

					<i>РЦО-160.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		1

					<i>РЦО-160.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		2

ВВЕДЕНИЕ

Во многих отраслях машиностроения большое практическое применение получили редукторы.

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

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

Редуктор состоит из корпуса (литого чугунного или сварного стального). В него помещают элементы передачи – зубчатые колеса, валы, подшипники и т. д. В отдельных случаях в корпусе редуктора размещают также устройства для смазывания зацепления и подшипников (например, внутри корпуса редуктора может быть помещен шестеренный масляный насос) или устройства для охлаждения (например, змеевик с охлаждающей водой в корпусе червячного редуктора).

Редукторы классифицируют по типу передачи (зубчатые, червячные и т. д.). Возможности получения больших передаточных чисел при малых габаритах обеспечивают планетарные и волновые редукторы.

Одноступенчатые цилиндрические редукторы бывают горизонтальными и вертикальными. Они могут иметь колеса с прямыми, косыми или шевронными зубьями. Валы монтируют на подшипниках качения или скольжения. Последние обычно применяют в тяжелых редукторах.

В данной работе, согласно полученному заданию, был спроектирован одноступенчатый цилиндрический прямозубый редуктор.

Целью данной работы является приобретение конструкторских навыков в процессе проектирования, закрепление знаний правил и норм проектирования, расчётов на основе полученных знаний по всем предшествующим общеобразовательным и общетехническим дисциплинам.

					<i>РЦО-160.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		3

Исходные данные:

окружное усилие на барабане $1 F_t = 4,4 \text{ кН}$;

окружная скорость барабана $1 V_{\text{вых}} = 1 \text{ м/с}$;

срок службы привода 15 тыс. часов ;

диаметр барабана $1 D = 150 \text{ мм}$;

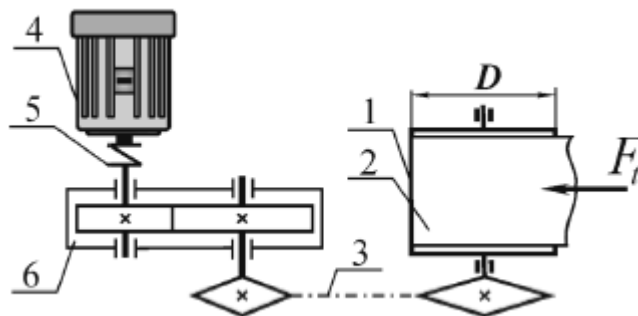
коэффициент безопасности $K_6 = 1,1$;

привод нереверсивный, нагрузка постоянная.

$$P_{\text{вых}} = F_t * V_{\text{вых}} = 4,4 * 1,0 = 4,4 \text{ кВт}$$

$$\omega_6 = \frac{2V_{\text{вых}}}{D} = \frac{2 * 1,0}{0,150} = 13,3 \text{ с}^{-1}$$

$$n_6 = \frac{\omega_6 * 30}{3,14} = \frac{13,3 * 30}{3,14} = 127,3 \text{ об/мин}$$



1. Выбор двигателя и кинематический расчет

Определяем требуемую мощность электродвигателя:

$\eta_1 = 0,97$ – КПД зубчатой закрытой передачи (редуктора)

$\eta_2 = 0,93$ – КПД цепной передачи

$\eta_3 = 0,99$ – КПД пары подшипников (3 пары)

$\eta_4 = 0,98$ – КПД муфты

$$\eta_{\text{пр}} = \eta_1 * \eta_2 * \eta_3^3 * \eta_4 = 0,97 * 0,93 * 0,99^3 * 0,98 = 0,858$$

					<i>РЦО-160.00.00.ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		4

Требуемая мощность электродвигателя:

$$P_{\text{тр}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta_{\text{пр}}} = \frac{4,4}{0,858} = 5,13 \text{ кВт}$$

Выбор электродвигателя:

В таблице [1, П1, с.390] по требуемой мощности $P_{\text{тр}} = 5,13$ кВт с учетом возможностей привода, состоящего из цилиндрического редуктора и цепной передачи, выбираем электродвигатель трехфазный короткозамкнутый серии 4А, закрытый, обдуваемый, с синхронной частотой вращения 1500 об/мин 4А 112 М4 УЗ, с параметрами $P_{\text{дв}} = 5,5$ кВт и скольжением 3,7% (ГОСТ 19523-81).

При выборе первого из указанных двигателей с $n_c = 3000$ об/мин возникнут затруднения в реализации большого передаточного числа; двигатель с $n_c = 750$ об/мин имеет большие габариты и массу; предпочтительнее двигатели с $n_c = 1500$ об/мин.

Номинальная частота вращения вала двигателя:

$$n_{\text{дв}} = n_{\text{ном}} (1 - s/100) = 1500 * (1 - 3,7/100) = 1445 \text{ об/мин}$$

Передаточное отношение привода:

$$i_{\text{пр}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вых}}} = \frac{1445}{127,3} = 11,35$$

$$i_{\text{пр}} = i_{\text{зуб}} * i_{\text{цеп}}$$

принимая передаточное отношение зубчатой передачи $i_{\text{зуб}} = 4$, тогда

по формуле получаем:

$$i_{\text{цеп}} = \frac{i_{\text{пр}}}{i_{\text{зуб}}} = \frac{11,35}{4} = 2,837$$

примем передаточное отношение цепной передачи $i_{\text{цеп}} = 2,8$ по ГОСТ 2185-66 [1, стр.36], тогда

$$i_{\text{пр}}^* = i_{\text{зуб}} * i_{\text{цеп}} = 4 * 2,8 = 11,2$$

отклонение от расчетного передаточного отношения :

$$\delta_{\%} = \frac{|i_{\text{пр}}^* - i_{\text{пр}}|}{i_{\text{пр}}^*} = \frac{|11,35 - 11,2|}{11,35} = 1,32\% < 3\%$$

					<i>РЦО-160.00.00.ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		5

Определим количество оборотов валов:

$$n_{дв} = 1445 \text{ об/мин}$$

$$\omega_{дв} = \frac{\pi \cdot n_{дв}}{30} = \frac{3,14 \cdot 1445}{30} = 151 \text{ с}^{-1}$$

$$n_1 = n_{дв} = 1445 \text{ об/мин}$$

$$\omega_1 = \omega_{дв} = 151 \text{ с}^{-1}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{зуб}} = \frac{1445}{4} = 361,2 \text{ об/мин}$$

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 361,2}{30} = 37,8 \text{ с}^{-1}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{цеп}} = \frac{361,2}{2,8} = 129,1 \text{ об/мин}$$

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30} = \frac{3,14 \cdot 129,1}{30} = 13,5 \text{ с}^{-1}$$

Определим крутящие моменты на валах:

$$T_{дв} = \frac{P_{тп}}{\omega_{дв}} = \frac{5130}{151} = 33,91 \text{ Н*м}$$

$$T_1 = T_{дв} \cdot \eta_4 = 33,91 \cdot 0,98 = 33,24 \text{ Н*м}$$

$$T_2 = T_1 \cdot i_{зуб} \cdot \eta_1 \cdot \eta_3 = 33,24 \cdot 4 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 127,68 \text{ Н*м}$$

$$T_3 = T_2 \cdot i_{цеп} \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 127,68 \cdot 2,8 \cdot 0,93 \cdot 0,99 = 329,15 \text{ Н*м}$$

					<i>РЦО-160.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						6
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

2. Расчет зубчатых колес редуктора:

Выбираем материалы со средними механическими характеристиками:

- для шестерни – сталь 45, термическая обработка – улучшение, твердость HB 230;
- для колеса – сталь 45, термическая обработка – улучшение, твердость HB 200;

Допускаемы контактные напряжения [1, с.33, (3.9)]:

$K_{HL} = 1$ – коэффициент долговечности;

$[S_H] = 1,1$ – коэффициент безопасности; [1, стр.33]

Для прямозубых колес расчетное допускаемое контактное напряжение:

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H2}]$$

- для шестерни $[\sigma_{H1}] = \frac{(2 \cdot HB1 + 70) \cdot K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(2 \cdot 230 + 70) \cdot 1}{1,1} \approx 482$ МПа
- для колеса $[\sigma_{H2}] = \frac{(2 \cdot HB2 + 70) \cdot K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(2 \cdot 200 + 70) \cdot 1}{1,1} \approx 427$ МПа

Расчетное допускаемое контактное напряжение: $[\sigma_H] = 427$ МПа.

Примем $K_{H\beta} = 1,25$, а коэффициент ширины венца для прямозубых колес по межосевому расстоянию $\psi_{ba} = 0,25$, $K_a = 49,5$, $u_p = 4$ (по ГОСТ 2185-66)

Межосевое расстояние из условия контактной выносливости активных поверхностей зубьев рассчитываем по формуле:

$$a_w = K_a \cdot (u+1)^3 \sqrt{\frac{T^2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}} = 49,5 \cdot (4+1)^3 \sqrt{\frac{127,68 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{427^2 \cdot 4^2 \cdot 0,25}} \approx 149 \text{ мм}$$

ближайшее значение межосевого расстояния по ГОСТ 2185-66: $a_w = 160$ мм.

