

Введение

Редуктором называется механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненный в виде отдельного органа и служащий для передачи вращения от вала двигателя к валу рабочей машины.

Назначение редуктора - понижение угловой скорости и повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с ведущим.

Применение редукторов обусловлено экономическими соображениями. Масса и стоимость двигателя при одинаковой мощности понижаются с увеличением его быстроходности. Оказывается, экономически целесообразным применение быстроходных двигателей с понижающей передачей, вместо тихоходного двигателя без передачи. Наиболее широко используются асинхронные двигатели с частотой 750 и 1500 оборотов в минуту.

Редуктор состоит из корпуса, в котором размещают элементы передачи - зубчатые колеса, валы, подшипники и т.д.

Редукторы классифицируют по следующим основным признакам: типу передачи (зубчатые, червячные или зубчато-червячные); числу ступеней (одноступенчатые, двухступенчатые и т.д.); типу зубчатых колес (цилиндрические, конические и т.д.); относительному расположению валов в пространстве (горизонтальные, вертикальные); особенностям кинематической схемы (развернутая, соосная, с раздвоенной ступенью и т.д.). В данном проекте разрабатывается зубчатый двухступенчатый коническо-цилиндрический редуктор.

Зубчатые передачи являются основным видом передач в машиностроении. Их основные преимущества: высокая нагрузочная способность, и, как следствие, малые габариты; большая долговечность и надежность работы; высокий КПД; постоянство передаточного отношения; возможность применения в широком диапазоне мощностей, скоростей, передаточных отношений. Недостатки: шум при работе, невозможность бесступенчатого изменения передаточного числа, незащищенность при перегрузках, возможность возникновения значительных динамических нагрузок из-за вибрации.

Подшипники служат опорами для валов. Они воспринимают радиальные и осевые нагрузки, приложенные к валу, и сохраняют заданное положение оси вращения вала. В данном приводе шариковые радиальные подшипники, которые воспринимают радиальную нагрузку в зубчатых цилиндрических передачах.

						Лист
						4
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Объя

						Лист
						5
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

1 Выбор электродвигателя и кинематический расчет

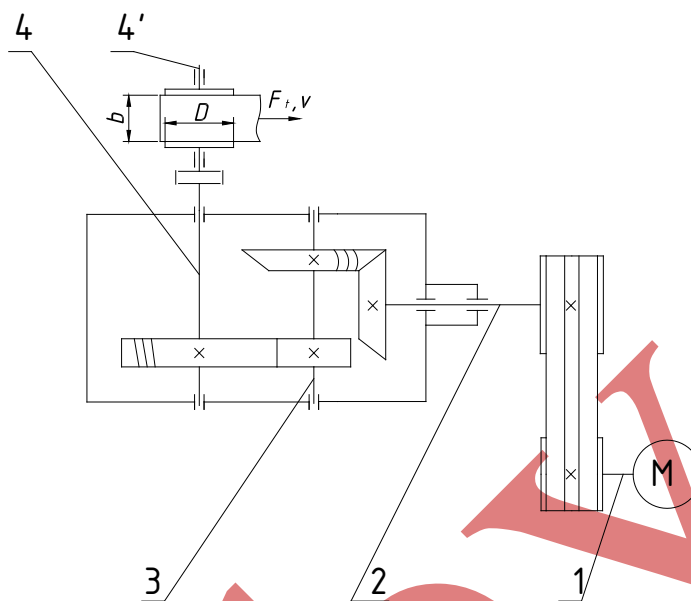


Рисунок 1.1 – Кинематическая схема привода

Исходные данные для проектирования:

Усилие на приводном валу $F_t = 650 \text{ Н}$.

Скорость ленты $v = 1,2 \text{ м/с}$.

Диаметр барабана $D = 375 \text{ мм}$.

Срок службы привода $L_c = 7 \text{ лет}$.

Коэффициенты $K_{zoo} = 0,35$; $K_{сут} = 0,85$.

Мощность на приводном валу

$$P = Fv = 0,65 \cdot 1,2 = 0,78 \text{ кВт}$$

Частота вращения приводного вала

$$n = \frac{60000v}{\pi D} = \frac{60000 \cdot 1,2}{3,14 \cdot 375} = 61,1 \text{ мин}^{-1}$$

Общий КПД привода [5, табл. 5.4]:

$$\eta_{об} = \eta_{з.к.} \cdot \eta_{з.ц.} \cdot \eta_{п.к.}^4 \cdot \eta_{м} \cdot \eta_{рем}$$

где $\eta_{з.к.} = 0,95$ - КПД зубчатой конической передачи,

$\eta_{з.ц.} = 0,97$ - КПД зубчатой цилиндрической передачи,

$\eta_{п.к.} = 0,99$ - КПД пары подшипников качения,

$\eta_{м} = 0,98$ - КПД муфты,

$\eta_{рем} = 0,95$ - КПД клиноременной передачи.

$$\eta_{об} = 0,95 \cdot 0,95 \cdot 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,99^4 = 0,824$$

Требуемая мощность электродвигателя:

$$P_{тр} = \frac{P}{\eta_{общ}} = \frac{0,78}{0,824} = 0,95 \text{ кВт}$$

Предварительно разбиваем общее передаточное число редуктора по ступеням:

$$u_k = 2,5, u_{\text{ц}} = 3,15.$$

Выбираем электродвигатель из условия $P_{\text{эд}} \geq P_{\text{тр}}$. Принимаем электродвигатель 4А80В6У3 (мощность $P_{\text{эд}} = 1,1$ кВт, частота вращения ротора $n_{\text{эд}} = 930$ мин⁻¹) [5, табл. 16.7.1].

Фактическое передаточное число привода

$$u = \frac{n_{\text{эд}}}{n_{\text{вых}}} = \frac{930}{61,1} = 15,2.$$

Передаточное число ременной передачи

$$u_{\text{рем}} = \frac{u_{\text{общ}}}{u_k u_{\text{ц}}} = 15,2 / (2,5 \cdot 3,15) = 1,93.$$

Частоты вращения валов

$$n_1 = 930 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{\text{рем}}} = \frac{930}{1,93} = 481,9 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_k} = \frac{481,9}{2,5} = 192,7 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_4 = n_{\text{ц}} = \frac{n_3}{u_{\text{ц}}} = \frac{192,7}{3,15} = 61,1 \text{ мин}^{-1}$$

Обработка

						Лист
						7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

2 Определение мощностей и крутящих моментов на валах привода

Мощности на валах привода

$$P_1 = 0,95 \text{ кВт}$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{рем}} \cdot \eta_{\text{п.к.}} = 0,95 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 0,89 \text{ кВт}$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{\text{к.л.}} \cdot \eta_{\text{п.к.}} = 0,89 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 0,84 \text{ кВт}$$

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_{\text{ц.л.}} \cdot \eta_{\text{п.к.}} = 0,84 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 0,8 \text{ кВт}$$

$$P_{4'} = P_4 \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{п.к.}} = 0,8 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 0,78 \text{ кВт}$$

