

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ГІРНИЧИЙ КОЛЕДЖ
ДЕРЖАВНОГО ВИЩОГО НАВЧАЛЬНОГО ЗАКЛАДУ
«КРИВОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»

**РОЗРАХУНКОВО ГРАФІЧНІ РОБОТИ
"ДЕТАЛІ МАШИН"**

Для студентів спеціальності :

184 «Гірництво»

**“Експлуатація та ремонт гірничого електромеханічного обладнання та
автоматичних пристроїв ”**

Укладач: Ружович В.В.

Кривий Ріг
2015

ЗАДАНИЕ

Рассчитать привод конвейера линии ТО-1 и ЕО автомашин

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

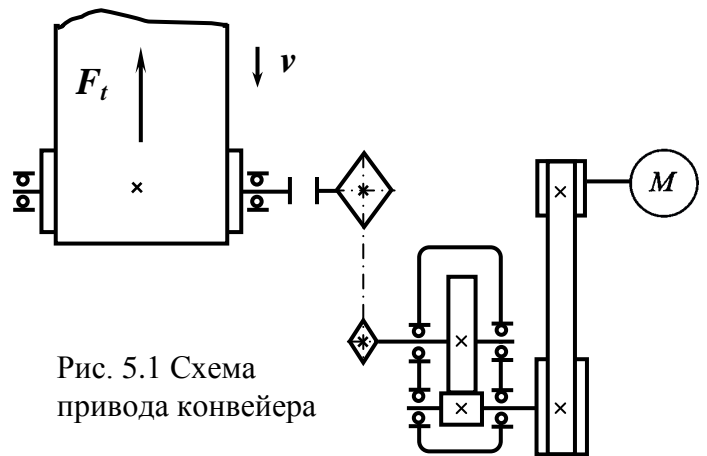


Таблица 5.1 Значения параметров задания

Тяговая сила; F_t , кН	20	42	22	30	35	28	Передаточное число передачи		Диаметр барабана, D_6 , мм
	0,16	0,30	0,25	0,19	0,22	0,15	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_b , мм	Передаточное число передачи; u_i	
				зубчатой	цепной

ЗАДАЧА I 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 $P_{дв} \leq P_d^1$

где P_d — 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 – $n_{д,с} = 1000$ об/мин

Тип двигателя	Мощность P_d , 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

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

Исполнение ИМ 1081

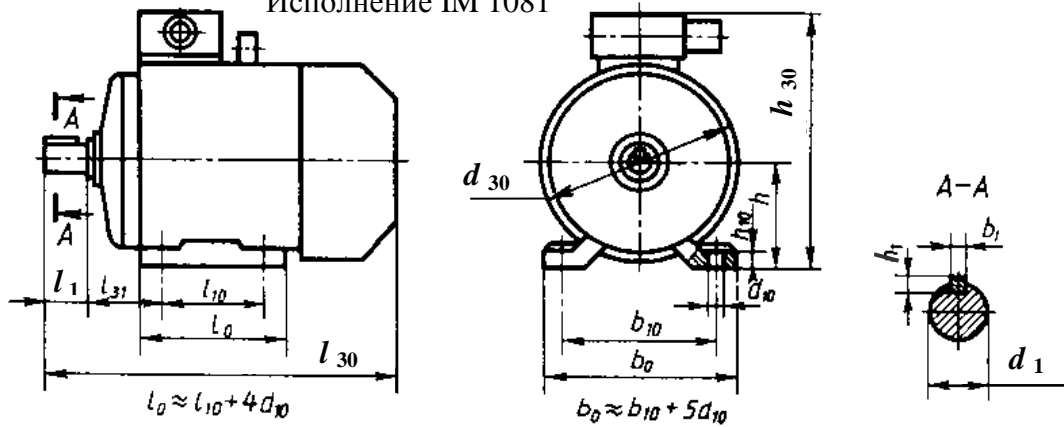


Рис. 5.2 Электродвигатель асинхронный серии 4А ГОСТ 19523-81 г.

4A132M6Y3	7,5	530				
4A160S6Y3	11	624	430	358	48	110
4A160M6Y3	15	667				
4A180M6Y3	18,5	702	470	410	55	
4A200M6Y3	22	790	535	450	60	140
4A200L6Y3	30	830				

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:

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

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

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

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

$$M_B = M_2 \cdot u_{\text{цеп}} \cdot \eta_{\text{цеп}} \cdot \eta_m \cdot \eta_{\text{пк}}^2$$

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_d	—	—	n_d	M_d
Ременная передача	P_d	$u_{\text{рем}}$	$\eta_{\text{рем}}$	n_d	M_d
Зубчатая передача	$P_1 = P_d \cdot \eta_{\text{рем}}$	$u_{\text{зуб}}$		n_1	M_1
Цепная передача	$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{зуб}}$	$u_{\text{цеп}}$		n_2	M_2
Барабан конвейера	$P_B = P_2 \cdot \eta_{\text{цеп}}$	$u_{\text{общ}}$	$\eta_{\text{общ}}$	n_B	M_B

Примечания:

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

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

где $P_{\text{ведом}}$ – мощность на ведомом валу передачи, кВт; $P_{\text{ведущ}}$ – 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.