Нормальный модуль зацепления принимаем по следующей рекомендации:

$$m_n = (0,01 \div 0,02) \cdot 160 = 1,6 \div 3,2 \text{ мм};$$

Принимаем по ГОСТ 9563-60 $m_n = 2$ мм;

Определим числа зубьев шестерни и колеса:

$$z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot a_w}{m_n} = \frac{2 \cdot 160}{2} = 160$$

					<i>РЦО-160.00.00.ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

$$z_{ш} = \frac{2 \cdot a_w}{(u+1)m_n} = \frac{2 \cdot 160}{(4+1)2} = 32$$

$$z_k = z_{\Sigma} - z_{ш} = 160 - 32 = 128$$

Принимаем: $z_1 = 32, z_2 = 128$

$$u = \frac{z_k}{z_{ш}} = \frac{128}{32} = 4$$

$$\beta = 0^\circ$$

Проверяем межосевое расстояние:

$$a_w = 0,5 \cdot (z_{ш} + z_k) \cdot m_n = 0,5 \cdot (32 + 128) \cdot 2 = 160 \text{ мм.}$$

Основные размеры шестерни и колеса:

$$d_1 = m_n \cdot z_{ш} = 2 \cdot 32 = 64 \text{ мм;}$$

$$d_2 = m_n \cdot z_k = 2 \cdot 128 = 256 \text{ мм;}$$

Проверка: $a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = 160 \text{ мм;}$

Диаметры вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2 m_n = 64 + 2 \cdot 2 = 68 \text{ мм;}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 m_n = 256 + 2 \cdot 2 = 260 \text{ мм;}$$

Ширина колеса $b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,25 \cdot 160 = 40 \text{ мм;}$

Ширина шестерни $b_1 = b_2 + 5 \text{ мм} = 45 \text{ мм.}$

Определяем коэффициент ширины шестерни по диаметру:

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{45}{64} = 0,703;$$

Окружная скорость колес и степень точности передачи:

$$v = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2} = \frac{151 \cdot 64}{2 \cdot 10^3} = 4,8 \text{ м/с.}$$

При $v = 4,8 \text{ м/с}$ для прямозубых колес принимаем 8-ю степень точности. [1, с.32]

Коэффициент нагрузки:

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

$$K_{H\beta} \approx 1,07, K_{H\alpha} \approx 1, K_{Hv} = 1,05.$$

					<i>РЦО-160.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						8
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

Тогда $K_H = 1,07 * 1 * 1,05 = 1,124$.

Проверим контактные напряжения по формуле [1, стр. 31, 3.5]:

$$\sigma_H = \frac{310}{aw} * \sqrt{\frac{T2 * K_H * (u+1)^3}{b2 * u^2}} = \frac{310}{160} * \sqrt{\frac{127,68 * 10^3 * 1,124 * (4+1)^3}{40 * 16}} = 324,37 \text{ МПа} < [\sigma_H].$$

Силы, действующие в зацеплении:

о́кружная $F_t = \frac{2 * T1}{d1} = \frac{2 * 33,24 * 10^3}{64} = 1038 \text{ Н};$

радиальная $F_r = F_t * tg \alpha = 1038 * tg 20 = 1038 * 0,3639 = 378 \text{ Н};$

Проверяем зубья на выносливость по напряжениям изгиба:

$$\sigma_F = \frac{Ft * K_F * Y_F}{b m_n} \leq [\sigma_F].$$

коэффициент нагрузки $K_F = K_{F\beta} * K_{Fv} = 1,15 * 1,45 = 1,668$ [1, стр.43]

$$Y_{F1} = 3,9 \text{ и } Y_{F2} = 3,6$$

Допускаемое напряжение: $[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ lim } b}^0}{[S_F]}$

Для стали 45 улучшенной при твердости $HB \leq 350$:

- для шестерни $\sigma_{F \text{ lim } b}^0 = 1,8 HB = 1,8 * 230 = 415 \text{ МПа};$
- для колеса $\sigma_{F \text{ lim } b}^0 = 1,8 * 200 = 360 \text{ МПа}.$

$[S_F] = [S_F]' [S_F]''$ – коэффициент безопасности

$[S_F]' = 1,75, [S_F]'' = 1$ (для поковок и штамповок), следовательно $[S_F] = 1,75$.

Допускаемы напряжения:

- для шестерни $[\sigma_{F1}] = \frac{415}{1,75} = 237 \text{ МПа};$
- для колеса $[\sigma_{F2}] = \frac{360}{1,75} = 206 \text{ МПа}.$

Находим отношения $\frac{\sigma_F}{Y_F}$:

- для шестерни $\frac{237}{3,9} = 60,8 \text{ МПа};$
- для колеса $\frac{206}{3,6} = 57,5 \text{ МПа}.$

					<i>РЦО-160.00.00.ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		9

Дальнейший расчет ведем для зубьев колеса для которого найденное отношение меньше

$$\sigma_{F2} = \frac{Ft \cdot K_F \cdot Y_F}{b \cdot 2m_n} \leq [\sigma_F]$$

$$\sigma_{F2} = \frac{1038 \cdot 1,668 \cdot 3,6}{40 \cdot 2} \approx 77,91 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}]$$

Условие прочности выполнено.

					<i>РЦО-160.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						10
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

3.Предварительный расчет валов редуктора

Предварительный расчет проведем на кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

Ведущий вал:

диаметр выходного конца при допускаемом напряжении $[\tau_k] = 25$ МПа:

$$d_{B1} = \sqrt[3]{\frac{16 T1}{\pi[\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{16*33,24*10^3}{\pi*25}} \approx 18,9 \text{ мм}$$

Т.к. вал редуктора соединен муфтой с валом электродвигателя, то необходимо согласовать диаметры ротора $d_{дв}$ и вала d_{B1} . У подобранного электродвигателя диаметр вала может быть 32 мм. Следовательно, выбираем муфту УВП и принимаем $d_{B1} = 32$ мм. Тогда $d_{п1} = 40$ мм.

Ведомый вал:

Учитывая влияние изгиба вала от натяжения цепи, принимаем $[\tau_k] = 20$ МПа.

Диаметр выходного конца вала:

$$d_{B2} = \sqrt[3]{\frac{16 T2}{\pi[\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{16*127,68*10^3}{\pi*20}} \approx 31,92 \text{ мм}$$

принимаем $d_{B2} = 32$ мм. Тогда: $d_{п2} = 40$ мм, $d_{к2} = 44$ мм, $d_6 = 48$ мм.

					<i>РЦО-160.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						11
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

4. Конструктивные размеры шестерни и колеса:

Шестерню выполняем за одно целое с валом: $d_1 = 64$ мм, $d_{a1} = 68$ мм, $b_1 = 45$ мм.

Колесо кованое: $d_2 = 256$ мм, $d_{a2} = 260$ мм, $b_2 = 40$ мм.

Диаметр ступицы: $d_{ст} = 1,6 d_{к2} = 1,6 * 44 = 70$ мм;

Длина ступицы: $l_{ст} = (1,2 \div 1,5) * d_{к2} = (1,2 \div 1,5) * 44 = 53 \div 66$ мм, принимаем

$l_{ст} = 56$ мм.

Толщина обода: $\delta_o = (2,5 \div 4) m_n = (2,5 \div 4) * 2 = 5 \div 8$ мм, принимаем $\delta_o = 8$ мм.

Толщина диска: $C = 0,3 * b_2 = 0,3 * 40 = 12$ мм.

					<i>РЦО-160.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						12
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

5. Конструктивные размеры корпуса редуктора:

Толщина стенок корпуса и крышки: $\delta = 0,025a + 1 = 0,025 \cdot 160 + 1 = 5$ мм, принимаем $\delta = 8$ мм; $\delta_1 = 0,02a + 1 = 0,02 \cdot 160 + 1 = 4,2$ мм, принимаем 8 мм.

Толщина фланцев поясов корпуса и крышки:

верхнего пояса корпуса и пояса крышки

$$b = 1,5\delta = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм}, b_1 = 1,5 \delta_1 = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм};$$

нижнего пояса корпуса

$$p = 2,3\delta = 2,35 \cdot 8 = 19 \text{ мм}; \text{ принимаем } p = 20 \text{ мм}.$$

Диаметр болтов:

- фундаментальных $d_1 = (0,03 \div 0,036)a + 12 = (0,03 \div 0,036)160 + 12 = 16,8 \div 17,76$ мм; принимаем болты с резьбой М16;
- крепящих крышку и корпусом у подшипников $d_2 = (0,7 \div 0,75) d_1 = (0,7 \div 0,75) \cdot 16 = 11 \div 12$ мм, принимаем болты с резьбой М12;
- соединяющих крышку с корпусом $d_3 = (0,5 \div 0,6) d_1 = (0,5 \div 0,6) \cdot 16 = 8 \div 10$ мм, принимаем болты с резьбой М10.

					<i>РЦО-160.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		13

6. Расчет параметров цепной передачи:

Выбираем приводную роликовую однорядную цепь [1, с. 147].

$$T_2 = 127,68 * 10^3 \text{ Н*мм.}$$

$$i_{\text{ц}} = 2,8.$$

Число зубьев:

ведущей звездочки $z_3 = 31 - 2 i_{\text{ц}} = 31 - 2 * 2,8 = 25,4$; принимаем: $z_3 = 25$.

Тогда:

ведомой звездочки $z_4 = z_3 * i_{\text{ц}} = 25 * 2,8 = 70$; принимаем: $z_4 = 70$.

Тогда фактическое

$$i_{\text{ц}} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{70}{25} = 2,8.$$

Отклонение

$$\frac{2,8 - 2,8}{2,8} = 0 \%$$

Расчетный коэффициент нагрузки [1, с. 149]:

$$K_3 = k_{\text{д}} k_{\text{а}} k_{\text{н}} k_{\text{р}} k_{\text{см}} k_{\text{п}} = 1 * 1 * 1 * 1,25 * 1 = 1,25, \text{ где}$$

$k_{\text{д}} = 1$ – динамический коэффициент при спокойной нагрузке;

$k_{\text{а}} = 1$ – учитывает влияние межосевого расстояния;

$k_{\text{н}} = 1$ – учитывает влияние угла наклона линии центров;

$k_{\text{р}} = 1,25$ при периодическом регулировании натяжения цепи;

$k_{\text{см}} = 1$ при непрерывной смазке,

$k_{\text{п}} = 1$ при односменной работе.

