

ЗАДАНИЕ

Рассчитать привод конвейера

Лента конвейера (см. рис. 5.1) передает тяговую силу F_t и перемещается со скоростью v . Диаметр барабана конвейера D . Режим нагрузки постоянный; редуктор предназначен для длительной эксплуатации и мелкосерийного производства с нереверсивной передачей. Данные своего варианта взять из табл. 5.1 и занести в табл. 5.2

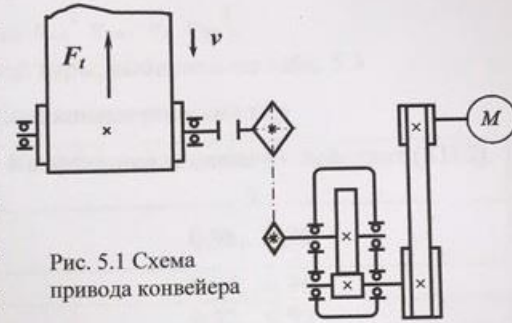


Рис. 5.1 Схема привода конвейера

Таблица 5.1 Значения параметров задания

Тяговая сила; F_t , кН	20	42	22	30	35	28	Передаточное число передачи		Диаметр барабана, D_6 , мм
	Скорость перемещения ленты; v , м/с						зубчатой	цепной	
№ варианта задания	01	02	03	04	05	06	4	5	260
	07	08	09	10	11	12	5	4	280
	13	14	15	16	17	18	4	5	300
	19	20	21	22	23	24	5	4	320
	25	26	27	28	29	30	4	5	340
	31	32	33	34	35	36	5	4	360

Таблица 5.2 Данные своего варианта

№ варианта	Скорость перемещения ленты конвейера; v , м/с	Тяговая сила; F_t , кН	Диаметр барабана; D_6 , мм	Передаточное число передачи; u_i	
				зубчатой	цепной

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

Подобрать электродвигатель для привода конвейера и рассчитать его основные кинематические параметры

1. Определяем требуемую мощность электродвигателя, $P_{дв}$, кВт:

$$P_{дв} = (F_t \cdot v) / \eta_{общ}$$

$$\eta_{общ} = \eta_{рем} \cdot \eta_{зуб} \cdot \eta_{пк}^2 \cdot \eta_{цеп} \cdot \eta_m \cdot \eta_{пк}^2,$$

где η_i — КПД каждой кинематической пары, выбираем по табл. 5.3

Таблица 5.3 Некоторые характеристики кинематических пар

Тип передачи	Коэффициент полезного действия (КПД), η
Закрытая зубчатая цилиндрическая	0,96...0,98
Ременная (все типы)	0,94...0,96
Цепная (все типы)	0,92...0,95
Муфта соединительная	0,98
Подшипники качения (одна пара)	0,99...0,995

2. Определяем частоту вращения ведомого вала привода конвейера, n_B , об/мин:

$$n_B = 60000 \cdot v / (\pi \cdot D_B)$$

3. Подбираем электродвигатель из соотношения $P_{дв} \leq P_{д}^1$

где $P_{д}$ — табличное значение мощности двигателя, кВт, выбираем табл. 5.4

Таблица 5.4 Электродвигатели асинхронные серии 4А, (см. рис. 5.2).

Синхронная частота вращения вала двигателя — $n_{дс} = 1000$ об/мин

Тип двигателя	Мощность $P_{д}$, кВт	Основные размеры двигателя, мм				
		l_{30}	h_{30}	d_{30}	d_1	l_1
4А112МА6У3	3	452	310	260	32	80
4А112МВ6У3	4					
4А132S6У3	5,5	480	350	302	38	80
4А132М6У3	7,5	530				
4А160S6У3	11	624	430	358	48	110
4А160М6У3	15	667				
4А180М6У3	18,5	702	470	410	55	140
4А200М6У3	22	790				
4А200L6У3	30	830	535	450	60	140

¹ Выбранный двигатель подчеркнуть в табл. 5.4 и занести его параметры в табл. 5.5

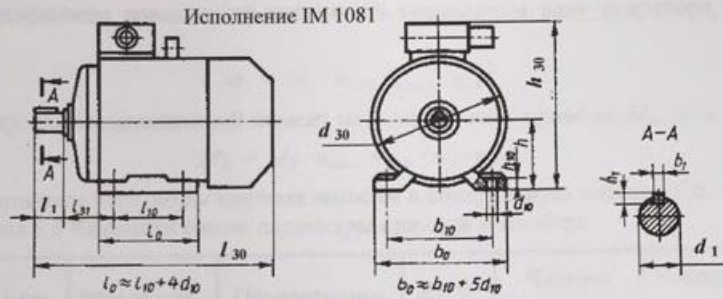


Рис. 5.2 Электродвигатель асинхронный серии 4А ГОСТ 19523-81 г.

Таблица 5.5 Параметры выбранного электродвигателя

Тип двигателя	Мощность, P_d , кВт	Синхронная частота вращения, n_d , об/мин	Диаметр вала двигателя, d_1 , мм	Габаритные размеры, мм		
				l_{30}	h_{30}	d_{30}

4. Определяем общее передаточное число привода, $u_{общ}$:

$$u_{общ} = n_d / n_b$$

5. Определяем передаточное число ременной передачи привода конвейера, $u_{рем}$:

$$u_{рем} = u_{общ} / (u_{зуб} \cdot u_{цеп}),$$

где $u_{зуб}$ и $u_{цеп}$ — передаточные числа зубчатой и цепной передач (см. табл. 5.2).

6. Определяем частоту вращения быстроходного вала редуктора, n_1 , об/мин:

$$n_1 = n_d / u_{рем}$$

7. Определяем частоту вращения тихоходного вала редуктора, n_2 , об/мин:

$$n_2 = n_1 / u_{зуб}$$

8. Определяем вращающий момент на валу двигателя привода, M_d , Н·м:

$$M_d = 9550 \cdot P_d / n_d$$

9. Определяем вращающий момент на быстроходном валу редуктора, M_1 , Н·м:

$$M_1 = M_d \cdot u_{рем} \cdot \eta_{рем}$$

10. Определяем вращающий момент на тихоходном валу редуктора, M_2 , Н·м:

$$M_2 = M_1 \cdot u_{зуб} \cdot \eta_{зуб} \cdot \eta_{пк}^2$$

11. Определяем вращающий момент на ведомом валу привода, $M_Б$, Н·м:

$$M_Б = M_2 \cdot u_{цеп} \cdot \eta_{цеп} \cdot \eta_м \cdot \eta_{пк}^2$$

Рассчитанные параметры привода заносим в контрольную таблицу 5.6

Таблица 5.6 Кинематические параметры привода конвейера

Кинематическая пара	Мощность, P_i , кВт	Передаточное число, u_i	КПД, η	Частота вращения, n_i , об/мин	Вращающий момент, M_i , Н·м
Двигатель	$P_д$	—	—	$n_д$	$M_д$
Ременная передача	$P_д$	$u_{рем}$	$\eta_{рем}$	$n_д$	$M_д$
Зубчатая передача	$P_1 = P_д \cdot \eta_{рем}$	$u_{зуб}$		n_1	M_1
Цепная передача	$P_2 = P_1 \cdot \eta_{зуб}$	$u_{цеп}$		n_2	M_2
Барабан конвейера	$P_Б = P_2 \cdot \eta_{цеп}$	$u_{общ}$	$\eta_{общ}$	$n_Б$	$M_Б$

Примечания:

1. Определить мощность отдельных последовательно соединенных передач можно по формуле:

$$P_{ведом} = P_{ведущ} \cdot \eta_i$$

где $P_{ведом}$ – мощность на ведомом валу передачи, кВт; $P_{ведущ}$ – мощность на ведущем валу передачи, кВт; η_i – КПД передачи (см. табл. 5.3).

