

Министерство сельского хозяйства РФ
ФГОУ ВПО «Брянская государственная
сельскохозяйственная академия»

Инженерно-технологический факультет

Кафедра механики и основ конструирования

ПРИМЕР РАСЧЕТА
курсовой и расчетно-графической работ
по дисциплине «Детали машин»

Методическое указание для студентов специальностей:
280102 «Безопасность технологических процессов и производств»;
110302 «Электрификация и автоматизация сельского хозяйства».

Брянск – 2010

УДК 621.81 (076)

ББК 34.44

В 18

Варывдин В.В. Пример расчета курсовой и расчетно-графической работ по дисциплине «Детали машин»: методическое указание для студентов специальностей: 280102 «Безопасность технологических процессов и производств»; 110302 «Электрификация и автоматизация сельского хозяйства» / В.В. Варывдин, Н.А. Романеев, В.В. Никитин. - Брянск: Изд-во Брянской ГСХА, 2010. – 44 с.

В методическом указании приведен пример расчета курсовой и расчетно-графической работ для самостоятельного выполнения студентами. Приводятся справочные данные, необходимые для расчетов.

Рецензент: д.т.н., профессор Купреенко А.И., зав. кафедрой ТОЖиПП.

Рекомендовано методической комиссией инженерно-технологического факультета Брянской государственной сельскохозяйственной академии, протокол №5 от 23 октября 2009 года.

© Брянская ГСХА, 2010

© Варывдин В.В., 2010

© Романеев Н.А., 2010

© Никитин В.В., 2010

Задание: Спроектировать привод к цепному транспортеру для бахчевых культур.

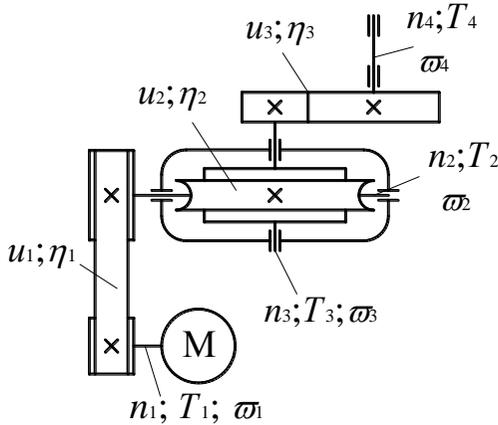


Рисунок 1 – Схема привода транспортера

Исходные данные:

$P_{\text{вых}}(P_4)=5 \text{ кВт}$ – мощность на выходном валу привода;

$\omega_{\text{вых}}(\omega_4)=4 \text{ с}^{-1}$ – угловая скорость на выходном валу привода;

$L_h=10000 \text{ ч}$ – срок службы привода.

1 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

1.1 Вращающий момент на выходном валу привода

$$T_4 = \frac{P_4}{\omega_4} = \frac{5 \cdot 10^3}{4} = 1250 \text{ Нм.}$$

1.2 Мощность на быстроходном валу привода

$$P_1 = \frac{P_4}{\eta_{\text{общ}}},$$

где $\eta_{\text{общ}}$ – общий КПД привода;

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_n^2,$$

где η_1 – КПД ременной передачи, равный 0,95...0,97;

η_2 – КПД червячной передачи, равный 0,80...0,85;

η_3 – КПД открытой цилиндрической передачи, равный 0,93...0,95;

η_n – КПД пары подшипников, равный 0,99...0,995 [1, с. 42, т. 2.2].

Принимаем $\eta_1=0,97$; $\eta_2=0,85$; $\eta_3=0,95$; $\eta_n=0,99$.

$$\eta_{общ} = 0,97 \cdot 0,85 \cdot 0,95 \cdot 0,99^2 = 0,77.$$

Тогда мощность на быстроходном валу привода составит

$$P_1 = \frac{5 \cdot 10^3}{0,77} = 6493,51 \text{ Вт} = 6,49 \text{ кВт}.$$

1.3 Выбор электродвигателя

Принимаем электродвигатель 4АМ112М2У3 мощностью $P_{дв}=P_1=7,5 \text{ кВт}$, частотой вращения $n_{дв}=n_1=2900 \text{ мин}^{-1}$ [1, с. 406, т. К9].

1.4 Общее передаточное число привода

$$u_{общ} = \frac{n_1}{n_4},$$

где n_4 – частота вращения на выходном валу привода, мин^{-1} .

$$n_4 = \frac{\omega_4 \cdot 30}{\pi} = \frac{4 \cdot 30}{3,14} = 38,2 \text{ мин}^{-1};$$

$$u_{общ} = \frac{2900}{38,2} = 75,92.$$

1.5 Разбивка общего передаточного числа привода по ступеням

$$u_{общ} = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3,$$

где u_1 – передаточное число ременной передачи;

u_2 – передаточное число червячной передачи;

u_3 – передаточное число открытой цилиндрической передачи.

Принимаем $u_2=12,5$; $u_3=3$ [1, с. 45, т. 2.3]. Следовательно, передаточное число ременной передачи составит

$$u_1 = \frac{u_{общ}}{u_2 \cdot u_3} = \frac{75,92}{12,5 \cdot 3} = 2,02.$$

1.6 Угловые скорости и вращающие моменты на валах привода

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1},$$

где ω_1 – угловая скорость на быстроходном валу привода, c^{-1} .

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 2900}{30} = 303,69 \text{ c}^{-1};$$

$$T_1 = \frac{6493,51}{303,69} = 21,38 \text{ Нм};$$

$$T_2 = T_1 \cdot u_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_n = 21,38 \cdot 2,02 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 41,47 \text{ Нм};$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_1} = \frac{303,69}{2,02} = 150,34 \text{ c}^{-1};$$

$$T_3 = T_2 \cdot u_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_n = 41,47 \cdot 12,5 \cdot 0,85 \cdot 0,99 = 436,21 \text{ Нм};$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{u_2} = \frac{150,34}{12,5} = 12,03 \text{ c}^{-1};$$

$$T_4 = T_3 \cdot u_3 \cdot \eta_3 = 436,21 \cdot 3 \cdot 0,95 = 1243,2 \text{ Нм};$$

$$\omega_4 = \frac{\omega_3}{u_3} = \frac{12,03}{3} = 4,01 \text{ c}^{-1}.$$

Расчет величины T_4 и ω_4 одновременно выполняет роль проверки. Некоторая разница этих параметров в сравнении с заданием возможна в результате округления величин в процессе расчетов.

Определим погрешность вращающего момента на выходном валу привода

$$\Delta T = \frac{|T_{\text{вых}} - T_4|}{T_{\text{вых}}} \cdot 100\% \leq 5\%;$$

$$\Delta T = \frac{|1250 - 1243,2|}{1250} \cdot 100\% = 0,54\% < 5\%.$$

Определим погрешность угловой скорости на выходном валу привода

$$\Delta\omega = \frac{|\omega_{\text{вых}} - \omega_4|}{\omega_{\text{вых}}} \cdot 100\% \leq 5\%;$$

$$\Delta\omega = \frac{|4 - 4,01|}{4} \cdot 100\% = 0,25\% < 5\%.$$

2 РАСЧЕТ ЗАКРЫТОЙ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

2.1 Выбор материала червяка

Считаем, что червяк изготавливается из стали 40Х твердостью ≥ 45 HRC, термообработка – улучшение и закалка ТВЧ [1, с. 52, т. 3.1].

2.2 Скорость скольжения

$$v_s = \frac{4,3 \cdot \omega_3 \cdot u_2}{10^3} \cdot \sqrt[3]{T_3},$$

где T_3 – вращающий момент на валу червячного колеса, Нм;

ω_3 – угловая скорость на валу червячного колеса, c^{-1} ;

u_2 – передаточное число червячной передачи.

$$v_s = \frac{4,3 \cdot 12,03 \cdot 12,5}{10^3} \cdot \sqrt[3]{436,21} = 4,9 \text{ м/с}.$$

2.3 В соответствии со скоростью скольжения из II группы принимаем сравнительно дешевую бронзу БрА9Ж3Л, полученную способом центробежного литья, у которой предел прочности на растяжение $\sigma_B = 530 \text{ Н/мм}^2$; предел текучести $\sigma_T = 245 \text{ Н/мм}^2$ [1, с. 57, т. 3.5].

2.4 Для материала венца червячного колеса определим допускаемые контактные $[\sigma]_H$ и изгибные $[\sigma]_F$ напряжения [1, с. 58, т. 3.6].

а) При твердости витков червяка ≥ 45 HRC

$$[\sigma]_H = 300 - 25 \cdot v_s = 300 - 25 \cdot 4,9 = 177,5 \text{ Н/мм}^2.$$

б) Для нереверсивной передачи

$$[\sigma]_F = (0,08 \cdot \sigma_B + 0,25 \cdot \sigma_T) \cdot K_{FL},$$

где K_{FL} – коэффициент долговечности при расчете на изгиб;

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N}},$$

где N – число циклов нагружения зубьев червячного колеса.

$$N = 573 \cdot \omega_3 \cdot L_h = 573 \cdot 12,03 \cdot 10000 = 68,93 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

Если $N < 10^6$, то его принимают равным 10^6 . Если $N > 25 \cdot 10^7$, то N принимают равным $25 \cdot 10^7$.

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{68,93 \cdot 10^6}} = 0,62;$$

$$[\sigma]_F = (0,08 \cdot 530 + 0,25 \cdot 245) \cdot 0,62 = 64,26 \text{ Н / мм}^2.$$

2.5 Определить межосевое расстояние передачи

$$a_w = 61 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot 10^3}{[\sigma]_H^2}},$$

где $[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение материала червячного колеса, Н/мм^2 .

$$a_w = 61 \cdot \sqrt[3]{\frac{436,21 \cdot 10^3}{177,5^2}} = 146,47 \text{ мм.}$$

На основании ГОСТ 2144-87 полученное значение межосевого расстояния округлим до ближайшего значения из ряда нормальных линейных размеров. Принимаем $a_w = 140 \text{ мм}$ [1, с. 60, т. 4.1].