Для определения шага цепи нужно знать допустимое давление $[p]$ в шарнирах цепи. Эту величину задаем ориентировочно. Ведущая звездочка имеет частоту вращения $n_3 = 361,2$ об/мин.

Среднее значение допустимого давления при $n_3 = 300$ об/мин $[p] = 19,8$ МПа.

					<i>РЦО-160.00.00.ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		14

Шаг однорядной цепи ($m=1$ – число рядов):

$$t \geq 2,8^3 \sqrt{\frac{T_2 K_3}{z_1 [p]}} = 2,8^3 \sqrt{\frac{127,68 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{25 \cdot 19,8}} = 20 \text{ мм.}$$

Подбираем цепь по ГОСТ 13568-75, имеющую $t = 25,4$ мм, разрушающую нагрузку $Q \approx 60$ кН; массу $q = 2,6$ кг/м; $A_{оп} = 179,7$ мм².

Скорость цепи:

$$v = \frac{z_3 t n_3}{60 \cdot 10^3} = \frac{25 \cdot 25,4 \cdot 361,2}{60 \cdot 10^3} = 3,82 \text{ м/с.}$$

Окружная сила:

$$F_{тц} = \frac{T_2 \omega_2}{v} = \frac{127,68 \cdot 37,8}{3,82} = 1263 \text{ Н}$$

Проверяем давление в шарнире:

$$p = \frac{F_{тц} K_3}{A_{оп}} = \frac{1263 \cdot 1,25}{179,7} = 8,7 \text{ МПа.}$$

Уточняем допускаемое давление: $[p] = 20[1+0,01(z_3 - 17)] = 20[1+0,01(25 - 17)] = 21,6$ МПа. Условие $p < [p]$ выполнено.

Определяем число звеньев по формуле:

$$L_t = 2a_t + 0,5z_{\Sigma} + \Delta^2 / a_t$$

$$a_t = a_{ц} / t = 50,$$

$$z_{\Sigma} = z_3 + z_4 = 25 + 70 = 95;$$

$$\Delta = \frac{z_4 - z_3}{2\pi} = \frac{70 - 25}{2 \cdot 3,14} = 7,16;$$

Тогда

$$L_t = 2 \cdot 50 + 0,5 \cdot 95 + 7,16^2 / 50 = 148,52.$$

Округлим до четного числа $L_t = 148$.

Уточняем межосевое расстояние цепной передачи:

$$a_{ц} = 0,25t[L_t - 0,5 z_{\Sigma} + \sqrt{(L_t - 0,5 z_{\Sigma})^2 - 8\Delta^2}] = 0,25 \cdot 25,4 \cdot [148 - 0,5 \cdot 95 + \sqrt{(148 - 0,5 \cdot 95)^2 - 8 \cdot 7,16^2}] = 1263 \text{ мм.}$$

Для свободного провисания цепи предусматривается возможность уменьшения межосевого расстояния на 0,4%, т.е на $1263 \cdot 0,004 \approx 5$ мм.

					<i>РЦО-160.00.00.ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		15

Определяем диаметры делительных окружностей звездочек [с. 148]:

$$d_{д3} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z3}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180}{25}} = 202 \text{ мм}, \quad d_{д4} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z4}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180}{70}} = 566 \text{ мм}.$$

Определяем диаметры наружных окружностей звездочек [с. 148]:

$D_{e3} = t \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{z3} + 0,7 \right) - 0,3d_1$, где $d_1 = 15,88$ мм, диаметр ролика цепи, тогда

$$D_{e3} = 25,4 \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{25} + 0,7 \right) - 0,3 * 15,88 = 222 \text{ мм};$$

$$D_{e4} = 25,4 \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{70} + 0,7 \right) - 0,3 * 15,88 = 578,6 \text{ мм};$$

Силы, действующие на цепь:

- окружная $F_{тц} = 1263$ Н
- от центробежных сил $F_v = qv^2 = 2,6 * 3,82^2 = 37,94$ Н
- от провисания $F_f = 9,81 k_f q a_{ц} = 9,81 * 6 * 2,6 * 1,263 = 193$ Н, [1, с. 151],

где k_f - коэффициент, учитывающий расположение цепи: при горизонтально расположенной цепи $k_f = 6$;

Расчетная нагрузка на валы [1, с. 154]:

$$F_B = 2F_f + F_{тц} = 1263 + 2 * 193 = 1649 \text{ Н}$$

Проверяем коэффициент запаса прочности [1, с. 151]:

$$s = \frac{Q}{F_{тц} k_d + F_g + F_f} = \frac{60 * 10^3}{1263 * 1 + 37,94 + 193} = 40,16.$$

условие $s > [s] \approx 8,9$ выполнено.

Размеры ведущей звездочки:

- ступица $d_{ст} = 52$ мм, $l_{ст} = (38,4 \div 51,2)$ мм, принимаем $l_{ст} = 45$ мм
- толщина диска $0,93 B_{вн} = 0,93 * 15,88 = 14$ мм.

					<i>РЦО-160.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		16

7. Первый этап компоновки редуктора

Компоновку обычно проводят в два этапа. Первый этап компоновки служит для приближенного определения положения зубчатых колес и звездочки относительно опор для последующего определения опорных реакций и подбора подшипников.

Компоновочный чертеж выполняем в одной проекции – разрез по осям валов при снятой крышке редуктора; желательный масштаб 1:1, чертить тонкими линиями.

Учитывая расстояние $a_w = 160$ мм вычерчиваем упрощенно шестерню и колесо в виде прямоугольников; шестерня выполнена за одно целое с валом.

Очерчиваем внутреннюю стенку корпуса:

- зазор от торца ступицы $A = 1,2 \cdot \delta = 1,2 \cdot 8 = 9,6$ мм;

- зазор от окружности вершин зубьев колеса до внутренней стенки корпуса $A = \delta = 8$ мм;

- Принимаем расстояние между наружным кольцом подшипника ведущего вала и внутренней стенки корпуса $A = \delta = 8$ мм.

Предварительно намечаем радиальные шарикоподшипники легкой серии; габариты подшипников выбираем по диаметру вала в месте посадки подшипников $d_{n1} = 40$ мм и $d_{n2} = 40$ мм. По табл. ПЗ [1, стр.394]

Условное обозначение подшипника	d	D	B	r	Грузоподъемность, кН	
	мм	мм	мм	мм	динамическая C	статическая C ₀
208	40	80	18	2.5	32.0	17.8

Измерением находим расстояние от шестерни до подшипника $l_1=56$ мм.

Крышки подшипниковых узлов, их основные размеры, выполняем согласно [2, стр.201-202].

Измерением устанавливаем расстояние $l_2=56$ мм, определяющее положение муфты относительно ближайшей опоры ведущего вала, а также расстояние $l_3=56$ мм, определяющее положение звездочки относительно ближайшей опоры ведомого вала.

					<i>РЦО-160.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						18
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

8. Проверка долговечности подшипников.

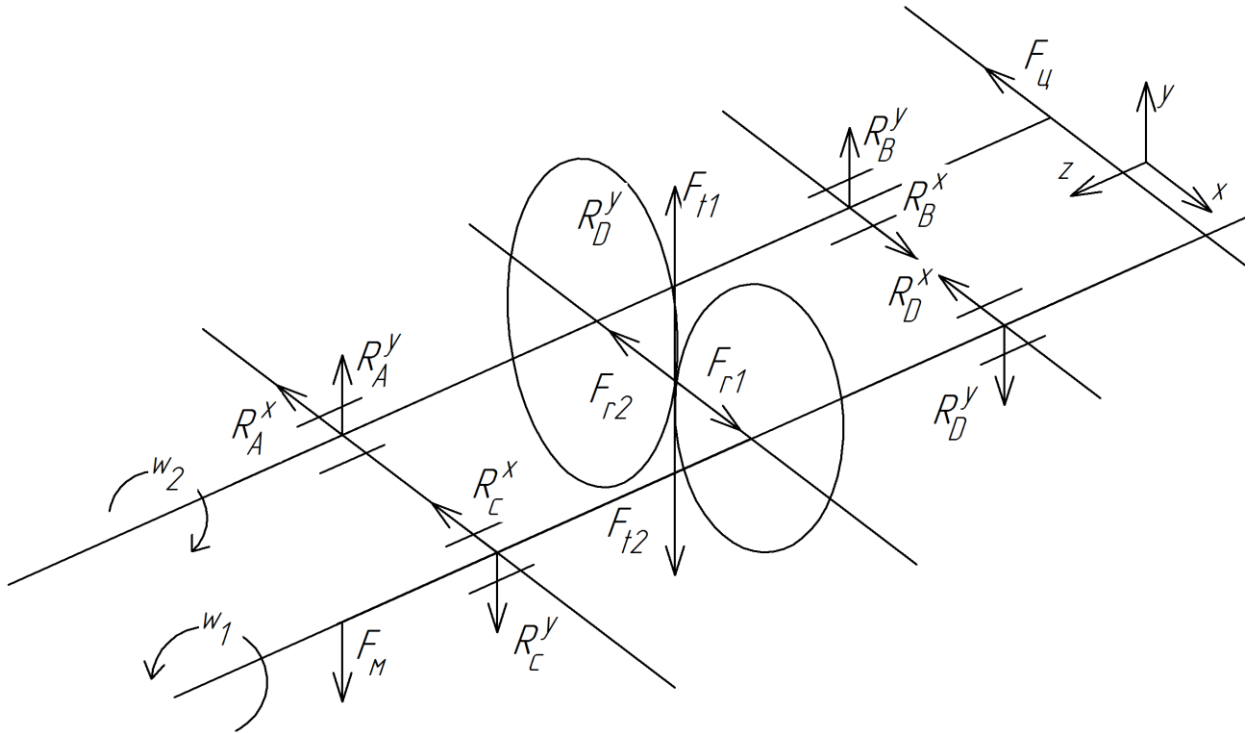


Рисунок 1 – Нагрузка на валы

Ведущий вал.

