

Обложка на курсовой проект

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА	5
1.1 Исходные данные к расчету	5
1.2 Определение КПД привода	5
1.3 Выбор двигателя.....	6
1.4 Расчет моментов и угловых скоростей на валах привода.....	7
1.5 Результаты кинематического расчета привода.....	8
2 СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА.....	9
2.1 Расчет конической передачи	9
2.2 Расчет цилиндрической передачи.....	15
3 ОРИЕНТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ РЕДУКТОРА	21
3.1 Ведущий вал.....	21
3.2 Промежуточный вал.....	21
3.3 Ведомый вал.....	21
4 КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ РЕДУКТОРА	23
5 КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА.....	24
6 ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ВАЛОВ.....	25
6.1 Ведущий вал.....	25
7 ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ	28
7.1 Ведущий вал.....	28
7.2 Промежуточный вал.....	28
7.3 Ведомый вал.....	28
8 ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ.....	30
9 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОСАДОК ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРА	31
10 СМАЗКА РЕДУКТОРА.....	32
10.1 Выбор смазочного материала.....	32
10.2 Смазывание подшипников	32
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	33
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	34

1 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

1.1 Исходные данные к расчету

Исходными данными являются следующие величины

Таблица 1.1 – Исходные данные для проектирования

Наименование параметра	Обозначение	Величина
Окружное усилие на тяговых звездочках	F_t	3.0 кН
Окружная скорость тяговых звездочек	v	0.35 м/с
Шаг тяговой цепи	t	12.5 мм
Число зубьев тяговых звездочек	z	21

График нагружения привода приведен на рисунке 1.1.

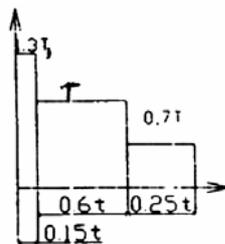


Рисунок 1.1 – График нагружения привода

1.2 Определение КПД привода

Согласно техническому заданию схема привода цепного конвейера имеет вид:

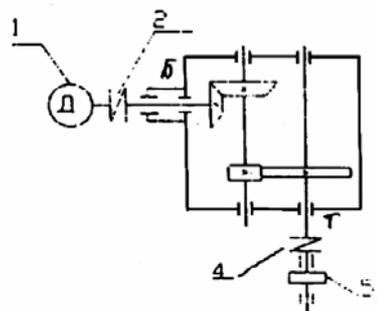


Рисунок 1.2 – Схема привода ленточного транспортера

$$u_{\text{пр}} := \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вых}}} = 935/78.4 = 11.92$$

Передаточное отношение цепной передачи [1, табл. 1.2]

$$u_{\text{ц}} = 1,1 \sqrt{u_{\text{пр}}} = 1,1 \times \sqrt{11.92} = 3.80$$

Тогда передаточное отношение конической передачи

$$u_{\text{пл}} := \frac{u_{\text{пр}}}{u_{\text{ц}}} = 11.92/3.8 = 3.14$$

1.4 Расчет моментов и угловых скоростей на валах привода

Мощность на ведущей шестерне конической передачи

$$P_1 := P_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{п}} = 1,50 \times 0,98 \times 0,99 = 1,46 \text{ кВт}$$

Мощность на промежуточном валу редуктора

$$P_2 := P_1 \cdot \eta_{\text{пл}} \cdot \eta_{\text{п}} = 1,46 \times 0,96 \times 0,99 = 1,38 \text{ кВт}$$

Мощность на тяговой звездочке

$$P_3 := P_2 \cdot \eta_{\text{ц}} \cdot \eta_{\text{п}} = 1,38 \times 0,96 \times 0,99 = 1,32 \text{ кВт}$$

Соответственно угловые скорости вращения

$$\omega_1 := \omega_{\text{дв}} = 97.91 \text{ рад/с}$$

$$\omega_2 := \frac{\omega_1}{u_{\text{к}}} = 97.91 / 3.8 = 31,23 \text{ рад/с}$$

$$\omega_3 := \frac{\omega_2}{u_{\text{ц}}} = 31.23 / 3.14 = 8.22 \text{ рад/с}$$

Частоты вращения валов привода

$$n_1 = n_{\text{дв}} = 935 \text{ об/мин}$$

$$n_2 = \frac{30\omega_2}{\pi} = \frac{30 \times 31.23}{3.14} = 298.1 \text{ об/мин}$$

$$n_3 = \frac{30\omega_3}{\pi} = \frac{30 \times 8.22}{3.14} = 78.4 \text{ об/мин}$$

