

## 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  $S_{расч}$ , возникающего в результате натяжения ветвей ленты транспортера и действующего в горизонтальной плоскости, и консольной нагрузки на вал со стороны открытой передачи.

Тяговое усилие ленты

$$F = \frac{60 \cdot P_4}{3.14 \cdot D_6 \cdot n_4} = \frac{60 \cdot 6997.81}{3.14 \cdot 0.5 \cdot 26.74} = 10001.21 \text{ Н.}$$

Так как условия работы неизвестны, то значение коэффициента  $C$ , зависящего от типа конвейера, примем как среднее следующих значений

$C_1 = 1.44$  для очень влажной атмосферы;

$C_2 = 2.08$  для влажной атмосферы;

$C_3 = 3.0$  для сухой атмосферы.

Таким образом

$$C = \frac{C_1 + C_2 + C_3}{3} = \frac{1.44 + 2.08 + 3.0}{3} = 2.17333 .$$

Запишем систему уравнений

$$S_{наб} - S_{сб} - F = 0$$

$$S_{наб} - C \cdot S_{сб} = 0$$

$$S_{сб} = \frac{F}{(C - 1)} = \frac{10001.21}{2.17333 - 1} = 8523.78 \text{ Н.}$$

$$S_{наб} = F + S_{сб} = 10001.21 + 8523.78 = 18524.99 \text{ Н.}$$

$$S_{расч} = S_{наб} + S_{сб} = 18524.99 + 8523.78 = 26750.1 \text{ Н}$$

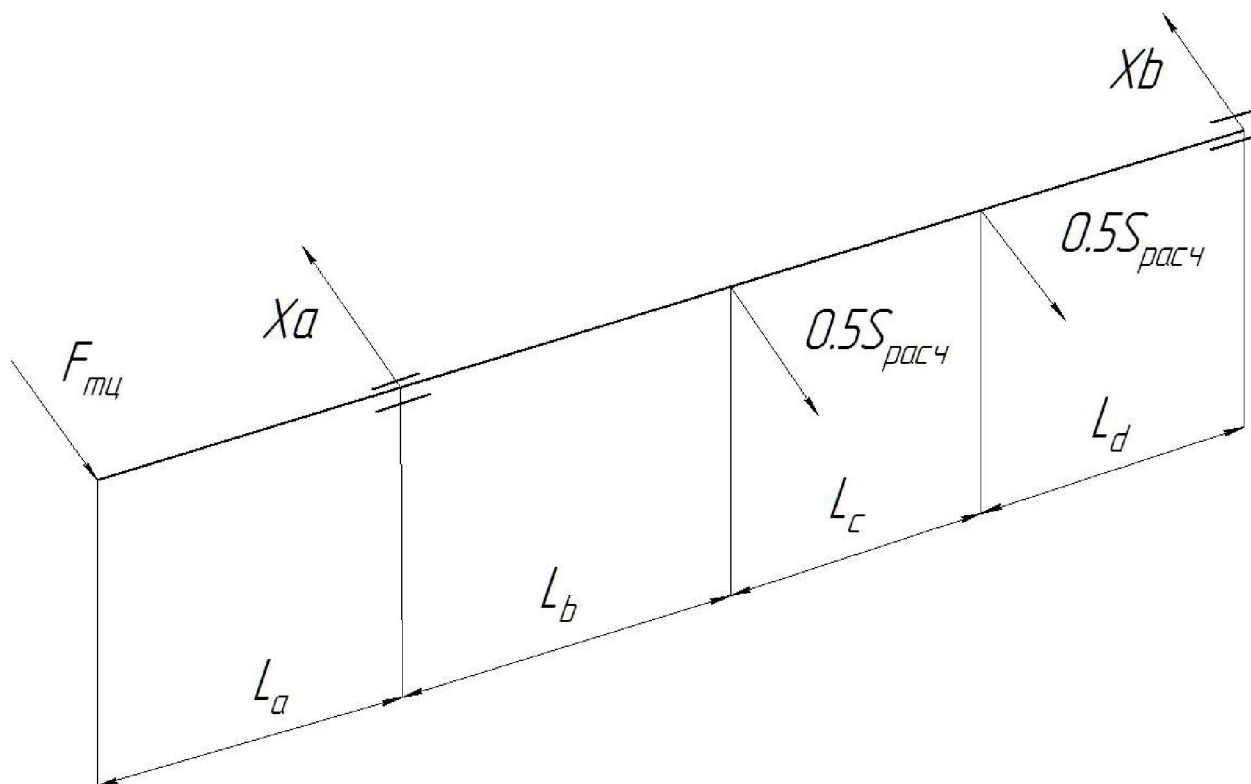


Рисунок 5 - Схема нагружения приводного вала

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

$$X_B = \left[ \frac{0.5S_{расч} \cdot (2 \cdot L_b + L_c) - F_{тц} \cdot L_a}{L_b + L_c + L_d} \right];$$