Например: быстроходный вал редуктора является для зубчатой передачи ведущим валом, а для ременной – ведомым.

2. Чертеж схемы привода конвейера вычерчивается в соответствии с рис. 5.3. Для вычерчивания элементов кинематических пар привода используется ГОСТ 2.770-68 «ЕСКД. Элементы кинематики».

3. На чертеже схемы привода конвейера указать наименование кинематических пар.

РАСЧЕТ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Рассчитать основные параметры, размеры и силы в зацеплении закрытой косозубой передачи одноступенчатого цилиндрического редуктора с прирабатывающимися зубьями привода конвейера

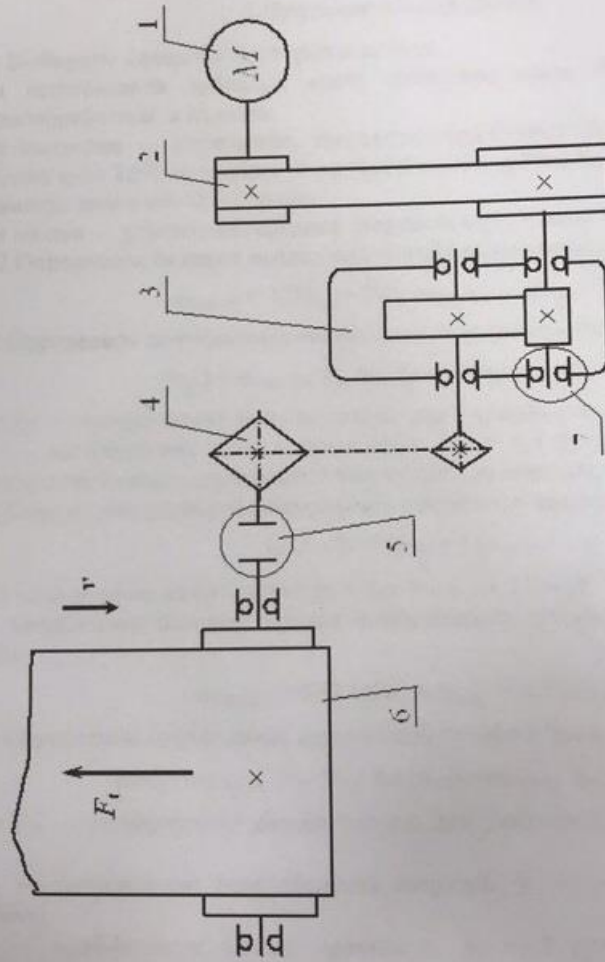


Рис. 5.3 Схема привода конвейера:

- 1 — электродвигатель; 2 — ременная передача;
- 3 — зубчатый цилиндрический редуктор;
- 4 — цепная передача; 5 — муфта; 6 — барабан с лентой;
- 7 — подшипниковый радиальный шариковый

Данные для расчета взять в табл. 5.6 и занести в табл. 5.7

Таблица 5.7 Исходные данные зубчатой передачи

Передача	Мощность на быстроходном валу (б/х), P_1 , кВт	Передаточное число, $u_{зуб}$	КПД, $\eta_{зуб}$	Частота вращения б/х вала, n_1 , об/мин	Вращающий момент на б/х валу, M_1 , Н·м
Зубчатая					

1 Предварительный расчет

1.1 Выбираем материал шестерни и колеса:

для изготовления зубчатых колес выбираем сталь 40XH с различной термообработкой, а именно:

для шестерни — улучшение, твердость сердцевины $H_1 = 269...302$ НВ и закалка зуба ТВЧ до твердости на поверхности зубьев $H_1 = 48...53$ HRC₃ при диаметре заготовки $D \leq 200$ мм;

для колеса — улучшение, средняя твердость сердцевины $H_2 = 269...302$ НВ

1.2 Определяем базовый предел контактной выносливости, σ_{Hlimb} , МПа:

$$\sigma_{Hlimb1} = 17H_{1cp} + 200; \sigma_{Hlimb2} = 2H_{2cp} + 70$$

1.3 Определяем допускаемые контактные напряжения, $[\sigma_H]$, МПа:

$$[\sigma_{H1}] = \sigma_{Hlimb1} Z_N / S_H; [\sigma_{H2}] = \sigma_{Hlimb2} Z_N / S_H,$$

где Z_N — коэффициент долговечности, для учебных расчетов примем $Z_N \approx 1$; S_H — коэффициент запаса прочности, $S_H = 1,1$ (улучшенные, объемно-закаленные колеса с однородной структурой материала).

1.4 Определяем условное допускаемое контактное напряжение, $[\sigma_H]$, МПа:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}])$$

при этом должно выполняться условие $[\sigma_H] \leq 1,23[\sigma_{H2}]^2$

1.5 Определяем базовый предел выносливости зубьев при изгибе, σ_{Flimb} , МПа:

$$\sigma_{Flimb1} = 550 \text{ МПа}; \sigma_{Flimb2} = 1,75H_{2cp}$$

1.6 Определяем допускаемое напряжение изгиба зубьев, $[\sigma_{Fi}]$ МПа:

$$[\sigma_{F1}] = \sigma_{Flimb1} Y_N \cdot Y_A / S_F; [\sigma_{F2}] = \sigma_{Flimb2} Y_N \cdot Y_A / S_F,$$

где Y_N — коэффициент долговечности, для учебных расчетов примем $Y_N \approx 1$;

Y_A — коэффициент реверсивности нагрузки, $Y_A = 1$ — при нереверсивной работе;

S_F — коэффициент запаса прочности, $S_F = 1,7$ (улучшенные, объемно-закаленные колеса с однородной структурой материала).

2 Проектировочный расчет

2.1 Определяем межосевое расстояние, a_w , мм:

² При невыполнении условия прочности более чем на 5% необходимо заменить марку материала или вид термообработки зубчатых колес.

$$a_w \geq K_a(u+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{M_1 \cdot K_{H\beta}}{\Psi_{ba} \cdot u \cdot [\sigma_H]^2}}$$

где M_1 — вращающий момент, действующий на валу шестерни, Н·м;
 Ψ_{ba} — коэффициент ширины зубчатого колеса по межцентровому расстоянию, выбирается из стандартного ряда: $\Psi_{ba} = 0,2; 0,25; 0,315; 0,4$
 $K_{H\beta}$ — коэффициент учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии, $K_{H\beta} = 1,022$;
 K_a — вспомогательный коэффициент, для косозубых передач $K_a = 410 \text{ КПа}^{1/3}$;
 $u_{зуб}$ — передаточное число зубчатой передачи.

Полученное значение a_w округляют до ближайшего большего стандартного значения: 100, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500.