Тогда моменты на валах

$$M_1 := \frac{P_1}{\omega_1} = 1.46 / 97.91 = 14.9 \text{ Нм}$$

						Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		7

2 СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

2.1 Расчет конической передачи

2.1.1 Выбор материала

Принимаем термическую обработку зубьев передачи по варианту I [1, стр. 8]. Материал зубчатых колес - сталь 40Х. ТО шестерни улучшение НВ 290, колеса - улучшение НВ 250. Все характеристики материала и расчетные формулы взяты из [1, табл. 2,1; табл. 2.2; стр. 8-10]. Далее индекс 1 относится к шестерне, а индекс 2 – к сателлитам. Предел текучести материала

$$\sigma_{T1} := 750 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{T2} := 640 \text{ МПа}$$

Твердость зубчатых колес

$$\text{HB}_1 := 290$$

$$\text{HB}_2 := 250$$

Допускаемые контактные напряжения [1, табл. 2.2]

$$\sigma_{H1} := (1.8 \cdot \text{HB}_1 + 67) \text{ МПа} = 1,8 \times 290 + 67 = 589 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{H2} := (1.8 \cdot \text{HB}_2 + 67) \text{ МПа} = 1,8 \times 250 + 67 = 517 \text{ МПа}$$

Допускаемые изгибные напряжения [1, табл. 2.2]

$$\sigma_{F1} := (1.03 \cdot \text{HB}_1) \text{ МПа} = 1,03 \times 290 = 299 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F2} := (1.03 \cdot \text{HB}_2) \text{ МПа} = 1,03 \times 250 = 258 \text{ МПа}$$

Максимальные контактные напряжения [1, табл. 2.2]

$$\sigma_{H1\max} := 2.8 \sigma_{T1} = 2,8 \times 750 = 2100 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{H2\max} := 2.8 \sigma_{T2} = 2,8 \times 640 = 1792 \text{ МПа}$$

Максимальные изгибные напряжения [1, табл. 2.2]

$$\sigma_{F1\max} := (2.74 \cdot \text{HB}_1) \text{ МПа} = 2,74 \times 290 = 795 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F2\max} := (2.74 \cdot \text{HB}_2) \text{ МПа} = 2,74 \times 250 = 685 \text{ МПа}$$

Минимальное значение напряжений

$$\sigma_H := \min(\sigma_{H1}, \sigma_{H2}) = \min(589, 517) = 517 \text{ МПа}$$

Время службы редуктора

$$t_{\text{сл}} = (350 \times 3600 \times 24) \times K_{\text{сут}} \times K_{\text{год}} \times L_{\Gamma} = \\ = (350 \times 3600 \times 24) \times 0,3 \times 0,7 \times 17 = 1,127 \times 10^8 \text{ с}$$

Коэффициент режима нагрузки

$$X := \sum \left(\frac{T}{T_{\text{max}}} \cdot \frac{t}{t_{\Sigma}} \right)$$

где

$$t_{\Sigma} := \sum t = (0,15 + 0,60 + 0,25) = 1,00$$

$$T_{\text{max}} = 1.3$$

тогда

$$X = \frac{1.3}{1.3} \times \frac{0.15}{1.00} + \frac{1.0}{1.3} \times \frac{0.60}{1.00} + \frac{0.7}{1.3} \times \frac{0.25}{1.00} = 0.746$$

Рассчитываем коэффициент отношения ширины шестерни к диаметру

$$\psi_d = 0.166 \sqrt{u_k^2 + 1} = 0.166 \times \sqrt{3,14^2 + 1} = 0.547$$

Начальный коэффициент концентрации нагрузки для второй схемы передачи, $\psi_d = 0.547$ определяем по справочным данным [1, табл. 2.3]

$$K_{\text{Н}\beta 0} = 2.4$$

Коэффициент концентрации нагрузки

$$K_{\text{Н}\beta} := K_{\text{Н}\beta 0} \cdot (1 - X) + X = 2,4 \times (1 - 0,746) + 0,746 = 1,36$$

Коэффициент эквивалентности

$$K_{\text{НЕ}} := \sqrt{\sum \left[\left(\frac{T}{T_{\text{max}}} \right)^3 \cdot \frac{t}{t_{\Sigma}} \right]} = \sqrt[3]{\left(\frac{1.3}{1.3} \right)^3 \times \frac{0.15}{1.00} + \left(\frac{1.0}{1.3} \right)^3 \times \frac{0.60}{1.00} + \left(\frac{0.25}{1.3} \right)^3 \times \frac{0.25}{1.00}} = 0.68$$

