Министерство образования, науки и молодежной политики
Краснодарского края

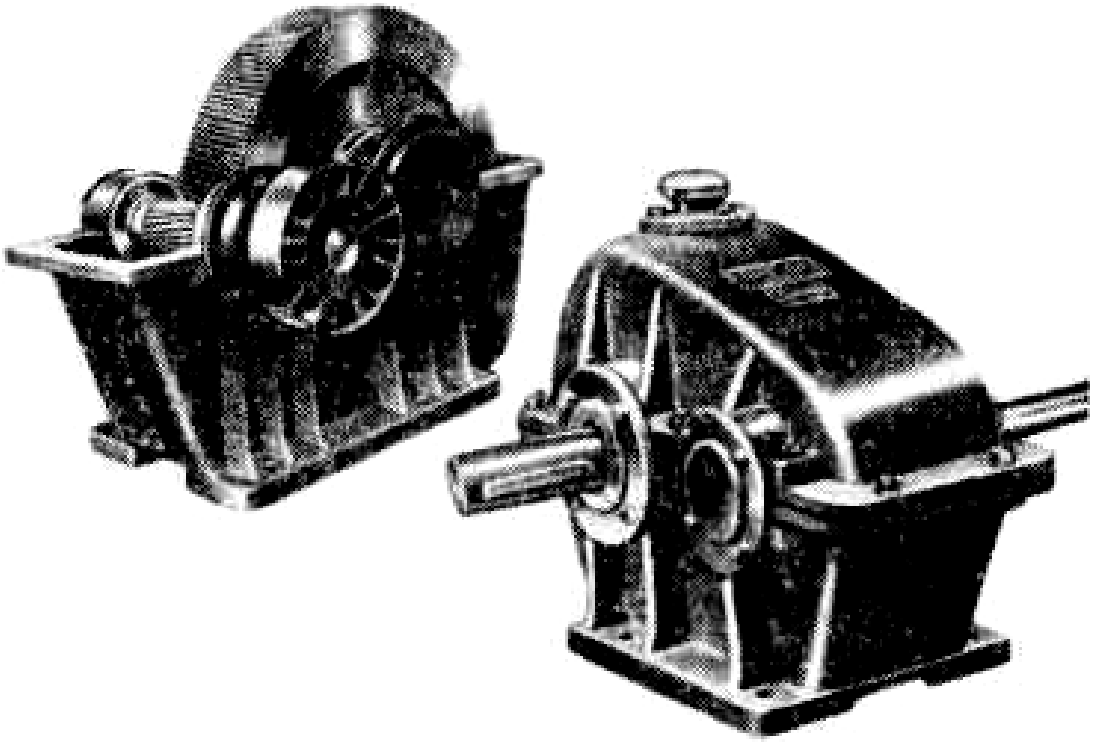
ГБПОУ КК «КРАСНОДАРСКИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ»

К.В. РОЩИН

ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ

по выполнению курсового проекта для студентов очной и заочной форм обучения специальности 15.02.01 Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования (по отраслям)



Краснодар
2016

УДК 621.01

ББК 30.12

Р–81

Рощин К.В.

Техническая механика: учебно-методическое пособие по выполнению курсового проекта для студентов очной и заочной форм обучения специальности 15.02.01 Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования (по отраслям) / К.В. Рощин. – Краснодар: ГБОУ СПО КТК КК, 2016. – 68 с.

Учебно-методическое пособие разработано на основании примерной программы по дисциплине «Техническая механика» для специальностей среднего профессионального образования, утвержденной Научно-методическим центром среднего профессионального образования, а также требований ФГОС среднего профессионального образования, утвержденных Министерством образования и науки Российской Федерации в 2014 году.

Учебно-методическое пособие содержит краткое содержание, требования к выполнению, оформлению и примеры расчетов курсового проекта по разделу «Детали машин» дисциплины «Техническая механика», список рекомендованной и дополнительной литературы.

При разработке учебно-методического пособия использованы материалы кафедры инженерных наук и технологий Санкт-Петербургского государственного инженерно-экономического университета, Новосибирского государственного технического университета и др. литература.

Рассмотрено на заседании цикловой комиссии автомеханических дисциплин 05.04.2016, протокол № 8.

Рецензенты:

Мутьева И.Р., преподаватель ГБОУ СПО КТК КК, инженер-механик;

Бледнова Ж.М., доктор технических наук, заслуженный машиностроитель РФ, профессор кафедры Динамика и прочность машин Кубанского государственного технологического университета.

Печатается по решению методического совета колледжа

© Краснодарский технический колледж, 2016

СОДЕРЖАНИЕ

1. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ 4
1.1. Цель и задачи курсовой работы 4
1.2. Содержание и объем курсовой работы 4
1.3. Выбор задания для курсовой работы 5
2. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ РАСЧЕТНОЙ ЧАСТИ КУРСОВОЙ РАБОТЫ 6
2.1. Выбор электродвигателя 6
2.2. Кинематический и силовой расчет редуктора 7
2.3. Расчет зубчатой передачи 8
2.4. Проектировочный расчет валов 18
2.5. Выбор подшипников качения 20
2.6. Общие рекомендации по конструкции элементов корпуса редуктора 29
2.7. Подбор шпонки 31
2.8. Проверочный расчет тихоходного вала на сопротивление усталости 33
3. Пример выполнения курсового проекта с редуктором, содержащим цилиндрическую прямозубую передачу 37
4. Пример выполнения курсового проекта с редуктором, содержащим конические зубчатые колеса 47
5. Пример выполнения курсового проекта с редуктором, содержащим червячную передачу 54
6. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ РАБОТЫ 62
7. ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ 66
8. РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА 67

1. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ

1.1. Цель и задачи курсовой работы

Цель курсовой работы – приобретение студентами навыков практического применения знаний, развитие умения пользоваться справочной литературой и стандартами, ознакомление с основными правилами и приемами проектирования механизмов и машин.

Тема курсовой работы – ***проектирование элементов машиностроительного изделия*** – редуктора, включает выбор электродвигателя, расчет передаточного механизма, соединений, выбор деталей и сборочных единиц, обеспечивающих работу передачи.

1.2. Содержание и объем курсовой работы

Курсовую работу оформляют в виде одной брошюры, которая содержит пояснительную записку и графическую часть в виде чертежей.

1.2.1. Пояснительная записка

Пояснительная записка выполняется на листах бумаги формата А4 и должна отражать суть выполняемой работы. Она должна содержать:

- титульный лист;
- содержание;
- задание на курсовую работу;
- выбор электродвигателя;
- кинематический и силовой расчет редуктора;
- расчет зубчатой передачи;
- проектировочный расчет валов;
- выбор подшипников качения;
- расчет элементов корпуса;
- расчет шпоночных соединений;
- проверочный расчет выходного вала редуктора на усталостную прочность;
- список литературы.

1.2.2. Графическая часть работы

Графическая часть работы должна содержать:

- Сборочный чертёж редуктора, формат А1.
- Рабочий чертёж одной детали по заданию руководителя, формат А3.
- Рабочий чертёж выходного вала, формат А3.

1.3. Выбор задания для курсовой работы

Привод – устройство, состоящее из ***источника энергии*** (электродвигателя 1, рисунок 1) и ***передаточного механизма*** (редуктор), которое служит для приведения в действие ***исполнительного механизма*** 4. Муфты 2 предназначены для соединения вращающихся валов и передачи крутящего момента. В качестве передаточного механизма рассматривается зубчатый редуктор.

Редуктор – зубчатая передача, ***устанавливаемая в закрытом корпусе*** и служащая для снижения частоты вращения и повышения вращающего момента. В редукторах применены косозубые цилиндрические передачи, обладающие большой несущей способностью и плавностью. Схема привода и общий вид редуктора показан на рисунке 1. По числу зубчатых передач редуктор может быть одноступенчатым, двухступенчатым, трехступенчатым.

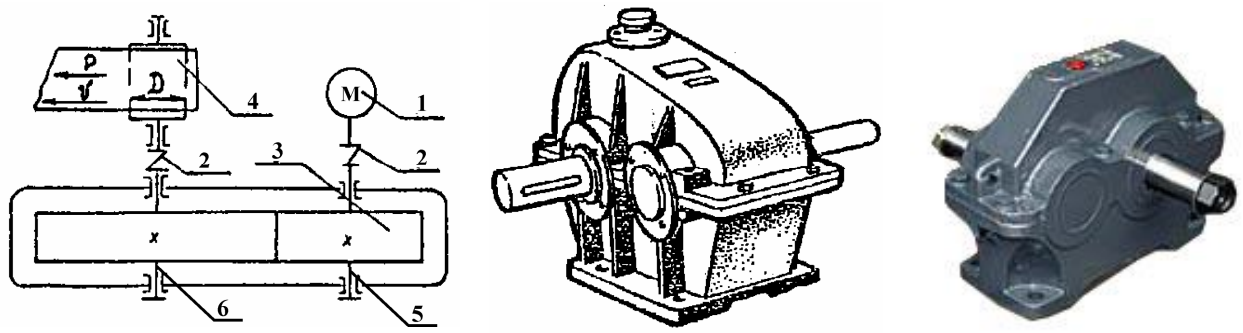


Рисунок 1. Схема привода и общий вид одноступенчатого редуктора

Исходными данными для проектирования чаще всего являются:

– мощность N_2 на выходном валу;

– частота вращения n_2 выходного вала;

– передаточное число u_0 привода.

Также могут задаваться дополнительные условия.

Таблица 1.

Пример варианта исходных данных для проектирования

N_2, кВт	n_2, об/мин	u_0	Вариант твердости зубчатой пары по таблице 5
2,8	280	5	1

2. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ РАСЧЕТНОЙ ЧАСТИ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

2.1. Выбор электродвигателя

Основными исходными данными для выбора электродвигателя являются:

– мощность на выходном вала N_2;

– частота вращения выходного вала n_2.

Требуемая мощность электродвигателя $N'_{эд} = \dfrac{N_2}{\eta}$,

где $\eta_\Sigma = \eta_{цил}\,\eta_n^m$ – общий КПД редуктора;

m – число пар подшипников.

В дальнейшем, поскольку в приводе отсутствуют дополнительные передачи, то $u_0 = u$, где u – передаточное число зубчатой передачи.

Рекомендуемые значения КПД зубчатой передачи $\eta_{цил}$, подшипников η_n приведены в таблице 2.

Таблица 2.

КПД зубчатой передачи, подшипников

Элементы передач	Среднее значение η
Зубчатая передача	0,96…0,98
Подшипники качения (одна пара)	0,99

Частота вращения вала электродвигателя:

$$n_{эд} = n_1 = n_2\,u\,.$$

Номинальная мощность электродвигателя должна быть

$$N_{эд} \geq N'_{эд}\,.$$

Номинальная мощность – это мощность, которую электродвигатель может отдавать длительно, не нагреваясь свыше допустимой температуры.

В общем машиностроении используются трехфазные асинхронные короткозамкнутые двигатели серии 4А (4 – порядковый номер серии; А – асинхронный) (таблица 3).

Таблица 3.

Номинальная мощность и частота вращения двигателей типа 4А

$N_{эд}$, кВт	Синхронная частота, об/мин			
	3000	1500	1000	750
0,75	4A71A2/2840	4A71B4/1390	4A80A6/915	4A90LA8/700
1,1	4A71B2/2810	4A80A4/1420	4A80B6/920	4A90LB8/700
1,5	4A80A2/2850	4A80B4/1415	4A90L6/935	4A100L8/700
2,2	4A80B2/2850	4A90L4/1425	4A100L6/950	4A112MA8/700
3	4A90L2/2840	4A100S4/1435	4A112MA6/955	4A112MB8/700
4	4A100S2/2880	4A100L4/1430	4A112MB6/950	4A132S8/720
5,5	4A100L2/2880	4A112M4/1445	4A132S6/965	4A132M8/720
7,5	4A112M2/2900	4A132S4/1455	4A132M6/970	4A160S8/730
11	4A132M2/2900	4A132M4/1460	4A160S6/975	4A160M8/730
15	4A160S2/2940	4A160S4/1465	4A160M6/975	4A180M8/730

Примечание. Для компактности таблицы после черты указана номинальная частота вращения $n_{эд}$ (об/мин), не входящая в обозначение двигателя.

Для принятого электродвигателя в пояснительную записку заносят следующие параметры:

– обозначение двигателя;
– номинальную мощность $N_{эд}$, кВт;
– частоту вращения при номинальной нагрузке $n_{эд}$, об/мин.

2.2. Кинематический и силовой расчет редуктора

Частота вращения валов:

– быстроходного принимаем $n_1 = n_{эд}$;
– тихоходного)принимаем n_2.

Угловые скорости вращения валов:

– входного $\omega_1 = \dfrac{\pi n_1}{30}$;
– выходного $\omega_2 = \dfrac{\pi n_2}{30}$.

Зависимости между вращающими моментами на валах используют при расчете передач:

$\dfrac{T_2}{T_1} = \dfrac{N_2\,\omega_2}{N_1\,\omega_1} = \eta\, u$, следовательно, $T_2 = T_1 \eta\, u$.

Крутящие моменты на валах при $\eta = 1$:

– $T_1 = \dfrac{T_2}{u_0}$ – его направление совпадает с направлением вращения вала, т.к. это момент движущих сил;

– $T_2 = \dfrac{N_2}{\omega_2}$ – его направление противоположно направлению вращения вала, т.к. это момент сил сопротивления.

Результаты проектирования заносят в таблицу 4.

Таблица 4.

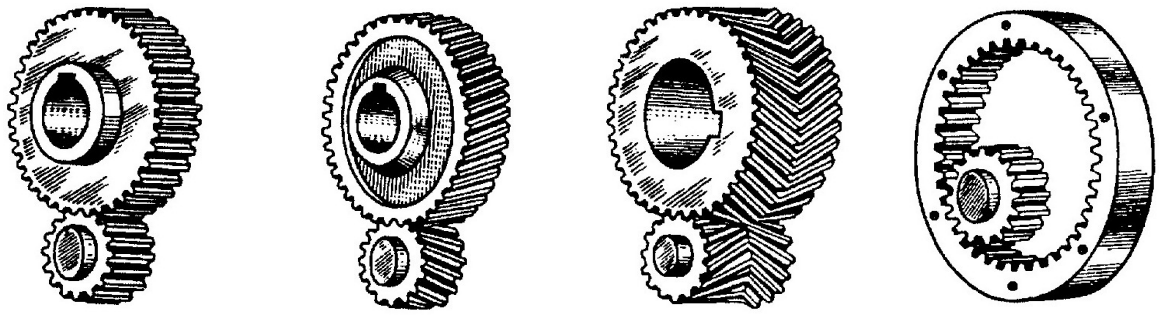
Параметры редуктора

Параметры	Вал 1	Вал 2
Частота вращения, об/мин	n_1	n_2
Угловая скорость, рад/с	ω_1	ω_2
Крутящий момент, Нм	T_1	T_2

2.3. Расчет зубчатой передачи

Зубчатые передачи представляют собой механизм, передающий движение с помощью зубчатых колес (рисунок 2). Зубчатые колеса это тела (цилиндры) с равномерно расположенными выступами (зубьями) и впадинами.

