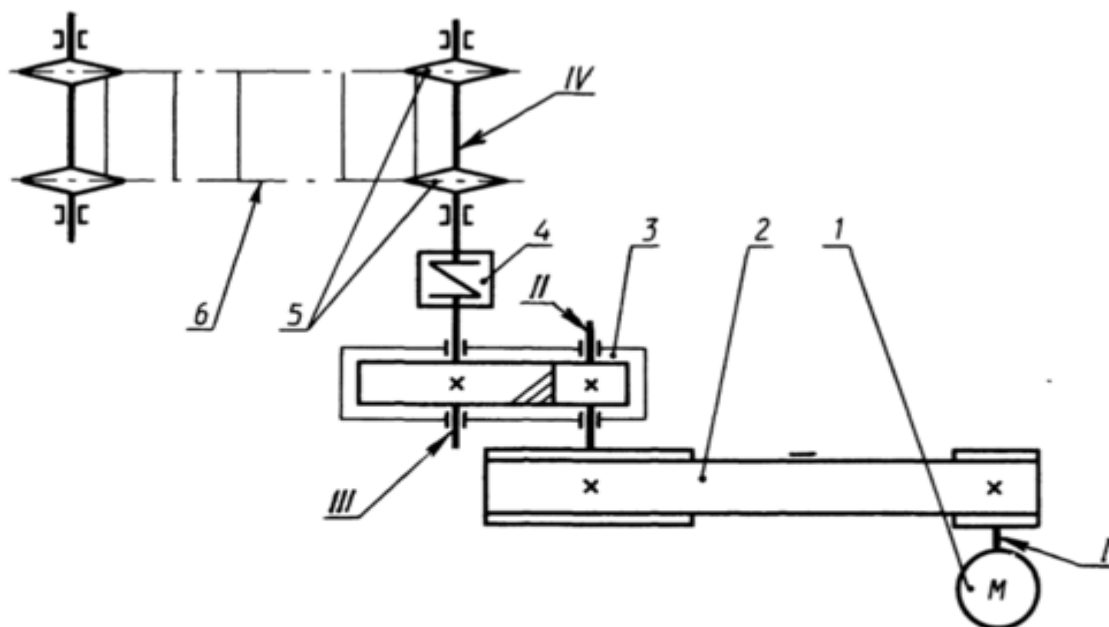


1. Кинематическая схема машинного агрегата

1.1. Условия эксплуатации машинного агрегата

Техническое задание 9



1—двигатель; 2—плоскоременная передача; 3—цилиндрический редуктор; 4 —упругая муфта с торообразной оболочкой; 5—ведущие звездочки конвейера; 6 —тяговая цепь. I, II, III, IV — валы, соответственно, — двигателя, быстрогоходный и тихоходный редуктора, рабочей машины

Исходные данные	Вариант 8
Тяговая сила цепи F, кН	4
Скорость тяговой цепи V, м/с	0,5
Шаг тяговой цепи P, мм	80
Число зубьев звездочки Z	7
Допускаемое отклонение скорости тяговой цепи %	6
Срок службы привода L_t , лет	5

Срок службы приводного устройства

Срок службы (ресурс) L_h , ч, определяется по формуле

$$L_h = 365L_t t_c L_c,$$

где L_t — срок службы привода, лет; t_c — продолжительность смены, ч; L_c — число смен.

$$L_h = 365L_t t_c L_c = 365 \cdot 5 \cdot 8 \cdot 2 = 29200 \text{ ч.}$$

Принимаем время простоя машинного агрегата 15% ресурса.

					Расчетно – пояснительная записка	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		4

Тогда $L_h = 29200 \cdot (1 - 0,15) = 24820 \text{ ч.}$

Рабочий ресурс привода принимаем $L_h = 25000 \text{ ч.}$

Таблица № 1.1. Эксплуатационные характеристики машинного агрегата

Место установки	L_t	L_c	t_c	$L_h, \text{ч}$	Характер нагрузки	Режим работы
Скребковый конвейер	5	2	8	25000	Легкие толчки	Не реверсивный

2. Выбор двигателя. Кинематический расчет привода

2.1. Определение номинальной мощности и номинальной частоты вращения двигателя

Мощность двигателя зависит от требуемой мощности рабочей машины, а его частота вращения – от частоты вращения приводного вала машины.

1) Требуемая мощность рабочей машины $P_{рм}$, кВт:

$$P_{рм} = Fv$$

где F – значение тяговой силы, кН; v – линейная скорость тягового органа рабочей машины, м/с.

$$P_{рм} = Fv = 4 \cdot 0,5 = 2 \text{ кВт.}$$

2) Общий коэффициент полезного действия (КПД) привода:

$$\eta = \eta_{зп} \eta_{оп} \eta_{м} \eta_{пк} \eta_{пс}$$

где $\eta_{зп}, \eta_{оп}, \eta_{м}, \eta_{пк}, \eta_{пс}$, – коэффициенты полезного действия закрытой передачи, открытой передачи, муфты, подшипников качения, подшипников скольжения.

По [1. таб. 2.2. с. 42] выбираем значения коэффициентов

Тогда

$$\eta = \eta_{зп} \eta_{оп} \eta_{м} \eta_{пк}^2 \eta_{пс}^2 = 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,98 \cdot 0,995^2 \cdot 0,99^2 = 0,876.$$

3) Требуемая мощность двигателя $P_{дв}$, кВт:

$$P_{дв} = \frac{P_{рм}}{\eta} = \frac{2}{0,876} = 2,283 \text{ кВт.}$$

4) Номинальная мощность двигателя $P_{ном}$, кВт:

Значение номинальной мощности выбирается [1. таб. 2.2. с. 41] по величине, большей, но ближайшей к требуемой мощности.

Принимаем номинальную мощность $P_{ном} = 3 \text{ кВт.}$

5) Тип двигателя выбирается по [1. таб. К9. с. 406].

Предварительно выбираем 4 типа двигателей – 4АМ90L2У3, 4АМ100S4У3, 4АМ112МА6У3, 4АМ112МВ8У3 с номинальной мощностью $P_{ном} = 3 \text{ кВт.}$

Таблица № 2.1. Выбор типа электродвигателя

Вариант	Тип двигателя	Номинальная мощность $P_{\text{ном}}$, кВт	Частота вращения об/мин	
			синхронная	При номинальном режиме $n_{\text{ном}}$
1	4AM90L2Y3	3.0	3000	2840
2	4AM100S4Y3	3.0	1500	1435
3	4AM112MA6Y3	3.0	1000	955
4	4AM112MB8Y3	3.0	750	700

2.2. Определение передаточного числа привода и его ступеней

Передаточное число привода и определяется отношением номинальной частоты вращения двигателя $n_{\text{ном}}$ к частоте вращения приводного вала рабочей машины $n_{\text{рм}}$ при номинальной нагрузке и равно произведению передаточных чисел закрытой $u_{\text{зп}}$ и открытой $u_{\text{оп}}$ передач:

$$u = \frac{n_{\text{ном}}}{n_{\text{рм}}} = u_{\text{зп}} u_{\text{оп}}.$$

1) Частота вращения приводного вала рабочей машины $n_{\text{рм}}$, об/мин:

$$v = \frac{z p n_{\text{рм}}}{60 \cdot 1000}, \quad \text{отсюда } n_{\text{рм}} = \frac{60 \cdot 1000 v}{z p}.$$

где v – скорость конвейера, м/с; z – число зубьев ведущей звездочки тягового органа; p – шаг тяговой цепи, мм.

Тогда

$$n_{\text{рм}} = \frac{60 \cdot 1000 v}{z p} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 0,5}{7 \cdot 80} = 53,571 \frac{\text{об}}{\text{мин}}.$$

2) Передаточное число привода для всех приемлемых вариантов типа двигателя при заданной номинальной мощности $P_{\text{ном}} = 3$ кВт.

$$u_1 = \frac{n_{\text{ном1}}}{n_{\text{рм}}} = \frac{2840}{53,571} = 53,013;$$

$$u_1 = \frac{n_{\text{ном2}}}{n_{\text{рм}}} = \frac{1435}{53,571} = 26,786;$$

$$u_1 = \frac{n_{\text{ном3}}}{n_{\text{рм}}} = \frac{955}{53,571} = 17,826;$$

$$u_1 = \frac{n_{\text{ном4}}}{n_{\text{рм}}} = \frac{700}{53,571} = 13,066.$$

3) Передаточные числа ступеней привода.

По [1. таб. 2.3. с. 45.] выбираем рекомендуемые значения передаточных чисел.

Принимаем передаточное число закрытой передачи $u_{\text{зп}} = 5$,

Тогда

$$u_{\text{оп1}} = \frac{53,013}{5} = 10,602 ;$$

$$u_{\text{оп2}} = \frac{26,786}{5} = 5,357 ;$$

$$u_{\text{оп3}} = \frac{17,826}{5} = 3,565 ;$$

$$u_{\text{оп4}} = \frac{13,066}{5} = 2,613 .$$

Таблица № 2.2. Передаточное число

Передаточное число	Варианты			
	1	2	3	4
Привода	53,013	26,786	17,826	13,066
Редуктора	5	5	5	5
Открытой передачи	10,602	5,357	3,565	2,613

По [1. таб. 2.3. с. 45.] значение $u_{\text{оп}}$ должно быть в диапазоне от 2 до 3. Как видно из расчетов, нам подходит значение $u_{\text{оп4}} = 2,613$. Данное передаточное число соответствует четвертому типу двигателя **4АМ112МВ8У3**.

4) Максимальное допускаемое отклонение частоты вращения приводного вала рабочей машины $\Delta n_{\text{рм}}$, об/мин:

$$\Delta n_{\text{рм}} = \frac{n_{\text{рм}} \delta}{100}$$

где δ – допускаемое отклонение скорости приводного вала рабочей машины.

Тогда

$$\Delta n_{\text{рм}} = \frac{n_{\text{рм}} \delta}{100} = \frac{53,571 \cdot 6}{100} = 3,214 \frac{\text{об}}{\text{мин}} .$$

5) Допускаемая частота вращения приводного вала рабочей машины с учетом отклонения $[n_{рм}]$, об/мин:

$$[n_{рм}] = n_{рм} \pm \Delta n_{рм}$$

Тогда

$$[n_{рм}]_{max} = 53,571 + 3,214 = 57,085 \text{ об/мин.}$$

$$[n_{рм}]_{min} = 53,571 - 3,214 = 50,357 \text{ об/мин.}$$

Принимаем $[n_{рм}] = 56 \text{ об/мин.}$

6) Фактическое передаточное число привода $u_{ф}$:

$$u_{ф} = \frac{n_{ном}}{[n_{рм}]} = \frac{700}{56} = 12,5.$$

7) Уточним передаточные числа закрытой и открытой передач в соответствии с выбранным вариантом разбивки передаточного числа привода:

$$u_{оп} = \frac{u_{ф}}{u_{зп}} \text{ или } u_{зп} = \frac{u_{ф}}{u_{оп}};$$

Тогда

$$u_{опфак} = \frac{u_{ф}}{u_{зп}} = \frac{12,5}{5} = 2,5.$$

2.3. Определение силовых и кинематических параметров привода

Силовые (мощность и вращающий момент) и кинематические (частота вращения и угловая скорость) параметры привода рассчитывают на валах привода из требуемой (расчетной) мощности двигателя $P_{дв}$ и его номинальной частоты вращения $n_{ном}$ при установившемся режиме (1. таб. 2.4 с. 46.).

Последовательность соединения элементов привода по кинематической схеме следующая:

ДВ→ОП→ЗП→М→РМ

1) Мощность P , кВт:

Вал двигателя

$$P_{дв} = 2,283 \text{ кВт.}$$

Вал быстроходный

$$P_1 = P_{дв} \eta_{оп} \eta_{пк} = 2,283 \cdot 0,96 \cdot 0,995 = 2,18 \text{ кВт};$$

					Расчетно – пояснительная записка	Лист
						9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		

Вал тихоходный

$$P_2 = P_1 \eta_{зп} \eta_{пк} = 2,18 \cdot 0,96 \cdot 0,995 = 2,082 \text{ кВт} ;$$

Вал рабочей машины

$$P_{рм} = P_2 \eta_m \eta_{пс} = 2,082 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 2,02 \text{ кВт}.$$

2) Частота вращения n , об/мин:

Вал двигателя

$$n_{ном} = 700 \text{ об/мин} .$$

Вал быстроходный

$$n_1 = \frac{n_{ном}}{u_{оп}} = \frac{700}{2,5} = 280 \text{ об/мин} .$$

Вал тихоходный

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{зп}} = \frac{280}{5} = 56 \text{ об/мин} .$$

Вал рабочей машины

$$n_{рм} = n_2 = 56 \text{ об/мин} .$$

3) Угловая скорость ω , 1/с:

Вал двигателя

$$\omega_{ном} = \frac{\pi n_{ном}}{30} = \frac{3,14 \cdot 700}{30} = 73,266 \text{ 1/с} .$$

Вал быстроходный

$$\omega_1 = \frac{\omega_{ном}}{u_{оп}} = \frac{73,266}{2,5} = 29,3 \text{ 1/с} .$$

Вал тихоходный

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_{зп}} = \frac{29,3}{5} = 5,86 \text{ 1/с} .$$

Вал рабочей машины

$$\omega_{рм} = \omega_2 = 5,86 \text{ 1/с} .$$

4) Вращающий момент T , Н · м:

					Расчетно – пояснительная записка	Лист
						10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		

Вал двигателя

$$T_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{дв}} \cdot 10^3}{\omega_{\text{ном}}} = \frac{2,283 \cdot 10^3}{73,266} = 31,16 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вал быстроходный

$$T_1 = T_{\text{дв}} u_{\text{оп}} \eta_{\text{оп}} \eta_{\text{пк}} = 31,16 \cdot 2,5 \cdot 0,96 \cdot 0,995 = 74,41 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вал тихоходный

$$T_2 = T_1 u_{\text{зп}} \eta_{\text{зп}} \eta_{\text{пк}} = 74,41 \cdot 5 \cdot 0,96 \cdot 0,995 = 355,38 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вал рабочей машины

$$T_{\text{рм}} = T_2 \eta_{\text{м}} \eta_{\text{пк}} = 355,38 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 344,78 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Таблица № 2.3. Силовые и кинематические параметры привода

Тип двигателя 4АМ112МВ8У3; $P_{\text{ном}} = 3 \text{ кВт}$; $n_{\text{ном}} = 700 \text{ об/мин}$							
Пара- метр	Передача		Параметр	Вал			
	Закр- ытая	Откр- ытая		Двига- теля	Редуктора		РМ
					Быстро- ходный	Тихо- ходный	
Переда- точное число u	5	2,5	Расчетная мощность P , кВт	2,283	2,18	2,082	2,02
			Угловая скорость ω , 1/с	73,266	29,3	5,86	5,86
КПД η	0,96	0,96	Частота вращения n , об/мин	700	280	56	56
			Вращаю щий момент T , Н · м	31,16	74,41	355,38	344,78

3. Выбор материала зубчатых передач. Определение допускаемых напряжений.