Из предыдущих расчетов имеем $F_t=1038$ Н, $F_r=378$ Н, из первого этапа компоновки редуктора: $l_1=l_2=56$ мм.

Реакции опор:

В плоскости xz:

$$R_C^x = R_D^x = \frac{F_{r1}}{2} = \frac{378}{2} = 189 \text{ Н}$$

В плоскости yz:

$$F_m = 50\sqrt{T_1} = 50\sqrt{33,24} = 288 \text{ Н}$$

$$R_D^y = \frac{1}{2l_1} (F_m l_2 + F_{t1} l_1) = \frac{1}{2 \cdot 56} (288 \cdot 56 + 1038 \cdot 56) = 663 \text{ Н}$$

$$R_C^y = \frac{1}{2l_1} (-F_m (l_2 + 2l_1) + F_{t1} l_1) = \frac{1}{2 \cdot 56} (-288 \cdot (56 + 2 \cdot 56) + 1038 \cdot 56) = 87 \text{ Н}$$

					<i>РЦО-160.00.00.ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

Проверка:

$$-F_M - R_D^Y - R_C^Y + F_{t1} = -288 - 663 - 87 + 1038 = 0$$

Суммарные реакции:

$$P_{r1} = \sqrt{(R_C^X)^2 + (R_C^Y)^2} = \sqrt{189^2 + 87^2} = 208 \text{ Н}$$

$$P_{r2} = \sqrt{(R_D^X)^2 + (R_D^Y)^2} = \sqrt{189^2 + 663^2} = 689 \text{ Н}$$

Подбираем подшипники по более нагруженной опоре D. В опоре D установлен радиальный шариковый подшипник 208 легкой серии [1, с. 394] :

$$d = 40 \text{ мм}, D = 80 \text{ мм}, B = 18 \text{ мм}, C = 32 \text{ кН}, C_0 = 17.8 \text{ кН}.$$

Эквивалентная нагрузка по формуле [1, с. 212]:

$$P_{\Sigma} = V P_{r2} K_{\sigma} K_T,$$

в которой радиальная нагрузка $P_{r2} = 689 \text{ Н}$; $V = 1$ (вращается внутренне кольцо); коэффициент безопасности для приводов $K_{\sigma} = 1.1$; температурный коэффициент $K_T = 1.1$ [1, с. 214,9.2].

$$P_{\Sigma} = 1 \cdot 689 \cdot 1.1 \cdot 1.1 = 861.3 \text{ Н}$$

Расчетная долговечность, млн. об. [1, с. 211,(9.1)] :

$$L = \left(\frac{C \cdot 10^3}{P_{\Sigma}} \right)^3 = \left(\frac{32 \cdot 10^3}{861.3} \right)^3 = 51285 \text{ млн. об.}$$

Расчетная долговечность, ч:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n_1} = \frac{51285 \cdot 10^6}{60 \cdot 1445} = 591522 \text{ ч}$$

Построение эпюр изгибающих моментов.

					<i>РЦО-160.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						20
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

Плоскость yz , в характерных сечениях I и II:

(слева направо)

$$-R_C^X \cdot x + M_1 = 0$$

$$M_1 = R_C^X \cdot x$$

$$0 < x < l_1$$

$$M_1(0) = 0$$

$$M_1(l_1) = M_1(56) = 189 \cdot 56 = 10.584 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

(справа налево)

$$R_D^X \cdot x - M_2 = 0$$

$$M_2 = R_D^X \cdot x$$

$$0 < x < l_1$$

$$M_2(0) = 0$$

$$M_2(l_1) = M_1(56) = 189 \cdot 56 = 10.584 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Плоскость yz , в характерных сечениях I и II, III:

(слева направо)

$$F_M \cdot x + M_1 = 0$$

$$M_1 = -F_M \cdot x$$

$$0 < x < l_2$$

$$M_1(0) = 0$$

$$M_1(l_2) = M_1(56) = -288 \cdot 56 = -16.128 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

(слева направо)

$$F_M \cdot (x + l_2) + R_C^Y \cdot x + M_2 = 0$$

$$M_2 = -F_M \cdot (x + l_2) - R_C^Y \cdot x$$

$$0 < x < l_1$$

$$M_2(0) = 0$$

$$M_2(l_1) = M_1(56) = -288 \cdot (56 + 56) - 87 \cdot 56 = -37.128 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

					<i>РЦО-160.00.00.ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

(справа налево)

$$-R_D^y \cdot x - M_3 = 0$$

$$M_3 = -R_D^y \cdot x$$

$$0 < x < l_1$$

$$M_3(0) = 0$$

$$M_3(l_1) = M_1(56) = -663 \cdot 56 = -37.128 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Строим эпюру крутящих моментов

$$T_1 = 33.24 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

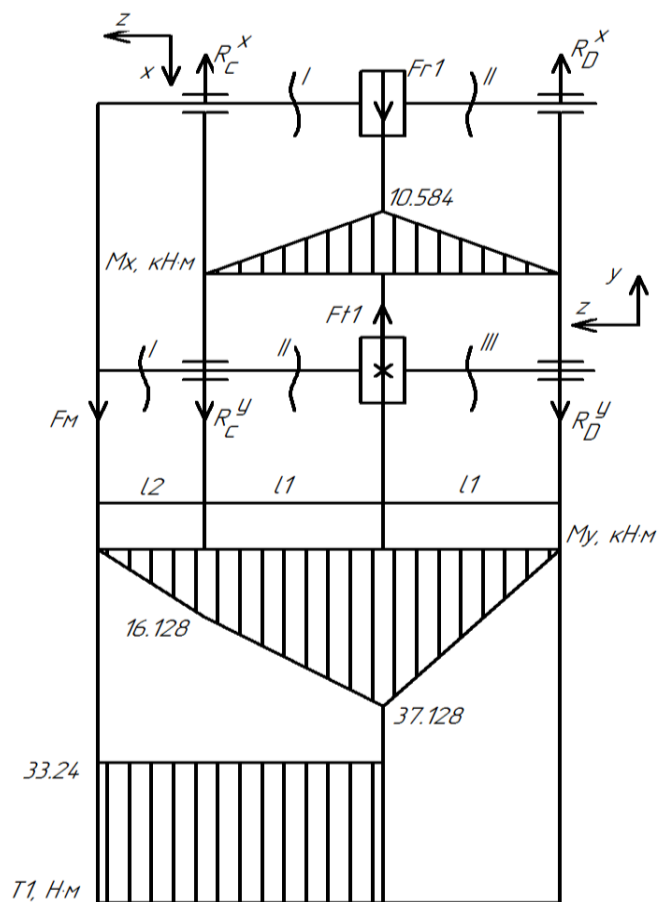


Рисунок 2 – Эпюры изгибающих и крутящих моментов ведущего вала

Ведомый вал:

Вал имеет такие же нагрузки, как и ведущий вал: $F_t = 1038 \text{ Н}$, $F_r = 378 \text{ Н}$

Нагрузка на вал от цепной передачи: $F_y = 1649 \text{ Н}$

Из первого этапа компоновки $l_1 = 56 \text{ мм}$ и $l_3 = 56 \text{ мм}$

Реакции опор:

					<i>РЦО-160.00.00.ПЗ</i>	Лист
						22
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

В плоскости хz:

$$R_A^X = \frac{1}{2l_1} (F_u l_3 - F_{r2} l_1) = \frac{1}{2 \cdot 56} (1649 \cdot 56 - 378 \cdot 56) = 635 \text{ Н}$$

$$R_B^X = \frac{1}{2l_1} (F_u (l_3 + 2l_1) + F_{r2} l_1) = \frac{1}{2 \cdot 56} (1649 \cdot (56 + 2 \cdot 56) + 378 \cdot 56) = 2662 \text{ Н}$$

Проверка:

$$-F_{r2} - R_A^X + R_B^X - F_u = -378 - 635 + 2662 - 1649 = 0$$

в плоскости уz

$$R_B^Y = R_A^Y = \frac{F_{t2}}{2} = \frac{1038}{2} = 519 \text{ Н}$$

Проверка:

$$-F_{t2} + R_A^Y + R_B^Y = -1038 + 519 + 519 = 0$$

Суммарные реакции:

$$P_{r1} = \sqrt{(R_A^X)^2 + (R_A^Y)^2} = \sqrt{635^2 + 519^2} = 820 \text{ Н}$$

$$P_{r2} = \sqrt{(R_B^X)^2 + (R_B^Y)^2} = \sqrt{2662^2 + 519^2} = 2712 \text{ Н}$$

Подбираем подшипники по более нагруженной опоре В. В опоре В установлен радиальный шариковый подшипник 208 легкой серии [1, с. 394] :

$$d = 40 \text{ мм}, D = 80 \text{ мм}, B = 18 \text{ мм}, C = 32 \text{ кН}, C_0 = 17.8 \text{ кН}.$$

Эквивалентная нагрузка по формуле [1, с. 212]:

$$P_{\text{э}} = V P_{r2} K_{\text{о}} K_T,$$

в которой радиальная нагрузка $P_{r2} = 2712 \text{ Н}$; $V = 1$ (вращается внутренне кольцо); коэффициент безопасности для приводов $K_{\text{о}} = 1.1$; температурный коэффициент $K_T = 1.1$ [1, с. 214,9.2].

$$P_{\text{э}} = 1 \cdot 2712 \cdot 1.1 \cdot 1.1 = 3390 \text{ Н}$$

Расчетная долговечность, млн. об.:

$$L = \left(\frac{C \cdot 10^3}{P_{\text{э}}} \right)^3 = \left(\frac{32 \cdot 10^3}{3390} \right)^3 = 841 \text{ млн. об.}$$

					<i>РЦО-160.00.00.ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

Расчетная долговечность, ч:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n_2} = \frac{841 \cdot 10^6}{60 \cdot 361.2} = 38805 \text{ ч}$$

Построение эпюр изгибающих моментов.