Базовое число циклов нагружения

$$N_{\text{НГ}} := \text{НВ}_1^3 = 290^3 = 2.44 \times 10^7$$

Действительное число циклов нагружения

$$N = 60 n_1 t_{\text{сл}} = 60 \times 935 \times 1,127 \times 10^8 = 6.32 \times 10^{12}$$

Согласно [1, стр. 12] при числе циклов нагружения больше 10^8 значение коэффициента долговечности

$$Y_{F1} = 3,85$$

$$Y_{F2} = 3,74$$

Коэффициент концентрации нагрузки

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} = 0,91 \times 1,15 \times 1,09 = 1,14$$

Сравнительная оценка прочности зубьев на изгиб

$$[\sigma]_{F1}/Y_{F1} = 299/3,85 = 77,7$$

$$[\sigma]_{F2}/Y_{F2} = 258/3,74 = 69,0$$

Прочность зубьев колеса оказалась ниже, чем зубьев шестерни, поэтому проверку на выносливость по напряжениям изгиба следует выполнить для зубьев колеса. Расчетное напряжение при изгибе

$$\sigma_F = \frac{Y_F K_F F_t}{0,85 b m_t} = \frac{3,74 \times 1,14 \times 630}{0,85 \times 0,025 \times 0,001} = 126 \times 10^6 \text{ Па}$$

$$126 \text{ МПа} < 258 \text{ МПа}$$

Прочность зубьев на изгиб обеспечена

2.2 Расчет цилиндрической передачи

2.2.1 Выбор материала зубчатых колес передачи

Принимаем термическую обработку зубьев передачи по варианту I [1, стр. 8]. Материал зубчатых колес - сталь 40Х. ТО шестерни улучшение НВ 290, колеса - улучшение НВ 250. Все характеристики материала и расчетные формулы взяты из [1, табл. 2,1; табл. 2.2; стр. 8-10].

Таким образом, допускаемые напряжения для зубчатых колес второй ступени совпадают с таковыми для первой.

Принимаем коэффициент при несимметричном расположении колес относительно опор [1, стр. 11]

$$\psi_a = 0.315$$

Коэффициент отношения b_2/d_1 [1, стр. 11]

$$\psi_d = 0.5 \psi_a (u + 1) = 0.5 \times 0.315 \times (3.8 + 1) = 0.756$$

Начальный коэффициент концентрации нагрузки для схемы передачи «7», $\psi_d = 0.756$ и НВ < 350 [1, табл. 2.3]

									Лист
Изм	Лист	N докум.	Подп.	Дата					15

2.2.2 Расчет модуля передачи

Коэффициент для числа циклов нагружения, большего 10^8 равен [1, стр. 13]

$$K_{Fд} = 1.00$$

Эквивалентный момент на колесе

$$T_{FE2} := K_{Fд} \cdot M_2 = 1.00 \times 160 = 160 \text{ Нм}$$

Для прямозубых колес значение коэффициента [1, стр. 12]

$$K_m = 5.6$$

Расчетный модуль передачи

$$m = \frac{2 K_m T_{FE3}}{d_2 b_2 [\sigma]_F} = \frac{2 \times 6.6 \times 160}{0.198 \times 0.030 \times (258 \times 10^6)^2} = 1.09 \text{ мм}$$

Принимаем стандартное значение

$$m = 1,25 \text{ мм}$$

2.2.3 Расчет чисел зубьев колес и угла наклона

Суммарное число зубьев

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_w}{m} = \frac{2 \times 125}{1.25} = 200$$

Число зубьев шестерни

$$z_1 := \frac{z_{\Sigma}}{u + 1} = \frac{200}{3.8 + 1} = 41,7 \approx 41$$

Число зубьев колеса

$$z_2 := z_{\Sigma} - z_1 = 200 - 41 = 159$$

2.2.4 Расчет диаметров колес

Делительный диаметр шестерни

$$d_1 = z_1 m = 41 \times 1.25 = 51,25 \text{ мм}$$

Делительный диаметр колеса

$$d_2 = z_2 m = 159 \times 1.25 = 198,75 \text{ мм}$$

Делительное межосевое расстояние

$$K_{F\alpha} = 1.00$$

Начальное значение коэффициента концентрации нагрузки для $\psi_d = 1.00$, 7
схемы передачи и твердости колес до 350НВ [1, табл. 2.6]

$$K_{F\beta}^0 = 1.31$$

Тогда коэффициент концентрации нагрузки

$$K_{F\beta} := K_{F\beta 0} \cdot (1 - X) + X = 1.31 \times (1 - 0.746) + 0.746 = 1.08$$