$$X_A = \left[ \frac{0.5S_{расч} \cdot (2 \cdot L_d + L_c) + F_{тц} \cdot (L_a + L_b + L_c + L_d)}{L_b + L_c + L_d} \right].$$

$$X_B = \frac{0.5 \cdot 27048.77 \cdot (2 \cdot 293.5 + 516) - 8959.16 \cdot 158.5}{293.5 + 516 + 293.5} = 12236.963 \text{ Н.}$$

$$X_A = \frac{0.5 \cdot 27048.77 \cdot (2 \cdot 293.5 + 516) + 8959.16 \cdot (158.5 + 293.5 + 516 + 293.5)}{293.5 + 516 + 293.5}$$

$$X_A = 23770.97 \text{ Н.}$$

Расчет показал, что наиболее нагруженной является опора А. Поэтому

проверять будем подшипник, расположенный в опоре А и нагруженный радиальной силой  $F_R = 23770.97$  Н. Осевая нагрузка отсутствует.

Выбираем подшипник серии 1320, динамическая грузоподъемность которого составляет 143000 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  $K_\delta = 1.2$  (нагрузка с умеренными толчками);
- температурный коэффициент  $K_T = 1.0$ .

Эквивалентная динамическая нагрузка

$$P = X \cdot F_R \cdot V \cdot K_\delta \cdot K_T$$
$$P = 23770.97 \cdot 1.0 \cdot 1.2 \cdot 1.0 = 28525.16 \text{ Н.}$$

Требуемая долговечность

$$L_h = 60 \cdot n_4 \cdot L = 60 \cdot 26.74 \cdot 20000 = 32088000 \text{ об.}$$

Расчетная динамическая грузоподъемность

$$C_p = P \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h}{10^6}} = 28525.16 \cdot \sqrt[3]{\frac{32088000}{10^6}} = 90644.68 \text{ Н} < 143000 \text{ Н.}$$

Условие выполняется.

Требуемая долговечность

$$L_{тр} = \left( \frac{C_p}{P} \right)^3 = \left( \frac{90644.68}{28525.16} \right)^3 = 32.09 \text{ млн. об.}$$

Требуемая долговечность

$$L_h = \frac{L_{тр} \cdot 10^6}{60 \cdot n_4} = \frac{32.09 \cdot 10^6}{60 \cdot 26.74} = 20001.25 \text{ об.} > 10000 \text{ ч.}$$

Условие выполняется.

## 8 УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ПРИВОДНОГО ВАЛА

Строим эпюры изгибающих моментов

$$M_{1r} = F_{тц} \cdot L_a \cdot 10^{-3} = 8959.16 \cdot 158.5 \cdot 10^{-3} = 1420.03 \text{ Н м.}$$

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

$$M_{2r} = -8959.16 \cdot 158.5 \cdot 10^{-3} + 23770.97 \cdot 293.5 \cdot 10^{-3} = 5556.75 \text{ Н м}$$