2.6 Выбрать число витков червяка [1, с. 74]

Так как $u_2 = 12,5$; то $z_1 = 4$.

2.7 Определить число зубьев червячного колеса

$$z_2 = z_1 \cdot u_2 = 4 \cdot 12,5 = 50.$$

При необходимости полученное значение z_2 округлить в меньшую сторону до целого числа. Из условия отсутствия подрезания зубьев рекомендуется $z_2 \geq 40 \dots 60$.

2.8 Определить модуль зацепления

$$m = (1,5 \dots 1,7) \cdot \frac{a_w}{z_2} = (1,5 \dots 1,7) \cdot \frac{140}{50} = 4,2 \dots 4,76 \text{ мм.}$$

Полученное значение m округлим в большую сторону до стандартного. Принимаем $m=5$ мм [1, с. 75].

2.9 Коэффициент диаметра червяка

$$q = (0,212...0,25) \cdot z_2 = (0,212...0,25) \cdot 50 = 10,6...12,5.$$

Полученное значение q округлим до стандартного. Принимаем $q=12,5$ [1, с. 75].

2.10 Определить коэффициент смещения инструмента

$$x = \left(\frac{a_w}{m} \right) - 0,5 \cdot (q + z_2) = \left(\frac{140}{5} \right) - 0,5 \cdot (12,5 + 50) = -3,25 \text{ мм.}$$

По условию неподрезания и незаострения зубьев колеса значение x допускается до $-1 \leq x \leq +1$. Если при расчете x это условие не выполняется, то следует варьировать значениями q и z_2 .

Так как условие не выполняется, то принимаем $q=8$ [1, с. 75]. Тогда коэффициент смещения инструмента будет равен

$$x = \left(\frac{a_w}{m} \right) - 0,5 \cdot (q + z_2) = \left(\frac{140}{5} \right) - 0,5 \cdot (8 + 50) = -1 \text{ мм.}$$

2.11 Определить фактическое передаточное число u_ϕ и проверить его отклонение Δu от заданного u_2

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{50}{4} = 12,5; \quad \Delta u = \frac{|u_\phi - u_2|}{u_2} \cdot 100\% \leq 4\% ;$$

$$\Delta u = \frac{|12,5 - 12,5|}{12,5} \cdot 100\% = 0\% < 4\%.$$

2.12 Определить фактическое значение межосевого расстояния

$$a_w = 0,5 \cdot m \cdot (q + z_2 + 2x) = 0,5 \cdot 5 \cdot (8 + 50 + 2 \cdot (-1)) = 140 \text{ мм.}$$

2.13 Определить основные геометрические размеры передачи

а) Основные размеры червяка

- делительный диаметр

$$d_1 = m \cdot q = 5 \cdot 8 = 40 \text{ мм;}$$

- начальный диаметр

$$d_{w1} = m \cdot (q + 2x) = 5 \cdot (8 + 2 \cdot (-1)) = 30 \text{ мм;}$$

- диаметр вершин витков

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 40 + 2 \cdot 5 = 50 \text{ мм};$$

- диаметр впадин витков

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m = 40 - 2,4 \cdot 5 = 28 \text{ мм};$$

- делительный угол подъема линии витков

$$\gamma = \arctg\left(\frac{z_1}{q}\right) = \arctg\left(\frac{4}{8}\right) = 26,57^\circ;$$

- длина нарезной части

$$b_1 = (10 + 5,5|x| + z_1) \cdot m + C,$$

где x – коэффициент смещения. Так как $x < 0$, то $C = 0$.

$$b_1 = (10 + 5,5|-1| + 4) \cdot 5 + 0 = 97,5 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_1 = 98 \text{ мм}$ [1, с. 326, т. 13.15].

б) Основные размеры колеса

- делительный диаметр

$$d_2 = d_{w2} = m \cdot z_2 = 5 \cdot 50 = 250 \text{ мм};$$

- диаметр вершин зубьев

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot (1 + x) = 250 + 2 \cdot 5 \cdot (1 + (-1)) = 250 \text{ мм};$$

- диаметр впадин зубьев

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot (1,2 - x) = 250 - 2 \cdot 5 \cdot (1,2 - (-1)) = 228 \text{ мм};$$

- наибольший диаметр колеса

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2} = 250 + \frac{6 \cdot 5}{4 + 2} = 255 \text{ мм};$$

- ширина венца

Так как $z_1 = 4$, то

$$b_2 = 0,315 \cdot a_w = 0,315 \cdot 140 = 44,1 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_2 = 45 \text{ мм}$ [1, с. 326, т. 13.15].

- радиусы закруглений зубьев

$$R_a = 0,5 \cdot d_1 - m = 0,5 \cdot 40 - 5 = 15 \text{ мм};$$

$$R_f = 0,5 \cdot d_1 + 1,2 \cdot m = 0,5 \cdot 40 + 1,2 \cdot 5 = 26 \text{ мм};$$

- условный угол обхвата червяка венцом колеса 2δ

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5 \cdot m} = \frac{45}{50 - 0,5 \cdot 5} = 0,95;$$

$$\delta = \arcsin(0,95) = 71,81^\circ; 2\delta = 143,62^\circ.$$

2.14 Определить коэффициент полезного действия червячной передачи

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)},$$

где γ – делительный угол подъема линии витков, град;

φ – угол трения, град, зависящий от фактической скорости скольжения

$$v_s = \frac{u_\phi \cdot \omega_3 \cdot d_1}{2 \cdot \cos \gamma \cdot 10^3} = \frac{12,5 \cdot 12,03 \cdot 40}{2 \cdot \cos 26,57 \cdot 10^3} = 3,36 \text{ м/с}.$$

При скорости скольжения $v_s = 3,36 \text{ м/с}$ угол трения равен $\varphi = 1,98^\circ$ [1, с. 77, т. 4.9].

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 26,57}{\operatorname{tg}(26,57 + 1,98)} = 0,92.$$

2.15 Проверить контактные напряжения зубьев колеса

$$\sigma_H = 340 \cdot \sqrt{\frac{F_{t2}}{d_1 \cdot d_2}} \cdot K \leq [\sigma]_H,$$

где F_{t2} – окружная сила на колесе, Н;

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_3 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 436,21 \cdot 10^3}{250} = 3489,68 \text{ Н};$$

K – коэффициент нагрузки, принимается в зависимости от окружной скорости колеса

$$v_2 = \frac{\omega_3 \cdot d_2}{2 \cdot 10^3} = \frac{12,03 \cdot 250}{2 \cdot 10^3} = 1,5 \text{ м/с}.$$

Так как $v_2 < 3 \text{ м/с}$, то $K = 1$.

Тогда контактные напряжения составят

$$\sigma_H = 340 \cdot \sqrt{\frac{3489,68}{40 \cdot 250}} \cdot 1 = 200,85 \text{ Н/мм}^2.$$

Величину допускаемых контактных напряжений $[\sigma]_H$ уточним по фактической скорости скольжения, т.е. [1, с. 58, т. 3.6]

$$[\sigma]_H = 300 - 25 \cdot v_s = 300 - 25 \cdot 3,36 = 216 \text{ Н / мм}^2.$$

Определим фактическую недогрузку (перегрузку) передачи

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma]_H}{[\sigma]_H} \cdot 100\% = \frac{200,85 - 216}{216} \cdot 100\% = -7,01\%.$$

Знак «-» означает недогрузку передачи, знак «+» – перегрузку передачи. Допускается недогрузка передачи ($\sigma_H < [\sigma]_H$) не более 15% и перегрузка передачи ($\sigma_H > [\sigma]_H$) до 5%. Если условие прочности не выполняется, то следует изменить межосевое расстояние передачи a_w .

2.16 Проверить напряжения изгиба зубьев колеса

$$\sigma_F = 0,7 \cdot Y_{F2} \cdot \frac{F_{t2}}{b_2 \cdot m} \cdot K \leq [\sigma]_F = 64,26 \text{ Н / мм}^2,$$

где Y_{F2} – коэффициент формы зуба колеса, зависящий от эквивалентного числа зубьев колеса

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{50}{\cos^3 26,57} = 70.$$

При эквивалентном числе зубьев колеса $z_{v2}=70$ коэффициент формы зуба колеса равен $Y_{F2}=1,37$ [1, с. 78, т. 4.10].

Следовательно, напряжения изгиба будут равны

$$\sigma_F = 0,7 \cdot 1,37 \cdot \frac{3489,68}{45 \cdot 5} \cdot 1 = 14,87 \text{ Н / мм}^2.$$

При проверочном расчете σ_F получаются меньше $[\sigma]_F$, так как нагрузочная способность червячных передач ограничивается контактной прочностью зубьев червячного колеса.

3 РАСЧЕТ ОТКРЫТОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

3.1 Выбрать материал зубчатой передачи

С целью повышения нагрузочной способности передачи и снижения ее габаритных размеров считаем, что шестерня и колеса изготавливаются из одного материала – сталь 40Х улуч-

шенная, твердостью $\leq 350 \text{ HB}$, разность средних твердостей $HB_{3cp} - HB_{4cp} = 20 \dots 50$ [1, с. 52, т. 3.1].

Определим механические характеристики для стали 40X [1, с. 53, т. 3.2]:

а) для шестерни – твердость $269 \dots 302 \text{ HB}_3$, предел прочности на растяжение $\sigma_B = 900 \text{ Н/мм}^2$, предел текучести $\sigma_T = 750 \text{ Н/мм}^2$;

б) для колеса – твердость $235 \dots 262 \text{ HB}_4$, предел прочности на растяжение $\sigma_B = 790 \text{ Н/мм}^2$, предел текучести $\sigma_T = 640 \text{ Н/мм}^2$.

