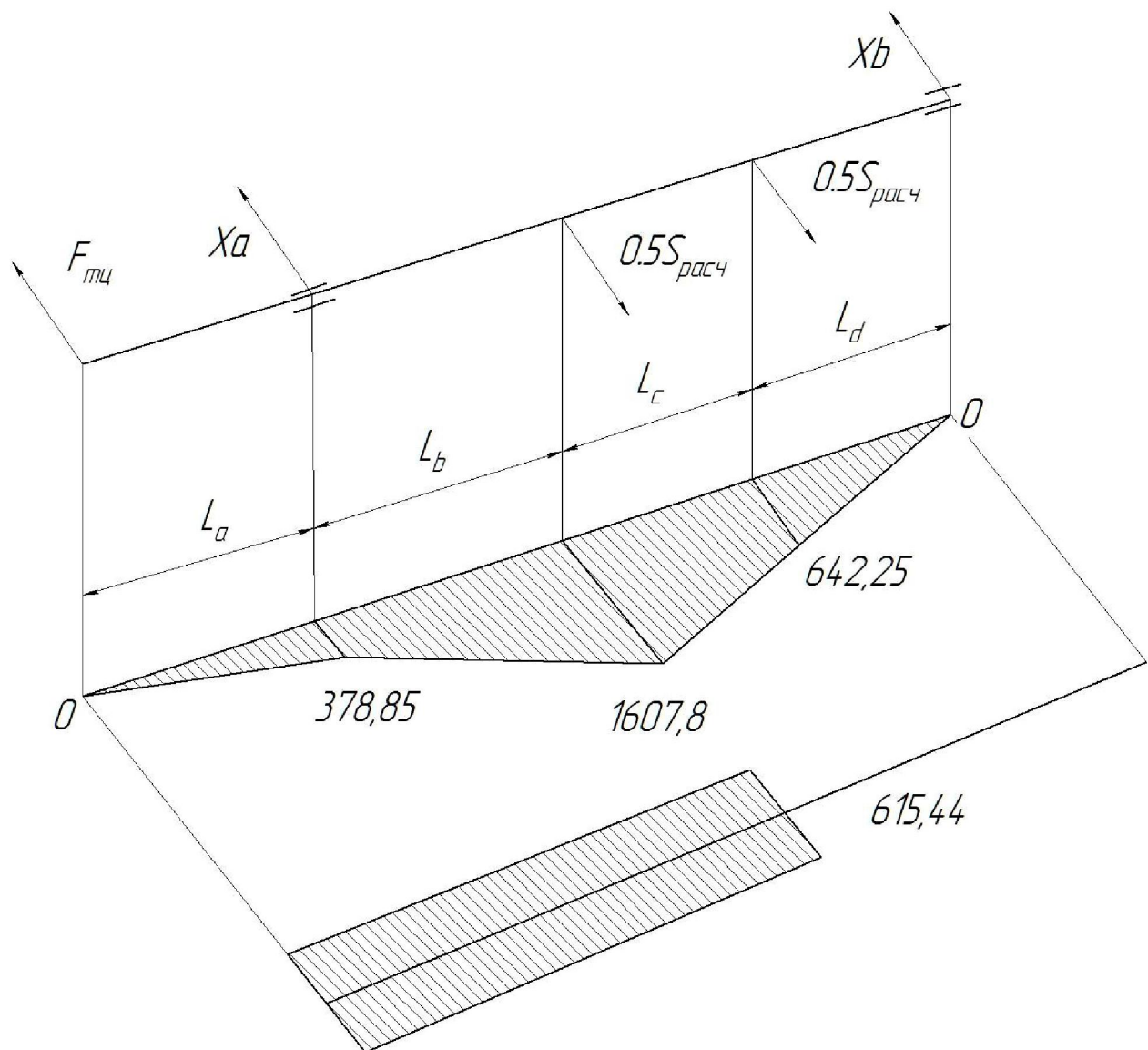


Рисунок 6 - Эпюра моментов

Рассмотрим сечение вала в месте установки подшипника, в котором

действует изгибающий момент равный $M_{изг} = 378.85 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Определим коэффициент запаса прочности вала.