Меньшее из зубчатых колес принято называть ***шестерней***; большее – ***колесом.***



а) б) в) г)

Рисунок 2. Основные виды цилиндрических зубчатых передач. Передачи внешнего зацеплении: прямозубая (а); косозубая (б); шевронная (в). Передача внутреннего зацепления (г)

2.3.1. Определение допускаемых напряжений

Твердость зубчатых колес выбирают в зависимости от назначения и условий работы передачи. В курсовой работе применяются углеродистые

и легированные стали, подвергнутые термической обработке, что позволяет обеспечивать требуемую твердость материала при заданной толщине заготовки.

Таблица 5.

Варианты твердостей зубчатой пары

Вариант	колесо		шестерня	
	твердость	ГОСТ 8479-70	твердость	ГОСТ 8479-70
1	212…248 НВ	КП490 (655)	248…293 НВ	КП640 (785)
2	223…262 НВ	КП540 (685)	262…311 НВ	КП685(835)
3	235…277 НВ	КП590 (735)	277…321 НВ	КП735 (880)
4	248…293 НВ	КП640 (785)	293…331 НВ	КП785 (930)
5	235…277 НВ	КП590 (735)	277…321 НВ	КП735 (880)
Примечание: ГОСТ 8479-70 устанавливает свойства поковок; обозначение: КП – категория прочности; число из трех цифр – предел текучести $\sigma_{0,2}$ в МПа; в скобках дано значение предела прочности $\sigma_в$ в МПа				

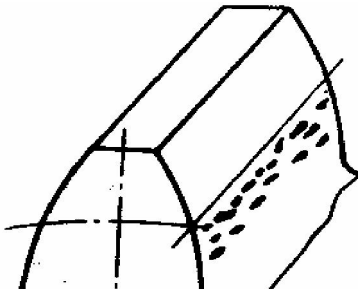
В курсовой работе вариант твердости зубчатой пары определяется исходными данными к курсовой работе (таблица 1).

Выбор твердости у шестерни и колеса производится по правилу: верхний предел твердости колеса должен соответствовать нижнему пределу твердости шестерни.

Допускаемые напряжения определяются для случая:

- режим работы непрерывный с постоянной нагрузкой;
- передача косозубая;
- заготовка – поковка;
- термообработка зубчатых колес – улучшение (закалка с последующим высокотемпературным отпуском).

Допускаемые напряжения в расчете на контактную выносливость



ВЫКРАШИВАНИЕ

Этот вид расчета исключает усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев – основной вид разрушения поверхности зубьев для большинства закрытых быстроходных передах, работающих при хорошей смазке.

Допускаемые контактные напряжения для пары сопрягаемых колес устанавливается следующим образом:

$$\sigma_{HP} = \min(\sigma_{HP1}, \sigma_{HP2}), \text{ МПа}$$

где $$\sigma_{HPi} = \frac{2\overline{HB} + 70}{S_H}, \qquad i = 1{,}2;$$

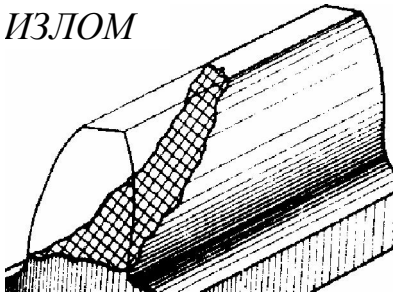
$$\overline{HB} = \frac{HB_{\max} + HB_{\min}}{2}$$ – среднее значение твердости;

$S_H = 1{,}1$ – коэффициент безопасности для однородной структуры материала.

Допускаемые напряжения в расчете на изгибную выносливость

Этот вид расчета исключает усталостную поломку зубьев. Определяют допускаемые напряжения ***раздельно*** для шестерни и колеса по формуле:

ИЗЛОМ



$$\sigma_{FP} = \frac{1{,}75\overline{HB}}{S_F}, \text{ МПа}$$

где $\overline{HB}$ – среднее значение твердости;

$S_F = 1{,}7$ – коэффициент безопасности.

2.3.2. Проектировочный расчет косозубой зубчатой передачи

Цель расчета: определение межосевого расстояния и других параметров передачи, исключающих выкрашивание рабочей поверхности зубьев в работающей зубчатой паре.

Ориентировочное значение межосевого расстояния

$$a_w = 430(u+1)\sqrt[3]{\frac{T_2 K_H}{u^2 \psi_{ba} \sigma_{HP}^2}}, \text{ мм}$$

где T_2 – крутящий момент на колесе, Н м;

$K_H = 1{,}2\ldots1{,}3$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии

$\psi_{ba} = 0{,}4\ldots0{,}5$ – коэффициент относительной ширины колеса для любых колес при симметричном расположении относительно опор.

Полученное значение a_w (мм) округляют до ближайшего большего числа по ГОСТ 2185-66.

1-й ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	315	400	500	630
2-й ряд	–	–	71	90	112	140	180	224	280	355	450	560

Примечание. Значения первого ряда предпочтительны.

Дальнейший ход расчета рекомендуется проводить в следующей последовательности:

Задают модуль передачи $m = (0{,}01 \ldots 0{,}02)a_w$, мм, который округляют до ближайшего стандартного значения.

Стандартный ряд (выборка) модулей

m	1-й ряд	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6
	2-й ряд			1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7

Для простановки линейных размеров – диаметров, длин, высот и др. стандартом устанавливаются ряды, приведенные в таблице 6.

Таблица 6.

Нормальные линейные размеры (ГОСТ 6636-69)

Ra 20	*Ra* 40	*Ra* 20	*Ra* 40	*Ra* 20	*Ra* 40	*Ra* 20	*Ra* 40
1,0	1,00	5,6	5,6	32	32	180	180
	1,05		6,0	34	34		190
1,1	1,10	6,3	6,3	36	36	200	200
	1,15		6,7		38		210
1,2	1,20	7,1	7,1	40	40	220	220
	1,30		7,5		42		240
1,4	1,40	8,0	8,0	45	45	250	250
	1,50		8,5		48		260
1,6	1,60	9,0	9,0	50	50	280	280
	1,70		9,5		53		300
1,8	1,80	10,0	10,0	56	56	320	320
	1,90		10,5		60		340
2,0	2,00	11,0	11,0	63	63	360	360
	2,10		11,5		67		380
2,2	2,20	12,0	12,0	71	71	400	400
	2,40		13,0		75		420
2,5	2,50	14,0	14,0	80	80	450	450
	2,60		15,0		85		580
2,8	2,80	16,0	16,0	90	90	500	500
	3,00		17,0		95		530
3,2	3,20	18,0	18,0	100	100	560	560
	3,40		19,0		105		600
3,6	3,60	20,0	20,0	110	110	630	630
	3,80		21,0		120		670
4,0	4,00	22,0	22,0	125	125	710	710
	4,20		24,0		130		750

4,5	4,50	25,0	25,0	140	140	800	800
	4,80		26,0		150		850
5,0	5,00	28,0	28,0	160	160	900	900
	5,30		30,0		170		950

Примечание. Из установленных стандартом рядов (Ra5, Ra10, Ra20, Ra40) приведены ряды Ra20, Ra40 с более мелкой градацией

Все параметры зацепления выражаются через модуль.

Ширина колеса определяется равенством: $b_2 = \psi_{ba} a_w$, мм.

Ширина шестерни назначается $b_1 = b_2 + (1\ldots2)m$, мм.

Полученные размеры согласовать со стандартными по ГОСТ 6636-69 (таблица 6).

Устанавливают угол наклона зуба: $\beta_{\min} = \arcsin\left(\dfrac{4m}{b_2}\right)$.

Минимальный угол наклона зуба $\beta_{\min} \geq 8^\circ$.

Затем определяют:

– суммарное число зубьев передачи $Z'_\Sigma = \dfrac{2a_w \cos\beta_{\min}}{m}$, принимая в качестве Z_Σ целую часть числа Z'_Σ;

– число зубьев шестерни $Z'_1 = \dfrac{Z_\Sigma}{u+1}$, округляя Z'_1 до целого числа Z_1;

– число зубьев колеса $Z_2 = Z_\Sigma - Z_1$.

Уточняют значение угла наклона зубьев $\cos\beta = \dfrac{mZ_\Sigma}{2a_w}$.

Уточняют фактическое передаточное число $u_ф$ и его отклонение от заданного:

$$u_ф = \frac{Z_2}{Z_1}, \qquad \Delta u = \frac{|u_ф - u|}{u} \cdot 100\% \leq 2{,}5\%.$$

Производится расчет геометрических параметров зубчатых колес по формулам, приведенным в таблице 7.

Таблица 7.

Расчет геометрических размеров зубчатых колес

Наименование параметра		Обозначение	Формула
1		2	3
1. Делительный диаметр, мм	шестерни	d_1	$d_1 = \frac{Z_1 m}{\cos\beta}$
	колеса	d_2	$d_2 = \frac{Z_2 m}{\cos\beta}$
2. Межосевое расстояние, мм		a_w	$a_w = 0{,}5(d_1 + d_2)$
3. Диаметр вершин зубьев, мм	шестерни	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2m$
	колеса	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2m$
4. Диаметр впадин зубьев, мм	шестерни	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2{,}5m$
	колеса	d_{f2}	$d_{f2} = d_2 - 2{,}5m$

2.3.3. Проверочный расчет зубчатой передачи на выносливость при изгибе

Для исключения усталостной поломки зубьев необходимо сопоставить расчетное местное напряжение σ_F от изгиба в опасном сечении на переходной поверхности и допускаемые напряжения σ_{FP}:

$$\sigma_F \le \sigma_{FP}.$$

Данное условие проверяют раздельно для шестерни и колеса. Расчетное местное напряжение при изгибе определяется по формуле:

– для колеса $$\sigma_{F2} = K_F Y_{FS2} Y_\beta \frac{2T_2}{d_2 b_2 m},$$

– для шестерни $$\sigma_{F1} = \frac{Y_{FS1}}{Y_{FS2}} \sigma_{F2},$$

где $K_F = 1{,}2 \ldots 1{,}3$ – коэффициент нагрузки при изгибе;

$Y_{FS} = 3{,}47 + \frac{13{,}2}{Z_V}$ – коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений;

$Z_V \approx \frac{Z}{\cos^3\beta}$ – эквивалентное число зубьев;

$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120^\circ} \ge 0{,}7$ – коэффициент, учитывающий наклон зуба;

$\varepsilon_\beta \approx 1{,}2$.

Конструкции цилиндрических зубчатых колес

Намечают принципиальные соображения по конструкции зубчатых колес: шестерни и колеса из термоулучшенных сталей.

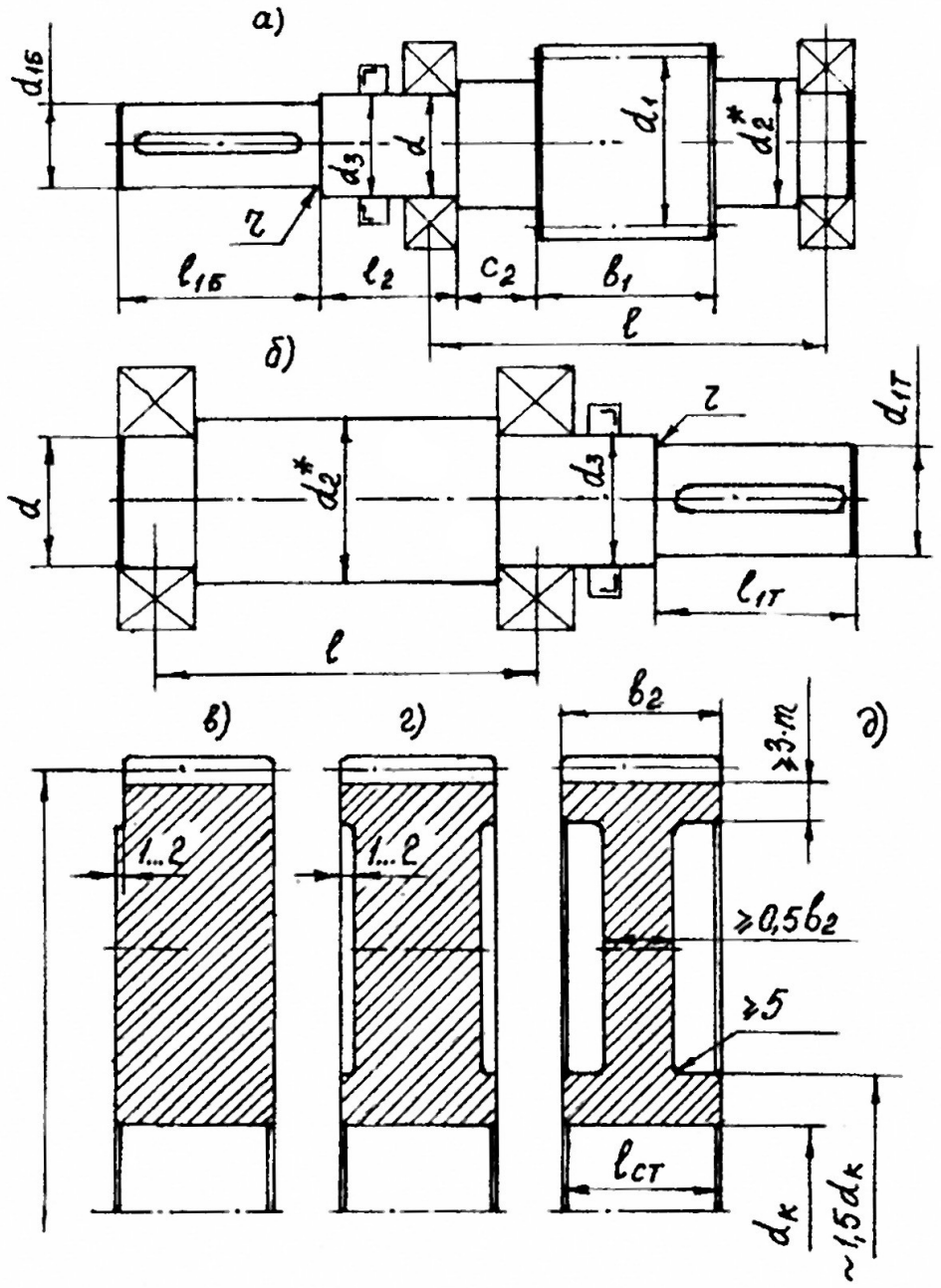


Рисунок 3. Конструкция деталей редуктора:

а) – конструкция вал-шестерни с открытым зубчатым венцом; б) – примерная конструкция тихоходного вала редуктора с гладкой частью под колесом и установкой последнего на вал с большим радиальным натягом; в), г) и д) – конструкции колес; в), г) – конструкции колес небольших размеров (до 250 мм), с невысоким уступом (в) и неглубокими выемками (г);

д) – однодисковая конструкция колеса

Меньшее зубчатое колесо передачи – шестерня – может выполняться за одно целое с валом (вал-шестерня) или отдельно от него. В редукторах малых ($a_w \le 80$ мм) и средних ($a_w \le 250$ мм), а также изготавливаемых серийно, применяют вал-шестерни, как более дешевые и надежные. В качестве заготовок используют при этом поковки. Конструкция вал-шестерни показана на рисунке 3.