Крутящие моменты

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9550 \cdot \frac{0,95}{930} = 9,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{P_2}{n_2} = 9550 \cdot \frac{0,89}{481,9} = 17,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_3 = 9550 \cdot \frac{P_3}{n_3} = 9550 \cdot \frac{0,84}{192,7} = 41,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_4 = 9550 \cdot \frac{P_4}{n_4} = 9550 \cdot \frac{0,80}{61,1} = 125 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_{4'} = 9550 \cdot \frac{P_{4'}}{n_{4'}} = 9550 \cdot \frac{0,78}{61,1} = 122 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Таблица 2.1 – Результаты кинематического и силового анализа

Номер вала	P, кВт	T, Н·м	n, мин ⁻¹
I	0,95	9,8	930
II	0,89	17,6	481,9
III	0,84	41,6	192,7
IV	0,80	125	61,1
IV'	0,78	122	61,1

3 Расчет передач

3.1 Расчет клиноременной передачи

По таблице 2.2.1 [5, с.16] при моменте $T_1 = 9,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$ на ведущем шкиве выбираем ремень сечения А и его размеры:

Размеры сечения $b_r = 11,0 \text{ мм}$

$$h = 8 \text{ мм}$$

Площадь сечения $S_1 = 81 \text{ мм}^2$

По табл.3.20 [3, ч.1] при угле профиля канавок $\varphi = 34^\circ$ выбираем диаметры шкивов.

Диаметр ведущего шкива: $D_1 = 90 \text{ мм}$

Диаметр ведомого шкива: $D_2 = U_p D_1 = 1,93 \cdot 90 = 173,7 \text{ мм}$

Принимаем $D_2 = 180 \text{ мм}$.

Фактическое передаточное число передачи и отклонение от номинального

$$u' = \frac{180}{90(1-0,01)} = 2,02$$

$$\Delta = \frac{2,02 - 1,93}{1,93} 100\% = 4,6\% < 5\%.$$

Скорость ремня

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 90 \cdot 930}{60 \cdot 1000} = 4,4 \text{ м/с}$$

Межосевое расстояние:

$$2(D_1 + D_2) \geq a \geq 0,55(D_1 + D_2) + h$$

$$540 \geq a \geq 156,5$$

Расчетная длина ремня:

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_1 - D_2)^2}{4a} = 2 \cdot 400 + 3,14(90 + 180)/2 + \frac{(180 - 90)^2}{4 \cdot 400} = 1228 \text{ мм}$$

Ближайшая стандартная длина ремня: $L = 1250 \text{ мм}$.

Уточненное межосевое расстояние:

$$a = \frac{2 \cdot L - \pi(D_1 + D_2) + \sqrt{[2L - \pi(D_1 + D_2)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8} = \frac{2 \cdot 1250 - 3,14(90 + 180) + \sqrt{[2 \cdot 1250 - 3,14(90 + 180)]^2 - 8(180 - 90)^2}}{8} = 410 \text{ мм}$$

$$a_{\min} = a - 0,015L = 410 - 0,015 \cdot 1250 = 391,25 \text{ мм} - \text{при надевании ремня,}$$

$$a_{\max} = a + 0,03L = 410 + 0,03 \cdot 1250 = 447,5 \text{ мм} - \text{для компенсации вытяжки ремня.}$$

Угол обхвата ремня:

$$\alpha = 180 - \frac{D_2 - D_1}{a} \cdot 60 = 180 - \frac{180 - 90}{410} \cdot 60 = 166,8^\circ$$

Условие $\alpha \geq 120^\circ$ - выполняется.

					Лист
					9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	

Число пробегов ремня

$$\nu = \frac{v}{L} = \frac{4,4}{1,25} = 3,5 < 40.$$

Поправочные коэффициенты:

Угла обхвата $C_1 = 0,99$ - табл.3.7 [3, ч.1]

Скорости $C_2 = 0,99$ - табл.3.8 [3, ч.1]

Режима работы $C_3 = 1,0$ - табл.3.9 [3, ч.1]

Исходное удельное окружное усилие $k_0 = 1,2 \text{ МПа}$ при $i \leq 10$ и при $\sigma_0 = 1,2 \text{ МПа}$.

Допускаемое удельное окружное усилие:

$$k = k_0 \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 = 1,2 \cdot 0,99 \cdot 0,99 \cdot 1 = 1,176 \text{ МПа}$$

Необходимое число ремней:

$$z = \frac{F_t}{k \cdot S_1} = \frac{218}{1,176 \cdot 81} = 2,3$$

Принимаем $z=3$.

Сила, действующая на валы:

$$Q = 2\sigma_0 S_1 z \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = 2 \cdot 1,2 \cdot 81 \cdot 3 \cdot \sin 83,4^\circ = 579 \text{ Н}.$$

Расчетная долговечность ремня:

$$L_h = \frac{10^7}{7200 \cdot i} \left(\frac{\sigma_N}{\sigma_{\max}} \right)^m v_1 v_2$$

где $\sigma_N = 12 \text{ МПа}$ - предел усталости для клиновых кордтканевых ремней;

$m = 8$ - показатель степени кривой усталости для клиновых ремней.

Наибольшее напряжение в ремне $\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_\epsilon + \sigma_\delta$

$$\sigma_1 = \sigma_0 + \frac{F_t}{2S_1 z} = 1,2 + \frac{218}{2 \cdot 81 \cdot 3} = 1,65 \text{ МПа}$$

$$\sigma_\epsilon = E_u \cdot \frac{h}{D_1} = 80 \cdot \frac{8}{90} = 7,1 \text{ МПа}$$

$$\sigma_\delta = \rho \cdot g^2 \cdot 10^{-6} = 1200 \cdot 4,4^2 \cdot 10^{-6} = 0,023 \text{ МПа}$$

Таким образом.

$$\sigma_{\max} = 1,65 + 7,1 + 0,023 = 8,773 \text{ МПа}.$$

Принимаем $v_1 = 1,7$

$$v_2 = 1$$

Следовательно

$$L_h = \frac{10^7}{7200 \cdot 3,5} \left(\frac{12}{8,773} \right)^8 1,7 \cdot 1 = 8266 \text{ ч} > [L] = 2000 \text{ ч}.$$

$L_{\text{пред}} = 18243 \text{ ч}$, замену ремней необходимо произвести через 8000 часов.

Определяем размеры шкивов.