Плоскость yz , в характерных сечениях I и II:

(слева направо)

$$-R_A^y \cdot x + M_1 = 0$$

$$M_1 = R_A^y \cdot x$$

$$0 < x < l_1$$

$$M_1(0) = 0$$

$$M_1(l_1) = M_1(56) = 519 \cdot 56 = 29.064 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

(справа налево)

$$R_B^y \cdot x - M_2 = 0$$

$$M_2 = R_B^y \cdot x$$

$$0 < x < l_1$$

$$M_2(0) = 0$$

$$M_2(l_1) = M_1(56) = 519 \cdot 56 = 29.064 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Плоскость xz , в характерных сечениях I и II, III:

(справа налево)

$$F_y \cdot x - M_3 = 0$$

$$M_3 = F_y \cdot x$$

$$0 < x < l_3$$

$$M_3(0) = 0$$

$$M_3(l_3) = M_1(56) = 1649 \cdot 56 = 92.344 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

(справа налево)

$$F_y \cdot (x + l_3) + R_B^x \cdot x - M_2 = 0$$

$$M_2 = F_y \cdot (x + l_3) - R_B^x \cdot x$$

$$0 < x < l_1$$

$$M_2(0) = 1649(0 + 56) - 0 = 92.344 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_2(l_1) = M_1(56) = 1649 \cdot (56 + 56) - 2662 \cdot 56 = 35.616 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

					<i>РЦО-160.00.00.ПЗ</i>	Лист
						24
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

(слева направо)

$$-R_A^x \cdot x + M_1 = 0$$

$$M_1 = R_A^x \cdot x$$

$$0 < x < l_1$$

$$M_1(0) = 0$$

$$M_1(l_1) = M_1(56) = 635 \cdot 56 = 35.560 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Строим эпюру крутящих моментов

$$T_2 = 127.68 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

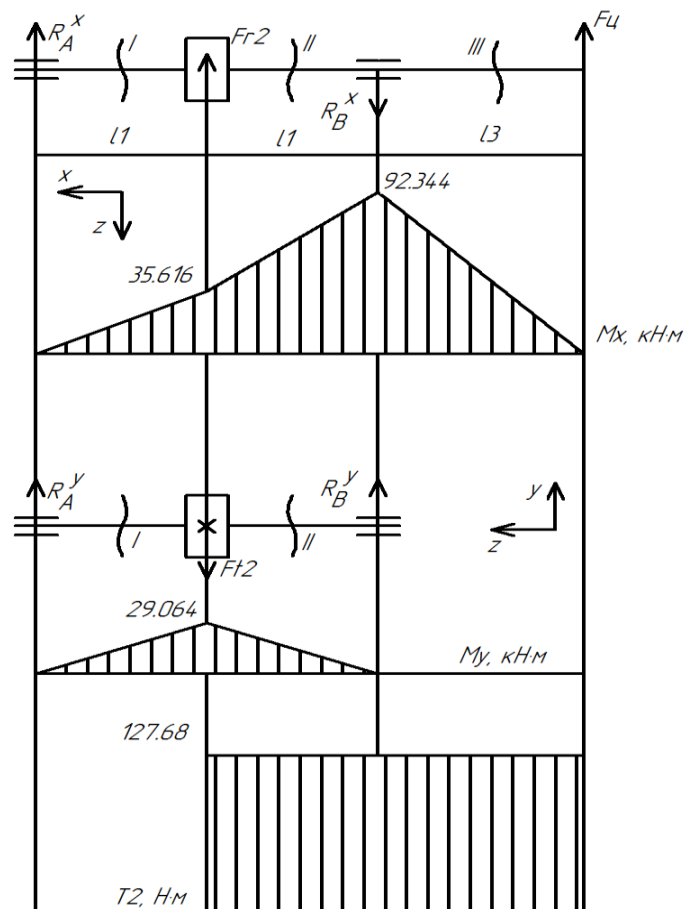


Рисунок 3 - Эпюры изгибающих и крутящих моментов ведомого вала

					<i>РЦО-160.00.00.ПЗ</i>	Лист
						25
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

9. Второй этап компоновки редуктора

Второй этап компоновки имеет целью конструктивно оформить зубчатые колеса, валы, корпус, подшипниковые узлы и подготовить данные для проверки прочности валов и некоторых других деталей.

Вычерчиваем шестерню и колесо по конструктивным размерам, найденным ранее (см.п.4). Шестерню выполняем за одно целое с валом.

Конструируем узел ведущего вала:

а) наносим осевые линии, удаленные от середины редуктора на расстоянии l_1 . Используя эти осевые линии, вычерчиваем в разрезе подшипники качения;

б) Вычерчиваем крышки подшипников с уплотнительными прокладками (толщиной ≈ 1 мм) и болтами. Болт условно заводится в плоскость чертежа, о чем свидетельствует вырыв на плоскости разъема.

в) Переход вала $\varnothing 40$ мм к присоединительному концу $\varnothing 32$ мм выполняют на расстоянии 10-15 мм от торца крышки подшипника так, чтобы ступица муфты не задевала за головки болтов крепления крышки.

Аналогично конструируем узел ведомого вала. Обратим внимание на следующие особенности: для фиксации зубчатого колеса в осевом направлении предусматриваем утолщение вала с одной стороны и установку распорной втулки - с другой; место перехода вала $\varnothing 44$ мм к $\varnothing 40$ мм смещаем на 2-3 мм внутрь ступицы зубчатого колеса с тем, чтобы гарантировать прижатие распорного кольца к ступице зубчатого колеса.

На ведущем и ведомом валах применяем шпонки призматические со скругленными торцами по ГОСТ 23360-78. Вычерчиваем шпонки принимая их длины на 5-10 мм меньше длин ступиц.

Непосредственным измерением уточняем расстояние между опорами и расстояние, определяющие положение зубчатых колес и звездочки относительно опор.

					<i>РЦО-160.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		26

10. Проверка прочности шпоночных соединений

Шпонки призматические. Размеры сечений шпонок и пазов длины шпонок по ГОСТ 23360-78 [1, с. 169].

Материал шпонок – сталь 45 нормализованная.

Призматические шпонки, применяемые в проектируемых редукторах, проверяют на смятие.

Напряжения сжатия и условие прочности:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d \cdot (l - b) \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma_{см}]$$

Допускаемые напряжения смятия при стальной ступице $[\sigma_{см}] = 100 \div 120$ МПа.

Ведущий вал:

$T_1 = 33,24$ Н·м, $d = 32$ мм, $b = 10$ мм, $h = 8$ мм, $t_1 = 5$ мм.

Длина шпонки $l = 32$ мм.

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 33,24 \cdot 10^3}{32 \cdot (32 - 10) \cdot (8 - 5)} = 31,47 \text{ МПа}$$

Условие прочности выполнено $\sigma_{см} \leq [\sigma_{см}]$.

Ведомый вал:

Под звёздочкой:

$T_2 = 127,68$ Н·м, $d = 32$ мм, $b = 10$ мм, $h = 8$ мм, $t_1 = 5$ мм.

Длина шпонки $l = 32$ мм.

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 127,68 \cdot 10^3}{32 \cdot (32 - 10) \cdot (8 - 5)} = 119,8 \text{ МПа}$$

Ступица изготовлена из стали 45. Следовательно, условие прочности

$\sigma_{см} \leq [\sigma_{см}]$ выполнено.

Под зубчатым колесом:

$T_2 = 127,68$ Н·м, $d = 44$ мм, $b = 12$ мм, $h = 8$ мм, $t_1 = 5$ мм.

Длина шпонки $l = 50$ мм.

					<i>РЦО-160.00.00.ПЗ</i>	Лист
						27
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 127.68 \cdot 10^3}{44 \cdot (50 - 12) \cdot (8 - 5)} = 50.9 \text{ МПа}$$

Условие $\sigma_{\text{см}} \leq [\sigma_{\text{см}}]$ выполнено

					<i>РЦО-160.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						28
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

11. Уточненный расчет валов.

Примем, что нормальные напряжения от изгиба изменяются по симметричному циклу, а касательные от кручения – по отнулевому (пульсирующему).

Уточненный расчет состоит в определении коэффициентов запаса прочности S для опасных сечений и сравнение их с требуемыми (допускаемыми) значениями $[S]=2,5$. Прочность соблюдена при $S \geq [S]$.

Будем производить расчет для предположительно опасных сечений для ведомого вала.

Ведомый вал.

Материал вала Сталь 45, термообработка - улучшение.

Наибольший диаметр у буртика, $d_{\text{буртика}}=50$ мм, значение $\sigma_b = 780$ МПа [1, с. 34, 3.3.].