3.2 Определить среднюю твердость зубьев шестерни и колеса

$$HB_{3cp} = \frac{269 + 302}{2} = 285,5; \quad HB_{4cp} = \frac{235 + 262}{2} = 248,5.$$

3.3 Определить допускаемые контактные напряжения для зубьев шестерни $[\sigma]_{H3}$ и колеса $[\sigma]_{H4}$. Для этого рассчитаем коэффициент долговечности

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N}},$$

где N_{HO} – число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу выносливости;

N – число циклов перемены напряжений за весь срок службы.

а) для шестерни

$$N_3 = 573 \cdot \omega_3 \cdot L_n = 573 \cdot 12,03 \cdot 10000 = 68,93 \cdot 10^6 \text{ циклов};$$

б) для колеса

$$N_4 = 573 \cdot \omega_4 \cdot L_n = 573 \cdot 4,01 \cdot 10000 = 22,98 \cdot 10^6 \text{ циклов}.$$

При средней твердости шестерни $HB_{3cp} = 285,5$ число циклов перемены напряжений равно $N_{HO3} = 22,54 \cdot 10^6$ циклов; при средней твердости колеса $HB_{4cp} = 248,5$ число циклов перемены напряжений равно $N_{HO4} = 16,31 \cdot 10^6$ циклов [1, с. 55, т. 3.3].

Так как $N_3 > N_{HO3}$ и $N_4 > N_{HO4}$, то $K_{HL3} = 1$ и $K_{HL4} = 1$.

Допускаемые напряжения при числе циклов перемены напряжений определим следующим образом [1, с. 52, т. 3.1]:

а) для шестерни

$$[\sigma]_{HO3} = 1,8 \cdot HB_{3cp} + 67 = 1,8 \cdot 285,5 + 67 = 580,9 \text{ H / мм}^2;$$

б) для колеса

$$[\sigma]_{HO4} = 1,8 \cdot HB_{4cp} + 67 = 1,8 \cdot 248,5 + 67 = 514,3 \text{ H / мм}^2.$$

Тогда допускаемые контактные напряжения будут равны

а) для шестерни

$$[\sigma]_{H3} = K_{HL3} \cdot [\sigma]_{HO3} = 1 \cdot 580,9 = 580,9 \text{ H / мм}^2;$$

б) для колеса

$$[\sigma]_{H4} = K_{HL4} \cdot [\sigma]_{HO4} = 1 \cdot 514,3 = 514,3 \text{ H / мм}^2.$$

3.4 Определить допускаемые напряжения изгиба для зубьев шестерни $[\sigma]_{F3}$ и колеса $[\sigma]_{F4}$. Для этого рассчитаем коэффициент долговечности

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N}},$$

где N_{FO} – число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу выносливости. Для всех сталей $N_{FO}=4 \cdot 10^6$ циклов;

N – число циклов перемены напряжений за весь срок службы (определены в п. 3.3).

Так как $N_3 > N_{FO3}$ и $N_4 > N_{FO4}$, то $K_{FL3}=1$ и $K_{FL4}=1$.

Допускаемые напряжения при числе циклов перемены напряжений определим следующим образом [1, с. 52, т. 3.1].

а) для шестерни

$$[\sigma]_{FO3} = 1,03 \cdot HB_{3cp} = 1,03 \cdot 285,5 = 294,07 \text{ H / мм}^2;$$

б) для колеса

$$[\sigma]_{FO4} = 1,03 \cdot HB_{4cp} = 1,03 \cdot 248,5 = 255,96 \text{ H / мм}^2.$$

Тогда допускаемые напряжения изгиба будут равны

а) для шестерни

$$[\sigma]_{F3} = K_{FL3} \cdot [\sigma]_{FO3} = 1 \cdot 285,5 = 285,5 \text{ H / мм}^2;$$

б) для колеса

$$[\sigma]_{F4} = K_{FL4} \cdot [\sigma]_{FO4} = 1 \cdot 248,5 = 248,5 \text{ H / мм}^2.$$

3.5 Определить межосевое расстояние передачи

$$a_w \geq K_a \cdot (u_3 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_4 \cdot 10^3}{\psi_a \cdot u_3^2 \cdot [\sigma]_H^2} \cdot K_{H\beta}},$$

где K_a – вспомогательный коэффициент. Для прямоугольных передач $K_a=49,5$;

ψ_a – коэффициент ширины венца колеса, равный 0,2...0,25 для шестерни, консольно-расположенной относительно опор. Принимаем $\psi_a=0,2$;

u_3 – передаточное число открытой цилиндрической передачи;

$[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение колеса с менее прочным зубом, $H/мм^2$. Поскольку $[\sigma]_{H3} > [\sigma]_{H4}$, то менее прочным является колесо. Следовательно $[\sigma]_H=514,3 H/мм^2$;

T_4 – вращающий момент на приводном валу рабочей машины, $Нм$;

$K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. Для прирабатывающихся зубьев $K_{H\beta}=1$.

$$a_w = 49,5 \cdot (3 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1243,2 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 3^2 \cdot 514,3^2} \cdot 1} = 272,65 \text{ мм.}$$

На основании ГОСТ 6636-69 полученное значение межосевого расстояния округлим до ближайшего значения. Принимаем $a_w=260 \text{ мм}$ [1, с. 326, т. 13.15].

3.6 Определить модуль зацепления

$$m \geq \frac{2 \cdot K_m \cdot T_4 \cdot 10^3}{d_4 \cdot b_4 \cdot [\sigma]_F},$$

где K_m – вспомогательный коэффициент. Для прямоугольных передач $K_m=6,8$;

d_4 – делительный диаметр колеса, $мм$;

b_4 – ширина венца колеса, $мм$;

$[\sigma]_F$ – допускаемое напряжение изгиба материала колеса с менее прочным зубом, $H/мм^2$. Поскольку $[\sigma]_{F3} > [\sigma]_{F4}$, то менее прочным является колесо. Следовательно $[\sigma]_F=255,96 H/мм^2$.

$$d_4 = \frac{2 \cdot a_w \cdot u_3}{u_3 + 1} = \frac{2 \cdot 260 \cdot 3}{3 + 1} = 390 \text{ мм};$$

$$b_4 = \psi_a \cdot a_w = 0,2 \cdot 260 = 52 \text{ мм};$$

$$m = \frac{2 \cdot 6,8 \cdot 1243,2 \cdot 10^3}{390 \cdot 52 \cdot 255,96} = 3,26 \text{ мм}.$$

Так как передача открытая, то расчетное значение модуля следует увеличить на 30% из-за интенсивного изнашивания зубьев, т.е.

$$m = 3,26 \cdot 1,3 = 4,24 \text{ мм}.$$

Полученное значение модуля m округлим в большую сторону до стандартного. Принимаем $m=5 \text{ мм}$ [1, с. 62].

3.7 Определить суммарное число зубьев шестерни и колеса

$$z_\Sigma = \frac{2 \cdot a_w}{m} = \frac{2 \cdot 260}{5} = 104.$$

При необходимости полученное значение округлить в меньшую сторону до целого числа.

3.8 Число зубьев шестерни

$$z_3 = \frac{z_\Sigma}{1 + u_3} = \frac{104}{1 + 3} = 26.$$

При необходимости полученное значение округлить до ближайшего целого числа. Из условия уменьшения шума и отсутствия подрезания зубьев рекомендуется $z_3 \geq 18$.

3.9 Число зубьев колеса

$$z_4 = z_\Sigma - z_3 = 104 - 26 = 78.$$

3.10 Определить фактическое передаточное число u_ϕ и проверить его отклонение Δu от заданного u_3

$$u_\phi = \frac{z_4}{z_3} = \frac{78}{26} = 3; \quad \Delta u = \frac{|u_\phi - u_3|}{u_3} \cdot 100\% \leq 4\% ;$$

$$\Delta u = \frac{|3 - 3|}{3} \cdot 100\% = 0\% < 4\%.$$

3.11 Определить фактическое межосевое расстояние

$$a_w = \frac{(z_3 + z_4) \cdot m}{2} = \frac{(26 + 78) \cdot 5}{2} = 260 \text{ мм.}$$

3.12 Определить основные геометрические параметры передачи

а) Для шестерни

- делительный диаметр

$$d_3 = m \cdot z_3 = 5 \cdot 26 = 130 \text{ мм;}$$

- диаметр вершин зубьев

$$d_{a3} = d_3 + 2 \cdot m = 130 + 2 \cdot 5 = 140 \text{ мм;}$$

- диаметр впадин зубьев

$$d_{f3} = d_3 - 2,4 \cdot m = 130 - 2,4 \cdot 5 = 118 \text{ мм;}$$

- ширина венца

$$b_3 = b_4 + (2...4) \text{ мм} = 52 + (2...4) \text{ мм} = 54...56 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_3=56 \text{ мм}$ [1, с.326, т.13.15].

б) Для колеса

- делительный диаметр

$$d_4 = m \cdot z_4 = 5 \cdot 78 = 390 \text{ мм;}$$

- диаметр вершин зубьев

$$d_{a4} = d_4 + 2 \cdot m = 390 + 2 \cdot 5 = 400 \text{ мм;}$$

- диаметр впадин зубьев

$$d_{f4} = d_4 - 2,4 \cdot m = 390 - 2,4 \cdot 5 = 378 \text{ мм;}$$

- ширина венца

$$b_4 = \psi_a \cdot a_w = 0,2 \cdot 260 = 52 \text{ мм.}$$

Точность вычисления делительных диаметров колес до 0,1 мм. Значение ширины зубчатых венцов округляют до целого числа по нормальным линейным размерам [1, с. 326, т. 13.15].

3.13 Проверить межосевое расстояние

$$a_w = \frac{(d_3 + d_4)}{2} = \frac{(130 + 390)}{2} = 260 \text{ мм.}$$

Известно, что при проектировании открытых передач конструктора, как правило, ограничиваются расчетом зубьев на их из-

гиб [3, 4]. Однако в качестве примера рассмотрим методику расчета зубьев передачи и на контактную прочность.