Колесо состоит из ступицы, обода и диска. ***Ступица*** служит для сопряжения колеса с валом и передачи вращающего момента. ***Обод*** воспринимает те усилия, которые прикладываются к зубьям колеса. ***Диск*** служит для соединения обода со ступицей.

Конфигурация колеса зависит от технологии получения заготовки. Предполагается, что заготовки получают свободной ковкой в виде сплошных дисков. Для снижения трудоемкости за счет уменьшения объема механической обработки, колеса делают в виде массивных дисков с неглубокими выемками по торцам (рисунок 3 г), либо с невысоким уступом со стороны базового торца (рисунок 3 в). Особенно это целесообразно в отношении колес небольших размеров (до 250 мм). При больших размерах колеса, как правило, делают дисковой конфигурации (рисунок 3 д).

2.3.4. Компоновка зубчатых колес редуктора

Основная цель начала компоновки – определение габаритных размеров изделия, позволяющих оценить возможность размещения редуктора в заданном монтажном пространстве. Габариты приближенно оцениваются длиной L, шириной B^* и высотой H (рисунок 4).

Компоновка производится в следующей последовательности:

1. Откладывают межосевое расстояние a_w и проводят оси быстроходного и тихоходного валов. Для этих целей целесообразно воспользоваться миллиметровой бумагой. Масштаб чертежа 1:1.

2. Вычерчивают контуры зубчатых колес. Наносят штрихпунктирные линии, соответствующие делительным поверхностям шестерни диаметром d_1 и колеса диаметром d_2.

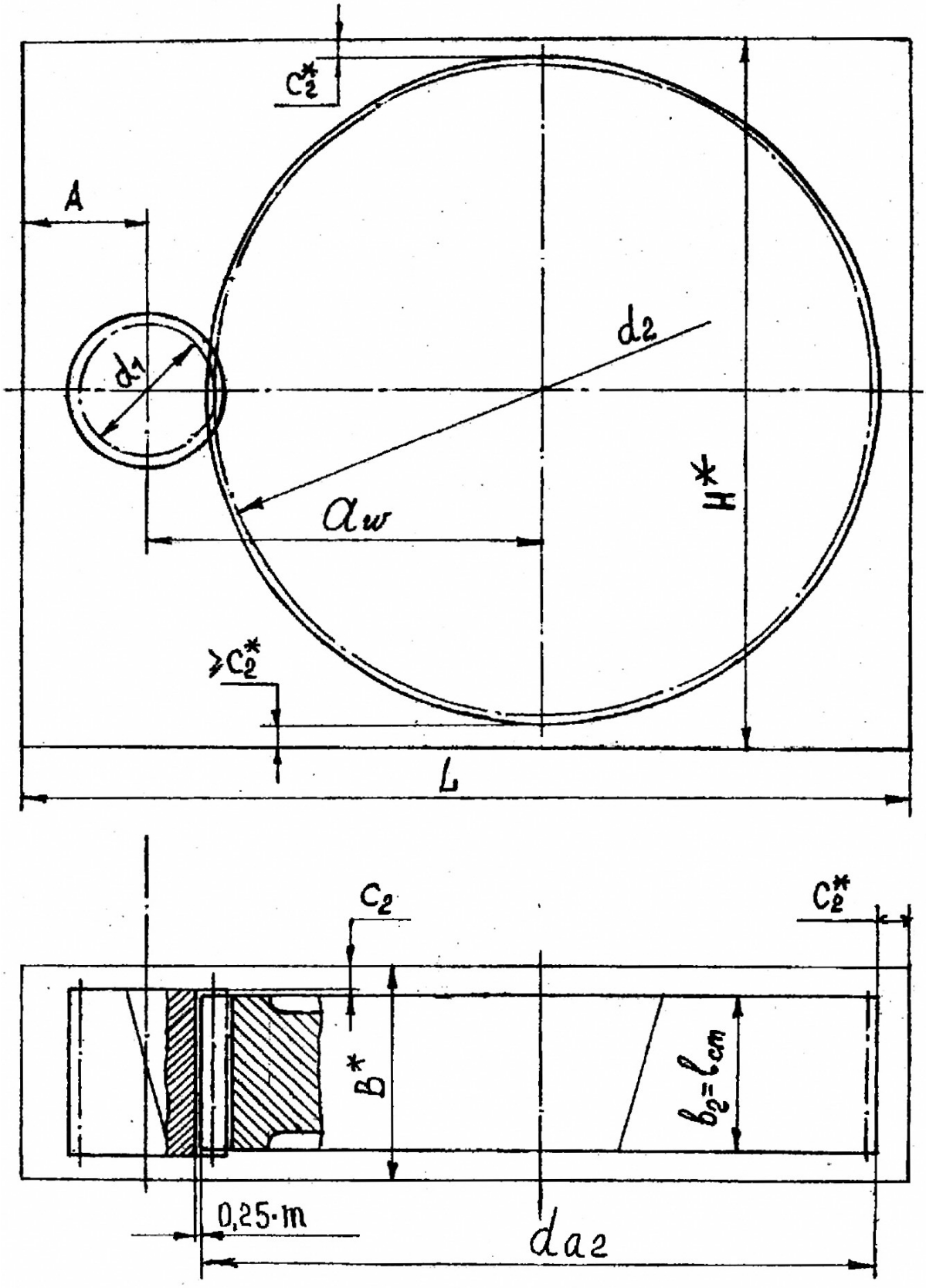


Рисунок 4. Одноступенчатый редуктор. Начало компоновки

Вычерчивают габариты зубчатых колес: изображают торцовые поверхности колеса, расстояние между которыми принимают равным b_2, затем изображают торцовые поверхности шестерни с расстоянием между

ними равным b_1; изображают поверхности вершин зубчатых колес, диаметр которых принимают равным d_{a2} для колеса и d_{a1} для шестерни. В зацеплении одну из линий поверхности вершин, например: шестерни, изображают штриховой линией; изображают поверхности впадин зубьев, обеспечивая в зацеплении расстояние между поверхностями зубьев равное $0{,}25m$ мм.

3. При коэффициенте ширины зубчатого венца $\psi_{ba} \geq 0{,}315$ и $\overline{HB} < 350$ длина ступицы колеса может быть принята равной ширине венца колеса b_2.

4. Назначают зазоры между вращающимися зубчатыми колесами и внутренними поверхностями стенок корпуса, например такими:

– между поверхностью вершин зубьев колеса и внутренней стенкой корпуса редуктора

$$c_2^* = (0{,}05 \ldots 0{,}075)\, d_2;$$

– между торцом колеса и внутренней стенкой корпуса

$$c_2 = (0{,}2 \ldots 0{,}3)\, b_2;$$

– расстояние между осью быстроходного вала и боковой поверхностью внутренней стенкой корпуса редуктора можно назначить предварительно равным

$$A = 1{,}75 d_1,$$

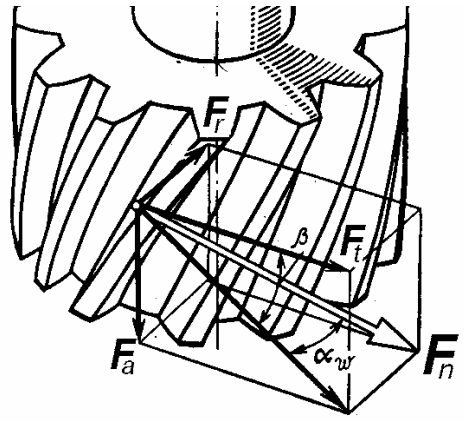
уточнив положение боковых стенок при дальнейшей разработке конструкции.

5. Определяют габаритные размеры L, B^* и H.

Определение сил, действующих в зацеплении цилиндрических зубчатых передач

Силу нормального давления F_n, направленную по линии зацепления раскладывают на три ортогональных проекции:

– окружную силу $F_t = \dfrac{2T_2}{d_2}$, направленную касательно к делительной окружности;



– радиальную силу $F_r = F_t \dfrac{tg\alpha}{\cos\beta}$, направленную по радиусу к центру колеса;

$\alpha = 20^\circ$ – угол зацепления;

– осевую силу $F_a = F_t tg\beta$, направленную параллельно оси колеса.

2.4. Проектировочный расчет валов

Вал – это вращающаяся деталь машины, на которую устанавливают детали (зубчатые колеса и т.д.) для передачи вращающего момента.

На стадии проектирования диаметр выходного (входного) участка вала может быть найден из условного расчета на кручение по наибольшему длительно действующему крутящему моменту при пониженном значении допускаемых касательных напряжениях $[\tau]$. Значение $[\tau]$ принимается заниженным, т.к. в данном расчете работа вала на изгиб не учитывается.

Из условия прочности определяются диаметры валов (см. рисунок 3):

– быстроходного $d_{1Б} \geq 10\sqrt[3]{\dfrac{T_1}{0{,}2\,[\tau]}}$, мм;

– тихоходного $d_{2T} \geq 10\sqrt[3]{\dfrac{T_2}{0{,}2\,[\tau]}}$, мм

T_i – крутящий момент на рассчитываемом валу, Н м;

$[\tau] = 15\ldots20$ МПа – допускаемые напряжения.

Полученные минимальные диаметры входного и выходного валов округляют до ближайшего большего значения из нормального ряда по ГОСТ 6636-69. Эти диаметры является исходными для дальнейшего проектирования валов.

Диаметры других участков редукторных валов, а также длины этих участков определяются ориентировочно при разработке конструкции.

Определяют диаметр вала под подшипник качения для

– быстроходного вала $d_{пш1} = d_{1Б} + (3\ldots7)$ мм;

– тихоходного вала $d_{пш2} = d_{2T} + (3\ldots7)$ мм,

с таким расчетом, чтобы принятое значение выражалось целым числом миллиметров и оканчивалось на 0 или 5 (см. п. 2.5).

Шестерня выполняется заодно с валом, поэтому следующий участок быстроходного вала должен иметь диаметр (см. рисунок 3 а)

$$d_2^* = d_{пш1} + 3\,r.$$

Здесь r – размер фаски подшипника, выбранного с учетом рекомендаций п. 2.5.

Определяют диаметр вала под колесом

$$d_к = d_{пш2} + (3\ldots7)\,\text{мм}.$$

Определяют диаметр ступицы колеса

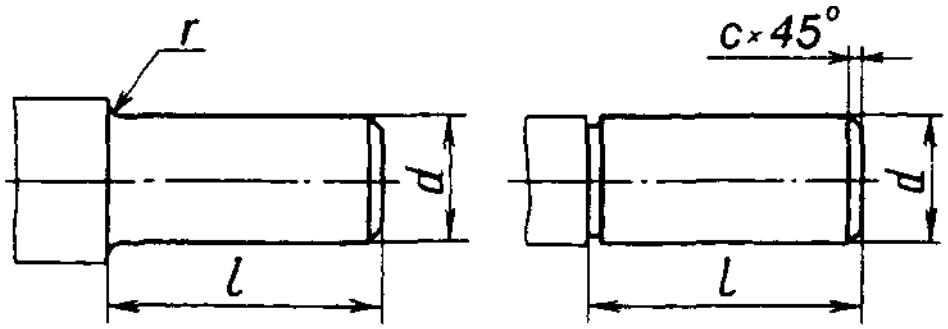
$$d_{ст} \approx 1{,}5\,d_к.$$

Определяют диаметр и длину ***буртика*** – участка вала (узкое утолщение), который служит для ограничений перемещений колеса вдоль оси вала:

$$d_б \approx d_к + (5\ldots10)\,\text{мм}; \qquad l_б \approx (0{,}07\ldots0{,}1)\,d_к\,\text{мм}.$$

Полученные размеры согласовать со стандартными размерами по ГОСТ 6636-69.

Размеры и форма концевого участка вала d_i, l_i $(i = 1, 2)$ согласовывают со стандартными значениями по ГОСТ 12080-66*. Цилиндрические концы валов предусматриваются двух исполнений: 1 – длинные, 2 – короткие.



Основные размеры цилиндрических концов валов, мм
(по ГОСТ 12080-66*)

Диаметр *d*		Длина *l*		*r*	*c*
Ряд 1	Ряд 2	Исполнение			
		1	2		
10; 11	–	23	20	0,6	0,4
12; 14	–	30	25	1,0	0,6
16; 18	19	40	28	1,0	0,6
20; 22	24	50	36	1,6	1,0
25; 28	–	60	42	1,6	1,0
–	30	80	58	2,0	1,6
32; 36	38	80	58	2,0	1,6
40; 45;	42; 48	110	82	2,0	1,6
50	–				
55	53	110	82	2,5	2,0
60; 70	63; 65;	140	105	2,5	2,0
–	75			2,5	2,0
80; 90	85; 95	170	130	3,0	2,5

Примечание. Ряд 1 диаметров является предпочтительным.

2.5. Выбор подшипников качения

В конструкциях редукторов в качестве опор валов используются стандартные подшипники, технические параметры которых приводятся в каталогах и справочниках.

Рекомендуется валы ставить на подшипники нерегулируемых типов, что упрощает сборку и увеличивает надежность узла.

К такому типу относятся, в частности, ***шариковый радиальный однорядный подшипник***. Он предназначен для восприятия радиальной нагрузки и осевой, действующей в обоих направлениях.

Подшипники качения (рисунок 5) состоят из наружного (1) и внутреннего (2) колец с расположенными между ними телами качения (3) – шариков, роликов.

Для предотвращения соприкосновения тел качения их отделяют друг от друга сепаратором (4).

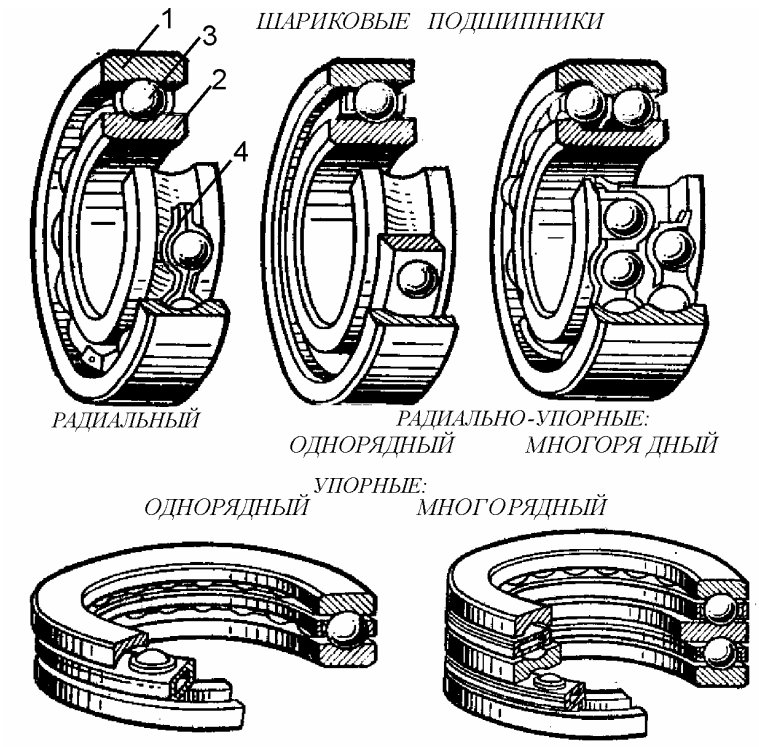


Рисунок 5. Основные типы подшипников качения

Достоинства: высокий КПД и незначительный нагрев; высокая надежность и нагрузочная способность; малая стоимость при массовом производстве; высокая степень взаимозаменяемости.