3.1. Материал зубчатых колес закрытой передачи

- 1) Выбираем для шестерни и колеса по [1. таб. 3.1 с. 52] Сталь 40Х.
- 2) По [1. таб. 3.1 с. 52] выбираем термообработку для шестерни «улучшение + закалка ТВЧ», а для колеса «улучшение».
- 3) Выбор твердости производим по [1. таб.3.1 с. 52].

Для равномерного изнашивания зубьев и лучшей их прирабатываемости твердость шестерни HB_1 назначается больше твердости колеса HB_2 на 20...50 единиц.

Твердость для шестерни $H \geq 45HRC_3$

Твердость для колеса $H \leq 350HB$.

3.2. Определение допускаемых контактных напряжений

Допускаемые контактные напряжения при расчетах на прочность определяются отдельно для зубьев шестерни $[\sigma]_{H1}$ и колеса $[\sigma]_{H2}$.

- 1) Допускаемое напряжение при числе циклов перемены напряжений берется по [1. таб. 3.1 с. 52] :

Для шестерни

$$[\sigma]_{H0} = 14HRC_{\text{эсп}} + 170 ;$$

$$[\sigma]_{FO} = 370 \text{ при } m \geq 3 \text{ мм ;}$$

$$[\sigma]_{FO} = 310 \text{ при } m \leq 3 \text{ мм.}$$

Для колеса

$$[\sigma]_{H0} = 1,8HB_{\text{ср}} + 67 ;$$

$$[\sigma]_{FO} = 1,03HB_{\text{ср}} .$$

- 2) Механические характеристики для Сталь 40Х выбираются по [1. таб. 3.2 с. 53].

Заготовка шестерни и колеса

$$D_{\text{пред}} = 125 \text{ мм ;}$$

$$S_{\text{пред}} = 80 \text{ мм ;}$$

					Расчетно – пояснительная записка	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		12

Твердость заготовки:

поверхности – 45...50 HRC₃ ;

сердцевины – 269...302 HB ;

$$\sigma_b = 900 \text{ Н/мм}^2 ;$$

$$\sigma_t = 750 \text{ Н/мм}^2 ;$$

$$\sigma_{-1} = 410 \text{ Н/мм}^2 .$$

3) Коэффициент долговечности для зубьев шестерни:

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{N_{HO1}/N_1}$$

где N_{HO1} – число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу выносливости [1. таб. 3.3. с. 55]; N_1 - число циклов перемены напряжений за весь срок службы (наработка).

$$N_1 = 573\omega_1 L_h = 573 \cdot 29,3 \cdot 25000 = 419,722 \cdot 10^6 \text{ мл} ;$$

$$N_{HO1} = 68 \cdot 10^6 \text{ мл} ;$$

Тогда

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{N_{HO1}/N_1} = \sqrt[6]{(68 \cdot 10^6)/419,722 \cdot 10^6} = 0,738 .$$

Так как $N_1 > N_{HO1}$, то принимаем $K_{HL1} = 1$.

Коэффициент долговечности для зубьев колеса:

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{N_{HO2}/N_2}$$

$$N_2 = 573\omega_2 L_h = 573 \cdot 5,86 \cdot 25000 = 83,94 \cdot 10^6 \text{ мл} ;$$

$$N_{HO2} = 25 \cdot 10^6 \text{ мл} ;$$

Тогда

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{N_{HO2}/N_2} = \sqrt[6]{(25 \cdot 10^6)/83,94 \cdot 10^6} = 0,817 .$$

Так как $N_2 > N_{HO2}$, то принимаем $K_{HL2} = 1$.

4) Допускаемые контактные напряжения зубьев шестерни $[\sigma]_{H1}$ и колеса $[\sigma]_{H2}$:

Для шестерни

$$[\sigma]_{H1} = K_{HL1} \cdot [\sigma]_{HO1}$$

					Расчетно – пояснительная записка	Лист
						13
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		

где

$$[\sigma]_{H01} = 14HRC_{\text{ср}} + 170 = 14 \cdot \frac{45 + 50}{2} + 170 = 835 \text{ Н/мм}^2 ;$$

Тогда

$$[\sigma]_{H1} = K_{HL1} \cdot [\sigma]_{H01} = 1 \cdot 835 = 835 \text{ Н/мм}^2 ;$$

Для колеса

$$[\sigma]_{H2} = K_{HL2} \cdot [\sigma]_{H02}$$

где

$$[\sigma]_{H02} = 1,8HB_{\text{ср}} + 67 = 1,8 \cdot \frac{269 + 302}{2} + 67 = 580,9 \text{ Н/мм}^2 ;$$

Тогда

$$[\sigma]_{H2} = K_{HL2} \cdot [\sigma]_{H02} = 1 \cdot 580,9 = 580,9 \text{ Н/мм}^2 ;$$

Зубчатые передачи с непрямыми зубьями при разности средних твердостей рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса $HB_{1\text{ср}} - HB_{2\text{ср}} \geq 70$ и твердости зубьев колеса $H \leq 350HB_{2\text{ср}}$ рассчитывают по среднему допускаемому контактному напряжению:

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45 \cdot (835 + 580,9) = 637,15 \text{ Н/мм}^2 ;$$

При этом $[\sigma]_H$ не превышает $1,23[\sigma]_{H2}$

$$1,23[\sigma]_{H2} = 1,23 \cdot 580,9 = 714,507 \text{ Н/мм}^2 .$$

3.3. Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_F, \text{ Н/мм}^2$

1) Коэффициент долговечности для зубьев шестерни:

$$K_{FL1} = \sqrt[6]{N_{FO1}/N_1}$$

где $N_{FO1} = 4 \cdot 10^6$ – число циклов перемены напряжений для всех сталей, соответствующее пределу выносливости; N_1 – число циклов перемены напряжений за весь срок службы (наработка).

$$N_1 = 573\omega_1 L_h = 573 \cdot 29,3 \cdot 25000 = 419,722 \cdot 10^6 \text{ мл} ;$$

Тогда

$$K_{FL1} = \sqrt[6]{N_{FO1}/N_1} = \sqrt[6]{(4 \cdot 10^6)/419,722 \cdot 10^6} = 0,46 .$$

Так как $N_1 > N_{FO1}$, то принимаем $K_{FL1} = 1$.

Коэффициент долговечности для зубьев колеса:

					Расчетно – пояснительная записка	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		14

$$K_{FL2} = \sqrt[6]{N_{FO2}/N_2}$$

$$N_2 = 573\omega_2 L_h = 573 \cdot 5,86 \cdot 25000 = 83,94 \cdot 10^6 \text{ мл};$$

Тогда

$$K_{FL2} = \sqrt[6]{N_{FO2}/N_2} = \sqrt[6]{(4 \cdot 10^6)/83,94 \cdot 10^6} = 0,602.$$

Так как $N_2 > N_{FO2}$, то принимаем $K_{FL2} = 1$.

2) Допускаемые напряжения для зубьев шестерни и колеса:

Для шестерни

$$[\sigma]_{F1} = K_{FL1} \cdot [\sigma]_{FO1}$$

где

$$[\sigma]_{FO1} = 370 \text{ при } m \geq 3 \text{ мм};$$

$$[\sigma]_{FO1} = 310 \text{ при } m < 3 \text{ мм};$$

Тогда

$$[\sigma]_{F1} = K_{FL1} \cdot [\sigma]_{FO1} = 1 \cdot 370 = 370 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma]_{F1} = K_{FL1} \cdot [\sigma]_{FO1} = 1 \cdot 310 = 310 \text{ Н/мм}^2.$$

Для колеса

$$[\sigma]_{F2} = K_{FL2} \cdot [\sigma]_{FO2}$$

где

$$[\sigma]_{FO2} = 1,03HB_{cp} = 1,03 \cdot \frac{269 + 302}{2} = 285,5 \text{ Н/мм}^2.$$

Таблица № 3.3. Механические характеристики материалов передачи

Элемент передачи	Марка стали	$D_{пред}$	Термообработка	HRC_{cp}	σ_B	σ_{-1}	$[\sigma]_H$	$[\sigma]_F$
		$S_{пред}$		HB_{cp}	$H/\text{мм}^2$			
Шестерня	40X	125	У+ТВЧ	47,5	900	410	637,15	370; 310
Колесо	40X	80	У	285,5	900	410	637,15	285,5

4. Расчет зубчатой передачи редуктора

4.1. Проектный расчет закрытой передачи

1) Ориентировочно рассчитаем главный параметр a_w – межосевое расстояние. Для этого нужно найти массу редуктора выразив ее из формулы:

$$\gamma = \frac{m}{T_2}$$

Тогда $m = (0,1 \dots 0,2)T_2 = (0,1 \dots 0,2) \cdot 355,38 = 35,538 \dots 71$ кг .

По [1. таб. 4.1. с.60] определяем предварительное межосевое расстояние

$$a_w = 100 - 140 \text{ мм} .$$

2) Рассчитываем межосевое расстояние по формуле:

$$a_w \geq K_a(u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{\psi_a u^2 [\sigma]_H^2} K_{H\beta}}$$

где K_a – вспомогательный коэффициент;

$K_a = 43$ – для косозубых передач

$\psi_a = 0,28 \dots 0,36$ – коэффициент ширины венца колеса;

Принимаем $\psi_a = 0,28$

$u = u_{\text{зп}} = 5$ – передаточное число редуктора; T_2 – вращающий момент на тихоходном валу; $[\sigma]_H$ – среднее допускаемое контактное напряжение; $K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба.

$K_{H\beta} = 1$ – для прирабатывающихся зубьев;

Тогда

$$a_w \geq K_a(u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{\psi_a u^2 [\sigma]_H^2} K_{H\beta}} = 43 \cdot (5 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{355,38 \cdot 10^3}{0,28 \cdot 5^2 \cdot 637,15^2} \cdot 1} = 129 \text{ мм} .$$

По [1. таб. 13.15 с. 326] принимаем $a_w = 130$ мм.

3) Модуль зацепления m , мм находим по формуле:

$$m \geq \frac{2K_m T_2 \cdot 10^3}{d_2 b_2 [\sigma]_F}$$

где K_m – вспомогательный коэффициент;

					Расчетно – пояснительная записка	Лист
						16
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		

$$K_m = 5,8$$

d_2 – делительный диаметр колеса;

$$d_2 = \frac{2 \cdot a_w \cdot u}{u + 1} = \frac{2 \cdot 130 \cdot 5}{5 + 1} = 216,6 \text{ мм}.$$

b_2 – ширина венца колеса;

$$b_2 = \psi_a a_w = 0,28 \cdot 130 = 36,4 \text{ мм}.$$

$[\sigma]_F$ – допускаемое напряжение изгиба материала колеса с менее прочным зубом;

$$[\sigma]_F = 285,5 \text{ Н/мм}^2$$

Тогда

$$m \geq \frac{2K_m T_2 \cdot 10^3}{d_2 b_2 [\sigma]_F} = \frac{2 \cdot 5,8 \cdot 355,38 \cdot 10^3}{216,6 \cdot 36,4 \cdot 285,5} = 1,83 \text{ мм}.$$

Принимаем $m = 2 \text{ мм}$.

4) Угол наклона зубьев β_{min} :

$$\beta_{min} = \arcsin \frac{3,5m}{b_2} = \arcsin \frac{3,5 \cdot 2}{36,4} = 11^\circ$$

5) Суммарное число зубьев шестерни и колеса:

$$Z_\Sigma = Z_1 + Z_2 = \frac{2a_w \cos \beta_{min}}{m} = \frac{2 \cdot 130 \cdot 0,9816}{2} = 127,6$$

Принимаем $Z_\Sigma = 127$.

6) Действительная величина угла наклона зубьев:

$$\beta = \arccos \left(\frac{Z_\Sigma m}{2a_w} \right) = \arccos \left(\frac{127 \cdot 2}{2 \cdot 130} \right) = 12,34^\circ$$

7) Число зубьев шестерни:

$$Z_1 = \frac{Z_\Sigma}{1 + u} = \frac{127}{1 + 5} = 21,66$$

Принимаем $Z_1 = 21$.

Число зубьев колеса:

$$Z_2 = Z_\Sigma - Z_1 = 127 - 21 = 106$$

8) Фактическое передаточное число u_ϕ :

					Расчетно – пояснительная записка	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		17

$$u_{\phi} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{106}{21} = 5,04$$

Отклонение от заданного составляет:

$$\Delta u = \frac{|u_{\phi} - u|}{u} \cdot 100\% = \frac{5,04 - 5}{5} \cdot 100\% = 0,8 \%$$

$$\Delta u = 0,8\% \leq 4\% - \text{условие выполняется.}$$

9) Фактическое межосевое расстояние:

$$a_w = \frac{(Z_1 + Z_2)m}{2 \cos \beta} = \frac{(21 + 106) \cdot 2}{2 \cdot \cos 12,34^\circ} = 130 \text{ мм.}$$

10) Фактические основные геометрические параметры передачи, мм:

Шестерня

Делительный диаметр:

$$d_1 = \frac{mZ_1}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 21}{0,9768} = 43 \text{ мм.}$$

Диаметр вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 43 + 2 \cdot 2 = 47 \text{ мм.}$$

Диаметр впадин зубьев:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 43 - 2,4 \cdot 2 = 38,2 \text{ мм.}$$

Ширина венца:

$$b_1 = b_2 + (2 \dots 4) = 38,4 \dots 40,4 \text{ мм.}$$

Колесо

Делительный диаметр:

$$d_2 = \frac{mZ_2}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 106}{0,9768} = 217 \text{ мм.}$$

Диаметр вершин зубьев:

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 217 + 2 \cdot 2 = 221 \text{ мм.}$$

Диаметр впадин зубьев:

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m = 217 - 2,4 \cdot 2 = 212,2 \text{ мм.}$$

Ширина венца:

$$b_2 = \psi_a a_w = 0,28 \cdot 130 = 36,4 \text{ мм.}$$

					Расчетно – пояснительная записка	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		18

4.2. Проверочный расчет закрытой передачи

1) Проверяем межосевое расстояние:

$$a_w = \frac{(d_1 + d_2)}{2} = \frac{43 + 217}{2} = 130 \text{ мм}.$$

2) Проверяем пригодность заготовок колес:

Шестерни

$$D_{\text{заг}} = d_{a1} + 6 = 47 + 6 = 53 \text{ мм}.$$

$$D_{\text{заг}} < D_{\text{пред}} - \text{условие выполняется}$$

Колеса

$$S_{\text{заг}} = b_2 + 4 = 36,4 + 4 = 40,4 \text{ мм}.$$

$$S_{\text{заг}} < S_{\text{пред}} - \text{условие выполняется}$$

3) Проверяем контактные напряжения σ_H , Н/мм²:

$$\sigma_H = K \sqrt{\frac{F_t(u_\phi + 1)}{d_2 b_2} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}} \leq [\sigma]_H$$

где $K = 376$ – вспомогательный коэффициент; F_t – окружная сила в зацеплении, Н;

$$F_t = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 355,38 \cdot 10^3}{217} = 3275,4 \text{ Н}.$$

$K_{H\alpha} = 1,108$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями выбирается по [рис. 4.2. ст. 66] в зависимости от окружной скорости колес;

$$v = \frac{\omega_2 d_2}{2 \cdot 10^3} = \frac{5,86 \cdot 217}{2 \cdot 10^3} = 0,645 \text{ м/с}.$$

$K_{H\beta} = 1$ – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба; $K_{Hv} = 1,01$ – коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи, выбирается по [таб. 4.3 ст. 65].