2.2 Определяем ширину зубчатого венца, b_i , мм:

$$b_2 = \Psi_{ba} \cdot a_w; b_1 = b_2 + 5$$

2.3 Определяем нормальный модуль зубьев колес, m_n , мм:

$$m_n \geq K_m \frac{M_1 \cdot K_{F\beta}(u+1)}{a_w \cdot b_2 \cdot [\sigma_{F2}]}$$

где K_m — вспомогательный коэффициент, для косозубых колес $K_m = 2,8 \cdot 10^3$;
 $K_{F\beta}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, $K_{F\beta} = 1,017$.

Полученное значение модуля округляют до ближайшего большего стандартного значения: 1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 2,25; 2,5; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 8,0; 9,0; 10.

2.4 Определяем угол наклона зубьев, β_{min} , градус:

$$\beta_{min} = \arcsin(4 \cdot m_n / b_2)$$

2.5 Определяем суммарное число зубьев:

$$z_{\Sigma} = 2a_w \cos \beta_{min} / m_n$$

2.6 Определяем числа зубьев колес:

$$z_1 = z_{\Sigma} / (u_{зуб} + 1); z_2 = z_{\Sigma} - z_1$$

2.7 Определяем фактический угол наклона зуба, β , градус

$$\beta = \arccos(0,5z_{\Sigma} \cdot m_n / a_w)$$

3. Расчет геометрических, кинематических и силовых параметров передачи

При расчетах все линейные и угловые параметры передачи следует округлять с точностью до третьего знака после запятой.

Изобразить рис. 5.4 и написать название всех параметров цилиндрического

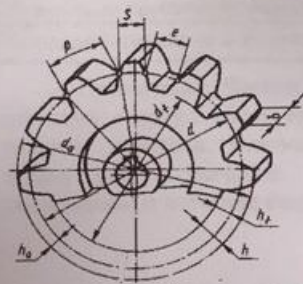


Рис. 5.4 Геометрические параметры

эвольвентного колеса.

3.1 Определяем делительный диаметр зубьев колес, d_i , мм:

$$d_1 = m_n \cdot z_1 / \cos\beta; \quad d_2 = m_n \cdot z_2 / \cos\beta$$

3.2 Определяем диаметр вершин зубьев колес, d_{a_i} , мм:

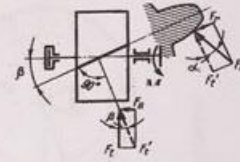
$$d_{a1} = d_1 + 2m_n; \quad d_{a2} = d_2 + 2m_n.$$

3.3 Определяем диаметр впадин зубьев колес, d_{f_i} , мм:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n; \quad d_{f2} = d_2 - 2,5m_n.$$

3.4 Определяем окружную скорость колес, v , м/с:

$$v = \pi d_1 \cdot n_1 / 60000$$



Назначаем степень точности передачи :

Степень точности передачи	6	7	8	9	Рис. 5.5 Схема сил, действующих в косозубой
Окружная скорость колес (max), м/с	30	15	10	4	

3.5 Определяем усилия в зубчатом зацеплении (рис. 5.5):

$$\text{Окружная сила (Н): } F_{t1} = 2000 \cdot M_1 / d_1$$

$$\text{Радиальная сила (Н): } F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan\alpha / \cos\beta$$

$$\text{Осевая сила (Н): } F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan\beta,$$

где α — угол зацепления, $\alpha = 20^\circ$.

Рассчитанные параметры зубчатой передачи заносят в контрольную таблицу 5.8

Таблица 5.8 Параметры зубчатой передачи

Параметры	Значения
Делительный диаметр колеса; d_2 , мм	
Диаметры вершин зубьев колес, мм	d_{a1}, d_{a2}
Ширины венцов зубчатых колес; мм	b_1, b_2
Нормальный модуль зубьев колес; m_n , мм	
Число зубьев колес	Z_1, Z_2
Угол наклона зубьев колес, β , градус	
Межосевое расстояние передачи; a_w , мм	
Силы, действующие в зацеплении, Н	$F_{t1} = F_{t2}; F_{r1} = F_{r2}; F_{a1} = F_{a2}$

Примечание. Чертеж схемы зубчатой передачи должен иметь два вида передачи: сверху и сбоку. На чертеже должны быть проставлены габаритные размеры передачи, межосевое расстояние, числа и нормальный модуль зубьев колес, значение и направление угла наклона зубьев колес, направление и значение скорости вращения шестерни (см. рис. 5.6)

