РЫБИНСКОЕ ОРДЕНА "ЗНАК ПОЧЕТА" УЧИЛИЩЕ ИМЕНИ В.И. КАЛАШНИКОВА-ФИЛИАЛ ФЕДЕРАЛЬНОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО БЮДЖЕТНОГО ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО УЧРЕЖДЕНИЯ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ "ВОЛЖСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ВОДНОГО ТРАНСПОРТА

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К КУРСОВОЙ РАБОТЕ ПО ДИСЦИПЛИНЕ «ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ МАШИН»

РЫБИНСК
2026

1. СПИСОК ЭКЗАМЕНАЦИОННЫХ ВОПРОСОВ

1. Что такое механизм, машина, деталь?
2. Основные правила конструирования и критерии работоспособности.
3. Проектный и проверочный расчеты.
4. Общие принципы и порядок конструирования машин.
5. Механический привод и его характеристики.
6. Механические передачи (классификация, достоинства, недостатки и области их применения).
7. Основные параметры зубчатых цилиндрических передач. Силы в зацеплении зубчатых прямозубых и косозубых цилиндрических передач.
8. Материалы и термическая обработка зубчатых передач. Характер и причины повреждений зубчатых передач.
9. Конические и планетарные зубчатые передачи, общие сведения и характеристики.
10. Червячные передачи (достоинства, недостатки, области их применения, виды разрушения зубьев червячных колес).
11. Подшипники качения (достоинства, недостатка, классификация, причины отказов и их выбор).
12. Подшипники скольжения (достоинства, недостатка, область применения, виды отказов, материалы вкладышей).
13. Шпоночные и шлицевые соединения.
14. Резьбовые соединения деталей. Резьбы. Расчет на прочность резьбы.
15. КПД резьбового механизма.
16. Расчет сварных соединений на прочность и расчет шпоночных соединений на смятие.
17. Валы и оси. Элементы конструкции валов.
18. Проектировочный расчет валов. Нагрузки.
19. Муфты. Общие сведения и классификация
20. Основы взаимозаменяемости. Система допусков и посадок.

2. ЗАДАНИЯ ДЛЯ КУРСОВЫХ РАБОТ

Задание № 1. Выполнить проектный расчет индивидуального привода, с включающего электродвигатель 1 единой серии АИР, ременную передачу 2, одноступенчатый нереверсивный цилиндрический редуктор 3 и соединительную муфту 4 (рис. 1).

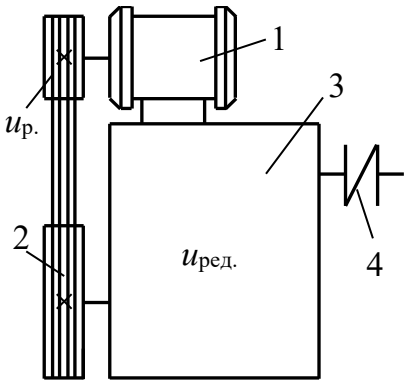


Рис. 1 Индивидуальный привод

Задание № 2. Выполнить проектный расчет индивидуального привода, включающего электродвигатель 1 единой серии АИР, ременную передачу 2, одноступенчатый нереверсивный цилиндрический редуктор 3 и цепную передачу 4 (рис. 2).

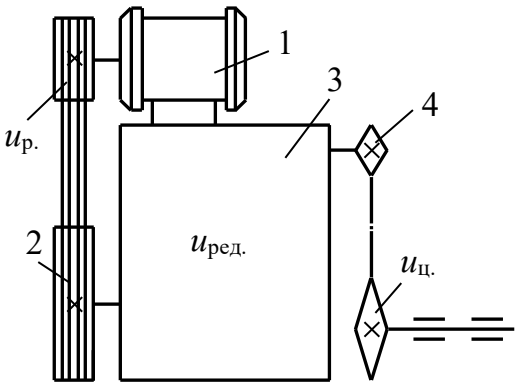


Рис. 2 Индивидуальный привод

Задание № 3. Выполнить проектный расчет индивидуального привода, включающего электродвигатель 1 единой серии АИР, соединительную муфту 2, одноступенчатый нереверсивный цилиндрический редуктор 3 и цепную передачу 4 (рис. 3).

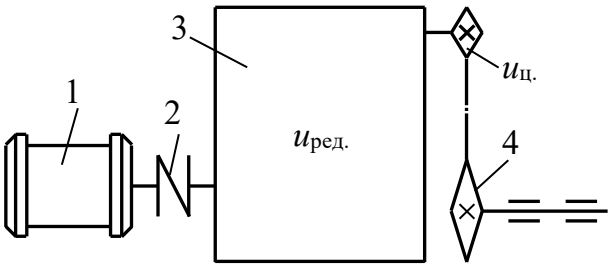


Рис. 3 Индивидуальный привод

Вариант исходных данных определяется из табл. 1 по указанию преподавателя.

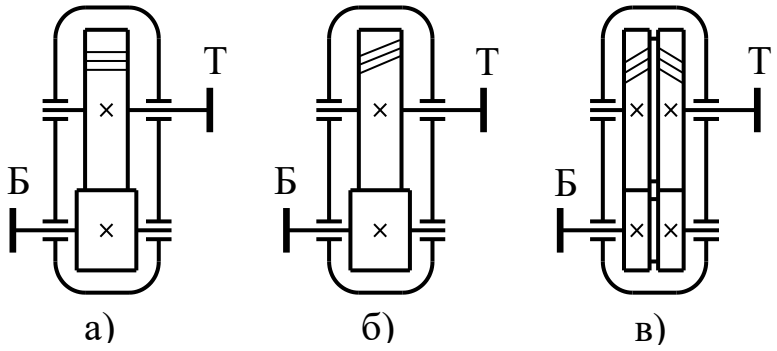


Рис. 4 Схемы одноступенчатого редуктора, включающие
а) прямозубую передачу, б) косозубую передачу, в) шевронную передачу

Таблица 1

Вариант	Схема (рис. 4)	P_T^*, кВт	n_T^*, мин$^{-1}$	$u_{пр}$	типовой режим нагружения	Коэффициенты использования		Срок службы, лет
						$K_{сут}$	$K_{год}$	
1	а	4,0	80	18	постоянный	0,65	0,75	5
2	б	3,2	100	14	тяжёлый	0,63	0,8	5
3	в	2,7	50	30	средний равно-вероятный	0,63	0,8	4
4	а	4,2	104	27	средний нормальный	0,63	0,75	5
5	б	2,3	63	47	постоянный	0,63	0,75	4
6	в	3,2	65	22	тяжёлый	0,63	0,8	5
7	а	2,6	48	30	средний нормальный	0,65	0,75	3
8	б	3,8	40	35	средний равно-вероятный	0,65	0,7	4
9	в	5,0	93	15	тяжёлый	0,63	0,8	5
10	а	2,5	80	36	постоянный	0,63	0,75	5
11	б	3,5	50	28	лёгкий	0,63	0,8	4
12	в	5,7	145	20	средний нормальный	0,65	0,7	3
13	а	3,0	70	14	тяжёлый	0,65	0,7	5
14	б	1,6	72	20	лёгкий	0,65	0,75	3
15	в	2,5	70	40	постоянный	0,63	0,8	4
16	а	3,7	72	20	средний нормальный	0,63	0,7	5
17	б	2,4	145	19	средний равно-вероятный	0,63	0,75	4
18	в	4,8	115	24	тяжёлый	0,63	0,8	5
19	а	2,2	97	30	постоянный	0,65	0,7	3
20	б	4,5	32	45	лёгкий	0,63	0,8	5

В графическую часть работы входит выполнение сборочного чертежа редуктора и рабочего чертежа детали (ф. А4, А3) с простановкой размеров и обозначений в соответствии с результатами расчётной части. Примеры выполнения рабочих чертежей представлены в ПРИЛОЖЕНИИ Б.

На рабочих чертежах деталей – тел вращения (валы, валы-шестерни, стаканы, крышки подшипников и др.) все сведения, необходимые для их изготовления, располагают в следующей последовательности:

– осевые линейные размеры – под изображением детали на минимальном (от 2 до 4) числе уровней;

– условные обозначения баз – под изображением детали;

– условные обозначения допусков формы и расположения – над изображением детали на одном-двух уровнях;

– условные обозначения параметров шероховатости – на верхних частях изображения детали, а на торцевых поверхностях – под изображением детали. В обоих случаях условные обозначения шероховатости располагают в непосредственной близости от размерной линии;

– полки выноски, указывающие поверхности для термической обработки и покрытий – над изображением детали.

3. РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1.

4. ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОЙ / КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

Выполнить проектный расчет индивидуального нереверсивного привода, включающего электродвигатель 1 единой серии АИР, ременную передачу 2, редуктор, включающий одноступенчатую цилиндрическую косозубую зубчатую передачу 3, и соединительную муфту 4 (рис. 5).

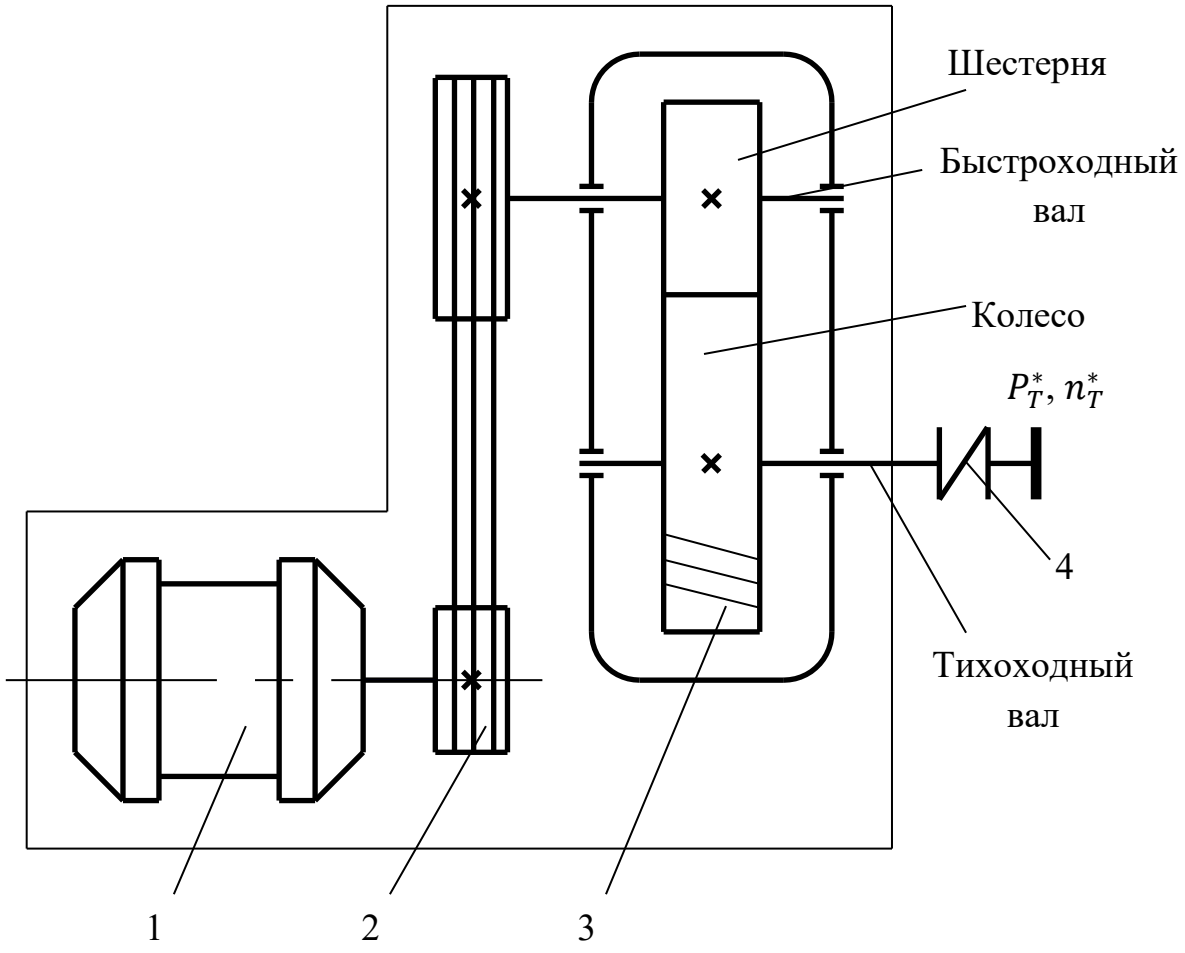


Рис. 5. Привод индивидуальный с одноступенчатой цилиндрической косозубой передачей

Исходные данные:

Мощность на тихоходном валу привода $P_{\text{Т}}^{*}$ = 5,0 кВт.