Степень точности колес 9.

					Расчетно – пояснительная записка	Лист
						19
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		

Тогда

$$\sigma_H = K \sqrt{\frac{F_t(u_\phi + 1)}{d_2 b_2}} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} = 376 \cdot \sqrt{\frac{3275,4 \cdot 6 \cdot 1,108 \cdot 1 \cdot 1,01}{36,4 \cdot 217}} =$$

$$= 627,4 \text{ Н/мм}^2.$$

$$[\sigma]_H = 637,15 \text{ Н/мм}^2.$$

$$\sigma_H < [\sigma]_H - \text{условие выполняется}$$

Недогрузка передачи составляет 1,53 % что допустимо, так как допускаемая недогрузка передачи составляет 10 %.

4) Проверяем напряжения изгиба зубьев шестерни σ_{F1} и колеса σ_{F2} , Н/мм²:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} Y_\beta \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma]_{F2}$$

$$[\sigma]_{F2} = 285,5 \text{ Н/мм}^2.$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} Y_{F1} / Y_{F2} \leq [\sigma]_{F1}$$

$$[\sigma]_{F1} = 310 \text{ Н/мм}^2.$$

где $K_{F\alpha} = 1$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, выбирается по степени точности колес (1. с.66); $K_{F\beta} = 1$ – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба; $K_{Fv} = 1,04$ – коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи, выбирается по [1. таб. 4.3 с. 65]; Y_{F1} и Y_{F2} – коэффициенты формы зуба шестерни и колеса, определяются по [1. таб. 4.4. с. 67] в зависимости от эквивалентного числа зубьев, $Y_{F1} = 3,98$ и $Y_{F2} = 3,6$;

$Y_\beta = 1 - \beta^\circ / 140^\circ = 0,91$ – коэффициент, учитывающий наклон зуба.

Тогда

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} Y_\beta \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} = 3,6 \cdot 0,91 \cdot \frac{3275,4}{36,4 \cdot 2} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,04 =$$

$$= 153,28 \text{ Н/мм}^2.$$

$$\sigma_{F2} < [\sigma]_{F2} - \text{условие выполняется}$$

$$\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F2} Y_{F1}}{Y_{F2}} = \frac{153,28 \cdot 3,98}{3,6} = 169,46 \text{ Н/мм}^2.$$

$$\sigma_{F1} < [\sigma]_{F1} - \text{условие выполняется.}$$

Таблица № 4.2. Основные геометрические параметры передачи

Проектный расчет				
Параметр		Значение	Параметр	Значение
Межосевое расстояние a_w		130	Угол наклона зубьев β	12,34
Модуль зацепления m		2	Диаметр делительной окружности: шестерни d_1 колеса d_2	43 217
Ширина зубчатого венца: шестерни b_1 колеса b_2		38,4...40,4 36,4		
Число зубьев: шестерни Z_1 колеса Z_2		21 106	Диаметр окружности вершин: шестерни d_{a1} колеса d_{a2}	47 221
Вид зубьев		косозубые	Диаметр окружности впадин: шестерни d_{f1} колеса d_{f2}	38,2 212,2
Проверочный расчет				
Параметр		Допускаемые значения	Расчетные значения	Примечание
Контактные напряжения σ , H/mm^2		637,15	627,4	-
Напряжения изгиба, H/mm^2	σ_{F1}	310	169,46	-
	σ_{F2}	285,5	153,28	-

5. Расчет открытой передачи

5.1. Проектный расчет открытой передачи

1) Диаметр ведущего шкива:

$$d_1 = (35 \dots 70)\delta$$

где $\delta = 2,8$ мм – толщина ремня.

Тогда

$$d_1 = (35 \dots 70)\delta = (35 \dots 70) \cdot 2,8 = 98 \dots 196 \text{ мм}.$$

Принимаем $d_1 = 200$ мм по [таб. К40. ст. 448].

2) Диаметр ведомого шкива:

$$d_2 = u d_1 (1 - \varepsilon)$$

где ε и u – коэффициент скольжения и передаточное число открытой передачи соответственно.

$$\varepsilon = 0,01$$

Тогда

$$d_2 = u d_1 (1 - \varepsilon) = 2,5 \cdot 200 \cdot (1 - 0,01) = 495 \text{ мм}.$$

По [1. таб. К40. с. 448] принимаем $d_2 = 500$ мм.

3) Фактическое передаточное число u_ϕ :

$$u_\phi = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)} = \frac{500}{200 \cdot (1 - 0,01)} = 2,52.$$

Отклонение Δu от заданного составляет:

$$\Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} \cdot 100\% = \frac{2,52 - 2,5}{2,5} \cdot 100\% = 0,8\%$$

Отклонение Δu находится в пределах до 3 %.

4) Ориентировочное межосевое расстояние a , мм:

$$a \geq 1,5(d_1 + d_2) = 1,5 \cdot (200 + 500) = 1050 \text{ мм}.$$

5) Расчетная длина ремня l , мм:

$$l = 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = 2 \cdot 1050 + \frac{3,14}{2} \cdot (500 + 200) + \frac{(500 - 200)^2}{4 \cdot 1050} = 3220,42 \text{ мм}.$$

					Расчетно – пояснительная записка	Лист
						22
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		

Полученное значение длины ремня l принимаем по стандартному ряду чисел, тогда:

$$l = 3500 \text{ мм}.$$

6) Уточним значение межосевого расстояния a по стандартной длине l :

$$\begin{aligned} a &= \frac{1}{8} \left\{ 2l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right\} = \\ &= \frac{1}{8} \left\{ 2 \cdot 3500 - 3,14(700) + \sqrt{[2 \cdot 3500 - 3,14(700)]^2 - 8(300)^2} \right\} = \\ &= 1191 \text{ мм}. \end{aligned}$$

При монтаже передачи необходимо обеспечить возможность уменьшения и увеличения межосевого расстояния:

Уменьшения «а» на

$$0,01l = 35 \text{ мм}.$$

Увеличения «а» на

$$0,025l = 87,5 \text{ мм}.$$

7) Угол обхвата ремнем ведущего шкива α_1 , град:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{500 - 200}{1191} = 165,65^\circ$$

8) Скорость ремня v , м/с:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3}$$

где $n_1 = 700$ об/мин – частота вращения ведущего шкива .

Тогда

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 200 \cdot 700}{60000} = 7,32 \text{ м/с}.$$

9) Частота пробегов ремня U , с^{-1} :

$$U = \frac{l}{v} = \frac{3,5}{7,32} = 0,47 \text{ с}^{-1}.$$

10) Окружная сила F_t , Н, передаваемая ремнем:

$$F_t = \frac{P_{\text{ном}} \cdot 10^3}{v} = \frac{3000}{7,32} = 409,8 \text{ Н}.$$

11) Допускаемая удельная окружная сила $[K_n]$, $H/\text{мм}^2$:

$$[K_n] = [K_o] C_\theta C_\alpha C_v C_p C_d C_F$$

где $[K_o] = 2,32$ – допускаемая приведенная окружная сила, определяется по [1. таб. 5.1. с.80]; $C_\theta, C_\alpha, C_v, C_p, C_d$ и C_F – поправочные коэффициенты, берутся по [1. таб. 5.2. с.82].

$$C_\theta = 1; C_\alpha = 0,97; C_v = 1; C_p = 0,9; C_d = 1,2; C_F = 0,85;$$

Тогда

$$[K_n] = [K_o] C_\theta C_\alpha C_v C_p C_d C_F = 2,32 \cdot 1 \cdot 0,97 \cdot 1 \cdot 0,9 \cdot 1,2 \cdot 0,85 = 2,07 H/\text{мм}^2.$$

12) Ширина ремня b , мм:

$$b = \frac{F_t}{\delta[K_n]} = \frac{409,8}{2,8 \cdot 2,07} = 70,65 \text{ мм}.$$

Принимаем ширину ремня $b = 71$ мм. Тогда ширина шкива $B = 80$ мм.

13) Площадь поперечного сечения ремня A , мм^2 :

$$A = \delta b = 2,8 \cdot 71 = 198,8 \text{ мм}^2.$$

14) Сила предварительного натяжения ремня F_o , H :

$$F_o = A \sigma_o$$

где $\sigma_o = 2 H/\text{мм}^2$ – предварительное натяжение, определяется по [1. таб. 5.1. с.80].

Тогда

$$F_o = A \sigma_o = 198,8 \cdot 2 = 397,6 H.$$

15) Силы натяжения ведущей F_1 и ведомой F_2 ветвей ремня, H :

$$F_1 = F_o + \frac{F_t}{2} = 397,6 + \frac{409,8}{2} = 602,5 H.$$

$$F_2 = F_o - \frac{F_t}{2} = 397,6 - \frac{409,8}{2} = 192,7 H.$$

16) Сила давления ремня на вал $F_{оп}$, H :

$$F_{оп} = 2F_o \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right)$$

где α_1 – угол обхвата ремнем ведущего шкива.

Тогда

$$F_{оп} = 2F_o \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 397,6 \cdot \sin\left(\frac{165,65}{2}\right) = 789,1 \text{ Н}.$$

5.2. Проверочный расчет открытой передачи

Проверяем прочность ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви σ_{max} , Н/мм²:

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_{и} + \sigma_v \leq [\sigma]_p$$

где σ_1 – напряжение растяжения; $\sigma_{и}$ – напряжение изгиба; σ_v – напряжение от центробежных сил.

$$\sigma_1 = \frac{F_o}{A} + \frac{F_t}{2A} = \frac{397,6}{198,8} + \frac{409,8}{2 \cdot 198,8} = 3,03 \text{ Н/мм}^2.$$

$$\sigma_{и} = E_{и} \frac{\delta}{d_1}$$

где $E_{и} = 80$ – модуль продольной упругости при изгибе

Тогда

$$\sigma_{и} = E_{и} \frac{\delta}{d_1} = 80 \cdot \frac{2,8}{200} = 1,12 \text{ Н/мм}^2.$$

$$\sigma_v = pv^2 \cdot 10^{-6}$$

где $p = 1000 \text{ кг/мм}^3$ – плотность материала ремня

Тогда

$$\sigma_v = pv^2 \cdot 10^{-6} = 1000 \cdot 7,32^2 \cdot 10^{-6} = 0,0535824 \text{ Н/мм}^2.$$

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_{и} + \sigma_v = 3,03 + 1,12 + 0,0535824 = 4,2 \text{ Н/мм}^2.$$

$$[\sigma]_p = 8 \text{ Н/мм}^2$$

$$\sigma_{max} < [\sigma]_p \text{ – условие выполняется.}$$

					Расчетно – пояснительная записка	Лист
						25
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		

Таблица № 5.2. Параметры плоскоременной передачи

Параметр	Значение	Параметр	Значение
Тип ремня	плоский	Частота пробегов ремня $U, 1/c$	0,47
Межосевое расстояние a	1191	Диаметр ведущего шкива d_1	200
Толщина ремня δ	2,8	Диаметр ведомого шкива d_2	500
Ширина ремня b	71	Максимальное напряжение $\sigma_{max},$ H/mm^2	4,2
Длина ремня l	3500	Предварительное натяжение ремня F_o, H	397,6
Угол обхвата ведущего шкива $\alpha_1, град.$	165,65	Сила давления ремня на вал $F_{оп}, H$	789,1

6. Нагрузки валов редуктора

6.1. Определение сил в зацеплении закрытой передачи

Редукторные валы испытывают два вида деформации – изгиб и кручение. Деформация кручения на валах возникает под действием вращающих моментов, приложенных со стороны двигателя и рабочей машины. Деформация изгиба валов вызывается силами в зубчатом зацеплении закрытой передачи и консольными силами со стороны открытых передач.

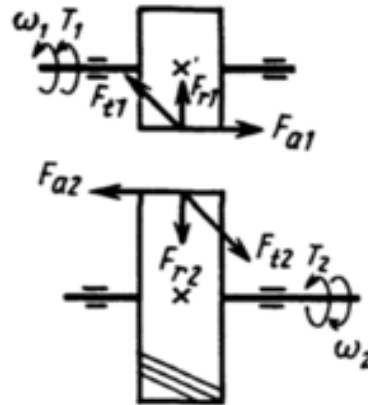


Рис. 1. Схема сил в зацеплении косозубой цилиндрической передачи.

Формулы для определения сил в зацеплении берутся по [1. таб. 6.1. с.100].

Силы в зацеплении на колесе:

Окружная

$$F_{t2} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 355,38 \cdot 10^3}{217} = 3275,4 \text{ Н}.$$

Радиальная

$$F_{r2} = \frac{F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{3275,4 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 12,34^\circ} = 1220,34 \text{ Н}.$$

Осевая

$$F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg} \beta = 3275,4 \cdot \operatorname{tg} 12,34^\circ = 716,54 \text{ Н}.$$

Силы в зацеплении на шестерне:

Окружная

$$F_{t1} = F_{t2} = 3275,4 \text{ Н}.$$

Радиальная

$$F_{r1} = F_{r2} = 1220,34 \text{ H} .$$

Осевая

$$F_{a1} = F_{a2} = 716,54 \text{ H} .$$

6.2. Определение сил в зацеплении открытой передачи

1) Вид открытой передачи – плоскоремennая. Характер силы по направлению – радиальная.