РАСЧЕТ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

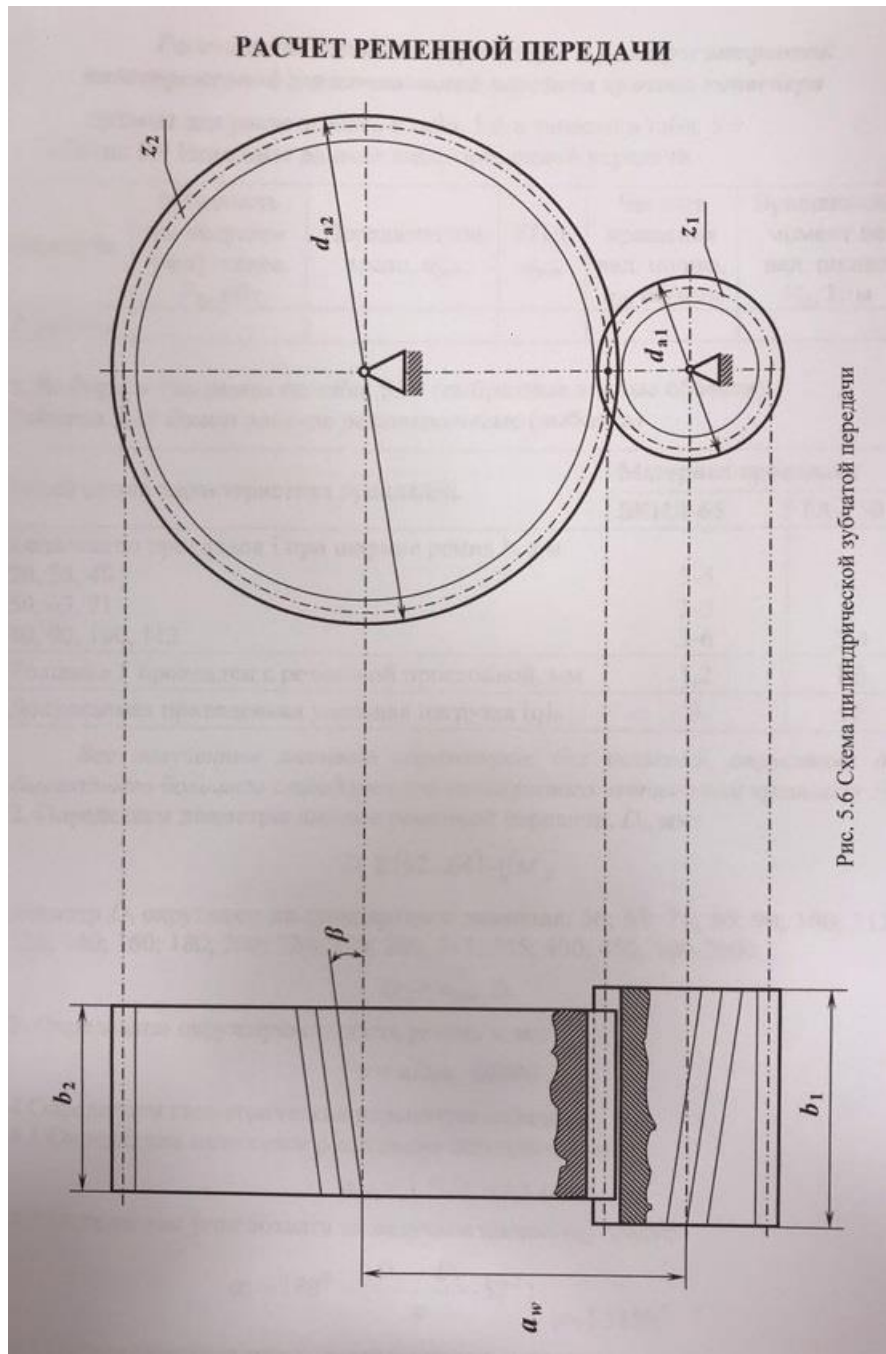


Рис. 5.6 Схема цилиндрической зубчатой передачи

**Рассчитать основные параметры и размеры открытой
плоскоременной горизонтальной передачи привода конвейера**

Данные для расчета взять в табл. 5.6 и занести в табл. 5.9
Таблица 5.9 Исходные данные плоскоременной передачи

Передача	Мощность на ведущем (вед) шкиве, P_d , кВт	Передаточное число, $u_{рем}$	КПД, $\eta_{рем}$	Частота вращения вед. шкива, n_d , об/мин	Вращающий момент на вед. шкиве, M_d , Н·м
Ременная					

1. Выбираем тип ремня по табл. 5.10 (выбранные данные обвести)
Таблица 5.10 Ремни плоские резинотканевые (выборка)

Техническая характеристика прокладок	Материал прокладки	
	БКНЛ-65	ТА-150
Количество прокладок i при ширине ремня b , мм 20, 25, 40 50, 63, 71 80, 90, 100, 112	3-5 3-5 3-6	3-4
Толщина l прокладки с резиновой прослойкой, мм	1,2	1,3
Допускаемая приведенная удельная нагрузка $[q]_0$	3	10

Все полученные значения параметров, без указаний, округляют до ближайшего большего стандартного числа (целого четного или кратного 5)

2. Определяем диаметры шкивов ременной передачи, D_1 , мм:

$$D_1 \geq (52 \dots 64) \cdot \sqrt[3]{M_d}$$

диаметр D_1 округляют до стандартного значения: 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500-2000.

$$D_2 \geq u_{рем} \cdot D_1$$

3. Определяем окружную скорость ремня, v , м/с:

$$v = \pi D_1 n_d / 60000$$

4 Определяем геометрические параметры передачи

4.1 Определяем межосевое расстояние передачи, a , мм:

$$a_{\min} \geq 1,5(D_1 + D_2), a$$

4.2 Определяем угол обхвата на ведущем шкиве, α_1 , градус:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \left(\frac{D_2 - D_1}{a} \cdot 57^\circ \right), [\alpha_1] \geq 150^\circ$$

4.3 Определяем угол между ветвями ремня, γ , градус:

$$\gamma = (180^\circ - \alpha_1)/2$$

4.5 Определяем расчетную длину ремня, L_p , м:

$$L_p \geq 2 \cdot a + \frac{\pi(D_1 + D_2)}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a}$$

5. Определяем частоту пробегов ремня, Π , об/с:

$$\Pi = v/L_p, [\Pi] \leq 10 \text{ об/с}$$

6. Определяем окружную силу, передаваемую ремнем, F_t , Н:

$$F_t = 2000 \cdot M_{д1}/D_1$$

7. Определяем допускаемую рабочую нагрузку, $[q]$, Н/мм:

$$[q] = [q]_0 \cdot C_0 \cdot C_\alpha \cdot C_v / C_p,$$

где $[q]_0$ — допускаемая приведенная удельная нагрузка, см. табл. 5.10;

C_0 — коэффициент угла наклона линии центров шкивов к горизонту, для горизонтальной передачи $C_0=1$;

C_α — коэффициент угла обхвата малого шкива:

α_1^0	180	170	160	150
C_α	1,0	0,97	0,94	0,91

C_v — коэффициент влияния центробежных сил:

v , м/с	1	10	20	30
C_v	1,04	1,0	0,88	0,68

C_p — коэффициент динамичности нагрузки и режима работы,

$C_p=1$ — нагрузка спокойная; $C_p=1,2$ — с умеренными колебаниями.

8. Определяем ширину ремня (мм):

$$b \geq F_t / (i \cdot [q])$$

где i — количество прокладок в ремне, уточняем по табл. 5.11

Таблица 5.11 Рекомендуемый диаметр ведущего шкива

Количество прокладок, i	Диаметр шкива, мм; для скорости до, м/с					
	5	10	15	20	25	30
4	112	125	160	280	200	225
5	160	180	200	225	250	280
6	250	280	320	360	400	450

9. Определяем силу предварительного натяжения ремня, F_0 , Н:

$$F_0 = b \cdot i \cdot q_0$$

где q_0 — удельная сила предварительного натяжения, приходящаяся на 1 мм ширины 1 прокладки (Н/мм):

для передач с натяжением силами упругости (пружинами)

$$a \leq 2(D_1 + D_2) \quad q_0 = 2; \text{ или } a > 2(D_1 + D_2) \quad q_0 = 2,25;$$

при автоматическом натяжении ремня $q_0 = 2,5$.

10. Определяем нагрузку, действующую на валы и опоры, R , Н:

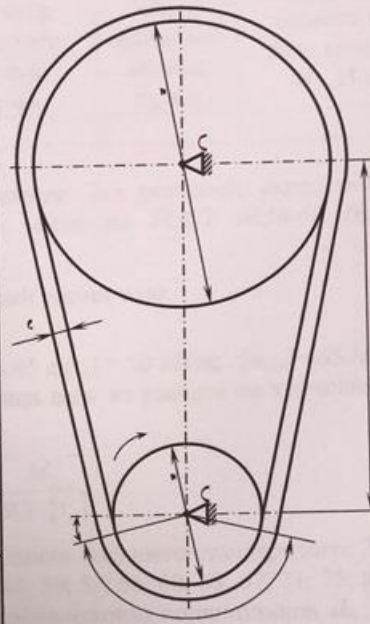
$$R = 2F_0 \cdot \sin(\alpha_1/2)$$

Рассчитанные параметры ременной передачи заносят в контрольную таблицу 5.12

Таблица 5.12 Параметры

плоскоремной передачи

Параметры	Значения
Диаметры шкивов, мм	D_1, D_2
Межосевое расстояние передачи; a , мм	
Угол обхвата ведущего шкива; α_1^0	
Угол между ветвями ремня; γ^0	
Окружную скорость ремня; v , м/с	
Размеры ремня; b, δ, L , мм	$b; \delta; L$
Нагрузка, действующая на валы; R , Н	



Примечание:

Чертеж схемы плоскоремной передачи должен иметь вид передачи сбоку. На чертеже должны быть проставлены габаритные размеры передачи, межосевое расстояние, диаметры шкивов, углы обхвата ведущего шкива и между ветвями ремня, направление и значение скорости вращения ремня (см. рис. 5.7).