Коэффициент динамической нагрузки для 9-й степени точности, твердости
зубьев до 350 НВ и косых зубьев [1, табл. 2.7]

$$K_{Fv} = 1.04$$

Коэффициент наклона зубьев для прямозубых передач

$$Y_{\beta} = 1$$

Эквивалентная окружная сила

$$F_{tE} := K_{Fd} \cdot F_t = 1.00 \times 1.61 = 1.61 \text{ кН}$$

Коэффициент формы зуба колеса для $z_2 = 159$ и $x_2 = -0.2$ [1, табл. 2.8]

$$Y_{F2} = 3.56$$

Коэффициент формы зуба шестерни для $z_1 = 41$ и $x_1 = 0.2$ [1, табл. 2.8]

$$Y_{F1} = 3.47$$

Значение изгибного напряжения для колеса

$$\sigma_{F2} := \frac{K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{F2} \cdot F_{tE}}{b_2 \cdot m} =$$

$$\frac{1.00 \times 1.08 \times 1.07 \times 1 \times 3.56 \times 1610}{0.030 \times 0.00125} = 174 \times 10^6 \text{ Па} = 174 \text{ МПа}$$

Проверка условия прочности по изгибным напряжениям для колеса

$$\sigma_{F2} \leq [\sigma]_{F2}$$

$$174 \leq 258$$

Условие прочности по изгибным напряжениям для колеса выполняется.

Значение изгибного напряжения для шестерни

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} = 174 \times \frac{3.47}{3.56} = 170 \text{ МПа}$$

Проверка условия прочности по изгибным напряжениям для шестерни

									Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата					19

3 ОРИЕНТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ РЕДУКТОРА

3.1 Ведущий вал

Диаметр выходного конца ведущего вала редуктора определим приближенно из расчета на прочность при кручении по заниженным допускаемым касательным напряжениям.

Принимаем $[\tau]_k = 20$ МПа для стали 45Х.

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{16 T_1}{\pi [\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 14,9}{3,14 \times 20 \times 10^6}} = 0,016 \text{ м}$$

Для удобства соединения валов двигателя и редуктора принимаем диаметр выходного конца ведущего вала редуктора больше расчетного значения (в запас прочности)

$$d_1 = 20 \text{ мм}$$

Диаметр вала под подшипниками

$$d_{1п} = 25 \text{ мм}$$

3.2 Промежуточный вал

Минимальный диаметр промежуточного вала редуктора определим приближенно из расчета на прочность при кручении по заниженным допускаемым касательным напряжениям.

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{16 T_2}{\pi [\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 44,3}{3,14 \times 20 \times 10^6}} = 0,022 \text{ м}$$

Принимаем

$$d_2 = 20 \text{ мм}$$

Диаметр вала под подшипниками

$$d_{2п} = 25 \text{ мм}$$

3.3 Ведомый вал

Диаметр выходного конца ведомого вала редуктора определим приближенно из расчета на прочность при кручении по заниженным допускаемым касательным напряжениям.

									Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата					21

4 КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ РЕДУКТОРА

Толщина стенок корпуса

$$\delta = 0,04 a_{\text{врт}} + 1 \dots 5 = 0,04 \times 125 + 1 \dots 5 = 6 \dots 10 \text{ мм}$$

Исходя из обеспечения необходимой жесткости, принимаем толщину

$$\delta = 7 \text{ мм}$$

Толщина нижнего пояса корпуса редуктора

$$t = (2 \dots 2,5) \delta = (2 \dots 2,5) \times 7 = 14 \dots 17,5 \text{ мм}$$

Принимаем

$$t = 14 \text{ мм.}$$

Диаметры фундаментных болтов

$$d_{\text{ф}} = (1,5 \dots 2,5) \delta = (1,5 \dots 2,5) \times 7 = 10,5 \dots 17,5 \text{ мм}$$

Принимаем

$$d_{\text{ф}} = 14 \text{ мм.}$$

Диаметры болтов, крепящих крышку к корпусу

$$d_{\text{к}} = (0,5 \dots 0,6) d_{\text{ф}} = (0,5 \dots 0,6) \times 14 = 7 \dots 8,4 \text{ мм}$$