Значение силы на шестерне и колесе:

$$F_{\text{on}} = 2F_o \cdot \sin \alpha_1/2 = 2 \cdot 397,6 \cdot \sin \frac{165,65}{2} = 789,1H.$$

Сила от муфты на тихоходном валу:

$$F_M = 125\sqrt{T_2} = 125\sqrt{355,38} = 2356,4 \text{ H}.$$

2) Силовая схема нагружения валов редуктора

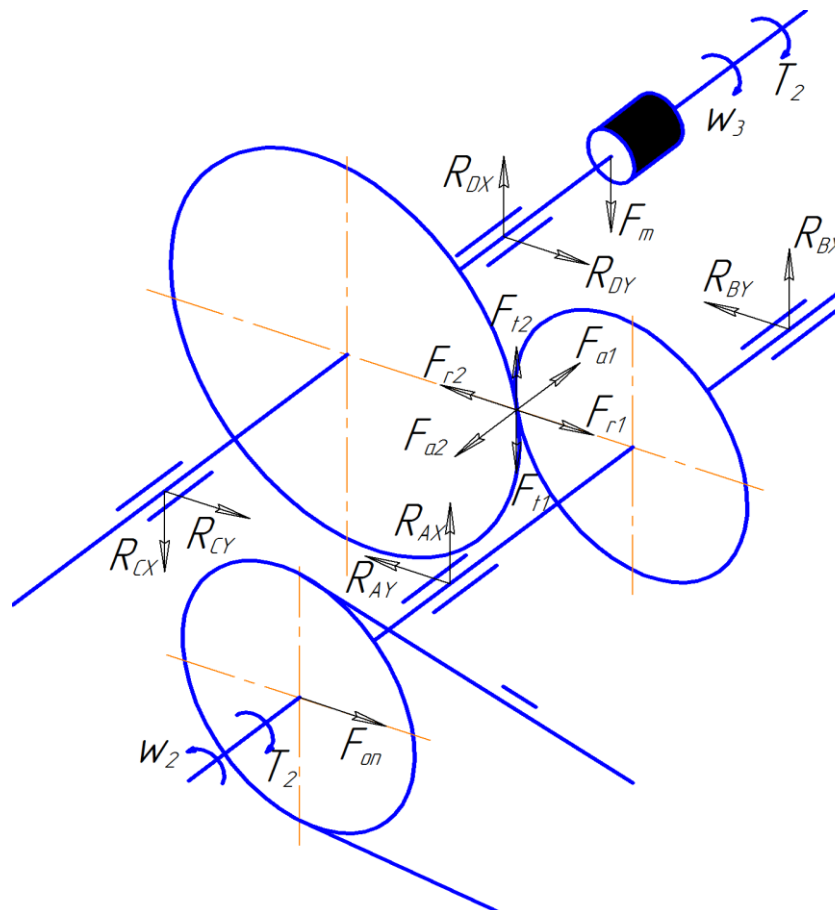


Рис. 2. Схема нагружения валов цилиндрического одноступенчатого редуктора

					<i>Расчетно – пояснительная записка</i>	Лист
						28
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		

Таблица № 6.2. Силы в закрытой и открытой передачах

Параметр		Шестерня	Колесо
$F_t; H$		3275,4	
$F_r; H$		1220,34	
$F_a; H$		716,54	
$F_{оп}$	F_m	789,1	2356,4
$T, H \cdot м$		74,41	355,38
$\omega, с^{-1}$		29,3	5,86

7. Проектный расчет валов. Эскизная компоновка

7.1. Выбор материала валов

1) По [1. таб. 3.2. с. 53] выбираем для быстроходного и тихоходного валов материал – Сталь 40Х. $\sigma_B = 900 \text{ Н/мм}^2$; $\sigma_T = 750 \text{ Н/мм}^2$; $\sigma_{-1} = 410 \text{ Н/мм}^2$;

2) Выбираем допускаемые напряжения на кручение:

Для тихоходного вала $[\tau]_k = 20 \text{ Н/мм}^2$.

Для быстроходного вала $[\tau]_k = 10 \text{ Н/мм}^2$.

7.2. Проектный расчет быстроходного и тихоходного валов

По [1. таб. 7.1. с. 112] находим параметры всех ступеней вала.

Быстроходный вал

1 – я ступень под элемент открытой передачи

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_k \cdot 10^3}{0,2[\tau]_k}}$$

где $M_k = T$ – крутящий момент, равный вращающему моменту на валу

Тогда

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_k \cdot 10^3}{0,2[\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{74,41 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 10}} = 33,38 \text{ мм}.$$

Принимаем $d_1 = 35 \text{ мм}$.

Определяем длину ступени l_1 , мм:

$$l_1 = (1,2 \dots 1,5)d_1 = (1,2 \dots 1,5) \cdot 35 = 41 \dots 52,5 \text{ мм}.$$

2 – я ступень под уплотнение крышки с отверстием и подшипник:

$$d_2 = d_1 + 2t$$

где $t = 2,5$ – высота буртика

Тогда

$$d_2 = d_1 + 2t = 35 + 2 \cdot 2,5 = 40 \text{ мм}.$$

$$l_2 \approx 1,5d_2 = 1,5 \cdot 40 = 60 \text{ мм}.$$

3 – я ступень под шестерню

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

					Расчетно – пояснительная записка	Лист
						30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		

где $r = 2,5$ – фаска подшипника

Тогда

$$d_3 = d_2 + 3,2r = 40 + 3,2 \cdot 2,5 = 48 \text{ мм}.$$

Следуя рекомендациям [таб. 7.1. с. 112], при $d_3 > d_{a1}$ принять $d_3 = d_{a1}$

$$d_3 = 47 \text{ мм}.$$

$$l_3 = 86 \text{ мм} - \text{определяется графически}$$

4 – я ступень под подшипник

$$d_4 = d_2 = 40 \text{ мм}.$$

$$l_4 = 20 \text{ мм} - \text{определяется графически}$$

Тихоходный вал

1 – ступень под муфту

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_k \cdot 10^3}{0,2[\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{355,38 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 44,62 \text{ мм}.$$

Принимаем $d_1 = 45 \text{ мм}.$

$$l_1 = (1,0 \dots 1,5)d_1 = (1,0 \dots 1,5) \cdot 45 = 45 \dots 67,5 \text{ мм}.$$

2 – я ступень под уплотнение крышки с отверстием

$$d_2 = d_1 + 2t$$

где $t = 2,8$ – высота буртика

Тогда

$$d_2 = d_1 + 2t = 45 + 2 \cdot 2,8 = 50,6 \text{ мм}.$$

Принимаем $d_2 = 50 \text{ мм}.$

$$l_2 \approx 1,25d_2 = 1,25 \cdot 50 = 62,5 \text{ мм}.$$

3 – я ступень под колесо

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

где $r = 3$ – фаска подшипника

Тогда

$$d_3 = d_2 + 3,2r = 50 + 3,2 \cdot 3 = 59,6 \text{ мм}.$$

Принимаем $d_3 = 60 \text{ мм}.$

					Расчетно – пояснительная записка	Лист
						31
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		

$l_3 = 86 \text{ мм}$ – определяется графически

4 – я ступень под подшипник

$$d_4 = d_2 = 50 \text{ мм}.$$

$l_4 = 22 \text{ мм}$ – определяется графически

5 – я ступень

$$d_5 = d_3 + 3f$$

где $f = 2 \text{ мм}$ – ориентировочная фаска ступицы

Тогда

$$d_5 = d_3 + 3f = 60 + 3 \cdot 2 = 66 \text{ мм}.$$

$l_5 = 7 \text{ мм}$ – определяется графически

7.3. Предварительный выбор подшипников

По [1. таб. 7.2. с. 115] выбираем подшипники. Определяем тип, серию и схему установки. По [1. таб. К27. с. 432] выписываем параметры подшипников.

Быстроходный вал

Выбираем радиальный, шариковый, однорядный подшипник легкой(средней) серии.

Тихоходный вал

Выбираем радиальный, шариковый, однорядный подшипник легкой серии.

Схема установки подшипников 3 – (враспор).

По [1. таб. К27. с. 432] выбираем типоразмер подшипников, диаметр внутреннего кольца, равного диаметру второй и четвертой ступени валов. Выписываем динамическую и статическую грузоподъемность подшипников.

Быстроходный вал

Подшипник 208 легкой серии; $d = 40 \text{ мм}$; $B = 18 \text{ мм}$ $D = 80 \text{ мм}$; $r = 2 \text{ мм}$; $C_r = 32 \text{ кН}$; $C_{or} = 17,8 \text{ кН}$.

Тихоходный вал

Подшипник 210 легкой серии; $d = 50 \text{ мм}$; $B = 20 \text{ мм}$; $D = 90 \text{ мм}$; $r = 2 \text{ мм}$; $C_r = 35,1 \text{ кН}$; $C_{or} = 19,8 \text{ кН}$.

7.4. Разработка общего вида редуктора

1) Намечаем расположение валов относительно друг друга, согласно кинематической схеме.

					Расчетно – пояснительная записка	Лист
						32
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		

2) Вычерчиваем редукторную пару в соответствии с геометрическими параметрами, полученными при проектном расчете.

3) Прочерчиваем контур внутренней поверхности стенок корпуса редуктора с зазором X и с зазором f – расстояние от оси шестерни до внутренней поверхности корпуса редуктора:

$$X = \sqrt[3]{L} + 3 = 9,4 \text{ мм}.$$

где $L = 264 \text{ мм}$ – расстояние между колесом и шестерней по диаметру вершин зубьев.

$$f = \frac{D}{2} + X = \frac{80}{2} + 10 = 50 \text{ мм}.$$

где $D = 80 \text{ мм}$ – диаметр наружного кольца подшипника быстроходного вала.

4) Вычерчиваем ступени каждого вала.

5) Определяем предварительно диаметр и длину ступицы колеса:

$$d_{\text{ст}} = (1,55 \dots 1,6)d = (1,55 \dots 1,6) \cdot 60 = 93 \dots 96 \text{ мм}.$$

где $d = d_3$ – внутренний диаметр ступицы, равный диаметру 3 – й ступени тихоходного вала.

$$l_{\text{ст}} = (1,1 \dots 1,5)d = (1,1 \dots 1,5) \cdot 60 = 66 \dots 90 \text{ мм}.$$

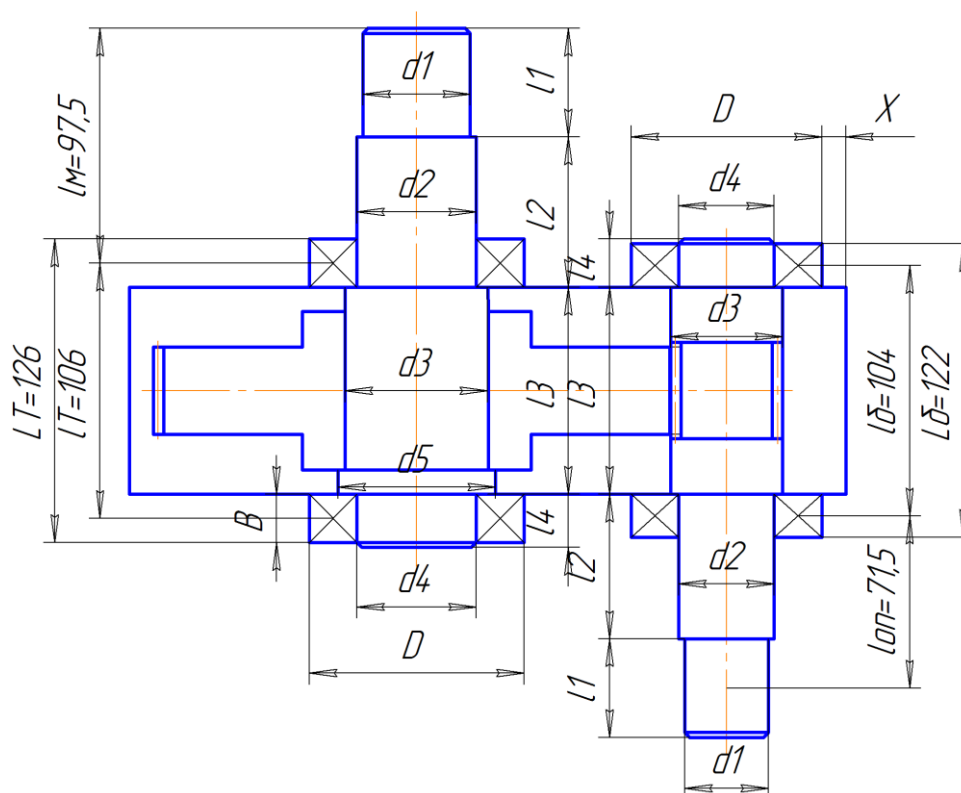


Рис. 3. Чертеж общего вида

					Расчетно – пояснительная записка	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		33

Таблица № 7.4. Материал валов. Размеры ступеней. Подшипники

Вал (Сталь 40Х) $\sigma_B = 900 \text{ Н/мм}^2$ $\sigma_T = 750 \text{ Н/мм}^2$ $\sigma_{-1} = 410 \text{ Н/мм}^2$	Размеры ступеней					Подшипники		
	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	$d \times D \times B \text{ мм}$	C_r	C_{or}
	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5			
Быстроходный вал	35	40	47	40	-	$40 \times 80 \times 18$	32	17,8
	41	60	86	20	-			
Тихоходный вал	45	50	60	50	66	$50 \times 90 \times 20$	35,1	19,8
	45	62,5	86	22	7			

8. Расчет реакций

8.1. Определение реакций в подшипниках

- 1) Вычерчиваем координатные оси в диметрии для ориентации направлений векторов сил и эпюр моментов.
- 2) Вычерчиваем расчетную схему вала в соответствии с выполненной схемой нагружения валов редуктора
- 3) Определяем реакции в опорах предварительно выбранных подшипников вала в вертикальной и горизонтальной плоскостях, составив два уравнения равновесия плоской системы.
- 4) Определяем суммарные радиальные реакции опор подшипников вала.
- 5) Строим эпюры изгибающих и крутящих моментов.

Быстроходный вал

Вертикальная плоскость. Определяем опорные реакции.

$$\Sigma M_3 = 0; F_{r1} \cdot \frac{l_6}{2} - B_y l_6 - F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} - l_{оп} F_{оп} = 0;$$

где $l_6 = 0,104$ м – расстояние между точками приложения реакций в опорах подшипников быстроходного вала; $d_1 = 0,043$ м – диаметр делительной окружности; $l_{оп} = 0,0715$ м – расстояние между точками приложения консольной силы.