Недостатки: пониженный срок службы при ударных и вибрационных нагрузках; большие радиальные размеры; повышенный шум при высоких частотах вращения.

При одном и том же диаметре d подшипники одного типа имеют разные наружные диаметры D и ширину B, что соответствует ***сериям*** (рисунок 6).

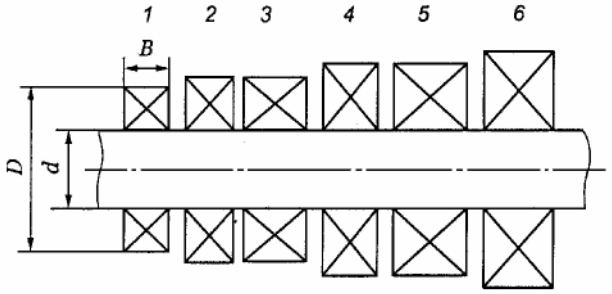


Рисунок 6. Размерные серии подшипников качения:
1 – особо легкая; 2 – легкая; 3 – легкая широкая; 4 – средняя; 5 – средняя широкая; 6 – тяжелая

Типы подшипников:

- шариковый радиальный – 0;
- шариковый радиальный с короткими цилиндрическими роликами – 2;
- роликовый радиальный с длинными роликами – 4;
- шариковый радиально-упорный однорядный – 6;
- роликовый конический – 7;
- шариковый упорный – 8.

Пример условного обозначения подшипника – 7208.

Читаем справа налево: первые две цифры (08) определяют диаметр подшипника (умножаем 08 на 5, $d = 40$ мм); третья цифра – серия (2 –

легкая серия); четвертая цифра – тип подшипника (7 – роликовый конический).

Для проектируемых машин подшипники качения не конструируются, а подбираются по таблицам каталога в зависимости от типа подшипника.

Выбор типа подшипника зависит от вида механической передачи, передаваемой мощности, требуемого срока службы машины (или отдельных узлов) и др.

В цилиндрических передачах выбирают шариковые, роликовые подшипники.

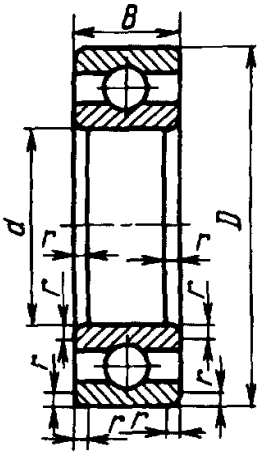


Рисунок 7

В курсовом проекте рекомендуется применять (рисунок 7) шариковый радиальный однорядный подшипник (ГОСТ 8338-75):

– для быстроходного (входного) вала – шариковые подшипники средней серии;
– для тихоходного (выходного) вала – шариковые подшипники легкой серии.

d, D – внутренний и наружный диаметры подшипника; B – ширина колец.

По диаметру вала под внутренним кольцом подшипника для назначенной серии находят все параметры подшипника, необходимые для дальнейшей конструкторской разработки. Рекомендуется значения записать в таблице, вид которой приведен ниже.

Основные параметры подшипников качения ГОСТ 8338-75

Параметр	Обозначение	Вал 1	Вал 2
Обозначение подшипника			
Диаметр отверстия внутреннего кольца, мм	d		
Диаметр наружной поверхности внешнего кольца, мм	D		
Ширина подшипника, мм	B		
Размер фаски подшипника, мм	r		
Диаметр тела качения, мм	D_w		

Шариковые радиальные однорядные подшипники
(по ГОСТ 8338-75)

Обозначение подшипников	d	D	B	r	Шарики		Масса, кг	C, кН	C_0, кН
					D_w	z			
Легкая серия диаметров 2, узкая серия ширин 0									
205	25	52	15	1,5	7,94	9	0,12	14,0	6,95
206	30	62	16	1,5	9,53	9	0,20	19,5	10,0
207	35	72	17	2,0	11,11	9	0,29	25,5	13,7
208	40	80	18	2,0	12,7	9	0,36	32,0	17,8
209	45	85	19	2,0	12,7	9	0,41	33,2	18,6
210	50	90	20	2,0	12,7	10	0,47	35,1	19,8
211	55	100	21	2,5	14,29	10	0,60	43,6	25,0
212	60	110	22	2,5	15,88	10	0,80	52,0	31,0
213	65	120	23	2,5	16,67	10	0,98	56,0	34,0
214	70	125	24	2,5	17,46	10	1,08	61,8	37,5
215	75	130	25	2,5	17,46	11	1,18	66,3	41,0
216	80	140	26	3,0	19,05	10	1,40	70,2	45,0
217	85	150	28	3,0	19,84	11	1,80	83,2	53,0
218	90	160	30	3,0	22,23	10	2,2	95,6	62,0
220	100	180	34	3,5	25,4	10	3,2	124,0	79,0
Средняя серия диаметров 3, узкая серия ширин 0									
304	20	52	15	2,0	9,53	7	0,14	15,9	7,8
305	25	62	17	2,0	11,51	7	0,23	22,5	11,4
306	30	72	19	2,0	12,3	8	0,34	28,1	14,6
307	35	80	21	2,5	14,29	7	0,44	33,2	18,0
308	40	90	23	2,5	15,08	8	0,63	41,0	22,4
309	45	100	25	2,5	17,46	8	0,83	52,7	30,0
310	50	110	27	3,0	19,05	8	1,08	61,8	36,0
311	55	120	29	3,0	20,64	8	1,35	71,5	41,5
312	60	130	31	3,5	22,23	8	1,70	81,9	48,0
313	65	140	33	3,5	23,81	8	2,11	92,3	56,0
314	70	150	35	3,5	25,4	8	2,60	104,0	63,0
315	75	160	37	3,5	26,99	8	3,10	112,0	72,5
316	80	170	39	3,5	28,58	8	3,60	124,0	80,0
317	85	180	41	4,0	30,16	8	4,30	133,0	90,0
318	90	190	43	4,0	31,75	8	5,10	143,0	99,0
320	100	215	47	4,0	36,51	8	7,00	174,0	132,0

Примечание: Пример обозначения радиального шарикового подшипника легкой серии диаметров 2, серии ширин 0 размерами $d = 50$ мм, $D = 110$ мм, $B = 22$ мм:

Подшипник 212 ГОСТ 8338-75

Подшипники должны быть надежно изолированы от внешней среды, чтобы исключить попадание пыли и грязи, а также вытекания смазки. Для

этих целей могут быть использованы ***манжеты*** (ГОСТ 8752-79).

Манжета – это уплотнение, представляющее собой кольцо, выполненное из армированной маслостойкой резины с пружинным браслетом (рисунок 7).

Каркас придает манжете жесткость и обеспечивает ее плотную посадку в корпусную деталь без дополнительного крепления. Браслетная пружина позволяет уплотняющей части манжеты плотно охватывать поверхность вала.

Манжету устанавливают в крышку подшипника, к валу она прижимается под действием собственных сил упругости и сил упругости пружины. Размеры манжет определяются по диаметру вала.

Наружное кольцо подшипника в корпусе крепится с помощью крышки, например, по ГОСТ 18511-73* или ГОСТ 18512-73*. Привертные крышки удобны в эксплуатации, т.к. обеспечивают доступ к отдельным подшипникам для их осмотра без разборки редуктора.

ГОСТ 18511-73* устанавливает конструкцию и размеры торцовых глухих крышек.

ГОСТ 18512-73* устанавливает конструкцию и размеры торцовых крышек с отверстием для манжетного уплотнения, предназначенных для герметизации узлов подшипников качения, осевой фиксации подшипников и восприятия осевых нагрузок. В качестве уплотнения применяются резиновые армированные манжеты для уплотнения валов по ГОСТ 8752-79.

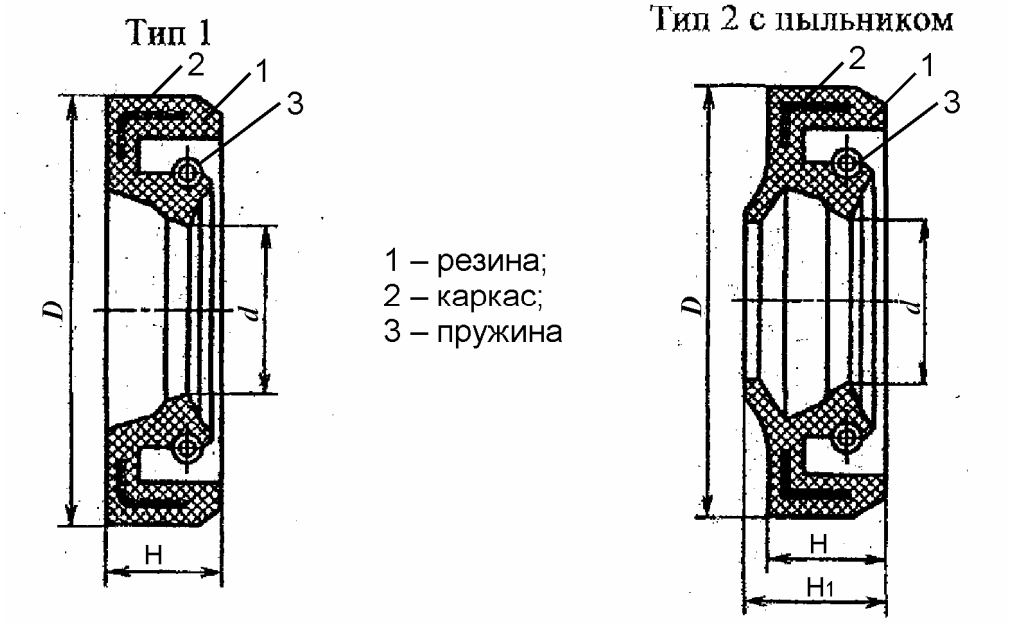


Рисунок 7. Манжеты резиновые армированные

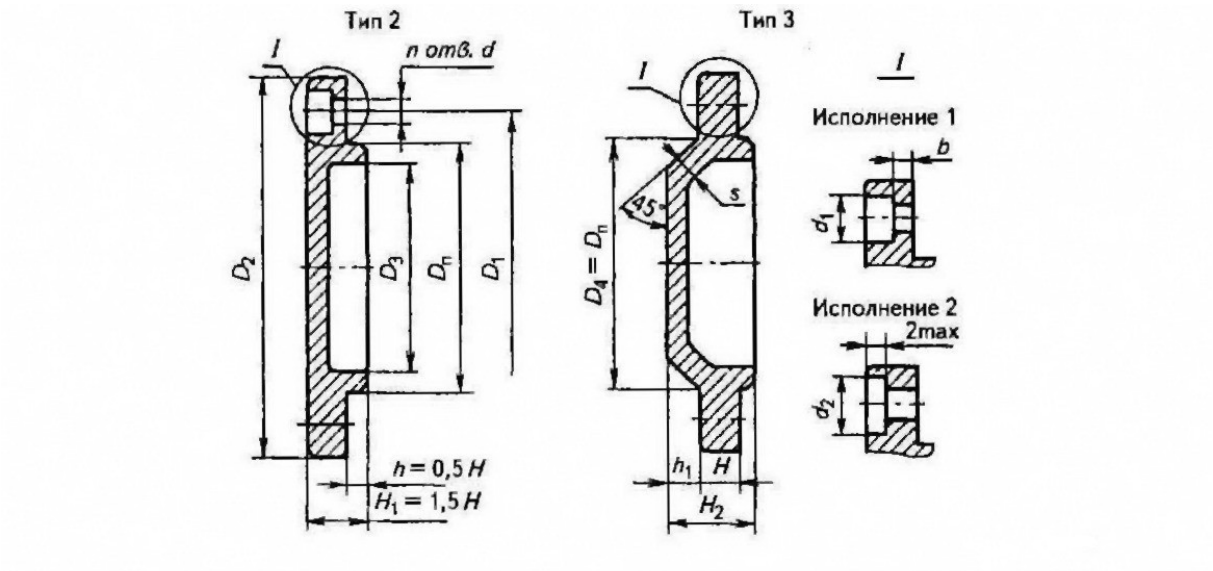
Основные размеры резиновых армированных манжет
(по ГОСТ 8752-79)

<table>
<tr><th colspan="2">Диаметр</th><th colspan="2">Ширина манжеты</th><th colspan="2">Диаметр</th><th colspan="2">Ширина манжеты</th></tr>
<tr><th>d</th><th>D</th><th>H</th><th>H_1</th><th>d</th><th>D</th><th>H</th><th>H_1</th></tr>
<tr><td>15</td><td>30,32</td><td rowspan="4">7</td><td rowspan="4">10</td><td>55,56,58</td><td>80</td><td rowspan="12">12</td><td rowspan="12">16</td></tr>
<tr><td>16</td><td>30,35</td><td>60</td><td>85</td></tr>
<tr><td>17</td><td>32</td><td>63,65</td><td>90</td></tr>
<tr><td>18,19,20</td><td>35</td><td>70,71</td><td>95</td></tr>
<tr><td>20,21,22</td><td>40</td><td rowspan="12">10</td><td rowspan="12">14</td><td>75</td><td>100</td></tr>
<tr><td>23,24</td><td>40</td><td>80</td><td>105</td></tr>
<tr><td>25</td><td>42</td><td>85</td><td>110</td></tr>
<tr><td>26</td><td>45</td><td>90,92,95</td><td>120</td></tr>
<tr><td>28</td><td>50</td><td>100</td><td>125</td></tr>
<tr><td>30,32</td><td>52</td><td>105</td><td>130</td></tr>
<tr><td>35</td><td>55</td><td>110</td><td>135</td></tr>
<tr><td>38</td><td>52,58</td><td>115</td><td>145</td></tr>
<tr><td>40</td><td>60,62</td><td>120</td><td>150</td></tr>
<tr><td>42</td><td>62</td><td>125</td><td>155</td></tr>
<tr><td>45</td><td>65</td><td>130</td><td>160</td><td rowspan="3">15</td><td rowspan="3">20</td></tr>
<tr><td>48,50</td><td>70</td><td rowspan="2">200</td><td rowspan="2">240</td></tr>
<tr><td>52</td><td>75</td></tr>
</table>

Примечание: Пример обозначения манжеты типа 1 для вала $d = 50$ мм с наружным диаметром $D = 70$ мм:

Манжета1-50×70 ГОСТ 8752-79

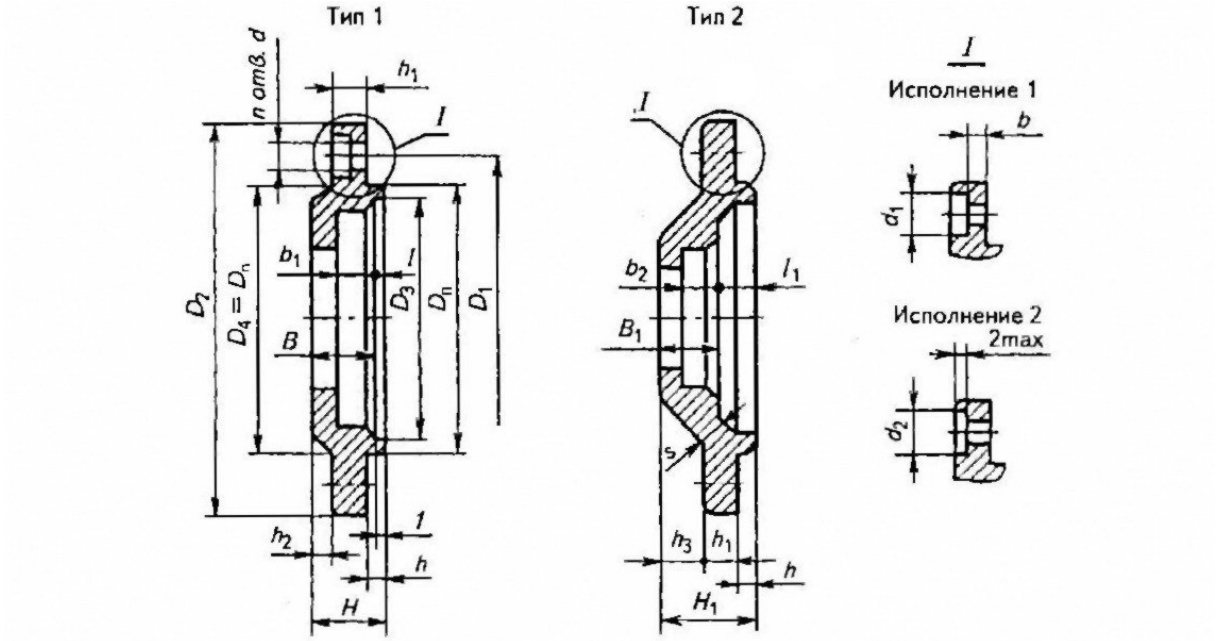
Размеры торцевых глухих крышек (ГОСТ 18511-73*)



$D_п$	D_1	D_2	D_3	Отверстия под винты (болты)				H	H_2	h_1	b	s
				d	d_1	d_2	n					
40; 42	54	70	34									
44; 47	60	78	38						20	5		
50; 52	66	82	44	7	12	14	4	10			4	5
55; 58	75	95	48									
60; 62			52						22	7		
65; 68	84	105	58									
70; 72	90	110	62				4					
75			64	9	15	20		12	26	8	4	6
80; 85	100	120	72				6					
90; 95	110	130	80									
100	120	145	90									
105; 110	130	155	95	11	18	24	6	15	32	9	5	7

Примечание: Пример обозначения глухой крышки типа 2 исполнения 1, диаметром $D = 62$ мм: *Крышка 21-62 ГОСТ 18511-73**

Размеры торцевых крышек с отверстием для манжетного уплотнения (ГОСТ 18512-73*)



$D_п$	D_1	D_2	D_3	D_4	Отверстия под винты (болты)				H	h	h_1	B	b	s	B_1	b_1	l	h_2
					d	d_1	d_2	n										
40; 42	54	70	34	40														
47	60	78	38	47								13			12	8		
52	66	82	44	50	7	12	14		15	5	10	13; 15				8; 11	2	
55	75	95	48	50														2
60; 62	78	95	52	60				4					4		12; 15			
65; 68	84	105	58	68													2; 3	
70; 72	90	110	62	72					17			15				11		
75	90	110	64	72	9	15	20			6	12						3	–
80; 85	100	120	72	80				6	18					6	15			
90; 95	110	130	80	92														3
100	120	145	90	100	11	18	24	6	23	8	15	18; 20	5	7	17	11; 13,6	3	–
105; 110	130	155	95	110								20						

Примечание: 1. Размер под манжетное уплотнение см. по ГОСТ 8752-79.

2. Диаметр отверстия в крышке определяют по соответствующему диаметру вала или втулки.

3. Пример обозначения крышки типа 1 исполнения 2 диаметром $D = 68$мм, с диаметром вала или втулки 35 мм:

*Крышка 12-68×35 ГОСТ 18512-73**

Продолжение компоновки редуктора

Тихоходный (выходной) вал.

1. Вычерчивают диаметр вала под колесом $d_2^* = d_к$ (рисунок 8).

2. Вычерчивают диаметр буртика $d_б$.

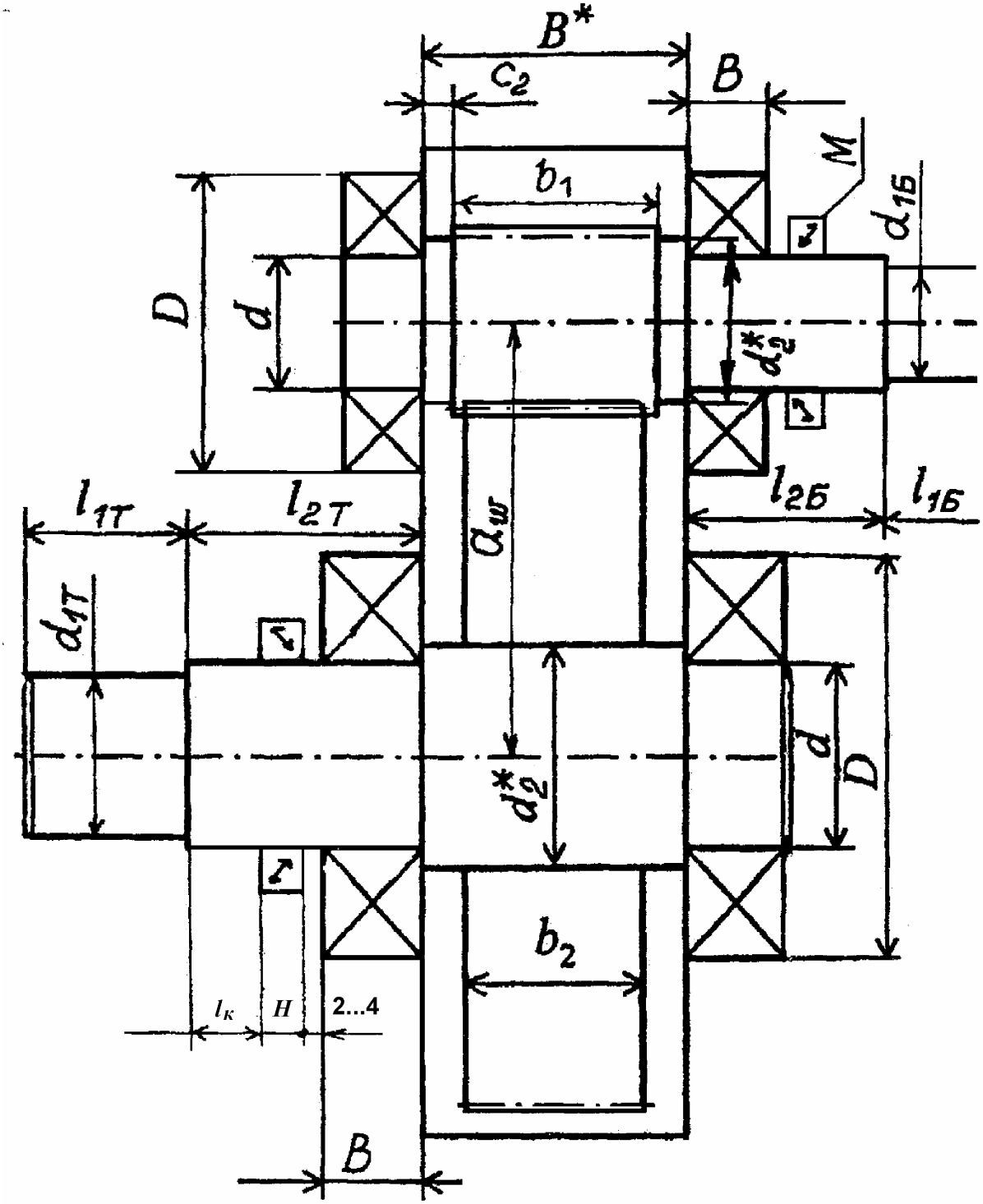


Рисунок 8. Продолжение компоновки редуктора

3. Вычерчивают участок вала под подшипник качения, установленный на конце вала. Длина участка определяется шириной подшипника B.

4. Вычерчивают участок вала под подшипник качения и уплотнительное устройство – манжет (М на рисунке 8). Манжету устанавливают на расстоянии $\geq 2\ldots4$ мм от внешнего торца подшипника и обводят только ее контур с проведением диагонали со стрелкой. Длину участка вала принимают

$$l_{2T} = B + H + (2\ldots4) + l_к.$$ Можно принять $l_к \geq 12$ мм.

5. Вычерчивают размеры цилиндрического конца вала, установленные в соответствии с ГОСТ 12080-66.

Быстроходный (входной) вал.

Вычерчивают участок вала между внутренними торцами подшипников и торцом шестерни, приняв численное значение диаметра вала d_2^*.

Компоновка вала аналогична компоновке тихоходного вала.

2.6. Общие рекомендации по конструкции элементов корпуса редуктора

Корпус предназначен для размещения в нем деталей узла, для обеспечения смазки передач и подшипников, а также для предохранения деталей от загрязнения и для восприятия усилий, возникающих при работе. Он должен быть прочным и жестким, так как при деформации корпуса возможен перекос валов, который приводит к неравномерности распределения нагрузки по длине зубьев зубчатой передачи. Для увеличения жесткости корпуса в местах расположения подшипников предусматривают бобышки (массивные приливы) и ребра.

Корпусные детали имеют сложную форму и металлоемки, их рекомендуется получать литьем из чугуна. Чугунные корпуса в редукторах способны поглощать шум и вибрацию.

Для удобства монтажа корпус обычно делают разъемным (см. рисунок 1). В горизонтальных редукторах плоскость разъема проходит по осям валов. Нижнюю часть корпуса называют основанием или корпусом, верхнюю – крышкой корпуса. Толщина стенки корпуса является основным конструктивным параметром.

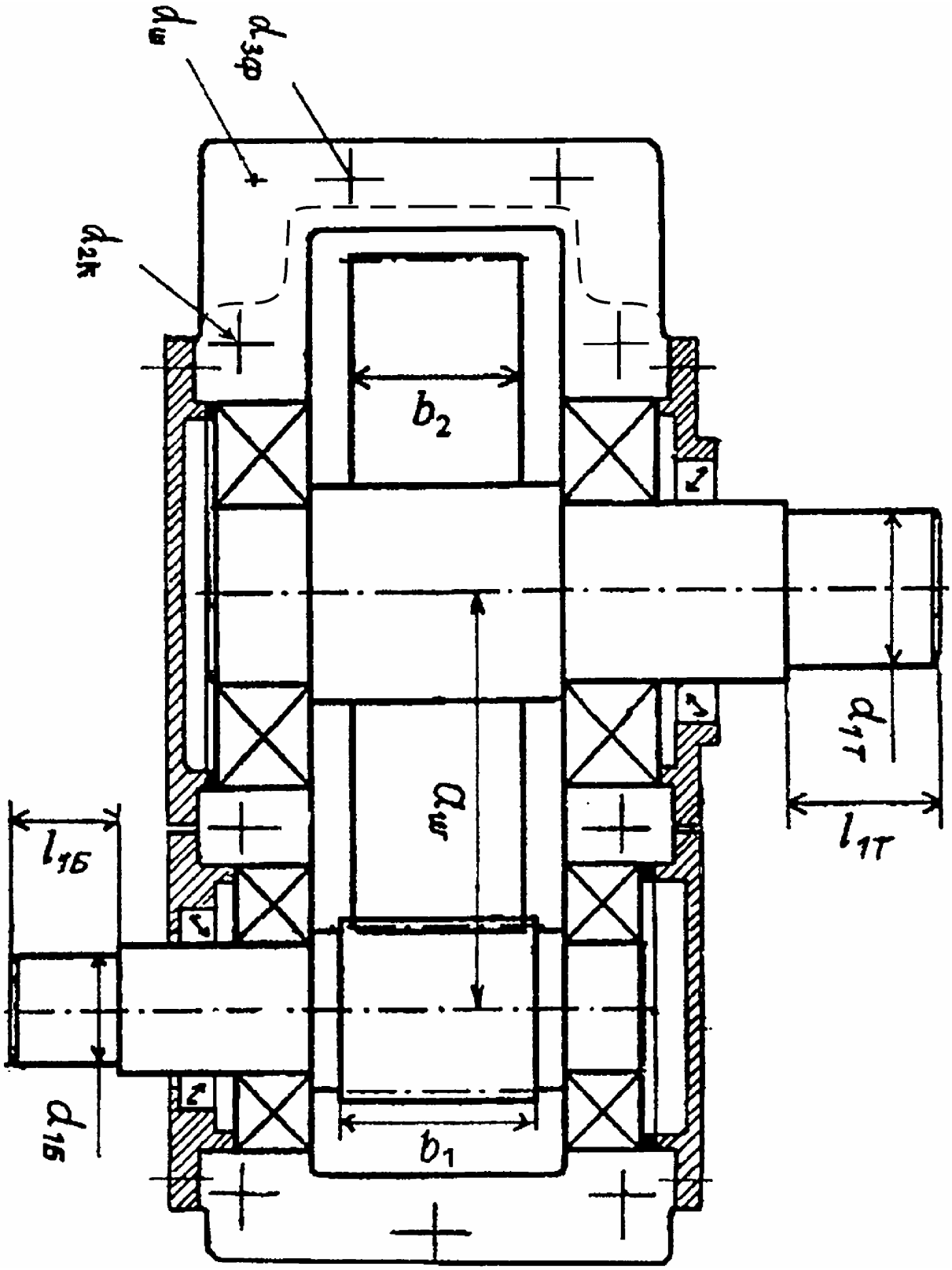


Рисунок 9. Продолжение компоновки редуктора

Внутренние стенки корпуса сопрягаются радиусом (рисунок 9)

$$r \geq 0{,}5\delta .$$

Толщина стенки корпуса δ ***и крышки редуктора*** δ_1 одноступенчатого цилиндрического редуктора может быть определена из соотношений:

$$\delta = 0{,}025 a_w + 1 \geq 6 \text{ мм}; \qquad \delta_1 = 0{,}02 a_w + 1 \geq 6 \text{ мм}.$$

Полученные данные округляют до целых чисел.

Толщина ребер $\delta_{реб} = \delta$ мм.