Из табл.3.20 [3, ч.1] выбираем для заданного сечения следующие параметры:

$$b = 3,3 \text{ мм}$$

$$l_p = 11 \text{ мм}$$

					Лист
					10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	

$$e = 15 \text{ мм}$$

$$f = 10 \text{ мм}$$

Диаметры шкивов:

$$D_1 = 90 \text{ мм}$$

$$D_2 = 180 \text{ мм}$$

Наружные диаметры шкивов:

$$D_{e1} = D_1 + 2b = 90 + 6,6 = 96,6 \text{ мм}$$

$$D_{e2} = D_2 + 2b = 180 + 6,6 = 186,6 \text{ мм}$$

Ширина обода шкива

$$B = (z - 1)e + 2f = (3 - 1)15 + 20 = 50 \text{ мм}.$$

3.2 Расчет конической передачи с круговым зубом быстроходной ступени редуктора

3.2.1 Выбор материала зубчатых колес

Выбираем для шестерни и колеса материал сталь 40X. Механические характеристики сердцевины – $\sigma_B = 750 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 520 \text{ МПа}$ [3, табл.8.8]. Термообработка шестерни – закалка ТВЧ, твердость 44 HRC, термообработка колеса – закалка ТВЧ, твердость 40 HRC.

3.2.2 Определение эквивалентного числа циклов перемены напряжений

Срок службы передачи:

$$L_h = L \cdot 365 \cdot K_{zoo} \cdot 24 \cdot K_{сут} = 7 \cdot 365 \cdot 0,35 \cdot 24 \cdot 0,85 = 18243 \text{ ч}.$$

Эквивалентное число циклов перемены напряжений при расчете на контактную прочность:

$$N_{HE} = \frac{60 \cdot c}{T_{\max}^{m/2}} (T_1^{m/2} \cdot L_{h1} \cdot n_T + T_2^{m/2} \cdot L_{h2} \cdot n_T + T_3^{m/2} \cdot L_{h3} \cdot n_T),$$

где $c = I$ – число колес, находящихся в зацеплении с рассчитываемым, n_{T1}, n_{T2} , частоты вращения шестерни и колеса, $m/2 = 3$ – показатель степени [3, табл. 8.9].

- для шестерни:

$$N_{HE1} = \frac{60 \cdot 1 \cdot n_{T1}}{T_1^3} (T_1^3 \cdot 0,6 + 0,7^3 \cdot T_1^3 \cdot 0,3 + 0,5^3 \cdot T_1^3 \cdot 0,1) L_h = 26 \cdot 10^7 \text{ циклов}.$$

- для колеса:

$$N_{HE2} = \frac{N_{HE1}}{u_k} = \frac{26 \cdot 10^7}{2,5} = 10,4 \cdot 10^7 \text{ циклов}.$$

Эквивалентное число циклов перемены напряжений при расчете зубьев на выносливость при изгибе:

$$N_{FE} = \frac{60 \cdot c}{T_{\max}^q} (T_1^q \cdot L_{h1} \cdot n_T + T_2^q \cdot L_{h2} \cdot n_T + T_3^q \cdot L_{h3} \cdot n_T),$$

где $q = 9$ – показатель степени при $HV > 350$.

- для шестерни:

									Лист
									11
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

$$N_{FE1} = \frac{60 \cdot 1 \cdot n_{T1}}{T_1^9} (T_1^9 \cdot 0,6 + 0,7^9 \cdot T_1^9 \cdot 0,3 + 0,5^9 \cdot T_1^9 \cdot 0,1) L_h =$$

$$= 60 \cdot 1 \cdot 481,9 \cdot (0,6 + 0,7^9 \cdot 0,3 + 0,5^9 \cdot 0,1) \cdot 18243 = 20 \cdot 10^7 \text{ циклов}$$

- для колеса:

$$N_{FE2} = \frac{N_{FE1}}{u_k} = \frac{20 \cdot 10^7}{2,5} = 8 \cdot 10^7 \text{ циклов.}$$

3.2.3 Определение допускаемых контактных напряжений

$$\sigma_{HP} = 0,9 \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} Z_N.$$

Предел контактной выносливости:

$$\sigma_{Hlimb} = 17HRC + 200 \text{ (3, табл. 8.9);}$$

$$\sigma_{Hlimb1} = 17 \cdot 44 + 200 = 948 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{Hlimb2} = 17 \cdot 40 + 200 = 880 \text{ МПа.}$$

$S_H = 1,2$ – коэффициент безопасности (3, табл. 8.9).

Коэффициент долговечности

$$Z_N = \sqrt[m]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}}$$

Базовое число циклов N_{H0} :

$$N_{H01} = 4 \cdot 10^7 \text{ циклов (3, рис. 8.40),}$$

$$N_{H02} = 3 \cdot 10^7 \text{ циклов (3, рис. 8.40),}$$

Так как $N_{H01} = 4 \cdot 10^7 < N_{HE1} = 26 \cdot 10^7$, то $m=20$.

Так как $N_{H02} = 3 \cdot 10^7 < N_{HE2} = 10,4 \cdot 10^7$, то $m=20$.

$$Z_{N1} = \sqrt[20]{\frac{4 \cdot 10^7}{26 \cdot 10^7}} = 0,911,$$

$$Z_{N2} = \sqrt[20]{\frac{3 \cdot 10^7}{10,4 \cdot 10^7}} = 0,939.$$

Таким образом, допускаемые контактные напряжения для шестерни и колеса:

$$\sigma_{HP1} = 0,9 \cdot \frac{948}{1,2} \cdot 0,911 = 647,7 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{HP2} = 0,9 \cdot \frac{880}{1,2} \cdot 0,939 = 619,7 \text{ МПа.}$$

Расчетные допускаемые контактные напряжения:

$$\sigma_{HP} = 0,45(\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}) = 0,45(647,7 + 619,7) = 570,3 \text{ МПа.}$$

3.2.4 Определение допускаемых изгибных напряжений

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_F} Y_\alpha \cdot Y_N \cdot Y_R,$$

где σ_{Flimb} - предел изгибной выносливости [3, табл. 8.9]:

						Лист
						12
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\sigma_{F\lim 1} = 560 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F\lim 2} = 560 \text{ МПа}.$$

$S_F = 1,75$ – коэффициент безопасности [3, табл. 8.9].

Y_α – коэффициент, учитывающий реверсивность нагрузки (для нереверсивной передачи $Y_\alpha = 1$).

Коэффициент долговечности

$$Y_N = q_F \sqrt{\frac{N_{F\lim}}{N_{FE}}},$$

$q_F = 9$ – показатель степени при твердости шестерни и колеса больше 350HV

$N_{FO} = 0,4 \cdot 10^7$ циклов – базовое число циклов для всех сталей:

$$Y_{N1} = \sqrt[9]{\frac{0,4 \cdot 10^7}{20 \cdot 10^7}} = 0,647,$$

$$Y_{N2} = \sqrt[9]{\frac{0,4 \cdot 10^7}{8 \cdot 10^7}} = 0,717.$$

Принимаем $Y_N = 1$.

Таким образом, допускаемые изгибные напряжения для шестерни и колеса:

$$\sigma_{FP1} = \frac{560}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 320 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{560}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 320 \text{ МПа}.$$

3.2.5 Допускаемые напряжения для проверки прочности зубьев при перегрузках

Контактные (при закалке) $\sigma_{HP\max 1} = 44 \text{ HRC} = 44 \cdot 44 = 1936 \text{ МПа}$.