Находим из уравнение реакцию B_y :

$$B_y = \frac{\frac{F_{r1} l_6}{2} - \frac{F_{a1} d_1}{2} - l_{оп} F_{оп}}{l_6},$$
$$B_y = \frac{\frac{1220,34 \cdot 0,104}{2} - \frac{716,54 \cdot 0,043}{2} - 789,1 \cdot 0,0715}{0,104} = -80,48 \text{ Н}.$$

$$\Sigma M_1 = 0; F_{оп}(l_{оп} + l_6) - A_y l_6 + \frac{F_{r1} l_6}{2} + \frac{F_{a1} d_1}{2} = 0;$$

Находим из уравнения реакцию A_y :

$$A_y = \frac{F_{оп}(l_{оп} + l_6) + \frac{F_{r1} l_6}{2} + \frac{F_{a1} d_1}{2}}{l_6},$$

					Расчетно – пояснительная записка	Лист
						35
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		

$$A_y = \frac{789,1 \cdot (0,0715 + 0,104) + 1220,34 \cdot \frac{0,104}{2} + 716,54 \cdot \frac{0,043}{2}}{0,104} =$$

$$= 2089,71 \text{ Н}.$$

Выполняем проверку:

$$\Sigma X = 0; \quad F_{\text{оп}} - A_y + F_{r1} - B_y = 0;$$

$$789,1 - 2089,71 + 1220,34 - (-80,48) = 0;$$

$$0,21 \approx 0$$

Следовательно реакции определены верно.

Находим изгибающие моменты:

$$M_{y1} = 0; \quad M_{y2} = B_y \frac{l_6}{2} = -80,48 \cdot \frac{0,104}{2} = -4,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_{y2} = F_{\text{оп}} \left(l_{\text{оп}} + \frac{l_6}{2} \right) - A_y \cdot \frac{l_6}{2} = 789,1 \cdot \left(0,0715 + \frac{0,104}{2} \right) - 2089,71 \cdot \frac{0,104}{2} =$$

$$= -11,22 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_{y3} = F_{\text{оп}} l_{\text{оп}} = 789,1 \cdot 0,0715 = 56,42 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Горизонтальная плоскость. Определяем опорные реакции.

$$B_x = A_x = \frac{\frac{F_t l_6}{2}}{l_6} = \frac{3275,4 \cdot \frac{0,104}{2}}{0,104} = 1637,7 \text{ Н}.$$

Находим изгибающие моменты:

$$M_{x1} = 0; \quad M_{x2} = B_x \frac{l_6}{2} = 1637,7 \cdot \frac{0,104}{2} = 85,16 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_{x3} = 0; \quad M_{x4} = 0;$$

Находим крутящий момент:

$$M_k = M_z = \frac{F_{t1} d_1}{2} = \frac{3275,4 \cdot 0,043}{2} = 70,41 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определяем суммарные радиальные реакции:

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} = \sqrt{1637,7^2 + 2089,71^2} = 2654,98 \text{ Н}.$$

					Расчетно – пояснительная записка	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		36

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} = \sqrt{1637,7^2 + 80,48^2} = 1639,7 \text{ Н}.$$

Определяем суммарные изгибающие моменты:

$$M_3 = M_{y3} = 56,42 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_2 = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{85,16^2 + 11,22^2} = 85,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

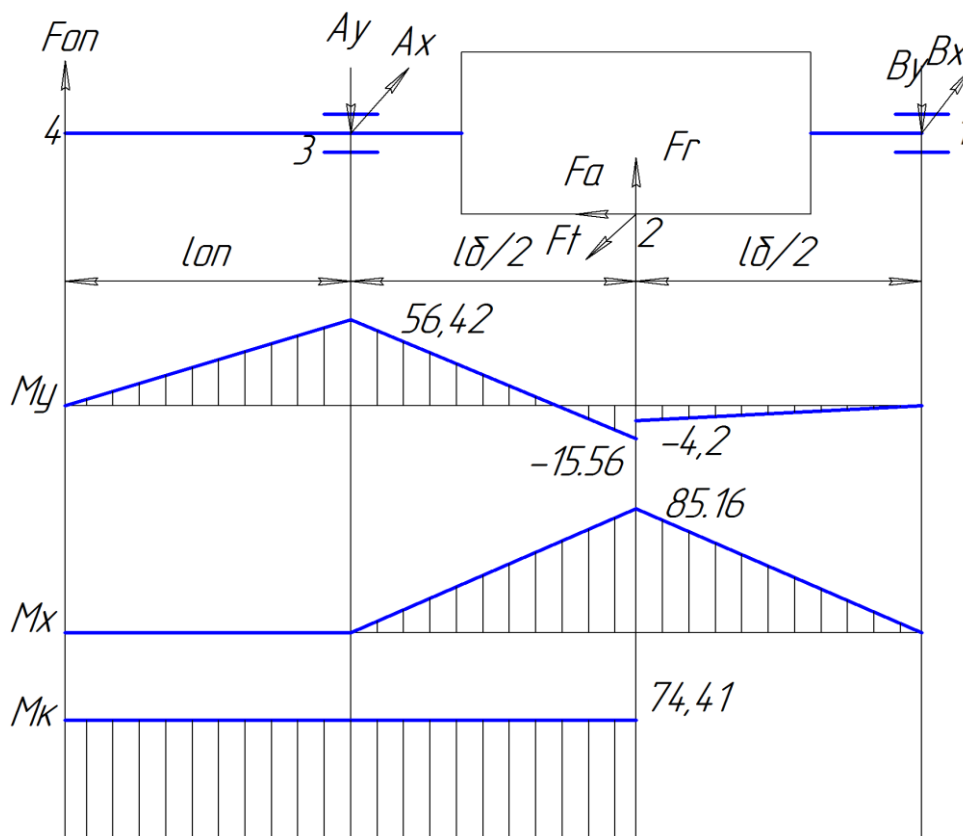


Рис. 4. Эпюры изгибающих и крутящего моментов

Тихоходный вал

Вертикальная плоскость. Определяем опорные реакции.

$$\Sigma M_4 = 0; F_{r2} \cdot \frac{l_T}{2} + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} - D_y l_T = 0;$$

где $l_T = 0,106 \text{ м}$ – расстояние между точками приложения реакций в опорах подшипников тихоходного вала; $d_2 = 0,217 \text{ м}$ – диаметр делительной окружности;

Находим из уравнение реакцию D_y :

$$D_y = \frac{\frac{F_{r2}l_T}{2} + \frac{F_{a2}d_2}{2}}{l_T} = \frac{1220,34 \cdot \frac{0,106}{2} + 716,54 \cdot \frac{0,217}{2}}{0,106} = 1343,68 \text{ Н}.$$

$$\Sigma M_2 = 0; \quad \frac{F_{r2}l_T}{2} - \frac{F_{a2}d_2}{2} - C_y l_T = 0;$$

Находим из уравнения реакцию C_y :

$$C_y = \frac{\frac{F_{r2}l_T}{2} - \frac{F_{a2}d_2}{2}}{l_T} = \frac{1220,34 \cdot \frac{0,106}{2} - 716,54 \cdot \frac{0,217}{2}}{0,106} = -123,3 \text{ Н}.$$

Выполняем проверку:

$$D_y - F_{r2} + C_y = 0; \quad 1343,68 - 1220,34 + (-123,3) = 0.$$

Следовательно реакции определены верно.

Находим изгибающие моменты:

$$M_{y1} = 0; \quad M_{y4} = 0; \quad M_{y2} = 0; \quad M_{y3} = C_y \frac{l_T}{2} = -123,3 \cdot \frac{0,106}{2} = -6,53 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_{y3} = D_y \frac{l_T}{2} = 1343,68 \cdot \frac{0,106}{2} = 71,21 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Горизонтальная плоскость. Определяем опорные реакции.

$$\Sigma M_4 = 0; \quad \frac{F_{t2}l_T}{2} - F_M(l_T + l_M) + D_x l_T = 0;$$

где $l_M = 0,0975 \text{ м}$ – расстояние между точками приложения силы.

Находим из уравнение реакцию D_x :

$$D_x = \frac{-\frac{F_{t2}l_T}{2} + F_M(l_T + l_M)}{l_T} = \frac{-3275,4 \cdot \frac{0,106}{2} + 2356,4 \cdot (0,106 + 0,0975)}{0,106} =$$

$$= 2886,1 \text{ Н}.$$

$$\Sigma M_2 = 0; \quad \frac{F_{t2}l_T}{2} + l_M F_M - C_x l_T = 0;$$

Находим из уравнение реакцию C_x :

$$C_x = \frac{l_M F_M + \frac{F_{t2}l_T}{2}}{l_T} = \frac{0,0975 \cdot 2356,4 + 3275,4 \cdot \frac{0,106}{2}}{0,106} = 3805,2 \text{ Н}.$$

Выполняем проверку:

$$F_M + C_x - F_{t2} - D_x = 0; \quad 2356,4 + 3805,2 - 3275,4 - 2886,1 = 0.$$

					Расчетно – пояснительная записка	Лист
						38
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		

Следовательно реакции определены верно.

Находим изгибающие моменты:

$$M_{x1} = 0; M_{x4} = 0; M_{x2} = l_m F_m = 2356,4 \cdot 0,0975 = 229,74 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_{x3} = C_x \frac{l_T}{2} = 3805,2 \cdot \frac{0,106}{2} = 201,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Находим крутящий момент:

$$M_k = M_z = \frac{F_{t2} d_2}{2} = \frac{3275,4 \cdot 0,217}{2} = 355,38 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определяем суммарные радиальные реакции:

$$C = \sqrt{C_x^2 + C_y^2} = \sqrt{3805,2^2 + 123,3^2} = 3807,2 \text{ Н}.$$

$$D = \sqrt{D_x^2 + D_y^2} = \sqrt{2886,1^2 + 1343,68^2} = 3183,56 \text{ Н}.$$

Определяем суммарные изгибающие моменты:

$$M_2 = M_{x3} = 229,74 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_3 = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{201,7^2 + 71,21^2} = 213,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

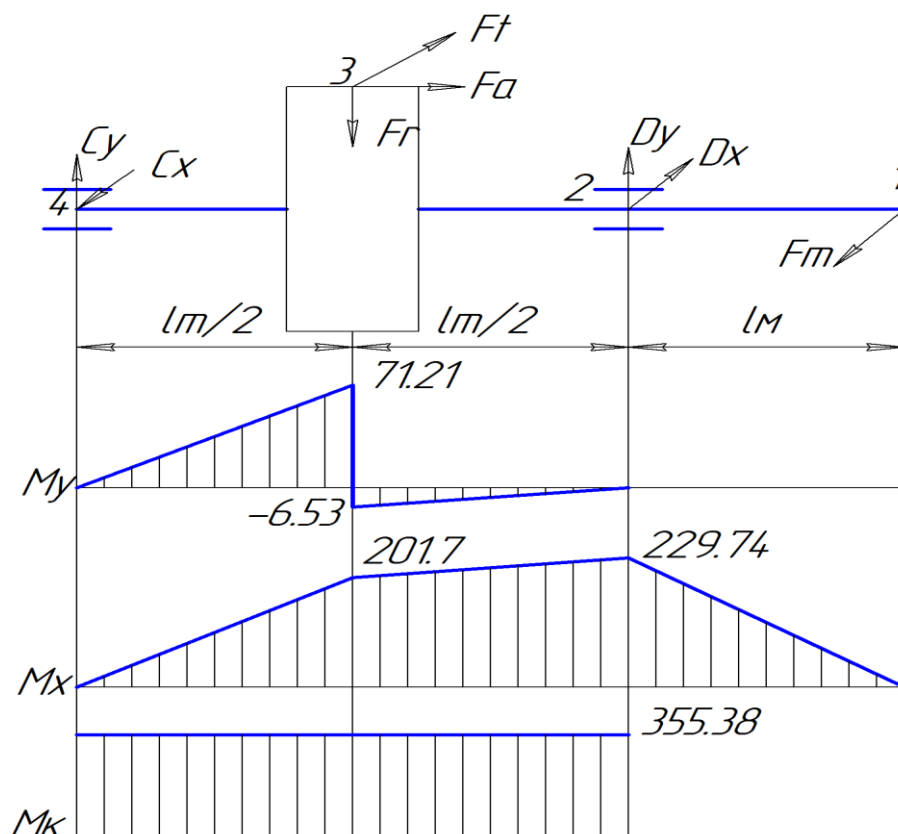


Рис. 5. Эпюры изгибающих и крутящего моментов

9. Проверочный расчет подшипников

Проверочный расчет предварительно выбранных подшипников выполняется отдельно для быстроходного и тихоходного валов. Пригодность подшипников определяется сопоставлением расчетной динамической грузоподъемности C_{rp} , Н, с базовой C_r , Н, или базовой долговечности L_{10h} , ч L_{10} , млн. оборотов, с требуемой L_h , ч, по условиям:

$$C_{rp} \leq C_r \text{ или } L_{10h} \geq L_h$$

Расчетная динамическая грузоподъемность C_{rp} , Н, и базовая долговечность L_{10h} , ч, определяются по формулам:

$$C_{rp} = R_E \sqrt[m]{60n \frac{L_h}{a_1 a_{23} \cdot 10^6}}; \quad L_{10h} = a_1 a_{23} \cdot \frac{10^6}{60n} \cdot \left(\frac{C_r}{R_E}\right)^m,$$

где R_E – эквивалентная динамическая нагрузка; $m = 3$ – показатель степени для шариковых подшипников; $a_1 = 1$ – коэффициент надежности при безотказной работе подшипника; $a_{23} = 0,8$ – коэффициент, учитывающий влияние качества подшипника и качество его эксплуатации; n – частота вращения внутреннего кольца подшипника соответствующего вала; $L_h = 25000$ ч – срок службы (ресурс) проектируемого привода.

Все необходимые коэффициенты для расчетов берутся по [1. таб. 9.1. с. 141].

9.1. Проверочный расчет подшипников быстроходного вала

1) Определим R_E, H . Для этого по [1. таб. 9.2. с. 143] определяем коэффициенты e и Y – коэффициенты влияния осевого нагружения и осевой нагрузки.

$$e = 0,22 \text{ и } Y = 1,99;$$

Находим отношение R_a/VR_r :

$$\frac{R_a}{VR_r} = \frac{716,54}{1 \cdot 2654,98} = 0,27.$$

где $R_a = F_a$ – осевая нагрузка подшипника; R_r – радиальная нагрузка подшипника (наибольшая); $V = 1$ – коэффициент вращения.

При $R_a/VR_r > e$ расчет R_E будет производиться по формуле:

$$R_E = (XVR_r + YR_a)K_6K_T$$

где $X = 0,56$ – коэффициент радиальной нагрузки; $K_6 = 1,2$ – коэффициент безопасности, берется по [1. таб. 9.4. с. 145]; $K_T = 1$ – температурный коэффициент, берется по [1. таб. 9.5. с. 147].