Частота вращения тихоходного вала $n_{\text{Т}}^{*}$ = 90 мин$^{-1}$.

Общее передаточное число привода $u_{\text{пр}}$ = 15,0.

Режим нагружения: типовой 3 – средний нормальный.

Срок службы: 5 лет.

Коэффициенты использования привода: $K_{\text{сут}}$ = 0,65; $K_{\text{год}}$ = 0,7.

Порядок проектного расчета привода

1. Кинематический расчет привода.

1.1 Определяем общий КПД привода. КПД отдельных звеньев кинематической цепи назначаем по табл. 2.

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{Р}} \cdot \eta_{\text{З}} \cdot \eta_{\text{М}} = 0{,}95 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}98 = 0{,}903,$$

где $\eta_{\text{Р}}$ = 0,95 – КПД ременной передачи;

$\eta_{\text{З}}$ = 0,97 – КПД зубчатой цилиндрической передачи;

$\eta_{\text{М}}$ = 0,98 – КПД муфты.

1.2 Находим потребную мощность электродвигателя

$$P_{\text{эд.р.}} = \frac{P_{T}^{*}}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{5{,}0}{0{,}903} = 5{,}54\,\text{кВт}.$$

1.3 Определяем частоту вращения вала электродвигателя

$$n_{\text{эд.р.}} = n_{\text{Т}}^{*} \cdot u_{\text{пр}} = 90 \cdot 15 = 1\,350 \text{ мин}^{-1}.$$

1.4 По табл. 6 выбираем электродвигатель единой серии АИР

тип: АИР112М4У3; $P_{\text{эд.}}$ = 5,5 кВт, $n_{\text{эд.}}$ = 1 430 мин$^{-1}$;

$$T_{\text{пуск}}/T_{\text{ном}} = 2; \quad T_{\text{max}}/T_{\text{ном}} = 2{,}2.$$

Примечание: если номинальная мощность выбранного электродвигателя $P_{\text{эд.}}$ меньше расчётной мощности электродвигателя $P_{\text{эд.р.}}$, то необходимо произвести расчет на перегрузку ΔP по формуле:

при переменной нагрузке:
$$\Delta P = \left| \frac{P_{\text{эд.}} - P_{\text{эд.р.}}}{P_{\text{эд.}}} \right| \cdot 100\% \le 10\%...12\%$$

при постоянной нагрузке: $$\Delta P = \left| \frac{P_{\text{эд.}} - P_{\text{эд.р.}}}{P_{\text{эд.}}} \right| \cdot 100\% \le 5\%...8\%$$

В данном случае режим нагружения средний нормальный, то есть нагрузка переменная

$$\Delta P = \left| \frac{5{,}5 - 5{,}54}{5{,}5} \right| \cdot 100\% = 0{,}73\% < 10\%.$$

1.5 Определяем расчетное значение общего передаточного числа привода

$$u_{\text{общ.}} = n_{\text{эд.}} / n_{\text{Т}}^{*} = 1\,430 / 90 = 15{,}89.$$

1.6 Принимаем передаточное число ременной передачи (и / или цепной передачи при наличие в схеме привода) из рекомендуемого диапазона значение табл. 2 и ряда стандартных чисел по табл. 3:

$$u_{\text{Р}} = 3{,}15.$$

1.7 Передаточное число редуктора будет равно

$$u_{\text{ред.}} = u_{\text{общ.}} / u_{\text{Р}} = 15{,}89 / 3{,}15 = 5{,}04.$$

По табл. 3 округляем полученное значение $u_{\text{ред.}}$ до ближайшего стандартного:

$$u_{\text{ред.}} = 5{,}0.$$

Если в рассматриваемом приводе есть одновременно ременная и цепная передачи, то передаточное число редуктора определяется по формуле

$$u_{\text{ред.}} = u_{\text{общ.}} / (u_{\text{Р}} \cdot u_{\text{Ц}}),$$

где $u_{\text{Р}}$ – передаточное число ременной передачи;

$u_{\text{Ц}}$ – передаточное число цепной передачи.

Для одноступенчатого редуктора должно выполняться условие $u_{\text{ред.}} \le 6{,}3$.

1.8 Определяем частоты вращения на валах привода:

быстроходный вал редуктора

$$n_{\text{Б}} = n_{\text{эд.}} / u_{\text{Р}} = 1\,430 / 3{,}15 = 454 \text{ мин}^{-1}.$$

тихоходный вал редуктора и тихоходный вал привода

$$n_{\text{Т}} = n_{\text{Б}} / u_{\text{ред.}} = 454 / 5{,}0 = 90{,}8 \text{ мин}^{-1}.$$

тихоходный вал привода

$$n_{\text{Тпр}} = n_{\text{Т}} = 90{,}8 \text{ мин}^{-1}.$$

Если на быстроходном валу установлена соединительная муфта, то его частота вращения равна частоте вращения вала электродвигателя:

$$n_{\text{Б}} = n_{\text{эд.}}.$$

Если на тихоходном валу установлена цепная передача, то тихоходный вал привода (вал ведомой звёздочки цепной передачи) рассчитывается по формуле:

$$n_{\text{Тпр}} = n_{\text{Т}} / u_{\text{Ц}}.$$

1.9 Отклонение фактической частоты вращения $n_{\text{Тпр}}$ тихоходного вала привода от заданного значения $n_{\text{Т}}$

$$\Delta n = \left| \frac{n_{\text{Т}}^{*} - n_{\text{Т пр}}}{n_{\text{Т}}^{*}} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{90{,}0 - 90{,}8}{90{,}0} \right| \cdot 100\% = 0{,}9\% < 4\%.$$

1.10 Определяем вращающие моменты на валах привода по формуле

$$T_i = 9\,550 \cdot P_i / n_i ,$$

где P_i, n_i – мощность (кВт) и частота вращения (мин^{1}) на соответствующих валах привода:

быстроходный вал редуктора

$$P_{\text{Б}} = P_{\text{эд. р}} \cdot \eta_{\text{Р}} = 5{,}54 \cdot 0{,}95 = 5{,}26 \text{ кВт}; \qquad n_{\text{Б}} = 454 \text{ мин}^{-1};$$

$$T_{\text{Б}} = 9550 \cdot P_{\text{Б}} / n_{\text{Б}} = 9\,550 \cdot 5{,}26 / 454 = 110{,}6 \text{ Н·м};$$

тихоходный вал редуктора

$$P_{\text{Т}} = P_{\text{Б}} \cdot \eta_{\text{З}} = 5{,}26 \cdot 0{,}97 = 5{,}1 \text{ кВт}; \qquad n_{\text{Т}} = 90{,}8 \text{ мин}^{-1};$$

$$T_{\text{Т}} = 9\,550 \cdot P_{\text{Т}} / n_{\text{Т}} = 9\,550 \cdot 5{,}1 / 90{,}8 = 537 \text{ Н·м};$$

тихоходный вал привода

$$P_{\text{Тпр}} = P_{\text{Т}} \cdot \eta_{\text{М}} = 5{,}1 \cdot 0{,}98 = 5{,}0 \text{ кВт}; \qquad n_{\text{Тпр}} = n_{\text{Т}} = 90{,}8 \text{ мин}^{-1};$$

$$T_{\text{Тпр}} = 9\,550 \cdot P_{\text{Тпр}} / n_{\text{Тпр}} = 9\,550 \cdot 5{,}0 / 90{,}8 = 526 \text{ Н·м}.$$

Следует отметить, что полученная расчетом величина $P_{\text{Тпр}}$ должна быть равна заданной $P_{\text{Т}}^{*}$ в исходных данных, то есть $P_{\text{Тпр}} = P_{\text{Т}}^{*} = 5{,}0$ кВт.

2. Выбор материалов зубчатых колес и расчет допускаемых напряжений.

2.1 Выбор материала для шестерни и колеса осуществляется по табл. 7:

– Шестерня – сталь 40ХН, термообработка – улучшение, $HB_1 = 290$; предел текучести $\sigma_{\text{Т}} = 750$ МПа; предельный размер заготовки $D_{\text{пред}} = 200$ мм.

– Колесо – сталь 35ХМ, термообработка – улучшение, $HB_2 = 240$; предел текучести $\sigma_{\text{Т}} = 630$ МПа; предельный размер заготовки $D_{\text{пред}} = 315$ мм.

2.2 Определяем суммарное время работы передачи в часах:

$$t_{\Sigma} = L \cdot 365 \cdot K_{год} \cdot 24 \cdot K_{сут},$$

где L – срок службы привода, лет;

$K_{год}$ – годовой коэффициенты использования привода, $K_{год} = 0{,}7$;

$K_{сут}$ – суточный коэффициенты использования привода, $K_{сут} = 0{,}65$.

$$t_{\Sigma} = 5 \cdot 365 \cdot 0{,}7 \cdot 24 \cdot 0{,}65 = 19\,929 \text{ часов.}$$

2.3 Определяем число циклов нагружений при постоянном режиме нагружения для шестерни и колеса. Условимся, что расчеты для шестерни будут обозначаться с индексом 1, а для колеса с индексом 2.

$$N_1 = 60 \cdot n_1 \cdot c \cdot t_{\Sigma} = 60 \cdot 454 \cdot 1 \cdot 19\,929 = 54{,}3 \cdot 10^7 \text{ циклов,}$$
$$N_2 = 60 \cdot n_2 \cdot c \cdot t_{\Sigma} = 60 \cdot 90{,}8 \cdot 1 \cdot 19\,929 = 10{,}9 \cdot 10^7 \text{ циклов,}$$

где n_1 – частота вращения шестерни ($n_1 = n_Б = 454$ мин$^{-1}$);

n_2 – частота вращения колеса ($n_2 = n_Т = 90{,}8$ мин$^{-1}$);

c – число зацеплений за один оборот, $c = 1$.

2.4 Определяем число циклов нагружений при переменном режиме нагружения для шестерни и колеса:

$$N_{HE} = K_{HE} \cdot N_i \text{ ,}$$

где N_{HE} – эквивалентное число циклов нагружения;

K_{HE} = 0,18 – коэффициент, выбираемый по табл. 8 в зависимости от типового режима нагружения (в исходных данных задан: типовой 3 – средний нормальный)

$$N_{HE1} = 0{,}18 \cdot 54{,}3 \cdot 10^7 = 9{,}8 \cdot 10^7 \text{ циклов,}$$
$$N_{HE2} = 0{,}18 \cdot 10{,}9 \cdot 10^7 = 2{,}0 \cdot 10^7 \text{ циклов.}$$

2.5 Находим базовое число циклов N_{H0} которое зависит от марки материала и вида термической обработки, то есть от твердости поверхности зуба шестерни и колеса.

Для термической обработки:

– улучшение $N_{H0} = 52 \cdot \overline{HB}^{2,3}$,

– цементация и закалка $N_{H0} = 1{,}2 \cdot 10^8$ – const при $\overline{HB} > 57\,\text{HRC}_Э$

– закалка ТВЧ $N_{H0} = 2500 \cdot \overline{HRC_Э}^{2,65}$ при $\overline{HB} = 35...56\,\text{HRC}_Э$.

$$N_{H01} = 52 \cdot HB_1^{2,3} = 52 \cdot 290^{2,3} = 2{,}4 \cdot 10^7 \text{ циклов,}$$
$$N_{H02} = 52 \cdot HB_2^{2,3} = 52 \cdot 240^{2,3} = 1{,}6 \cdot 10^7 \text{ циклов,}$$

где HB_1 = 290 и HB_2 = 240 – средние твердости поверхности зубьев шестерни и колеса по шкале Бринеля (пункт 2.1).

