

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	6
1 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА .....	7
1.1 Исходные данные к расчету .....	7
1.2 Определение КПД привода .....	8
1.3 Выбор двигателя .....	9
1.4 Расчет моментов и угловых скоростей на валах привода .....	10
1.5 Результаты кинематического расчета привода .....	11
2 РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ .....	12
2.1 Расчет червячной передачи .....	12
2.2 Расчет закрытой цилиндрической зубчатой передачи .....	17
2.3 Расчет цепной передачи .....	21
3 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ РЕДУКТОРА .....	24
3.1 Червячный вал .....	24
3.2 Промежуточный вал .....	24
3.3 Ведомый вал .....	25
4 КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ КОРПУСА РЕДУКТОРА .....	26
5 ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА .....	27
6 ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ШПОНОЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ .....	28
6.1 Ведущий вал .....	28
6.2 Промежуточный вал .....	28
7 УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ .....	29
8 ПРОВЕРКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ .....	33
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	34
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ .....	35

# 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
Выходная мощность привода	$P_{\text{вых}}$	4,5 кВт
Частота вращения выходного звена	$\omega_{\text{вых}}$	0.55 об/с

График нагружения привода приведен на рисунке 1.1.

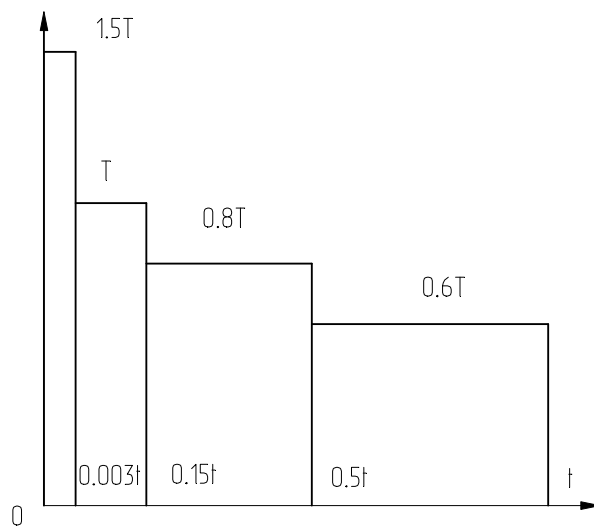


Рисунок 1.1 – График нагружения привода

Общий КПД привода, выполненный по такой схеме, определяется по формуле:

$$\eta = \eta_m \eta_{\text{ч}} \eta_{\text{ц}} \eta_{\text{п}}^4 \eta_{\text{цп}}$$

где  $\eta_m = 0.98$  – КПД соединительной муфты [1, табл. 1.1];  $\eta_{\text{к}} = 0.80$  – КПД червячной передачи [1, стр. 193];  $\eta_{\text{ц}} = 0,96$  – КПД цилиндрической передачи [1, табл. 1.1];  $\eta_{\text{цп}} = 0,96$  – КПД цепной передачи [1, табл. 1.1];  $\eta_{\text{ц}} = 0.99$  – КПД пары подшипников [1, табл. 1.1]. Итого

$$\eta = 0.98 \times 0.80 \times 0.96 \times 0.99^4 \times 0.96 = 0.694$$

### 1.3 Выбор двигателя

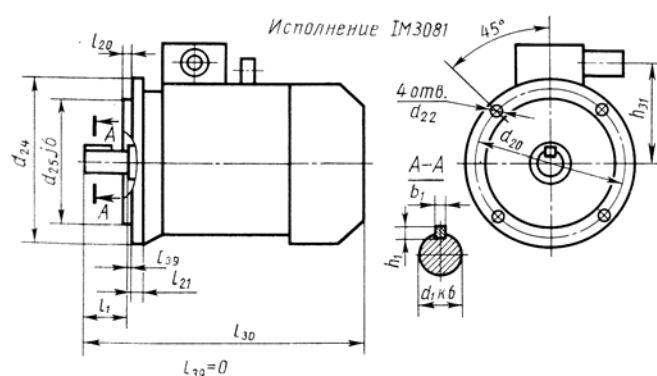
Частота вращения барабана

$$n_{\text{вых}} = 60 \times \omega_{\text{вых}} = 60 \times 0,55 = 33.0 \text{ об/мин}$$

Требуемая мощность двигателя

$$P_{\text{дв}} = P_{\text{дв}}/\eta = 4,5/0,694 = 6,48 \text{ кВт}$$

По справочным данным [1, табл. 24.8] выбираем электродвигатель 132S4 мощностью  $P_{\text{дв}} = 7,5$  кВт. Асинхронная частота вращения вала электродвигателя  $n_{\text{дв}} = 1445$  об/мин.