Крепление корпуса к основанию производят резьбовыми деталями. Диаметр фундаментных болтов определяется из соотношения

$$d_{1\Lambda} = \sqrt[3]{4T_2} \geq 12 \text{ мм}.$$

Крепление крышки к корпусу редуктора осуществляется стяжными болтами (рисунок 6). Диаметр стяжных болтов:

– подшипников $d_{2K} = 0{,}75 d_{1\Lambda}$ мм;

– соединяющих основание корпуса с крышкой

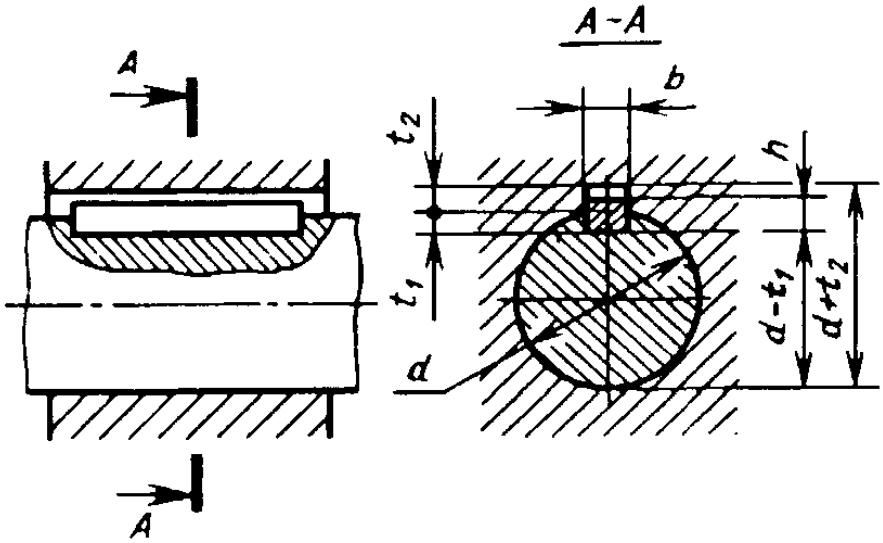
$$d_{3ф} = (0{,}5 \ldots 0{,}6)\ d_{1\Lambda} \text{ мм}.$$

Ширина фланца должна быть достаточной для размещения в них головки болта $\delta_ф = (\delta + 2{,}5 d_{3ф})$ мм.

2.7. Подбор шпонки

Для передачи вращающего момента от вала к ступице (или наоборот) и фиксации деталей на валу используется ***шпоночное соединение***.

Основная деталь соединения – шпонка, устанавливается в паз вала и соединяемой детали. Размеры шпонок стандартизованы. Наиболее часто применяются призматические шпонки ГОСТ 22360-78.



Размеры стандартной призматической шпонки b, h, l, а также глубину шпоночного паза на валу t_1 выбирают в зависимости от диаметра вала $d_к$ и длины ступицы колеса $l_{ст}$ по ГОСТ 22360-78 (таблица 8).

Таблица 8.

Призматические шпонки (по ГОСТ 23360-78)

Диаметр вала d, мм	Сечение шпонки $b \times h$, мм	Глубина паза, мм		Фаска для шпонки s, мм	Длина l, мм
		Вал t_1	Ступица t_2		
Св.12 до 17	5×5	3	2,3	0,25…0,4	10-56
Св.17 до 22	6×6	3	2,8		14-70
Св.22 до 30	8×7	4	3,3		18-90
Св.30 до 38	10×8	5	3,3	0,4…0,6	22-110
Св.38 до 44	12×8	5	3,3		28-140
Св.44 до 50	14×9	5,5	3,8		36-160
Св.50 до 58	16×10	6	4,3		45-180
Св.58 до 65	18×11	7	4,4		50-200
Св.65 до 75	20×12	7,5	4,9	0,6…0,8	56-220
Св.75 до 85	22×14	9	5,4		63-250
Св.85 до 95	25×14	9	5,4		70-280

Примечания: Пример обозначения шпонки с размерами $b = 18$ мм, $h = 11$ мм, $l = 100$ мм:

Шпонка 18×11×100 ГОСТ 23360-78.

Длину шпонки $l_ш = l_{ст} - (5\ldots10)$ мм принимают из стандартного ряда с учетом размеров поперечного сечения b и h.

Рабочая длина шпонки: $l_{рш} = l_ш - b$.

После выбора размеров шпонки необходимо выполнить проверочный расчет шпоночного соединения на прочность по напряжениям смятия боковых поверхностей (рисунок 10) при рабочей длине шпонки со скругленными краями $l_{рш}$.

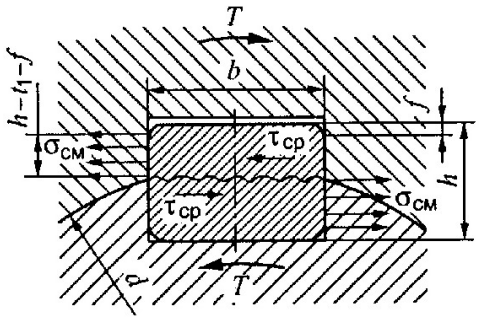


Рисунок 10. Расчетная схема соединения призматической шпонкой

Условие прочности на смятие: $\sigma_{см} = \dfrac{2 \cdot T_2}{d_к \cdot l_{рш}(h - t_1)} \le [\sigma_{см}]$,

$[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение смятия для шпоночных соединений со ступицами из стали; $[\sigma_{см}] = 110\ldots190$ МПа.

2.8. Проверочный расчет тихоходного вала на сопротивление усталости

Основными критериями работоспособности валов являются прочность и жесткость. Валы при работе испытывают циклически меняющиеся напряжения, приводящие к усталостному разрушению.

Основными расчетными нагрузками являются крутящий и изгибающий моменты.

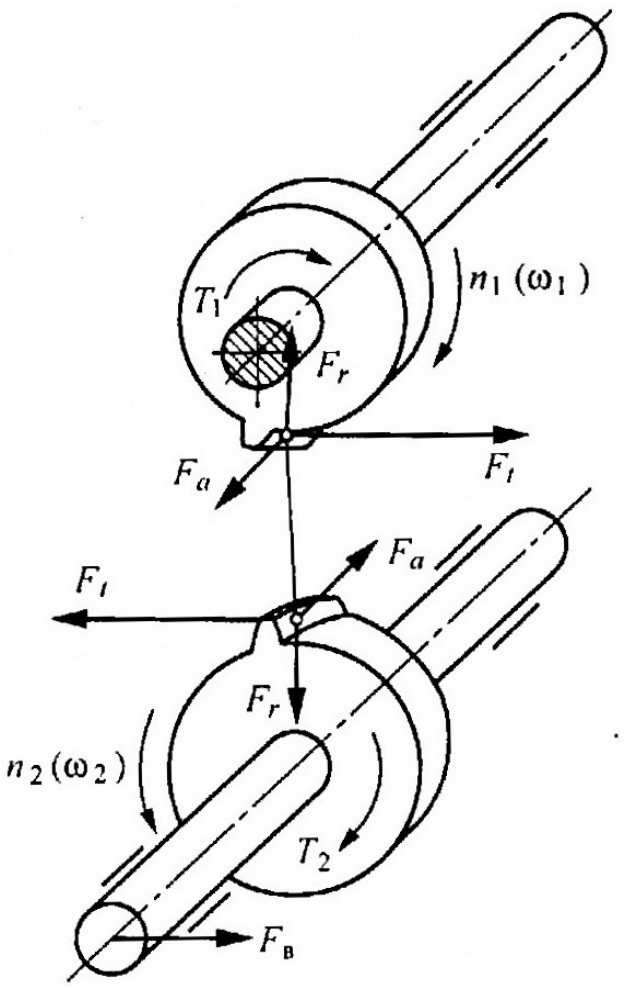


Рисунок 11 а

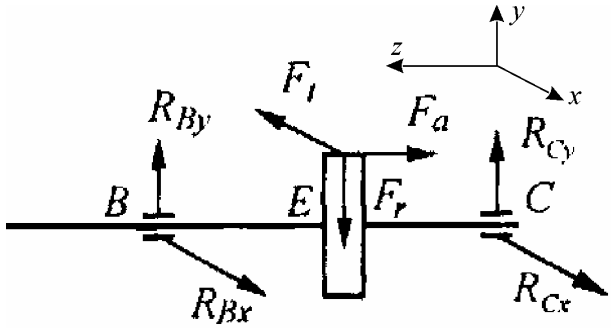


Рисунок 11 б

Крутящий момент, действующий в расчетном сечении вала, численно равен передаваемому вращающему моменту.

Проверочный расчет на сопротивление усталости производится после установления окончательной конструкции вала и его размеров в результате выполнения эскизной компоновки (рисунок 11).

При составлении расчетной схемы валы (рисунок 11 а) рассматриваются как прямые брусья, лежащие на шарнирных опорах (рисунок 11 б).

На расчетную схему наносятся все внешние силы, нагружающие вал, располагая их в соответствующих взаимно перпендикулярных плоскостях: горизонтальной XZ и вертикальной YZ.

Далее определив опорные реакции, строят эпюры изгибающих моментов M_x, M_y и эпюру крутящего момента T.

В курсовой работе за опасное сечение рекомендуется принять сечение, ослабленное шпоночной канавкой.

Механические характеристики сталей приведены в таблице 9.

Таблица 9.

Механические характеристики сталей

Марка стали	Диаметр заготовки, мм, не менее	Твердость НВ, не менее	Механические характеристики, МПа				
			$\sigma_в$	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}
40Х	Любой	200	730	500	280	320	200
	≤200	240	800	650	390	360	210
	≤120	270	900	750	450	410	240
40ХН	Любой	240	820	650	390	360	210
	≤200	270	920	750	450	420	250

Проверочный расчет на усталость заключается в определении фактического коэффициента запаса прочности в опасном сечении.

Коэффициент запаса усталостной прочности определяется по формуле:

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s],$$

где s_σ – коэффициенты запаса прочности по напряжениям изгиба;

s_τ – коэффициенты запаса прочности по напряжениям кручения;

$[s]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности. $[s] = 2\ldots2{,}5$.

Коэффициент запаса прочности определяются по формулам:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}\,\sigma_a + \psi_\sigma\,\sigma_m}; \qquad s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}\,\tau_a + \psi_\tau\,\tau_m},$$

где σ_{-1}, τ_{-1} – пределы выносливости материала вала при симметричном цикле изгиба и кручения;

$K_{\sigma D}$, $K_{\tau D}$ – коэффициенты концентрации напряжений, учитывающие влияние всех факторов на сопротивление усталости;

σ_a, τ_a – амплитуды циклов изменения нормальных и касательных напряжений;

ψ_σ, ψ_τ – коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений рекомендуется принять:

$$\psi_\sigma = 0{,}2; \qquad \psi_\tau = 0{,}5\psi_\sigma;$$

σ_m, τ_m – средние напряжения циклов изменения нормальных и касательных напряжений.

При расчете принимают, что нормальные напряжения изменяются по симметричному циклу, т.е.

$$\sigma_a = \sigma_{\max}, \qquad \sigma_m = 0,$$

а касательные – по отнулевому циклу

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2}.$$

Здесь $\sigma_{\max}$ и $\tau_{\max}$ – максимальные нормальные и касательные напряжения в опасном сечении.

Максимальные напряжения в опасном сечении определяются по формулам

$$\sigma_{\max} = \frac{M_\Sigma}{W}, \qquad \tau_{\max} = \frac{T}{W_p},$$

где M_Σ, T – суммарный изгибающий и крутящий моменты в опасном сечении;

W, W_p – осевой и полярный моменты сопротивления опасного сечения вала.

Моменты сопротивления сечений валов со шпоночной канавкой шириной b и глубиной t_1 рассчитываются по зависимостям

$$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}, \qquad W_p = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}.$$

Для определения суммарного изгибающего и крутящего моментов в опасном сечении необходимо составить расчетную схему вала, вычислить реакции опор, построить эпюры изгибающих моментов в горизонтальной и изгибающей плоскостях, а также эпюру крутящих моментов.

Суммарный изгибающий момент в сечении определяется выражением

$$M_\Sigma = \sqrt{M_x^2 + M_y^2},$$

где M_y, M_x – изгибающий момент в рассматриваемом сечении в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Коэффициенты концентрации напряжений в опасном сечении определяются по зависимостям

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_\sigma}{K_d} + \frac{1}{K_F} - 1 \right) \frac{1}{K_y}; \qquad K_{\tau D} = \left(\frac{K_\tau}{K_d} + \frac{1}{K_F} - 1 \right) \frac{1}{K_y},$$

где K_σ, K_τ – эффективные коэффициенты концентрации нормальных и касательных напряжений для концентратора – шпоночной канавки (таблица 10);

K_F – коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности вала в рассматриваемом сечении. При использовании легированных сталей для изготовления валов необходимо предусмотреть тонкое шлифование поверхностей, прилегающих к зонам концентрации напряжений, $K_F = 1$;

K_d – коэффициент, учитывающий масштабный фактор (таблица 11);

K_y – коэффициент, учитывающий влияние поверхностного упрочнения. При отсутствии $K_y = 1$.

Таблица 10.

Значения K_σ и K_τ для валов со шпоночной канавкой, выполненной концевой фрезой

$\sigma_в$, МПа	500	600	700	800	900	1000
K_σ	1,8	1,9	2,0	2,15	2,25	2,4
K_τ	1,4	1,6	1,75	1,9	2,0	2,2

Таблица 11.

Масштабный коэффициент K_d

d, мм	20	30	40	50	70	100
K_d	0,88	0,82	0,79	0,76	0,70	0,65

Если $s < [s]$, выносливость вала должна быть увеличена.

3. ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА С РЕДУКТОРОМ, СОДЕРЖАЩИМ ЦИЛИНДРИЧЕСКУЮ ПРЯМОЗУБУЮ ПЕРЕДАЧУ

Техническое задание на проектирование привода смесителя

Таблица 1

Исходные данные для проектирования привода смесителя

Наименование параметра	Ед. изм.	Задание 3
		Вариант 5
Крутящий момент на валу исполнительного механизма, $T_{им}$	Н·м	240
Угловая скорость вращения смесителя, ω, $с^{-1}$	$с^{-1}$	15

Привод должен содержать:

1. Электродвигатель. 2. Одноступенчатый прямозубый цилиндрический редуктор. 3. Ременную передачу. 4. Муфту. 5. Плиту.

Особые условия работы привода:

1. Выходной вал привода расположен горизонтально.

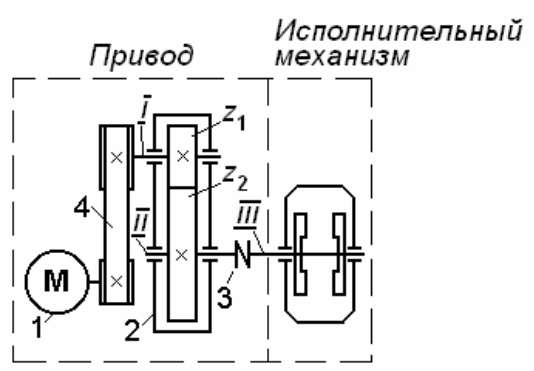
Введение

Смеситель представляет собой установку для приготовления вещества путем перемешивания нескольких компонентов. Например, для приготовления бетона перемешивают цемент, песок, воду, щебень в определенных пропорциях. Различают смесители циклического и непрерывного действия, передвижные и стационарные, с гравитационным и с принудительным перемешиванием компонентов.

