

Расчет червячной передачи

Исходные данные

$$T_2 = 319,67 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$T_1 = 20,29 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$n_1 = 950 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_2 = 47,5 \text{ мин}^{-1}$$

$$u = 20$$

$$L = 15 \text{ тыс. ч}$$

1) Коэффициенты качества работы

$$\mu_z = \sum \frac{t_i}{t_z} \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^4 = 1 \cdot 0,4 + 0,8 \cdot 0,3 + 0,6 \cdot 0,3 = 0,82$$

$$\mu_y = 1^4 \cdot 0,4 + 0,8^4 \cdot 0,3 + 0,6^4 \cdot 0,3 = 0,56$$

2) Установление основных данных

Число витков червяка при $u = 20$ принимаем $z_1 = 2$

Число зубьев червячного колеса $z_2 = z_1 u = 2 \cdot 20 = 40$

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{40}{2} = 20$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{950}{20} = 47,5 \text{ мин}^{-1}$$

Ориентировочная скорость скольжения

$$V_{\text{ск}} = 4,5 \cdot 10^{-4} n_1^2 \sqrt{T_2} = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot 950^2 \sqrt{319,67} = 2,92 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

3) Выбор профиля червяка и материала червячной парн.

Принимаем архимедов червяк ЗА из стали 20 с цементацией и закалкой до твердости 56...63 HRC. Так как $V_{\text{ск}} < 4 \frac{\text{м}}{\text{с}}$, принимаем в качестве материала бегунговую бронзу Бр. А9НЗЛ (отливка в кокиль) с характеристиками: $E_2 = (0,88 \cdot 114) \cdot 10^5$

$$V_2 = 0,35; \sigma_{T_2} = 196 \dots 343 \text{ МПа}; \sigma_{B_2} = 490 \dots 588 \text{ МПа}$$

Степень точности $IT_7 = 8$

Ориентировочный КПД передачи определяется по формуле

$$\eta = \frac{0,98}{1 + 0,25 f' u} = \frac{0,98}{1 + 0,25 \cdot \lg 2,51 \cdot 20} = 0,80$$

$$\varphi' = 3,5 - 0,92 \ln 2,92 = 2,51^\circ$$

Мощность на валу червяка

$$P_1 = \frac{T_2 n_2}{9550 \eta} = \frac{319,67 \cdot 47,5}{9550 \cdot 0,8} = 1,99 \text{ кВт}$$

Коэффициент диаметра червяка

$$q = 0,25 z_2 = 0,25 \cdot 40 = 10$$

Коэффициент нагрузки

$$K = K_\beta K_\nu = 1,02 \cdot 1,16 = 1,18$$

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 (1 - \nu_{cp}) = 1 + \left(\frac{40}{81} \right)^3 (1 - 0,82) = 1,02$$

$$\Theta = 9(q-4) \left(1 + \frac{1}{z_1} \right) = 9(10-4) \left(1 + \frac{1}{2} \right) = 81$$

$$K_\nu = 0,3 + 0,1 n_T + 0,02 \nu_{ck} = 0,3 + 0,1 \cdot 8 + 0,02 \cdot 2,92 = 1,16$$

4) Допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H_0} c'_v = 300 \cdot 0,7518 = 225,5 \text{ МПа}$$

$$c'_v = 1 - 0,085 \nu_{ck} = 1 - 0,085 \cdot 2,92 = 0,7518$$

5) Определение основных размеров

Нормативное расстояние

$$a_w = 625 \sqrt[3]{\frac{KT_2}{[\sigma]_H^2}} = 625 \sqrt[3]{\frac{1,18 \cdot 319,67}{225,5^2}} = 121,8 \text{ мм}$$

Принимаем $a_w = 125 \text{ мм}$

Расчетный модуль

$$m = \frac{2a_w}{z_2 + q} = \frac{2 \cdot 125}{40 + 10} = 5 \text{ мм}$$

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2) = \frac{125}{5} - 0,5(10 + 40) = 0$$

Геометрические параметры передач

Червяк ZA

Делительный диаметр $d_1 = m q = 5 \cdot 10 = 50 \text{ мм}$

Диаметр вершин вилков $d_{a1} = m(q + 2) = 5 \cdot (10 + 2) = 60 \text{ мм}$

Диаметр впадин венцов $d_{f1} = m(q - z_1) = 5 \cdot 7,6 = 38 \text{ мм}$

Начальный диаметр $d_{w1} = m(q + z_1) = 5 \cdot 10 = 50 \text{ мм}$

Делительный угол подъема венца

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q} = \arctg \frac{2}{10} = 11,31^\circ$$