Принимаем

$$d_{\text{к}} = 8 \text{ мм}$$

Диаметр болтов, крепящих крышки подшипников к редуктору

$$d_{\text{п}} = (0,6 \dots 1,4) \delta = (0,6 \dots 1,4) \times 7 = 4,2 \dots 9,8 \text{ мм}$$

Принимаем

$$d_{\text{п}} = 6 \text{ мм}$$

6 ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ВАЛОВ

6.1 Ведущий вал

Суммарная сила, действующая перпендикулярно оси вала

$$F_1 = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = \sqrt{631^2 + 219^2} = 668 \text{ Н}$$

Тогда схема к расчету ведущего вала будет выглядеть следующим образом

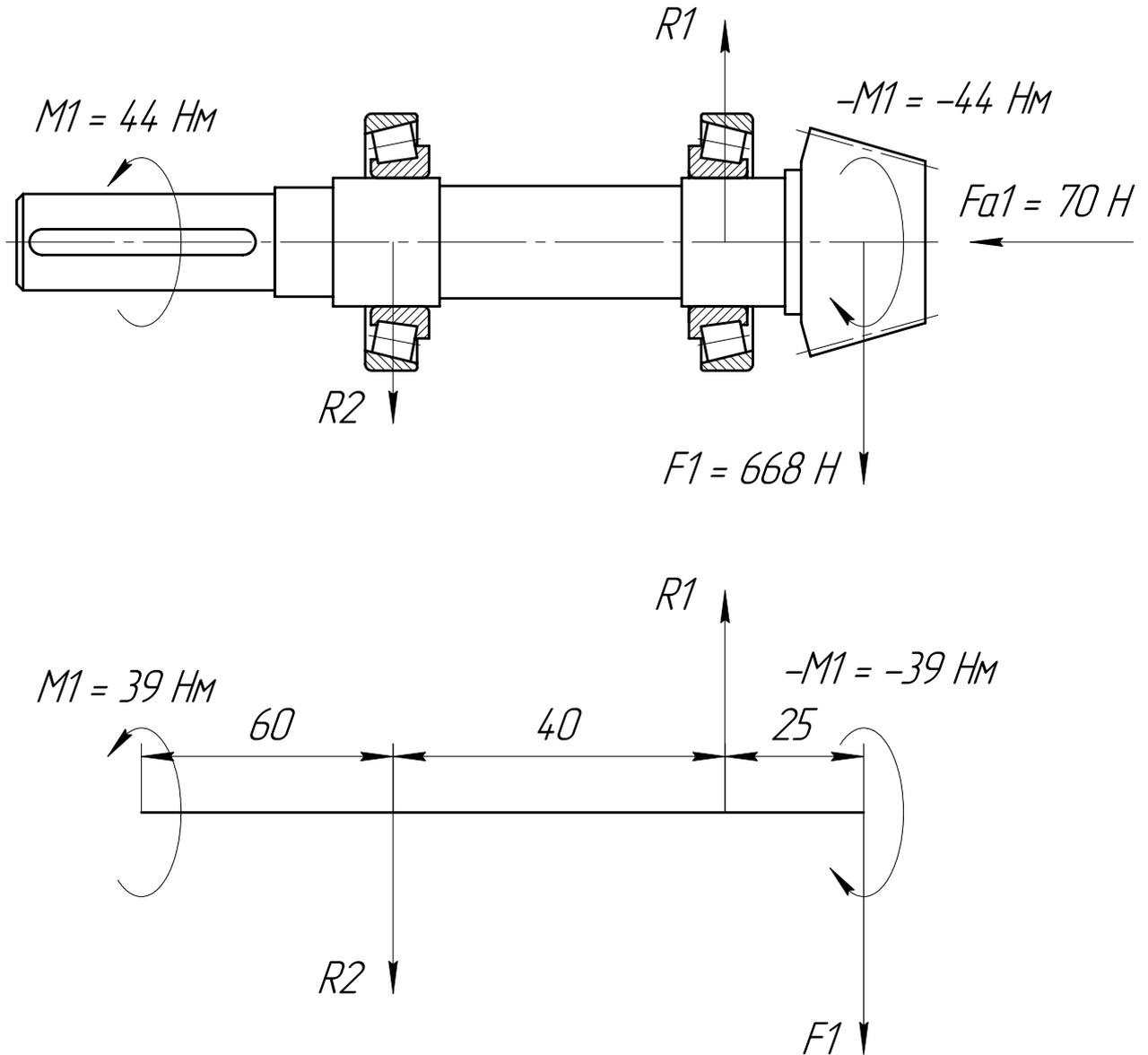


Рисунок 6.1 – Схема к расчету ведущего вала

Согласно этой схеме

$$\begin{cases} R_1 - F_1 - R_2 = 0 \\ 25F_1 - 40R_2 = 0 \end{cases}$$

Откуда

									Лист
Изм	Лист	N докум.	Подп.	Дата					25

Поскольку быстроходный вал изготовлен совместно с шестерней, то его материал известен – сталь 45, для которой предел выносливости [1, стр. 99]