Основные размеры, мм

Тип двигателя	Число полюсов	Исполнение																		
		IM1081, IM2081, IM3081					IM2081 и IM3081													
		$l_1$	$l_{20}$	$d_1$	$b_1$	$h_1$	$l_{20}$	$l_{21}$	$d_{20}$	$d_{21}$	$d_{22}$									
71A, B		40	285	19																
80A			300	22	6	6	3,5	10	165	12	200	130								
80B		50	320																	
90L			350	24				12												
100S	2, 4, 6, 8	60	362	28	8	7		14	215	15	250	180								
100L			392				4													
112M			452	32				16	265		300	230								
132S		80	480	38	10	8		18												
132M			530																	
160S	2		624	42	12				300		350	250								
	4, 6, 8			48	14	9		15												
160M	2		667	42	12	8				19										
	4, 6, 8	110		48	14	9	5													
180S	2		662	48	14	9														
	4, 6, 8			55	16	10			18	350	400	300								
180M	2		702	48	14	9														
	4, 6, 8			55	16	10														

Рисунок 1.3 – Выбранный электродвигатель

Тогда моменты на валах

$$M_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = 7.28/151.3 = 0.048 \text{ кН}\times\text{м}$$

$$M_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = 5.76/9.46 = 0.609 \text{ кН}\times\text{м}$$

$$M_3 = \frac{P_3}{\omega_3} = 5.48/6.91 = 0.792 \text{ кН}\times\text{м}$$

$$M_4 = \frac{P_4}{\omega_4} = 5.21/3.46 = 1.506 \text{ кН}\times\text{м}$$

## 1.5 Результаты кинематического расчета привода

Таблица 1.2. Результаты кинематического расчета привода

Наименование элемента	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	Угловая скорость, рад/сек	Крутящий момент, Нм
Вал двигателя	7.50	1445	151.3	50
Ведущий вал редуктора (червяк)	7.28	1445	151.3	48
Промежуточный вал редуктора	5.76	90.3	9.46	609
Ведомый вал редуктора	5.48	66.0	6.91	792
Вал галтовочного барабана	5.21	33.0	3.46	1506

Лист

1

### 2.1.2 Исходные данные к расчету

Исходными данными к расчету червячной передачи являются момент на червячном колесе  $T_2$ , число оборотов червяка  $n_1$ , передаточное число червячной передачи  $u$ . Все эти параметры были определены ранее:

$$T_2 = 609 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$n_1 = 1445 \text{ об/мин}$$

$$u = 16$$

Скорость вращения червячного колеса

$$n_2 := \frac{n_1}{u} = 1445 / 16 = 90.0 \text{ об/мин}$$

Для дальнейших расчетов оценим скорость скольжения червяка

$$v_s = 4.5 u \frac{n_2}{60} \sqrt[3]{\frac{T_2}{10}} = 4.5 \times 16 \times \frac{90}{60} \sqrt[3]{\frac{609}{10}} = 7.1 \text{ м/с}$$

Для скорости скольжения  $v_s > 5$  м/с рекомендуется применять оловянистые бронзы [1, стр. 20]. Принимаем материал червячного колеса БрОФ-10-1. Характеристики выбранного материала

$$\sigma_B := 275 \cdot \text{МПа}$$

$$\sigma_T := 200 \text{ МПа}$$

Допускаемое контактное напряжение

$$E\sigma_H := 0.9 C_V \cdot \sigma_B$$

где  $C_V$  – коэффициент, зависящий от скорости скольжения. Для  $v_s > 8$  м/с

$$C_V := 0.8$$

Тогда

$$[\sigma]_H = 198 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение на изгиб для выбранного материала (I группа)

$$[\sigma]_F = E\sigma_F := 0.25 \cdot \sigma_T + 0.08 \cdot \sigma_B = 0,25 \times 200 + 0,08 \times 275 = 72 \text{ МПа}$$