Начальный угол подъема венца

$$\gamma_w = \arctg \frac{z_1}{q + z_1} = \arctg \frac{2}{10} = 11,31^\circ$$

Угол профиля венца в нормальном сечении червяка на начальном шпинделе

$$\alpha_{nw} = \arctg(\operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos \gamma) = \arctg(0,364 \cdot 0,98) = 19,63^\circ$$

Длина нарезанной части червяка

$$b_1 \geq (c_1 + c_2 z_2) m = (11 + 0,06 \cdot 40) 5 = 67 \text{ мм}$$

С учетом выхода шпированного круга принимаем

$$b_1 = 67 + 3m = 67 + 3 \cdot 5 = 82 \text{ мм}$$

Червячное колесо

Ширина зубчатого венца при $z_1 = 2$

$$b_2 \leq 0,75 d_{a2} = 0,75 \cdot 60 = 45 \text{ мм}$$

Человечий угол обхвата

51,5°

$$2\theta = 2 \arcsin \frac{b_2}{d_{a2} - 0,5m} = 2 \arcsin \frac{45}{60 - 0,5 \cdot 5} = 103^\circ$$

Начальный и делительный диаметры $d_2 = d_{w2} = m \cdot z_2 = 5 \cdot 40 = 200 \text{ мм}$

Диаметр вершин зубьев $d_{a2} = d_2 + 2m(1+x) = 200 + 5 \cdot 2 \cdot 1 = 210 \text{ мм}$

Диаметр впадин зубьев $d_{f2} = d_2 - 2m(1,2-x) = 200 - 5 \cdot 2 \cdot 1,2 = 188 \text{ мм}$

Наибольший диаметр $d_{a_{\text{max}}} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_2+2} = 210 + \frac{6 \cdot 5}{2+2} = 218 \text{ мм}$

6. Определение скорости

- на шесте $V_1 = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 50 \cdot 950}{60000} = 2,49 \frac{\text{м}}{\text{с}}$

- на колесе $V_2 = \frac{\pi d_{w2} n_2}{60000} = \frac{\pi \cdot 200 \cdot 47,5}{60000} = 0,49 \frac{\text{м}}{\text{с}}$

7. Скорость скольжения

$$V_{\text{ск}} = \frac{V_1}{\cos \gamma_w} = \frac{2,49}{\cos 11,31^\circ} = 2,59 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

8. Уточнение КПД передачи, крутящего момента и мощности на шесте.

$$\eta_{\text{зам}} = \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \varphi)} = \frac{\operatorname{tg} 11,31^\circ}{\operatorname{tg}(11,31 + 2,51)} = 0,813$$

$$\eta = \eta_{\text{зам}} \eta_r = 0,813 \cdot 0,98 = 0,797$$

$$T_1 = \frac{T_2}{\eta} = \frac{319,67}{20 \cdot 0,797} = 20,05 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$P_1 = \frac{T_1 \cdot n_1}{9550} = \frac{20,05 \cdot 950}{9550} = 1,99 \text{ кВт}$$

9. Силы в зацеплении

$$F_{t2} = F_{x1} = \frac{2000 \cdot T_2}{d_{w2}} = \frac{2000 \cdot 319,67}{200} = 3196,7$$

$$F_{t1} = F_{x2} = \frac{2000 \cdot T_1}{d_{w1}} = \frac{2000 \cdot 20,05}{50} = 802 \text{ Н}$$

$$F_r = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha = 1164 \text{ Н}$$

10. Проверочный расчет по контактным напряжениям

$$Z_H = \sqrt{\frac{1}{\pi} \frac{2E_1 E_2}{(1-\nu_1^2)E_2 + (1-\nu_2^2)E_1}} = \sqrt{\frac{1}{\pi} \frac{2 \cdot 2,06 \cdot 10^5 \cdot 10^5}{(1-0,3^2)1 \cdot 10^5 + (1-0,35^2)2,06 \cdot 10^5}} = 219,7 \text{ МПа}^{\frac{1}{2}}$$

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos^2 \delta_w}{\sin(2\delta_w)}} = \sqrt{\frac{2 \cos^2 11,31^\circ}{\sin(2 \cdot 11,31^\circ)}} = 1,74$$

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{E_d K_E}} = \sqrt{\frac{1}{1,85 \cdot 0,75}} = 0,85$$

$$Z_\delta = \sqrt{\frac{360^\circ}{2\delta}} = \sqrt{\frac{360^\circ}{40,3^\circ}} = 1,87$$

$$K = K_p K_v = 1,18$$

$$\sigma_H = Z_H Z_H Z_E Z_\delta \frac{25,2}{d_2} \sqrt{\frac{KT_2}{d_{w1}}} = 219,7 \cdot 1,74 \cdot 0,85 \cdot 1,87 \cdot \frac{25,2}{200} \sqrt{\frac{1,18 \cdot 313,67}{50}} = 210 \text{ МПа}$$

$$\sigma_H < [\sigma]_H = 210 < 225 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{H\text{пик}} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\text{пик}}}{T_{\text{ном}}}} = 210 \sqrt{22} = 311 \text{ МПа} < [\sigma]_{H\text{кр}} = 540 \text{ МПа}$$