$$\sigma_{-1} = 0,43\sigma_B = 0,43 \times 820 = 352 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение изгиба при симметричном цикле напряжений

$$[\sigma_{и}]_{-1} = \frac{\sigma_{-1}}{[n] K_{\sigma}}$$

где $[n] = 1,8$ – коэффициент запаса прочности [1, стр. 195]; $K_{\sigma} = 1,7$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений [1, стр. 195]. Итого

$$[\sigma_{и}]_{-1} = \frac{352}{1,8 \times 1,7} = 115 \text{ МПа}$$

Наибольший изгибающий момент

$$M_{и} = M_B = 27 \text{ Нм}$$

Определим напряжение в сечении с наибольшим изгибающим моментом (под правым подшипником). Осевой момент круглого сечения

$$W_x = \frac{\pi d_1^3}{32} = \frac{3,14 \times 0,030^3}{32} = 8,83 \times 10^{-5} \text{ м}^3$$

Напряжение изгиба

$$\sigma_{и} = \frac{\sqrt{M_{и}^2 + T^2}}{W_x} = \frac{\sqrt{22^2 + 44^2}}{8,83 \times 10^{-5}} = 5,57 \times 10^6 \text{ Па} = 5,57 \text{ МПа}$$

Напряжение кручения

$$\tau_k = T_1/W_p = T_1/(2W_x) = 44/(2 \times 8,83 \times 10^{-5}) = 2,49 \times 10^6 \text{ МПа} = 2,49 \text{ МПа}$$

Эквивалентное напряжение

$$s = \sqrt{\sigma_{и}^2 + 4\tau_k^2} = \sqrt{5,57^2 + 4 \times 2,49^2} = 7,47 \text{ МПа}$$

$$7,47 \text{ МПа} < 115 \text{ МПа}$$

Ведущий вал проходит по прочности.

Алгоритм расчета тихоходного и промежуточного вала совпадает с методикой расчета, описанной для быстроходного вала. Поэтому подробные объяснения расчетов опущены.

									Лист
Изм	Лист	N докум.	Подп.	Дата					27

$$l_p = l - b = 45 - 8 = 37 \text{ мм.}$$

Допускаемое напряжение смятия для посадки втулки звездочки

$$[\sigma_{см}] = 100 \text{ МПа}$$

Расчетное напряжение смятия

$$\sigma_{см} = \frac{4,4 T_3}{d_2 l_p h} = \frac{4,4 \times 160}{0,0291 \times 0,037 \times 0,007} = 93,4 \times 10^6 \text{ Па} = 93,4 \text{ МПа}$$

$$93,4 \text{ МПа} < 100 \text{ МПа}$$

Шпонка выбрана верно.

Для посадочной части цилиндрического колеса $d_1 = 40$ мм. По таблице [1, табл. 24.32] подбираем призматическую шпонку $b \times h = 12 \times 8$ мм. Длину шпонки берем из ряда стандартных длин $l = 36$ мм. Расчетная длина шпонки

$$l_p = l - b = 36 - 12 = 24 \text{ мм.}$$

Допускаемое напряжение смятия для ступицы зубчатого колеса

$$[\sigma_{см}] = 100 \text{ МПа}$$

Расчетное напряжение смятия

$$\sigma_{см} = \frac{4,4 T_1}{d_1 l_p h} = \frac{4,4 \times 160}{0,040 \times 0,024 \times 0,008} = 91,7 \times 10^6 \text{ Па} = 91,7 \text{ МПа}$$

$$91,7 \text{ МПа} < 100 \text{ МПа}$$

Шпонка подобрана верно.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Спроектированный привод работоспособен при условиях, указанных в техническом задании. При конструировании редуктора были применены, по возможности, стандартные детали и узлы, которые обеспечат длительное время работы редуктора.

Максимальный момент, передаваемый редуктором, несколько превышает приведенный в техническом задании. Это позволяет судить о том, что привод не выйдет из строя при кратковременном повышении нагрузки.

Привод может эксплуатироваться в схеме цепного конвейера.

										<i>Лист</i>
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>						33