Межосевое расстояние передачи

						Лист
Изм	Лист	N докум.	Подп.	Дата		1

$$q_{\min} := 0.212 \cdot z_2 = 0,212 \times 32 = 6,78$$

Выбранное значение  $q$  удовлетворяет условию жесткости. Коэффициент смещения

$$x := \frac{a_w}{m} - \frac{z_2 + q}{2} = 160 / 8 - \frac{32 + 8}{2} = 0$$

Фактическое передаточное отношение червячного зацепления

$$u_{\phi} := \frac{z_2}{z_1} = 32 / 2 = 16$$

Делительные диаметры червяка и колеса соответственно

$$d_1 := q \cdot m = 8 \times 8 = 64 \text{ мм}$$

$$d_2 := z_2 \cdot m = 32 \times 8 = 256 \text{ мм}$$

Угол подъема линии витка червяка при  $q = 8$  и  $z_1 = 2$  [1, табл. 2.14]

$$\gamma = 14^\circ$$

Окружная скорость на червяке

$$v_1 := \pi \cdot n_1 \cdot d_1 = 3.14 \times (1445/60) \times 0.064 = 7.84 \text{ м/с}$$

Действительная скорость скольжения

$$v_s := \frac{v_1}{\cos(\gamma)} = 7,84 / \cos(14^\circ) = 8.08 \text{ м/с}$$

Предельно допустимая скорость скольжения для выбранного материала [1, табл. 2.12]

$$v_{\text{slim}} = 12 \text{ м/с}$$

Приведенный угол трения для оловянистой бронзы при скорости скольжения до 10 м/с [1, стр. 23]

$$\rho = 0^\circ 55' = 0,92^\circ$$

Тогда расчетный КПД червячной передачи, выполненной без коррекции

$$\eta_{\text{ч}} = \frac{\text{tg}(\gamma)}{\text{tg}(\gamma + \rho)} = \frac{\text{tg}(14)}{\text{tg}(14 + 0,92)} = 0,93$$

Как видно, расчетный КПД отличается от принятого в большую сторону. Это различие идет в запас, увеличивая эффективность работы червячной передачи по сравнению с принятой.