Привод передвижного строительного смесителя содержит электродвигатель, открытую передачу – ременную, редуктор и муфту для соединения с исполнительным механизмом (барабаном смесителя).

1. Кинематический и силовой расчет привода

1.1. Состав привода



1– электродвигатель;
2 – редуктор;
3 – муфта;
4 – ременная передача;
z_1, z_2 – зубчатые колеса;
I ÷ III – валы.

1.2. Определение мощности электродвигателя

Мощность, необходимая по условию для работы смесителя (исполнительного механизма),

$$P_{им} = T_{им}\omega_{им} = 240 \cdot 15 = 3600 \text{ Вт} = 3{,}6 \text{ кВт}.$$

Необходимая мощность электродвигателя

$$P_{дв} = \frac{P_{им}}{\eta},$$

где η общее КПД привода.

Определим КПД привода.

$$\eta = \eta_{оп} \cdot \eta_р \cdot \eta_м.$$

Здесь $\eta_{оп}$ = 0,96 – КПД открытой (ременной) передачи, $\eta_р$ = 0,97 – КПД редуктора, $\eta_м$ = 0,98 – КПД муфты [1, 2].

Тогда η = 0,96·0,97·0,98 = 0,91.

$$P_{дв} = \frac{P_{им}}{\eta} = \frac{3{,}6}{0{,}91} = 3{,}96 \text{ кВт}.$$

1.3. Определение частоты вращений электродвигателя

Общее передаточное отношение привода.

$$i_{об} = \frac{n_{дв}}{n_{им}},$$

где $i_{об}$ – общее передаточное отношение привода; $n_{им} = \frac{30\omega_{им}}{\pi} = \frac{30 \cdot 15}{3{,}14} = 143{,}31$ об/мин (мин$^{-1}$) – частота вращения смесителя (исполнительного механизма).

$$i_{об} = i_{оп} \cdot i_р,$$

где $i_{оп}$ – передаточное отношение открытой (ременной) передачи; $i_р$ – передаточное отношение редуктора (зубчатой передачи).

В соответствии с рекомендациями [9] примем $i_{оп}$ = 3.

Расчеты сведем в таблицу 2.

Таблица 2

Параметры	Синхронная частота вращения электродвигателя $n_{дв}$, мин$^{-1}$			
	750	1000	1500	3000
Частота вращения исполни-тельного механизма $n_{им}$, мин$^{-1}$	143,31			
Общее передаточное отношение привода $i_{об}$	5,23	6,98	10,47	20,93
Передаточное отношение отк-рытой (ременной) передачи $i_{оп}$	3			
Передаточное отношение зуб-чатой передачи (редуктора) $i_р$	1,74	2,32	3,49	6,98

Из таблицы видно, что для рекомендуемой величины передаточного отношения цилиндрической зубчатой передачи $i_р$ = 2,5÷5,6 [13] подходят электродвигатели с синхронными частототами вращения $n_{дв}$= 1000 и 1500 мин$^{-1}$.

Примем для цилиндрической зубчатой передачи стандартное передаточное число $u = i_р$ = 3,15 [9] и электродвигатель с синхронной частотой вращения $n_{дв}$= 1500 мин$^{-1}$ (3-ий столбец таблицы).

1.4. Выбор стандартного электродвигателя

По справочным данным [13] выбираем асинхронный электродвигатель 100L4 ТУ 16-525.564-84 серии АИР мощностью $P_{дв}$ = 4 кВт. Электродвигатель имеет номинальную (рабочую) частоту вращения $n_{дв}$ = 1410 об/мин.

1.5. Уточненный кинематический расчет привода смесителя

В соответствии с принятыми стандартным передаточным числом редуктора $u = i_р$ = 3,15 и номинальной (рабочей) частотой вращения электродвигателя $n_{дв}$= 1410 мин$^{-1}$ уточним передаточное отношение открытой (ременной) передачи.

Определим общее передаточное отношение привода

$$i_{об} = \frac{n_{дв}}{n_{им}} = \frac{1410}{143{,}31} = 9{,}84.$$

Определим уточненное передаточное отношение открытой (ременной) передачи

$$i_{оп} = \frac{i_{об}}{u} = \frac{i_{об}}{i_р} = \frac{9{,}84}{3{,}15} = 3{,}12.$$

1.6. Распределение потока мощности по валам привода

$$P_{I} = P_{дв} \cdot \eta_{оп} = 4 \cdot 0{,}96 = 3{,}84 \text{ кВт} = 3840 \text{ Вт};$$

$$P_{II} = P_{I} \cdot \eta_р = 3{,}84 \cdot 0{,}97 = 3{,}72 \text{ кВт} = 3720 \text{ Вт};$$

$$P_{III} = P_{им} = P_{II} \cdot \eta_м = 3{,}72 \cdot 0{,}98 = 3{,}64 \text{ кВт} = 3640 \text{ Вт}.$$

1.7. Частоты вращения валов привода:

$$n_{\text{I}} = n_{дв} / i_{оп} = 1410 / 3{,}12 = 451{,}92 \text{ об/мин (мин}^{-1}\text{)};$$
$$n_{\text{II}} = n_{\text{I}} / i_{зп} = 451{,}92/3{,}15 = 143{,}47 \text{ мин}^{-1};$$
$$n_{\text{III}} = n_{\text{II}} = n_{им} = 143{,}47 \text{ мин}^{-1}.$$

1.8. Угловые скорости валов привода:

$$\omega_{\text{I}} = \pi \cdot n_{\text{I}}/30 = 3{,}14 \cdot 451{,}92/30 = 47{,}30 \text{ с}^{-1};$$
$$\omega_{\text{II}} = \pi \cdot n_{\text{II}}/30 = 3{,}14 \cdot 143{,}47/30 = 15{,}16 \text{ с}^{-1};$$
$$\omega_{\text{III}} = \omega_{\text{II}} = \omega_{им} = 15{,}16 \text{ с}^{-1}.$$

Отклонение фактического значения $\omega_{им} = 15{,}16$ с$^{-1}$ от заданного $\omega_{им} = 15$ составляет 1,1 %.

1.9. Крутящие моменты на валах привода

$$T_{\text{I}} = P_{\text{I}}/\omega_{\text{I}} = 3840/47{,}30 = 81{,}18 \text{ Н·м};$$
$$T_{\text{II}} = P_{\text{II}}/\omega_{\text{II}} = 3720/15{,}16 = 245{,}38 \text{ Н·м};$$
$$T_{\text{III}} = T_{им} = P_{\text{III}}/\omega_{\text{III}} = 3640/15{,}16 = 240{,}10 \text{ Н·м}.$$

Отклонение фактического значения $T_{им} = 240{,}10$ Н·м от заданного $T_{им} = 240$ Н·м составляет 0,04 %.

2. Выбор материала и допускаемых напряжений зубчатых колес

2.1. Выбор материала зубчатых колес редуктора

Для зубчатых колес редуктора выбираем сталь 40Х. Заготовка – поковка. Термическая обработка зубчатых колес – улучшение до твердости НВ240…260 [13]. Для улучшенной стали 40Х с твердостью НВ 240…260 предел прочности $\sigma_{\text{В}} = 850$ МПа, предел текучести $\sigma_{\text{Т}} = 550$ МПа.

Примем для ведущего зубчатого колеса (шестерни) твердость – НВ 260, ведомого колеса – НВ 240.

Присвоим шестерне и ведомому колесу соответственно индексы 1 и 2.

2.2. Расчет допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]$ зубьев шестерни и колеса редуктора

Допускаемые контактные напряжения:

для шестерни $[\sigma_H]_1 = \dfrac{\sigma_{H\lim b_1}}{S_H} \cdot K_{HL1}$;

для колеса $[\sigma_H]_2 = \dfrac{\sigma_{H\lim b_2}}{S_H} \cdot K_{HL2}$.

Здесь σ_{Hlimb1} и σ_{Hlimb2} – пределы контактной выносливости шестерни и колеса [13, табл. 8.9]; $S_H = 1{,}1$[13] – коэффициент безопасности; K_{HL1} и K_{HL2} – коэффициенты долговечности шестерни и колеса. Редуктор работает при постоянной нагрузке, поэтому $K_{HL1} = K_{HL2} = 1$.

Пределы контактной выносливости [13, табл. 8.9]:

для шестерни $\sigma_{Hlimb1} = 2\text{НВ} + 70 = 2 \cdot 260 + 70 = 590$ МПа.

для колеса $\sigma_{Hlimb2} = 2\text{НВ} + 70 = 2 \cdot 240 + 70 = 550$ МПа.

Окончательно имеем:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H\lim b_1}}{S_H} \cdot 1 = \frac{590}{1{,}1} \cdot 1 = 536{,}36 \text{ МПа;}$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H\lim b_2}}{S_H} \cdot 1 = \frac{550}{1{,}1} \cdot 1 = 500{,}00 \text{ МПа.}$$

Для прямозубых передач за расчетное $[\sigma_H]$ принимают меньшее из напряжений $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$.

Для косозубых передач расчетное $[\sigma_H] = 0{,}5([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2)$.

2.3. Расчет допускаемых напряжений изгиба $[\sigma_F]$ зубьев колес редуктора

Допускаемые напряжения изгиба:

для шестерни $[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F\lim b_1}}{S_F} \cdot K_{FL1} \cdot K_{FC}$;

для колеса $[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F\lim b_2}}{S_F} \cdot K_{FL2} \cdot K_{FC}$.

Здесь ($\sigma_{F\lim b1}$; $\sigma_{F\lim b2}$) и (K_{FL1}; K_{FL2}) – базовые напряжения изгиба и коэффициенты долговечности соответственно шестерни и колеса; S_F = 1,55…1,75 – коэффициент безопасности; K_{FC} – коэффициент влияния приложения нагрузки к зубу (при односторонней нагрузке K_{FC} = 1[13]); K_{FL1} и K_{FL2} – коэффициенты долговечности шестерни и колеса. Редуктор работает при постоянной нагрузке, поэтому $K_{FL1} = K_{FL2} = 1$.

Базовые напряжения изгиба [13, табл. 8.9]:

для шестерни $\sigma_{F\lim b1} = 1{,}8 \cdot HB_1 = 1{,}8 \cdot 260 = 468$ МПа;

для колеса $\sigma_{F\lim b2} = 1{,}8 \cdot HB_2 = 1{,}8 \cdot 240 = 432$ МПа.

Окончательно имеем:

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F\lim b_1}}{S_F} \cdot K_{FL1} \cdot K_{FC} = \frac{468}{1{,}65} \cdot 1 \cdot 1 = 283{,}63 \text{ МПа ;}$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F\lim b_2}}{S_F} \cdot K_{FL2} \cdot K_{FC} = \frac{432}{1{,}65} \cdot 1 \cdot 1 = 261{,}82 \text{ МПа.}$$

3.Определение размеров зубчатых колес цилиндрической прямозубой передачи (схема а)

Определим делительный диаметр шестерни z_1 редуктора

$$d_1 = 1{,}35\sqrt[3]{\frac{E_{np} T_1 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \psi_{bd}} \left(\frac{u+1}{u}\right)},$$

где $u = z_2/z_1$ – передаточное число зубчатой передачи, $u = i_{зп} = i_p = 3{,}15$; E_{np} – приведенный модуль упругости (E_{np}=2,1·10^5 МПа); T_1 – крутящий момент на валу I; $T_1 = T_I$ = 81,18 Н·м = 81,18·10^3 Н·мм; $K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по ширине зуба; $[\sigma_H]$ = 500 МПа – допускаемое контактное напряжение зубьев колес. $\psi_{bd} = b_2/d_1$ – коэффициент ширины шестерни.

Определит коэффициент ширины шестерни

$$\psi_{bd} = 0{,}5\,\psi_{ba}(u+1).$$

Для симметричного положения колес относительно опор примем ψ_{ba} = 0,4 [13].

$$\psi_{bd} = 0{,}5\,\psi_{ba}(u+1) = 0{,}5 \cdot 0{,}4(3{,}15 + 1) = 0{,}83.$$

Коэффициент неравномерности нагрузки по ширине зуба $K_{H\beta}$ определяется по табл. 3 в зависимости от параметра ψ_{bd}.

Значения коэффициентов неравномерности нагрузки по ширине зуба $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ для цилиндрических зубчатых колес с твердостью НВ ≤ 350

Таблица 3

Относительная ширина колеса $\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_{w1}}$	$K_{H\beta}$			$K_{F\beta}$		
	Расчет на контактную прочность			Расчет на изгибную прочность		
	Шестерня расположена между опорами симметрично	Шестерня расположена между опорами несимметрично	Консольное расположение одного из колес	Шестерня расположена между опорами симметрично	Шестерня расположена между опорами несимметрично	Консольное расположение одного из колес
0,2	1,0	1,0	1,07	1,0	1,01	1,13
0,4	1,0	1,02	1,15	1,01	1,04	1,28
0,6	1,01	1,04	1,24	1,02	1,07	1,50
0,8	1,03	1,06	1,35	1,05	1,11	1,70
1,0	1,04	1,08	–	1,08	1,15	–
1,2	1,05	1,10	–	1,10	1,20	–
1,4	1,07	1,13	–	1,13	1,25	–
1,6	1,08	1,16	–	1,16	1,32	–

Для симметричного положения колес относительно опор примем $\psi_{ba} = 0,4$ [13].

$$\psi_{bd} = 0,5\,\psi_{ba}(u+1) = 0,5 \cdot 0,4(3,15 + 1) = 0,83.$$

Для $\psi_{bd} = 0,83$ имеем $K_{H\beta} = 1,04$ [9].

В результате получим

$$d_1 = 1,35\sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 81,18 \cdot 10^3 \cdot 1,04}{[500]^2 \cdot 0,83} \cdot \frac{3,15+1}{3,15}} = 1,35\sqrt[3]{0,112 \cdot 10^6} = 65,07 \text{ мм.}$$

Известно, что $d = m \cdot z$, где m – модуль зацепления. Для силовых передач модуль $m \geq 1,5$.

Принимаем по рекомендациям [1, 2]: $z_1 = 17$.

Получим $m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{65,07}{17} = 3,83$ мм.

Примем стандартное значение модуля $m = 4$ [9, 13].

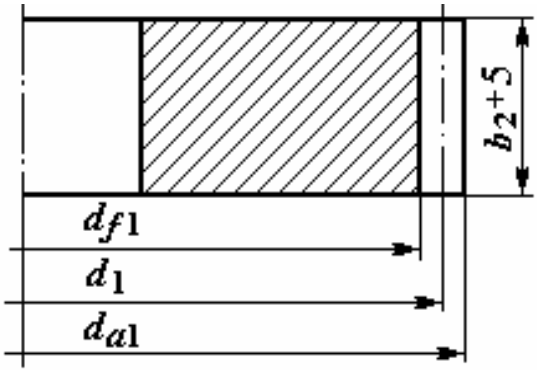
<u>Примечание.</u> Следует принимать ближайший больший по значению стандартный модуль.

Расчет геометрические параметров зубчатых колес приведен в табл. 3.