Изгибные $\sigma_{FP\max 1} = 0,6 \sigma_B = 0,6 \cdot 750 = 450 \text{ МПа}$.

3.2.6 Расчет геометрических параметров передачи

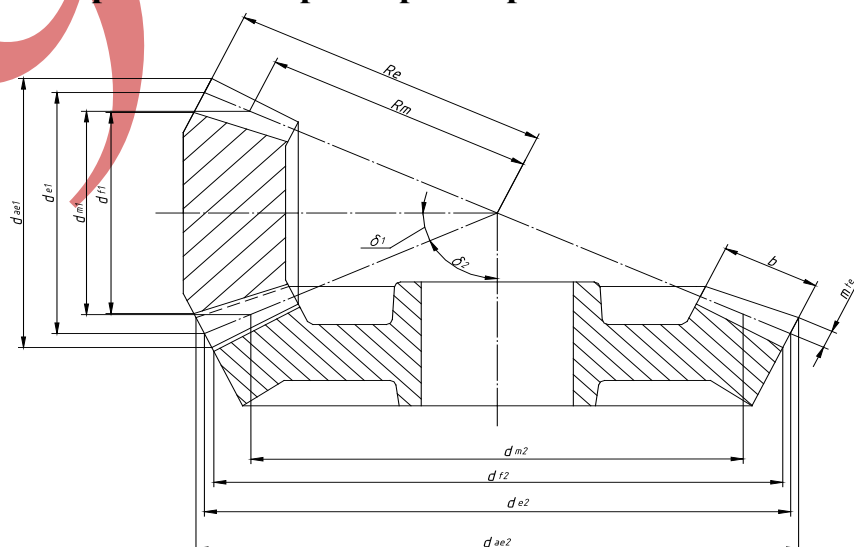


Рисунок 3.1 – Геометрические параметры конической передачи

						Лист
						13
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Ориентировочное значение делительного диаметра шестерни:

$$d_{m1} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{HB} \cdot K_A \cdot \sqrt{u^2 + 1} \cdot 10^3}{0,85 \cdot \psi_{bd} \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot u}}$$

где $K_d = 68 \text{ МПа}^{\frac{1}{3}}$ для косозубых передач.

ψ_{bd} - коэффициент ширины шестерни относительно её диаметра, $\psi_{bd} = 0,4$,
 $K_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца. Определяется по рис.4.2.2 [5, стр.50].

$$K_{H\beta} = 1,15.$$

K_A - коэффициент внешней динамической нагрузки. Определяется по табл. 4.2.9 [5, стр.51]:

$$K_A = 1$$

u - передаточное число, $u = 2,5$.

T_1 - крутящий момент на шестерне, $T_1 = 17,6 \text{ Нм}$.

Тогда:

$$d_{m1} = 68 \cdot \sqrt[3]{\frac{17,6 \cdot 10^3 \cdot 1,15 \cdot 1 \cdot \sqrt{2,5^2 + 1}}{0,85 \cdot 0,4 \cdot 570,3^2 \cdot 2,5}} = 39,6 \text{ мм}.$$

Ширина зубчатого венца:

$$b = \psi_{bd} \cdot d'_{m1} = 0,4 \cdot 39,6 = 15,8 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_w = 18 \text{ мм}$ [1, с.78].

Углы делительных конусов

$$\delta_1 = \arctg\left(\frac{1}{u}\right) = \arctg\left(\frac{1}{2,5}\right) = 21^\circ 48'.$$

$$\delta_2 = 90^\circ - 21^\circ 48' = 68^\circ 12'.$$

Внешнее конусное расстояние

$$R_e = 0,5 \frac{d_{m1}}{\sin \delta_1} + b = 0,5 \frac{39,6}{\sin 21^\circ 48'} + 18 = 71,3 \text{ мм}$$

Внешний делительный диаметр

$$d_{e1} = \frac{d'_{m1} \cdot R_e}{(R_e - 0,5b)} = \frac{39,6 \cdot 71,3}{(71,3 - 0,5 \cdot 18)} = 45,3 \text{ мм}$$

По рекомендациям [5, с.51] принимаем $z'_1 = 17$

Модуль зацепления:

$$m_{te} = \frac{d_{e1}}{z_1} = \frac{45,3}{17} = 2,67 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 9563-60 принимаем $m_{te} = 2,5 \text{ мм}$.

Число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{d_{e1}}{m_{te}} = \frac{45,4}{2,5} = 18,16$$

Принимаем $z_1 = 18$.

					Лист
					14
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 \mu = 18 \cdot 2,5 = 45.$$

Внешний делительный диаметр:

$$d_e = m_{te} \cdot z;$$

$$d_{e1} = m_{te} \cdot z_1 = 2,5 \cdot 18 = 45 \text{ мм},$$

$$d_{e2} = m_{te} \cdot z_2 = 2,5 \cdot 45 = 112,5 \text{ мм},$$

Внешние диаметры вершин зубьев

$$d_{ae} = d_e + 2m_{te} \cos \delta;$$

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_{te} \cos \delta_1 = 45 + 2 \cdot 2,5 \cdot \cos 21^\circ 48' = 49,6 \text{ мм},$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_{te} \cos \delta_2 = 112,5 + 2 \cdot 2,5 \cdot \cos 68^\circ 12' = 114,4 \text{ мм}.$$

Диаметры впадин зубьев

$$d_{fe} = d_e - 2,4m_{te} \cos \delta;$$

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2,4m_{te} \cos \delta_1 = 45 - 2,4 \cdot 2,5 \cdot \cos 21^\circ 48' = 39,4 \text{ мм},$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2,4m_{te} \cos \delta_2 = 112,5 - 2,4 \cdot 2,5 \cdot \cos 68^\circ 12' = 110,3 \text{ мм}.$$

Действительное внешнее конусное расстояние

$$R_e = 0,5m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \cdot 2,5 \cdot \sqrt{18^2 + 45^2} = 60,6 \text{ мм}$$

Средний модуль зацепления

$$m_{tm} = m_{te} \frac{R_e - 0,5b}{R_e} = 2,5 \cdot \frac{60,6 - 0,5 \cdot 18}{60,6} = 2,13 \text{ мм}$$