						Лист
Изм	Лист	N докум.	Подп.	Дата		1

Ориентировочный вид червячного колеса приведен на рисунке

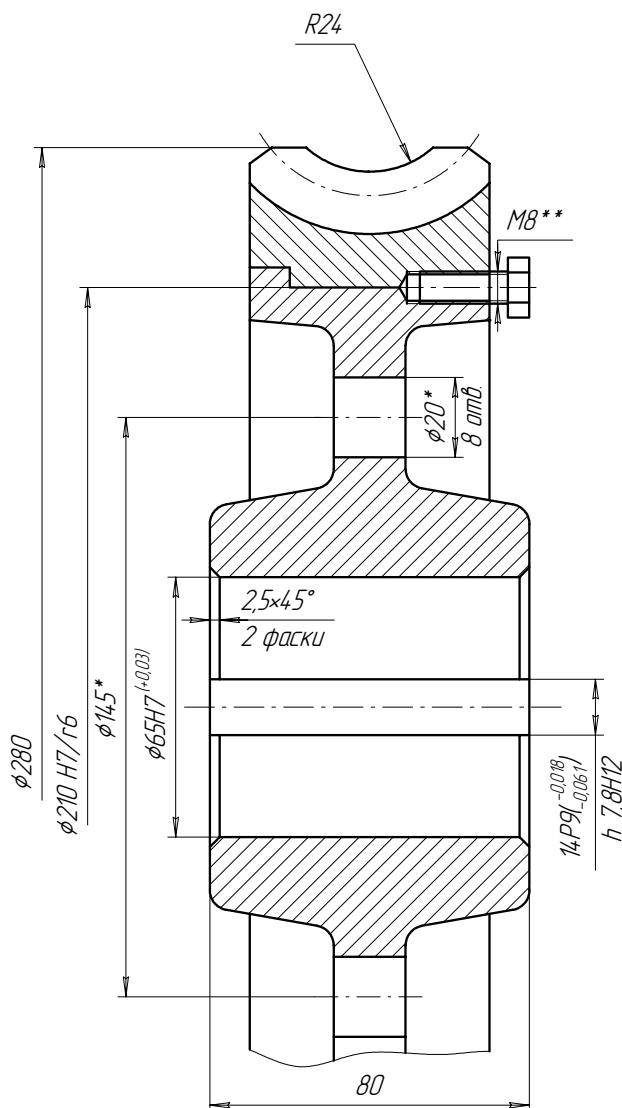


Рисунок 2.4. Червячное колесо

## 2.2 Расчет закрытой цилиндрической зубчатой передачи

### 2.2.1 Выбор материала

Принимаем термическую обработку зубьев передачи по варианту I [1, стр. 8]. Материал зубчатых колес - сталь 40X. ТО шестерни улучшение HB 290, колеса - улучшение HB 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 колесу. Предел текучести материала

$$\sigma_{T1} := 750 \text{ МПа}$$

Коэффициент режима нагрузки

$$X = \sum \frac{T}{T_{\max}} \frac{t}{t_{\Sigma}}$$

где

$$t_{\Sigma} := \sum t = (0,003 + 0,150 + 0,500 + 1,000) = 1,653$$

$$T_{\max} = 1$$

тогда

$$X = \frac{1.5}{1} \times \frac{0.003}{1.653} + \frac{1}{1} \times \frac{0.150}{1.653} + \frac{0.8}{1} \times \frac{0.500}{1.653} + \frac{0.6}{1} \times \frac{1,000}{1.653} = 0.698$$

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

$$\psi_a = 0.315$$

Тогда

$$\psi_d = 0.5 \psi_a (u + 1) = 0.5 \times 0.315 \times (2.01 + 1) = 0.47$$

Начальный коэффициент концентрации нагрузки для шестой схемы передачи,  $\psi_d = 0.4$  определяем по справочным данным [1, табл. 2.3]

$$K_{H\beta 0} = 1.06$$

Коэффициент концентрации нагрузки

$$K_{H\beta} := K_{H\beta 0} \cdot (1 - X) + X = 1,06 \times (1 - 0,698) + 0,698 = 1,02$$

Опуская процесс подстановки числовых данных коэффициент эквивалентности будет равен

$$K_{HE} := \sqrt{\sum \left[ \left( \frac{T}{T_{\max}} \right)^3 \cdot \frac{t}{t_{\Sigma}} \right]} = 0.72$$

Базовое число циклов нагружения

$$N_{HG} := H_{B1}^3 = 290^3 = 2.44 \times 10^7$$

Действительное число циклов нагружения

$$N = 60 n_1 t_{cl} = 60 \times 90 \times 4.024 \times 10^7 = 6.19 \times 10^{10}$$



Число зубьев шестерни

$$z_1 = z_{\Sigma} / (1 + u) = 160 / (1 + 1,37) = 68$$

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 160 - 68 = 92$$

Определим основные размеры шестерни и колеса. Делительные диаметры

$$d_1 = mz_1 = 2,5 \times 68 = 170 \text{ мм}$$

$$d_2 = mz_2 = 2,5 \times 92 = 230 \text{ мм}$$

Диаметры вершин зубьев

$$d_{a1} = m (z_1 + 2) = 2,5 \times (68 + 2) = 175 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = m (z_2 + 2) = 2,5 \times (92 + 2) = 235 \text{ мм}$$

Диаметры впадин зубьев

$$d_{f1} = m (z_1 - 2,5) = 2,5 \times (68 - 2,5) = 163,75 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = m (z_2 - 2,5) = 2,5 \times (92 - 2,5) = 223,75 \text{ мм}$$