2.6 Определяем коэффициент долговечности K_{HL} для шестерни и колеса. Если $N_{HE} > N_{H0}$, то $K_{HL} = 1$, если $N_{HE} < N_{H0}$, то K_{HL} должно удовлетворять неравенству ($1 \le K_{HL} \le 2{,}4$) и рассчитывается по формуле

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}.$$

Для шестерни $K_{HL1} = 1$, так как $N_{HE1} = 9{,}8 \cdot 10^7 > 2{,}4 \cdot 10^7 = N_{H01}$.
Для колеса $K_{HL2} = 1$, так как $N_{HE2} = 2{,}0 \cdot 10^7 > 1{,}6 \cdot 10^7 = N_{H02}$.

2.7 Определяем допускаемое контактное напряжение для шестерни и колеса по формуле

$$[\sigma_H] \approx \frac{\sigma_{H\lim b} \cdot K_{HL}}{S_H},$$

где $\sigma_{Hlim\,b}$ – предел контактной выносливости определяется по табл. 7, МПа;

S_H – коэффициент безопасности

для зубчатых колёс с однородной структурой материала S_H =1,1,

для колёс с поверхностным упрочнением зуба S_H = 1,2.

$\sigma_{Hlim\,b\,1} = 2\text{НВ} + 70 = 2 \cdot 290 + 70 = 650$ МПа,

$\sigma_{Hlim\,b\,2} = 2\text{НВ} + 70 = 2 \cdot 240 + 70 = 550$ МПа,

$$[\sigma_H]_1 \approx \frac{\sigma_{H\lim b1} \cdot K_{HL1}}{S_H} = \frac{650 \cdot 1}{1{,}1} = 591\text{МПа}.$$

$$[\sigma_H]_2 \approx \frac{\sigma_{H\lim b2} \cdot K_{HL2}}{S_H} = \frac{550 \cdot 1}{1{,}1} = 500\,\text{МПа}.$$

Для прямозубых передач в качестве допускаемого контактного напряжения принимают наименьшее из полученных $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$.

Допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$ для косозубых и шевронных передач определяют по формуле

$$[\sigma_H] = 0{,}5 \cdot ([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) = 0{,}5 \cdot (591 + 500) = 545{,}5 \text{ МПа}.$$

3. Проектный расчет передачи.

3.1 Межосевое расстояние a_w определяют по формуле:

$$a_w = K_a \cdot (u_{\text{ред}} \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{\text{пр}} \cdot T_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u_{\text{ред}}^2 \cdot \psi_{ba}}},$$

где K_a = 8,5 – для прямозубых передач;

K_a = 7,5 – для косозубых и шевронных передач;

$u_{\text{ред}}$ – передаточное число рассчитываемой ступени;

± – вид зацепления («+» – внешнее зацепление колес, «–» – внутреннее зацепление колес);

$E_{пр}$ – приведенный модуль упругости;

для стальных колес $E_{пр} = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа;

T_2 – вращающий момент на колесе ($T_т$, п. 1.10), Н·м;

$K_{H\beta}$ – коэффициент учитывающий концентрацию нагрузки;

Ψ_{ba} – коэффициент ширины зуба относительно межосевого расстояния, $\Psi_{ba} = b_w / a_w$.

3.2 Значения коэффициента Ψ_{ba} принимают из ряда стандартных чисел в зависимости от расположения колес относительно опор и твердости зубьев табл. 5.

Согласно схеме одноступенчатого редуктора (рис. 6) выбираем Ψ_{ba} = 0,5 (симметричное расположение относительно опор и HB_1 и $HB_2 < 350$ НВ).

3.3 Определяем коэффициент Ψ_{bd}

$$\Psi_{bd} = 0{,}5 \cdot \Psi_{ba} \cdot (u_{\text{ред.}} + 1) = 0{,}5 \cdot 0{,}5 \cdot (5{,}0 + 1) = 1{,}5.$$

3.4 Определяем коэффициент $K_{H\beta}$

$$K_{H\beta} = 1 + 0{,}05 \cdot \Psi_{bd}^{1{,}59} = 1 + 0{,}05 \cdot 1{,}5^{1{,}59} = 1{,}095.$$

3.5 Подставляя Ψ_{ba}, $K_{H\beta}$ и другие параметры в формулу для расчета межосевого расстояния a_w, находим

$$a_w = 7{,}5 \cdot (5{,}0 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{2{,}1 \cdot 10^5 \cdot 537 \cdot 1{,}095}{545{,}5^2 \cdot 5{,}0^2 \cdot 0{,}5}} = 144{,}6 \text{мм}.$$

Принимаем a_w = 140 мм (из ряда R_a 20 табл. 4).

3.6 Находим рабочую ширину b_w зубчатого колеса

$$b_w = \Psi_{ba} \cdot a_w = 0{,}5 \cdot 140 = 70 \text{ мм}.$$

Принимаем из ряда предпочтительных чисел (табл. 3) b_w = 71 мм.

3.7 Определяем для косозубых и шевронных колёс нормальный модуль (m_n), а для прямозубых колёс рассчитывается значение модуля (m) в зависимости от твердости материала шестерни и колеса по табл. 9

$$m_n = \frac{a_w}{50..100} = \frac{140}{50...100} = 2{,}8...1{,}4 \text{ мм}.$$

Выбираем из табл. 4 стандартное значение нормального модуля m_n = 2,5 мм.

3.8 Определяем суммарное число зубьев z_Σ шестерни и колеса по формуле

для прямозубых колёс: $$z_{\Sigma} = z_1 + z_2 = \frac{2 \cdot a_w}{m}$$

для косозубых и шевронных колёс: $$z_{\Sigma} = z_1 + z_2 = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos\beta}{m_n}$$

3.9 Для *косозубых и шевронных* колес предварительно задаются углом наклона зубьев 8° ≤ β ≤ 20° (для косозубых) и 25° ≤ β ≤ 40° (для шевронных). Для *прямозубых* колес угол наклона зубьев равен β = 0°.

Примем угол наклона зуба равным $\beta = 15°$.

Определяем суммарное число зубьев шестерни и колеса

$$z_{\Sigma} = z_1 + z_2 = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos\beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 140 \cdot \cos 15^{\circ}}{2{,}5} = 108{,}2$$

Принимаем $z_{\Sigma} = 108$ зуба (округляем до целого числа).

Уточняем угол наклона зубьев β.

$$\beta = \arccos\left(\frac{z_{\Sigma} \cdot m_n}{2 \cdot a_w}\right) = \arccos\left(\frac{108 \cdot 2{,}5}{2 \cdot 140}\right) = 15{,}4^{\circ}.$$

Проверяем, входит ли полученное значение угла наклона зубьев в заданный диапазон (8° ≤ β ≤ 20°). Условие выполнено.

3.10 Определяем число зубьев шестерни (z_1) и колеса (z_2).

для прямозубых колёс $$z_1 = \frac{2 \cdot a_w}{m \cdot \left(u_{\text{ред.}} + 1\right)}; \qquad z_2 = z_{\Sigma} - z_1;$$

для косозубых и шевронных колёс $$z_1 = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos\beta}{m_n \cdot \left(u_{\text{ред.}} + 1\right)}; \qquad z_2 = z_{\Sigma} - z_1;$$

$$z_1 = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos\beta}{m_n \cdot \left(u_{\text{ред.}} + 1\right)} = \frac{2 \cdot 140 \cdot \cos 15{,}4^{\circ}}{2{,}5 \cdot \left(5{,}0 + 1\right)} = 18;$$

Проверяем условие:

для прямозубых колёс $z_1 > 17$ зубов;

для косозубых и шевронных колёс $z_1 > 17 \cdot \cos^3\beta$ зубов.

$$17 \cdot \cos^3 15{,}4^{\circ} = 15 \text{ зубов} < 18 \text{ зубов}$$

Условие выполнено.

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 108 - 18 = 90 \text{ зубьев}.$$

3.11 Определяем фактическое передаточное число $u_{\text{ф}}$ и отклонение Δu от заданного u:

$$u_{ф} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{90}{18} = 5{,}0$$

Если фактическое передаточное число $u_{ф}$ отличается (не равно) от заданного передаточного числа $u_{ред}$, то необходимо рассчитать отклонение Δu:

$$\Delta u = \left| \frac{u_{ф} - u_{ред.}}{u_{ред.}} \right| \cdot 100\% < 4\%$$

4. Расчет геометрических параметров зубчатых колес.

4.1 Делительные диаметры:

для прямозубых колёс $d_{w1} = m \cdot z_1, \quad d_{w2} = m \cdot z_2.$

для косозубых и шевронных колёс $d_{w1} = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos\beta}; \quad d_{w2} = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos\beta}.$

$$d_{w1} = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos\beta} = \frac{2{,}5 \cdot 18}{\cos 15{,}4^{\circ}} = 46{,}6 \text{мм},$$

$$d_{w2} = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos\beta} = \frac{2{,}5 \cdot 90}{\cos 15{,}4^{\circ}} = 232{,}9 \text{мм}.$$

Найденные значения сопоставляем с предельными диаметрами заготовок $D_{пред}$ из табл. 7. Необходимо обеспечить: $d \le D_{пред}$.

$d_{w1} = 46{,}6$ мм $< D_{пред} = 200$ мм, $\quad d_{w2} = 232{,}9$ мм $< D_{пред} = 315$ мм.

Условие выполняется.

Примечание: диаметры вершин зубьев d_a и впадин d_f для прямозубых колёс определяются по тем же зависимостям, что и для косозубых и шевронных колёс, заменив в формулах нормальный модуль m_n на модуль m.

4.2 Диаметры вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n = 46{,}6 + 2 \cdot 2{,}5 = 51{,}6 \text{ мм},$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n = 232{,}9 + 2 \cdot 2{,}5 = 237{,}9 \text{ мм}.$$

4.3 Диаметры впадин зубьев:

$$d_{f1} = d_1 - 2{,}5 \cdot m_n = 46{,}6 - 2{,}5 \cdot 2{,}5 = 40{,}35 \text{ мм},$$

$$d_{f2} = d_2 - 2{,}5 \cdot m_n = 232{,}9 - 2{,}5 \cdot 2{,}5 = 226{,}65 \text{ мм}.$$

4.4 Диаметр отверстия ступицы колеса для крепления на валу

$$d_к \geq 7{,}5 \cdot \sqrt[3]{T_T} \cdot \left(\frac{n_T}{1500}\right)^{0{,}12} = 7{,}5 \cdot \sqrt[3]{537} \cdot \left(\frac{90{,}8}{1500}\right)^{0{,}12} = 43{,}5\text{мм}.$$

Принимаем $d_к \geq 45$ мм (из ряда предпочтительных чисел табл. 2).

Далее выполняем рабочий чертеж зубчатого колеса. На рис. П. 1 приведен пример рабочего чертежа косозубого колеса. На рис. П. 2 приведен пример рабочего чертежа шевронного колеса.

5. Проектный расчёт тихоходного вала.

5.1 Исходные данные:

- Вращающий момент на тихоходном валу $T_т = T_к = 537$ Н·м (п. 1.10).
- Делительный диаметр цилиндр косозубого колеса $d_{w2} = 233{,}4$ мм (п. 4.1).
- Ширина зубчатого венца колеса $b_{w2} = 71$ мм (п. 3.6).
- Силы в зацеплении:

окружная $$F_t = \frac{2 \cdot T_T}{d_{w2}} = \frac{2 \cdot 537}{233{,}4 \cdot 10^{-3}} = 4601{,}5\text{Н};$$

радиальная $$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg}\alpha_w}{\cos\beta} = \frac{4601{,}5 \cdot \operatorname{tg}20^\circ}{\cos 15{,}4^\circ} = 1737{,}2\text{Н};$$

осевая (в косозубых передачах) $F_a = F_t \cdot \operatorname{tg}\beta$.

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg}\beta = 4\,601{,}5 \cdot \operatorname{tg}15{,}4^\circ = 1\,267{,}5 \text{ Н}.$$

- Давление на вал от консольной нагрузки $F_к \approx 0{,}25 \cdot F_t$

$$F_к = 0{,}25 \cdot 4\,601{,}5 = 1\,150{,}4 \text{ Н}.$$

5.2 Определяем ориентировочное значение диаметра вала под соединительной муфтой (или ступицей звездочки цепной передачи при наличие в схеме привода), как наименьший по диаметру участок вала, передающий вращающий момент.