Усл. на прочность выполняется

11. Проверочный расчет зубьев колеса на прочность при изгибе

$$Y_E = \frac{\cos \delta_w}{E_d K_E} = \frac{\cos 11,31^\circ}{1,85 \cdot 0,75} = 0,71$$

$$Y_\delta = \frac{360^\circ}{2\delta} = \frac{360^\circ}{40,3^\circ} = 3,5$$

$$Y_\delta = 1 - \frac{\gamma}{140^\circ} = 1 - \frac{11,31^\circ}{140^\circ} = 0,92$$

Коэффициент формы зуба при $x=0$ и $Z_v = 42$ $Y_F = 1,85$

$$\sigma_{F0} = 0,14 \sigma_{B2} + 0,44 \sigma_{T2} = 0,14 \cdot 540 + 0,44 \cdot 270 = 194,4 \text{ МПа}$$

$$N_{FE} = 60 n_2 L_n \cdot \mu_3 = 60 \cdot 47,5 \cdot 15000 \cdot 0,443 = 1,894 \cdot 10^6$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{1,894 \cdot 10^6}} = 0,72 \quad 0,54 \leq K_{FL} \leq 1,1$$

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F0}}{S_F} K_{FL} = \frac{194}{1,75} \cdot 0,72 = 79,81 \text{ МПа}$$

$$\sigma_F = Y_E Y_\delta Y_\delta Y_F \frac{F_{t2} K}{\pi d_{w1} m} = 0,71 \cdot 3,5 \cdot 0,92 \cdot 1,85 \cdot \frac{3136,7 \cdot 1,18}{3,14 \cdot 50 \cdot 5} = 20,3 \text{ МПа}$$

$$\sigma_F < [\sigma]_F = 20,3 < 79,81 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{ФПК}} = \sigma_{\text{Ф}} \frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}} = 20,3 \cdot 2,2 = 44,7 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{Ферат}} = 216 \text{ МПа}$$

Условие прочности выполняется

12. Тепловой расчет при непрерывной работе передачи.

$$t_{\text{сер}} = t_0 + \frac{1000 P_1 (1 - \eta)}{kA(1 + \psi)} = 20 + \frac{1000 \cdot 2,06(1 - 0,898)}{15 \cdot 0,53 \cdot 1,3} = 60^\circ < [t] = 85^\circ$$

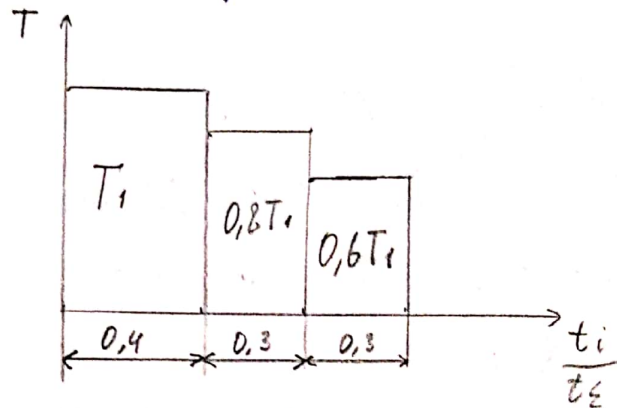
Тепловой расчет удовлетворительный

Расчет шкивной передачи

$$T_1 = 319,67 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$n_1 = 47,5 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_2 = 22,3 \text{ мин}^{-1}$$



$$1) i = u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{47,5}{22,3} = 2,13$$

$$z_1 = 29 - 2u = 29 - 2 \cdot 2,13 = 24,74 \text{ округляем до } 25$$

$$z_2 = 25 \cdot 2,13 = 53 \text{ (принимая } 54)$$

$$u = \frac{54}{25} = 2,16$$

2) Требуемый шаг шкив.

$$t \geq (9,0 \dots 10,0) \sqrt[3]{\frac{T_1 K}{z_1 K_m}} = 10 \sqrt[3]{\frac{319,67 \cdot 1,98}{25 \cdot 1,1}} = 29,36 \text{ мм}$$

Корректирующий коэффициент

$$K = \frac{K_A \cdot K_K \cdot K_C \cdot K_P}{K_Z} = \frac{1,4 \cdot 1,87 \cdot 0,82 \cdot 1}{1,08} = 1,98$$