### 2.3 Расчет цепной передачи

Принимаем число зубьев ведущей звездочки

$$z_1 := 13$$

Тогда число зубьев ведомой звездочки

$$z_2 := z_1 \cdot u_{\Pi} = 13 \times 2 = 26$$

Расчетный коэффициент концентрации нагрузки

$$K_{\Pi} := k_d \cdot k_a \cdot k_H \cdot k_p \cdot k_c \cdot k_{\Pi}$$

где  $k_d := 1$  – динамический коэффициент, при спокойной нагрузке;

$k_a := 1$  – коэффициент, учитывающий влияние межосевого расстояния, при  $a_w = (30 \dots 60) t$ ;

$k_H := 1$  – коэффициент, учитывающий угол наклона линии, соединяющей центры звездочек, до  $60^\circ$ ;

$k_p := 1.25$  – коэффициент, учитывающий периодичность регулирования натяжения цепи, при периодическом регулировании;

Принимаем межосевое расстояние.

$$a_w = 30t = 30 \times 44,45 = 1334 \text{ мм}$$

Длина цепи, выраженная в шагах

$$L_t := \frac{2 \cdot a_w}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{a_w} = 79,6$$

Принимаем

$$L_t = 80$$

Тогда действительное межосевое расстояние

$$a_w := 0.25 \cdot t \cdot \left[ L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left( L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] = 1341 \text{ мм}$$

Принимаем

$$a_w = 1340 \text{ мм}$$

Длина регулировки

$$\varepsilon = 0.05 a_w = 0.05 \times 1340 = 67 \text{ мм} \approx 70 \text{ мм}$$

### 3.3 Ведомый вал

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

Принимаем  $[\tau]_к = 15$  МПа для стали 45Х.

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{16 T_3}{\pi [\tau]_к}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 792}{3,14 \times 15 \times 10^6}} = 0,066 \text{ м} = 66 \text{ мм.}$$

Принимаем уменьшенный выходного конца диаметр вала (нижеприведенный расчет на прочность показывает допустимость этого)

$$d_3 = 50 \text{ мм}$$

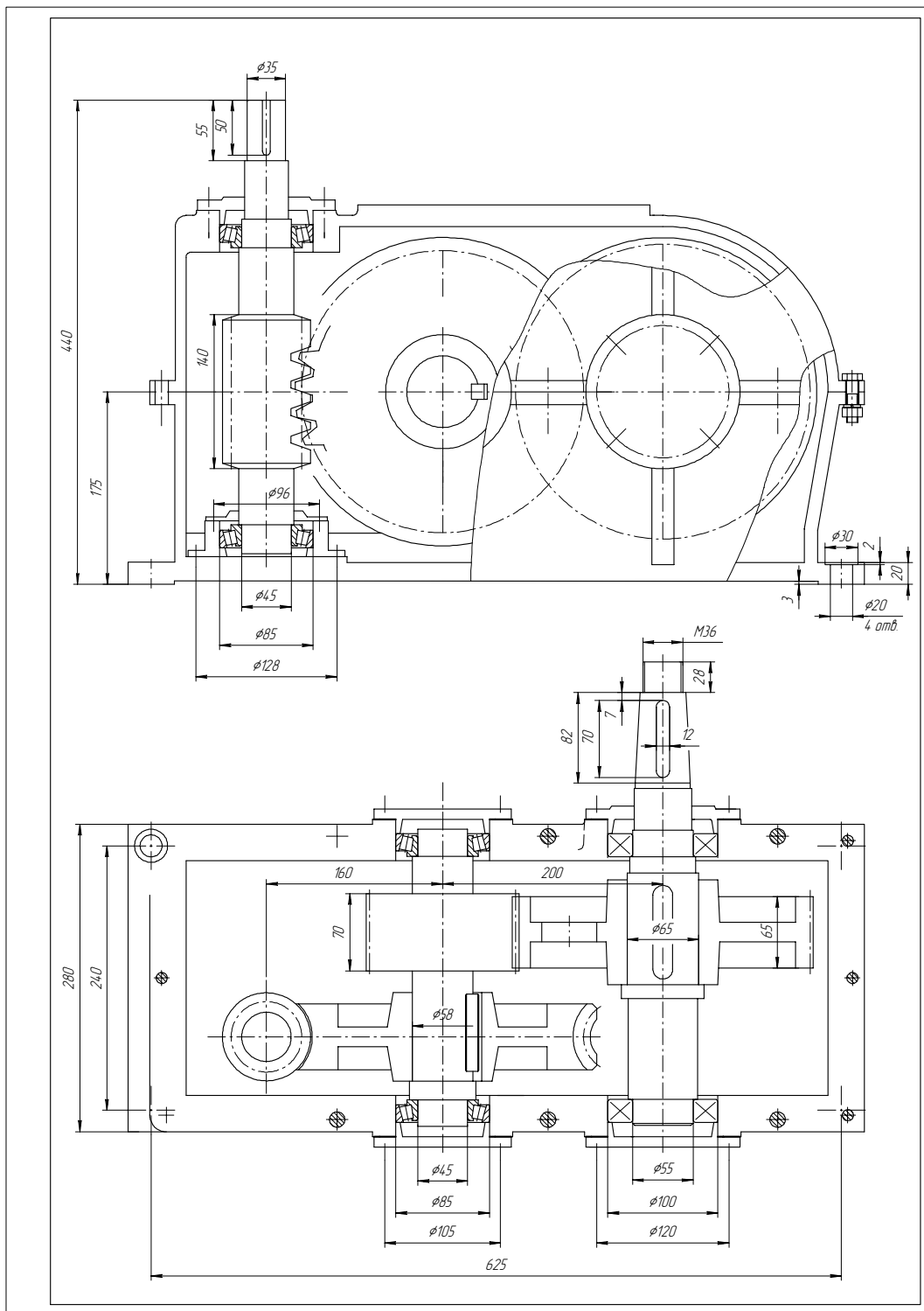
Диаметр вала под подшипниками после выполнения компоновки