Средние делительные диаметры

$$d_{m1} = m_{tm} z_1 = 2,13 \cdot 18 = 38,34 \text{ мм}$$

$$d_{m2} = m_{tm} z_2 = 2,13 \cdot 45 = 95,85 \text{ мм}$$

3.2.7 Силы в зацеплении

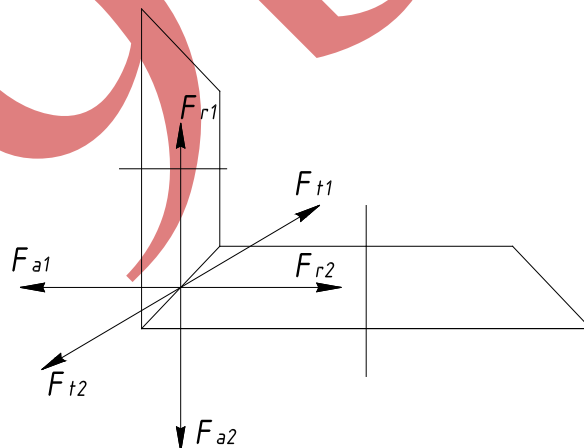


Рисунок 3.2 – Силы в зацеплении конической передачи

Силы в зацеплении для шестерни:

Окружная сила

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 17,6 \cdot 10^3}{38,34} = 918 \text{ Н}.$$

Радиальная сила

					Лист
					15
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	

$$F_{r1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta_n} (\operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 - \sin \beta_n \sin \delta_1) =$$

$$= \frac{918}{\cos 35^\circ} (\operatorname{tg} 20^\circ \cos 21^\circ 48' - \sin 35^\circ \sin 21^\circ 48') = 140 \text{ Н}$$

Осевая сила

$$F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta_n} (\operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 - \sin \beta_n \cos \delta_1) =$$

$$= \frac{918}{\cos 35^\circ} (\operatorname{tg} 20^\circ \sin 21^\circ 48' - \sin 35^\circ \cos 21^\circ 48') = 445 \text{ Н}$$

Силы в зацеплении для колеса

Окружная сила

$$F_{t2} = F_{t1} = 918 \text{ Н}$$

Радиальная сила

$$F_{r2} = F_{a1} = 445 \text{ Н}$$

Осевая сила

$$F_{a2} = F_{r1} = 140 \text{ Н}.$$

3.2.8 Проверочный расчет на выносливость по контактным напряжениям

Проверка контактных напряжений для косозубых конических колес производится по формуле:

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{\omega_{Ht} \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 \cdot d_{m1} \cdot u}} \leq \sigma_{HP},$$

$Z_M = 275(\text{МПа})^{1/2}$ - коэффициент, учитывающий механические свойства материала для стальных колес.

Коэффициент, учитывающий форму сопрягаемых поверхностей:

$$Z_H = 1,77 \cos \beta = 1,77 \cos 35^\circ = 1,6.$$

Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий:

$$z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}},$$

где ε_α - коэффициент торцевого перекрытия зубьев,

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{18} + \frac{1}{45} \right) \right] \cos 35^\circ = 1,336$$

$$Z_\varepsilon = 0,9$$

Окружная сила в зацеплении $F_t = 918 \text{ Н}$.

Окружная скорость

$$v = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 38,34 \cdot 481,9}{60000} = 0,9 \text{ м/с}$$

										Лист
										16
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Из табл. 4.2.8 [5, стр.50] в зависимости от окружной скорости выбираем степень точности колес 9.

Удельная окружная динамическая сила

$$W_{Hv} = \delta_H g_0 v \sqrt{\frac{a_w''}{u}},$$

где δ_H - коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля на динамическую нагрузку. Выбирается в зависимости от твердости и угла наклона зубьев по таблице 4.2.10 [5, стр.51]:

$$\delta_H = 0,04,$$

g_0 - коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса. Выбирается по таблице 4.2.12 [5, стр.51] в зависимости от модуля

$$g_0 = 7,3,$$

$a_w'' = 0.5(d_{m1} + d_{m2}) = 0.5(38,34 + 95,85) = 116,735 \text{ мм}$ - условное межосевое расстояние.

$$W_{Hv} = 0,04 \cdot 7,3 \cdot 0,9 \sqrt{\frac{116,735}{2,5}} = 1,8 \text{ Н/мм}.$$

Удельная расчетная окружная сила в зоне ее наибольшей концентрации

$$W_{Hпр} = \frac{F_t K_{H\beta}}{b},$$

где $K_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зуба, $K_{H\beta} = 1,15$,

$b = 18 \text{ мм}$ - ширина зуба.

$$W_{Hпр} = \frac{918 \cdot 1,15}{18} = 58,65 \text{ Н/мм}.$$

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении

$$K_{Hv} = 1 + \frac{W_{Hv}}{W_{Hпр}} = 1 + \frac{1,8}{58,65} = 1,03$$

Удельная расчетная окружная сила

$$W_{Hт} = \frac{F_t K_{H\beta} K_{Hv} K_A}{b} = \frac{918 \cdot 1,15 \cdot 1,03 \cdot 1}{18} = 60,2 \text{ Н/мм}$$

Тогда расчетные контактные напряжения:

$$\sigma_H = 275 \cdot 1,6 \cdot 0,9 \cdot \sqrt{\frac{60,2 \cdot \sqrt{2,5^2 + 1}}{0,85 \cdot 38,34 \cdot 2,5}} = 558,6 \text{ МПа}.$$

Проверочный расчет выполняется, т.к. $\sigma_H = 558,6 \text{ МПа} < \sigma_{HP} = 570,3 \text{ МПа}$.

Недогрузка составляет

$$\frac{570,3 - 558,6}{570,3} \cdot 100\% = 2\% < 5\%.$$

					Лист
					17
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	

3.2.9 Проверочный расчет на выносливость по напряжениям изгиба

Проверка изгибной прочности для косозубых конических колес производится по формуле:

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot \frac{\omega_{Ft}}{0,85 \cdot m_{nm}} \leq \sigma_{FP},$$

Определяем менее прочное зубчатое колесо.

Число зубьев биэквивалентного колеса:

$$z_v = \frac{z}{\cos \delta \cdot \cos^3 \beta_n};$$

$$z_{v1} = \frac{18}{\cos 21^\circ 48' \cos^3 35^\circ} = 35,$$

$$z_{v2} = \frac{45}{\cos 68^\circ 12' \cos^3 35^\circ} = 220.$$

Тогда коэффициенты, учитывающие форму зубьев [3, рис. 8.20]:

$$Y_{F1} = 3,76; Y_{F2} = 3,74.$$

Находим отношения:

$$\frac{\sigma_{FP1}}{Y_{FS1}} = \frac{320}{3,76} = 85,1 \text{ МПа},$$

$$\frac{\sigma_{FP2}}{Y_{FS2}} = \frac{320}{3,74} = 85,6 \text{ МПа}$$

Так как $\frac{\sigma_{FP2}}{Y_{FS2}} > \frac{\sigma_{FP1}}{Y_{FS1}}$, то расчет ведем по шестерне ($\sigma_{FP} = 320 \text{ МПа}$, $Y_{FS} = 3,76$).

$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,336} = 0,749$ - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий.

$Y_\beta = 1 - \frac{35^\circ}{140^\circ} = 0,75$ - коэффициент, учитывающий наклон зубьев.