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

$$M_{3r} = 12236.96 \cdot 293.5 \cdot 10^{-3} = 3591.55 \text{ Н м}$$

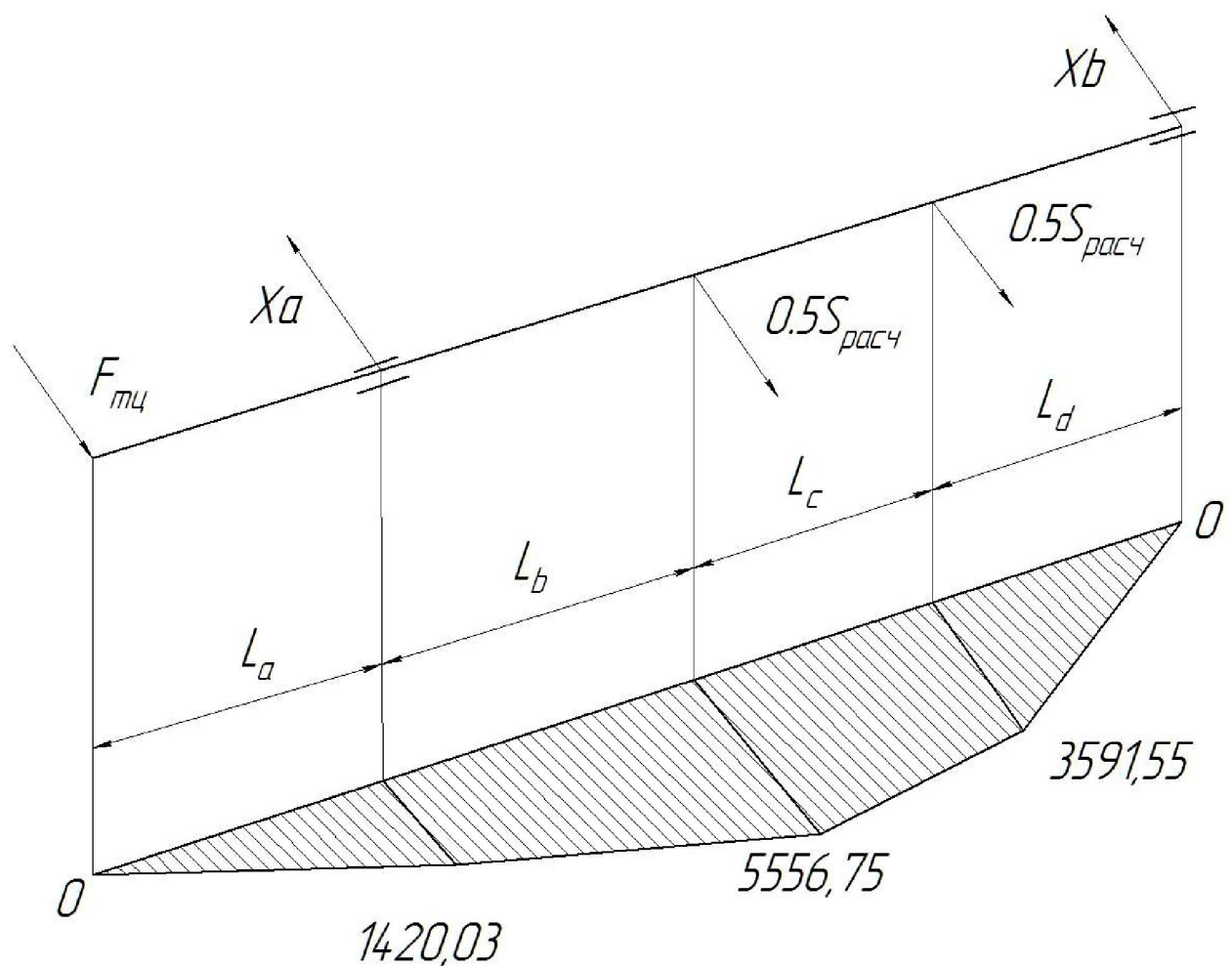


Рисунок 6 - Эпюра моментов

Рассмотрим сечение вала в месте установки подшипника, в котором действует изгибающий момент равный  $M_{изг} = 1420.03 \text{ Н·м}$ . Определим коэффициент запаса прочности вала.

В качестве материала вала выбираем сталь 40Х, улучшенную до

$$\sigma_B = 930 \cdot 10^6 \text{ Па}, \sigma_T = 750 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Для выбранного материала пределы выносливости:

$$\sigma_1 = 0.35 \cdot \sigma_B + 120 \cdot 10^6 = 0.35 \cdot 930 \cdot 10^6 + 120 \cdot 10^6 = 445.5 \times 10^6 \text{ Па};$$

$$\tau_1 = 0.3 \cdot \sigma_B = 0.3 \cdot 930 \cdot 10^6 = 279 \times 10^6 \text{ Па}.$$

Амплитуды цикла напряжений

$$\sigma_a = \frac{32M_{изг}}{\pi \cdot (d_{пл} \cdot 10^{-3})^3} = \frac{32 \cdot 1420.03}{\pi \cdot (100 \cdot 10^{-3})^3} = 14.46 \times 10^6 \text{ Па};$$

$$\tau_a = \frac{16T_4}{2 \cdot \pi (d_{пл} \cdot 10^{-3})^3} = \frac{16 \cdot 2500.15}{2 \cdot \pi \cdot (100 \cdot 10^{-3})^3} = 6.37 \times 10^6 \text{ Па}.$$

Среднее напряжение цикла  $\sigma_m = 0$  и  $\tau_m = \tau_a = 6.37 \times 10^6 \text{ Па}$ .