$$d_{3п} = 55 \text{ мм}$$

									Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата					2

## 5 ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА

Компоновку обычно проводят в два этапа. первый этап служит для приближенного определения положения зубчатых колес, а также других элементов относительно опор для последующего определения опорных реакций и подбора подшипников.





Согласно этой схеме радиальные усилия в подшипниках

$$R_1 + F_2 - F_1 - R_2 = 0$$

$$160 F_1 + (160 + 80) R_2 - (160 + 80 + 98) F_2 = 0$$

Подставляя, получим

$$R_1 + 9260 - 6180 - R_2 = 0$$

$$160 \times 6180 + (160 + 80) R_2 - (160 + 80 + 98) \times 9260 = 0$$

Откуда

$$R_2 = ((160 + 80 + 98) \times 9260 - 160 \times 6180) / (160 + 80) = 8920 \text{ Н}$$

$$R_1 = R_2 - 3080 = 8920 - 3080 = 5840 \text{ Н}$$

Построим эпюры поперечно силы, изгибающего и крутящего моментов.

$$M_1 = 0.098 \times F_2 = 0.098 \times 9260 = 907 \text{ Нм}$$

$$M_2 = (0.098 + 0.080) F_2 - 0.080 R_2 = 0.178 \times 9260 - 0.080 \times 8920 = 935 \text{ Нм}$$

$$M_3 = 0.338 F_2 - 0.240 R_2 - 0.160 F_1 = 0.338 \times 9260 - 0.240 \times 8920 - 0.160 \times 6180 = 0 \text{ Нм}$$