					Расчетно – пояснительная записка	Лист
						40
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		

Тогда

$$R_E = (XVR_r + YR_a)K_6K_T = (0,56 \cdot 1 \cdot 2654,98 + 1,99 \cdot 716,54) \cdot 1,2 \cdot 1 = 3495,24 \text{ Н}.$$

2) Определим $C_{rp}, \text{Н}$:

$$C_{rp} = R_E \sqrt[3]{60n \frac{L_h}{a_1 a_{23} \cdot 10^6}} = 3495,24 \sqrt[3]{60 \cdot 280 \cdot \frac{25000}{1 \cdot 0,8 \cdot 10^6}} = 27,96 \text{ кН}.$$

Условие $C_{rp} \leq C_r$ выполняется, так как $C_r = 32 \text{ кН}$.

3) Определим долговечность L_{10h} , ч, подшипника:

$$L_{10h} = a_1 a_{23} \cdot \frac{10^6}{60n} \cdot \left(\frac{C_r}{R_E}\right)^m = \frac{1 \cdot 0,8 \cdot 10^6}{60 \cdot 280} \cdot \left(\frac{32000}{3495,24}\right)^3 = 36476,2 \text{ ч}.$$

Условие $L_{10h} \geq L_h$ выполняется.

Из проверочного расчета следует, что подшипник пригоден.

9.2. Проверочный расчет подшипников тихоходного вала

1) Определим $R_E, \text{Н}$. Для этого по [1. таб. 9.2. с. 143] определяем коэффициенты e и Y – коэффициенты влияния осевого нагружения и осевой нагрузки.

$$e = 0,22 \text{ и } Y = 1,99;$$

Находим отношение R_a/VR_r :

$$\frac{R_a}{VR_r} = \frac{716,54}{1 \cdot 3807,2} = 0,1882.$$

где $R_a = F_a$ – осевая нагрузка подшипника; R_r – радиальная нагрузка подшипника (наибольшая); $V = 1$ – коэффициент вращения.

При $R_a/VR_r < e$ расчет R_E будет производиться по формуле:

$$R_E = VR_r K_6 K_T$$

где $K_6 = 1,2$ – коэффициент безопасности, берется по [1. таб. 9.4. с. 145]; $K_T = 1$ – температурный коэффициент, берется по [1. таб. 9.5. с. 147].

Тогда

$$R_E = VR_r K_6 K_T = 1 \cdot 380,2 \cdot 1,2 \cdot 1 = 456,24 \text{ Н}.$$

2) Определим $C_{rp}, \text{Н}$:

					Расчетно – пояснительная записка	Лист
						41
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		

$$C_{rp} = R_E \sqrt[m]{60n \frac{L_h}{a_1 a_{23} \cdot 10^6}} = 4568,64 \sqrt[3]{60 \cdot 56 \cdot \frac{25000}{1 \cdot 0,8 \cdot 10^6}} = 21,55 \text{ кН}.$$

Условие $C_{rp} \leq C_r$ выполняется, так как $C_r = 35,1 \text{ кН}$.

3) Определим долговечность L_{10h} , ч, подшипника:

$$L_{10h} = a_1 a_{23} \cdot \frac{10^6}{60n} \cdot \left(\frac{C_r}{R_E}\right)^m = \frac{1 \cdot 0,8 \cdot 10^6}{60 \cdot 56} \cdot \left(\frac{35100}{4568,64}\right)^3 = 108654,85 \text{ ч}.$$

Условие $L_{10h} \geq L_h$ выполняется.

Из проверочного расчета следует, что подшипник пригоден.

Таблица № 9.2. Основные размеры и эксплуатационные характеристики подшипников

Вал	Подшипник		Размеры $d \times D \times B$, мм	Динамическая грузоподъемность, кН		Долговечность, ч	
	Принят предварительно	Выбран окончательно		C_{rp}	C_r	L_{10h}	L_h
Б	208	208	$40 \times 80 \times 18$	27,96	32	36480	25000
Т	210	210	$50 \times 90 \times 20$	21,55	35,1	108650	25000

10. Разработка чертежа общего вида

10.1. Конструирование зубчатых колес, шестерен

1) Конструктивные параметры колеса.

Расчет обода, ступицы и диска колеса производим по [1. таб. 10.2. с. 174].

Обод – воспринимает нагрузку от зубьев и должен быть достаточно прочным и в то же время податливым, чтобы способствовать равномерному распределению нагрузки по длине зуба. Жесткость обода обеспечивает его толщина S .

Толщина обода:

$$S = 2,2m + 0,05b_2 = 2,2 \cdot 2 + 0,05 \cdot 36,4 = 6,22 \text{ мм}.$$

Диаметр обода:

$$d_a = d_{a2} = 221 \text{ мм}.$$

Ширина обода:

$$b_2 = 36,4 \text{ мм}.$$

Ступица – служит для соединения колеса с валом и может быть расположена симметрично, несимметрично относительно обода или равна ширине обода.

Диаметр внутренний:

$$d = d_3 = 60 \text{ мм}.$$

Диаметр наружный:

$$d_{ст} = 1,55d = 1,55 \cdot 60 = 93 \text{ мм}.$$

Толщина ступицы:

$$\delta_{ст} \approx 0,3d = 0,3 \cdot 60 = 18 \text{ мм}.$$

Длина ступицы:

$$l_{ст} = (1,0 \dots 1,2)d = (1,0 \dots 1,2) \cdot 60 = 60 \dots 72 \text{ мм}.$$

Принимаем $l_{ст} = 60 \text{ мм}$.

Диск – соединяет обод и ступицу.

Толщина диска:

$$C = 0,5(S + \delta_{ст}) \geq 0,25b_2$$

$$C = 0,5(6,22 + 18) \geq 0,25 \cdot 36,4$$

$$C = 12,11 \geq 9,1 \text{ мм}.$$

					Расчетно – пояснительная записка	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		43

Радиусы закруглений и уклон берем по [1. таб. 10.2. с. 175].

$$R \geq 6^\circ; \quad \gamma \geq 7^\circ;$$

По [1. таб. 10.1. с. 174] принимаем фаску на торцах зубьев $f = 2,5$ мм, а угол фаски $\alpha_\phi = 45^\circ$.

2) Вал – шестерня.

При передаточном числе $u > 3,15$ цилиндрические шестерни выполняют заодно с валом.

3) Установка колеса на вал.

Для цилиндрических косозубых колес рекомендуется посадка $H7/r6$, ($H7/S7$)

4) Осевое фиксирование колеса.

Для обеспечения нормальной работы редуктора зубчатое колесо должно быть установлено на вал без перекоса. Если ступица колеса имеет достаточно большую длину $l_{\text{ст}}/d \geq 0,8$ – то колесо будет сидеть без перекоса.

Проверим данное условие:

$$l_{\text{ст}}/d \geq 0,8$$

$$\frac{l_{\text{ст}}}{d} = \frac{66}{60} = 1,1.$$

$$\frac{l_{\text{ст}}}{d} > 0,8 \text{ – условие выполняется}$$

Предохраняем колесо от осевых перемещений по валу упором одного торца ступицы в буртик 5 – й ступени, а с другого торца ступицы устанавливаем кольцо распорное [1. таб. Д2. с. 390].

5) Регулирование осевого положения колеса.

Для компенсации неточности положения колеса, ширину шестерни делают больше ширины колеса.

Что бы избежать дополнительных регулировочных устройств, должно выполняться условие:

$$\frac{b_1}{b_2} \approx 1,07$$

Проверим:

$$\frac{b_1}{b_2} = \frac{40}{36,4} = 1,09$$

					Расчетно – пояснительная записка	Лист
						44
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		

Условие выполняется, следовательно колесо будет в правильном осевом положении.

10.2. Конструирование валов

1) Переходные участки тихоходного вала.

Участки могут быть выполнены двух типов – галтелью и канавкой [1. таб. 10.6. – 10.7. с. 187].

Между 4 и 5 – й, между 2 и 1 – й ступенью вала выполняем канавку с геометрическими параметрами

$$b = 3 \text{ мм}; h = 0,25 \text{ мм}; r = 1,0 \text{ мм};$$

Между 5 и 3 – й ступенью вала выполняем канавку с геометрическими параметрами

$$b = 5 \text{ мм}; h = 0,5 \text{ мм}; r = 1,6 \text{ мм};$$

Между 3 и 2 – й ступенью вала выполняем переход галтелью с геометрическими параметрами

$$r = 1,0 \text{ мм}; f = 3 \text{ мм};$$

Предусмотрим зазор $C = 2 \text{ мм}$ между буртиком 3 – й ступени и внутреннего кольца подшипника.

2) Переходные участки быстроходного вала.

Между 3 и 4 – й, 3 и 2 – й, 2 и 1 – й ступенью вала выполняем канавку с геометрическими параметрами

$$b = 3 \text{ мм}; h = 0,25 \text{ мм}; r = 1,0 \text{ мм};$$

3) Посадочные поверхности.

Основные параметры посадочных поверхностей диаметр и длина ступеней валов, были определены ранее, поэтому принимаем данные параметры окончательно, для дальнейших расчетов.

Для того, что бы соединить конец тихоходного вала с концом вала рабочей машины, нужно увеличить диаметр $d_1 = 45 \text{ мм}$ до диаметра $d_1 = 48 \text{ мм}$, так как диаметр отверстия муфты $d = 48 \text{ мм}$.

При нарезании зубьев шестерни быстроходного вала, нужно учесть выход фрезы по диаметру фрезы. Диаметр фрезы принимаем $D_f = 70 \text{ мм}$ по [1. таб. 10.12. с.192].

					Расчетно – пояснительная записка	Лист
						45
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		

10.3. Выбор соединений: – соединение со шпонкой

Для соединения валов с деталями используем призматические шпонки, изготовленные из чистотянутой стали. Параметры шпонок выбираем по [1. таб. К42. с. 449].

Параметры шпонки для 3 – й ступень тихоходного вала

$$b = 18 \text{ мм}; h = 11 \text{ мм}; t_1 = 7 \text{ мм}; t_2 = 4,4 \text{ мм}; l = 56 \text{ мм};$$

Для 1 – й ступень тихоходного вала

$$b = 14 \text{ мм}; h = 9 \text{ мм}; t_1 = 5,5 \text{ мм}; t_2 = 3,8 \text{ мм}; l = 36 \text{ мм};$$

Параметры шпонки для 1 – й ступень быстроходного вала

$$b = 10 \text{ мм}; h = 8 \text{ мм}; t_1 = 5 \text{ мм}; t_2 = 3,3 \text{ мм}; l = 34 \text{ мм};$$

10.4. Выбор муфты на тихоходный вал

Для соединения выходных концов тихоходного вала редуктора и приводного вала рабочей машины используем упругую муфту с торообразной оболочкой.

Определим расчетный момент:

$$T_p = K_p T_1(T_2) \leq T$$

где $K_p = 2$ – коэффициент режима нагрузки; $T_1(T_2)$ – вращающий момент на валу; T – номинальный момент муфты.

Тогда

$$T_p = K_p T_2 = 2 \cdot 355,38 = 710,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

По [таб. К25. с. 428] выбираем муфту с параметрами

$$T = 800 \text{ Н} \cdot \text{м}; \omega = 170 \text{ с}^{-1}; d = 48 \text{ мм}; l_{\text{цил}} = 84 \text{ мм}; D = 320 \text{ мм};$$

Так как диаметр отверстия выбранной муфты $d = 48 \text{ мм}$ больше диаметра первой ступени тихоходного вала, увеличиваем диаметр 1 – й ступени вала до 48 мм.

10.5. Выбор способа смазывания и смазочных устройств: – смазывание зубчатых зацеплений; – смазывание подшипников

1) Смазывание зубчатого зацепления происходит окунанием в масло. Так как окружная скорость колес менее 2 м/с, то по [1. таб. 10.29. с. 255] выбираем масло для смазывания марки И – Г – С – 100.

2) Определяем количество масла необходимое для смазки зубчатых колес.

$$(0,4 \dots 0,8) P_{\text{ном}} = (0,4 \dots 0,8) \cdot 3 = 1,2 \dots 2,4 \text{ л}.$$

					Расчетно – пояснительная записка	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		46

3) Определим уровень масла.

$$h_m = (0,1 \dots 0,5)d_1 = (0,1 \dots 0,5) \cdot 43 = 4,3 \dots 21,5 \text{ мм}.$$

$$h_{min} = 2,2m = 2,2 \cdot 2 = 4,4 \text{ мм}.$$

Принимаем $h_m = 21,5 \text{ мм}$.

Тогда уровень масла находим по формуле:

$$H_y = y + h_m = 40 + 21,5 = 61,5 \text{ мм}.$$

где $y = 40 \text{ мм}$ – расстояние от дна корпуса редуктора до вершин зубьев колеса.

4) Контроль масла.

Выбираем жезловый указатель с параметрами по [1. Рис. 10.63. с. 257]

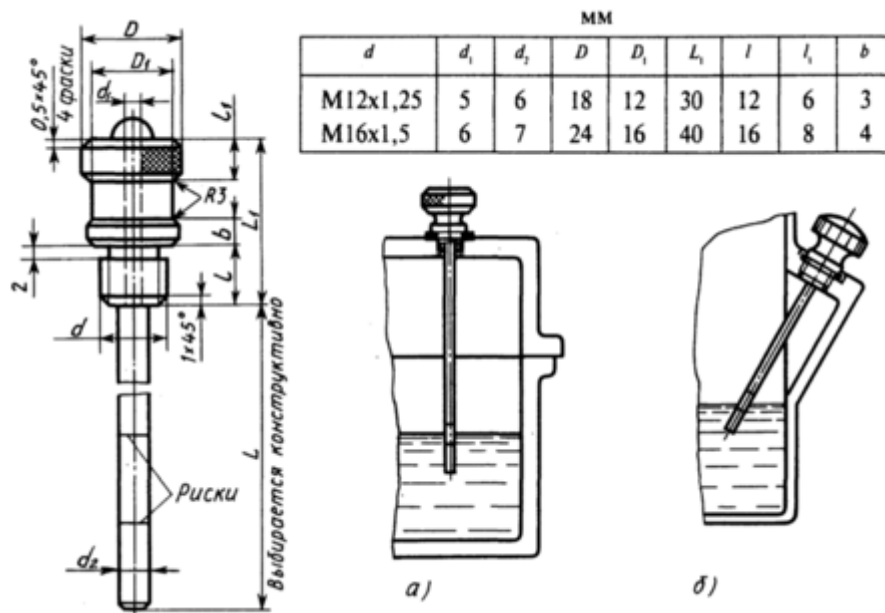


Рис. 6. Жезловый указатель

$$d = M12 \times 1,25; d_1 = 5 \text{ мм}; d_2 = 6 \text{ мм}; D = 18 \text{ мм}; L_1 = 30 \text{ мм};$$

$$l = 12 \text{ мм}; l_1 = 6 \text{ мм}; L - \text{конструктивно}.$$

5) Слив масла.