РАСЧЕТ ВАЛА ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Расчитать ведомый вал одноступенчатого редуктора привода конвейера

Расположение опор относительно зубчатых колес симметрично. Сила, действующая на вал со стороны цепной передачи $F_{цеп}$, направлена под углом $\Theta = 30^0$ к горизонту. Зубчатое колесо вращается по ходу часовой стрелки, если смотреть на него со стороны звездочки. Данные для расчета взять в табл. 5.6 и табл. 5.8, занести в табл. 5.13

Таблица 5.13 Исходные данные

Силы в зацеплении, Н			Делительный диаметр зубчатого колеса; d_2 , мм	Ширина венца зубчатого колеса; b_2 , мм	Вращающий момент на валу колеса; M_2 , Н·м
F_{t2}	F_{r2}	F_{a2}			

Все полученные значения параметров, без указаний, округляют до ближайшего большего стандартного числа по ГОСТ 6636-69 (целого четного или кратного 5)

1 Проектировочный расчет вала

1.1 Выбираем материал вала

Для изготовления вала принимаем сталь 45 с $[\tau_k] = 20$ МПа; $[\sigma_{-1k}] = 65$ МПа.

1.2 Определяем диаметр выходного конца вала из расчета на кручение, d_B , мм:

$$d_B \geq 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_2}{0,2 \cdot [\tau_k]}}$$

округляем значение диаметра до ближайшего большего стандартного: 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85.

1.3 Определяем диаметр вала в местах расположения подшипников, $d_{П1}$, мм:

$$d_{П1} = d_B + 2 \cdot t,$$

где t — высота заплечика подшипника, выбирается из таблицы 5.14.

Расчетное значение $d_{П1}$ округляют до ближайшего большего числа делящегося на «5».

1.4 Определяем диаметр вала в месте установки зубчатого колеса, d_K , мм:

$$d_K = d_{П1} + 3 \cdot r,$$

где r — координата фаски подшипника, выбирается по таблице 5.14.

1.5 Определяем длину посадочного конца вала под звездочку, $l_{МГ}$, мм:

$$l_{МГ} = 1,5 \cdot d_B$$

1.6 Определяем длину промежуточного участка тихоходного вала, $l_{КТ}$, мм:

$$l_{КТ} = 1,2 \cdot d_{П1}$$

1.7 Определяем диаметр наружной резьбы конического конца вала, d_p , мм:

$$d_p = 0,9 \cdot [d_B - 0,1 l_{МГ}]$$

Примечание: Входной и выходной валы редукторов имеют цилиндрические или конические консольные участки для установки полумуфт, шкивов, звездочек, зубчатых колес. Размеры консольных участков стандартизированы:

ГОСТ 12080-66 «Концы валов цилиндрические»;

ГОСТ 12081-72 «Концы валов конические».

Таблица 5.14 Справочные параметры для конструирования вала

Параметры	Значения, мм									
	17-23	24-31	32-39	40-44	45-51	52-59	60-66	67-79	80-89	90-95
d_B	17-23	24-31	32-39	40-44	45-51	52-59	60-66	67-79	80-89	90-95
$t_{\text{цил}}$	3,0	3,5	3,5	3,5	4,0	4,5	4,6	5,1	5,6	5,6
$t_{\text{кон}}$	1,5	1,8	2,0	2,3	2,3	2,5	2,7	2,7	2,7	2,9
r	1,5	2,0	2,5	2,5	3,0	3,0	3,5	3,5	2,7	4,0

1.8 Эскизная разработка конструкции вала и оценка его размеров по чертежам

рис. 5.8, рис. 5.9, а. Конструктивно назначаем: l_1, l_2, l_3 :

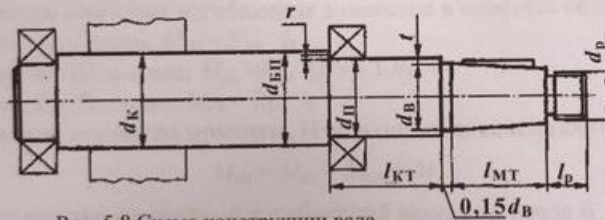


Рис. 5.8 Схема конструкции вала

$$l_2 = l_3 = b_2 / 2 + (20 \dots 30),$$

$$l_1 = l_2 + (10 \dots 20)$$

2 Проверочный расчет вала (см. рис. 5.9)

2.1 Определяем силу, действующую на вал со стороны цепной передачи, F_A , Н:

$$F_A = F_{\text{цеп}} = 125 \cdot \sqrt{M_2},$$

2.2 Силу F_A , с которой цепная передача действует на вал, раскладываем на составляющие в вертикальной и горизонтальной плоскостях (рис. 5.9, б)

$$F_{Ay} = F_A \cdot \sin \Theta = F_A \cdot \sin 30^\circ;$$

$$F_{Ax} = F_A \cdot \cos \Theta = F_A \cdot \cos 30^\circ$$

2.3 Определяем изгибающие моменты в опасных сечениях³ вала и строим эпюру в вертикальной плоскости (см. рис. 5.9, в) определяем реакции опор, Н:

$$\sum M_B = 0; F_{Ay} \cdot l_1 + F_i \cdot l_2 - R_{Гy}(l_2 + l_3) = 0; R_{Гy} = (F_{Ay} \cdot l_1 + F_i \cdot l_2) / (l_2 + l_3);$$

$$\sum M_{Г} = 0; F_{Ay}(l_1 + l_2 + l_3) - R_{By}(l_2 + l_3) - F_i \cdot l_3 = 0; R_{By} = [F_{Ay}(l_1 + l_2 + l_3) - F_i \cdot l_3] / (l_2 + l_3)$$

определяем значения изгибающих моментов в опасных сечениях, Н·м:

точка Б, сеч. I-I, справа, $M_{xB} = F_{Ay} \cdot l_1$

точка В, сеч. III-III, справа, $M_{xB} = F_{Ay} \cdot (l_1 + l_2) - R_{By} \cdot l_2$

точка В, сеч. III-III, слева, $M_{xB} = R_{Гy} \cdot l_3$

2.4 Определяем изгибающие моменты в опасных сечениях вала и строим эпюру в горизонтальной плоскости (см. рис. 5.9, г):

определяем реакции опор, Н:

$$\sum M_B = 0; F_{Ax} \cdot l_1 - F_r \cdot l_2 - F_a \cdot d_2 / 2 - R_{Гx}(l_2 + l_3) = 0; R_{Гx} = (F_{Ax} \cdot l_1 - F_r \cdot l_2 - F_a \cdot d_2 / 2) / (l_2 + l_3)$$

$$\sum M_{Г} = 0; F_{Ax}(l_1 + l_2 + l_3) - R_{Bx}(l_2 + l_3) + F_r \cdot l_3 - F_a \cdot d_2 / 2 = 0;$$

$$R_{Bx} = [F_{Ax} \cdot (l_1 + l_2 + l_3) + F_r \cdot l_3 + F_a \cdot d_2 / 2] / (l_2 + l_3)$$