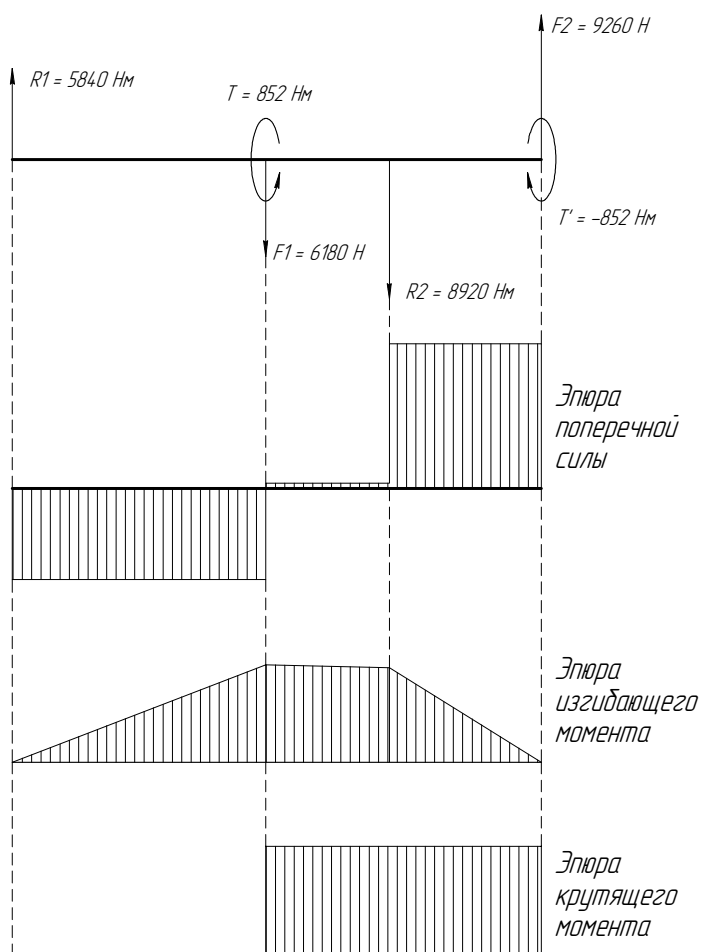


Рисунок 7.2. Эпюры выходного вала редуктора

## 8 ПРОВЕРКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ

Произведем проверку долговечности подшипников для выходного вала редуктора. Для этого вала выбраны соответственно шариковый радиальный подшипник № 211 (требуемая радиальная грузоподъемность 5,84 кН, допускаемая динамическая грузоподъемность 43,6 кН) и роликовый подшипник № 2211 для более нагруженной опоры (требуемая радиальная грузоподъемность 8,92 кН, допускаемая динамическая грузоподъемность 56,1 кН)

Определим базовую долговечность по формуле [1, стр. 84]

$$L_{10} = \left( \frac{C_r}{P_E} \right)^p$$

где  $C_r$  – радиальная грузоподъемность подшипника;  $P_E$  – эквивалентная нагрузка;  $p = 3$  для шариковых подшипников и  $p = 10/3$  для роликовых. Итого долговечность подшипников

$$\text{шарикоподшипник: } L_{10} = \left( \frac{43.6}{5.84} \right)^3 = 416 \text{ млн. об.}$$

$$\text{роликоподшипник: } L_{10} = \left( \frac{56.1}{8.92} \right)^{10/3} = 460 \text{ млн. об.}$$

Число оборотов вала при заданном сроке службы

$$L_6 = t_{\text{сл}} n_3 = 4.02 \times 10^7 \times (90/60) = 60.3 \times 10^6 \text{ об} = 60,3 \text{ млн. об.}$$

Очевидно, что подшипники выходного вала редуктора проходят по долговечности. Для остальных подшипников расчет ведется аналогично. В результате расчетов было установлено, что все подшипники редуктора удовлетворяют условию долговечности.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для машиностроит. спец. вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1985 –416 с.
2. Гузенков П. Г. Детали машин, учебное пособие для студентов ВУЗов, М.: Высшая школа, 1982 г., 351 с., ил.
3. Анфимов М. И. Редукторы. Конструкции и расчет, М.: Машиностроение, 1972 г, 284 с.
4. Киркач Н.Ф., Баласанян Р. А. Расчет и проектирование деталей машин. – Харьков: Основа, 1991.
5. Кузьмин А. В. и др. Расчеты деталей машин: Справочное пособие. – Минск: Высшая школа, 1986.
6. Проектирование механических передач/С.А. Чернавский и др. – М.: Машиностроение, 1984.
7. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Высшая школа, 1991.

										Лист
										3
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата						