

ВВЕДЕНИЕ

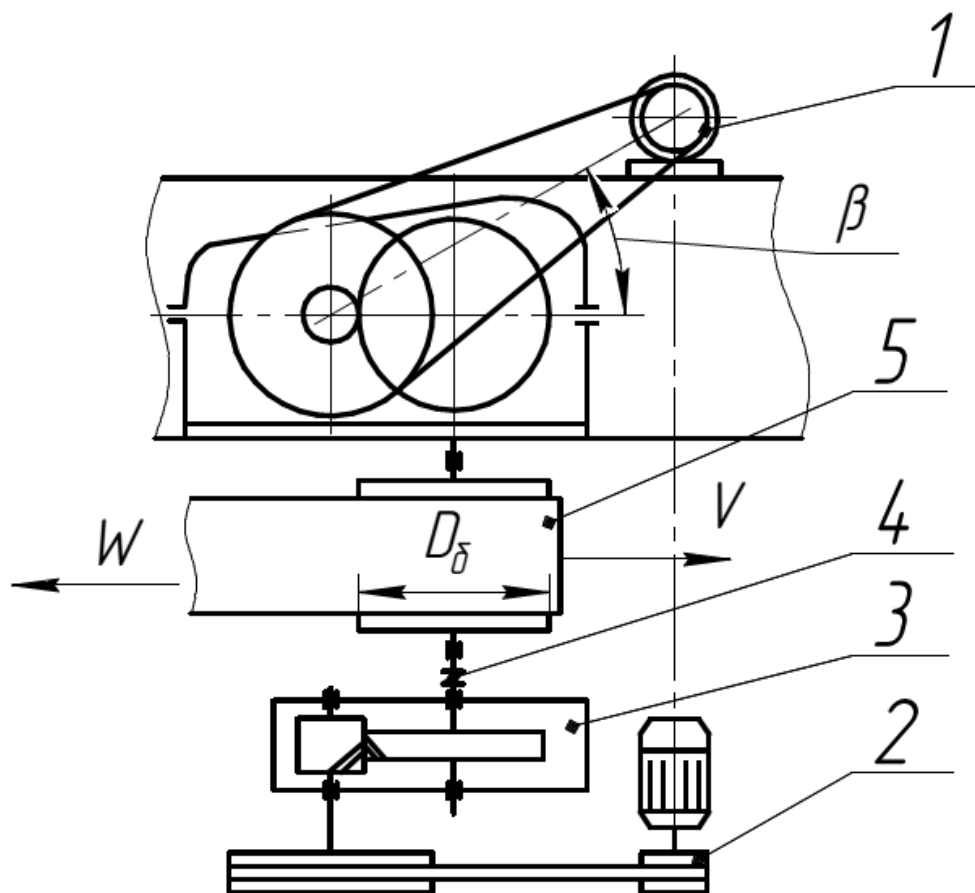
Редуктором называется механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненный в виде отдельного агрегата и служащий для передачи вращения от вала двигателя к валу рабочей машины. Кинематическая схема данного курсового проекта включает, помимо редуктора, клиноременную передачу.

Назначение редуктора – понижение угловой скорости и соответственно повышение крутящего момента ведомого вала по сравнению с ведущим валом.

Редуктор состоит из корпуса (литого чугуна или сварного стального), в котором помещают элементы передачи – зубчатые колеса, валы, подшипники и т.д.

Ременная передача, расположенная на участке от электродвигателя к редуктору, служит для понижения частоты вращения.

В данной работе необходимо рассчитать и сконструировать привод, состоящий из редуктора и клиноременной передачи. На выходе редуктора муфта. Редуктор одноступенчатый, состоящий из цилиндрической косозубой передачи.



1 – электродвигатель; 2 – ременная передача; 3 – редуктор; 4- муфта; 5 – ленточный конвейер

Рисунок 1 – Схема привода

Технические условия

Сопротивление движения ленты, W (кН) -- 4,1

Скорость ленты, V (м/с) -- 1,6

Диаметр барабана D_{δ} (м) -- 0,3

Угол наклона ременной передачи, β° -- 30

Ресурс работы привода, L_h (ч) -- 2500

Коэффициенты нагрузки: $\alpha_0 = 1,4$; $\alpha_1 = 1,0$; $\alpha_2 = 0,7$; $\alpha_3 = 0,4$;

Коэф. продолжительности нагрузки: $\gamma_1 = 0,2$; $\gamma_2 = 0,6$; $\gamma_3 = 0,2$;

Условия работы: температура $-15^{\circ} \dots +20^{\circ}$, влажность до 80%.

1.2 Кинематический расчет привода и выбор электродвигателя. Эскиз электродвигателя

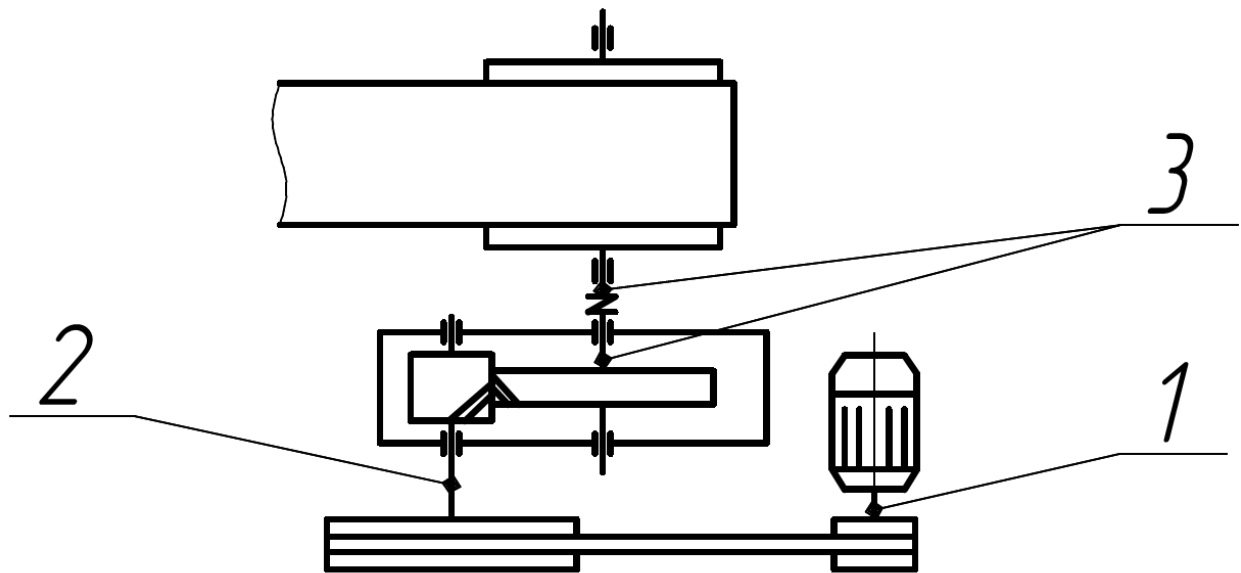


Рисунок 1.1 – Нумерация валов привода:

1 – вал электродвигателя, 2 – вал шестерни, 3 – вал колеса

1.2.1 Частота вращения 3-го вала

$$n_3 = \frac{60 \cdot 1000 \cdot V}{\pi \cdot D_\sigma} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 1,6}{3,14 \cdot 300} = 101,9 \text{ об/мин}$$

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30} = \frac{3,14 \cdot 101,9}{30} = 10,67 \text{ рад/с.}$$

1.2.2 Мощность на 3-м валу

$$P_3 = W \cdot V = 4100 \cdot 1,6 = 6560 \text{ Вт} = 6,56 \text{ кВт}$$

где W – сопротивление движения ленты,

V – скорость ленты.

1.2.3 Мощность на 1-м валу

$$\eta_{\text{общ}} = \frac{P_3}{P_1} \Rightarrow P_1 = \frac{P_3}{\eta_{\text{общ}}}$$

где $\eta_{\text{общ}}$ – общий КПД передачи

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{Г.П.}} \cdot \eta_{\text{З.П.}} \cdot \eta_{\text{П.К.}}^n$$

$$\left. \begin{array}{l} \eta_{\text{клинорем. пер.}} = 0,96 \quad \eta_{\text{зубч. пер.}} = 0,98 \\ \eta_{\text{цепн. пер.}} = 0,92 \quad \eta_{\text{подш. кач.}} = 0,99 \end{array} \right\} \text{стр. 7}$$

$$\eta_{\text{общ}} = 0,96 \cdot 0,98 \cdot 0,99^3 = 0,913, \text{ тогда}$$

$$P_1 = \frac{6560}{0,913} = 7185,1 \text{ Вт}$$

1.2.4 Мощность на 2-м валу (мощность передаваемая 2-м валом)

$$\frac{P_2}{P_1} = \eta_{\text{гибк. пер.}} \cdot \eta_{\text{п.к.}} \Rightarrow P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{гибк. пер.}} \cdot \eta_{\text{п.к.}}$$

$$P_2 = 7185,1 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 6828,7 \text{ Вт}$$

1.2.5 Частота вращения 1-го вала (ориентировочно)

$$i_{\text{общ}} = \frac{n_1}{n_3} = \frac{\omega_1}{\omega_3} \Rightarrow n_1 = i_{\text{общ}} \cdot n_3$$

где $i_{\text{общ}}$ – передаточное отношение привода

$$i_{\text{общ}} = i_{\text{гиб. пер.}} \cdot i_{\text{зуб. пер.}}$$

$$\left. \begin{array}{l} i_{\text{рем. пер.}} = 2-5 \\ i_{\text{зубч. пер.}} = 3-6,3 \end{array} \right\} \text{стр. 9} \quad i_{\text{зубч. пер.}} > i_{\text{гибк. пер.}}$$

Первоначально принимаем $i_{\text{рем. пер.}} = 2,5$; $i_{\text{зуб. пер.}} = 4$ стр. 7,10

$$I_{\text{общ}} = 2,5 \cdot 4 = 10 \quad n_1^{\text{оп}} = 10 \cdot 101,9 = 1019 \text{ об/мин}$$

Стандартная (синхронная) частота вращения вала эл. двигателя по ГОСТ в об/мин: 750; 1000; 1500; 3000.

По $n_1^{\text{оп}}$ выбирается ближайшая стандартная частота вращения электродвигателя $n_{\text{дв. ст.}} = 1000 \text{ об/мин}$.

По стандартной частоте вращения $n_{\text{дв. ст.}} = 1000 \text{ об/мин}$ и мощности на валу эл. двигателя P_1 выбирается эл. двигатель 4А132М6. Мощность $P_{\text{дв.}} = 4 \text{ кВт}$.

Скольжение $S=3,2\%=32$ об/мин. (см. приложение 6,7). Под Частота вращения вала под нагрузкой $n_{дв}=968$ об/мин.

1.2.6 Угловая скорость вала эл. двигателя

$$\omega_{дв} = \frac{\pi \cdot n_{дв}}{30} = \frac{3,14 \cdot 968}{30} = 101,3 \text{ рад/сек}$$

1.2.7 Уточнение передаточных чисел

$$i_{общ}^{ут} = \frac{n_{дв}}{n_3} = \frac{968}{101,9} = 9,5; \quad i_{з.п}^{ут} = 4; \quad i_{рем.пер}^{ут} = \frac{i_{общ}^{ут}}{i_{з.п}^{ут}} = \frac{9,5}{4} = 2,38.$$

1.2.8 Частота вращения и угловая скорость 2-го вала

$$i_{рем.п.} = \frac{n_{дв}}{n_2} = \frac{\omega_{дв}}{\omega_2}; \quad n_2 = \frac{n_{дв}}{i_{рем.п.}^{ут}} = \frac{968}{2,38} = 406,7 \text{ об/мин};$$

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 406,7}{30} = 42,57 \text{ рад/с.}$$

1.2.9 Крутящие моменты, передаваемые валами

$$P = T \cdot \omega \Rightarrow T(\text{Н} \cdot \text{м}) = \frac{P(\text{Вт})}{\omega \text{ рад/с}}$$

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_{дв}} = \frac{7185,1}{101,3} = 70,93 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{6828,7}{42,57} = 160,41 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$T_3 = \frac{P_3}{\omega_3} = \frac{6560}{10,67} = 614,81 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

1.2.10 Результаты кинематического расчета привода

Таблица 1.1

Основные параметры кинематического расчета

№ вала	Частота вращения n (об/мин)	Угловая скорость ω (рад/с)	Мощность P (Вт)	Крутящий момент T (Н·м)	Передаточное отношение $i_{\text{общ}}=9,5$
№ 1, вал эл. двиг-ля	968	101,3	7185,1	70,93	$i_{\text{рем.п.}}=2,38$
№2, вал шестерни	406,7	42,57	6828,7	160,41	
№3, вал колеса	101,9	10,67	6560	614,81	$i_{\text{з.п.}}=4$

2. РАСЧЕТ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

2.1 Данные к расчету

$I_{\text{рем.п.}}=2,38$; $T_2=160,41$ Н м; $P_1=7185,1$ Вт; $n_1=968$ об/мин.

2.2 Схема ременной передач

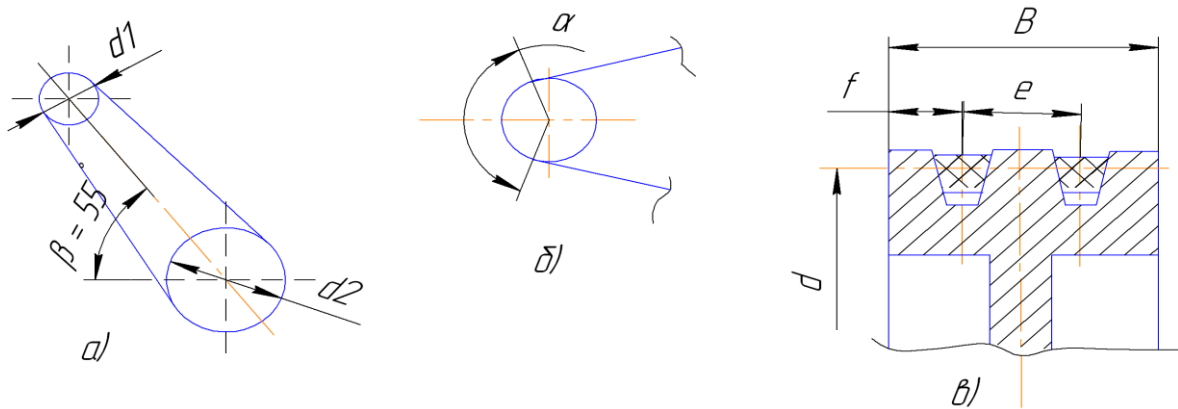


Рисунок 2.1 Параметры ременной передачи

- а) угол наклона передачи; б) угол обхвата ремнем малого шкива;
в) основные размеры шкива

2.3 Выбор сечения ремня

По величине крутящего момента T_2 из табл. 2.1 выбираем ремень сечения В.

Таблица 2.1

Клиновые ремни (по ГОСТ 1284.1-80)

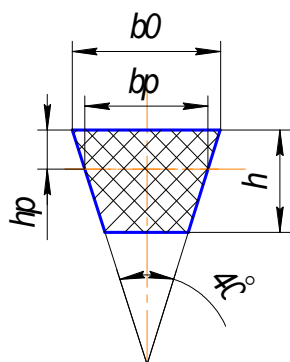


Рисунок 2.2 Сечение клинового ремня

Тип	Обозначение	Размеры сечения, мм				Площадь сеч-я	d_{min} , мм	Применять при моменте $T_2, Н \cdot м$
		bp	h	bo	hp			
Нормальный	0	8,5	6	10	2,0	47	63	до 30
	А	11	8	13	2,8	81	90	15-60
	Б	14,0	10,5	17	4,0	138	125	50-150
	В	19,0	13,5	22	4,8	230	200	120-600
	Г	27,0	19	32	6,8	476	355	450-2400
	Д	32,0	23,5	38	8,2	692	500	1600-6000

2.4 Диаметр малого (ведущего) шкива

$$d_1 = (1,15 \dots 1,25) \cdot d_{min}$$

$$d_1 = 1,15 \cdot 200 = 230 \text{ мм}$$

$$d_1 = 1,25 \cdot 200 = 250 \text{ мм}$$

Диаметры шкивов выбирают из стандартного ряда: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000 мм.

В полученном интервале d_1 , нет значений стандартного ряда. Выбирается ближайшее большее значение $d_1=250$ мм.

2.5 Диаметр ведомого шкива

$$i_{p.n.} = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \varepsilon)} \rightarrow d_2 = d_1 \cdot i_{p.n.} \cdot (1 - \varepsilon)$$

где, ε - коэффициент скольжения, $\varepsilon = 0,01 \div 0,02$

$$d_2 = 250 \cdot 2,38 \cdot (1 - 0,01) = 589,1 \text{ мм}$$

Из стандартного ряда $d_2 = 560$ мм.

2.6 Межосевое расстояние предварительно:

$$a_{\text{предв.}} = 1,5(d_1 + d_2) = 1,5(250 + 560) = 1215 \text{ мм.}$$

2.7 Длина ремня предварительно:

$$\begin{aligned} L_{\text{предв.}} &= 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a} \\ &= 2 \cdot 1215 + \frac{3,14}{2} \cdot (250 + 560) + \frac{(560 - 250)^2}{4 \cdot 1215} = 3772 \text{ мм} \end{aligned}$$

Стандартный ряд длин ремня, мм: 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000; 5000; 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10000; 11200; 12500; 14000; 16000; 18000.

2.8 По ГОСТ 1284.1-80 выбирается длина ремня $L_{\text{рем.}} = 4000$ мм.

2.9 Уточнение межосевого расстояния

$$\begin{aligned} a &= \frac{L_{\text{рем.}} - \pi \cdot \frac{d_1 + d_2}{2}}{4} + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{\left(L_{\text{рем.}} - \pi \cdot \frac{d_1 + d_2}{2}\right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{d_2 - d_1}{2}\right)^2} \\ &= \frac{4000 - 3,14 \cdot \frac{250 + 560}{2}}{4} + \\ &+ \frac{1}{4} \cdot \sqrt{\left(4000 - 3,14 \cdot \frac{250 + 560}{2}\right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{560 - 250}{2}\right)^2} = 1355,3 \text{ мм} \end{aligned}$$

2.10 Скорость ремня

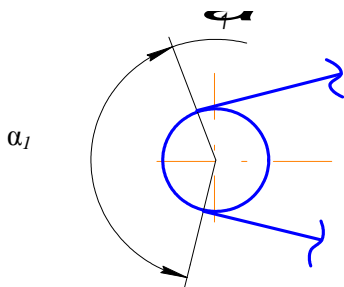
$$v_p = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,25 \cdot 968}{60} = 12,67 \text{ м/с} = 12670 \text{ мм/с}$$

2.11 Проверка длины ремня по частоте пробегов

$$v = \frac{v_p}{L_{\text{рем}}} \leq [v] = 10$$

$$v = \frac{12670}{4000} = 3,17$$

2.12 Проверка угла обхвата ремнем малого шкива



$$\alpha_1 = 180 - 57,3 \frac{d_2 - d_1}{a} \geq \alpha_{\min}$$

Для клиноременных передач $\alpha_{\min} = 120^\circ$

Рисунок 2.3 Угол α_1

$$\alpha_1 = 180 - 57,3 \cdot \frac{560 - 250}{1355,3} = 166,9^\circ$$

2.13 Определение числа ремней в передаче

$$Z_{\text{рем}} = \frac{P_1 \cdot c_p}{P_0 \cdot c_L \cdot c_\alpha \cdot c_Z},$$

где P_1 – мощность на ведущем валу. $P_1 = 7185,1 \text{ Вт} = 7,19 \text{ кВт}$.

P_0 – мощность передаваемая одним клиновым ремнем. $P_0 = 8,0 \text{ кВт}$ (см. табл. 2.2).

Таблица 2.2

Продолжение таблицы 2.2

Мощность P_0 к Вт, передаваемая одним клиновым ремнем (по ГОСТ 1284 – 80, с сокращениями)

Сечение ремня (длина L_p)	d_1 мм	i	Частота вращения n_1 , об/мин						
			400	800	950	1200	1450	1600	2000
О (1320)	71	1,2	0,22	0,39	0,45	0,54	0,63	0,69	0,82
		1,5	0,23	0,40	0,46	0,56	0,66	0,71	0,84
		≥ 3	0,23	0,42	0,48	0,58	0,68	0,73	0,84
	80	1,2	0,26	0,47	0,55	0,66	0,77	0,84	1,0
		1,5	0,27	0,49	0,56	0,68	0,80	0,86	1,03
		≥ 3	0,28	0,50	0,58	0,71	0,82	0,89	1,06
	100	1,2	0,36	0,65	0,75	0,92	1,07	1,16	1,39
		1,5	0,37	0,67	0,78	0,95	1,11	1,20	1,43
		≥ 3	0,38	0,70	0,80	0,98	1,14	1,24	1,48
	112	1,2	0,42	0,76	0,88	1,07	1,25	1,35	1,61
		1,5	0,43	0,78	0,91	1,10	1,29	1,40	1,66
		≥ 3	0,44	0,81	0,94	1,14	1,33	1,44	1,72
А (1700)	100	1,2	0,50	0,88	1,01	1,22	1,41	1,52	1,65
		1,5	0,52	0,91	1,05	1,25	1,45	1,57	1,71
		≥ 3	0,53	0,94	1,08	1,30	1,50	1,62	1,76
	125	1,2	0,71	1,28	1,47	1,77	2,06	2,22	2,42
		1,5	0,74	1,32	1,52	1,83	2,13	2,29	2,50
		≥ 3	0,76	1,36	1,57	1,89	2,19	2,36	2,58
	160	1,2	1,00	1,81	2,09	2,52	2,92	3,14	3,61
		1,5	1,03	1,87	2,15	2,60	3,02	3,24	3,53
		≥ 3	1,07	1,93	2,22	2,69	3,11	3,35	3,64
	180	1,2	1,16	2,10	2,43	2,93	3,38	3,63	3,94
		1,5	1,20	2,17	2,51	3,03	3,50	3,75	4,07
		≥ 3	1,24	2,24	2,59	3,12	3,61	3,87	4,19
Б (2240)	140	1,2	1,12	1,95	2,22	2,64	3,01	3,21	3,66
		1,5	1,16	2,01	2,30	2,72	3,10	3,32	3,78
		≥ 3	1,20	2,08	2,37	2,82	3,21	3,42	3,90
	180	1,2	1,70	3,01	3,45	4,11	4,70	5,01	5,67
		1,5	1,76	3,11	3,56	4,25	4,85	5,17	5,86
		≥ 3	1,81	3,21	3,67	4,38	5,01	5,34	6,05
	224	1,2	2,32	4,13	4,73	5,63	6,39	6,77	7,55
		1,5	2,40	4,27	4,89	5,81	6,60	7,00	7,80

Сечение ремня (длина L_p)	d_1 мм	i	Частота вращения n_1 , об/мин						
			400	800	950	1200	1450	1600	2000
Б (2240)	224	≥ 3	2,47	4,40	5,04	6,00	6,81	7,22	8,05
		1,2	3,09	5,49	6,26	7,42	8,30	8,69	9,20
	280	1,5	3,19	5,67	6,47	7,66	8,57	8,97	9,50
		≥ 3	3,29	5,85	6,67	7,91	8,84	9,26	9,80

Сечение ремня (длина L_p)	d_1 мм	i	Частота вращения n_1 , об/мин				
			400	800	950	1200	1450
В (3750)	224	1,2	3,20	5,47	6,18	7,18	7,97
		1,5	3,31	5,65	6,38	7,45	8,23
		≥ 3	3,41	5,83	6,58	7,69	8,49
	280	1,2	4,63	8,04	9,08	10,49	11,47
		1,5	4,78	8,30	9,37	10,83	11,84
		≥ 3	4,93	8,57	9,67	11,17	12,22
	355	1,2	6,47	11,19	12,55	14,23	15,10
		1,5	6,69	11,56	12,95	14,70	15,59
		≥ 3	6,90	11,92	13,36	15,16	16,09
	450	1,2	8,77	14,76	16,29	17,75	--
		1,5	9,05	15,24	16,82	18,33	--
		≥ 3	9,34	15,72	17,35	18,91	--
Г (6000)	400	1,2	12,25	19,75	21,46	22,68	--
		1,5	12,64	20,40	22,16	23,42	--
		≥ 3	13,04	21,04	22,86	24,16	--
	560	1,2	20,27	31,62	33,21	--	--
		1,5	20,93	32,65	34,30	--	--
		≥ 3	21,59	33,68	35,38	--	--
710	1,2	27,23	39,44	38,90	--	--	
	1,5	28,12	40,73	40,17	--	--	
	≥ 3	29,01	42,02	42,44	--	--	
Д (7100)	560	1,2	24,07	31,62	33,21	--	--
		1,5	24,85	32,65	34,30	--	--
		≥ 3	25,64	33,68	35,38	--	--

C_p – коэффициент режима работы. $C_p=1,1$ (см. табл. 2.3)

Таблица 2.3

Значение C_p для клиновых передач [1] с. 136

Режим работы	Типы машин	C_p при числе смен		
		1	2	3
Легкий	Конвейеры ленточные; насосы и компрессоры центробежные; токарные и шлифовальные станки	1,0	1,1	1,4
Средний	Конвейеры цепные; элеваторы; компрессоры и насосы поршневые	1,1	1,2	1,5
Тяжелый	Конвейеры скребковые, шнеки; станки строгальные и долбежные; прессы	1,2	1,3	1,6
Очень тяжелый	Подъемники, экскаваторы, молоты, дробилки	1,3	1,5	1,7

C_L - Коэффициент учитывающий длину ремня (см. табл. 2.4).

Таблица 2.4

Значение коэффициента C_L для клиновых ремней

$L_{рем.}$	Сечение ремня					
	0	A	Б	В	Г	Д
400	0,79					
500	0,81					
560	0,82	0,79				
710	0,86	0,83				
900	0,92	0,87	0,82			
1000	0,95	0,90	0,85			
1250	0,98	0,93	0,88			
1500	1,03	0,98	0,92			
1800	1,06	1,01	0,95	0,86		
2000	1,08	1,03	0,98	0,88		
2240	1,10	1,06	1,00	0,91		
2500	1,30	1,09	1,03	0,93		
2800	-	1,11	1,05	0,95		

3150	-	1,13	1,07	0,97	0,86	
4000	-	1,17	1,13	1,02	0,91	
4750	-	-	1,17	1,06	0,95	0,91
5300	-	-	1,19	1,08	0,97	0,94
6300	-	-	1,23	1,12	1,01	0,97
7500	-	-	-	1,16	1,05	1,01
9000	-	-	-	1,21	1,09	1,05
10000	-	-	-	1,23	1,11	1,07

При длине ремня $L_p=4000$ мм для сечения В коэф-нт $C_L=1,02$.

C_α - коэф-т угла обхвата, выбирается из соотношений

α_1^0	180	160	140	120	100
C_α	1,0	0,95	0,89	0,83	0,82

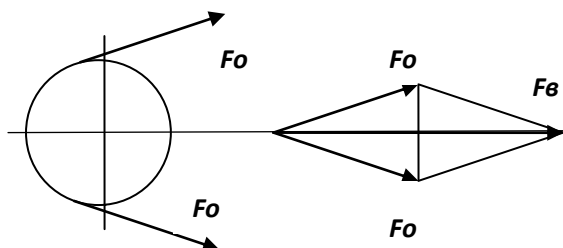
Угол обхвата ремнем малого шкива $\alpha_1^0 = 167^0$, поэтому $C_\alpha = 0,96$.

Первоначально принимаем $C_z = 0,95$.

$$Z_{\text{рем}} = \frac{P_1 \cdot C_p}{P_0 \cdot C_L \cdot C_\alpha \cdot C_z} = \frac{7,19 \cdot 1,1}{8,0 \cdot 1,02 \cdot 0,96 \cdot 0,95} = 1,06$$

Окончательно принимаем количество ремней: $Z_{\text{рем}} = 2$ шт.

2.14 Сила предварительного натяжения ремней



$$F_0 = \frac{850 \cdot P_1 \cdot C_p \cdot C_L}{z \cdot v \cdot C_\alpha} + \theta \cdot v^2,$$

где v - скорость ремня

в м/с .

θ - коэффициент, учитывающий центробежную силу

Сечение ремня	О	А	Б	В	Г	Д
θ	0,06	0,1	0,18	0,3	0,6	0,9

$$F_0 = \frac{850 \cdot 7,19 \cdot 1,1 \cdot 1,02}{2 \cdot 12,67 \cdot 0,96} + 0,3 \cdot 12,67^2 = 331 \text{ Н}$$

2.15 Сила, действующая на валы

$$F_B = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 331 \cdot 2 \cdot \sin \frac{167}{2} = 1316 \text{ Н}$$

2.16 Долговечность ремня в часах

Долговечность (рабочий ресурс ремней), должен быть не менее 5000 ч. при легком, 2000 ч. - при среднем и 1000 ч. при тяжелом режиме работы [3], с. 137

$$T = \frac{N_0}{3600 \cdot v \cdot x} \cdot \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{max}} \right)^m \cdot C_i \cdot C_H,$$

где N_0 – базовое число циклов перемены напряжений, $N_0 = 10^7$:

v - частота пробегов, $v = 3,17$;

x – число шкивов в передаче, $x = 2$;

σ_{-1} - предел выносливости, для клиновых ремней $\sigma_{-1} = 9 \text{ МПа}$;

σ_{max} - максимальное напряжение в сечении ремня.

$$\sigma_{max} = \sigma_0 + \frac{\sigma_F}{2} + \sigma_v + \sigma_u,$$

где σ_0 - напряжение от предварительного натяжения

$$\sigma_0 = 1,5 \text{ при } v \leq 5; \quad \sigma_0 = 1,2 \text{ при } v \text{ больше } 5$$

σ_F - расчетное полезное напряжение

$$\sigma_F = \frac{F_t}{A \cdot Z_{рем}}, \text{ где } A \text{ площадь сечения ремня (см. табл. 2.1)}$$

F_t - окружная сила,

$$F_t = \frac{P_1}{v} = \frac{7190}{12,67} = 568 \text{ Н}$$

$$\sigma_F = \frac{568}{230 \cdot 2} = 1,24 \text{ МПа}$$

σ_v - напряжение от центробежных сил

$$\sigma_v = q \cdot v^2 \cdot 10^{-6}, \text{ где } q \text{ - плотность ремня, } q = 1100 \text{ кг/м}^3$$

$$\sigma_v = 1100 \cdot 12,67^2 \cdot 10^{-6} = 0,2 \text{ МПа}$$

σ_u - напряжение от изгиба ремня на малом шкиве

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

где E - модуль упругости материала ремня, $E = 100 \div 200 \text{ МПа}$

$$\sigma_u = 108 \cdot \frac{13,5}{250} = 5,83 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{max} = 1,2 + \frac{1,24}{2} + 0,2 + 5,83 = 7,85 \text{ МПа}$$

C_i – коэффициент, учитывающий передаточное число

$$C_i = 1,5 \cdot \sqrt[3]{i} = 1,5 \cdot \sqrt[3]{2,38} = 2,0$$

C_n – коэффициент влияния нагрузки, при постоянной нагрузке

$C_n=1$, при непостоянной $C_n=2$. Принимается $C_n=2$.

Показатель степени $m=8$ для клиновых ремней.

$$T = \frac{10^7}{3600 \cdot 3,17 \cdot 2} \cdot \left(\frac{9}{7,85}\right)^8 \cdot 2 \cdot 2 = 5232 \text{ ч}$$

3. РАСЧЕТ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

3.1 Данные к расчету

$$T_2 = T_{III} = 160,4 \text{ Н}\cdot\text{м} = 160,4 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$T_3 = T_K = 614,8 \text{ Н}\cdot\text{м} = 614,8 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

$$n_2 = n_{III} = 406,7 \text{ об/мин}; \quad n_3 = n_K = 101,9 \text{ об/мин};$$

$$P_2 = P_{III} = 6828,7 \text{ Вт}; \quad I_{3II} = 4.$$

3.2 Схема передачи

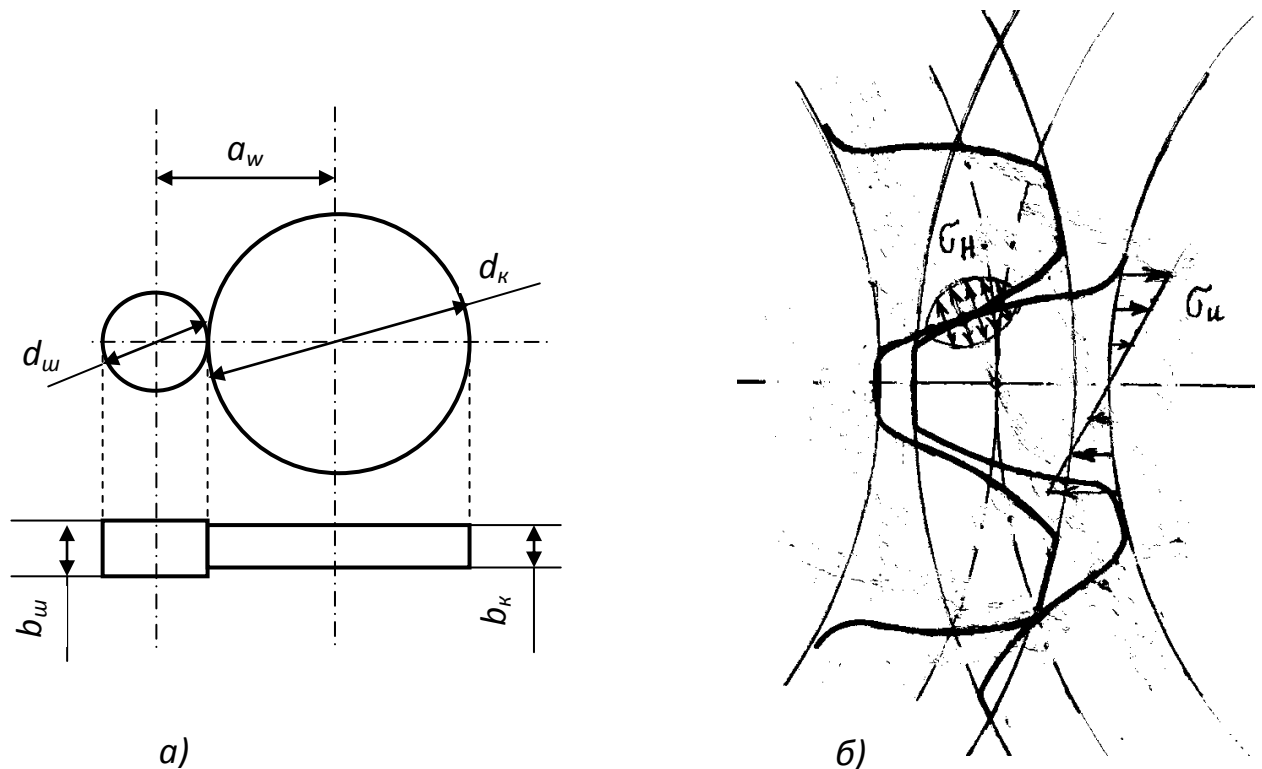


Рисунок 3.1 Схема зубчатой передачи

а) основные размеры зубчатой передачи, б) напряжения, испытывающие зубья колес

3.3 Выбор материала

Планируется изготовление небольшой партия, твердостью HB <350 .

Материал шестерни сталь 45X, HB = 260 термообработка - улучшение .

Материал колеса сталь 45, HB = 230 термообработка - улучшение.

3.4 Определение допускаемых контактных напряжений для расчета выносливости контактирующих поверхностей зубьев

Для косозубых передач:

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot ([\sigma_H]_{ш} + [\sigma_H]_к)$$

$[\sigma_H]_{ш} = \frac{\sigma_{Hlim_{ш}} \cdot K_{HL}}{[S_H]}$, [3], с 33 где σ_{Hlim} – предел контактной выносливости,

$[S_H]$ - коэффициент безопасности, K_{HL} - коэффициент долговечности

$$K_{HL} = 1$$

При HB<350 $\sigma_{Hlim} = 2HB + 70$ [3], с 34

$$\sigma_{Hlim_{ш}} = 2 \cdot 260 + 70 = 520 + 70 = 590 \text{ МПа}$$

$$[S_H] = 1,1 \text{ [3], с 33}$$

$$[\sigma_H]_{ш} = \frac{\sigma_{Hlim_{ш}} \cdot K_{HL}}{[S_H]} = \frac{590 \cdot 1}{1,1} = 536 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_H]_к = \frac{\sigma_{Hlim_к} \cdot K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(2 \cdot 230 + 70) \cdot 1}{1,1} = 482 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot (536 + 482) = 458 \text{ МПа}$$

Для допускаемых контактных напряжений должно соблюдаться условие

$$[\sigma_H] \leq 1,23 \cdot [\sigma_H]_к$$

$$458 \leq 1,23 \cdot 482$$

$$458 \leq 593$$

3.5 Определение межосевого расстояния

Межосевое расстояние a_w из условия контактной выносливости активных поверхностей зубьев рассчитывается по формуле [3], с 33

$$a_w = K_a \cdot (i + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_k \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot i^2 \cdot \psi_{ba}}}$$

где $K_a = 43$ для косозубых передач

i – передаточное отношение зубчатой передачи.

T_k - момент передаваемый колесом $T_k = 614,8 \text{ Н}\cdot\text{м} = 614,8 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}$

$K_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца

При симметричном расположении колес относительно подшипников и принимая коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию $\psi_{ba} = \frac{b}{a_w} = 0,4$; $K_{H\beta} = 1,1$ [3], с 34

$$a_w = 43 \cdot (4 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{614,8 \cdot 10^3 \cdot 1,1}{458^2 \cdot 4^2 \cdot 0,4}} = 215 \cdot \sqrt[3]{\frac{676280}{1342489,6}} = 171,1 \text{ мм.}$$

Расчетное значение a_w округляется до ближайшего большего из ряда

[3], с 38.

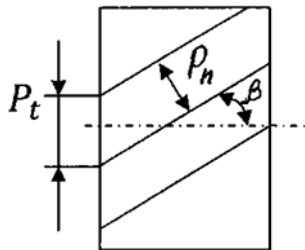
$$a_w = 180 \text{ мм}$$

3.6 Выбор модуля и числа зубьев шестерни и колеса.

Ориентировочно значение модуля определяется по формуле.

$$m_{op} = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w = (0,01 \dots 0,02) \cdot 180 = 1,8 \dots 3,6 \text{ мм}$$

По ГОСТ 9563-60 выбираем модуль нормальный из ряда $m_n = 2,5 \text{ мм}$



Угол наклона зубьев (β) может изменяться от 8 до 20°.

Применяем предварительно $\beta = 10^\circ$.

Модуль зубчатого колеса - $m_n = \frac{P_n}{\pi}$; $m_t = \frac{d}{z}$ - часть делительной окружности, приходящейся на 1 зуб.

Число зубьев шестерни

$$Z_{ш} = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta}{(i+1) \cdot m_n} [1] \text{ с } 37$$

$$Z_{ш} = \frac{2 \cdot 180 \cdot \cos 10^\circ}{(4 + 1) \cdot 2,5} = 28,4 \text{ шт}$$

$$Z_{ш} = 28$$

Число зубьев колеса $i = \frac{Z_k}{Z_{ш}}$; $Z_k = i \cdot Z_{ш} = 4 \cdot 28 = 112 \text{ шт}$

Уточняем значение угла наклона зубьев

$$\cos \beta = \frac{(Z_1 + Z_2) \cdot m_n}{2 \cdot a_w} = \frac{(28 + 112) \cdot 2,5}{2 \cdot 180} = 0,972$$

$$\beta = \arccos(0,972) = 13^\circ 35' 24''$$

3.7 Основные геометрические размеры зубчатой передачи.

а) диаметры делительных окружностей колеса и шестерни.

$$d_{\text{ш}} = \frac{m_n}{\cos\beta} \cdot Z_{\text{ш}} = \frac{2,5}{0,972} \cdot 28 = 72,02 \text{ мм}$$

$$d_{\text{к}} = \frac{m_n}{\cos\beta} \cdot Z_{\text{к}} = \frac{2,5}{0,972} \cdot 112 = 288,07 \text{ мм}$$

Проверка

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{72,02 + 288,07}{2} = 180 \text{ мм}$$

б) ширина зубчатого венца колеса и шестерни

$$b_{\text{к}} = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,4 \cdot 180 = 72 \approx 75 \text{ мм};$$

С целью компенсации возможных погрешностей сборки $b_{\text{ш}}$ принимаем на 5 мм больше $b_{\text{к}}$

$$b_{\text{ш}} = 75 + 5 = 80 \text{ мм}$$

в) диаметр окружностей, мм вершин (d_a) и впадин (d_f) зубьев шестерни и колеса

$$d_{a1} = d_{\text{ш}} + 2 \cdot m_n = 72,02 + 2 \cdot 2,5 = 77,02 \text{ мм}$$

$$d_{f1} = d_{\text{ш}} - 2,5 \cdot m_n = 72,02 - 2,5 \cdot 2,5 = 65,77 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_{\text{к}} + 2 \cdot m_n = 288,07 + 2 \cdot 2,5 = 293,07 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_{\text{к}} - 2,5 \cdot m_n = 288,07 - 2,5 \cdot 2,5 = 281,82 \text{ мм}$$

3.8 Окружная скорость зубчатых колес в зацеплении

$$v_{\text{ш}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{ш}} \cdot n_{\text{ш}}}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,072 \cdot 406,7}{60} = 1,53 \text{ м/с}$$

$$v_{\text{к}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{к}} \cdot n_{\text{к}}}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,288 \cdot 101,9}{60} = 1,53 \text{ м/с}$$

При такой скорости ($v < 8 \text{ м/с}$) для косозубых колес принимаем 8-ю степень точности изготовления, а $K_{Hv} = 1,05$ [3] с.34.

3.9 Проверка контактной выносливости поверхностей зубьев

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{T_k \cdot k_H \cdot (i+1)^3}{b_k \cdot i^2}} \leq [\sigma_H], \text{ где } k_H - \text{коэффициент загрузки}$$

$$k_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{Hv}$$

$$K_{H\beta} = 1,1 \text{ (при расчете } a_w)$$

По табл. [3] с.39 при 8 степени точности и скорости $v = 1,53 \text{ м/с}$

$$K_{H\alpha} = 1,09$$

$$k_H = 1,1 \cdot 1,09 \cdot 1,05 = 1,259$$

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \frac{270}{180} \cdot \sqrt{\frac{614,8 \cdot 10^3 \cdot 1,259 \cdot (4+1)^3}{75 \cdot 4^2}} = 1,5 \cdot \sqrt{\frac{614,8 \cdot 10^3 \cdot 157,4}{1200}} \\ &= 426 \text{ МПа} < 458 \text{ МПа} \end{aligned}$$

3.10 Силы, действующие в зацеплении зубчатых колес

F_t – окружная сила, F_r – радиальная сила,
 F_a – осевая сила, α_t - угол зацепления.

$$F_t = \frac{2 \cdot T_{III}}{d_{III}} = \frac{2 \cdot 160,4 \cdot 10^3}{72} = 4456 \text{ Н}$$

$$F_r = F_t \cdot \frac{\text{tg} \alpha_t}{\cos \beta} = 4456 \cdot \frac{0,364}{0,972} = 1669 \text{ Н}$$

$$\alpha_t = 20^\circ$$

$$F_a = F_t \cdot \text{tg} \beta = 4456 \cdot \text{tg} 13,59^\circ = 1078 \text{ Н}$$

Таблица 3.1 – Основные параметры косозубой передачи

Межосевое расстояние a_w , мм	Диаметры делительных окр., мм		Модуль, m_n , мм	Число зубьев		i	Ширина зубчатого венца		Угол наклона зуба β°	Силы в зацеплении, Н		
	$d_{ш}$	d_k		$Z_{ш}$	Z_k		b_k	$b_{ш}$		F_t	F_r	F_a
180	72	288	2,5	28	112	4	75	80	13,59	4456	1669	1078

Эскиз зубчатого колеса

- $d_1=72,02$ мм; $d_2=288,07$ мм
 - $d_{a1}=77,02$ мм; $d_{a2}=293,07$ мм
 $d_{f1}=65,77$ мм; $d_{f2}=281,82$ мм
 - $b_k=75$ мм; $b_{ш}=80$ мм
 - $\delta=(2,4\dots 4)\cdot m_n=(2,4\dots 4)\cdot 2,5=$
 $=6\dots 10$ мм, принимаем 8 мм.
 - $d_{ст}=(1,6\dots 1,8)\cdot d_B$
 - $l_{ст}=(1,2\dots 1,5)\cdot d_B$
 - $D_0=d_f\cdot 2\cdot \delta=281,82\cdot 2\cdot 8=265$ мм;
 - $d_{отв}=0,25\cdot (D_0-d_{ст})=0,25\cdot (265-115)=37,5$ мм
 - $C=(0,2\dots 0,3)\cdot b=(0,2\dots 0,3)\cdot 75=$
 $=15\dots 22,5$ мм.
- Принимаем 20 мм.
- $D_{отв}=d_{ст}+0,5\cdot (D_0-d_{ст})=115+0,5\cdot (265-115)=190$ мм
 - Для $d_a\leq 800$ мм $\gamma=7^\circ$, $R=5$ мм.

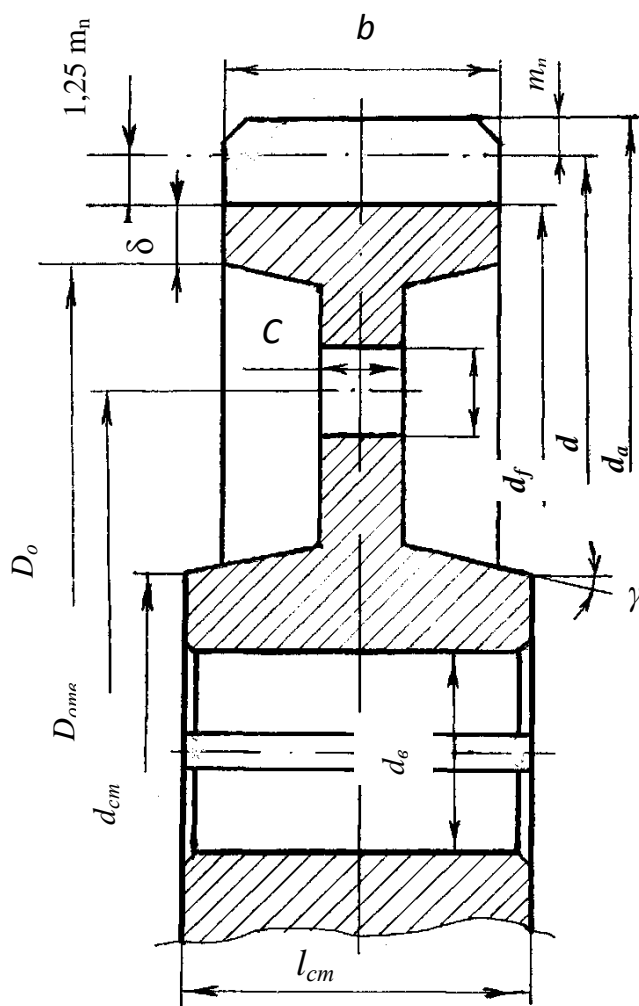


Рисунок 3.2 – Эскиз зубчатого колеса

4. ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА

Ориентировочный расчет валов.

Диаметры валов предварительно определяются из условия прочности на кручение.

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_{\rho}} \leq [\tau_{кр}], \text{ где } T - \text{крутящий момент передаваемый валом}$$

W_{ρ} - полярный момент сопротивления

$$W_{\rho} = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2d^3; \quad \tau_{кр} = \frac{T}{0,2d^3} \leq [\tau_{кр}]; \quad d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau_{кр}]}}$$

$[\tau_{кр}]$ - допускаемое напряжение при кручении. $[\tau_{кр}] = 20 \div 25$ МПа.

$$T_{ш} = 170,72 \text{ Н}\cdot\text{м} = 170,72 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}. \quad T_{к} = 654,32 \text{ Н}\cdot\text{м} = 654,32 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

$$d_{ш} \geq \sqrt[3]{\frac{160,4 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 31,8 \text{ мм} \approx 35 \text{ мм}.$$

$$d_{вк} \geq \sqrt[3]{\frac{614,8 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 49,7 \text{ мм} \approx 50 \text{ мм}.$$

При выполнении 1-й эскизной компоновки валы принимаются гладкими, подшипники выбираются шариковые, средней серии 300 по \emptyset вала.

Построение ведется в масштабе 1 : 1.

Для подшипников качения при $d \cdot n < 300\,000$ мм · об/мин выбирается пластичная смазка. Где d - \emptyset вала в мм, n - частота вращения в об/мин.

$$d_{ш} \cdot n_{ш} = 35 \cdot 406,7 = 14235 \text{ мм} \cdot \text{об/мин}$$

$$d_{вк} \cdot n_{к} = 50 \cdot 101,9 = 5095 \text{ мм} \cdot \text{об/мин}$$

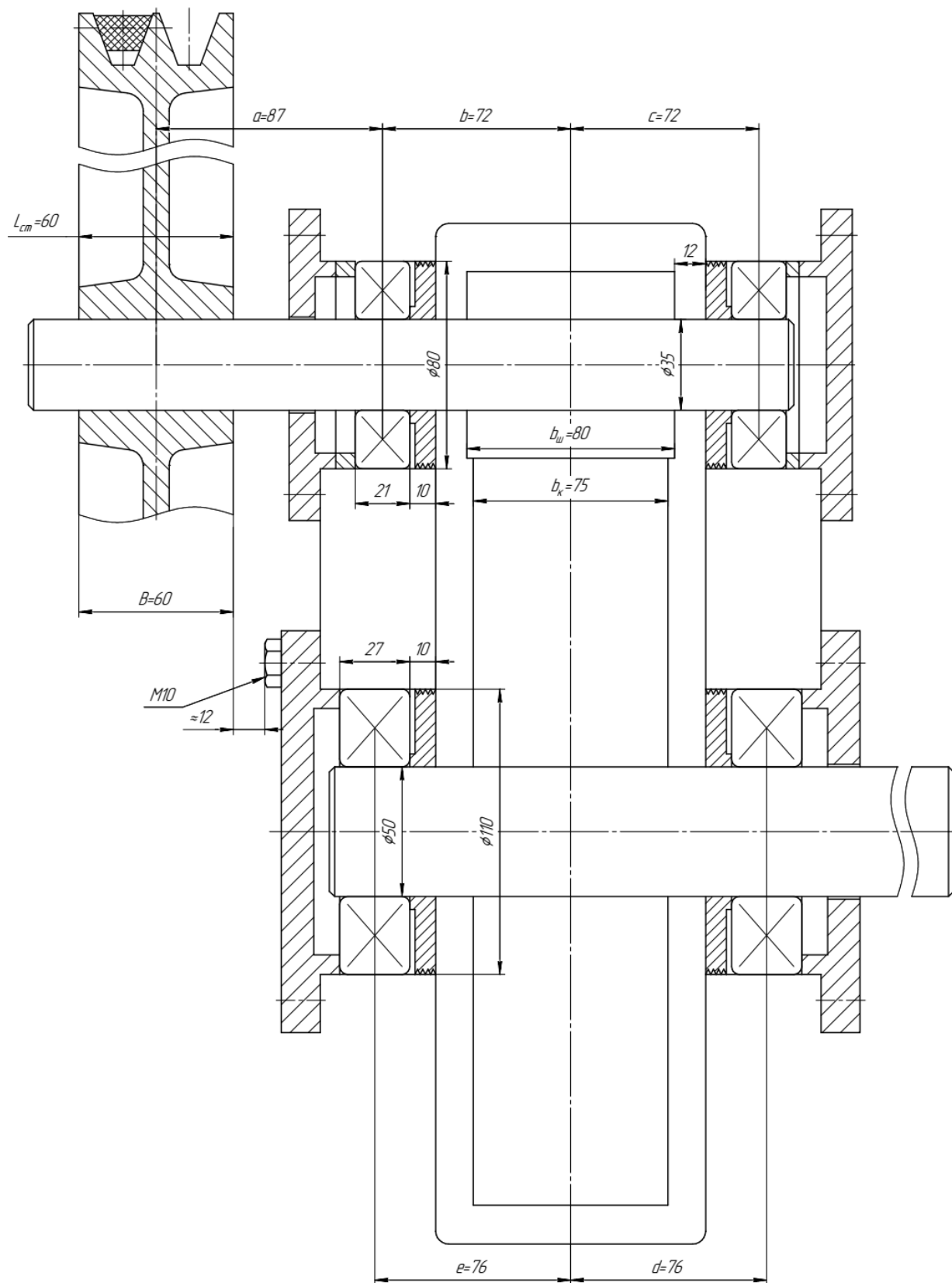
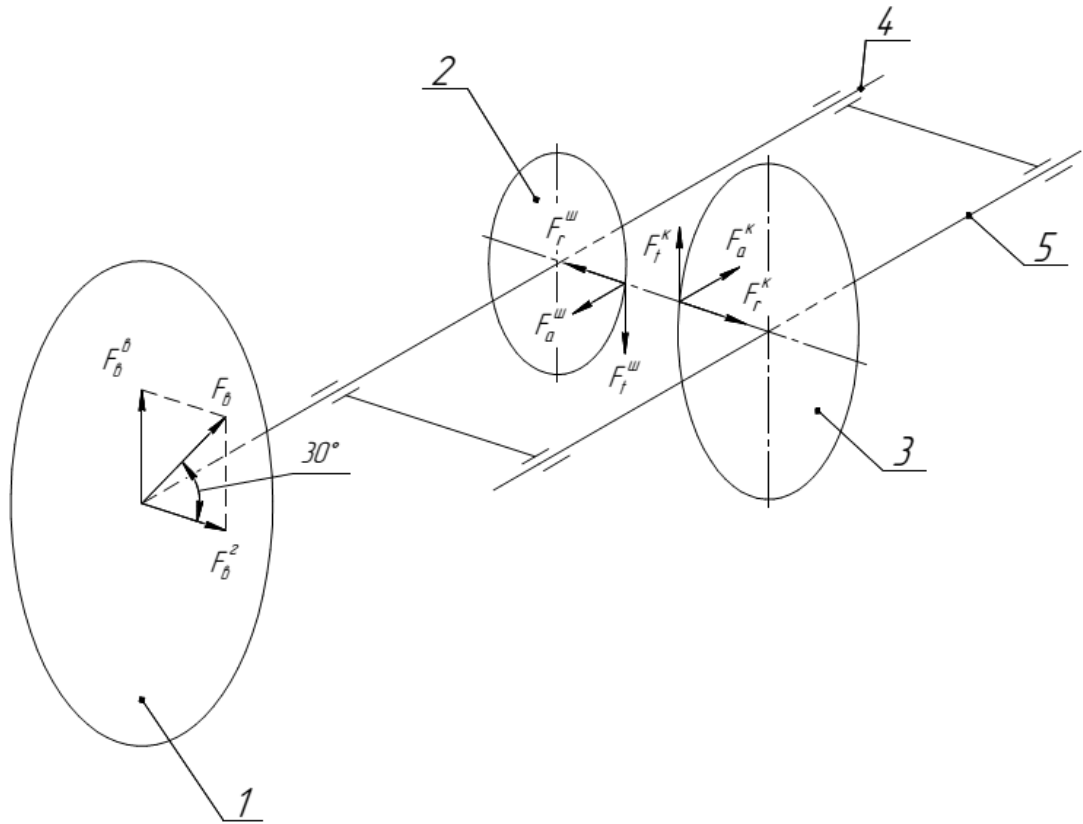


Рисунок 4.3 Эскизная компоновка редуктора

5. РАСЧЕТ ВАЛОВ РЕДУКТОРА

5.1 Изображение основных элементов редуктора в диметрии



1 – шкив; 2 – шестерня, 3 – колесо, 4 – вал шестерни, 5 - вал колеса

Рисунок 5.1 Силы, действующие на валы

5.2 Исходные данные

Таблица 5.1

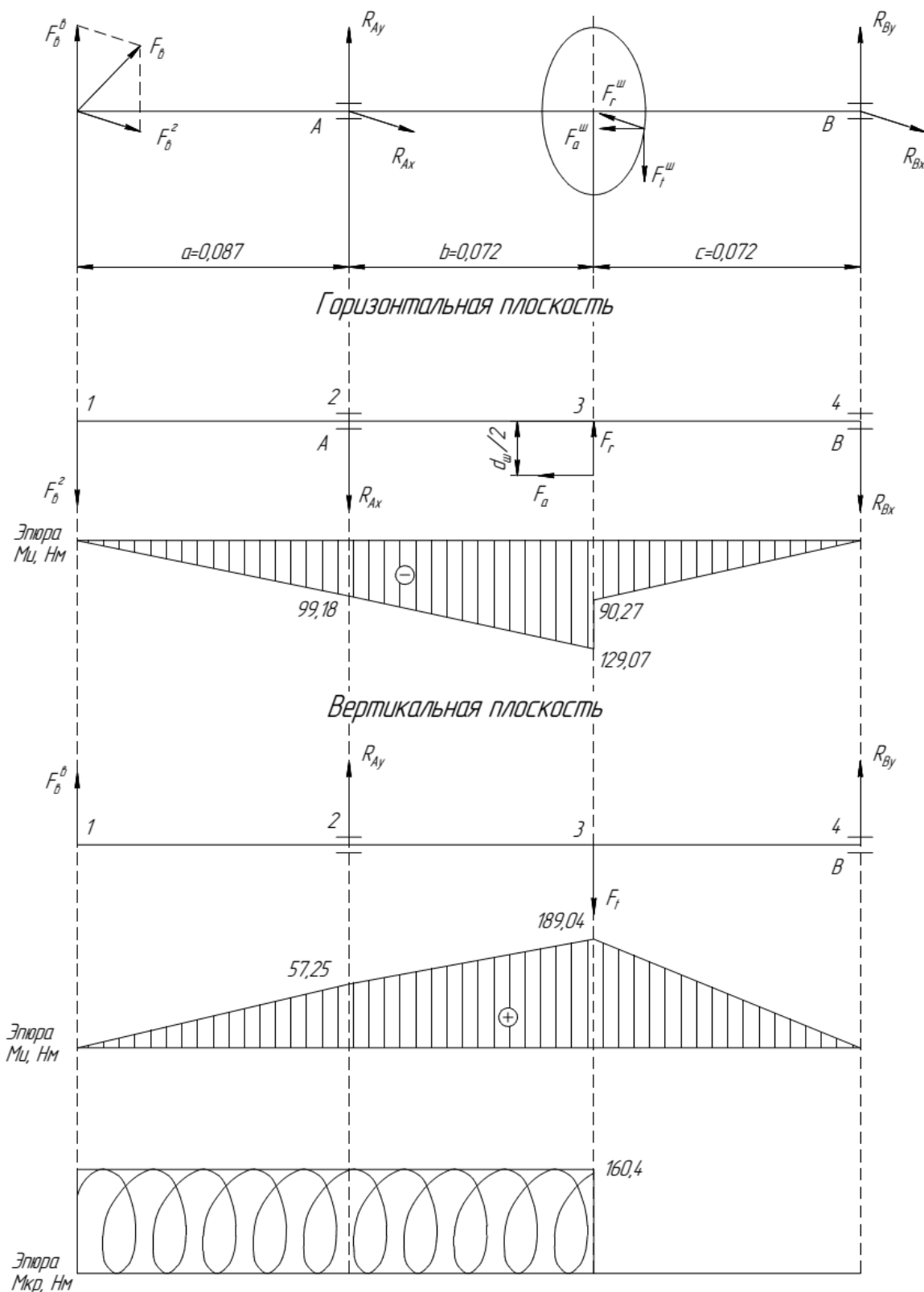
Данные для расчета валов.

Сила действующая на вал, F_B , Н	Угол наклона гибкой передачи, β°	Составляющие силы F_B , Н		F_t , Н	F_g , Н	F_a , Н	$d_{ш}/2$, м	$d_k/2$, м	a , м	b , м	c , м	d , м	e , м	Моменты на валах, Н·м	
		F_B^g , Н	F_B^b , Н											$T_ш$	T_k
1316	30°	$F_B \cdot \cos 30^\circ$ 1140	$F_B \cdot \sin 30^\circ$ 658	4456	1669	1078	0,036	0,144	0,087	0,072	0,072	0,076	0,076	160,4	614,8

5.3 Вал шестерни

5.3.1 Определение сил реакций в опорах, построение эпюр изгибающих и крутящих моментов.

Расчетная схема нагружения вала шестерни



а) Горизонтальная плоскость.

$$\sum M_A = 0 \quad -F_B^r \cdot a - F_r \cdot b + R_{Bx} \cdot (b+c) + F_a \cdot d_{ш}/2 = 0$$

$$R_{Bx} = \frac{F_B^r \cdot a + F_r \cdot b - F_a \cdot d_{ш}/2}{b+c} = \frac{1140 \cdot 0,087 + 1669 \cdot 0,072 - 1078 \cdot 0,036}{0,072+0,072} = 1253,8 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0 \quad -F_B^r \cdot (a+b+c) - R_{ax} \cdot (b+c) + F_r \cdot c + F_a \cdot d_{ш}/2 = 0$$

$$R_{ax} = \frac{-F_B^r \cdot (a+b+c) + F_r \cdot c + F_a \cdot d_{ш}/2}{b+c} = \frac{-1140 \cdot 0,231 + 1669 \cdot 0,072 + 1078 \cdot 0,036}{0,072+0,072} = -724,8 \text{ Н}$$

Проверка: $-R_{ax} - R_{Bx} - F_B^r + F_r = 0$

$$-(-724,8) - 1253,8 - 1140 + 1669 = 0$$

Эпюры изгибающих моментов в характерных точках.

$$M_{и1} = 0$$

$$M_{и2} = -F_B^r \cdot a = -1140 \cdot 0,087 = -99,18 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{и3} = -F_B^r \cdot (a+b) - R_{ax} \cdot b = -1140 \cdot 0,159 - (-724,8) \cdot 0,072 = -129,07 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{и3} (\text{справа}) = -R_{Bx} \cdot c = -1253,8 \cdot 0,072 = -90,27 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$\text{Скачок: } 129,07 - 90,27 = 38,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$F_a \cdot \frac{d_{ш}}{2} = 1078 \cdot 0,036 = 38,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{и4} = 0$$

б) Вертикальная плоскость

$$\sum M_A = 0 \quad F_B^b \cdot a + F_t \cdot b - R_{By} \cdot (b+c) = 0$$

$$R_{By} = \frac{F_B^b \cdot a + F_t \cdot b}{b+c} = \frac{658 \cdot 0,087 + 4456 \cdot 0,072}{0,072+0,072} = 2625,5 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0 \quad F_B^b \cdot (a+b+c) + R_{ay} \cdot (b+c) - F_t \cdot c = 0$$

$$R_{ay} = \frac{F_t \cdot c - F_B^b \cdot (a+b+c)}{b+c} = \frac{4456 \cdot 0,072 - 658 \cdot 0,231}{0,072+0,072} = 1172,5 \text{ Н}$$

Проверка:

$$F_B^b + R_{By} + R_{ay} - F_t = 0$$

$$658 + 2625,5 + 1172,5 - 4456 = 0$$

$$4456 - 4456 = 0$$

Эпюры $M_{и}$ в характерных точках

$$M_{и1} = 0$$

$$M_{и2} = F_{В}^B \cdot a = 658 \cdot 0,087 = 57,25 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{и3} = -F_{В}^B \cdot (a+b) + R_{ay} \cdot b = 658 \cdot 0,159 + 1172,5 \cdot 0,072 = 189,04 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{и3} (\text{справа}) = R_{by} \cdot c = 2625,5 \cdot 0,072 = 189,04 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{и4} = 0$$

Суммарный изгибающий момент

$$M_{и\Sigma} = \sqrt{(M_{и}^r)^2 + (M_{и}^B)^2}; \quad M_{и\Sigma1} = 0$$

$$M_{и\Sigma2} = \sqrt{99,18^2 + 57,25^2} = 114,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{и\Sigma3} = \sqrt{129,07^2 + 189,04^2} = 228,9 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{и\Sigma4} = 0$$

Момент эквивалентный в характерных точках

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{и\Sigma}^2 + M_{\text{кр}}^2} \quad M_{\text{кр}} = T_2 = 160,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{\text{экв}1} = \sqrt{0 + 160,4^2} = 160,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{\text{экв}2} = \sqrt{114,5^2 + 160,4^2} = 218,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{\text{экв}3} = \sqrt{228,9^2 + 160,4^2} = 279,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{\text{экв}4} = \sqrt{0 + 0} = 0 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{\text{эквmax}} = 279,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

5.3.2 Требуемый диаметр вала в наиболее нагруженном сочетании

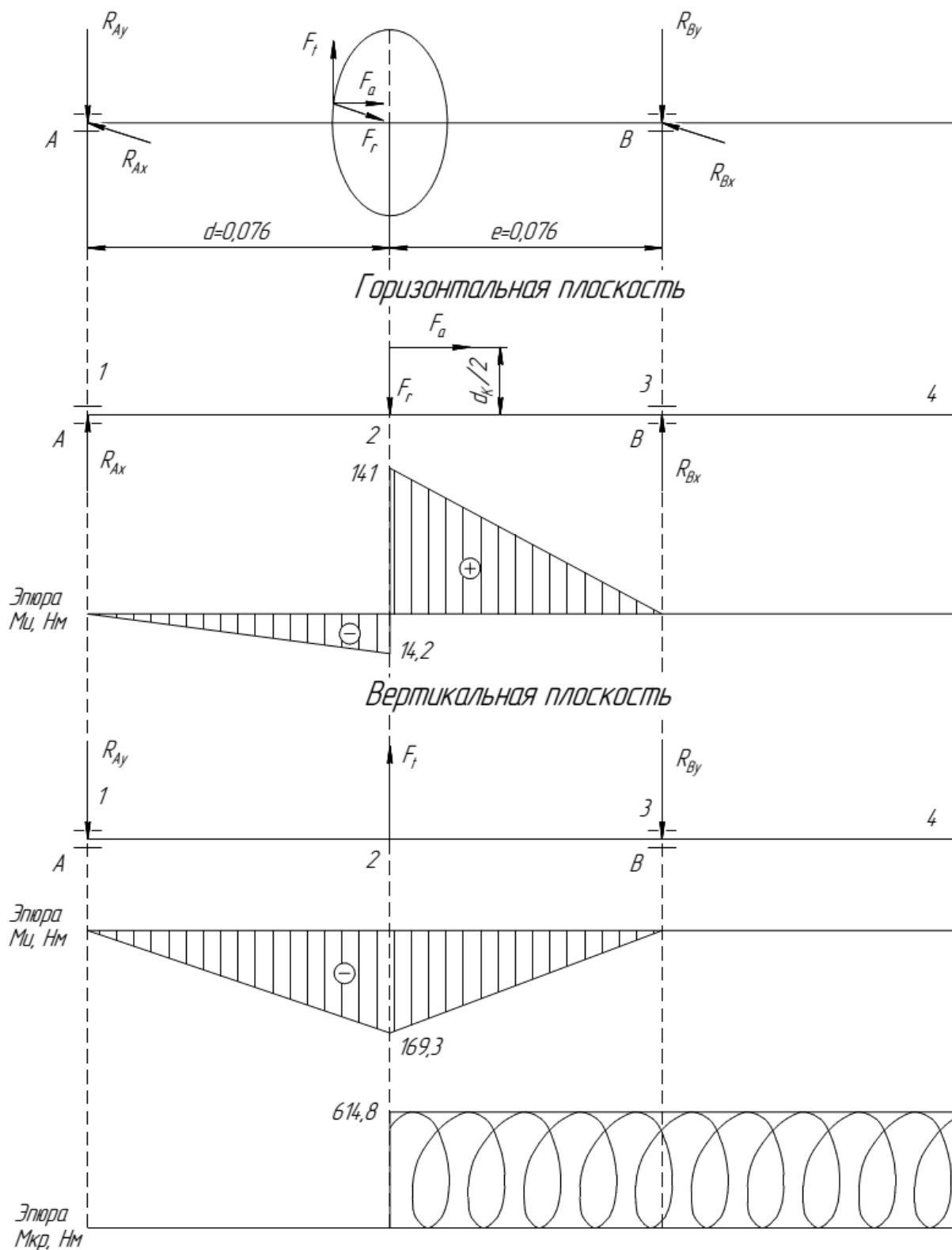
$$d_{в} = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв max}}}{0,1 [\sigma_{и}]}} \quad [\sigma_{и}] = 60 \text{ МПа}$$

$$d_{\text{вIII}} = \sqrt[3]{\frac{279,5 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 60}} = 36 \text{ мм}$$

5.4 Вал колеса

5.4.1 Определение сил реакций в опорах, построение эпюр изгибающих и крутящих моментов

Расчетная схема нагружения вала колеса



а) Горизонтальная плоскость

$$\sum M_A = 0; \quad F_r \cdot d - R_{Bx} \cdot (d+e) + F_a \cdot d_k/2 = 0$$

$$R_{Bx} = \frac{F_r \cdot d + F_a \cdot d_k/2}{d+e} = \frac{1669 \cdot 0,076 + 1078 \cdot 0,144}{0,076 + 0,076} = 1855,8 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0; \quad R_{Ax} \cdot (d+e) - F_r \cdot e + F_a \cdot d_k/2 = 0$$

$$R_{Ax} = \frac{F_r \cdot e - F_a \cdot d_k/2}{d+e} = \frac{1669 \cdot 0,076 - 1078 \cdot 0,144}{0,076 + 0,076} = -186,8 \text{ Н}$$

Проверка: $R_{Ax} + R_{Bx} - F_r = 0; \quad -186,8 + 1855,8 - 1669 = 0; \quad 1669 = 1669$

Эпюры M_i в характерных точках

$$M_{i1} = 0;$$

$$M_{i2} = R_{Ax} \cdot d = -186,8 \cdot 0,076 = -14,2 \text{ Н м}$$

$$M_{i2}(\text{справа}) = R_{Bx} \cdot e = 1855,8 \cdot 0,076 = 141 \text{ Н м}$$

Скачок: $141 + 14,2 = 155,2 \text{ Н м}; \quad F_a \cdot \frac{d_k}{2} = 1078 \cdot 0,144 = 155,2 \text{ Н м}$

$$M_{i3} = 0$$

б) Вертикальная плоскость

$$\sum M_a = 0; \quad -F_t \cdot d + R_{By} \cdot (d+e) = 0;$$

$$R_{By} = \frac{F_t \cdot d}{d+e} = \frac{4456 \cdot 0,076}{0,076 + 0,076} = 2228 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0; \quad -R_{Ay} \cdot (d+e) - F_t \cdot e = 0$$

$$R_{Ay} = \frac{F_t \cdot e}{d+e} = \frac{4456 \cdot 0,076}{0,076 + 0,076} = 2228 \text{ Н}$$

Проверка: $-R_{Ay} - R_{By} + F_t = 0; \quad -2228 - 2228 + 4456 = 0 \quad 0 = 0$

Эпюры M_i в характерных точках

$$M_{i1} = 0;$$

$$M_{i2} = R_{Ay} \cdot d = -2228 \cdot 0,076 = -169,3 \text{ Н м}$$

$$M_{i2}(\text{справа}) = -R_{By} \cdot e = -2228 \cdot 0,076 = -169,3 \text{ Н м}$$

$$M_{i3} = 0$$

Суммарный изгибающий момент

$$M_{и\Sigma} = \sqrt{(M_{и}^Г)^2 + (M_{и}^В)^2}$$

$$M_{и\Sigma 1} = 0; \quad M_{и\Sigma 2} = \sqrt{141^2 + 169,3^2} = 220,3 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{и\Sigma 3} = 0 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Момент эквивалентный в характерных точках

$$M_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{M_{и\Sigma}^2 + M_{\text{КР}}^2}; \quad M_{\text{ЭКВ} 1} = \sqrt{0 + 0} = 0 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{\text{ЭКВ} 2} = \sqrt{220,3^2 + 614,8^2} = 653,1 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad M_{\text{ЭКВ} 3} = M_{\text{ЭКВ} 4} = 614,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

5.4.2 Требуемый диаметр вала в наиболее нагруженном сечении

$$d_{\text{вк}} = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{ЭКВ. max}}}{0,1 [\sigma_{\text{вк}}]}}; \quad [\sigma_{\text{вк}}] = 60 \text{ МПа} \quad d_{\text{вк}} = \sqrt[3]{\frac{653,1 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 60}} = 47,8 \text{ мм}$$

5.5 Определение размеров ступеней валов редуктора

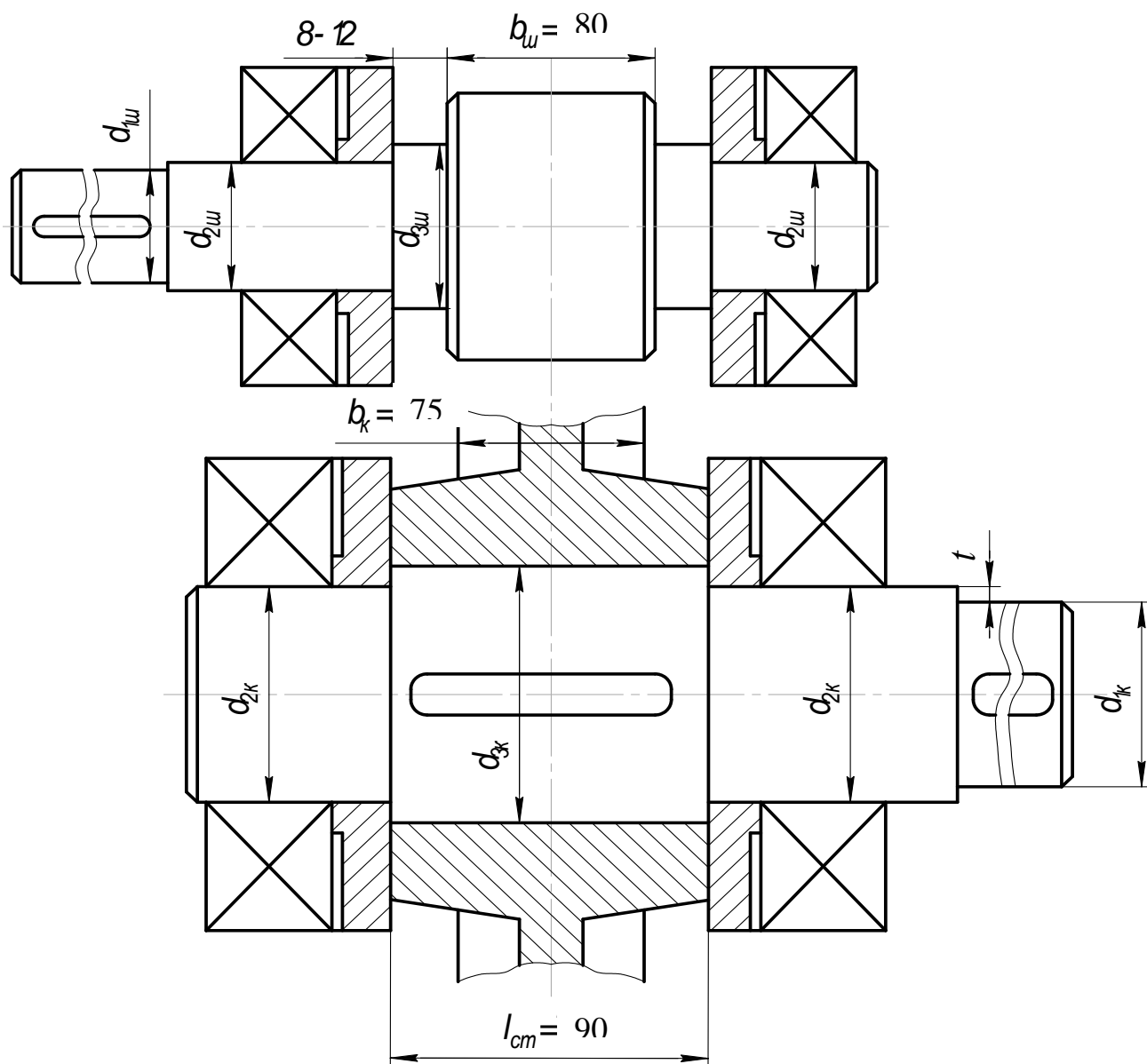


Рисунок 5.2 Эскизы валов

$$d_{1ш} = 32 \text{ мм} \quad d_{1к} = 55 \text{ мм}; \quad d_{2ш} = 40 \text{ мм} \quad d_{2к} = 55 \text{ мм}$$

$$d_{3ш} = 48 \text{ мм} \quad d_{3к} = 65 \text{ мм}$$

$$l_{ст(кол)} = (1,2 \div 1,5) d_B = (1,2 \div 1,5) \cdot 65 = 78 \div 97,5 = 90 \text{ мм}$$

$$d_{ст} = (1,6 \div 1,8) \cdot 65 = 104 \div 117 = 115 \text{ мм}; \quad C = (0,2 \div 0,3) b_k = 15 \div 22,5 \approx 20 \text{ мм}$$

Вал зубчатого колеса одноступенчатого редуктора имеет три ступени: 1) выходной конец диаметром d_1 ; 2) участок вала под подшипниками – d_2 ; 3) участок вала под зубчатым колесом – d_3 .

Диаметр выходного конца вала рассчитывают по формуле

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 [\tau_n]}} \quad \text{где } T \text{ – крутящий момент передаваемый валом,}$$

$[\tau]$ – допускаемые напряжения при кручении; $[\tau] = 25 \text{ МПа}$.

$$d_{1ш} = \sqrt[3]{\frac{160,4 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 31,8 \text{ мм}; \quad d_{1к} = \sqrt[3]{\frac{614,8 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 49,7 \text{ мм}.$$

Диаметры выходных концов валов и участков под зубчатыми колесами выбирают из разряда Ra 40; [3] с 161.

10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130 и далее через 10 мм 33 числа.

$$d_{1ш} = 32 \text{ мм}; \quad d_{1к} = 50 \text{ мм}.$$

Диаметр участков под подшипниками

$$d_2 = d_1 + 2t, \quad \text{где } t \text{ – высота буртика.}$$

Таблица 5.2

Значение высоты буртика t и фаски подшипника r , мм

d	17-24	25-30	32-40	42-50	52-60	62-70	71-85
t	2	2,2	2,5	2,8	3	3,3	3,5
r	1,6	2	2,5	3	3	3,5	3,5

$$d_{2ш} = d_{1ш} + 2t = 32 + 2 \cdot 2,5 = 37 \text{ мм}.$$

$$d_{2к} = d_{1к} + 2t = 50 + 2 \cdot 2,8 = 55,6 \text{ мм}.$$

d_2 округляют до целого числа, оканчивающегося на 0 или 5.

$$d_{2ш} = 40 \text{ мм}; \quad d_{2к} = 55 \text{ мм}.$$

Диаметры участков под зубчатыми колесами.

$$d_3 = d_2 + 3,2r ;$$

$$d_{3ш} = d_{2ш} + 3,2 \cdot 2,5 = 40 + 8 = 48 \text{ мм};$$

$$d_{3к} = d_{2к} + 3,2 \cdot 3,0 = 55 + 9,6 = 64,6 \text{ мм} \approx 65 \text{ мм}.$$

6. ПОДБОР И РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

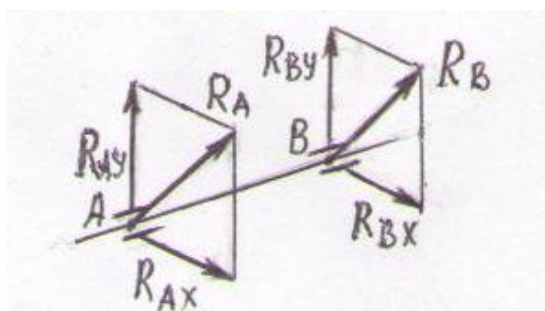
6.1 Вал шестерни

6.1.1 Исходные данные. $d_{2ш} = 40$ мм; $n_{ш} = 406,7$ об/мин.

$F_a = 1078$ Н, где F_a – осевая нагрузка

$L_h = 10000$ ч, где L_h – номинальная долговечность в ч.

$R_{AX} = 724,8$ Н; $R_{AY} = 1172,5$ Н; $R_{BX} = 1253,8$ Н; $R_{BY} = 2625,5$ Н.



6.1.2 Определение сил реакций в опорах

$$F_{rA} = R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{724,8^2 + 1172,5^2} = 1379 \text{ Н.}$$

$$F_{rB} = R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{1253,8^2 + 2625,5^2} = 2911 \text{ Н.}$$

6.1.3 Подбор подшипников ведется по максимально нагруженной опоре В.

$$\frac{F_a}{F_{rB}} = \frac{1078}{2911} = 0,37$$

По полученному отношению принимаем шариковые радиально-упорные подшипники. Выбор подшипников следует начинать с легкой серии, с углом контакта $\alpha=12^\circ$. Из табл. 6.4 принимается подшипник 36 208 для которого динамическая грузоподъемность $C = 38$ кН, статическая грузоподъемность $C_0 = 23,2$ кН.

6.1.4 Расчет динамической грузоподъемности

$$C = P_\varepsilon \left(\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6} \right)^{1/\alpha} \leq C_{\text{табл}}, \text{ где } P_\varepsilon - \text{эквивалентная нагрузка.}$$

P_ε – постоянная радиальная нагрузка, под действием которой подшипник качения будет иметь такую же долговечность, как и в условиях действительной нагрузки.

$$P_3 = (X \cdot V \cdot F_r + Y F_a) \cdot K_B \cdot K_T, \text{ где .}$$

X и Y – коэффициенты при радиальной и осевой нагрузках (см. табл. 6.2).

Таблица 6.2

Значение X и Y для подшипников

<i>Радиальные однорядные и двухрядные</i>					
$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} \geq e$		<i>e</i>
	<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>	
0,014	1	0	0,56	2,30	0,19
0,028				1,99	0,22
0,056				1,71	0,26
0,084				1,55	0,28
0,11				1,45	0,30
0,17				1,31	0,34
0,28				1,15	0,38
0,42				1,04	0,42
0,56				1,00	0,44

α°	$\frac{iF_a}{C_0}$	<i>Однорядные</i>				<i>Двухрядные</i>				<i>e</i>	
		$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} \geq e$		$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} \geq e$			
		<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>	<i>X</i>	<i>Y</i>		
<i>Радиально-упорные шарикоподшипники</i>											
12	0,014	1	0	0,45	1,81	1	2,08	0,74	2,94	0,30	
	0,029				1,62		1,84		2,63	0,34	
	0,057				1,46		1,60		2,37	0,37	
	0,086				1,34		1,52		2,18	0,41	
	0,11				1,22		1,39		1,98	0,45	
	0,17				1,13		1,30		1,84	0,48	
	0,29				1,04		1,20		1,69	0,52	
	0,43				1,01		1,16		1,64	0,54	
0,57	1,00	1,16	1,62	0,54							
15	0,015	1	0	0,44	1,47	1	1,65	0,72	2,39	0,38	
	0,029				1,40		1,57		2,28	0,40	
	0,058				1,30		1,46		2,11	0,43	
	0,087				1,23		1,38		2,00	0,46	
	0,12				1,19		1,34		1,93	0,47	
	0,17				1,12		1,26		1,82	0,50	
	0,29				1,02		1,14		1,66	0,55	
	0,44				1,00		1,12		1,63	0,56	
0,58	1,00	1,12	1,63	0,56							
18, 19, 20				0,43		0,02	0,70	1,63	0,57		
						0,92					
24, 25, 26				0,41			0,67	1,44	0,68		
30 35, 36 40	1	0	0,39	0,76	1	0,78	0,63	1,24	0,80		
				0,37		0,66		0,60	1,07	0,95	
				0,35		0,57		0,55	0,57	0,93	1,14

Примечание. *i* — число рядов тел качения.

V – коэффициент, учитывающий вращение наружного или внутреннего колец подшипника.

$V = 1$, если вращающееся внутреннее кольцо $V = 1,2$ – наружное.

K_B – коэффициент безопасности $K_B = 1,3 - 1,5$.

K_T – температурный коэффициент $K_T = 1$ при $t < 120^\circ$.

α – показатель степени, зависящий от формы контактирующих тел,

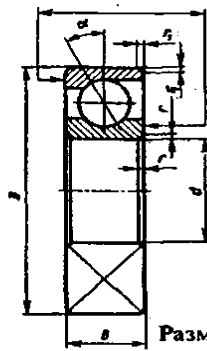
$\alpha = 3$ для шарикоподшипников, $\alpha = \frac{10}{3}$ для роликоподшипников.

L_h – ресурс работы подшипников.

Для подшипников редукторов L_h принимают 10 000 часов.

Таблица 6.4

Шарикоподшипники радиально-упорные однорядные (по ГОСТ 831-75)



Размеры, мм

Условное обозначение	d	D	B	T	r	r ₁	C	C ₀
							кН	
Особолегкая серия, α = 12°								
36104	20	42	12	12	1	0,5	10,6	5,32
36105	25	47	12	12	1	0,5	11,8	6,29
36106	30	55	13	13	1,5	0,5	15,3	8,57
36107	35	62	14	14	1,5	0,5	19,1	11,3
Легкая узкая серия, α = 12°								
36204	20	47	14	14	1,5	0,5	15,7	8,31
36205	25	52	15	15	1,5	0,5	16,7	9,10
36206	30	62	16	16	1,5	0,5	22,0	12,0
36207	35	72	17	17	2	1	30,8	17,8
36208	40	80	18	18	2	1	38,0	23,2
36209	45	85	19	19	2	1	31,2	25,1
36210	50	90	20	20	2	1	43,2	27,0
36211	55	100	21	21	2,5	1,2	58,4	34,2
36212	60	110	22	22	2,5	1,2	61,5	39,3
36214	70	125	24	24	2,5	1,2	80,2	54,8
36216	80	140	26	26	3	1,5	93,6	65,0
36217	85	150	28	28	3	1,5	101,0	70,8
36218	90	160	30	30	3	1,5	118,0	83,0
36219	95	170	32	32	3,5	2	134,0	95,0
Средняя узкая серия, α = 12°								
36302	15	42	13	13	1,5	0,5	13,6	6,80
36303	17	47	14	14	1,5	0,5	17,2	8,70
36308	40	90	23	23	2,5	1,2	53,9	32,8
36318	90	190	43	43	4	2	189,0	145,0
Средняя узкая серия, α = 26°								
46303	17	47	14		1,5	0,5	16,10	8,0
46304	20	52	15		2	1	17,8	9,0
46305	25	62	17		2	1	26,9	14,6
46306	30	72	19		2	1	32,6	18,3
46307	35	80	21		2,5	1,2	42,6	24,7
46308	40	90	23		2,5	1,2	50,8	31,1
46309	45	100	25		2,5	1,2	61,4	37,0
46310	50	110	27		3	1,5	71,8	44,0
46312	60	130	31		3,5	2	100,0	65,3
46313	65	140	33		3,5	2	113,0	75,0
46314	70	150	35		3,5	2	127,0	85,3
46316	80	170	39		3,5	2	136,0	99,0
46318	90	190	43		4	2	165,0	122,0
46320	100	215	47		4	2	213,0	177,0

Определение отношения осевой силы F_a к статич. грузоподъёмности C_0 .

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{1078}{23200} = 0,047$$

По данному отношению из табл. 2 находят параметр осевого нагружения для радиально упорных шарикоподшипников, $e = 0,36$.

6.2.4 Определение результирующих осевых нагрузок в опорах F_{aA} и F_{aB}

осевые составляющих радиальных нагрузок.

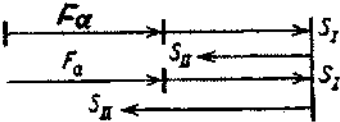
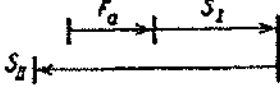
$$S_A = 0,36 \cdot 1379 = 497 \text{ Н.}$$

$$S_B = 0,36 \cdot 2911 = 1048 \text{ Н.}$$

Так как в данном примере осевая нагрузка действует слева направо, то $S_1 = S_A$, а $S_2 = S_B$. Результирующие осевые нагрузки подшипников определяют по таблице 6.5.

Таблица 6.5

Формулы для расчета осевых нагрузок

№ п/п	Условия нагружения	Осевые нагрузки
1	$S_1 \geq S_{II};$ $F_a \geq 0$	 $F_{aI} = S_I$
2	$S_1 \leq S_{II};$ $F_a \geq S_{II} - S_1$	$F_{aII} = S_I + F_a$
3	$S_1 \leq S_{II};$ $F_a \leq S_{II} - S_1$	 $F_{aI} = S_{II} - F_a$ $F_{aII} = S_{II}$

В нашем случае $S_1 = S_A = 497 \text{ Н}$, $S_2 = S_B = 1048 \text{ Н}$. $S_1 < S_2$

$F_{a1} = F_{aA} = S_1 = 497 \text{ Н}$, $F_{a2} = F_{aB} = S_1 + F_a = 497 + 1078 = 1575 \text{ Н}$.

6.2.5 Рассмотрим левый подшипник А

Отношению $\frac{F_{aA}}{C_0} = \frac{497}{23200} = 0,021$ соответствует $e = 0,322$.

$$\frac{F_{aA}}{F_r} = \frac{497}{1379} = 0,36 > e = 0,322 \quad X = 0,45 \quad Y = 1,7.$$

Эквивалентная нагрузка

$$P_3 = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_6 \cdot K_r = (0,45 \cdot 1379 + 1,7 \cdot 497) \cdot 1,4 = 2052 \text{ Н.}$$

Рассмотрим правый подшипник В.

Отношению $\frac{F_{aB}}{C_0} = \frac{1575}{23200} = 0,068$ соответствует $e = 0,38$.

$$\frac{F_{aB}}{F_r} = \frac{1575}{2911} = 0,54 > e = 0,38 ; \quad X = 0,45 ; \quad Y = 1,44 .$$

$$P_3 = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_6 \cdot K_r = (0,45 \cdot 2911 + 1,44 \cdot 1575) \cdot 1,4 = 5009 \text{ Н.}$$

Определение расчетной динамической грузоподъемности C_p для наиболее нагруженной опоры А.

$$C = P_3 \left(\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6} \right)^{1/\alpha} = 5009 \left(\frac{60 \cdot 406,7 \cdot 10^4}{10^6} \right)^{1/3} = 31301 \text{ Н.}$$

Условие $C_{\text{расч}} \leq C_{\text{табл}} \quad 31301 < 38000$.

6.2.6 Долговечность подшипников в часах

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C_{\text{табл}}}{P_3} \right)^\alpha = \frac{10^6}{60 \cdot 406,7} \left(\frac{38000}{5009} \right)^3 = 17892 \text{ ч}$$

Подшипник 36208 удовлетворяет заданным условиям.

6.2 Вал колеса

6.2.1 Исходные данные: $d_{2к} = 55$ мм; $n_k = 101,9$ об/мин; $F_a = 1078$ Н;

$R_{AX} = 187$ Н; $R_{AY} = 2228$ Н; $R_{BX} = 1856$ Н; $R_{BY} = 2228$ Н.

6.2.2 Определение сил реакций в опорах

$$F_{rA} = \sqrt{187^2 + 2228^2} = 2236 \text{ Н.}$$

$$F_{rB} = \sqrt{1856^2 + 2228^2} = 2900 \text{ Н.}$$

6.2.3 Подбор подшипников

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1078}{2900} = 0,37$$

По полученному отношению принимаем шариковые радиально-упорные подшипники. Выбор подшипников следует начинать с легкой серии, с углом контакта $\alpha=12^\circ$. Из табл. 6.4 принимается подшипник 36 211 для которого динамическая грузоподъемность $C = 58,4$ кН, статическая грузоподъемность $C_0 = 34,2$ кН.

Определение отношения осевой силы F_a к статич. грузоподъемности C_0 .

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{1078}{34200} = 0,032$$

По данному отношению из табл. 2 находят параметр осевого нагружения для радиально упорных шарикоподшипников, $e = 0,342$.

6.2.4 Определение результирующих осевых нагрузок в опорах F_{aA} и F_{aB} осевые составляющих радиальных нагрузок.

$$S_A = 0,342 \cdot 2236 = 765 \text{ Н.}$$

$$S_B = 0,342 \cdot 2900 = 992 \text{ Н.}$$

Так как в нашем случае осевая нагрузка действует справа налево, то $S_1=S_A$, а $S_2=S_B$. Результирующие осевые нагрузки подшипников определяют по таблице 6.5.

$$\text{В нашем случае } S_1=S_A=765 \text{ Н, } S_2=S_B=992 \text{ Н. } S_1 < S_2$$

$$F_{a1} = F_{aA} = S_1 = 765 \text{ Н, } F_{a2} = F_{aB} = S_1 + F_a = 765 + 1078 = 1843 \text{ Н.}$$

6.2.5 Рассмотрим левый подшипник А

Отношению $\frac{F_{aA}}{C_0} = \frac{765}{34200} = 0,022$ соответствует $e = 0,32$.

$$\frac{F_{aA}}{F_r} = \frac{765}{2236} = 0,34 > e = 0,32 \quad X = 0,45 \quad Y = 1,7.$$

Эквивалентная нагрузка

$$P_3 = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_6 \cdot K_r = (0,45 \cdot 2236 + 1,7 \cdot 765) \cdot 1,4 = 3230 \text{ Н.}$$

Рассмотрим правый подшипник В.

Отношению $\frac{F_{aB}}{C_0} = \frac{1843}{34200} = 0,054$ соответствует $e = 0,368$.

$$\frac{F_{aB}}{F_r} = \frac{1843}{2900} = 0,64 > e = 0,368 ; \quad X = 0,45 ; \quad Y = 1,48 .$$

$$P_3 = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_6 \cdot K_r = (0,45 \cdot 2900 + 1,48 \cdot 1843) \cdot 1,4 = 5646 \text{ Н.}$$

Определение расчетной динамической грузоподъемности C_p для наиболее нагруженной опоры В.

$$C = P_3 \left(\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6} \right)^{1/\alpha} = 5646 \left(\frac{60 \cdot 101,9 \cdot 10^4}{10^6} \right)^{1/3} = 22243 \text{ Н.}$$

Условие $C_{\text{расч}} \leq C_{\text{табл}} \quad 22243 < 58400$.

6.2.6 Долговечность подшипников в часах

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C_{\text{табл}}}{P_3} \right)^\alpha = \frac{10^6}{60 \cdot 101,9} \left(\frac{58400}{5646} \right)^3 = 181005 \text{ ч}$$

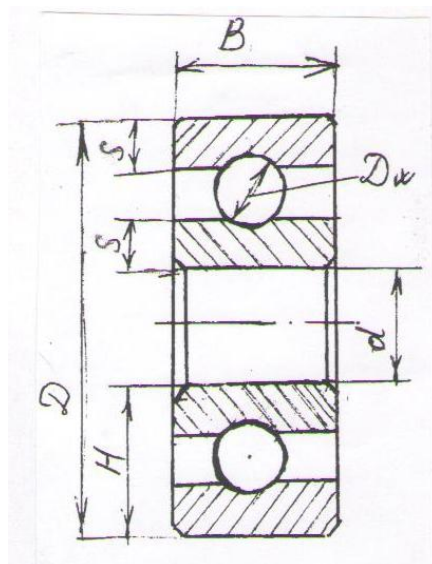
Подшипник 36211 удовлетворяет заданным условиям.

Таблица 6.3

Параметры подшипников

Вал	Подшипник	d	D	B	r	Грузоподъемность	
						Динамич. C, кН	Статич. C ₀ , кН
Вал шестерни	36208	40	80	18	2,0	38,0	23,2
Вал колеса	36211	55	100	21	2,5	58,4	34,2

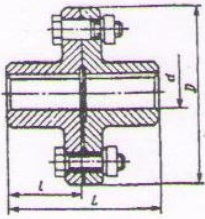
$$H=0,5 (D- d); \quad s = \frac{H}{3}; \quad D_w = 0,64H \approx 0,6 H.$$



7. Выбор и проверочный расчет соединительной муфты

Таблица 7.1

Муфты фланцевые (по ГОСТ 20761 – 80, с сокращениями). Размеры, мм



[T], Н·м	d	d _с , мм	D	l, не более		L, не более	
				Исполнение			
				1	2	1	2
16	16; 18	9	80	40	28	84	60
31,5	16; 18	9	90	40	28	84	60
	20; 22			50	36	104	76
63	20; 22	9	100	50	36	104	76
	25; 28			60	42	124	83
125	25; 28	9	112	60	42	124	83
	(30); 32; (35); 36			80	58	170	120
250	32; (35); 36	11	140	80	58	170	120
	40; 45			110	82	230	170
400	(35); 36	11	150	80	58	170	120
	40; 45; 50			110	82	230	170
630	45; 50; 55	11	170	110	82	230	170
	60			140	105	290	220
1000	50; 55	13	180	110	82	230	170
	60; (63); 70			140	105	290	220
1600	50	13	190	110	82	230	170
	60; (63); 65; 70; (75); 80			140	105	290	220
2500	70; (75)	13	224	140	105	290	220
	80; (85); 90; (95)			170	130	350	270
	100			210	165	430	340

Примечания: 1. Значения [T] указаны для муфт из сталей 40 и 35Л; для муфт из чугуна СЧ 20 значения [T] снижать в 2 раза.
2. Окружная скорость для стальных муфт (на наружном диаметре) до 70 м/с, для чугунных — до 35 м/с.
3. Исполнение 1 — для муфт, устанавливаемых на длинных концах валов; исполнение 2 — для муфт на коротких концах валов.
4. В скобках приведены нерекомендуемые значения.
5. Пример условного обозначения муфты с T = 400 Н·м, с полумуфтами диаметрами отверстий 40 и 45 мм, исполнений 1 и 2, материал — сталь 40:
Муфта фланцевая 400-40-11-45-21 ГОСТ 20761-80

Типоразмер муфты выбирают по величине расчетного вращающегося момента с учетом диаметров валов.

$$T_p = k \cdot T_{\text{ном}} \leq [T],$$

где k – коэффициент, учитывающий условие эксплуатации, его значения приведены в табл. 7.2, $k = 1,15 \div 1,2$;

[T] – допускаемые значения вращающегося момента.

$T_{\text{ном}}$ – момент передаваемый валом колеса, $T_{\text{ном}} = T_3 = 614,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

$T_p = 1,2 \cdot 614,8 = 737,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Таблица 7.2

Значение коэффициента k , учитывающего условия эксплуатации привода

Нагрузка	Типы машин	k
Постоянная, с кратковременными перегрузками до 120% номинальной	Конвейеры ленточные, станки токарные, шлифовальные, фрезерные	1,15–1,20
Переменная, с колебаниями в пределах до 150% номинальной	Конвейеры цепные, пластинчатые, винтовые; станки деревообделочные; центробежные насосы	1,30–1,50
Со значительными колебаниями — до 200% номинальной	Конвейеры скребковые и ковшковые (элеваторы); станки металлообрабатывающие с возвратно-поступательным движением; реверсивные приводы	1,7–2,0
Ударная, достигающая 300% номинальной	Поршневые насосы и компрессоры; прессы и молоты; дробилки, шаровые мельницы	2,5–3,0

Выбирается муфта, передающая максимальный крутящий момент равный $1000 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Диаметр отверстий полумуфт $d=50 \text{ мм}$ равен диаметру выходного конца вала колеса $d_{1к}=50 \text{ мм}$.

Наружный диаметр муфты $D=180 \text{ мм}$. d_6 – диаметр болта установленного в отверстии без зазора. $d_6=13 \text{ мм}$.

При расчете болтовых соединений фланцевых муфт следует учитывать, что половина общего числа болтов устанавливается в отверстия с зазором, другая половина без зазора. Поэтому достаточно проверить только последние на срез по условию прочности.

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F_t}{F_{\text{ср}}} \leq [\tau_{\text{ср}}],$$

где $F_t = \frac{2T_p}{D_0 \cdot Z_1}$ – окружная сила, приходящаяся на один болт;

D_0 – диаметр расположения болтов. $D_0 = D - (25 \div 35 \text{ мм})$;

Z_1 – число болтов поставленных без зазора;

Z – общее число болтов;

$[\tau_{\text{ср}}]$ – допускаемое напряжение на срез; $[\tau_{\text{ср}}] = 50 - 80$ МПа.

Число болтов $Z = 4$ при $T \leq 10^3$ Н·м.

$Z = 6$ при $T > 10^3$ Н·м.

$F_{\text{ср}}$ – площадь среза, площадь сечения болта установленного в отверстие без зазора

$$F_{\text{ср}} = \frac{\pi \cdot d_6^2}{4}; \quad F_{\text{ср}} = \frac{3,14 \cdot 13^2}{4} = 132,7 \text{ мм}^2;$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 737,8 \cdot 10^3}{155 \cdot 2} = 4760 \text{ Н}; \quad \tau_{\text{ср}} = \frac{F_t}{F_{\text{ср}}} = \frac{4760}{132,7} = 35,9 \text{ МПа.}$$

Срез болтов не произойдет.

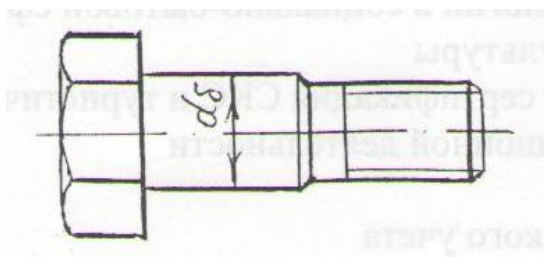


Рисунок 7.1 Болт, устанавливаемый в отверстие без зазора

8. Выбор и проверочный расчет шпонок

Для соединения вала с деталями, передающими вращение, в штучном и мелкосерийном производстве часто применяют призматические шпонки (табл. 8.1) из стали, имеющей $\sigma_b > 600$ МПа, например из сталей 45, Ст 6.

Длину шпонки назначают из стандартного ряда так, чтобы она была несколько меньше длины ступицы (примерно на 5-10 мм). Напряжение смятия узких граней шпонки не должно превышать допускаемого, т.е. должно удовлетворяться условие

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{A_{\text{см}}} \leq [\sigma]_{\text{см}},$$

где $F = \frac{2T}{d}$; T – передаваемый вращающий момент, Н · м; d –

диаметр вала в месте установки шпонки; площадь смятия $A_{\text{см}} = (h - t_1)l_p$; l_p – рабочая длина шпонки: для шпонки с плоскими торцами $l_p = l$, при скругленных торцах $l_p = l - b$; при стальной ступице и спокойной нагрузке допускаемое напряжение смятия $[\sigma]_{\text{см}} \leq 100$ МПа; при колебаниях нагрузки следует снижать $[\sigma]_{\text{см}}$ на 20 – 25%; при ударной нагрузке снижать на 40 – 50%; для насаживаемых на вал чугунных деталей приведенные значения $[\sigma]_{\text{см}}$ снижать вдвое.

С учетом приведенных выше значений F и $A_{\text{см}}$ представленную формулу приводят к виду

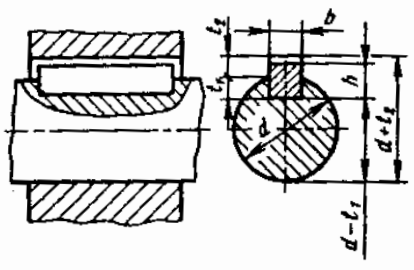
$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{dl_p(h-t_1)} \leq [\sigma]_{\text{см}}.$$

Если при проверке шпонки $\sigma_{\text{см}}$ окажется значительно ниже $[\sigma]_{\text{см}}$, то можно взять шпонку меньшего сечения – как для вала предыдущего диапазона диаметров, но обязательно проверить ее на смятие.

Если же $\sigma_{\text{см}}$ окажется больше $[\sigma]_{\text{см}}$, то допускается установка двух шпонок под углом 180° (предполагается, что каждая шпонка воспринимает половину нагрузки), однако рациональнее перейти на шлицевое соединение.

Таблица 8.1

Шпонки призматические по ГОСТ 23360-78, с сокращениями. Размеры в мм.



Диаметр вала d	Сечение шпонки $b \times h$	Глубина паза		Фаска $s \times 45^\circ$
		вала t_1	втулки t_2	
Св. 10 до 12	4 × 4	2,5	1,8	0,08–0,16
» 12 » 17	5 × 5	3,0	2,3	0,16–0,25
» 17 » 22	6 × 6	3,5	2,8	
» 22 » 30	8 × 7	4,0	3,3	
» 30 » 38	10 × 8	5,0	3,3	0,25–0,40
» 38 » 44	12 × 8	5,0	3,3	
» 44 » 50	14 × 9	5,5	3,8	
» 50 » 58	16 × 10	6,0	4,3	
» 58 » 65	18 × 11	7,0	4,4	
» 65 » 75	20 × 12	7,5	4,9	0,40–0,60
» 75 » 85	22 × 14	9,0	5,4	
» 85 » 95	25 × 14	9,0	5,4	
» 95 » 110	28 × 16	10,0	6,4	

Примечания: 1. Длину шпонки выбирают из ряда: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200... (до 500).

2. Материал шпонок — сталь чистотянутая с временным сопротивлением разрыву не менее 590 МПа.

3. Примеры условного обозначения шпонок:
 исполнение 1, сечение $b \times h = 20 \times 12$, длина 90 мм:
Шпонка 20×12×90 ГОСТ 23360–78.

То же исполнение 2:
Шпонка 220×12×90 ГОСТ 23360–78

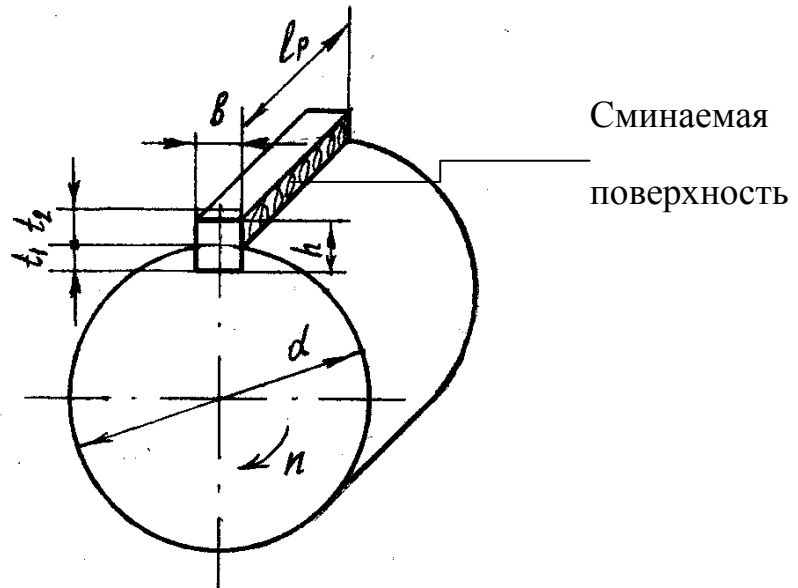


Рисунок 8.1 Основные размеры шпоночного соединения

8.1 Шпонка на выходном конце вала шестерни. Расчет на смятие

$T_{\text{внш}} = 160,4 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}$, $d_{\text{лш}} = 32 \text{ мм}$, $b = 10 \text{ мм}$, $h = 8 \text{ мм}$, $t_1 = 5,0 \text{ мм}$,
 $t_2 = 3,3 \text{ мм}$.

Длина ступицы шкива $L = 60 \text{ мм}$. Длина шпонки из ряда $l = 56 \text{ мм}$.

$$l_p = 56 - 10 = 46 \text{ мм.}$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 160,4 \cdot 10^3}{32 \cdot 46 \cdot (8-5)} = 72,7 \text{ МПа}$$

Шпонка не сминается.

8.2 Шпонка под колесом. Расчет на смятие

$T_{\text{вк}} = 614,8 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}$, $d_{\text{зк}} = 65 \text{ мм}$, $b = 18 \text{ мм}$, $h = 11 \text{ мм}$, $t_1 = 7,0 \text{ мм}$,
 $t_2 = 4,4 \text{ мм}$.

Длина ступицы кол. $l_{\text{ст}} = 90 \text{ мм}$. Длина шпонки из ряда $l = 80 \text{ мм}$.

$$l_p = 80 - 18 = 62 \text{ мм.}$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 614,8 \cdot 10^3}{65 \cdot 62 \cdot (11 - 7,0)} = 76,3 \text{ МПа}$$

Шпонка не сминается.

8.3 Шпонка на выходном конце вала колеса. Расчет на смятие

$$T_{\text{вк}} = 614,8 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}, \quad d_{1\text{к}} = 50 \text{ мм}, \quad b = 14 \text{ мм}, \quad h = 9 \text{ мм}, \quad t_1 = 5,5 \text{ мм}, \\ t_2 = 3,8 \text{ мм}.$$

Длина ступени равна длине полумуфты $l_{\text{ст}} = 110$ мм. Длина шпонки

$$l = 100 \text{ мм}, \quad l_p = 86 \text{ мм}$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 614,8 \cdot 10^3}{50 \cdot 86 \cdot (9 - 5,5)} = 81,7 \text{ МПа}$$

Шпонка не сминается.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе был произведен кинематический расчет привода, рассчитаны клиноременная передача и зубчатая цилиндрическая передача, рассчитаны валы по эквивалентному моменту, подобраны и рассчитаны подшипники, муфта и шпонки. Также была прорисована компоновка редуктора, начерчен сборочный чертеж редуктора и составлена спецификация. В качестве графического пакета использовался Компас-График.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ерохин М.Н., Карп А.В. и др. Детали машин и основы конструирования. М.: 2004.
2. Иванов М.Н. Детали машин. М.: 2003.
3. Чернавский С.А., Боков К.Н. , Чернин И.М., и др. Курсовое проектирование деталей машин. М.: 2013.
4. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование детали машин: - М.: Высшая школа, 1999.