Коэффициенты концентрации напряжений [1, стр. 165]  $K_\sigma = 1.65$  и  $K_\tau = 1.65$ .

Масштабные коэффициенты [1, стр. 166]  $K_{d\sigma} = 0.6$  и  $K_{d\tau} = 0.6$ .

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

$$s_\sigma = \frac{\sigma_1}{\frac{\sigma_a \cdot K_\sigma}{K_{d\sigma} \cdot K_F} + \sigma_m \cdot \psi_\sigma} = \frac{445500000}{\frac{14464306.81 \cdot 1.65}{0.6 \cdot 0.97} + 0 \cdot 0.3} = 10.86 .$$

Коэффициент запаса при действии касательных напряжений

$$s_\tau = \frac{\tau_1}{\frac{\tau_a \cdot K_\tau}{K_{d\tau} \cdot K_F} + \tau_m \cdot \psi_\tau} = \frac{279000000}{\frac{6366579.7 \cdot 1.65}{0.6 \cdot 0.97} + 6366579.7 \cdot 0.1} = 14.93$$

Коэффициент запаса при одновременном действии нормальных и касательных напряжений

$$s_s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} = \frac{10.86 \cdot 14.93}{\sqrt{10.86^2 + 14.93^2}} = 8.8.$$

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

Рассмотрим сечение вала, в месте посадки барабана, в котором действует изгибающий момент равный  $M_{изг2} = 5556.75$  Н·м. Концентратор напряжения - шпоночный паз. Определим коэффициент запаса прочности вала.

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

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

$$\sigma_{1.} = 0.35 \cdot \sigma_B + 120 \cdot 10^6 = 0.35 \cdot 930 \cdot 10^6 + 120 \cdot 10^6 = 445.5 \times 10^6 \text{ Па};$$

$$\tau_{1.} = 0.3 \cdot \sigma_B = 0.3 \cdot 930 \cdot 10^6 = 279 \times 10^6 \text{ Па}.$$

Момент сопротивления изгибу в месте установки тяговой звездочки

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

$$W_{из} = \left[ 0.1 \cdot 110^3 - \frac{25 \cdot 9 \cdot (110 - 9)^2}{2 \cdot 110} \right] \cdot 10^{-9} = 122.67 \times 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Момент сопротивления кручению в месте установки барабана

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

$$W_K = \left[ 0.2 \cdot 110^3 - \frac{25 \cdot 9 \cdot (110 - 9)^2}{2 \cdot 110} \right] \cdot 10^{-9} = 255.77 \times 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Амплитуды цикла напряжений

$$\sigma_a = \frac{M_{изг2}}{W_{из}} = \frac{5556.75}{\left[ 0.1 \cdot 110^3 - \frac{25 \cdot 9 \cdot (110 - 9)^2}{2 \cdot 110} \right] \cdot 10^{-9}} = 45.3 \times 10^6 \text{ Па};$$

$$\tau_a = \frac{T_4}{2 \cdot W_k} = \frac{2500.15}{2 \cdot \left[ 0.2 \cdot 110^3 - \frac{25 \cdot 9 \cdot (110 - 9)^2}{2 \cdot 110} \right] \cdot 10^{-9}} = 4.89 \times 10^6 \text{ Па.}$$

Среднее напряжение цикла  $\sigma_m = 0$  и  $\tau_m = \tau_a = 6.37 \times 10^6$  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

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_L}{\frac{\sigma_a \cdot K_{\sigma}}{K_{d\sigma} \cdot K_F} + \sigma_m \cdot \psi_{\sigma}} = \frac{445500000}{\frac{45299410.54 \cdot 1.9}{0.6 \cdot 0.97} + 0 \cdot 0.1} = 3.01$$

Коэффициент запаса при действии касательных напряжений

$$s_{\tau} = \frac{\tau_L}{\frac{\tau_a \cdot K_{\tau}}{K_{d\tau} \cdot K_F} + \tau_m \cdot \psi_{\tau}} = \frac{279000000}{\frac{4887550.87 \cdot 1.9}{0.6 \cdot 0.97} + 6366579.7 \cdot 0.1} = 16.81$$

Коэффициент запаса при одновременном действии нормальных и касательных напряжений

$$s_{..} = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} = \frac{3.01 \cdot 16.81}{\sqrt{3.01^2 + 16.81^2}} = 2.96$$

Полученное значение  $s$  больше требуемого допускаемого  $[s] = 2.5$ .