3.14 Проверить контактные напряжения

$$\sigma_H = K \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot (u_\phi + 1)}{d_4 \cdot b_4}} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} \leq [\sigma]_H = 514,3 \text{ Н / мм}^2,$$

где K – вспомогательный коэффициент. Для прямозубых передач $K=436$;

F_t – окружная сила в зацеплении, H ;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для прямозубых колес $K_{H\alpha}=1$;

$K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. Для прирабатывающихся зубьев $K_{H\beta}=1$;

$K_{H\nu}$ – коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи.

Окружная сила в зацеплении

$$F_t = \frac{2 \cdot T_4 \cdot 10^3}{d_4} = \frac{2 \cdot 1243,2 \cdot 10^3}{390} = 6375,38 \text{ Н.}$$

Окружная скорость на колесе

$$v_4 = \frac{\omega_4 \cdot d_4}{2 \cdot 10^3} = \frac{4,01 \cdot 390}{2 \cdot 10^3} = 0,78 \text{ м / с.}$$

Для скорости колеса равной $v_4=0,78 \text{ м/с}$ соответствует 9 степень точности передачи [1, с. 64, т. 4.2]. Тогда коэффициент динамической нагрузки составит $K_{H\nu}=1,05$ [1, с. 64, т. 4.3].

Следовательно, контактные напряжения будут равны

$$\sigma_H = 436 \cdot \sqrt{\frac{6375,38 \cdot (3+1)}{390 \cdot 52}} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,05 = 501 \text{ Н / мм}^2 < 514,3 \text{ Н / мм}^2.$$

Определим фактическую недогрузку (перегрузку) передачи

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma]_H}{[\sigma]_H} \cdot 100\% = \frac{501 - 514,3}{514,3} \cdot 100\% = -2,6\%.$$

Знак «-» означает недогрузку передачи, знак «+» – перегрузку передачи. Допускаемая недогрузка передачи ($\sigma_H < [\sigma]_H$) не более 10% и перегрузка ($\sigma_H > [\sigma]_H$) до 5%. Если условие прочности не выполняется, то следует изменить ширину венца колеса b_4 . Ес-

ли эта мера не даст должного результата, то необходимо изменить межосевое расстояние передачи a_w .

3.15 Проверить напряжения изгиба зубьев шестерни и колеса

$$\sigma_{F4} = Y_{F4} \cdot Y_{\beta} \cdot \frac{F_t}{b_4 \cdot m} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \leq [\sigma]_{F4} = 255,96 \text{ Н / мм}^2;$$

$$\sigma_{F3} = \sigma_{F4} \cdot \frac{Y_{F3}}{Y_{F4}} \leq [\sigma]_{F3} = 294,07 \text{ Н / мм}^2,$$

где $K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для прямозубых колес $K_{F\alpha}=1$;

$K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. Для прирабатывающихся зубьев колес $K_{F\beta}=1$;

K_{Fv} – коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи;

Y_{F3} и Y_{F4} – коэффициенты формы зуба шестерни и колеса, определяются в зависимости от числа зубьев шестерни и колеса;

Y_{β} – коэффициент, учитывающий наклон зуба. Для прямозубых колес $Y_{\beta}=1$.

При числе зубьев шестерни $z_3=26$ и колеса $z_4=78$ коэффициенты формы зуба соответственно равны $Y_{F3}=3,88$ и $Y_{F4}=3,61$ [1, с. 67, т. 4.4].

При скорости колеса $v_4=0,78 \text{ м/с}$ и 9 степени точности передачи коэффициент динамической нагрузки равен $K_{Fv}=1,13$ [1, с. 64, т. 4.3].

Тогда напряжения изгиба составят

$$\sigma_{F4} = 3,61 \cdot 1 \cdot \frac{6375,38}{52 \cdot 5} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,13 = 100,03 \text{ Н / мм}^2 < 255,96 \text{ Н / мм}^2;$$

$$\sigma_{F3} = 100,03 \cdot \frac{3,88}{3,61} = 107,51 \text{ Н / мм}^2 < 294,07 \text{ Н / мм}^2.$$

При проверочном расчете σ_F значительно меньше $[\sigma]_F$ и это допустимо. Если $\sigma_F > [\sigma]_F$ свыше 5%, то надо увеличить модуль m , соответственно пересчитать число зубьев шестерни z_3 и колеса z_4 и повторить проверочный расчет на изгиб.

4 РАСЧЕТ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

4.1 Выбор сечения ремня

При мощности двигателя $P_{дв}=7,5 \text{ кВт}$ и частоте вращения $n_{дв}=2900 \text{ мин}^{-1}$ по номограмме принимаем клиновой ремень нормального сечения «А» [1, с. 86, рис. 5.2].

4.2 Определить минимально допустимый диаметр ведущего шкива

Для выбранного сечения ремня «А» минимально допустимый диаметр шкива равен $d_{1\min}=90 \text{ мм}$ [1, с. 87, т. 5.4].

4.3 Задаться расчетным диаметром ведущего шкива

В целях повышения срока службы ремней рекомендуется применять ведущие шкивы диаметром несколько большего размера в сравнении с минимально допустимым. Принимаем $d_1=100 \text{ мм}$ [1, с. 448, т. К40].

4.4 Определить диаметр ведомого шкива

$$d_2 = d_1 \cdot u_1 \cdot (1 - \varepsilon),$$

где u_1 – передаточное число ременной передачи;

ε – коэффициент скольжения, равный 0,01...0,02. Принимаем $\varepsilon=0,02$.

$$d_2 = 100 \cdot 2,02 \cdot (1 - 0,02) = 197,96 \text{ мм}.$$

Полученное значение диаметра округлим до ближайшего стандартного размера $d_2=200 \text{ мм}$ [1, с. 448, т. К40].

4.5 Определить фактическое передаточное число u_ϕ и проверить его отклонение Δu от заданного u_1

$$u_\phi = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \varepsilon)} = \frac{200}{100 \cdot (1 - 0,02)} = 2,04; \Delta u = \frac{|u_\phi - u_1|}{u_1} \cdot 100\% \leq 3\%;$$

$$\Delta u = \frac{|2,04 - 2,02|}{2,02} \cdot 100\% = 1\% < 3\%.$$

4.6 Определить ориентировочное межосевое расстояние

$$a \geq 0,55 \cdot (d_1 + d_2) + h,$$

где h – высота сечения ремня, мм. Для нормального сечения ремня «А» высота его сечения $h=8 \text{ мм}$ [1, с. 440, т. К31].

$$a = 0,55 \cdot (100 + 200) + 8 = 173 \text{ мм}.$$

4.7 Определить расчетную длину ремня

$$l = 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} =$$
$$= 2 \cdot 173 + \frac{3,14}{2} \cdot (200 + 100) + \frac{(200 - 100)^2}{4 \cdot 173} = 831,69 \text{ мм.}$$

Полученное значение l округлить до ближайшего большего стандартного размера. Принимаем $l=900$ мм [1, с. 440, т. К31].

4.8 Уточнить значение межосевого расстояния по стандартной длине ремня

$$a = \frac{1}{8} \left\{ 2l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right\} =$$
$$= \frac{1}{8} \left\{ 2 \cdot 900 - 3,14(200 + 100) + \sqrt{[2 \cdot 900 - 3,14(200 + 100)]^2 - 8(200 - 100)^2} \right\} =$$
$$= 208,5 \text{ мм.}$$

При монтаже передачи необходимо обеспечить возможность уменьшения a на $0,01l$ для того, чтобы облегчить надевание ремня на шкив. Кроме того, для увеличения натяжения ремней необходимо предусмотреть возможность увеличения a на $0,025l$.

4.9 Определить угол обхвата ремнем ведущего шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57^\circ \frac{200 - 100}{208,5} = 152,66^\circ.$$

Угол α_1 должен быть $\geq 120^\circ$.

4.10 Определить скорость ремня

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} \leq [v],$$

где n_1 – частота вращения ведущего шкива, мин^{-1} ;

$[v]$ – допустимая скорость, м/с . Для клиновых ремней она равна $[v]=25$ м/с .

$$v = \frac{3,14 \cdot 100 \cdot 2900}{60 \cdot 10^3} = 15,18 \text{ м/с} < 25 \text{ м/с.}$$

4.11 Определить частоту пробегов ремня

$$U = \frac{v \cdot 10^3}{l} \leq [U],$$

$[U]$ – допускаемая частота пробегов, $[U]=30 \text{ c}^{-1}$.

$$U = \frac{15,18 \cdot 10^3}{900} = 16,87 \text{ c}^{-1} < 30 \text{ c}^{-1}.$$

4.12 Определить допускаемую мощность, передаваемую одним клиновым ремнем

$$[P_n] = [P_0] \cdot C_p \cdot C_\alpha \cdot C_l \cdot C_z,$$

где $[P_0]$ – допускаемая приведенная мощность, передаваемая одним клиновым ремнем, кВт ;

C_p – коэффициент динамичности нагрузки и длительности работы;

C_α – коэффициент угла обхвата на ведущем шкиве;

C_l – коэффициент влияния отношения расчетной длины ремня к базовой;

C_z – коэффициент числа ремней в комплекте клиноременной передачи.

Для нормального сечения ремня «А» при его скорости $v=15,18 \text{ м/с}$ допускаемая приведенная мощность, передаваемая одним клиновым ремнем равна $[P_0]=2,08 \text{ кВт}$ [1, с. 89, т. 5.5].

Поправочные коэффициенты C определим, исходя, из данных, полученных при расчете передачи, условий и режимов ее работы [1, с. 82, т. 5.2]:

$C_p=0,9$ – так как привод, работает с умеренными колебаниями;

$C_\alpha=0,93$ – при угле обхвата $\alpha_1=152,66^\circ$;

$C_l=0,98$ – при отношении рабочей длины ремня к базовой равно $0,92$;

$C_z=0,85$ – при ориентировочном количестве ремней $z=6$.

Тогда допускаемая мощность, передаваемая одним клиновым ремнем, составит

$$[P_n] = 2,08 \cdot 0,9 \cdot 0,93 \cdot 0,98 \cdot 0,85 = 1,45 \text{ кВт}.$$

4.13 Определить количество клиновых ремней

$$z = \frac{P_1}{[P_n]},$$

где P_1 – мощность на валу электродвигателя, кВт.

$$z = \frac{7,5}{1,45} = 5,17.$$

Принимаем $z=5$.

4.14 Определить силу предварительного натяжения

$$F_0 = \frac{850 \cdot P_1 \cdot C_l}{z \cdot v \cdot C_\alpha \cdot C_p} = \frac{850 \cdot 7,5 \cdot 0,98}{5 \cdot 15,18 \cdot 0,93 \cdot 0,9} = 98,34 \text{ Н}.$$

4.15 Определить окружную силу, передаваемую комплектом клиновых ремней

$$F_t = \frac{P_1 \cdot 10^3}{v} = \frac{7,5 \cdot 10^3}{15,18} = 494,07 \text{ Н}.$$

4.16 Определить силы натяжения ведущей и ведомой ветвей

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2 \cdot z} = 98,34 + \frac{494,07}{2 \cdot 5} = 147,75 \text{ Н};$$

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2 \cdot z} = 98,34 - \frac{494,07}{2 \cdot 5} = 48,93 \text{ Н}.$$

4.17 Определить силу давления на вал

$$F_{on} = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 98,34 \cdot 5 \cdot \sin \frac{152,66}{2} = 955,54 \text{ Н}.$$

4.18 Проверить прочность ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_u + \sigma_v \leq [\sigma]_p,$$

где σ_1 – напряжение растяжения, Н/мм²;

σ_u – напряжения изгиба, Н/мм²;

σ_v – напряжения от центробежных сил, Н/мм²;

$[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение растяжения, Н/мм². Для клиновых ремней $[\sigma]_p = 10 \text{ Н/мм}^2$.

Напряжение растяжения

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2 \cdot z \cdot A},$$

где A – площадь поперечного сечения ремня, $мм^2$. Для нормального сечения ремня «А» площадь его поперечного сечения равна $A=81 мм^2$ [1, с. 440, т. К31].

$$\sigma_1 = \frac{98,34}{81} + \frac{494,07}{2 \cdot 5 \cdot 81} = 1,82 Н / мм^2.$$

Напряжения изгиба

$$\sigma_u = E_u \cdot \frac{h}{d_1},$$

где E_u – модуль продольной упругости при изгибе для прорезиненных ремней, $Н/мм^2$. Он равен $E_u=80...100 Н/мм^2$. Принимаем $E_u=80 Н/мм^2$.

$$\sigma_u = 80 \cdot \frac{8}{100} = 6,4 Н / мм^2.$$

Напряжения от центробежных сил

$$\sigma_v = \rho \cdot v^2 \cdot 10^{-6},$$

где ρ – плотность материала ремня, $кг/м^3$. Для клиновых ремней плотность материала $\rho=1250...1400 кг/м^3$. Принимаем $\rho=1250 кг/м^3$.

$$\sigma_v = 1250 \cdot 15,18^2 \cdot 10^{-6} = 0,29 Н / мм^2.$$

Тогда максимальные напряжения в сечении ведущей ветви будут равны

$$\sigma_{\max} = 1,82 + 6,4 + 0,29 = 8,51 Н / мм^2 < 10 Н / мм^2.$$

Если при расчете получится $\sigma_{\max} > [\sigma]_p$, то следует увеличить диаметр d_1 ведущего шкива или принять большее сечение ремня и повторить расчет передачи.

5 РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ (для случая, когда задание содержит цепную передачу вместо открытой зубчатой)

5.1 Определить шаг цепи

$$p \geq 2,8 \cdot 3 \sqrt{\frac{T_3 \cdot 10^3 \cdot K_9}{v \cdot z_3 \cdot [p_u]}},$$

где T_3 – вращающий момент на ведущей звездочке (равный вращающему моменту на тихоходном валу редуктора), $Нм$;

ν – число рядов цепи. Для однорядных цепей $\nu=1$;

K_{\circlearrowleft} – коэффициент эксплуатации, который представляет собой произведение пяти поправочных коэффициентов, учитывающих различные условия работы передачи;

$$K_{\circlearrowleft} = K_{\delta} \cdot K_c \cdot K_{\Theta} \cdot K_{рег} \cdot K_p,$$

где K_{δ} – коэффициент динамической нагрузки. Считаем, что передача работает равномерно, тогда $K_{\delta}=1$;

K_c – коэффициент, учитывающий способ смазки. Считаем, что смазывание цепи периодическое, тогда $K_c=1,5$;

K_{Θ} – коэффициент, учитывающий расположение передачи по отношению к горизонту. Считаем, что передача расположена под углом к горизонту $\Theta \leq 60^\circ$, тогда $K_{\Theta}=1$;

$K_{рег}$ – коэффициент, учитывающий способ регулировки межосевого расстояния. Считаем, что регулировка межосевого расстояния осуществляется путем передвижения опор, тогда $K_{рег}=1$;

K_p – коэффициент, учитывающий режим работы передачи. Считаем, что привод работает в одну смену, тогда $K_p=1$ [1, с. 93, т. 5.7];

$$K_{\circlearrowleft} = 1 \cdot 1,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1,5;$$

$[p_u]$ – допускаемое давление в шарнирах цепи, $H/мм^2$, зависящее от частоты вращения ведущей звездочки

$$n_3 = \frac{\omega_3 \cdot 30}{\pi} = \frac{12,03 \cdot 30}{3,14} = 114,88 \text{ мин}^{-1}.$$

Ориентируясь на шаг цепи $p=19,05 \dots 25,4$ мм и частоту вращения ведущей звездочки $n_3=114,88 \text{ мин}^{-1}$ допускаемое давление в шарнирах цепи составит $[p_u] = 32,84 \text{ H/мм}^2$ [1, с. 94, т. 5.8];

z_3 – число зубьев меньшей звездочки;

$$z_3 = 29 - 2 \cdot u_3,$$

где u_3 – передаточное число цепной передачи.

$$z_3 = 29 - 2 \cdot u_3 = 29 - 2 \cdot 3 = 23.$$

При необходимости полученное значение z_3 округлить до целого нечетного числа, что в сочетании с нечетным числом ве-

домой звездочки z_4 обеспечит более равномерное изнашивание зубьев.

Тогда шаг цепи составит

$$p = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{436,21 \cdot 10^3 \cdot 1,5}{1 \cdot 23 \cdot 32,84}} = 26,69 \text{ мм.}$$

Полученное значение шага цепи округлим до ближайшего большего стандартного значения. На основании ГОСТ 13568-81 принимаем цепь ПР-31,75-8900, для которой [1, с. 441, т. К32]:

$p=31,75$ мм – шаг цепи;

$d_1=9,53$ мм – диаметр валика;

$q=3,8$ кг – масса одного метра цепи;

$F_p=8900$ даН= 89000 Н – разрушающая нагрузка цепи;

$A=260$ мм² – площадь проекции опорной поверхности шарнира [2, с. 135, т. 8.1].

5.2 Определить число зубьев ведомой звездочки

$$z_4 = z_3 \cdot u_3 = 23 \cdot 3 = 69.$$

При необходимости полученное значение z_4 округлить до целого нечетного числа. Для предотвращения соскакивания цепи максимальное число зубьев ведомой звездочки ограничено $z_4 \leq 120$.

5.3 Определить фактическое передаточное число u_ϕ и проверить его отклонение Δu от заданного u_3

$$u_\phi = \frac{z_4}{z_3} = \frac{69}{23} = 3; \quad \Delta u = \frac{|u_\phi - u_3|}{u_3} \cdot 100\% \leq 4\%;$$

$$\Delta u = \frac{|3 - 3|}{3} \cdot 100\% = 0\% < 4\%.$$

5.4 Определить оптимальное межосевое расстояние

$$a = (30 \dots 50) \cdot p,$$

где p – стандартный шаг цепи, мм.

$$a = (30 \dots 50) \cdot 31,75 = 952,5 \dots 1587,5 \text{ мм.}$$

Принимаем $a=952,5$ мм.

Тогда межосевое расстояние в шагах составит

$$a_p = \frac{a}{p} = \frac{952,5}{31,75} = 30.$$

5.5 Определить число звеньев цепи

$$\begin{aligned} l_p &= 2a_p + \frac{z_4 + z_3}{2} + \frac{[(z_4 - z_3)/2\pi]^2}{a_p} = \\ &= 2 \cdot 30 + \frac{69 + 23}{2} + \frac{[(69 - 23)/2 \cdot 3,14]^2}{30} = 107,79. \end{aligned}$$

Полученное значение округлить до целого четного числа.

Принимаем $l_p=108$.

5.6 Уточнить межосевое расстояние

$$\begin{aligned} a_p &= 0,25 \left\{ l_p - 0,5(z_4 + z_3) + \sqrt{[l_p - 0,5(z_4 + z_3)]^2 - 8 \left(\frac{z_4 - z_3}{2\pi} \right)^2} \right\} = \\ &= 0,25 \left\{ 108 - 0,5(69 + 23) + \sqrt{[108 - 0,5(69 + 23)]^2 - 8 \left(\frac{69 - 23}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right\} = 30,11. \end{aligned}$$

Полученное значение a_p не округлять до целого числа.

5.7 Определить фактическое межосевое расстояние

$$a = a_p \cdot p = 30,11 \cdot 31,75 = 956 \text{ мм.}$$

Значение a не округлять до целого числа, так как ведомая (свободная) ветвь цепи должна провисать примерно на $0,01a$.

5.8 Определить длину цепи

$$l = l_p \cdot p = 108 \cdot 31,75 = 3429 \text{ мм.}$$

Полученное значение не округлять до целого числа.