Предел выносливости при симметричном цикле изгиба:

$$\sigma_{-1} \approx 0,43 \cdot 780 = 335,4 \text{ МПа} .$$

Предел выносливости при симметричном цикле касательных напряжений:

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 335,4 = 194,53 \text{ МПа} .$$

Сечение А-А.

Диаметр вала в этом сечении 44 мм.

Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночной канавки [1, с. 165-166]:

$$k_{\tau} = 1,69; k_{\sigma} = 1,79 ;$$

масштабные факторы:

$$\varepsilon_{\sigma} = 0,84; \varepsilon_{\tau} = 0,72;$$

коэффициенты $\psi_{\sigma} = 0,25$ для легированных сталей; $\psi_{\tau} = 0,1$ $T_2 = 127680$ Н*мм.

Изгибающий момент в горизонтальной плоскости:

$$M' = R_A^x \cdot l_1 = 635 \cdot 56 = 35.616 \cdot 10^3 \text{ Нм}$$

Изгибающий момент в вертикальной плоскости:

$$M'' = R_A^y \cdot l_1 = 519 \cdot 56 = 29.064 \cdot 10^3 \text{ Нм}$$

					<i>РЦО-160.00.00.ПЗ</i>	Лист
						29
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$M_{A-A} = \sqrt{M'{}^2 + M''} = \sqrt{(35.616 \cdot 10^3)^2 + (29.064 \cdot 10^3)^2} = 45.26 \cdot 10^3 \text{ Нм}$$

Момент сопротивления кручению:

$d=44 \text{ мм}; b=12 \text{ мм}; t_1 = 5 \text{ мм};$

$$W_{\text{К Netto}} = 0,2 \cdot d^3 - \frac{b \cdot t(d-t)^2}{2d} = 0,2 \cdot 44^3 - \frac{12 \cdot 5(44-5)^2}{2 \cdot 44} = 15999 \text{ мм}^3$$

Момент сопротивления изгибу:

$$W_{\text{Netto}} = 0,1 \cdot d^3 - \frac{b \cdot t(d-t)^2}{2d} = 0,1 \cdot 44^3 - \frac{12 \cdot 5(44-5)^2}{2 \cdot 44} = 7481 \text{ мм}^3$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений:

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T_2}{2 \cdot W_{\text{К Netto}}} = \frac{127680}{2 \cdot 15999} = 3,99 \text{ МПа}$$

Амплитуда нормальных напряжений изгиба:

$$\sigma_v = \frac{M_{A-A}}{W_{\text{Netto}}} = \frac{45260}{7481} = 6,04 \text{ МПа}$$

Среднее напряжение $\sigma_m = 0$;

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma \cdot \sigma_v}{\varepsilon_\sigma} + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{335,4}{\frac{1,79 \cdot 6,04}{0,84}} = 26,05$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau \cdot \tau_v}{\varepsilon_\tau} + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{194,53}{\frac{1,69}{0,72} \cdot 3,99 + 0,1 \cdot 3,99} = 19,92$$

Результирующий коэффициент запаса прочности в сечении А-А

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} = \frac{26,05 \cdot 19,92}{\sqrt{26,05^2 + 19,92^2}} = 15,82$$

					<i>РЦО-160.00.00.ПЗ</i>	Лист
						30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Сечение К-К.

Концентрация напряжений обусловлена посадкой подшипника с гарантированным натягом [1, стр. 166,8.7]

$$k_{\sigma}/\varepsilon_{\sigma} = 4,675 \quad \text{и} \quad k_{\tau}/\varepsilon_{\tau} = 3,205 ;$$

$$\text{коэффициенты } \psi_{\sigma} = 0,15; \quad \psi_{\tau} = 0,1$$

Изгибающий момент:

$$M_4 = F_y \cdot l_3 = 1649 \cdot 56 = 92.344 \cdot 10^3 \text{ Нм}$$

Осей момент сопротивления :

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{3.14 \cdot 40^3}{32} = 6.2 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$$

Амплитуда нормальных напряжений изгиба:

$$\sigma_v = \sigma_{\max} = \frac{M_4}{W} = \frac{92.344}{6.2} = 14.89 \text{ МПа}$$

Среднее напряжение $\sigma_m = 0$;

Полярный момент сопротивления:

$$W_p = 2 \cdot W = 2 \cdot 6.2 \cdot 10^3 = 12.4 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений:

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T_2}{2 \cdot W_p} = \frac{127680}{2 \cdot 12400} = 5.14 \text{ МПа}$$

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma} \cdot \sigma_v}{\varepsilon_{\sigma}} + \psi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{335.4}{4.675 \cdot 14.89} = 4.84$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau} \cdot \tau_v}{\varepsilon_{\tau}} + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{194.53}{3.205 \cdot 5.14 + 0.1 \cdot 5.14} = 11.45$$

					<i>РЦО-160.00.00.ПЗ</i>	Лист
						31
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Результирующий коэффициент запаса прочности в сечении К-К:

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} = \frac{4.84 \cdot 11.45}{\sqrt{4.84^2 + 11.45^2}} = 4.45$$

Сечение Л-Л.

Концентрация напряжений обусловлена переходом от Ø40мм к Ø32мм при $D/d=40/32=1.25$ и $r/d=2/32=0.06$:

$$k_\sigma=1,90 ; k_\tau=1,45;$$

$$\varepsilon_\sigma = 0,73; \varepsilon_\tau = 0,73;$$

коэффициенты $\psi_\sigma = 0,15$; $\psi_\tau = 0,1$

Внутренние силовые факторы те же, что и для сечения К-К.

Осевой момент сопротивления :

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{3.14 \cdot 32^3}{32} = 3.22 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$$

Амплитуда нормальных напряжений :

$$\sigma_v = \frac{M_4}{W} = \frac{92.344}{3.22} = 28.67 \text{ МПа}$$

Полярный момент сопротивления:

$$W_p = 2 \cdot W = 2 \cdot 3.22 \cdot 10^3 = 6.44 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений:

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T_2}{2 \cdot W_p} = \frac{127680}{2 \cdot 6440} = 9.91 \text{ МПа}$$

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma \cdot \sigma_v}{\varepsilon_\sigma} + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{335.4}{2.6 \cdot 28.67} = 4.49$$

					<i>РЦО-160.00.00.ПЗ</i>	Лист
						32
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \cdot \tau_v + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{194.53}{1.98 \cdot 9.91 + 0.1 \cdot 9.91} = 9.43$$

Результирующий коэффициент запаса прочности в сечении Л-Л:

$$s = \frac{s_{\sigma} s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} = \frac{4.49 \cdot 9.43}{\sqrt{4.49^2 + 9.43^2}} = 4.05$$

Сечение	А-А	К-К	Л-Л
s	15,82	4,45	4,05

Во всех сечениях $S \geq [S]$

Вывод: Прочность соблюдена для всех опасных сечений.

12.Посадки основных деталей редукора.

Посадки назначаем в соответствии с указаниями, данными в [1, с. 263]

Для закрепления ступицы зубчатого колеса на валу служат преимущественно посадки Н7/р6, Н7/г6, Н7/с6, обеспечивающие гарантированный натяг. Выбираем первую из них, так как необходима посадка средней плотности, допускающей возможность демонтажа.

Для подшипников качения указываются отклонения валов и отверстий, а не обозначения полей допусков соединений, потому что подшипники являются готовыми изделиями, идущими на сборку без дополнительной обработки.

Для вала в месте неподвижного сопряжения его с внутренним кольцом подшипника качения требуется назначать отклонение к6 или т6. При этом посадка получается более тугой, чем в случае отверстия Н7 или Н6, потому что отклонения Н положительны, а отклонения внутреннего диаметра подшипника отрицательны. Так как мы не перемещаем внутреннее кольцо вдоль вала при регулировании зазора в подшипнике, то выбираем более тугую посадку к6.

При сборке необходимо некоторый участок вала, смежный с посадочным местом подшипника, провести свободно через отверстие внутреннего кольца, то можно сохранить на этом участке номинальный диаметр посадочного места, но выполнить этот участок с гарантированным зазором и меньшей точностью под манжетой d9.

Отверстия корпуса, в которых размещаются наружные кольца подшипников, рассчитываем по Н7.

Ведомый вал:

Наружные кольца шарикоподшипников в корпусе $\varnothing 80$ Н7.

Внутренние кольца шарикоподшипников на валы $\varnothing 40$ к6.

Ведущий вал:

Наружные кольца шарикоподшипников в корпусе $\varnothing 80$ Н7.

Внутренние кольца шарикоподшипников на валы $\varnothing 40$ к6.

					<i>РЦО-160.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		34

Существует 3 вида посадок:

- с натягом;
- с зазором;
- переходная;

Рассмотрим на примере посадку с натягом.

Неподвижная посадка (с натягом)

Соединение вал – ступица зубчатого колеса.

Предпочтительной является система отверстия, потому что вал является ступенчатым (при постоянном диаметре вала используется система вала). Чтобы не было проскальзывания колеса относительно вала, используется шпоночное соединение.

Для того чтобы шпонка не разрушала соединяемые детали, выбираем посадку с минимальным натягом. Принимаем допуск для отверстия H7, восьмая степень точности используется в машиностроении, вал делаем точнее, чем отверстие. Исходя из того, что выбор производится из условия среднего натяга, из всех предложенных посадок выбираем $\frac{H7}{p6}$.