В качестве материала вала выбираем сталь 40Х, улучшенную до $\sigma_B = 900 \cdot 10^6 \text{ Па}$, $\sigma_T = 750 \cdot 10^6 \text{ Па}$.

Для выбранного материала пределы выносливости:

$$\sigma_1 = 0.35 \cdot \sigma_B + 120 \cdot 10^6 = 0.35 \cdot 900 \cdot 10^6 + 120 \cdot 10^6 = 435 \times 10^6 \text{ Па};$$

$$\tau_1 = 0.3 \cdot \sigma_B = 0.3 \cdot 900 \cdot 10^6 = 270 \times 10^6 \text{ Па}.$$

Амплитуды цикла напряжений

$$\sigma_a = \frac{32M_{изг}}{\pi \cdot (d_{пл} \cdot 10^{-3})^3} = \frac{32 \cdot 378.85}{\pi \cdot (70 \cdot 10^{-3})^3} = 11.25 \times 10^6 \text{ Па};$$

$$\tau_a = \frac{16T_4}{2 \cdot \pi (d_{пл} \cdot 10^{-3})^3} = \frac{16 \cdot 615.44}{2 \cdot \pi \cdot (70 \cdot 10^{-3})^3} = 4.57 \times 10^6 \text{ Па}.$$

Среднее напряжение цикла $\sigma_m = 0$ и $\tau_m = \tau_a = 4.57 \times 10^6 \text{ Па}$.

Коэффициенты концентрации напряжений [1, стр. 165] $K_\sigma = 1.9$ и $K_\tau = 1.9$.

Масштабные коэффициенты [1, стр. 166] $K_{d\sigma} = 0.7$ и $K_{d\tau} = 0.7$.

Коэффициент шероховатости [1, стр. 162] $K_F = 0.97$.

Коэффициенты, корректирующие влияние постоянной составляющей цикла напряжений на сопротивление усталости [1, стр. 164-166] $\psi_\sigma = 0.3$ и $\psi_\tau = 0.1$.

Определим коэффициент запаса при одновременном действии нормальных и касательных напряжений.

Коэффициент запаса при действии нормальных напряжений

$$s_\sigma = \frac{\sigma_1}{\frac{\sigma_a \cdot K_\sigma}{K_{d\sigma} \cdot K_F} + \sigma_m \cdot \psi_\sigma} = \frac{435000000}{\frac{11250537.64 \cdot 1.9}{0.7 \cdot 0.97} + 0 \cdot 0.3} = 13.82$$

Коэффициент запаса при действии касательных напряжений

$$s_{\tau} = \frac{\tau_1}{\frac{\tau_a \cdot K_{\tau}}{K_{d\tau} \cdot K_F} + \tau_m \cdot \psi_{\tau}} = \frac{270000000}{\frac{4569111.05 \cdot 1.9}{0.7 \cdot 0.97} + 4569111.05 \cdot 0.1} = 20.39$$

Коэффициент запаса при одновременном действии нормальных и касательных напряжений

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} = \frac{13.82 \cdot 20.39}{\sqrt{13.82^2 + 20.39^2}} = 11.44$$

Полученное значение s больше требуемого допускаемого $[s] = 2,5$.

Рассмотри сечение вала, в месте посадки тяговой звездочки, в котором действует изгибающий момент равный $M_{изг2} = 1607.8 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Концентратор напряжения - шпоночный паз. Определим коэффициент запаса прочности вала.