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_К \cdot 10^3}{0{,}2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{537 \cdot 10^3}{0{,}2 \cdot 40}} = 40{,}6\text{мм},$$

где [τ] – пониженные допускаемые напряжения при кручении, для выходного вала [τ] = 12…50 МПа. Принимаем [τ] = 40 МПа.

Принимаем диаметр вала под муфтой $d_М = 40$ мм по нормальному ряду чисел (табл. 3).

Далее конструируем вал. Упорный буртики на валу принимаем в среднем 5 мм. *Под подшипниками диаметр вала всегда должен быть кратный пяти*.

Принимаем диаметр вала под подшипником $d_п = 45$ мм, под ступицей зубчатого колеса $d_к = 50$ мм. Проверяем, выполняется ли условие в соответствии с п. 4.4 $d_к = 50$ мм ≥ 45 мм.

5.3 Эскизное проектирование вала

Для построения эскизного проекта вала необходимо определить его длину. Расстояние между серединами подшипников определяются по формуле

$$L = l_{ст} + 2x + w = 71 + 2 \cdot 10 + 50 = 141 \text{ мм}.$$

где $l_{ст} = b_w = 71$ мм – ширина венца зубчатого колеса;

x – расстояние от стенки корпуса редуктора до колеса определяется из диапазона $x = 8…15$ мм. Принимаем $x = 10$ мм.

w и f – определяются по табл. 12. Для крутящего момента тихоходного вала при $T_Т = 537$ Н·м $w = 45…85$ и $f = 80…115$. Принимаем $w = 50$ мм и $f = 90$ мм.

Разработанная конструкция тихоходного вала представлена на рис. 6.

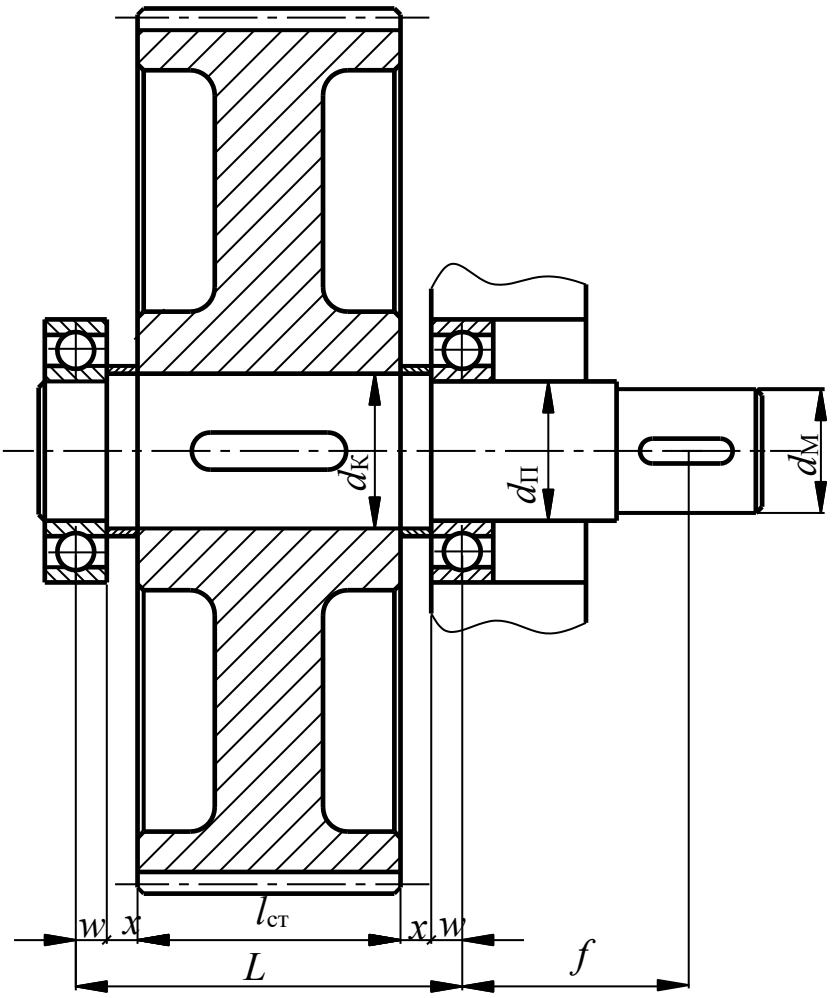


Рис. 6. Эскиз тихоходного вала

5.4 Расчет вала

На рис. 7 изображены различные схемы направления сил действующих на прямозубое, косозубое и шевронное колеса.

Схема действующих усилий и расчетная схема вала в двух плоскостях: вертикальной *YOZ* и горизонтальной *XOZ* представлены на рис. 8. Тихоходный вал представим в виде двухопорной балки. Один подшипник изобразим шарнирно-подвижной опорой, а другой шарнирно-неподвижной.

Условимся, что момент поворачивающий вал по часовой стрелке будет положительный «+», а против часовой стрелки отрицательный «–».

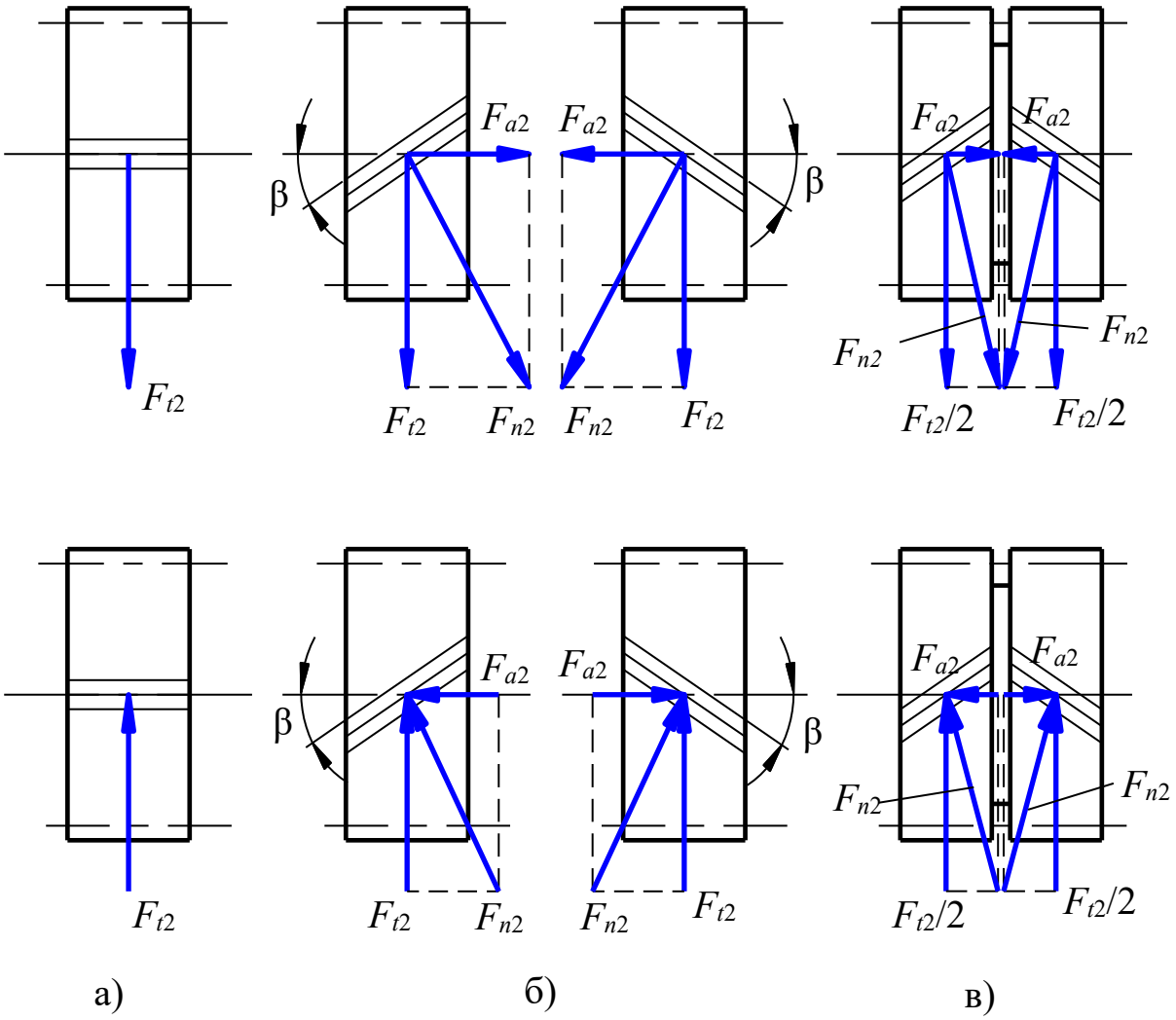


Рис. 7. Схемы направления сил, действующих на колесо
а) прямозубое; б) косозубое; в) шевронное

- Находим опорные реакции в вертикальной плоскости *YOZ*

$$\Sigma M_B = 0; \qquad -R_{Ay} \cdot L + M_a - F_r \cdot \frac{L}{2} = 0,$$

где M_a – изгибающий момент от осевой силы.

$$M_a = F_a \cdot \frac{d_{w2}}{2} = 1267{,}5 \cdot \frac{233{,}4 \cdot 10^{-3}}{2} = 147{,}9\text{Н·м},$$

Сила реакции опоры в точке *A* равна

$$R_{Ay} = \frac{-F_r \cdot \frac{L}{2} + M_a}{L} = \frac{-1737{,}2 \cdot \frac{0{,}141}{2} + 147{,}9}{0{,}141} = 180{,}3\ \text{Н}.$$

$$\Sigma M_A = 0; \qquad -R_{By} \cdot L + M_a + F_r \cdot \frac{L}{2} = 0,$$

Сила реакции опоры в точке *B* равна

$$R_{By} = \frac{F_r \cdot \frac{L}{2} + M_a}{L} = \frac{1737{,}2 \cdot \frac{0{,}141}{2} + 147{,}9}{0{,}141} = 1917{,}5\ \text{Н}.$$

Для проверки правильности определения сил реакций опор, произведём проверку, сумма проекций сил на ось *Y* должна быть равна 0.

$$\Sigma F_y = 0; \qquad -R_{Ay} - F_r + R_{By} = -180{,}3 - 1737{,}2 + 1917{,}5 = 0.$$

Определяем значения изгибающих моментов в вертикальной плоскости *YOZ*

$$M_{XI} = -R_{Ay} \cdot \frac{L}{2} = -180{,}3 \cdot \frac{0{,}141}{2} = -12{,}7\text{Н} \cdot \text{м}.$$

Определяем изгибающий момент, в сечении приложения изгибающего момента от осевой силы M_a

$$M'_{XI} = -R_{Ay} \cdot \frac{L}{2} + M_a = -180{,}3 \cdot \frac{0{,}141}{2} + 147{,}9 = 135{,}2\text{Н} \cdot \text{м},$$

либо $$M_{XII} = R_{By} \cdot \frac{L}{2} = 1917{,}5 \cdot \frac{0{,}141}{2} = 135{,}2\text{Н} \cdot \text{м}.$$

Строим эпюру изгибающих моментов в вертикальной плоскости *YOZ* (рис. 8).

- Находим опорные реакции в горизонтальной плоскости *XOZ*

$$\Sigma M_B = 0; \qquad -R_{Ax} \cdot L + F_t \cdot \frac{L}{2} + F_к \cdot f = 0.$$

Сила реакции опоры в точке *A* равна

$$R_{Ax} = \frac{F_t \cdot \frac{L}{2} + F_к \cdot f}{L} = \frac{4601{,}5 \cdot \frac{0{,}141}{2} + 1150{,}4 \cdot 0{,}09}{0{,}141} = 3034{,}8\text{ Н}.$$

Сила реакции опоры в точке *B* равна

$$R_{Bx} = \frac{F_t \cdot \frac{L}{2} - F_к \cdot (L + f)}{L} = \frac{4601{,}5 \cdot \frac{0{,}141}{2} - 1150{,}4 \cdot (0{,}141 + 0{,}09)}{0{,}141} = 416{,}3\text{ Н}.$$

Для проверки правильности определения *X* должна быть равна 0.

$$\Sigma F_x = 0; \qquad -R_{Ax} + F_t - R_{Bx} - F_к = -3034{,}8 + 4601{,}5 - 416{,}3 - 1150{,}4 = 0.$$

$$\Sigma M_A = 0; \qquad R_{Bx} \cdot L - F_t \cdot \frac{L}{2} + F_к (L + f) = 0.$$

Определяем значения изгибающих моментов в горизонтальной плоскости *XOZ*

$$M_{YI} = -R_{Ax} \cdot \frac{L}{2} = -3034{,}8 \cdot \frac{0{,}141}{2} = -214{,}0\text{Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{YII} = -R_{Ax} \cdot L + F_t \cdot \frac{L}{2} = -3034{,}8 \cdot 0{,}141 + 4601{,}5 \cdot \frac{0{,}141}{2} = -103{,}5\text{Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{YIII} = -R_{Ax} \cdot (L + f) + F_t \cdot \left(\frac{L}{2} + f \right) - R_{Bx} \cdot f$$

$$M_{YIII} = -3034{,}8 \cdot (0{,}141 + 0{,}09) + 4601{,}5 \cdot \left(\frac{0{,}141}{2} + 0{,}09 \right) + (-416{,}3) \cdot 0{,}09 = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости *XOZ* (рис. 8).

- Строим эпюру крутящего момента на валу $T_К$ (рис. 8)

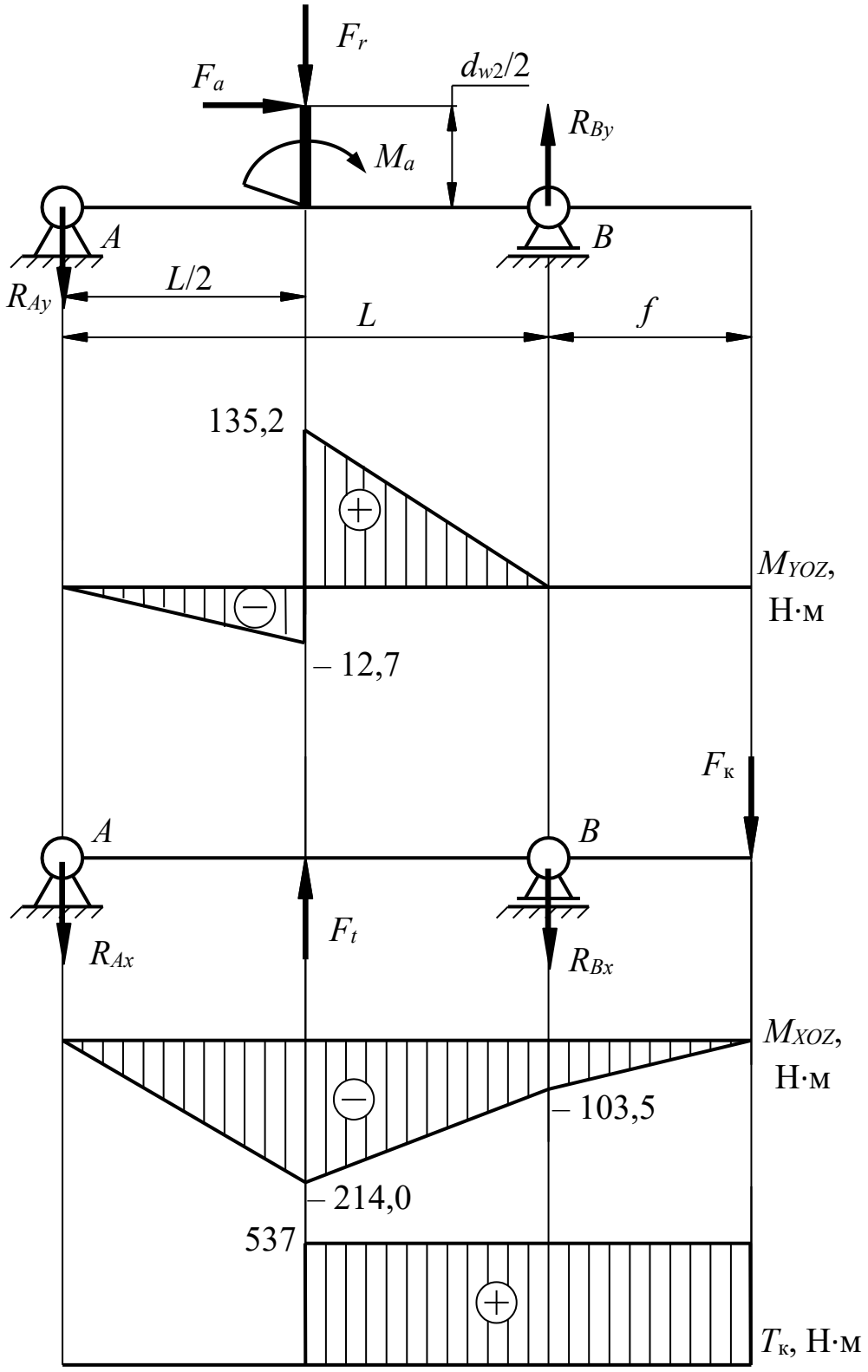


Рис. 8. Эпюры изгибающих и крутящего моментов тихоходного вала

6. Выбор подшипников качения.

Подбор подшипников качения по динамической грузоподъёмности осуществляется по неравенству:

$$C_{тр} \le C_к,$$

где $C_{тр}$ – требуемая (расчётная) динамическая грузоподъёмность подшипника, Н;

$C_к$ – динамическая грузоподъёмность для данного подшипника (табл. 11, рис. 9), Н.

Требуемая (расчётная) динамическая грузоподъёмность подшипника определяется по формуле

$$C_{тр} = P_r \cdot \sqrt[m]{\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}},$$

где n – частота вращения ($n_т$ = 90,8 мин$^{-1}$, п. 1.8);

L_h – долговечность подшипника, ч ($L_h = t_\Sigma$ = 19 929 часов, п. 2.2);

m = 3 – для шарикоподшипников, m = 10/3 – для роликоподшипников;

P_r – эквивалентная нагрузка, Н, которая определяется для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников по формуле

$$P_r = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_Т \cdot K_Б,$$

где X и Y – коэффициенты соответственно радиальной и осевой составляющей динамической нагрузки (табл. 13);

V – коэффициент вращения, при вращении внутреннего кольца подшипника V = 1,0, а при вращении наружного кольца V = 1,2;

F_r и F_a – соответственно радиальная и осевая силы, действующие на подшипник, Н;

$K_Т$ – температурный коэффициент, при работе подшипника в условиях менее 100°С – $K_Т$ = 1,0;

$K_Б$ – коэффициент безопасности, при спокойной нагрузке, без толчков $K_Б$ = 1,0.

Примечание: для прямозубой и шевронной передач используют радиальные подшипники, так как отсутствует осевая нагрузка F_a, а для косозубой передачи – радиально-упорные подшипники.

6.1 По табл. 11 определяем номер радиально-упорного подшипника исходя из условия, что диаметр вала под подшипником $d_п = 45$ мм (п. 5.2) № 46209 с динамической грузоподъёмностью $C_к = 38{,}7$ kH и статической грузоподъёмностью $C_o = 27{,}1$ kH.

6.2 Для расчёта эквивалентную нагрузку P_r на радиально-упорный подшипник по табл. 13 определяем коэффициенты X и Y.

Найдем относительную осевую нагрузку

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{1270{,}2}{27{,}1 \cdot 10^3} = 0{,}047$$

По табл. 13 определяем безразмерную величину e, характеризующую соотношение радиальной и осевой нагрузок, e = 0,68 (по ближайшему значению F_a / C_o). Далее рассчитываем

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{1270{,}4}{1{,}0 \cdot 1737{,}5} = 0{,}73$$

При $\frac{F_a}{V \cdot F_r} = 0{,}73 > 0{,}68 = e$ коэффициенты $X = 0{,}41$ и $Y = 0{,}87$.

Находим эквивалентную нагрузку

$$P_r = (0{,}41 \cdot 1{,}0 \cdot 1737{,}5 + 0{,}87 \cdot 1270{,}4) \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}0 = 1\,817{,}6 \text{ Н}.$$

6.3 Определяем требуемую (расчётную) динамическую грузоподъёмность шарикового радиально-упорного подшипника

$$C_{тр} = P_r \cdot \sqrt[m]{\frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}} = 1817{,}6 \cdot \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 90{,}8 \cdot 19929}{10^6}} = 8671{,}1 \text{Н}.$$

6.4 Сравниваем требуемую (расчётную) динамическую грузоподъёмность с допустимой динамической грузоподъёмность для подшипника 46209.

$$C_{тр} = 8{,}67 \text{ кН} \leq 38{,}7 \text{ кН} = C_к.$$

Из полученного неравенства следует, что выбранный шариковый радиально-упорный подшипник 46209 ГОСТ 831-2022 лёгкой серии по динамической грузоподъёмности подходит для использования в проектируемом редукторе.

7. Выбор уплотнения подшипниковых узлов и шпонок

Манжеты резиновые армированные предназначены для уплотнения вращающихся валов (ГОСТ 8752-79). Манжеты изготавливают двух типов (табл. 14): однокромочные – для предотвращения вытекания уплотняемой среды (масла) и однокромочные с пыльниками – для предотвращения вытекания уплотняемой среды и защиты от попадания в корпус пыли. Манжеты выбирают по диаметру вала $d_П$, в табл. 14 приведены размеры манжет.

Условное обозначение манжеты для вала диаметром $d_М$ = 40 мм: Манжета 1-40х60 – 3 ГОСТ 8752-79.

Вращающий момент зубчатого колеса на вал передаётся за счет шпоночного соединения ступицы колеса с валом. Для этого шпонка как соединительная деталь врезается на половину своей высоты в вал, а в ступице колеса вырезается паз под шпонку. Размеры шпонок и их предельные отклонения определены в ГОСТ 23360-78 (табл. 10). Для тихоходного вала под муфтой при $d_М$ = 40 мм необходимо использовать призматическую шпонку 12х8х30 ГОСТ 23360-78, а под колесом при $d_К$ = 50 мм – 14х9х50 ГОСТ 23360-78.

На рис. П. 3 представлен рабочий чертеж разработанного одноступенчатого цилиндрического редуктора, а спецификация к данному редуктору представлена на рис. П. 4.

Таблица 2

Средние значения КПД η передач (с учетом потерь на трение в опорах валов на подшипниках качения)

Тип передачи	Условия работы передачи		Рекомендованные значения передаточных чисел
	закрытая, работающая в масляной ванне	открытая	
	η	η	$u_{рек}$
Зубчатая передача: цилиндрическая коническая	0,96...0,98 0,95...0,97	0,92...0,94 0,91...0,93	2,0 – 6,3 1,0 – 4
Ременная	-	0,94...0,96	2,0 – 4
Цепная	0,94...0,98	0,92...0,95	1,5 – 4
Муфта соединительная	0,97...0,99	–	–

Таблица 3

Ряд предпочтительных чисел по ГОСГ 8032-2001

1,0	1,6	2,5	4,0	6,3	10,0	16,0	25,0	40,0	63,0	100	160
1,12	1,8	2,8	4,5	7,1	11,2	18,0	28,0	45,0	71,0	112	180
1,25	2,0	3,15	5,0	8,0	12,5	20,0	31,5	50,0	80,0	125	200
1,4	2,24	3,55	5,6	9,0	14,0	22,4	35,5	56,0	90,0	140	224

Таблица 4

Стандартные значения модулей и рекомендуемые ряды чисел для m, a_w

Параметр	Стандартные значения модулей и рекомендуемые ряды чисел	
Модуль m или нормальный модуль m_n, мм	1 ряд:	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10,12, 16, 25, 40 ...
	2 ряд:	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9, 11, 14, 18,22, 28
Межосевое расстояние a_w, мм	Ra 20	...50,56,63,71,80,90, 100, 110, 120,140,160,180,200,220, 250,280,315,400...
	Ra40	…45, 50, 55, 60,65, 70,75, 80,85,90, 95, 100, 105, 110, 115, 120, 125,130, далее через 10 до 260 и через 20 до 420

Таблица 5

Рекомендуемые значения для ψ_{ba}

Расположение колес относительно опор	Твёрдость рабочих поверхностей зубьев		Ряд стандартных чисел
	H_1 и $H_2 \leq 350$НВ или $H_2 \leq 350$НВ	H_1 и $H_2 > 350$НВ	
Симметричное	0,3…0,5	0,25…0,3	0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315:0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25.
Несимметричное	0,25…0,4	0,2…0,25	
Консольное	0,2…0,25	0,15…0,2	

Примечание: для многоступенчатых редукторов в каждой последующей ступени принимают больше на 20…30%, чем в предыдущей ступени.

Таблица 6

Технические данные асинхронных электродвигателей серии АИР

№ п/п	Тип двигателя	$P_{эд}$, кВт	$n_{эд}$, мин$^{-1}$	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	$\frac{T_{max}}{T_{ном}}$	Масса, кг	Синхронная частота вращения, мин$^{-1}$
1.	АИР71А2У3	0,75	2 820	2,1	2,2	10,5	n_c, = 3 000 мин$^{-1}$
2.	АИР71В2У3	1,1	2 800	2,1	2,2	10,8	
3.	АИР80А2У3	1,5	2 850	2,1	2,2	13,8	
4.	АИР80В2У3	2,2	2 850	2	2,2	15,7	
5.	АИР90L2У3	3,0	2 850	2	2,2	20,2	
6.	АИР100S2У3	4,0	2 850	2	2,2	27,09	
7.	АИР100L2У3	5,5	2 850	2	2,2	33,4	
8.	АИР112М2У3	7,5	2 900	2	2,2	41,0	
9.	АИР132М2У3	11	2 900	1,6	2,2	64,5	
10.	АИР160S2У3	15	2 940	1,8	2,7	100,0	
11.	АИР71В4У3	0,75	1 480	2,2	2,2	10,1	n_c, = 1 500 мин$^{-1}$
12.	АИР80А4У3	1,1	1 390	2,2	2,2	13,8	
13.	АИР80В4У3	1,5	1 390	2,2	2,2	15,7	
14.	АИР90L4У3	2,2	1 390	2,1	2,2	20,2	
15.	АИР100S4У3	3,0	1 410	2	2,2	27,9	
16.	АИР100L4У3	4,0	1 410	2	2,2	33,4	
17.	АИР112М4У3	5,5	1 430	2	2,2	41,0	
18.	АИР132S4У3	7,5	1 440	2	2,2	58,0	
19.	АИР132М4У3	11	1 450	2	2,2	70,5	
20.	АИР160S4У3	15	1 455	1,9	2,9	100,0	
21.	АИР80А6У3	0,75	920	2	2,2	13,8	n_c, = 1 000 мин$^{-1}$
22.	АИР80В6У3	1,1	920	2	2,2	15,7	
23.	АИР90L6У3	1,5	925	2	2,2	20,2	
24.	АИР100L6У3	2,2	945	2	2,2	33,4	
25.	АИР112МА6У3	3,0	950	2	2,2	35,0	
26.	АИР112МВ6У3	4,0	950	2	2,2	40,5	
27.	АИР132S6У3	5,5	960	2	2,2	56,5	
28.	АИР132М6У3	7,5	960	2	2,2	68,5	
29.	АИР160S6У3	11	970	1,7	2,5	100	
30.	АИР160М6У3	15	970	1,7	2,6	120	
31.	АИР90LА8У3	0,75	700	2	2,2	13,8	n_c, = 750 мин$^{-1}$
32.	АИР90LВ8У3	1,1	700	2	2,2	15,7	
33.	АИР100L8У3	1,5	700	2	2,2	20,2	
34.	АИР112МА8У3	2,2	710	2	2,2	33,4	
35.	АИР112МВ8У3	3,0	710	2	2,2	35,0	
36.	АИР132S8У3	4,0	710	2	2,2	40,5	
37.	АИР132М8У3	5,5	720	2	2,2	56,5	
38.	АИР160S8У3	7,5	720	2	2,2	68,5	
39.	АИР160М8У3	11	730	1,7	2,5	100	
40.	АИР180М8У3	15	730	1,7	2,6	120	

Таблица 7

Марки сталей, вид термической обработки и допускаемые контактные напряжения

Марка стали	Твердость зубьев на поверхности	Предел текучести σ_T, МПа	Термическая обработка (ТО)	Размер заготовки $D_{пред}$, мм	Базовые допустимые контактные напряжения		Предельно допускаемые напряжения	
					$\sigma_{Hlim\ b}$, МПа	$\sigma_{Flim\ b}$, МПа	$[\sigma_H]_{max}$, МПа	$[\sigma_F]_{max}$, МПа
45	235…262 НВ 269…302 НВ	540 650	У У	125 80	2НВ+70	1,8НВ	$2{,}8\sigma_T$	2,74НВ
40Х	235…262 НВ 269…302 НВ 45…50 HRC	640 750 750	У У У и закалка ТВЧ	200 125 125	2НВ+70 2НВ+70 $17HRC_{пов}$+200	1,8НВ 1,8НВ 600-700	$2{,}8\sigma_T$ $2{,}8\sigma_T$ $40HRC_Э$	2,74НВ 2,74НВ 1430
40ХН, 35ХМ	235…262 НВ 269…302 НВ 48…53 HRC	630 750 750	У У У и закалка ТВЧ	315 200 200	2НВ+70 2НВ+70 $17HRC_{пов}$+200	1,8НВ 1,8НВ 600-700	$2{,}8\sigma_T$ $2{,}8\sigma_T$ $40HRC_{Э\ пов}$	2,74НВ 2,74НВ 1430
45ХЦ	235…262 НВ 269…302 НВ 50…56HRC	660 780 780	У У У и закалка ТВЧ	315 200 200	2НВ+70 2НВ+70 $17HRC_{пов}$+200	1,8НВ 1,8НВ 600-700	$2{,}8\sigma_T$ $2{,}8\sigma_T$ $40HRC_{Э\ пов}$	2,74НВ 2,74НВ 1430
20Х, 18ХГТ, 20ХН2М, 12ХН3А, 25ХГМ	56…63 HRC	800	У Ц и закалка	200	$23HRC_{пов}$	750-850	$40HRC_{Э\ пов}$	$0{,}36\sigma_B$ 1430

Примечания:

1. Виды термообработки (ТО) зубчатых колес редукторов: У – улучшение, Ц – цементация; ТВЧ – поверхностная закалка токами высокой частоты.
2. $D_{пред}$ – предельные размеры заготовок колес для указанного вида ТО.
3. Твердость материала шестерни должна быть больше твердости материала колеса ($НВ_1 > НВ_2$) на 40 – 70 единиц.

Таблица 8

Значения коэффициента K_{HE} и K_{FE} для типовых режимов нагружения

Типовой режим нагружения	K_{HE}	K_{FE}	
	Термообработка – любая	Улучшение, азотирование	Закалка объёмная, поверхностная, закалка
Постоянный	1,0	1,0	1,0
Тяжелый	0,5	0,3	0,2
Средний равновероятный	0,25	0,14	0,10
Средний нормальный	0,18	0,06	0,04
Легкий	0,125	0,038	0,016
Особо легкий	0,063	0,013	0,004

Таблица 9

Формулы определения модуля внешнего зацепления

для HB_1 и HB_2 < 350 НВ	для HB_1> 350 НВ и HB_2 < 350 НВ	для HB_1 и HB_2 > 350 НВ
$m(m_n) = \frac{a_w}{50...100}$	$m(m_n) = \frac{a_w}{40...80}$	$m(m_n) = \frac{a_w}{32...63}$

Примечание: для косозубых и шевронных колёс рассчитывают нормальный модуль m_n.

Таблица 10

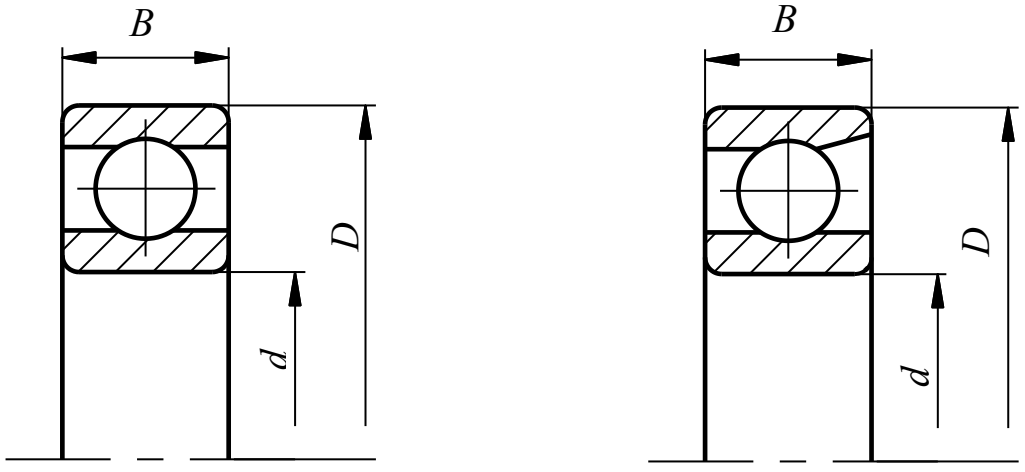
Шпонки призматические (ГОСТ 23360-78)

Диаметр вала d, мм	Ширина шпонки b, мм	Высота шпонки h, мм	Глубина паза		Длина шпонки l, мм
			вала t_1, мм	Ступицы t_2, мм	
Свыше 12 до 17	5	5	3	2,3	10…56
> 17 до 22	6	6	3,5	2,8	14…70
> 22 до 30	8	7	4	3,3	18…90
> 30 до 38	10	8	5	3,3	22…80
> 38 до 44	12	8	5	3,3	28…140
> 44 до 50	14	9	5,5	3,8	36…160
> 50 до 58	16	10	6	4,3	45…180
> 58 до 65	18	11	7	4,4	50…200
> 65 до 75	20	12	7,5	4,9	56…220
> 75 до 85	22	14	9	5,4	63…250

Таблица 11

Характеристики подшипников качения (легкая серия)

Обозначение	*d*	*D*	*B*	α, °	Грузоподъёмность, кН	
					динамическая, *C*к	статическая, *Co*
Шариковые радиальные однорядные подшипники по ГОСТ 8338-2022						
204	20	47	14	–	12,7	6,55
205	25	52	16	–	14	7,8
206	30	62	16	–	19,5	11,2
207	35	72	17	–	25,5	15,8
208	40	80	18	–	32	19
209	45	85	19	–	33,2	21,6
210	50	90	20	–	35,1	23,5
211	55	100	21	–	43,6	29
212	60	110	22	–	52	32,5
213	65	120	23	–	56	40,5
214	70	125	24	–	61,8	45
Шариковые радиально-упорные однорядные подшипники по ГОСТ 831-2022						
36204	20	47	14	12	15,4	9,0
46205	25	52	15	26	13,7	9,6
36206	30	62	16	12	22,0	14,1
36207	35	72	17	12	29,0	19,3
36208	40	80	18	12	38,9	26,1
46209	45	85	19	26	38,7	27,1
36210	50	90	20	12	43,2	31,7
46211	55	100	21	26	50,3	37,1
36212	60	110	22	12	61,5	46,2
36213	65	120	23	12	70,4	54,8
36214	70	125	24	12	80,2	64,4



а) б)

Рис. 9. Подшипники качения: а) радиальный; б) радиально-упорный

Таблица 12

Ориентировочные значения параметров w и f

Передаваемый момент T, Н·м	w	f не менее
До 10	20…40	35…50
10…20	25…45	40…55
20…40	25…50	45…65
40…60	25…50	50…70
60…80	30…55	55…75
80…100	30…60	60…80
100…200	30…70	60…90
200…400	40…80	70…105
400…600	45…85	80…115
600…800	50…90	90…125
800…1000	55…95	95…135

Таблица 13

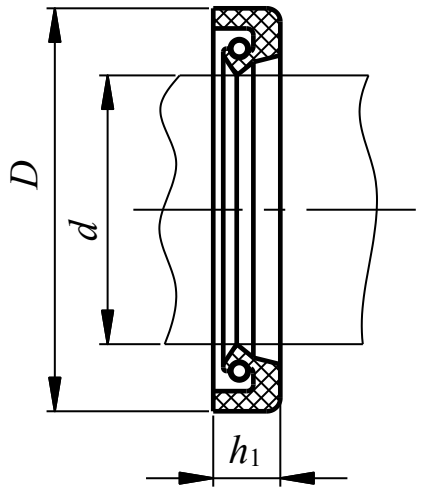
Коэффициенты X и Y для шариковых подшипников

Угол контакта, α, °	Относительная осевая нагрузка F_a / C_o	e	X	Y	X	Y
			$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \le e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$	
радиальные подшипники						
0	0,014	0,19	1	0	0,56	2,30
	0,028	0,22				1,99
	0,056	0,26				1,71
	0,084	0,28				1,55
	0,110	0,30				1,45
	0,170	0,34				1,31
	0,280	0,38				1,15
	0,420	0,42				1,04
	0,560	0,44				1,00
Радиально-упорные подшипники						
12	0,014	0,30	1	0	0,45	1,81
	0,029	0,34				1,62
	0,057	0,37				1,46
	0,086	0,41				1,34
	0,110	0,45				1,22
	0,170	0,48				1,13
	0,290	0,52				1,04
	0,430	0,54				1,01
	0,570	0,54				1,00
26	–	0,68	1	0	0,41	0,87

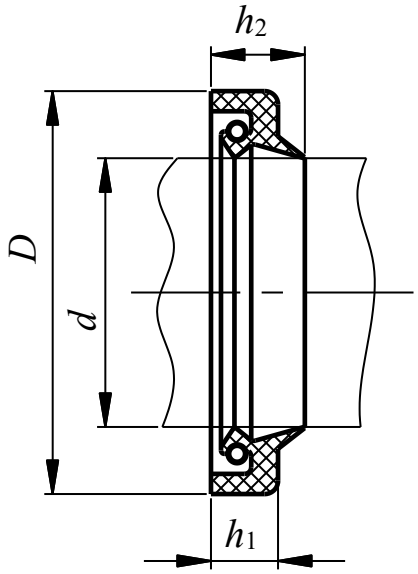
Таблица 14

Резиновые армированные манжеты для валов ГОСТ 8752-79

Тип 1
однокромочные



Тип 2
однокромочные с пыльником



Диаметр вала d, мм	D_1, мм (из 1-ого ряда)	h_1, мм	h_2, мм (не более)	Диаметр вала d, мм	D_1, мм (из 1-ого ряда)	h_1, мм	h_2, мм (не более)
15	30	7	–	48	70	10	14
16	30		–	50	70		
17	32		–	52	75		
18	35		–	55	80	12	16
19	35		–	56	80		
20	40	10	14	60	85		
21	40			63	90		
22	40			65	90		
24	40			70	95		
25	42			71	95		
26	45			75	100		
30	52			80	105		
32	52			85	110		
35	58			90	120		
36	58			95	120		
38	58			100	125		
40	60			105	130		
42	62			110	135		
45	65			115	145		

Примечание: Примерного условного обозначения манжеты типа 1 для вала диаметром d = 40 мм с наружным диаметром D_1 = 60 мм из резины группы 3: *Манжета 1-40х60 – 3 ГОСТ 8752-79*.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Пример оформления титульного листа курсовой работы

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Рыбинский государственный авиационный технический университет
имени П.А. Соловьева

Факультет заочного обучения
Кафедра «Прикладная механика»

КУРСОВАЯ РАБОТА

по дисциплине
«Прикладная механика»

Задания № ___ Вариант № _____

Студент(ка) _____ _____
(группа) (дата, подпись) (Ф.И.О.)

Преподаватель _____ _____
(уч. степень, уч. звание) (дата, подпись) (Ф.И.О.)

Нормоконтролёр _____ _____
(уч. степень, уч. звание) (дата, подпись) (Ф.И.О.)

Рыбинск 20__

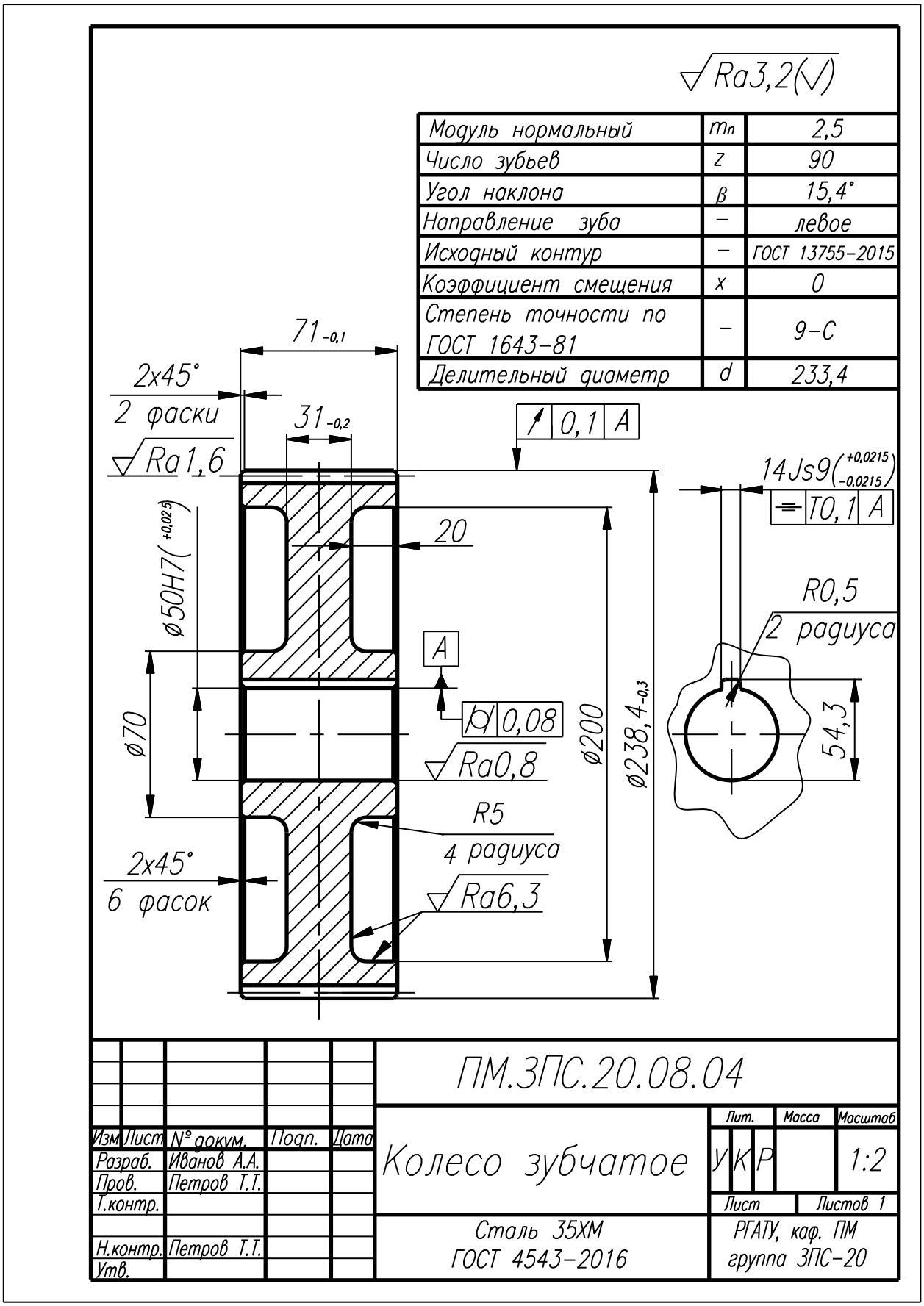


Рис. П. 1. Рабочий чертёж косозубого зубчатого колеса

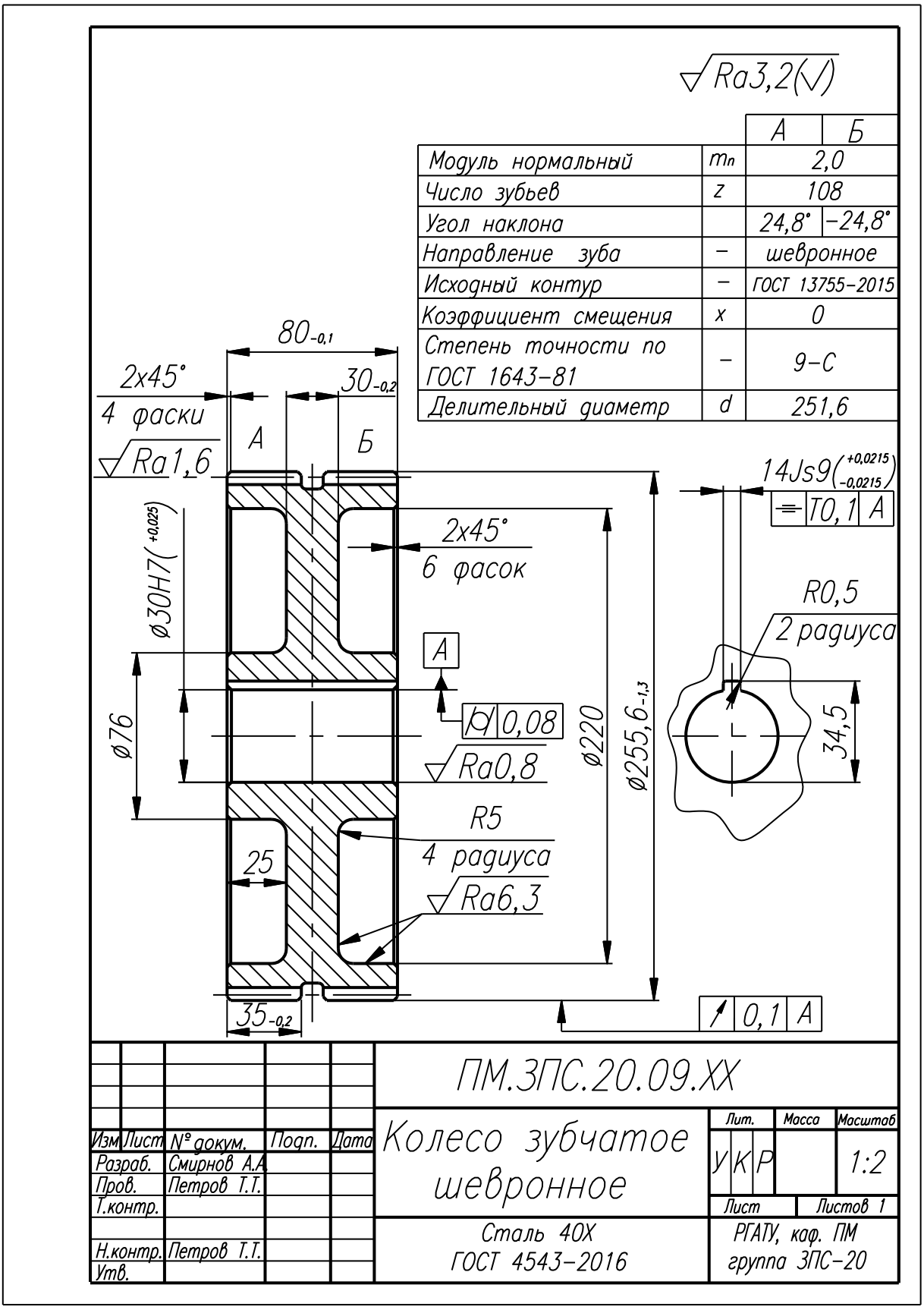


Рис. П. 2. Рабочий чертёж шевронного зубчатого колеса

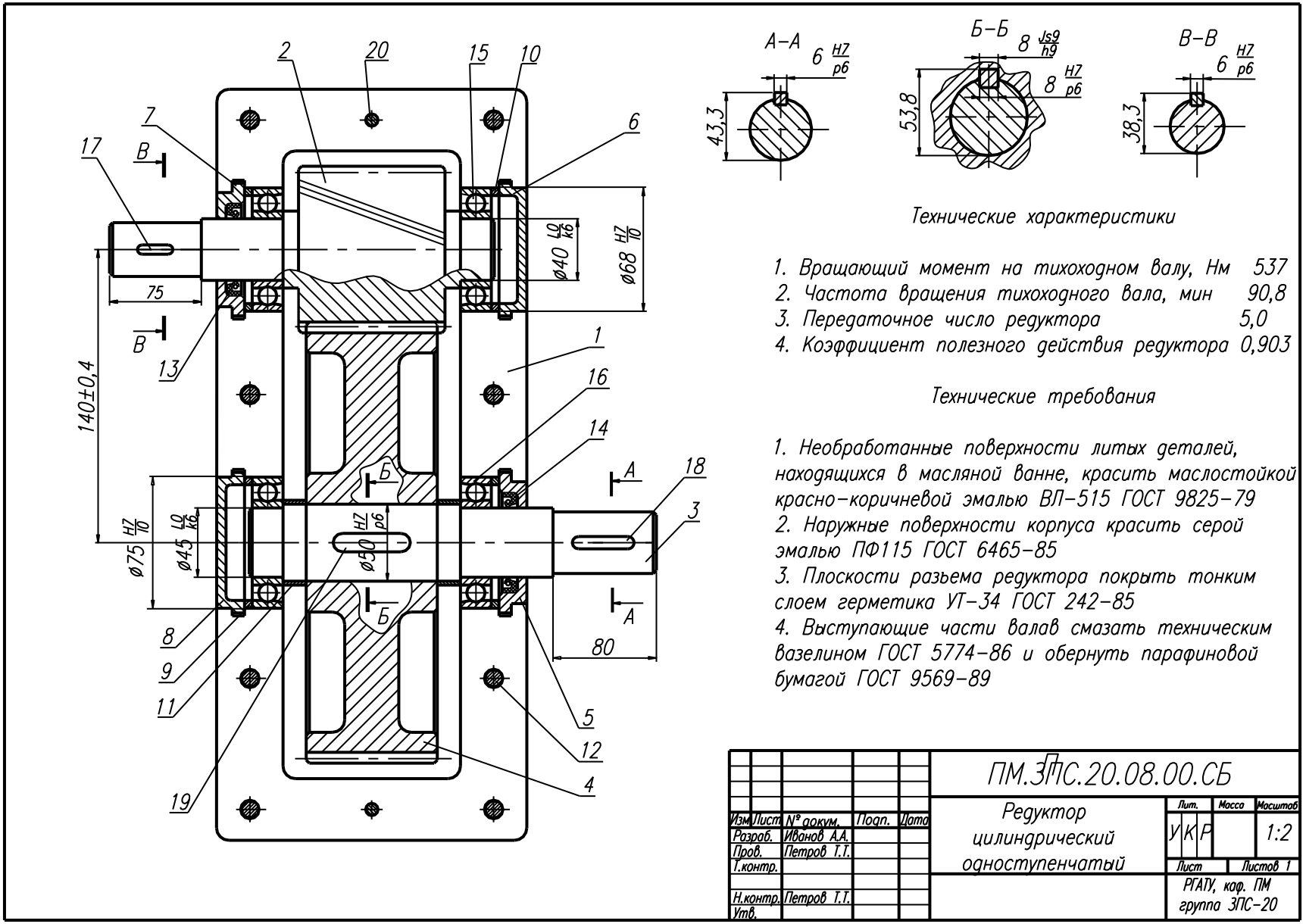
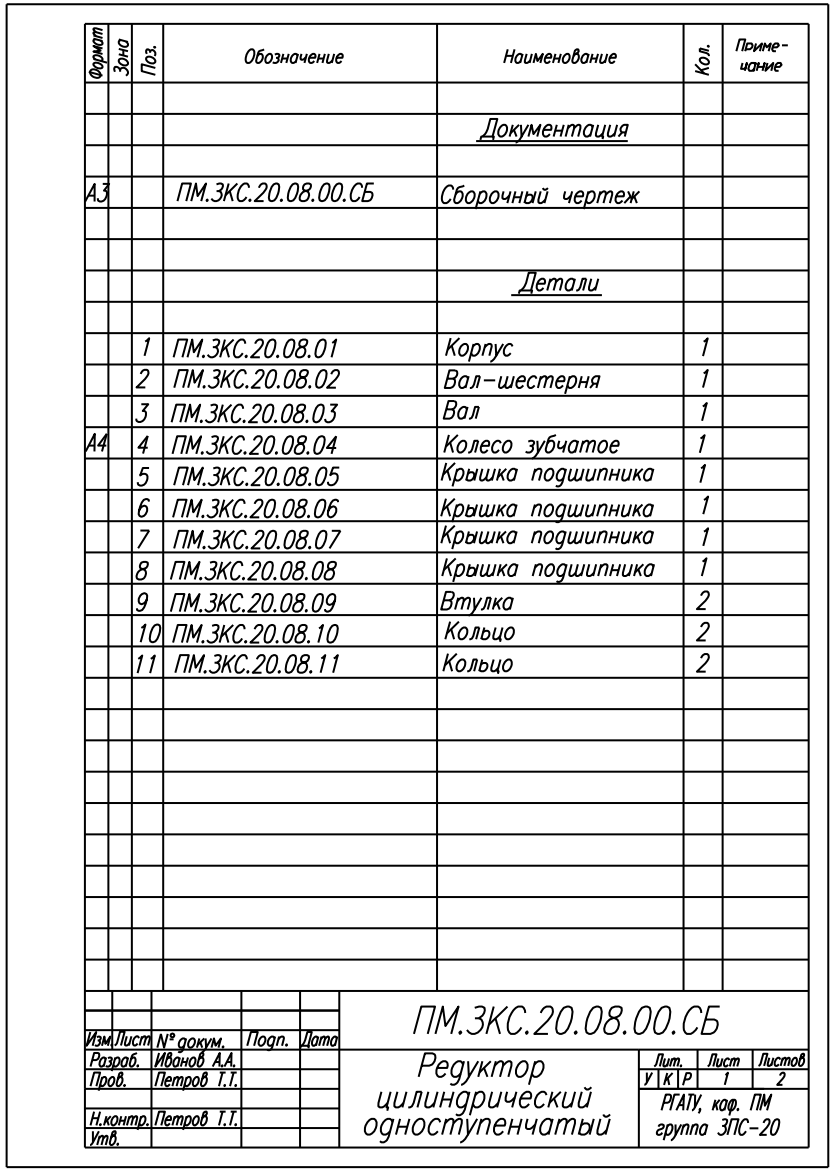
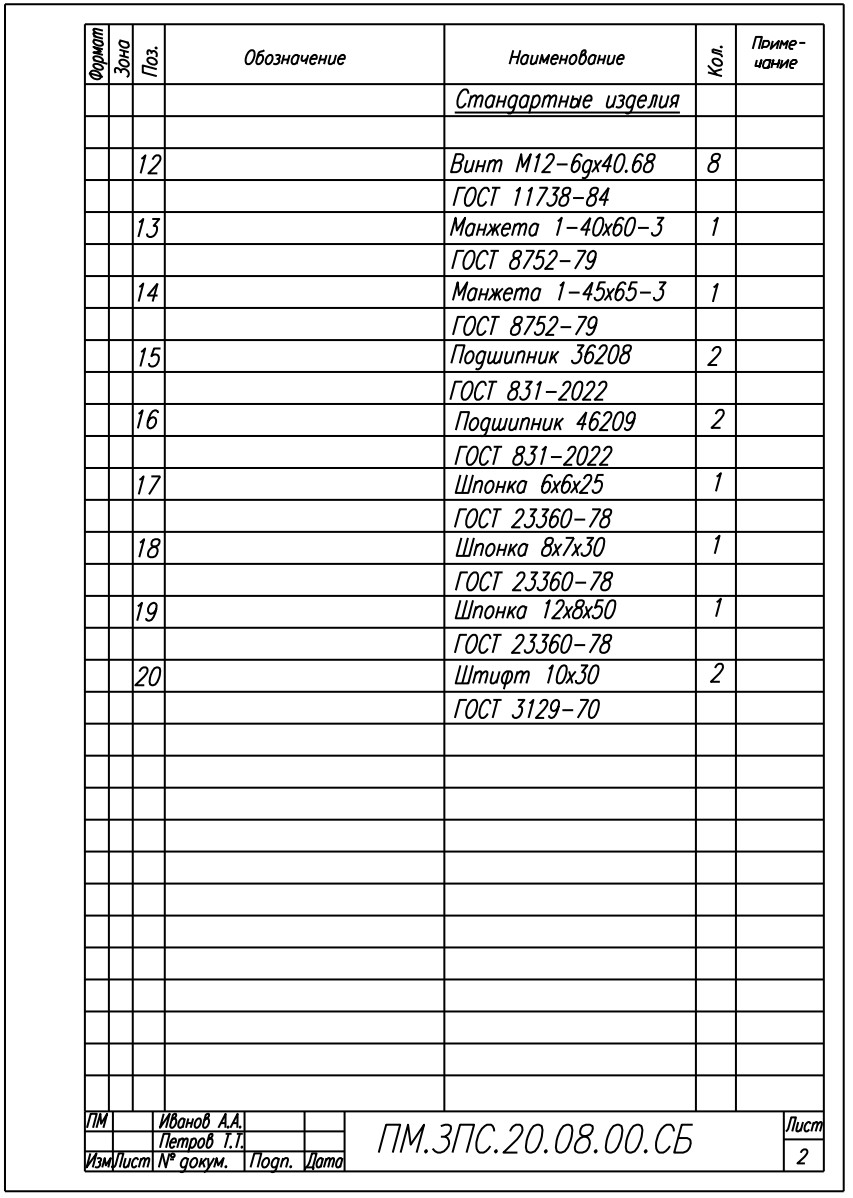


Рис. П. 3. Рабочий чертеж редуктора



Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
				Документация		
А3			ПМ.ЗКС.20.08.00.СБ	Сборочный чертеж		
				Детали		
		1	ПМ.ЗКС.20.08.01	Корпус	1	
		2	ПМ.ЗКС.20.08.02	Вал-шестерня	1	
		3	ПМ.ЗКС.20.08.03	Вал	1	
А4		4	ПМ.ЗКС.20.08.04	Колесо зубчатое	1	
		5	ПМ.ЗКС.20.08.05	Крышка подшипника	1	
		6	ПМ.ЗКС.20.08.06	Крышка подшипника	1	
		7	ПМ.ЗКС.20.08.07	Крышка подшипника	1	
		8	ПМ.ЗКС.20.08.08	Крышка подшипника	1	
		9	ПМ.ЗКС.20.08.09	Втулка	2	
		10	ПМ.ЗКС.20.08.10	Кольцо	2	
		11	ПМ.ЗКС.20.08.11	Кольцо	2	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ПМ.ЗКС.20.08.00.СБ		
Разроб.		Иванов А.А.			Редуктор цилиндрический одноступенчатый	Лит.	Лист 1	Листов 2
Пров.		Петров Т.Т.				У К Р		
Н.контр.		Петров Т.Т.				РГАТУ, каф. ПМ группа ЗПС-20		
Утв.								



Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
				Стандартные изделия		
		12		Винт М12-6gх40.68	8	
				ГОСТ 11738-84		
		13		Манжета 1-40х60-3	1	
				ГОСТ 8752-79		
		14		Манжета 1-45х65-3	1	
				ГОСТ 8752-79		
		15		Подшипник 36208	2	
				ГОСТ 831-2022		
		16		Подшипник 46209	2	
				ГОСТ 831-2022		
		17		Шпонка 6х6х25	1	
				ГОСТ 23360-78		
		18		Шпонка 8х7х30	1	
				ГОСТ 23360-78		
		19		Шпонка 12х8х50	1	
				ГОСТ 23360-78		
		20		Штифт 10х30	2	
				ГОСТ 3129-70		

ПМ		Иванов А.А.			ПМ.ЗПС.20.08.00.СБ	Лист 2
		Петров Т.Т.				
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Рис. П. 4. Спецификация