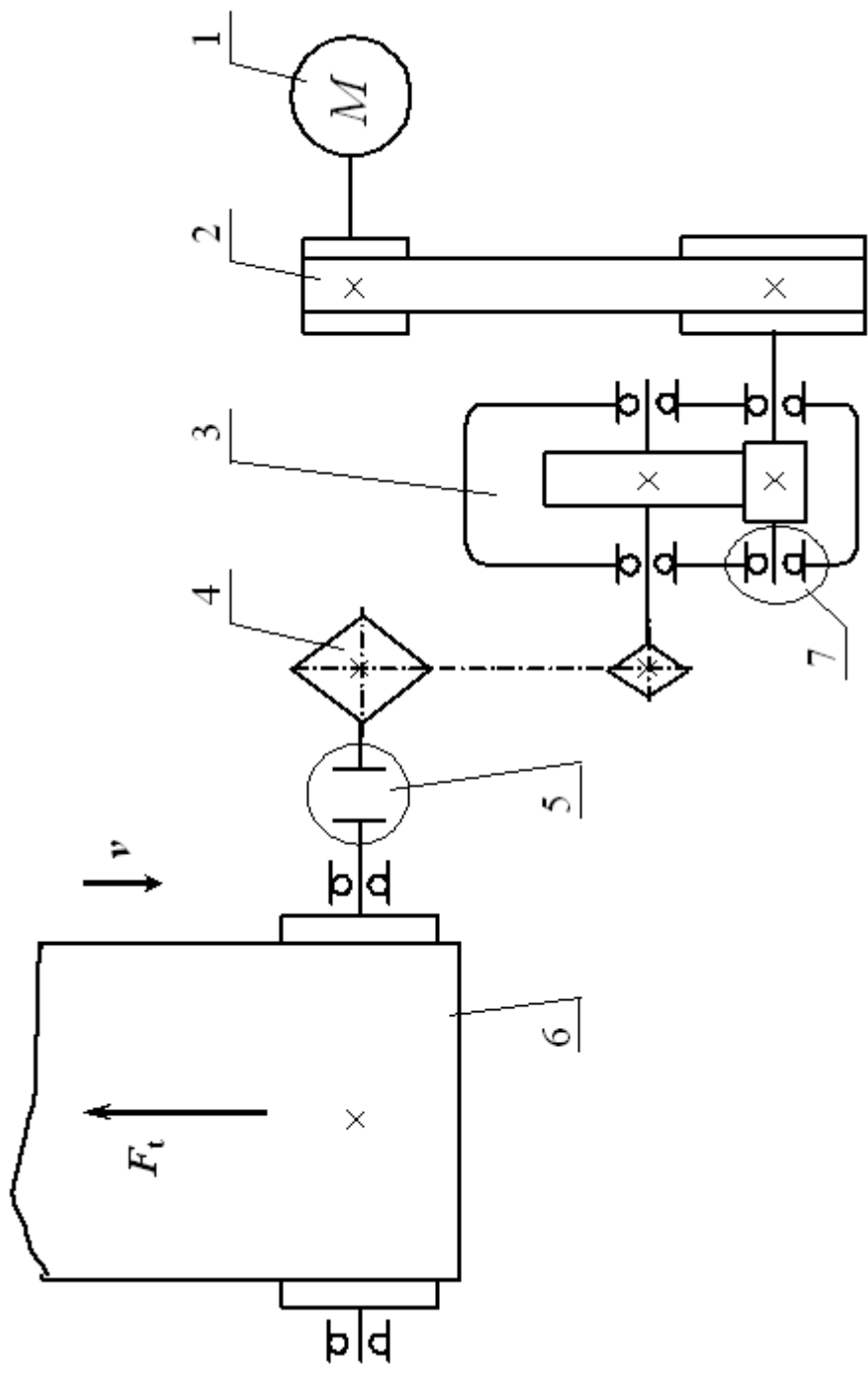


Рис. 5.3 Схема привода конвейера:

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

ЗАДАЧА II РАСЧЕТ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

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

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 40ХН с различной термообработкой, а именно:

для шестерни — улучшение, твердость сердцевины $H_1 = 269...302$ НВ и закалка зуба ТВЧ до твердости на поверхности зубьев $H_1 = 48...53$ HRC₉ 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, $[\sigma_{Hi}]$, 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:

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

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

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

Y_A — коэффициент реверсивности нагрузки, $Y_A = 1$ — при неревверсивной 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:

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

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:

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

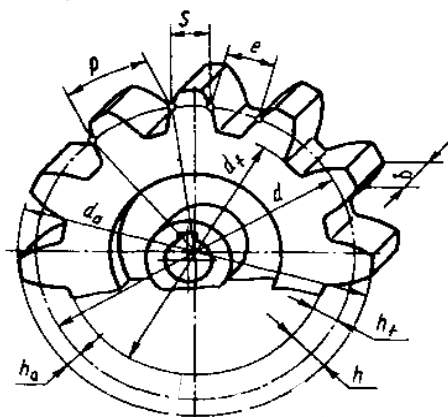


Рис. 5.4 Геометрические параметры

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 эвольвентного колеса.