2.5 Определяем значения изгибающих моментов в опасных сечениях, Н·м:

точка Б, сеч. I-I, справа, $M_{yB} = F_{Ax} \cdot l_1$

точка В, сеч. III-III, справа, $M_{yB} = F_{Ax} \cdot (l_1 + l_2) - R_{Bx} \cdot l_2$

точка В, сеч. III-III, слева, $M_{yB} = R_{Гx} \cdot l_3$

2.6 Определяем крутящие моменты, Н·м, в опасных сечениях (см. рис. 5.9, д):

$$M_{xB} = M_{кБ} = M_{кА} = M_2$$

2.7 Определяем эквивалентный изгибающий момент в точке Б, Н·м:

$$M_{эквIII B} = \sqrt{M_{xB}^2 + M_{yB}^2 + M_{кБ}^2}$$

2.8 Определяем диаметр посадочного места под подшипник, $d_{pБ}$, мм из упрощенного проверочного расчета вала на усталость:

$$d_{pБ} = \sqrt[3]{\frac{M_{эквIII B}}{0,1 \cdot [\sigma_{-1w}]}}$$

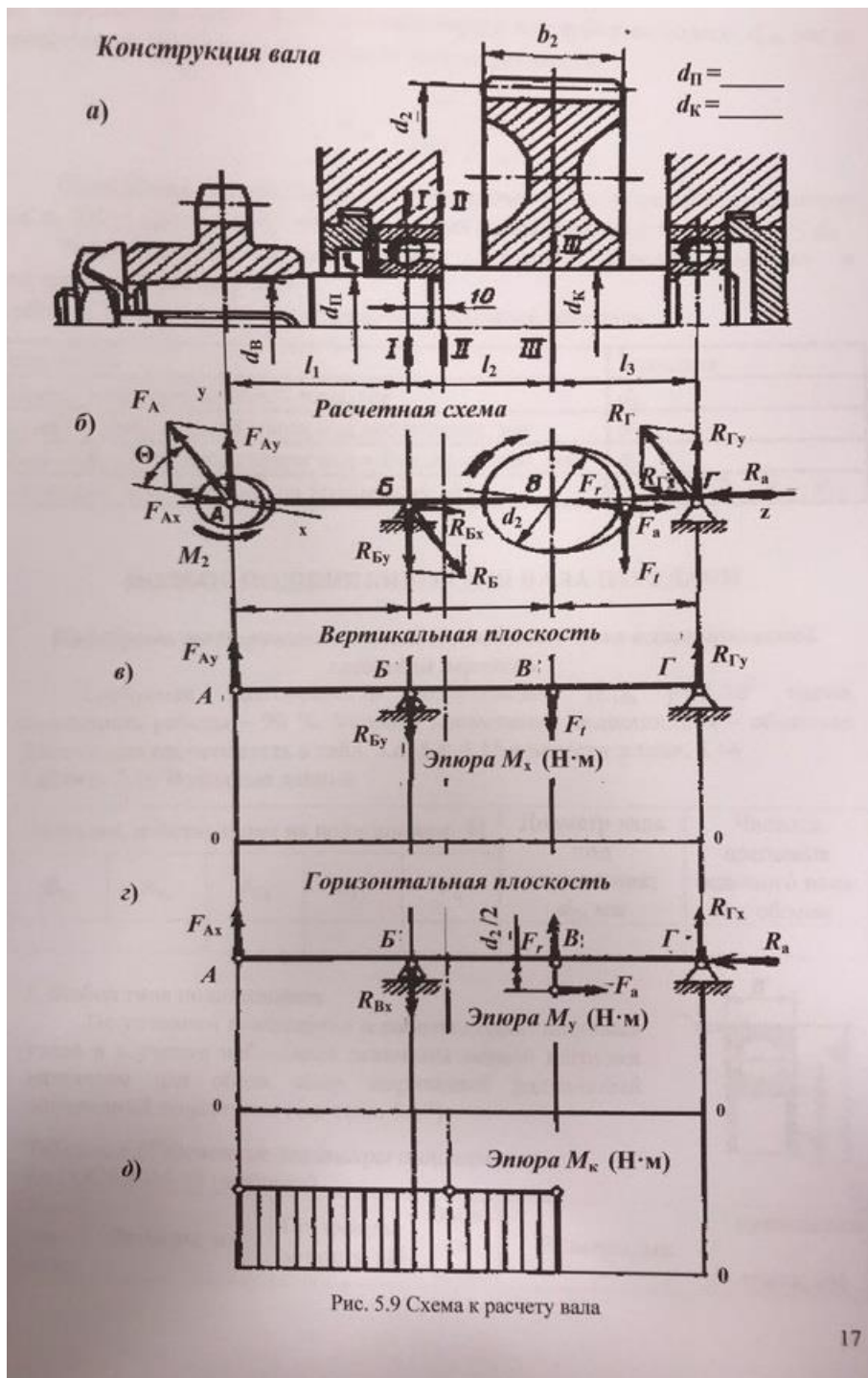
Сравниваем расчетный диаметр посадочного места под подшипник (см. п. 2.6) с принятым из конструктивных рекомендаций (см. п. 1.3) $d_{pБ} \leq d_{п}^4$.

2.9 Определяем эквивалентный изгибающий момент в точке В, Н·м:

$$M_{эквIII B} = \sqrt{M_{кБ}^2 + M_{yB}^2 + M_{xB}^2}$$

³ В соответствии с формой вала предположительно *опасными* являются сечения вала, в которых имеются концентраторы напряжений: I-I – посадка с натягом внутреннего кольца подшипника на вал; II-II – канавка для выхода шлифовального круга; III-III – шпоночный паз.

⁴ При несоответствии неравенства прочность вала в указанном сечении не обеспечивается.



2.10 Определяем диаметр посадочного места под зубчатое колесо, d_{pB} , мм из упрощенного проверочного расчета вала на усталость:

$$d_{pB} = \sqrt[3]{\frac{M_{экв III B}}{0,1 \cdot [\sigma_{-1u}]}}$$

Сравниваем расчетный диаметр посадочного места под зубчатое колесо (см. п. 2.8) с принятым из конструктивных рекомендаций (см. п. 1.4) $d_{pB} \leq d_K$.