Посадка зубчатого колеса на вал $\varnothing 44 \frac{H7}{p6}$, найдем предельные отклонения:

для отверстия $\varnothing 44 H7$ ES=+25 мкм;

EI= 0 мкм;

для вала $\varnothing 44 p6$ es= +42 мкм;

ei= +26 мкм;

Вычисляем предельные размеры отверстия и вала:

$D_{\max} = D + ES = 44 + 0.025 = 44,025$ мм;

$D_{\min} = D + EI = 44$ мм;

$d_{\max} = D + es = 44 + 0,042 = 44,042$ мм;

					<i>РЦО-160.00.00.ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		35

$$d_{\min} = D + ei = 44 + 0,026 = 44,026 \text{ мм};$$

Определяем величины допусков для отверстия и вала:

$$TD = ES - EI = 25 - 0 = 25 \text{ мкм};$$

$$Td = es - ei = 42 - 26 = 16 \text{ мкм};$$

Вычисляем предельные значения натягов:

$$N_{\max} = es - EI = 42 - 0 = 42 \text{ мкм};$$

$$N_{\min} = ei - ES = 26 - 25 = 1 \text{ мкм};$$

Строим картину расположения допусков и проставляем: D_{\max} , D_{\min} , d_{\max} , d_{\min} , D , ES , EI , es , ei .

Проставляем величины допусков и натягов N_{\max} , N_{\min} .

Определяем допуск натяга:

$$TN = TD + Td = 25 + 16 = 41 \text{ мкм}.$$

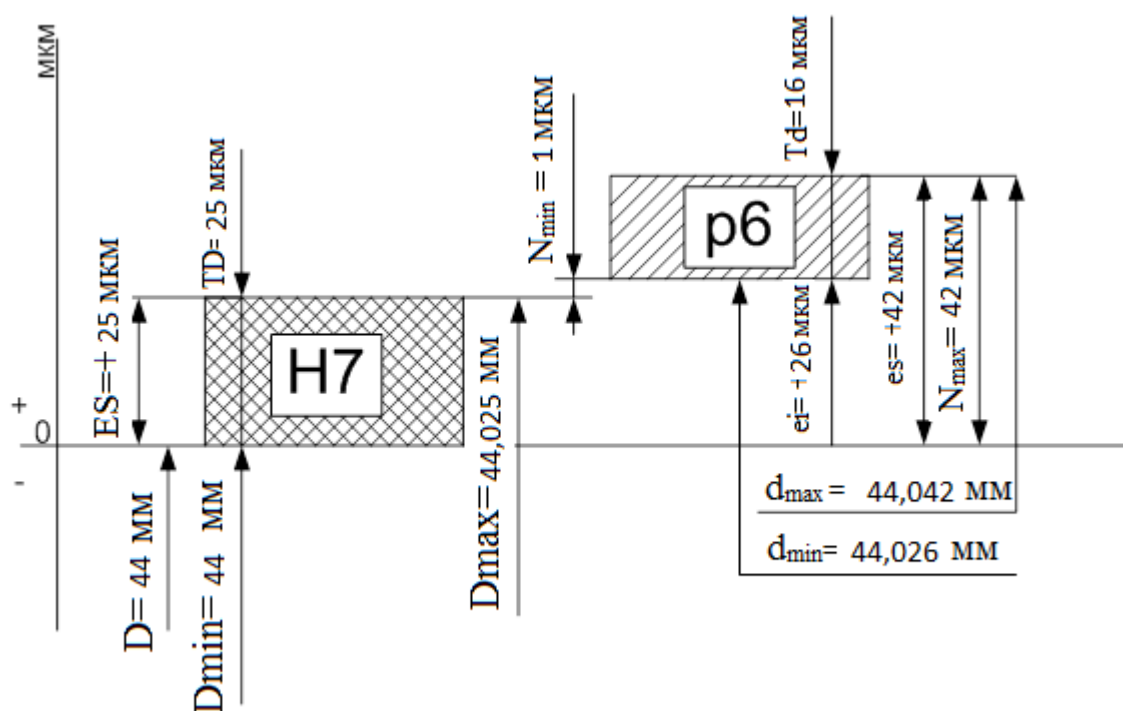


Рисунок 4 – Расположение полей допусков отверстия и вала для посадки с натягом

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Подвижная посадка(с зазором)

Рассмотрим соединение крышки подшипника - корпус редуктора на ведомом валу.

Вычерчиваем эскиз соединения и проставляем посадку $\varnothing 80 H7/d11$

Находим величины предельных отклонений

для отверстий $\varnothing 80 H7$ $ES = + 30$ мкм;

$EI = 0$ мкм;

для вала $\varnothing 80 d11$ $es = -100$ мкм;

$ei = -290$ мкм;

Строим картину расположения допусков и проставляем: D_{max} , D_{min} , d_{max} , d_{min} , D , ES , EI , es , ei . Проставляем величины допусков и натягов N_{max} , N_{min} .

Вычисляем предельные размеры отверстия и вала:

$D_{max} = D + ES = 80 + 0,03 = 80,03$ мм;

$D_{min} = D + EI = 80 + 0 = 80$ мм;

$d_{max} = D + es = 80 - 0,1 = 79,9$ мм;

$d_{min} = D + ei = 80 - 0,290 = 79,71$ мм;

Определяем величины допусков для отверстия и вала:

а) через предельные размеры:

$TD = D_{max} - D_{min} = 80,03 - 80 = 0,03$ мм;

$Td = d_{max} - d_{min} = 79,9 - 79,71 = 0,19$ мм;

б) через предельные отклонения:

$TD = ES - EI = 30 - 0 = 30$ мкм;

$Td = es - ei = -100 + 290 = 190$ мкм;

Вычисляем предельные значения зазоров:

а) через предельные размеры:

$S_{max} = D_{max} - d_{min} = 80,03 - 79,71 = 0,32$ мм;

$S_{min} = D_{min} - d_{max} = 80 - 79,9 = 0,1$ мм;

б) через предельные отклонения:

					<i>РЦО-160.00.00.ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		37

$$S_{\max} = ES - ei = 30 + 290 = 320 \text{ мкм};$$

$$S_{\min} = EI - es = 0 + 100 = 100 \text{ мкм};$$

Определяем допуск зазора:

$$TS = TD + Td = 0,03 + 0,19 = 0,22 \text{ мм.}$$

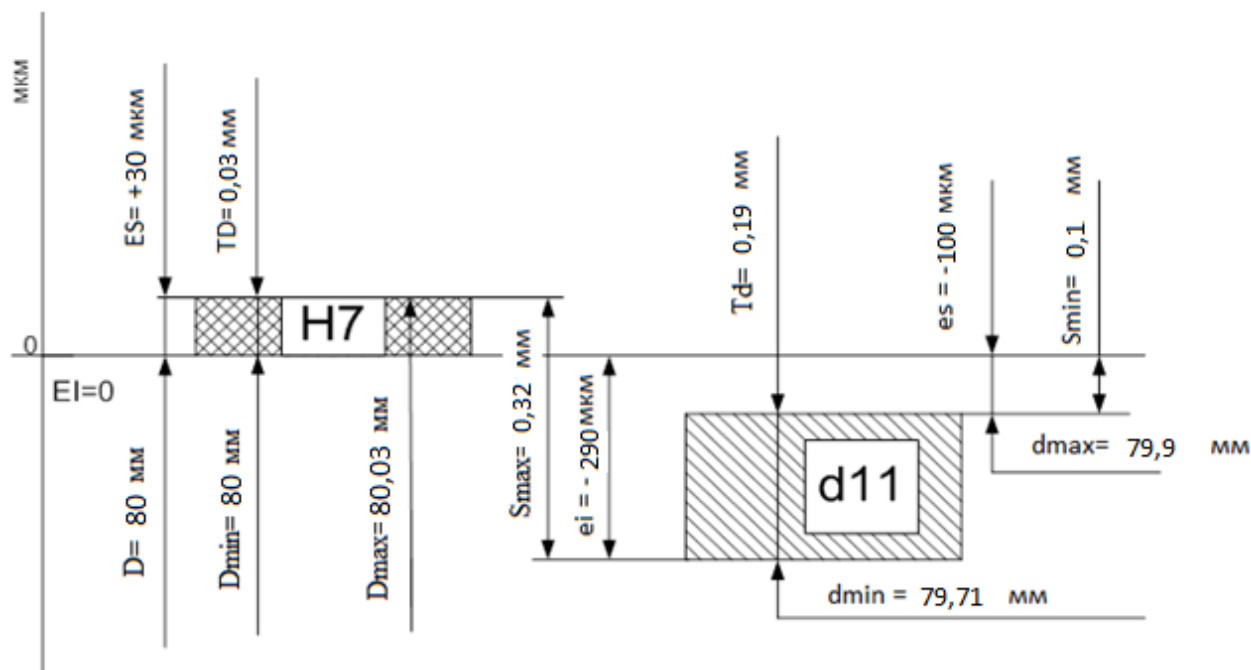
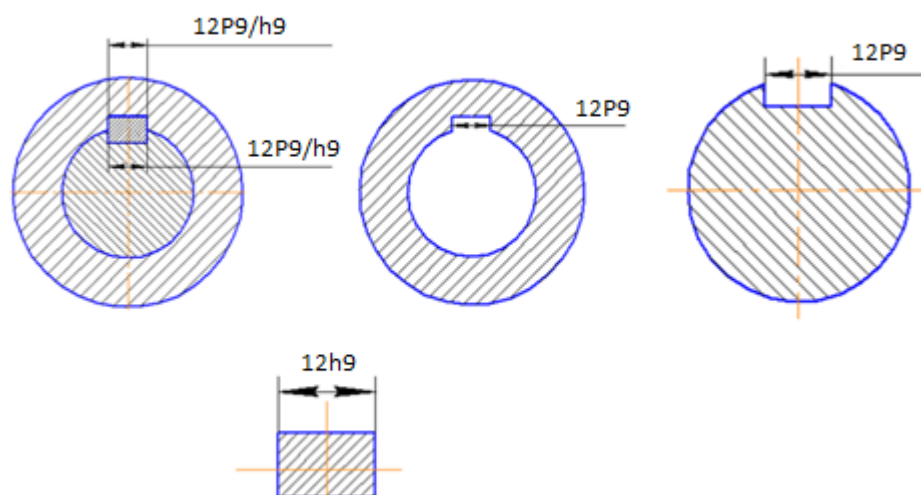