Пробку для слива масла располагаем с боку корпуса редуктора. Параметры пробки берем по [1. таб. 10.30. с. 260]

$$d = M16 \times 1,5.$$

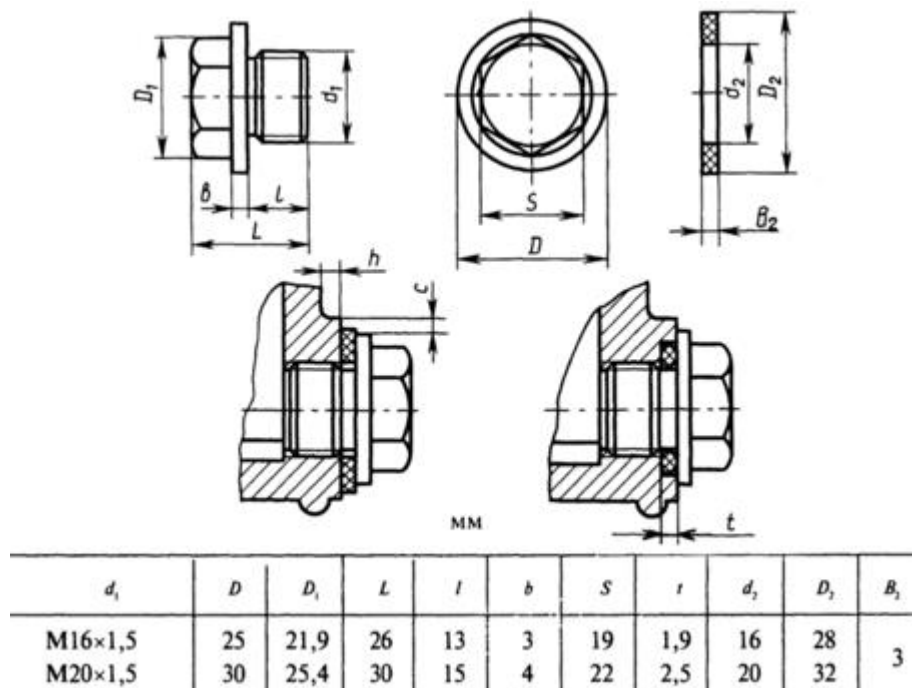


Рис. 7. Пробка с цилиндрической резьбой

6) Отдушины

Выбираем пробку отдушину типа [1. Рис. 10.67. с. 261] с параметрами

$$d = M12 \times 1,75; \quad D = 20 \text{ мм}; \quad D_1 = 32 \text{ мм}; \quad L = 40 \text{ мм}; \quad l = 12 \text{ мм};$$

$$b = 5,5 \text{ мм}.$$

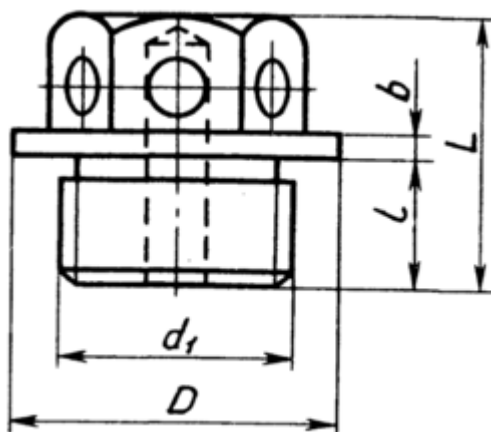


Рис. 8. Пробка отдушина

7) Смазывание подшипников

Выбираем для смазки подшипников смазку типа солидол жировой ГОСТ 1033 – 79.

10.6. Конструирование корпуса редуктора

Корпус редуктора служит для размещения и координации деталей передачи,

защиты их от загрязнения, организации системы смазки, а также восприятия сил, возникающих в зацеплении редукторной пары, подшипниках, открытой передаче.

1) Толщина стенок корпуса

$$\delta = 1,8\sqrt[4]{T_2} \geq 6 \text{ мм}$$

$$\delta = 1,8\sqrt[4]{T_2} = 1,8 \cdot \sqrt[4]{355,38} = 7,8 \text{ мм}.$$

2) Фланцевые соединения

Фланцы предназначены для соединения корпусных деталей редуктора.

По [1. таб. 10.17. с.233] выбираем диаметры винтов фланцев

$$d_1 = \text{M14}; d_2 = \text{M12}; d_3 = \text{M10}; d_4 - \text{отсутствуют}$$

$$d_5 = \text{M6};$$

По [таб. 10.18. с.233] выбираем конструктивные элементы фланцев

При $d_1 = \text{M14} \rightarrow$ Болт $K_1 = 38$; $C_1 = 17$; $D_{01} = 24$; $b_{01} = 1$; $d_{01} = 16$;

При $d_2 = \text{M12} \rightarrow$ Винт $K_2 = 26$; $C_2 = 13$; $D_{02} = 20$; $b_{02} = 16$; $d_{02} = 14$;

При $d_3 = \text{M10} \rightarrow$ Винт $K_3 = 22$; $C_3 = 11$; $D_{03} = 18$; $b_{03} = 13$; $d_{03} = 11$;

При $d_5 = \text{M6} \rightarrow$ Винт $K_5 = 13$; $C_5 = 6$; $D_{05} = 11$; $b_{05} = 8$; $d_{05} = 7$;

где K – ширина; C – координаты оси отверстия по винт (болт); D_{01} и b_0 – диаметр и глубина отверстия под цилиндрическую головку винта или цековки под болты с шестигранной уменьшенной головкой; d_0 – диаметр отверстия под винт (болт).

3) Конструирование подшипниковых устройств

Выбираем схему 3 установки подшипников. Осевое фиксирование вала в двух опорах – враспор.

Посадка подшипника:

внутреннее кольцо по посадке $j_56, K6$;

внешнее кольцо по посадке $H7$.

Крепление внутреннего кольца происходит – упором в буртик с натягом, без дополнительного крепления. Крепление внешнего кольца – с односторонней фиксацией упором в торец крышки.

4) Крышки подшипниковых узлов

Для быстроходного и тихоходного валов выбираем по [1. таб. К18. с. 418] две

					Расчетно – пояснительная записка	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		49

врезных глухих крышки и две врезных крышки с жировыми канавками.

Для быстроходного вала параметры крышки глухой и с жировыми канавками

$$D = 80 \text{ мм}; D_0 = 92 \text{ мм}; D_3 = 72 \text{ мм}; h = 16 \text{ мм}; h_1 = 5 \text{ мм}; l = 10 \text{ мм};$$

$$l_1 = 2 \text{ мм}; B = 10 \text{ мм};$$

Для тихоходного вала параметры крышки глухой и с жировыми канавками

$$D = 90 \text{ мм}; D_0 = 95 \text{ мм}; D_3 = 80 \text{ мм}; h = 16 \text{ мм}; h_1 = 7 \text{ мм}; l = 10 \text{ мм};$$

$$l_1 = 2 \text{ мм}; B = 10 \text{ мм};$$

Дополнительные параметры крышек

$$a = 2 \text{ мм}; a_1 = 1 \text{ мм};$$

Для защиты подшипников от масла используем маслозащитные шайбы по [1. таб. К38. с. 446] исполнения 1.

Для тихоходного вала с параметрами

$$S = 0,3 \text{ мм}; h = 3 \text{ мм}; D_1 = 82,8 \text{ мм}; d = 50 \text{ мм}; d_1 = 67 \text{ мм};$$

Для быстроходного вала с параметрами

$$S = 0,3 \text{ мм}; h = 3 \text{ мм}; D_1 = 72,7 \text{ мм}; d = 40 \text{ мм}; d_1 = 57 \text{ мм};$$

Длина подшипниковых узлов рассчитывается по формуле:

$$l_1 = h + B + (3 \dots 5) = 16 + 18 + (3 \dots 5) = 37 \dots 39 \text{ мм}.$$

$$l_2 = h + B + (3 \dots 5) = 16 + 20 + (3 \dots 5) = 39 \dots 41 \text{ мм}.$$

где h – высота центрируемого пояса торцевой крышки или высота врезной крышки.

Для быстроходного и тихоходного валов в качестве регулировочных устройств применяются компенсаторные кольца, при этом оставляют зазор для тепловых деформаций от 0,2...0,5 мм.

10.7. Конструирование элементов открытых передач

Расчет ведомого шкива.

Толщина обода:

$$\delta_{\text{чуг}} = 0,03(D + 2B)$$

где $D = d_2 = 500 \text{ мм}$ – диаметр ведомого шкива; $B = 80 \text{ мм}$ – ширина обода шкива.

					Расчетно – пояснительная записка	Лист
						50
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		

Тогда

$$\delta_{\text{чуг}} = 0,03(D + 2B) = 0,03 \cdot (500 + 2 \cdot 80) = 19,8 \text{ мм}.$$

По [1. таб. 13.15.] принимаем $\delta_{\text{чуг}} = 20 \text{ мм}$.

Толщина диска:

$$C = (1,2 \dots 1,3)\delta_{\text{чуг}} = (1,2 \dots 1,3) \cdot 20 = 24 \dots 26 \text{ мм}.$$

Для облегчения шкива, в диске делаем отверстия по [1. таб. 10.4. с. 179] с параметрами

$$d_o \geq 25 \text{ мм}; \quad n_o = 4 \dots 6 \text{ шт};$$

Внутренний диаметр ступицы:

$$d = d_1 = 35 \text{ мм}.$$

Наружный диаметр ступицы:

$$d_{\text{ст}} = 1,6d = 1,6 \cdot 35 = 56 \text{ мм}.$$

Длина ступицы:

$$l_{\text{ст}} = (1,2 \dots 1,5)d = (1,2 \dots 1,5) \cdot 35 = 42 \dots 52,5 \text{ мм}.$$

					Расчетно – пояснительная записка	Лист
						51
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		

11. Проверочные расчеты

11.1. Проверочный расчет шпонок

1) Шпонка под колесом тихоходного вала

Условие прочности:

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

где $A_{\text{см}}$ – площадь смятия

$$A_{\text{см}} = (0,94h - t_1)l_p$$

где l_p – рабочая длина шпонки

$$l_p = l_{\text{ш}} - b$$

$$[\sigma]_{\text{см}} = 190 \text{ Н/мм}^2.$$

Редуктор работает с колебаниями нагрузки, следовательно необходимо уменьшить $[\sigma]_{\text{см}}$ на 25%, тогда:

$$[\sigma]_{\text{см}} = 142,5 \text{ Н/мм}^2.$$

Параметры шпонки

$$b = 18 \text{ мм}; h = 11 \text{ мм}; t_1 = 7 \text{ мм}; t_2 = 4,4 \text{ мм}; l = 56 \text{ мм};$$

Тогда

$$l_p = l_{\text{ш}} - b = 56 - 18 = 38 \text{ мм}.$$

$$A_{\text{см}} = (0,94h - t_1)l_p = (0,94 \cdot 11 - 7) \cdot 38 = 126,92 \text{ мм}^2.$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_t}{A_{\text{см}}} = \frac{3275,4}{126,92} = 25,8 \text{ Н/мм}^2.$$

$$25,8 < [\sigma]_{\text{см}}$$

2) Шпонка на выходном конце тихоходного вала (под муфту)

Параметры шпонки

$$b = 14 \text{ мм}; h = 9 \text{ мм}; t_1 = 5,5 \text{ мм}; t_2 = 3,8 \text{ мм}; l = 36 \text{ мм};$$

Тогда

$$l_p = l_{\text{ш}} - b = 36 - 14 = 22 \text{ мм}.$$

$$A_{\text{см}} = (0,94h - t_1)l_p = (0,94 \cdot 9 - 5,5) \cdot 22 = 65,12 \text{ мм}^2.$$

					Расчетно – пояснительная записка	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		52

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_t}{A_{\text{см}}} = \frac{3275,4}{65,12} = 50,29 \text{ Н/мм}^2 .$$

$$50,29 < [\sigma]_{\text{см}}$$

3) Шпонка под шкив открытой передачи

Параметры шпонки

$$b = 10 \text{ мм}; h = 8 \text{ мм}; t_1 = 5 \text{ мм}; t_2 = 3,3 \text{ мм}; l = 34 \text{ мм};$$

Тогда

$$l_p = l_{\text{ш}} - b = 34 - 10 = 24 \text{ мм} .$$

$$A_{\text{см}} = (0,94h - t_1)l_p = (0,94 \cdot 8 - 5) \cdot 24 = 60,48 \text{ мм}^2 .$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_t}{A_{\text{см}}} = \frac{3275,4}{60,48} = 54,15 \text{ Н/мм}^2 .$$

$$54,15 < [\sigma]_{\text{см}}$$

11.2. Проверочный расчет стяжных винтов

Стяжные винты рассчитывают на прочность по эквивалентным напряжениям на совместное действие растяжения и кручения $\sigma_{\text{экв}}$, Н/мм²:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{1,3F_p}{A} \leq [\sigma]$$

$\sigma_{\text{в}} = 500 \text{ Н/мм}^2$ – предел прочности

$\sigma_{\text{т}} = 300 \text{ Н/мм}^2$ – предел текучести

$$F_p = [K_3(l - x) + x]F_B$$

где $F_B = 0,5R_y = 0,5 \cdot 3807,2 = 1903,6 \text{ Н}$ – сила, воспринимаемая одним винтом; R_y – большая из реакций в вертикальной плоскости в опорах подшипников быстроходного или тихоходного вала; $K_3 = 2,5$ – коэффициент затяжки при переменных нагрузке; $x = 0,2$ – коэффициент основной нагрузки.

Площадь опасного сечения:

$$A = \frac{\pi d_p^2}{4}$$

где $d_p \approx d_2 - 0,94P$ – расчетный диаметр винта; d_2 – наружный диаметр винта; P – шаг

					Расчетно – пояснительная записка	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		53

Тогда

$$A = \frac{\pi d_p^2}{4} = \frac{3,14 \cdot (12 - 0,94 \cdot 1,75)^2}{4} = 84,17 \text{ мм}^2.$$

$$F_{pт} = [K_3(l - x) + x]F_B = [2,5 \cdot (1 - 0,2) + 0,2] \cdot 1903,6 = 4187,92 \text{ Н}.$$

$$\sigma_{\text{эквт}} = \frac{1,3F_{pт}}{A} = \frac{1,3 \cdot 4187,92}{84,17} = 64,68 \text{ Н/мм}^2.$$

$$F_{pб} = [K_3(l - x) + x]F_B = [2,5 \cdot (1 - 0,2) + 0,2] \cdot 1327,49 = 2920,5 \text{ Н}.$$

$$\sigma_{\text{эквб}} = \frac{1,3F_{pб}}{A} = \frac{1,3 \cdot 2920,5}{84,17} = 45,1 \text{ Н/мм}^2.$$

Допускаемое напряжение:

$$[\sigma] = 0,25\sigma_T = 0,25 \cdot 300 = 75 \text{ Н/мм}^2.$$

Из расчетов видно, что стяжные винты подходят по условию $\sigma_{\text{экв}} \leq [\sigma]$.