Удельная расчетная окружная сила:

$$\omega_{Ft} = \frac{F_{Ft}}{b_w} \cdot K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}.$$

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями:

$$K_A = 1.$$

$K_{F\beta} = 1,12$ - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, определяется по рис. 4.2.2в [5, стр. 50].

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении:

$$K_{Fv} = 1 + \frac{\omega_{Fv}}{\omega_{FtP}}.$$

Удельная окружная динамическая сила:

$$\omega_{Fv} = \delta_F \cdot g_0 \cdot V_m \cdot \sqrt{\frac{a_w''}{u}};$$

						Лист
						18
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$\delta_F = 0,06$ - коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи, определяется по табл. 4.2.11 [5, стр.51],

$$g_0 = 7,3.$$

$$\omega_{Fv} = 0,06 \cdot 7,3 \cdot 0,9 \sqrt{\frac{116,735}{2,5}} = 2,69 \frac{H}{мм};$$

Удельная расчетная окружная сила в зоне ее наибольшей концентрации:

$$\omega_{FtP} = \frac{F_{Ft}}{b_w} \cdot K_{F\beta} = \frac{918}{18} \cdot 1,12 = 58,12 \frac{H}{мм}.$$

$$\text{Тогда } K_{Fv} = 1 + \frac{2,69}{58,12} = 1,046.$$

Таким образом, удельная расчетная окружная сила:

$$\omega_{Ft} = \frac{918}{18} \cdot 1 \cdot 1,12 \cdot 1,046 = 60,8 \text{ МПа}.$$

Тогда расчетные контактные напряжения:

$$\sigma_F = 3,76 \cdot 0,749 \cdot 0,75 \cdot \frac{60,8}{0,85 \cdot 2,13} = 71 \text{ МПа}.$$

Проверочный расчет выполняется, т.к. $\sigma_F = 71 \text{ МПа} < \sigma_{FP} = 320 \text{ МПа}$.

3.2.10 Проверочный расчет на выносливость при перегрузках

Максимальные контактные напряжения при перегрузках:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{\text{мик}}}{T_{\text{max}}}} = 558,6 \sqrt{1,8} = 757,5 \text{ МПа}.$$

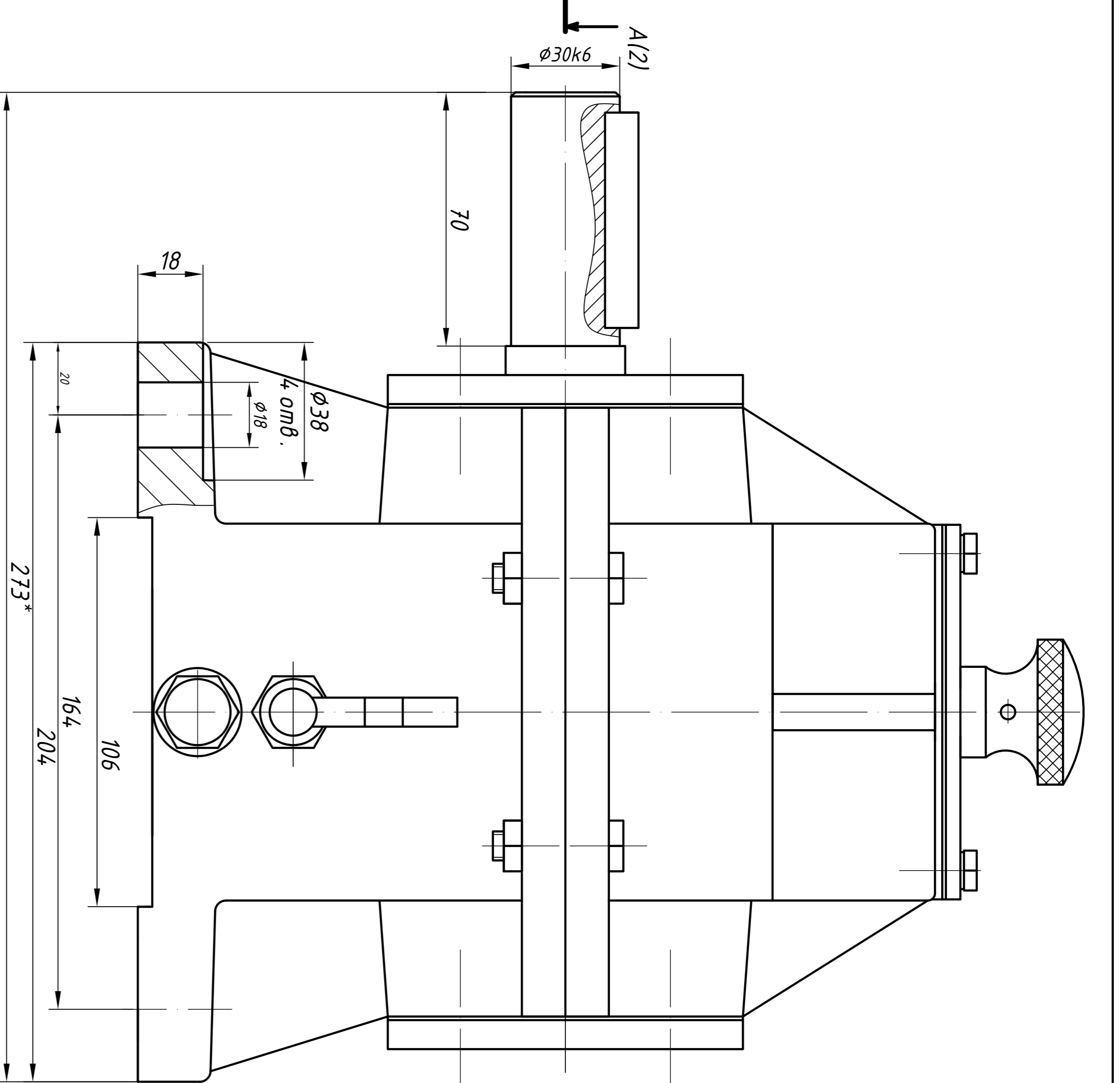
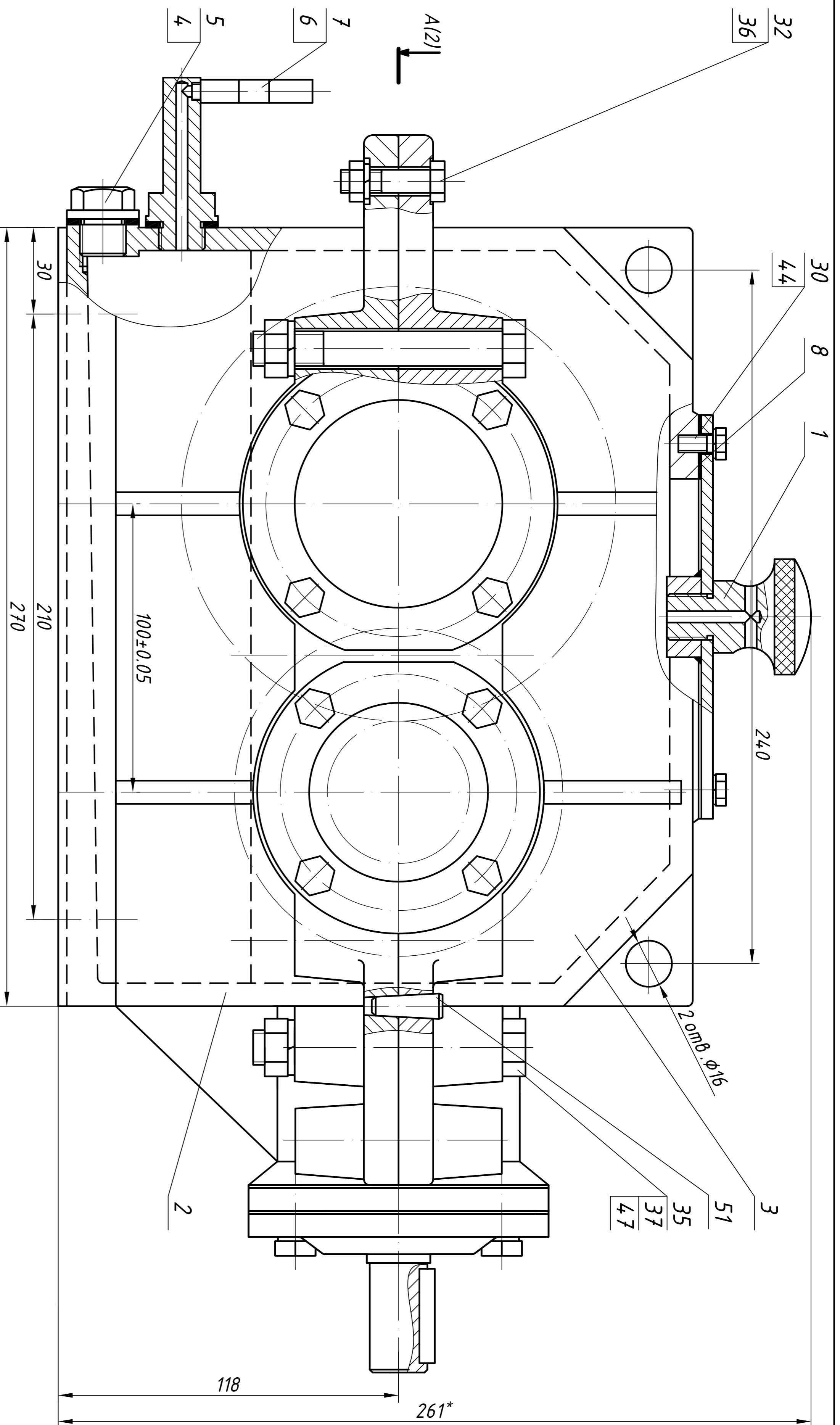
Проверочный расчет выполняется, т.к. $\sigma_{H \max} = 757,5 \text{ МПа} < \sigma_{HP \max} = 1936 \text{ МПа}$