Рисунок 5 – Расположение полей допусков отверстия и вала для посадки с зазором

Переходная посадка

Шпоночное соединение – один из видов соединений вала с колесом, муфтой, втулкой и т.д. с использованием дополнительного конструктивного элемента (шпонки), предназначенной для предотвращения их взаимного поворота. Точность центрирования деталей в шпоночном соединении обеспечивается посадкой детали на вал. Это сопряжение можно назначить с очень малыми зазорами или натягами, следовательно – предпочтительны переходные посадки. Шпоночное соединение позволяет производить лёгкую сборку и разборку конструкции. Используя предпочтительные поля допусков, принимаем допуск для отверстия – P9 и допуск для шпонки h9.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------



Рассмотрим соединение вал-шпонка под колесом: посадка 12 P9/h9

Величины предельных отклонений:

для паза вала 12 P9 ES= - 18 мкм;

 EI= - 61 мкм;

для шпонки 12 h9 es = 0 мкм;

 ei = -43 мкм;

Вычисляем предельные размеры отверстия и вала:

$$D_{\max}=D+ES=12+(-0,018)= 11,982 \text{ мм};$$

$$D_{\min}=D+EI=12+(-0,061)= 11,939 \text{ мм};$$

$$d_{\max}=D+es=12+0,000= 12 \text{ мм};$$

$$d_{\min}=D+ei=12+(-0,043)=11,957 \text{ мм};$$

Определяем величину допуска размера отверстия и вала:

а) через предельные размеры

$$TD=D_{\max}-D_{\min}=11,982-11,939= 0,043 \text{ мм};$$

$$Td=d_{\max}-d_{\min}=12-11,957= 0,043 \text{ мм};$$

б) через предельные отклонения

$$TD=ES-EI=-18+61=43 \text{ мкм};$$

$$Td=es-ei=0+43= 43 \text{ мкм};$$

Вычисляем предельные значения натягов и зазоров для соединения шпонки с пазом вала:

а) через предельные размеры:

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = 12 - 11,939 = 0,061 \text{ мм};$$

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 11,982 - 11,957 = 0,025 \text{ мм};$$

б) через предельные отклонения:

$$N_{\max} = es - EI = 0 - (-61) = 61 \text{ мкм};$$

$$S_{\max} = ES - ei = -18 - (-43) = 25 \text{ мкм}.$$

Допуск зазора:

$$TS = S_{\max} = 0,025 \text{ мм};$$

Допуск натяга:

$$TN = N_{\max} = 0,061 \text{ мм};$$

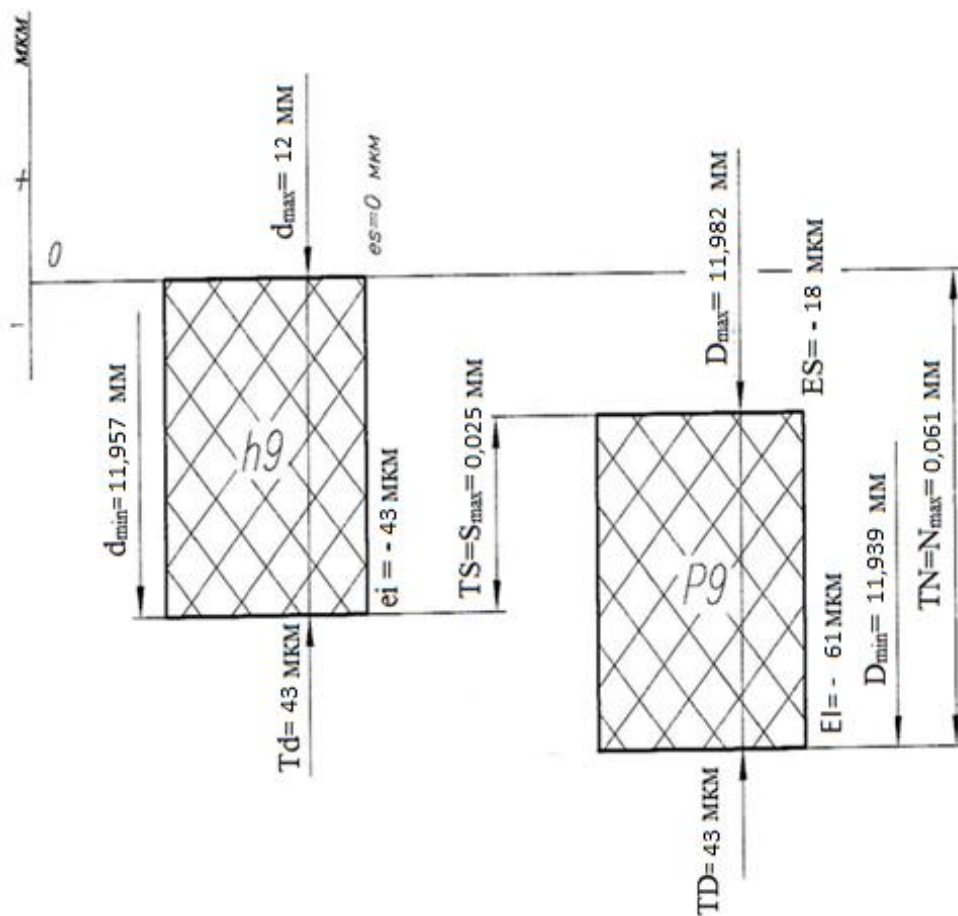


Рисунок 6 – Расположение полей допусков шпонки и паза вала для переходной посадки

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

13. Выбор сорта масла

Смазывание зубчатого зацепления производится окунанием зубчатого колеса в масло, заливаемое внутрь корпуса до уровня, обеспечивающего погружение цилиндрического колеса примерно на 10 мм. Объем масляной ванны V определяется из расчета $0,25 \text{ дм}^3$ масла на 1 кВт передаваемой мощности:
 $V=0,25 \cdot 5,13 \approx 1,28 \text{ дм}^3$.

При контактных напряжениях $\sigma_H = 324,37 \text{ МПа}$ и скорости $v = 4,8 \text{ м/с}$ рекомендованная вязкость масла должна быть примерно равна: $28 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. По табл. 10.10 [1,253] принимаем масло индустриальное И-30А по ГОСТ 20799-75*.

					<i>РЦО-160.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						41
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

14.Сборка редуктора

Перед сборкой внутреннюю полость корпуса редуктора тщательно очищают и покрывают маслостойкой краской. Сборку производят в соответствии со сборочным чертежом редуктора, начиная с узлов валов:

на ведущий вал насаживают мазеудерживающие кольца и шарикоподшипники, предварительно нагретые в масле до 80 – 100 °С;

в ведомый вал закладывают шпонку и напрессовывают зубчатое колесо до упора в бурт вала; затем надевают распорную втулку, мазеудерживающие кольца и устанавливают шарикоподшипники, предварительно нагретые в масле.

Собранные валы укладывают в основание корпуса редуктора и надевают крышку корпуса, покрывая предварительно поверхности стыка крышки и корпуса герметиком. Ставят крышки подшипников с комплектом металлических прокладок для регулировки и манжетным уплотнением.

Проверяют проворачиванием валов отсутствие заклинивания подшипников (валы должны проворачиваться от руки) и закрепляют крышки болтами.

Далее на конец ведомого вала в шпоночную канавку закладывают шпонку. Затем ввертывают пробку маслоспускного отверстия с прокладками и жезловый маслоуказатель.

Заливают в корпус масло и закрывают смотровое отверстие крышкой-отдушиной с прокладкой из технического картона; закрепляют крышку болтами.

Собранный редуктор обкатывают и подвергают испытанию на стенде по программе, устанавливаемой техническими условиями.

					<i>РЦО-160.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		42

Заключение

Создание машин, отвечающих потребностям народного хозяйства, должно предусматривать их наибольший экономический эффект и высокие тактико-технические и эксплуатационные показатели.

Основные требования, предъявляемые к создаваемой машине: высокая производительность, надёжность, технологичность, ремонтпригодность, минимальные габариты и масса, удобство эксплуатации, экономичность, техническая эстетика. Все эти требования учитывают в процессе проектирования и конструирования.

В процессе проектирования и конструирования мы:

- овладели техникой разработки конструкторских документов на различных стадиях проектирования;

- приобрели навыки самостоятельного решения инженерно – технических задач и умение анализировать полученные результаты;

- научились работать со стандартами, различной инженерной, учебной и справочной литературой (каталогами, атласами).

					<i>РЦО-160.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		43

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб.пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов /С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин и др.- 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1988.- 416с.
2. Конструирование узлов и деталей машин: Справочное учебно-методическое пособие/ Л.В. Курмаз, О.Л. Курмаз. – М.: Высш.шк., 2007.- 455 с.
3. Детали машин. Проектирование: Справочное учебно-методическое пособие/ Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. – 2-е изд., испр.: М.: Высш. шк., 2005.- 309 с.

					<i>РЦО-160.00.00.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		44