11.3. Проверочный расчет быстроходного и тихоходного валов

Проверочный расчет валов на прочность выполняют на совместное действие изгиба и кручения.

1) Быстроходный вал

Два опасных сечения, это – $M_3 = 56,42 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и $M_2 = 85,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

$$d_3 = 47 \text{ мм}; d_2 = 40 \text{ мм}; d_f = 38,2 \text{ мм}; d_a = 47 \text{ мм};$$

Осейвой момент сопротивления сечения вала:

$$W_{\text{нетто } 3} = 0,1d^3 = 0,1 \cdot 40^3 = 6400 \text{ мм}^3.$$

$$W_{\text{нетто } 2} = 0,1 \frac{(d_a + d_f)^3}{2} = 0,1 \cdot \frac{(47 + 38,2)^3}{2} = 30923,51 \text{ мм}^3.$$

Напряжения в опасных сечениях:

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{M \cdot 10^3}{W_{\text{нетто}}}$$

$$\sigma_{u3} = \frac{M_3 \cdot 10^3}{W_{\text{нетто } 3}} = \frac{56,42 \cdot 10^3}{6400} = 8,815 \text{ Н/мм}^2.$$

$$\sigma_{u2} = \frac{M_2 \cdot 10^3}{W_{\text{нетто } 2}} = \frac{85,9 \cdot 10^3}{30923,51} = 2,77 \text{ Н/мм}^2.$$

Определим касательные напряжения:

					Расчетно – пояснительная записка	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		54

$$\tau_a = \frac{M_k \cdot 10^3}{2W_{\text{нетто}}}$$

где $W_{\text{нетто}}$ – полярный момент сопротивления сечения вала, берется по [1. таб. 11.1. с. 270].

$$W_{\text{нетто } 2} = 0,2d_f^3 = 0,2 \cdot 38,2^3 = 11148,6 \text{ мм}^3.$$

$$W_{\text{нетто } 3} = 0,2d^3 = 0,2 \cdot 40^3 = 12800 \text{ мм}^3.$$

тогда

$$\tau_{a2} = \frac{M_k \cdot 10^3}{2W_{\text{нетто } 2}} = \frac{74,41 \cdot 10^3}{2 \cdot 11148,6} = 3,33 \text{ МПа}.$$

$$\tau_{a3} = \frac{M_k \cdot 10^3}{2W_{\text{нетто } 3}} = \frac{74,41 \cdot 10^3}{2 \cdot 12800} = 2,9 \text{ МПа}.$$

Определим коэффициенты концентраций:

$$(K_\sigma)_D = \left(\frac{K_\sigma}{K_d} + K_F - 1 \right) \frac{1}{K_y}$$

$$(K_\tau)_D = \left(\frac{K_\tau}{K_d} + K_F - 1 \right) \frac{1}{K_y}$$

Выбираем K_σ и K_τ по [таб. 11.2. с. 271] – эффективные коэффициенты концентраций напряжений

$$K_\sigma = 2,45 \text{ и } K_\tau = 2,25;$$

По [1. таб. 11.3. с. 272] выбираем K_d – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения

Для $d_3 = 47 \text{ мм}$; $K_d = 0,7$;

Для $d_2 = 40 \text{ мм}$; $K_d = 0,73$;

По [1. таб. 11.4. с. 272] выбираем K_F – коэффициент влияния шероховатости

$$K_F = 1;$$

По [1. таб. 11.5. с. 272] выбираем K_y – коэффициент влияния поверхностного упрочнения

$$K_y = 1,5;$$

тогда для сечения 2

					Расчетно – пояснительная записка	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		55

$$(K_{\sigma})_D = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_d} + K_F - 1 \right) \frac{1}{K_y} = \left(\frac{2,45}{0,7} + 1 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,5} = 2,31.$$

$$(K_{\tau})_D = \left(\frac{K_{\tau}}{K_d} + K_F - 1 \right) \frac{1}{K_y} = \left(\frac{2,25}{0,7} + 1 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,5} = 2,12.$$

для сечения 3

$$(K_{\sigma})_D = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_d} + K_F - 1 \right) \frac{1}{K_y} = \left(\frac{2,45}{0,73} + 1 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,5} = 2,21.$$

$$(K_{\tau})_D = \left(\frac{K_{\tau}}{K_d} + K_F - 1 \right) \frac{1}{K_y} = \left(\frac{2,25}{0,73} + 1 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,5} = 2.$$

Определим пределы выносливости:

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(K_{\sigma})_D}$$

$$(\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(K_{\tau})_D}$$

где σ_{-1} и $\tau_{-1} \approx 0,58[\sigma_{-1}]$ – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения.

$$\sigma_{-1} = \tau_{-1} \approx 0,58 \cdot 410 = 237,8 \text{ Н/мм}^2.$$

Тогда для сечения 2

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(K_{\sigma})_D} = \frac{237,8}{2,31} = 102,94 \text{ Н/мм}^2.$$

$$(\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(K_{\tau})_D} = \frac{237,8}{2,12} = 112,7 \text{ Н/мм}^2.$$

для сечения 3

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(K_{\sigma})_D} = \frac{237,8}{2,21} = 107,6 \text{ Н/мм}^2.$$

$$(\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(K_{\tau})_D} = \frac{237,8}{2} = 118,9 \text{ Н/мм}^2.$$

Определим коэффициенты запаса прочности:

$$S_{\sigma} = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a}$$

$$S_{\tau} = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a}$$

Для сечения 2

$$S_{\sigma} = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a} = \frac{102,94}{2,77} = 37,16.$$

$$S_{\tau} = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a} = \frac{112,7}{3,33} = 33,84.$$

Для сечения 3

$$S_{\sigma} = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a} = \frac{107,6}{8,815} = 12,2.$$

$$S_{\tau} = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a} = \frac{118,9}{2,9} = 41.$$

Определим общий коэффициент запаса

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S]$$

Для сечения 2

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{37,16 \cdot 33,84}{\sqrt{37,16^2 + 33,84^2}} = 25.$$

Для сечения 3

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{12,2 \cdot 41}{\sqrt{12,2^2 + 41^2}} = 11,7.$$

$$[S] = 1,6 \dots 2,1$$

Как видно из расчетов, условие выполняется.

2) Тихоходный вал

Два опасных сечения, это – $M_3 = 213,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и $M_2 = 229,74 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

$$d_3 = 60 \text{ мм}; \quad d_2 = 50 \text{ мм};$$

Осевой момент сопротивления сечения вала:

$$W_{\text{нетто } 2} = 0,1d^3 = 0,1 \cdot 50^3 = 12500 \text{ мм}^3.$$

					Расчетно – пояснительная записка	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		57

$$W_{\text{нетто } 3} = 0,1d^3 = 0,1 \cdot 60^3 = 21600 \text{ мм}^3.$$

Напряжения в опасных сечениях:

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{M \cdot 10^3}{W_{\text{нетто}}}$$

$$\sigma_{u3} = \frac{M_3 \cdot 10^3}{W_{\text{нетто } 3}} = \frac{213,9 \cdot 10^3}{21600} = 9,9 \text{ Н/мм}^2.$$

$$\sigma_{u2} = \frac{M_2 \cdot 10^3}{W_{\text{нетто } 2}} = \frac{229,74 \cdot 10^3}{12500} = 18,37 \text{ Н/мм}^2.$$

Определим касательные напряжения:

$$\tau_a = \frac{M_k \cdot 10^3}{2W_{\text{рнетто}}}$$

где $W_{\text{рнетто}}$ – полярный момент сопротивления сечения вала, берется по [1. таб. 11.1. с. 270].

$$W_{\text{рнетто } 2} = 0,2d^3 = 0,2 \cdot 50^3 = 25000 \text{ мм}^3.$$

$$W_{\text{рнетто } 3} = 0,2d^3 = 0,2 \cdot 60^3 = 43200 \text{ мм}^3.$$

тогда

$$\tau_{a2} = \frac{M_k \cdot 10^3}{2W_{\text{рнетто } 2}} = \frac{355,38 \cdot 10^3}{2 \cdot 25000} = 7,1 \text{ МПа}.$$

$$\tau_{a3} = \frac{M_k \cdot 10^3}{2W_{\text{рнетто } 3}} = \frac{355,38 \cdot 10^3}{2 \cdot 43200} = 4,11 \text{ Мпа}.$$

Определим коэффициенты концентраций:

$$(K_\sigma)_D = \left(\frac{K_\sigma}{K_d} + K_F - 1 \right) \frac{1}{K_y}$$

$$(K_\tau)_D = \left(\frac{K_\tau}{K_d} + K_F - 1 \right) \frac{1}{K_y}$$

Выбираем K_σ и K_τ по [1. таб. 11.2. с. 271] – эффективные коэффициенты концентраций напряжений

$$K_\sigma = 2 \text{ и } K_\tau = 1,65;$$

По [1. таб. 11.3. с. 272] выбираем K_d – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения

Для $d_3 = 60 \text{ мм}$; $K_d = 0,67$;

					Расчетно – пояснительная записка	Лист
						58
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		

Для $d_2 = 50$ мм; $K_d = 0,7$;

По [1.таб.11.4.с. 272] выбираем $K_F = 1$ – коэффициент влияния шероховатости

По [1. таб. 11.5. с. 272] выбираем $K_y = 1,5$ – коэффициент влияния поверхностного упрочнения

тогда для сечения 2

$$(K_\sigma)_D = \left(\frac{K_\sigma}{K_d} + K_F - 1 \right) \frac{1}{K_y} = \left(\frac{2}{0,7} + 1 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,5} = 1,88 .$$

$$(K_\tau)_D = \left(\frac{K_\tau}{K_d} + K_F - 1 \right) \frac{1}{K_y} = \left(\frac{1,65}{0,7} + 1 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,5} = 1,55 .$$

для сечения 3

$$(K_\sigma)_D = \left(\frac{K_\sigma}{K_d} + K_F - 1 \right) \frac{1}{K_y} = \left(\frac{2}{0,67} + 1 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,5} = 1,97 .$$

$$(K_\tau)_D = \left(\frac{K_\tau}{K_d} + K_F - 1 \right) \frac{1}{K_y} = \left(\frac{1,65}{0,67} + 1 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,5} = 1,62 .$$

Определим пределы выносливости:

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D}$$

$$(\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau)_D}$$

где σ_{-1} и $\tau_{-1} \approx 0,58[\sigma_{-1}]$ – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения.

$$\sigma_{-1} = \tau_{-1} \approx 0,58 \cdot 410 = 237,8 \text{ Н/мм}^2 .$$

Тогда для сечения 2

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D} = \frac{237,8}{1,88} = 126,48 \text{ Н/мм}^2 .$$

$$(\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau)_D} = \frac{237,8}{1,55} = 153,42 \text{ Н/мм}^2 .$$

для сечения 3

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D} = \frac{237,8}{1,97} = 120,7 \text{ Н/мм}^2 .$$

$$(\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau)_D} = \frac{237,8}{1,62} = 146,8 \text{ Н/мм}^2 .$$

					Расчетно – пояснительная записка	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		59

Определим коэффициенты запаса прочности:

$$S_{\sigma} = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a}$$

$$S_{\tau} = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a}$$

Для сечения 2

$$S_{\sigma} = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a} = \frac{126,48}{18,37} = 6,88 .$$

$$S_{\tau} = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a} = \frac{153,42}{7,1} = 21,6 .$$

Для сечения 3

$$S_{\sigma} = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a} = \frac{120,7}{9,9} = 12,2 .$$

$$S_{\tau} = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a} = \frac{146,8}{4,11} = 35,7 .$$

Определим общий коэффициент запаса

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S]$$

Для сечения 2

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{6,88 \cdot 21,6}{\sqrt{6,88^2 + 21,6^2}} = 6,55 .$$

Для сечения 3

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{12,2 \cdot 35,7}{\sqrt{12,2^2 + 35,7^2}} = 11,54 .$$

$$[S] = 1,6 \dots 2,1$$

Как видно из расчетов, условие выполняется.

					Расчетно – пояснительная записка	Лист
						60
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		

Таблица № 11.3. Результаты проверочных расчетов

Детали		Напряжение, Н/мм ²		Детали		Коэффициент запаса прочности		
		Расчетное σ	Допускаемое [σ]			Сечения	Расчетный, S	Допускаемый, [S]
Шпонки	Б	50	142,5	Валы	Б	Сеч 2	25	1,5
						Сеч 3	11,7	
	Т	20,43	142,5		Т	Сеч 2	6,55	1,5
						Сеч 3	11,54	
Стяжные винты		64,68	75					

12. Технический уровень редуктора

1) Определим массу редуктора

$$m = \varphi p V \cdot 10^{-9}$$

где $p = 7,4 \cdot 10^3$ кг/м³; $\varphi \approx 0,432$; $V = L \cdot B \cdot H$ – объем редуктора.

Тогда

$$m = \varphi p V \cdot 10^{-9} = 0,432 \cdot 7,4 \cdot 10^3 \cdot 16192326,8 \cdot 10^{-9} = 52,42 \text{ кг}.$$

2) Определим критерий технического уровня редуктора

$$\gamma = \frac{m}{T_2} = \frac{52,42}{355,38} = 0,145.$$

При $\gamma = 0,145$ – редуктор является средним, в большинстве случаев производство экономически неоправданно.

					Расчетно – пояснительная записка	Лист
						62
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		

Литература

1. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин.—М.: Высш. шк., 1991.—432 с.
2. Курсовое проектировании деталей машин. /С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин и др. – М.: Машиностроение, 1988. – 416 с.
3. Чернилевский Д.В. Проектирование деталей машин и механизмов. – М.: Высш. шк. 1980.
4. Леликов О.П. Курсовое проектирование. – М.:Высш.шк.,1990.
5. Дунаев Н.В. Детали машин. Курсовое проектирование. – М.:Высш. шк., 2002.
6. Альбом деталей машин.
7. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т.1-3 – М.:Машиностроение, 1978.
8. Федоренко В.А., Шошин А.И. Справочник по машиностроительному черчению. – Л.: Машиностроение, 1988.

					<i>Расчетно – пояснительная записка</i>	Лист
						63
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		