Максимальные напряжения изгиба при перегрузках:

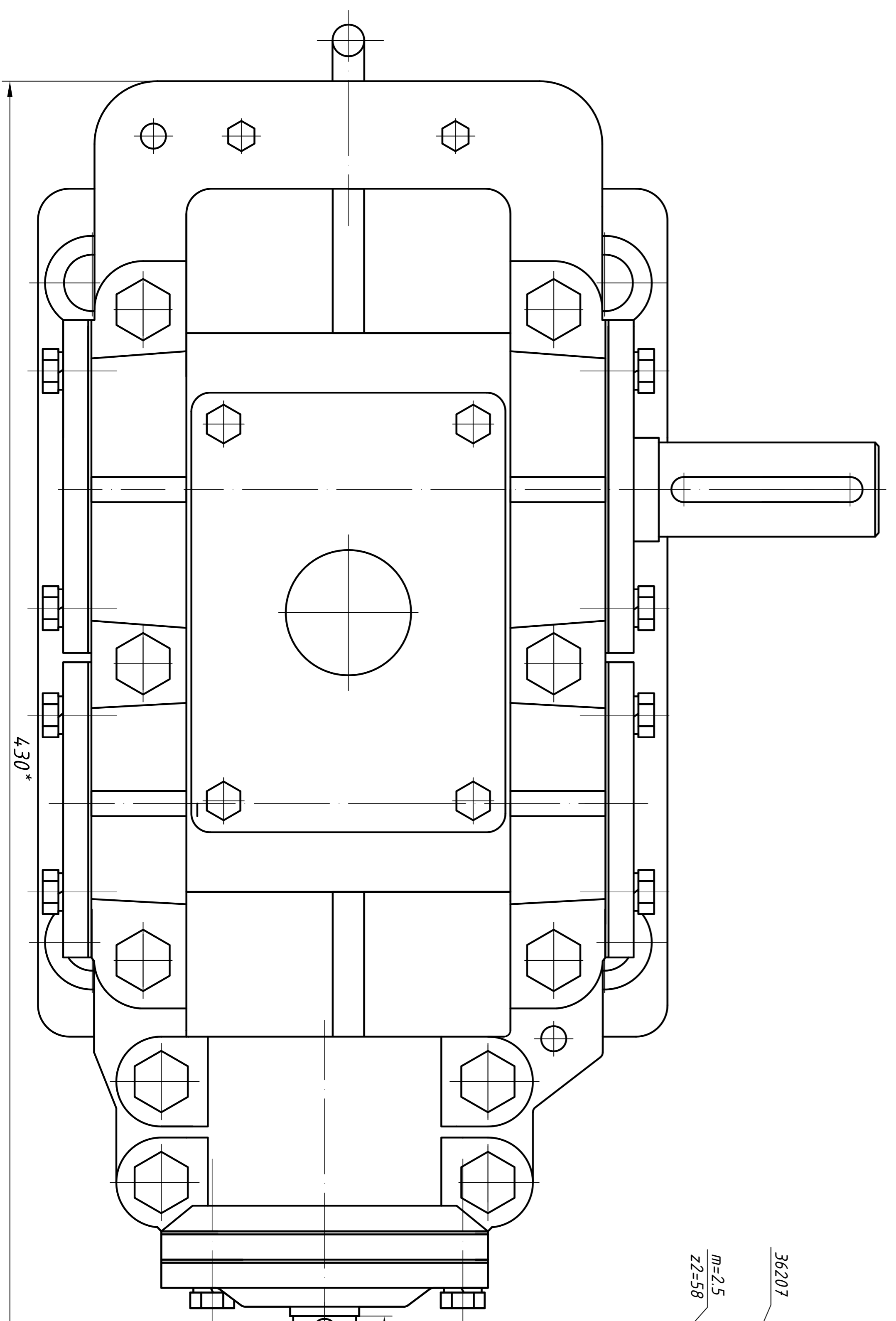
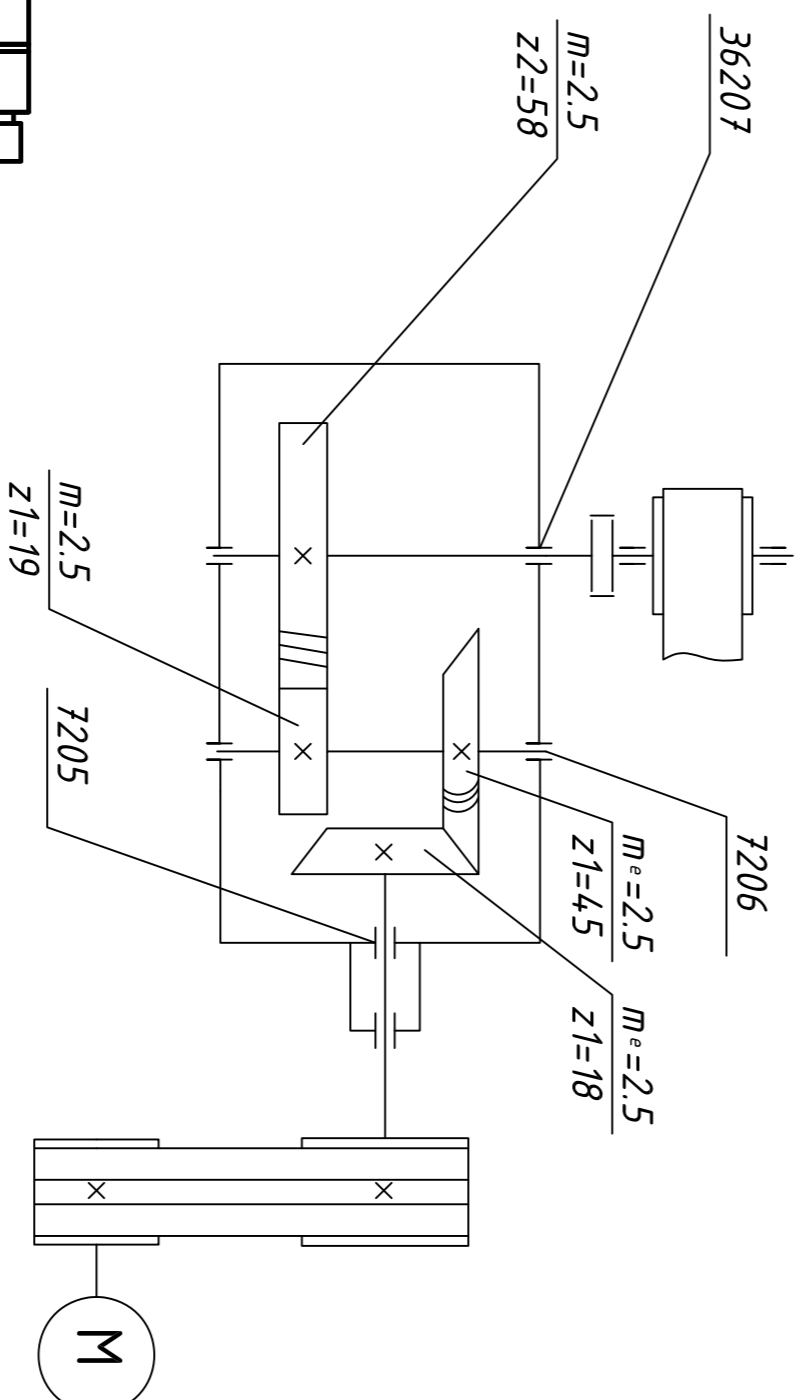
$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot \frac{T_{\text{мик}}}{T_{\text{max}}} = 71 \cdot 1,8 = 128 \text{ МПа}.$$

Проверочный расчет выполняется, т.к. $\sigma_{F \max} = 128 \text{ МПа} < \sigma_{FP \max} = 450 \text{ МПа}$.

.....

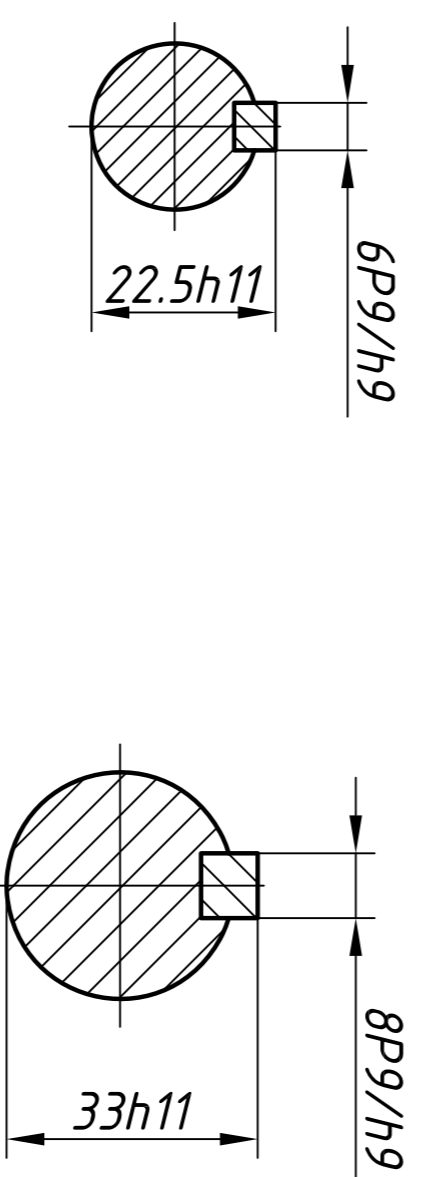


Кинематическая схема



- Технические требования**
1. Размеры для справок.
 2. Поверхности соединения "корпус-крышка" перед сборкой покрыть улиточной пастой типа "Герметик".
 3. После сборки валы редуктора должны проверяться свободно, без стуков и заедания.
 4. Редуктор обкатать по 10-15 мин. на каждом из режимах.
 5. Регулировка подшипников поз.4,1, 4,2 осуществляется гайкой поз.38 и комплектом прокладок поз.23 соответственно.
 6. После обкатки масло из редуктора слить и залить масло индустриальное И-70 А ГОСТ 20799-75, 2 л.

Технические требования



Техническая характеристика

Номинальная мощность привода, кВт
 Крутящий момент на ведомом валу, Нм
 Частота вращения ведомого вала, мин⁻¹
 Передаточное число редуктора
 Расчетный срок службы редуктора, ч

1,1	125	61,1	7,875	1824,3
Исполн.	Дизейн	Н.Соловьев	Лист	Лист
Редуктор				
Сборочный чертеж				
И.компр.	Дата	Исполн.	Лист	Лист
СМБ			1	2