$K_A = 1,4$ для ленточного трансформера

$$K_K = 1,25 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,5 = 1,87$$

$$K_P = \sum \frac{t_i}{t_{\Sigma}} \frac{T_i}{T_1} = 0,4 \cdot 1 + 0,3 \cdot 0,8 + 0,6 \cdot 0,3 = 0,82$$

$$K_C = 1$$

$$K_Z = 1 + 0,01 (25 - 17) = 1,08$$

$$m = 1$$

$$K_m = 1$$

$$\text{Шаг } t = 31,75 \text{ мм}$$

$$b_3 = 19,05 \text{ мм}$$

$$\text{Диаметр валика } d = 9,53 \text{ мм}$$

$$\text{Диаметр ролика } d_1 = 19,05 \text{ мм}$$

$$h = 30,2 \text{ мм}$$

$$\text{Радиальная нагрузка } 8900 \text{ Н}$$

$$\text{Условие } n_1 < n_{1\text{max}} (47,5 < 600) \text{ выполняется}$$

3) Проверка давления

$$p = \frac{2\pi \cdot 10^3 T_{\pm K}}{z_1 t b_3 d m k_m} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 10^3 \cdot 319,67 \cdot 1,98}{25 \cdot 31,75 \cdot 19,05 \cdot 9,53 \cdot 1 \cdot 1} = 27,58 \text{ МПа}$$

$$p = 27,58 \text{ МПа} < [p] = 35 \text{ МПа}$$

4) Предварительное определение межосевого расстояния

$$a = 30 \cdot 31,75 = 960 \text{ мм}$$

5) Число звеньев цепи

$$W = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2a}{t} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a} = \frac{25 + 54}{2} + \frac{2 \cdot 960}{31,75} + \left(\frac{54 - 25}{2\pi} \right)^2 \frac{31,75}{960} =$$

$$= 100,13$$

Принимаем число звеньев цепи $W = 100$

Длина цепи в мм

$$L = \frac{W \cdot t}{1000} = \frac{100 \cdot 31,75}{1000} = 3,175 \text{ м}$$

6) Расстояние межосевое

$$a = \frac{t}{4} \left[\left(W - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(W - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] = \frac{31,75}{4} \cdot \left[\left(100 - \frac{25 + 54}{2} \right) + \sqrt{\left(100 - \frac{25 + 54}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{54 - 25}{2\pi} \right)^2} \right] = 949 \text{ мм}$$

Скорость цепи

$$v = \frac{z_1 n_1 t}{6 \cdot 10^4} = \frac{25 \cdot 47,5 \cdot 31,75}{6 \cdot 10^4} = 0,628 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

7. Высота предварительного провисания цепи.

$$f_1 = f_2 = 11,4 \sqrt{l^3} \cos \varphi = 11,4 \sqrt{0,949^3} \cos 45^\circ = 7,45 \text{ мм}$$

8. Максимальное межосевое расстояние

$$a_{\text{ж}} = a - \frac{3(f_1 + f_2)^2}{4a} = 949 - \frac{3(7,45 + 7,45)^2}{4 \cdot 949} = 948,8 \text{ мм}$$

9. Коэффициенты расцепки

Диаметры дельтовых окружностей звездосек

$$d_{g_1} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{31,75}{\sin \frac{180^\circ}{25}} = 253,32 \text{ мм}$$

$$d_{g_2} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{31,75}{\sin \frac{180^\circ}{54}} = 546,05 \text{ мм}$$

Диаметры окружностей выступов звездосек

$$D_{B_1} = t \left(0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_1} \right) = 31,75 \left(0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{25} \right) = 267,20 \text{ мм}$$

$$D_{B_2} = t \left(0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_2} \right) = 31,75 \left(0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{54} \right) = 561,00 \text{ мм}$$

Наибольшие хорды малой звездосек при профиле зубьев без шлицевых дуг.

$$L_x = d_{g_1} \cos \frac{90^\circ}{z_1} - 2r = 253,32 \cos \frac{90^\circ}{25} - 2 \cdot 9,62 = 233,58 \text{ мм}$$

10. Число ударов звеньев в единицу времени.

$$U = \frac{z_1 n_1}{15W} = \frac{25 \cdot 47,5}{15 \cdot 100} = 0,79 \text{ с}^{-1} < [U] = 25 \text{ с}^{-1}$$

11. Окружная сила на ведущей звездосеке

$$F_t = \frac{T_1 n_1}{9,55V} = \frac{369,67 \cdot 47,5}{9,55 \cdot 0,628} = 2531,82 \text{ Н}$$

12. Нагрузка на валы передачи

$$F_R = 1,15 \cdot 2531,82 = 2911,59 \text{ Н}$$

Параметр	Значение
Радиус закругления зуба	$r_3 = 32,385$
Расстояние от вершины зуба до линии центров	$h_1 = 15,24$
Диаметр обода	$D_c = 212,06$
Радиус закругления	$r_4 = 1,6$
Ширина зуба на деске	$17,57$