В качестве материала вала выбираем сталь 40Х, улучшенную до

$$\sigma_B = 900 \cdot 10^6 \text{ Па}, \sigma_T = 750 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Для выбранного материала пределы выносливости [3, с. 162]:

$$\sigma_{1.} = 0.35 \cdot \sigma_B + 120 \cdot 10^6 = 0.35 \cdot 900 \cdot 10^6 + 120 \cdot 10^6 = 435 \times 10^6 \text{ Па};$$

$$\tau_{1.} = 0.3 \cdot \sigma_B = 0.3 \cdot 900 \cdot 10^6 = 270 \times 10^6 \text{ Па}.$$

Момент сопротивления изгибу в месте установки тяговой звездочки

$$W_{из} = \left[0.1 \cdot d_6^3 - \frac{b_{ш2} \cdot t_2 \cdot (d_6 - t_2)^2}{2 \cdot d_6} \right] \cdot 10^{-9}.$$

$$W_{из} = \left[0.1 \cdot 85^3 - \frac{22 \cdot 9 \cdot (85 - 9)^2}{2 \cdot 85} \right] \cdot 10^{-9} = 54.69 \times 10^{-6} \text{ мм}^3.$$

Момент сопротивления кручению в месте установки барабана

$$W_{кр} = \left[0.2 \cdot d_6^3 - \frac{b_{ш2} \cdot t_2 \cdot (d_6 - t_2)^2}{2 \cdot d_6} \right] \cdot 10^{-9}.$$

$$W_k = \left[0.2 \cdot 85^3 - \frac{22 \cdot 9 \cdot (85 - 9)^2}{2 \cdot 85} \right] \cdot 10^{-9} = 116.1 \times 10^{-6} \text{ мм}^3.$$

Амплитуды цикла напряжений

$$\sigma_a = \frac{M_{изг2}}{W_{и}} = \frac{1607.8}{\left[0.1 \cdot 85^3 - \frac{22 \cdot 9 \cdot (85 - 9)^2}{2 \cdot 85} \right] \cdot 10^{-9}} = 29.4 \times 10^6 \text{ Па};$$

$$\tau_a = \frac{T_4}{2 \cdot W_k} = \frac{615.44}{2 \cdot \left[0.2 \cdot 85^3 - \frac{22 \cdot 9 \cdot (85 - 9)^2}{2 \cdot 85} \right] \cdot 10^{-9}} = 2.65 \times 10^6 \text{ Па}.$$

Среднее напряжение цикла $\sigma_m = 0$ и $\tau_m = \tau_a = 4.57 \times 10^6 \text{ Па}$ [3, с. 165].

Коэффициенты концентрации напряжений [2, стр. 165] $K_{\sigma} = 1.9$ и $K_{\tau} = 1.9$.

Масштабные коэффициенты [3, стр. 166] $K_{d\sigma} = 0.6$ и $K_{d\tau} = 0.6$.

Коэффициент шероховатости [3, стр. 162] $K_F = 0.97$.

Коэффициенты, корректирующие влияние постоянной составляющей цикла напряжений на сопротивление усталости [3, стр. 164-166] $\psi_{\sigma} = 0.1$ и $\psi_{\tau} = 0.1$.

Определим коэффициент запаса при одновременном действии нормальных и касательных напряжений.

Коэффициент запаса при действии нормальных напряжений

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{1.}}{\frac{\sigma_a \cdot K_{\sigma}}{K_{d\sigma} \cdot K_F} + \sigma_m \cdot \psi_{\sigma}} = \frac{435000000}{\frac{29401030.09 \cdot 1.9}{0.6 \cdot 0.97} + 0 \cdot 0.1} = 4.53$$

Коэффициент запаса при действии касательных напряжений

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{1.}}{\frac{\tau_a \cdot K_{\tau}}{K_{d\tau} \cdot K_F} + \tau_m \cdot \psi_{\tau}} = \frac{270000000}{\frac{2650527.18 \cdot 1.9}{0.6 \cdot 0.97} + 4569111.05 \cdot 0.1} = 29.64$$

Коэффициент запаса при одновременном действии нормальных и касательных напряжений

$$s_{\Sigma} = \frac{s_{\sigma_{\Sigma}} \cdot s_{\tau_{\Sigma}}}{\sqrt{s_{\sigma_{\Sigma}}^2 + s_{\tau_{\Sigma}}^2}} = \frac{4.53 \cdot 29.64}{\sqrt{4.53^2 + 29.64^2}} = 4.48$$

Полученное значение s больше требуемого допускаемого $[s] = 2,5$.