3.1 Определяем делительный диаметр зубьев колес, d_i , мм:

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

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

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

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

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

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

Окружная скорость колес (max), м/с 30 15 10 4

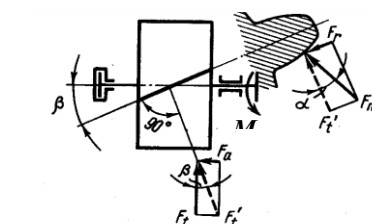


Рис. 5.5 Схема сил, действующих в косозубой

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

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

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

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

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)

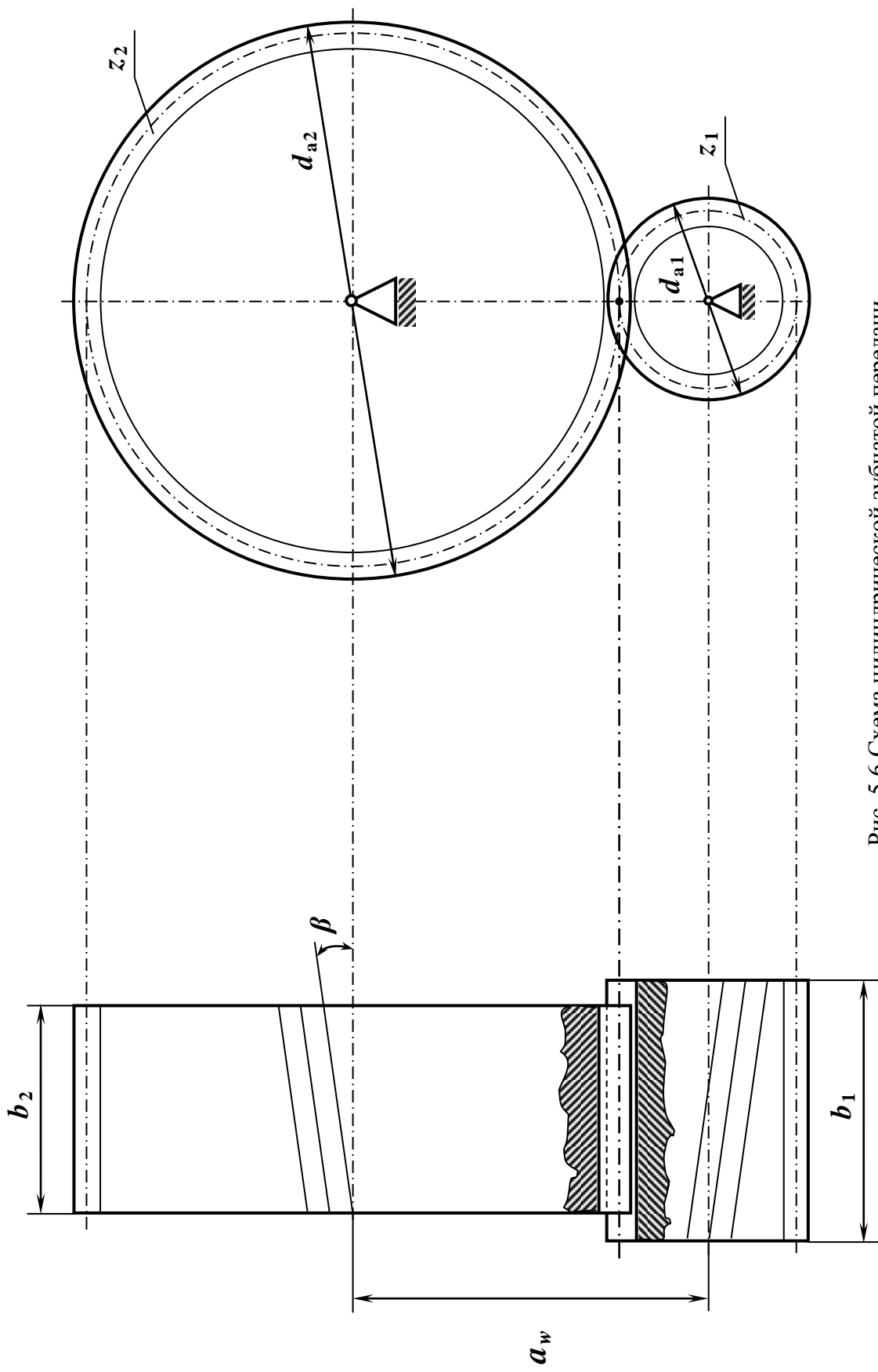


Рис. 5.6 Схема цилиндрической зубчатой передачи