Расчитанные параметры вала зубчатой передачи заносят в контрольную таблицу 5.15

Таблица 5.15 Параметры ведомого вала зубчатой передачи

Параметры	Значения
Диаметр выходного конца вала, мм	d_B
Диаметр посадочного места под подшипник, мм	d_{II}
Диаметр посадочного места под зубчатое колесо, мм	d_K
Нагрузки, действующие на подшипник, кН	$F_{a2}; R_{Bx}; R_{Гx}; R_{By}; R_{Гy}$

ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ ДЛЯ ВАЛА ПЕРЕДАЧИ

Подобрать подшипники качения для ведомого вала цилиндрической косозубой передачи

Требуемая долговечность подшипников $[L_{10h}] = 12 \cdot 10^3$ часов, надежность работы – 90 %. Условия применения подшипников – обычные. Данные для расчета взять в табл. 5.6, 5.8, 5.15 и занести в табл. 5.16

Таблица 5.16 Исходные данные

Нагрузки, действующие на подшипники; Н					Диаметр вала под подшипник; d_{II} , мм	Частота вращения ведомого вала; n_2 , об/мин
R_{Bx}	R_{By}	$R_{Гx}$	$R_{Гy}$	F_a		

1. Выбор типа подшипников

По условиям компоновки и работы подшипниковых узлов и с учетом небольшой величины осевой нагрузки назначаем для обеих опор шариковый радиальный однорядный подшипник (см. табл. 5.17)

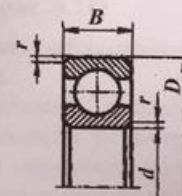


Таблица 5.17 Основные параметры подшипников по ГОСТ 8338-75 (выборка)

Обозначение	Размеры, мм	Грузоподъемность, кН	Обозначение	Размеры, мм	Грузоподъемность, кН

	d	D	B	r	C_r	C_{or}		d	D	B	r	C_r	C_{or}
204	20	47	14	1,5	12,7	6,2	210	50	90	20	2	35,1	19,8
205	25	52	15	1,5	14,0	6,95	211	55	100	21	2,5	43,6	25,0
206	30	62	16	1,5	19,5	10,0	212	60	110	22	2,5	52,0	31,0
207	35	72	17	2	25,5	13,7	213	65	120	23	2,5	56,0	34,0
208	40	80	18	2	32,0	17,8	214	70	125	24	2,5	61,8	37,5
209	45	85	19	2	33,2	18,6	215	75	130	25	2,5	66,3	41,0

По таблице 5.17 в соответствии с посадочным диаметром на вал, где $d = d_{II}$, выбираем подшипник и выписываем все его характеристики. В соответствии с условиями работы и типом подшипника принимаем коэффициенты для расчета: $V = 1$; $K_B = 1,3$; $K_T = 1$; $X = 1$; $Y = 0$; $a_1 = 1$; $a_{23} = 0,7$.

Все полученные значения параметров, без указаний, округляют до ближайшего большего стандартного числа по ГОСТ 6636-69 (целого четного или кратного 5)

2. Определяем суммарные реакции опор вала, R_i , Н (см. задача IV, рис. 5.9):

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2}; R_r = \sqrt{R_{rx}^2 + R_{ry}^2}$$

Далее расчет ведем по наиболее нагруженной опоре, $R_{i \max}$, Н.

3. Определяем эквивалентную динамическую нагрузку на подшипник, P_r , Н:

$$P_r = (VXR_{i \max} + YF_a) \cdot K_B \cdot K_T$$

4. Определяем скорректированную расчетную долговечность подшипника, L_{10ah} , час:

$$L_{10ah} = a_1 \cdot a_{23} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2}$$

5. Оцениваем пригодность выбранного подшипника по соотношению $L_{10ah} \geq [L_{10h}]$; и делаем вывод⁵.

Конструирование подшипникового узла (см. рис. 5.11)

Схема установки подшипников — «враспор» — вал зафиксирован в двух опорах, причем в каждой опоре в одном направлении.

В конструкции редуктора (см. рис. 5.11) применены закладные крышки, регулирование радиальных подшипников выполнено установкой компенсаторного кольца, установленного между торцами наружного кольца подшипника и крышки. Для удобства сборки компенсаторное кольцо нужно устанавливать со стороны глухой крышки подшипника. При установке радиальных шарикоподшипников между торцом наружного кольца

⁵ В выводе необходимо написать соблюдается ли условие пригодности. При несоответствии перерасчет не проводить.



Рис. 5.10 Схема осевого фиксирования вала

подшипника и торцом крышки подшипника оставляют зазор $a=0,2...0,5$ мм для компенсации тепловых деформаций (рис. 5.10).

Зазор оставляют со стороны крышки имеющей отверстие для выходного конца вала. Этот зазор на чертежах сборочных единиц не показывают. Для смазывания зубчатой передачи предусмотрена картерная смазка. При картерном

смазывании зубчатой передачи подшипники смазывают брызгами масла, стекающими с колес, валов и со стенок корпуса. Для смазывания выбираем индустриальное масло по таблицам 5.18 и 5.19

Таблица 5.18

Контактное напряжение $\sigma_H = [\sigma_H]$, МПа	Рекомендуемая кинематическая вязкость масла, $\text{мм}^2/\text{с}$; при окружной скорости колес, м/с		
	До 2	2...5	Свыше 5
Для зубчатых передач работающих при 40 °С			
До 600	34	28	22
600...1000	60	50	40

Таблица 5.19

Марка масла	Кинематическая вязкость, $\text{мм}^2/\text{с}$ (см. табл. 19)
Для зубчатых передач работающих при 40 °С	
И-Л-А-22	19...25
И-Г-А-32	29...35
И-Г-А-46	41...51
И-Г-А-68	61...75

Для предупреждения вытекания смазочного масла, а также для защиты от загрязнения извне, подшипниковые узлы снабжают уплотнительными устройствами — манжетами.

Примечания:

Чертеж схемы подшипникового узла ведомого вала зубчатой передачи вычерчивается в соответствии с рис. 5.9. Общий вид редуктора представлен на рис. 5.11. На чертеже указать наименование деталей, входящих в конструкцию подшипникового узла ведомого вала зубчатой передачи. К стандартным деталям относятся: подшипник, компенсаторное кольцо, гайка, шайба, манжета, шпонка.