5.9 Определить диаметры звездочек

Диаметр делительной окружности:

- ведущей звездочки

$$d_{e3} = p / \sin\left(\frac{180^\circ}{z_3}\right) = 31,75 / \sin\left(\frac{180^\circ}{23}\right) = 233,17 \text{ мм;}$$

- ведомой звездочки

$$d_{e4} = p / \sin\left(\frac{180^\circ}{z_4}\right) = 31,75 / \sin\left(\frac{180^\circ}{69}\right) = 697,58 \text{ мм.}$$

Диаметр окружности выступов

$$D_e = p \left(K + K_z - \frac{0,31}{\lambda} \right),$$

где $K=0,7$ – коэффициент высоты зуба;

K_z – коэффициент числа зубьев;

λ – геометрическая характеристика зацепления.

$$\lambda = \frac{p}{d_1} = \frac{31,75}{9,53} = 3,33;$$

где d_1 – диаметр ролика шарнира цепи, мм.

- ведущей звездочки

$$K_{z3} = \operatorname{ctg} \left(\frac{180^\circ}{z_3} \right) = \operatorname{ctg} \left(\frac{180^\circ}{23} \right) = 7,28;$$

$$D_{e3} = p \left(K + K_{z3} - \frac{0,31}{\lambda} \right) = 31,75 \cdot \left(0,7 + 7,28 - \frac{0,31}{3,33} \right) = 250,41 \text{ мм};$$

- ведомой звездочки

$$K_{z4} = \operatorname{ctg} \left(\frac{180^\circ}{z_4} \right) = \operatorname{ctg} \left(\frac{180^\circ}{69} \right) = 21,95;$$

$$D_{e4} = p \left(K + K_{z4} - \frac{0,31}{\lambda} \right) = 31,75 \cdot \left(0,7 + 21,95 - \frac{0,31}{3,33} \right) = 716,18 \text{ мм}.$$

Диаметр окружности впадин

- ведущей звездочки

$$D_{i3} = d_{\partial 3} - \left(d_1 - 0,175\sqrt{d_{\partial 3}} \right) = 233,17 - \left(9,53 - 0,175\sqrt{233,17} \right) = 226,61 \text{ мм};$$

- ведомой звездочки

$$D_{i4} = d_{\partial 4} - \left(d_1 - 0,175\sqrt{d_{\partial 4}} \right) = 697,58 - \left(9,53 - 0,175\sqrt{697,58} \right) = 692,67 \text{ мм}.$$

5.10 Проверить частоту вращения меньшей звездочки

$$n_3 \leq [n_3],$$

где $[n_3]$ – допускаемая частота вращения, мин^{-1} .

$$[n_3] = \frac{15 \cdot 10^3}{p} = \frac{15 \cdot 10^3}{31,75} = 472,44 \text{ мин}^{-1};$$

$$114,88 \text{ мин}^{-1} < 472,44 \text{ мин}^{-1}.$$

5.11 Проверить число ударов цепи о зубья звездочек

$$U \leq [U],$$

где U – расчетное число ударов цепи, c^{-1} ;

$[U]$ – допускаемое число ударов, c^{-1} .

$$U = \frac{4 \cdot z_3 \cdot n_3}{60 \cdot l_p} = \frac{4 \cdot 23 \cdot 114,88}{60 \cdot 108} = 1,63 c^{-1};$$

$$[U] = \frac{508}{p} = \frac{508}{31,75} = 16 c^{-1};$$

$$1,63 c^{-1} < 16 c^{-1}.$$

5.12 Определить фактическую скорость цепи

$$v = \frac{z_3 \cdot p \cdot n_3}{60 \cdot 10^3} = \frac{23 \cdot 31,75 \cdot 114,88}{60 \cdot 10^3} = 1,4 \text{ м/с}.$$

5.13 Определить окружную силу, передаваемую цепью

$$F_t = \frac{P_3 \cdot 10^3}{v},$$

где P_3 – мощность на ведущей звездочке (на тихоходном валу редуктора), $кВт$.

$$P_3 = T_3 \cdot \omega_3 = 436,21 \cdot 12,03 = 5247,61 \text{ Вт} = 5,25 \text{ кВт};$$

$$F_t = \frac{5,25 \cdot 10^3}{1,4} = 3750 \text{ Н}.$$

5.14 Проверить давление в шарнирах цепи

$$p_u = \frac{F_t \cdot K_2}{A} \leq [p_u],$$

где A – площадь проекции опорной поверхности шарнира, $мм^2$;

$[p_u]$ – допускаемое давление в шарнирах цепи, $Н/мм^2$.

$$p_u = \frac{3750 \cdot 1,5}{260} = 21,64 \text{ Н/мм}^2.$$

Допускаемое давление в шарнирах цепи уточним в соответствии с фактической скоростью цепи. Так как $v=1,4 \text{ м/с}$, то $[p_u]=23,4 \text{ Н/мм}^2$ [1, с. 94].

$$21,64 \text{ Н/мм}^2 < 23,4 \text{ Н/мм}^2.$$

5.15 Проверить прочность цепи

$$S \geq [S],$$

где S – расчетный коэффициент запаса прочности;
[S] – допускаемый коэффициент запаса прочности.

$$S = \frac{F_p}{F_t \cdot K_\delta + F_0 + F_v} \geq [S],$$

где F_p – разрушающая нагрузка цепи, H ;

F_t – окружная сила, передаваемая цепью, H ;

F_0 – предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви, H ;

K_δ – коэффициент динамической нагрузки;

F_v – натяжение цепи от центробежных сил, H .

Предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви равно

$$F_0 = K_f \cdot q \cdot a \cdot g,$$

где K_f – коэффициент провисания, для горизонтальных передач $K_f=6$;

q – масса одного метра цепи, $кг$;

a – межосевое расстояние, $м$;

g – ускорение свободного падения, $g=9,81 м/с^2$.

$$F_0 = 6 \cdot 3,8 \cdot 956 \cdot 10^{-3} \cdot 9,81 = 213,83 H.$$

Натяжение цепи от центробежных сил составит

$$F_v = q \cdot v^2 = 3,8 \cdot 1,4^2 = 7,45 H.$$

Тогда расчетный коэффициент запаса прочности будет равен

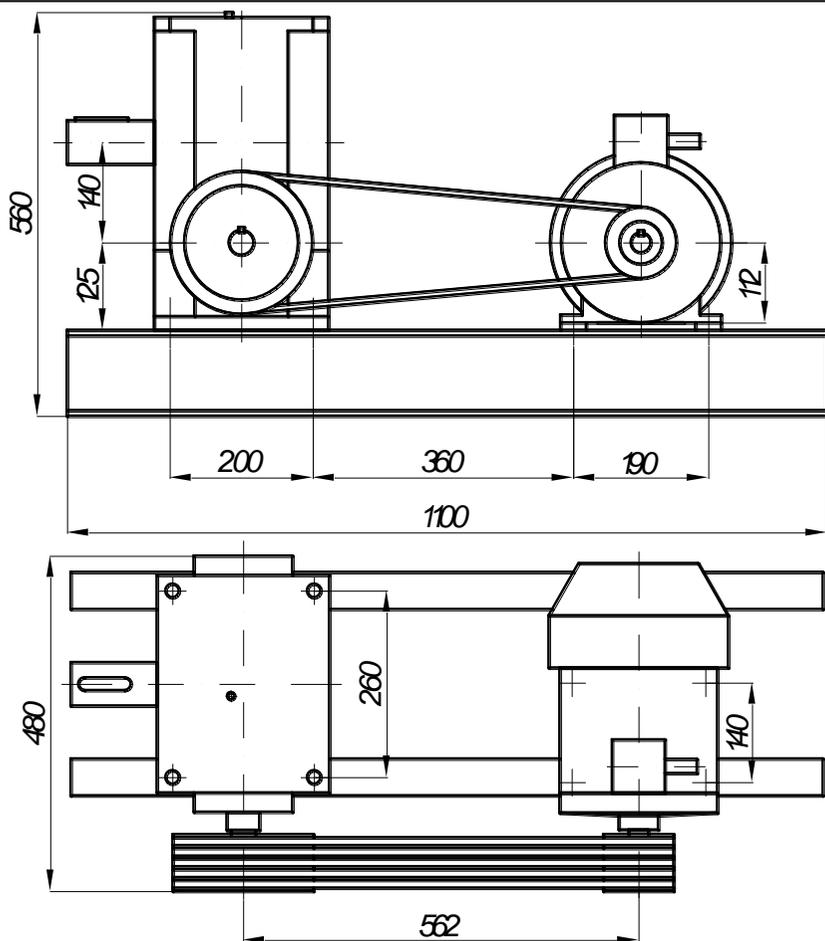
$$S = \frac{89000}{3750 \cdot 1 + 213,83 + 7,45} = 22,41.$$

При шаге цепи $p=31,75$ мм и частоте вращения меньшей звездочки $n_3=114,88$ $мин^{-1}$ допускаемый коэффициент запаса прочности равен [S]=7,92 [1, с. 97, т. 5.9].

$$22,41 > 7,92.$$

Условие прочности выполняется.

Графическая интерпретация расчетов представлена на рисунке 2. Здесь межосевое расстояние ременной передачи уточнено по стандартной длине ремня $l=1600$ мм (формула 4.8).



Техническая характеристика

1. Электродвигатель 4АМ112М2УЗ ТУ 16-510.810-81,
 $P_{дв}=7,5$ кВт, $n_{дв}=2900$ мин⁻¹.
2. Червячный редуктор $U=12,5$; $a_w=140$ мм; $T_{вых}=435$ Нм.
3. Передаточное число ременной передачи $U=2,02$.

					КРДМ 000. 000. 000 ВО			
					Привод к цветному транспорттеру для бахчевых культур	Лит	Масса	Месяц
Вкл	Лист	№ докум	Год	Дата		у		12
Резерв	№ инв	ИИ						
Грос	Впрое	ПТ				Лист	Листов	
И контр.						БТОХА И 691		
Уте.								

Рисунок 2 – Общий вид привода

ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица 1 – Значения КПД механических передач (без учета потерь в подшипниках)

Тип передачи	Закрытая	Открытая
Зубчатая:		
цилиндрическая	0,96...0,97	0,93...0,95
коническая	0,95...0,97	0,92...0,94
Червячная передача при передаточном числе u :		
свыше 30	0,70...0,75	-
от 14 до 30	0,80...0,85	-
от 8 до 14	0,85...0,95	-
Цепная	0,95...0,97	0,90...0,93
Ременная:		
плоским ремнем	-	0,96...0,98
клиновыми (поликлиновым) ремнями	-	0,95...0,97

Таблица 2 – Рекомендуемые значения передаточных чисел

Закрытые зубчатые передачи (редукторы) одноступенчатые цилиндрические и конические (ГОСТ 2185-66):						
1-й ряд	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3
2-й ряд	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1
Значения 1-го ряда следует предпочитать значениям 2-го ряда.						
Закрытые червяные передачи (редукторы) одноступенчатые для червяка с числом витков $z_1=1; 2; 4$ (ГОСТ 2144-75):						
1-й ряд	10	12,5	16	20	25	31,5
2-й ряд	11,2	14	18	22,4	28	35,5
Значения 1-го ряда следует предпочитать значениям 2-го ряда.						
Открытая зубчатая передачи: 3...7.						
Цепные передачи: 2...4.						
Ременные передачи (все типы): 2...3.						

Таблица 3 – Двигатели асинхронные короткозамкнутые трехфазные серии 4А общепромышленного применения

$P_{\text{ном}},$ кВт	Синхронная частота вращения, мин^{-1}									
	3000		1500		1000		750			
	Тип двигателя	$n_{\text{ном}},$ мин^{-1}	Тип двигателя	$n_{\text{ном}},$ мин^{-1}	Тип двигателя	$n_{\text{ном}},$ мин^{-1}	Тип двигателя	$n_{\text{ном}},$ мин^{-1}	Тип двигателя	$n_{\text{ном}},$ мин^{-1}
0,25	4ААМ56В2У3	2760	4ААМ63А4У3	1370	4ААМ63В6У3	890	4АМ71В8У3	680		
0,37	4ААМ63А2У3	2740	4ААМ63В4У3	1365	4АМ71А6У3	910	4АМ80АУ3	675		
0,55	4ААМ63В2У3	2710	4АМ71А4У3	1390	4АМ71В6У3	900	4АМ80В8У3	700		
0,75	4АМ71А2У3	2840	4АМ71В4У3	1390	4АМ80А6У3	915	4АМ90ЛА8У3	700		
1,1	4АМ71В2У3	2810	4АМ80А4У3	1420	4АМ80В6У3	920	4АМ90ЛВ8У3	700		
1,5	4АМ80А2У3	2850	4АМ80В4У3	1415	4АМ90Л6У3	935	4АМ100Л8У3	700		
2,2	4АМ80В2У3	2850	4АМ90Л4У3	1425	4АМ100Л6У3	950	4АМ112МА8У3	700		
3,0	4АМ90Л2У3	2840	4АМ100С4У3	1435	4АМ112МА6У3	955	4АМ112МВ8У3	700		
4,0	4АМ100С2У3	2880	4АМ100Л4У3	1430	4АМ112МВ6У3	950	4АМ132С8У3	720		
5,5	4АМ100Л2У3	2880	4АМ112М4У3	1445	4АМ132С6У3	965	4АМ132М8У3	720		
7,5	4АМ112М2У3	2900	4АМ132С4У3	1455	4АМ132М6У3	870	4АМ160С8У3	730		

Таблица 4 – Механические характеристики марок сталей для изготовления зубчатых колес

Марка стали	Вид заготовки	D _{перед} мм	S _{перед} мм	ГО	Твердость заготовки		σ _B	σ _T	σ ₁
					поверхности	сердцевины			
35	Поковка	Любые размеры	60	H	163...192 HB		550	270	235
40	»	Любые размеры	60	У	192...228 HB		700	400	300
45	»	Любые размеры	80	H	179...207 HB		600	320	260
45	»	125	80	У	235...262 HB		780	540	335
45	»	80	50	У	269...302 HB		890	650	380
40X	»	200	125	У	235...262 HB		790	640	375
40X	»	125	80	У	269...302 HB		900	750	410
40X	»	125	80	У+ТВЧ	45...50HRC	269...302HB	900	750	410
40XH	»	315	200	У	235...262 HB		800	630	380
40XH	»	200	125	У	269...302 HB		920	750	420
40XH	»	200	125	У+ТВЧ	48...53HRC	269...302HB	920	750	420
35XM	»	315	200	У	235...262 HB		800	670	380
35XM	»	200	125	У	269...302 HB		920	790	420
35XM	»	200	125	У+ТВЧ	48...53HRC	269...302HB	920	790	420
35Л	Литье	Любые размеры		H	163...207 HB		550	270	235
40Л	»	»	»	H	147 HB		520	295	225
45Л	»	315	200	У	207...235 HB		680	440	285
40ГЛ	»	315	200	У	235...262 HB		850	600	365

Таблица 5 – Материалы червячных колес

Группа	Материал	Способ отливки	σ_B	σ_T	Скорость скольжения $v_s, м/с$
			$H/мм^2$		
I	БрО10Н1Ф1	Ц	285	165	>5
	БрО10Ф1	К	275	200	
		З	230	140	
	БрО5Ц5С5	К	200	90	
З		145	80		
II	БрА10ЖЗМц1,5	К	550	360	2...5
		З	450	300	
	БрА9ЖЗЛ	Ц	530	245	
		К	500	230	
		З	425	195	
	ЛЦ23А6ЖЗМц2	Ц	500	330	
К		450	295		
III	СЧ18	З	355	-	<2
	СЧ15	З	315	-	

Таблица 6 – Допускаемые напряжения для червячного колеса

Группа материала	Червяк улучшенный, $H \leq 350$ HB	Червяк закален при нагреве ТВЧ, $H \geq 45$ HRC	Нереверсивная передача	Реверсивная передача
I	$K_{HL}C_v 0,75\sigma_B$	$K_{HL}C_v 0,9\sigma_B$	$(0,08\sigma_B + 0,25\sigma_T) \cdot K_{FL}$	$0,16\sigma_B K_{FL}$
II	$250-25v_s$	$300-25v_s$		
III	$175-35v_s$	$200-35v_s$	$0,12\sigma_{BI} K_{FL}$	$0,075\sigma_{BI} K_{FL}$

Таблица 7 – Значения числа циклов N_{HO}

Средняя твердость поверхностей зубьев	HB _{ср}	200	250	300	350	400	450	500	550	600
	HRC _{ср}	-	25	32	38	43	47	52	56	60
$N_{HO}, млн. циклов$		10	16,5	25	36,4	50	68	87	114	143

Таблица 8 – Главный параметр одноступенчатых редукторов

Цилиндрические редукторы							
Масса редуктора, кг	45	60	70	85	110	140	
Межосевое расстояние, мм	100	125	140	160	180	200	
Конические редукторы							
Масса редуктора, кг	23	30	40	60	80	120	
Внешний делительный диаметр колеса, мм	$u=2...2,28$	125	140	160	180	200	224
	$u=3,15...3$	160	180	200	224	250	280
Червячные редукторы							
Масса редуктора, кг	30	60	70	90	120	170	
Межосевое расстояние, мм	80	100	125	140	160	180	

Таблица 9 – Значения коэффициентов K_{Hv} и K_{Fv} при $H \leq 350$ НВ

Степень точности	Коэффициент	Окружная скорость v , м/с					
		1	2	4	6	8	10
6	K_{Hv}	1,03	1,06	1,12	1,17	1,23	1,28
		1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
	K_{Fv}	1,06	1,13	1,26	1,40	1,58	1,67
		1,02	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25
7	K_{Hv}	1,04	1,07	1,14	1,21	1,29	1,36
		1,02	1,03	1,05	1,06	1,07	1,08
	K_{Fv}	1,08	1,16	1,33	1,50	1,67	1,80
		1,03	1,06	1,11	1,16	1,22	1,27
8	K_{Hv}	1,04	1,08	1,16	1,24	1,32	1,40
		1,01	1,02	1,04	1,06	1,07	1,08
	K_{Fv}	1,10	1,20	1,38	1,58	1,78	1,96
		1,03	1,06	1,11	1,17	1,23	1,29
9	K_{Hv}	1,05	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50
		1,01	1,03	1,05	1,07	1,09	1,12
	K_{Fv}	1,13	1,28	1,50	1,77	1,98	2,25
		1,04	1,07	1,14	1,21	1,28	1,35

Таблица 10 – Коэффициент формы зуба Y_{F3} и Y_{F4}

z или z_v	Y_F	z_v	Y_F								
16	4,28	24	3,92	30	3,80	45	3,66	71	3,61	180	3,62
17	4,27	25	3,90	32	3,78	50	3,65	80	3,61	∞	3,63
20	4,07	26	3,88	35	3,75	60	3,62	90	3,60		
22	3,98	28	3,81	40	3,70	65	3,62	100	3,60		

Таблица 11 – Значение угла трения φ

$v_s,$ $м/с$	φ	$v_s,$ $м/с$	φ	$v_s,$ $м/с$	φ
0,1	4°30'...5°10'	1,5	2°20'...2°50'	3	1°30'...2°00'
0,5	3°10'...3°40'	2	2°00'...2°30'	4	1°20'...1°40'
1,0	2°30'...3°10'	2,5	1°40'...2°20'	7	1°00'...1°30'

Таблица 12 – Значения поправочных коэффициентов C

Коэффициент динамичности нагрузки и длительности работы C_p								
Характер нагрузки	спокойная	с умеренными колебаниями			со значительными колебаниями		ударная и резко неравномерная	
C_p	1	0,9			0,8		0,7	
Коэффициент угла обхвата α_1 на меньшем шкиве C_α								
Угол обхвата $\alpha_1,$ <i>град</i>		180	170	160	150	140	130	120
C_α	плоский ремень	1	0,97	0,94	0,91	-	-	-
	клиновой ремень	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83
Коэффициент влияния отношения расчетной длины ремня l_p к базовой l_0								
Отношение l_p/l_0			0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4
C_l	клиновой ремень нормального сечения		0,82	0,89	0,95	1	1,04	1,07
	клиновой ремень узкого сечения		0,85	0,91	0,96	1	1,03	1,06
Коэффициент числа ремней в комплекте клиноременной передачи C_z								
Ожидаемое число ремней z			2...3		4...5		6	
C_z			0,95		0,90		0,85	

Таблица 13 – Допускаемая приведенная мощность [P_0], кВт, передаваемая одним клиновым ремнем

Тип ремня	Сечение, l_0 , мм	d_1 , мм	Скорость ремня v , м/с							
			2	3	5	10	15	20	25	30
Клиновой	О 1320	63	-	0,33	0,49	0,82	1,03	1,11	-	-
		71	-	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40	-
		80	-	0,43	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65	-
		90	-	0,49	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90	1,85
		100	-	0,51	0,75	1,25	1,69	1,94	2,11	2,08
		112	-	0,54	0,80	1,33	1,79	2,11	2,28	2,27
	А 1700	90	-	0,71	0,84	1,39	1,75	1,88	-	-
		100	-	0,72	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29	-
		112	-	0,74	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82	2,50
		125	-	0,80	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27	3,14
		140	-	0,87	1,26	2,17	2,91	3,42	3,67	3,64
		160	-	0,97	1,37	2,34	3,20	3,78	4,11	4,17
	Б 2240	125	-	0,95	1,39	2,26	2,80	-	-	-
		140	-	1,04	1,61	2,70	3,45	3,83	-	-
		160	-	1,16	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88	4,47
		180	-	1,28	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76	5,53
		200	-	1,40	2,10	3,73	4,95	5,95	6,32	6,23
		224	-	1,55	2,21	4,00	5,29	6,57	7,00	7,07

Таблица 14 – Значения поправочных коэффициентов K

Условия работы передачи		Коэффициент	
		обозначение	значение
Динамичность нагрузки	Равномерная	K_d	1
	Переменная или толчкообразная		1,2...1,5
Регулировка межосевого расстояния	Передвигающимися опорами	K_{pec}	1
	Нажимными звездочками		0,8
	Нерегулируемые передачи		1,25
Положение передачи	Наклон линии центров к горизонту, град	K_e	$\Theta=0...40$
			$\Theta=40...90$
		K_Θ	$\Theta \leq 60$
			$\Theta > 60$
Способ смазывания	Непрерывный (в масляной ванне)	K_c	0,8
	Капельный		1
	Периодический		1,5
Режим работы	Односменная	K_p	1
	Двухсменная		1,25
	Трехсменная		1,5

Таблица 15 – Допускаемое давление в шарнирах роликовых цепей $[p_u]$, H/mm^2

Шаг цепи, мм	При частоте вращения меньшей звездочки, $мин^{-1}$							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7; 15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5
19,05; 25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15
31,75; 38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15	-
44,45; 50,8	35	26	21	17,5	15	-	-	-

Таблица 16 – Допускаемое давление в шарнирах роликовых цепей $[p_u]$, H/mm^2

v , м/с	0,1	0,4	1	2	4	6	8	10
$[p_u]$, H/mm^2	32	28	25	21	17	14	12	10

Таблица 17 – Допускаемый коэффициент запаса прочности $[S]$ для роликовых цепей при $z=15...30$

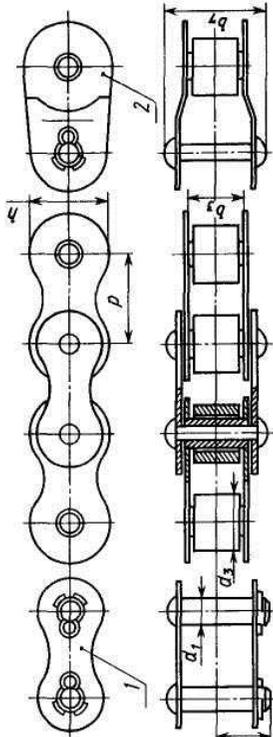
Шаг цепи, мм	Частота вращения меньшей звездочки, $мин^{-1}$								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
19,05	7,2	7,8	8	8,4	8,9	9,4	9,7	10,8	11,7
25,4	7,3	7,8	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12	13,3
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11	11,8	13,4	-
38,1	7,5	8	8,9	9,8	10,8	11,8	12,7	-	-
44,45	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	-	-	-
50,8	7,7	8,3	9,5	10,8	12	-	-	-	-

Таблица 18 – Коэффициент формы зуба Y_{F2} червячного колеса

z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}
20	1,98	30	1,76	40	1,55	80	1,34
24	1,88	32	1,77	45	1,48	100	1,30
26	1,85	35	1,64	50	1,45	150	1,27
28	1,80	37	1,61	60	1,40	300	1,24

Таблица 19 – Цепи приводные роликовые нормальной серии однорядные типа ПР
(ГОСТ 13568-75)

Цепь	p , мм	b_3 , мм	d_3 , мм	d_1 , мм	$A_{\text{ом}}$, мм ²	$F_{\text{раз}}$, даН	q , кг
ПР-9,525-910	9,525	5,72	6,35	3,28	28	910	0,45
ПР-12,7-1820-1	12,7	5,40	8,51	4,45	40	1820	0,65
ПР-12,7-1820-2	12,7	7,75	8,51	4,45	50	1820	0,75
ПР-15,875-2300-1	15,875	6,48	10,16	5,08	55	2300	0,8
ПР-15,875-2300-2	15,875	9,65	10,16	5,08	71	2300	1,00
ПР-19,05-3180	19,05	12,70	11,91	5,94	105	3180	1,9
ПР-25,4-6000	25,4	15,88	15,88	7,92	180	6000	2,6
ПР-31,75-8900-2	31,75	19,05	19,05	9,53	260	8900	3,8
ПР-38,1-12700-2	38,1	25,4	22,23	11,10	395	12700	5,5
ПР-44,45-17240-2	44,45	25,4	25,7	12,70	475	17240	7,5
ПР-50,8-22700-2	50,8	31,75	28,58	14,27	645	22700	9,7



* – размер для справок;
1 – звено соединительное;
2 – звено переходное.

Таблица 20 – Основные параметры клиновых и поликлиновых ремней общего назначения

	Основные размеры, мм		Клиновое сечение ремня		Поликлиновое сечение ремня				
			Узкое сечение		Поликлиновое сечение				
	Нормальное сечение	Узкое сечение	УА	УБ	К	М			
b_p	0	А	Б	УО	УА	УБ	К	Л	М
b_0	8,5	11	14	8,5	11	14	-	-	-
y_0	10	13	17	10	13	17	-	-	-
h	2,1	2,8	4,0	2,0	2,8	3,5	-	-	-
Площадь сечения A , мм ²	6	8	10,5	8	10	13	2,35	4,85	10,35
Предельное значение l , мм	47	81	138	56	95	158	0,5b(2H-h)		
Масса 1 м длины q , кг/м	400-2500	560-4000	800-6300	630-3550	800-4500	1250-8000	400-2000	1250-6000	2000-6000
	0,06	0,105	0,18	0,07	0,12	0,20	0,09	0,45	1,6

Таблица 21 – Нормальные линейные размеры (ГОСТ 6636—69), мм

Ряды			Доп. размеры	Ряды			Доп. размеры	Ряды			Доп. размеры
R_{a10}	R_{a20}	R_{a40}		R_{a10}	R_{a20}	R_{a40}		R_{a10}	R_{a20}	R_{a40}	
8,0	8,0	8,0 8,5	8,2 8,8	40	40	40 42	41 44	200	200	200 210	205
	9,0	9,0 9,5	9,2 9,8		45	45 48	46 49		220	220 240	230
10	10	10 10,5	10,2 10,8	50	50	50 53	52 55	250	250	250 260	
	11	11 11,5	11,2 11,8		56	56 60	58 62		280	280 300	270 290 310
12	12	12 13	12,5	63	63	63 67	65	320	320	320 340	330
	14	14 15	13,5 14,5 15,5		71	71 75	70 73 78		360	360 380	350 370
16	16	16 17	16,5 17,5	80	80	80 85	82	400	400	400 420	410 440
	18	18 19	18,5 19,5		90	90 95	92 98		450	450 480	460 490
20	20	20 21	20,5	100	100	100 105	102	500	500	500 530	515
	22	22 24	21,5 23,0		110	110 120	108 112 115 118		560	560 600	545 580
25	25	25 26		125	125	125 130		630	630	630 670	615 650
	28	28 30	27 29		140	140 150	135 145		710	710 750	690 730
32	32	32 34	31 33	160	160	160 170	155 165	800	800	800 850	775 825
	36	36 38	35 37 39		180	180 190	175 185 195		900	900 950	875 925 975

ЛИТЕРАТУРА

1. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. – Калининград: Янтарный сказ, 2005. – 456 с.
2. Детали машин и основы конструирования/ Под ред. М.Н. Ерохина. – М.: КолосС, 2004. – 462 с.
3. Гузенков П.Г. Детали машин. – М.: Высш. школа, 1982. – 351 с.
4. Варывдин В.В., Романеев Н.А., Кожухова Н.Ю. Механические передачи и соединения. Проектирование и расчет. – Брянск: Изд-во Брянской ГСХА, 2009. – 183 с.

СОДЕРЖАНИЕ

1 Кинематический расчет привода.....	3
2 Расчет закрытой червячной передачи.....	6
3 Расчет открытой цилиндрической передачи.....	11
4 Расчет клиноременной передачи.....	19
5 Расчет цепной передачи.....	23
Приложения.....	31
Литература.....	42

Учебное издание

Варывдин Владимир Васильевич
Романев Николай Александрович
Никитин Виктор Васильевич

ПРИМЕР РАСЧЕТА
курсовой и расчетно-графической работ
по дисциплине «Детали машин»

Подписано в печать 17.02.2010 г. Формат 60 x 84 1/16.
Бумага печатная. Усл. п. л. 2,55. Тираж 100 экз. Изд. №1591.

Издательство Брянской государственной
сельскохозяйственной академии
243365 Брянская обл., Выгоничский район, с. Кокино.