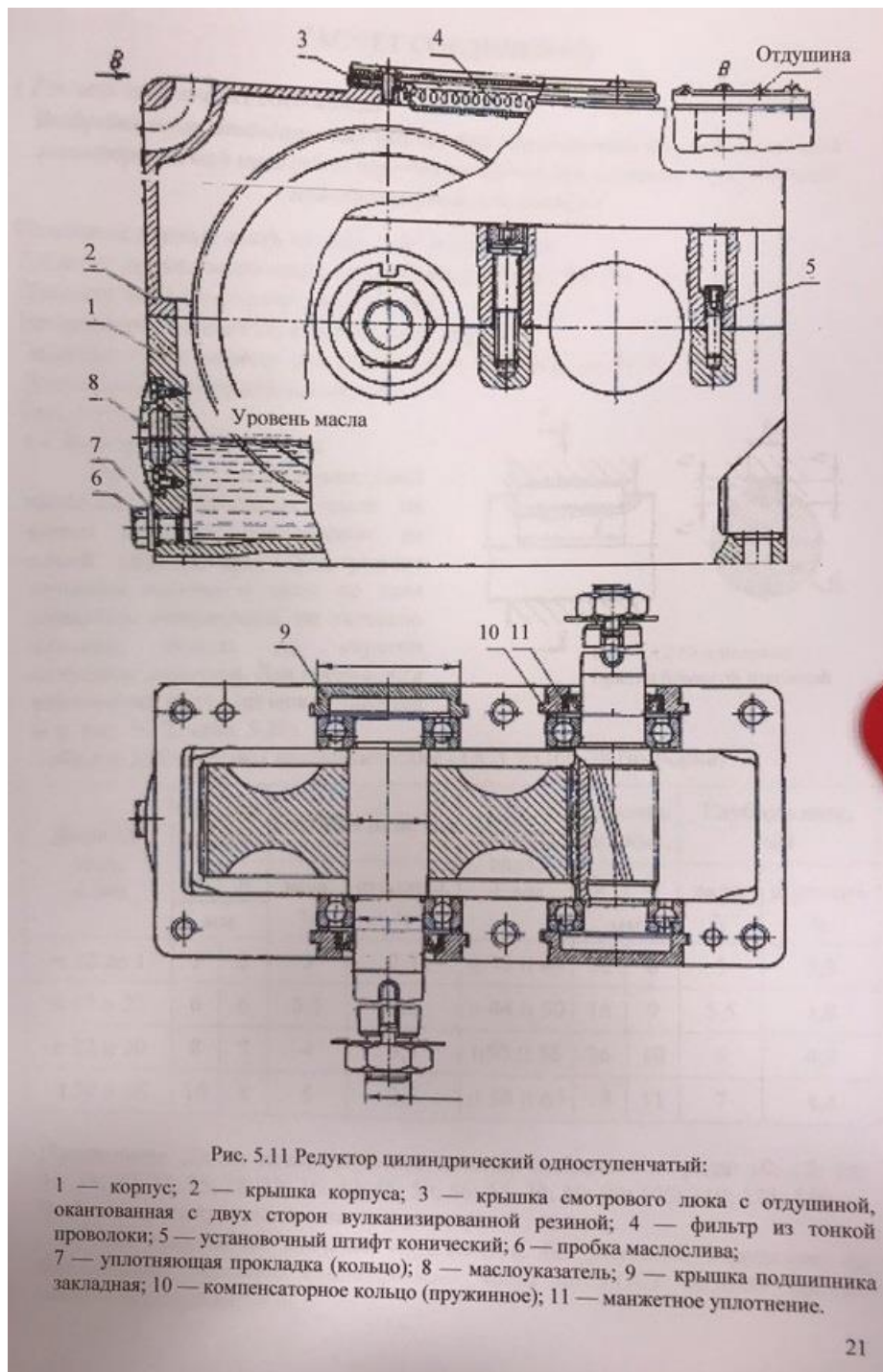


Рис. 5.11 Редуктор цилиндрический одноступенчатый:

1 — корпус; 2 — крышка корпуса; 3 — крышка смотрового лока с отдушиной, окантованная с двух сторон вулканизированной резиной; 4 — фильтр из тонкой проволоки; 5 — установочный штифт конический; 6 — пробка маслослива; 7 — уплотняющая прокладка (кольцо); 8 — маслоуказатель; 9 — крышка подшипника закладная; 10 — компенсаторное кольцо (пружинное); 11 — манжетное уплотнение.

РАСЧЕТ СОЕДИНЕНИЙ

1 Расчет шпоночных соединений

Выбрать тип стандартных шпоночных соединений для ведомого вала цилиндрической косозубой передачи с зубчатым колесом и звездочкой; подобрать размеры шпонок

Исходные данные взять из табл. 5.14 и табл. 5.16:

Диаметр посадочного места под зубчатое колесо; d_K , мм

Диаметр выходного конца вал; d_B , мм

Вращающий момент на ведомом валу; M_2 , Н·м

Эквивалентный момент (см. задача IV, п. 2.7); $M_{экв\ ШВ}$, Н·м

Допускаемое напряжение смятия,

$[\sigma]_{см} = 150$ МПа.

1.1 Выбор типа соединения

При конструировании нескольких шпоночных пазов на одном валу их располагают на одной образующей. Для разных ступеней одного и того же вала назначать одинаковые по сечению шпонки, исходя из ступени меньшего диаметра. Для соединений принимаем призматические шпонки (см. рис. 5.12, табл. 5.20)

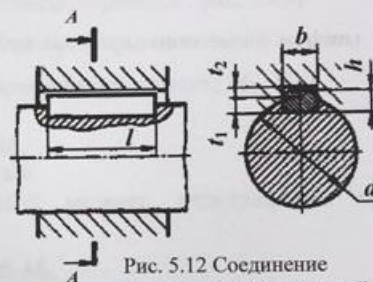


Рис. 5.12 Соединение призматической шпонкой

Таблица 5.20 Шпонки призматические ГОСТ 23360-78 (выборка)

Диаметр вала, d , мм	Сечение шпонки,		Глубина паза, мм		Диаметр вала, d , мм	Сечение шпонки,		Глубина паза, мм	
	b	h	вала,	ступицы,		b	h	вала,	ступицы,
	мм		t_1	t_2		мм		t_1	t_2
От 12 до 17	5	5	3	2,3	38 44	12	8	5	3,3
17 22	6	6	3,5	2,8	44 50	14	9	5,5	3,8
22 30	8	7	4	3,3	50 58	16	10	6	4,3
30 38	10	8	5	3,3	58 65	18	11	7	4,4

Примечание. Длину призматической шпонки выбирают из ряда: 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140.

Выбрали шпонку и выписываем параметры: b ; h ; t_1 ; t_2 .

Все полученные значения параметров, без указаний, округляют до ближайшего большего стандартного числа по ГОСТ 6636-69 (целого четного или кратного 5)

1.2 Определяем длину шпонки для соединения вала со звездочкой, l_{p1} , мм:

$$l_{p1} = \frac{2000 \cdot M_2}{d_B \cdot (h - t_1) \cdot [\sigma]_{см}}$$

с учетом конструктивного исполнения шпонки⁶ определяем l_1 , мм.

1.3 Определяем длину шпонки для соединения вала с зубчатым колесом, l_{p2} , мм:

$$l_{p2} = \frac{2000 \cdot M_2}{d_K \cdot (h - t_1) \cdot [\sigma]_{см}}$$

с учетом конструктивного исполнения шпонки определяем l_2 , мм.

2 Расчет штифта предохранительной муфты (см. рис. 5.13)

Определить диаметр срезного штифта предохранительной муфты

Исходные данные: передаваемый муфтой вращающий момент; M_B , Н·м, число штифтов – $z=1$,

материал штифта – сталь 45 с $\tau_n = 390$ МПа,

радиус расположения оси штифта; $R = 45$ мм.

2.1 Определяем предельный вращающий момент, передаваемый при нормальной работе муфты, $M_{пред}$, Н·м:

$$M_{пред} = 1,25 \cdot M_B$$

2.2 Определяем диаметр штифта из расчета на срез, $d_{ш}$, мм:

$$d_{ш} \geq \sqrt{\frac{4000 \cdot M_{пред}}{\pi \cdot \tau_B \cdot z \cdot R}}$$

принимаем штифт диаметром $d_{ш}$, мм.

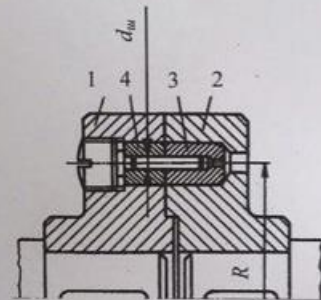


Рис. 5.13 Предохранительная дисковая муфта со срезным штифтом: 1, 2 – полумуфты; 3 – срезной штифт; 4 – втулки.

⁶ ГОСТ 23360-78 предусматривает по форме торцов призматические шпонки трех исполнений: А – со скругленными торцами $l = l_p + b$; В – с плоскими торцами $l = l_p$; С – с 1 скругленным торцом $l = l_p + b/2$.