Основные геометрические параметры зубчатых колес

Таблица 3

Параметр	Обозна-чение	Ед. изм.	Расчетная формула	Шестерня	Зубчатое колесо
Число зубьев	$z_{1(2)}$		$\frac{z_2}{z_1} = u$	z_1=17	z_2 =3,15·17=53,55 Примем z_2 = 54
Модуль	m	мм		m =4	
Делительный диаметр	$d_{1(2)}$	мм	$d = m \cdot z$	d_1=4·17=68	d_2 =4·54=216
Диаметр вершин зубьев	$d_{a1(2)}$	мм	$d_a = m\,(z + 2)$	d_{a1}=4(17+2)=76	d_{a2}=4(54+2)= 224
Диаметр впадин зубьев	$d_{f1(2)}$	мм	$d_f = m\,(z - 2{,}5)$	d_f=4(17–2,5)=58	d_{f2}=4(54–2,5)=206
Межосевое расстояние	a_w	мм	$a_w = 0{,}5(d_1 + d_2)$	a_w = 0,5(68+216)=142	
Ширина зубчатых колес	$b_{1(2)}$	мм	$b_1 = b_2 + 5$, $b_2 = \psi_{bd} \cdot d_1$	b_1=57+5=62	b_2=0,83·68= 56,44 Примем b_2 = 57



4. Проверка прочности зубьев

4.1. Проверка контактной прочности зубьев

$$\sigma_H = 1{,}18\sqrt{\frac{E_{np} T_1 K_{H\beta} K_{Hv}}{d_{w1}^2 b_2 \sin 2\alpha_w}\left(\frac{u+1}{u}\right)} \le [\sigma_H],$$

где d_{w1}= d_1 – начальный диаметр шестерни; α_w = 20° – угол зацепления; K_{Hv} – коэффициент динамической нагрузки (табл. 6).

Значения коэффициента динамической нагрузки K_{Hv}

Таблица 6

Степень точности	Твердость поверхности зубьев*	Коэффициенты	Окружная скорость v, м/с				
			1	3	5	8	10
8-я	*а*	K_{Hv}	$\frac{1,05}{1,02}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,24}{1,10}$	$\frac{1,38}{1,15}$	$\frac{1,48}{1,19}$
		K_{Fv}	$\frac{1,10}{1,04}$	$\frac{1,30}{1,12}$	$\frac{1,48}{1,19}$	$\frac{1,77}{1,30}$	$\frac{1,96}{1,38}$
	б	K_{Hv}	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,24}{1,09}$	$\frac{1,30}{1,12}$
		K_{Fv}	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,24}{1,09}$	$\frac{1,30}{1,12}$
9-я	*а*	K_{Hv}	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,06}$	$\frac{1,28}{1,11}$	$\frac{1,45}{1,18}$	$\frac{1,56}{1,22}$
		K_{Fv}	$\frac{1,11}{1,04}$	$\frac{1,33}{1,12}$	$\frac{1,56}{1,22}$	$\frac{1,90}{1,36}$	$\frac{-}{1,45}$
	б	K_{Hv}	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,28}{1,11}$	$\frac{1,35}{1,14}$
		K_{Fv}	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,28}{1,11}$	$\frac{1,35}{1,14}$

* *а* – HB ≤ 350, *б* – $HRC_э \geq 40$

П р и м е ч а н и е. В числителе приведены данные для прямозубых колес, в знаменателе – для косозубых

Для определения KH_v вычислим окружную скорость

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,068 \cdot 451,92}{60} = 1,61 \text{ м/с}.$$

Из табл. 6 для 8-й степени точности имеем K_{Hv} =1,10.

$$\sigma_{H1} = 1,18\sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 81,18 \cdot 10^3 \cdot 1,04 \cdot 1,10}{68^2 \cdot 57 \cdot \sin 40^\circ}\left(\frac{3,15+1}{3,15}\right)} = 460,53 < [500]$$ – контактная прочность шестерни обеспечена.

$$\sigma_{H2} = 1,18\sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 245,38 \cdot 10^3 \cdot 1,04 \cdot 1,10}{216^2 \cdot 57 \cdot \sin 40^\circ}\left(\frac{3,15+1}{3,15}\right)} = 252,06 < [500]$$ – контактная прочность зубчатого колеса обеспечена.

4.2. Проверочный расчет зубьев по напряжениям изгиба

$$\sigma_F = \frac{Y_{FS} F_t K_{F\beta} K_{Fv}}{b_w m} \leq [\sigma_F],$$

где Y_{FS} – коэффициент формы зуба; F_t – окружная сила; $K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по ширине зуба (табл. 4); K_{Fv} – коэффициент динамической нагрузки (табл. 6); $[\sigma_F]$ – допускаемое напряжениям изгиба зубьев колес ($[\sigma_F]_1$ = 283,63 МПа, $[\sigma_F]_2$ = 261,82 МПа).

По рис. 8.20 [13] для нулевых колес (x = 0) имеем: Y_{FS1} = 4,3 (z_1=17); Y_{FS2} = 3,75 (z_2 =216).

$[\sigma_F]_1/Y_{FS1}$ = 283,63/4,30 = 65,96 МПа; $[\sigma_F]_2/Y_{FS2}$ = 261,82/3,75 = 69,81 МПа. Расчет выполняем по шестерне, у которой соотношение $[\sigma_F]/Y_{FS}$ меньше.

Для ψ_{bd} = 0,83 из табл. 3 имеем $K_{F\beta}$ = 1,05.

По табл. 6 получим K_{Fv} =1,20 (v_1= 1,61 м/с; 8–я степень точности).

Учитывая, что F_{t1}= $2T_1 \cdot 10^3/d_1$=(2·81,18 ·10^3)/68=2387,65 Н, получим

$\sigma_{F1} = \frac{4{,}30 \cdot 2387{,}65 \cdot 1{,}05 \cdot 1{,}20}{57 \cdot 4}$ = 56,74 < $[\sigma_F]_1$ = 283,63 МПа. Условие прочности выполняется.

Из сравнения σ_{H1} и σ_{F1} видно, что для закрытой передачи основным критерием работоспособности является контактная, а не изгибная прочность.

4. Проверка прочности зубьев шестерни при перегрузках

Перегрузки, возникающие при пуске электродвигателя, могут привести к потере статической прочности зубьев шестерни рядовой ступени редуктора. Максимальные контактные $\sigma_{H\max}$ и изгибные $\sigma_{F\max}$ напряжения при действии пикового момента должны удовлетворять условиям:

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{K_П} \le [\sigma_H]_{\max};$$

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F K_П \le [\sigma_F]_{\max}.$$

Здесь σ_H, σ_F – расчетные контактные и изгибные напряжения; $[\sigma_H]_{\max}$ и $[\sigma_F]_{\max}$ – предельные допускаемые контактные и изгибные напряжения; $K_П$ = 2,2 – коэффициент перегрузки [9].

Для нормализованных, улучшенных или объемно закаленных сталей $[\sigma_H]_{\max}$ = $2{,}8\sigma_T$. Для сталей с твердостью H ≤ 350HB $[\sigma_F]_{\max} \approx 0{,}8\sigma_T$.

Для стали 40Х с твердостью H ≤ 350HB принято: σ_T = 700 МПа, поэтому $[\sigma_H]_{\max}$ =2,8·700=1960 МПа, $[\sigma_F]_{\max} \approx 0{,}8\sigma_T$=0,8·700=560 МПа.

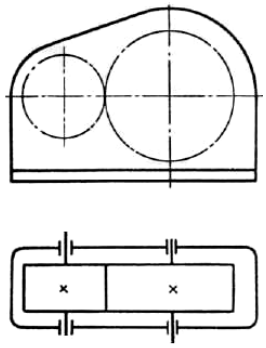
Таким образом, условия прочности для шестерни при перегрузках будут:

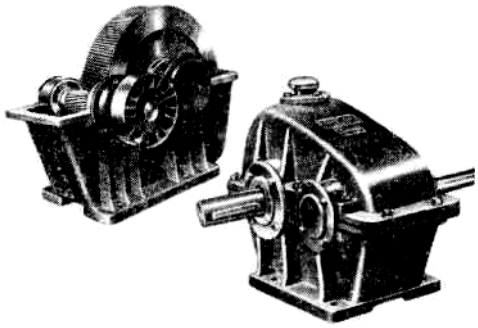
$$\sigma_{H1\max} = \sigma_{H1}\sqrt{K_П} = 460{,}53\sqrt{2{,}2} = 651{,}29 \text{ МПа} \le [\sigma_H]_{\max} = 1960 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F1\max} = \sigma_{F1}K_П = 56{,}74 \cdot 2{,}2 = 124{,}83 \text{ МПа} \le [\sigma_F]_{\max} = 560 \text{ МПА}.$$

Условия прочности выполняются.

5. Разработка эскизного проекта редуктора



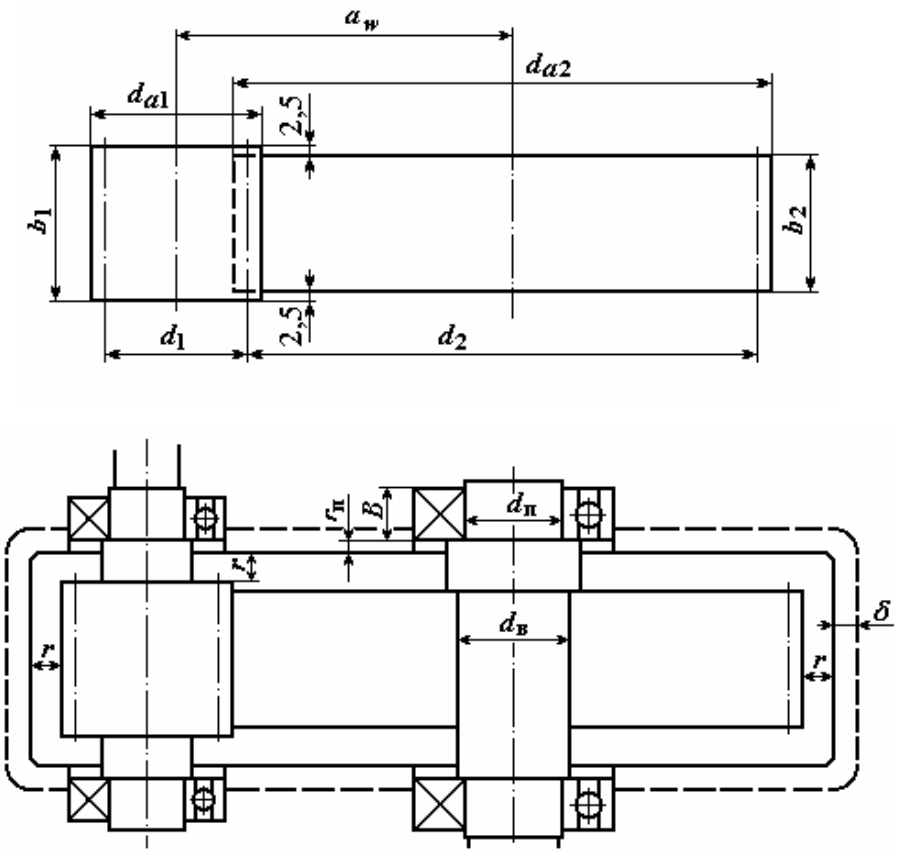


На листе ватмана формата А1 сначала строится вид редуктора при снятой крышке (см. рисунки 13 и 14), а затем выше строится вид редуктора спереди.

Чертежи в машиностроении выполняются в миллиметрах, при этом указание размерности не делается.

Если редуктор имеет небольшие размеры, то нужно использовать принятые увеличивающие масштабы М 2:1; М 5:1; М 10:1.

Если по расчетным размерам редуктор получается слишком большим, то следует использовать уменьшающие масштабы М 1:2; М 1:2,5; М 1:3; М 1:5.

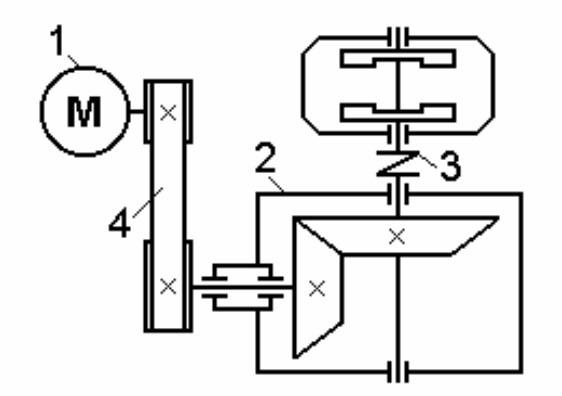


4. ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА С РЕДУКТОРОМ, СОДЕРЖАЩИМ КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ КОЛЕСА

Техническое задание на проектирование привода смесителя

Спроектировать привод смесителя в соответствии с графиком загрузки и исходными данными, приведенными в табл. 1. Редуктор привода содержит прямозубую коническую передачу.

Кинематические схемы привода



На схемах: 1– электродвигатель; 2 – редуктор; 3 – муфта; 4 – ременная передача.

Таблица 1. Исходные данные для проектирования привода смесителя

Наименование параметра	Ед. изм.	Схема 3
		Вариант 5
Крутящий момент на валу исполнительного механизма, $T_{им}$	Н·м	240
Угловая скорость вращения смесителя, ω,	$с^{-1}$	15

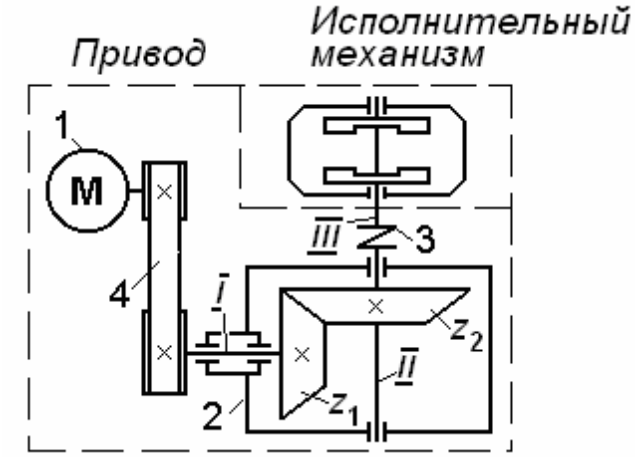
Введение

Смеситель представляет собой установку для приготовления вещества путем перемешивания нескольких компонентов. Например, для приготовления бетона перемешивают цемент, песок, воду, щебень в определенных пропорциях. Различают смесители циклического и непрерывного действия, передвижные и стационарные, с гравитационным и с принудительным перемешиванием компонентов.

Привод передвижного строительного смесителя содержит электродвигатель, открытую передачу – ременную, редуктор и муфту для соединения с исполнительным механизмом (барабаном смесителя).

1. Кинематический и силовой расчет привода

1.1. Кинематическая схема привода



На схеме указаны: 1– электродвигатель; 2 – редуктор; 3 – муфта; 4 – ременная передача; z_1, z_2 – зубчатые колеса, I ÷ III – валы.

1.2. Определение мощности электродвигателя

Мощность, необходимая по условию для работы смесителя (исполнительного механизма),

$$P_{им} = T_{им}\omega_{им} = 240 \cdot 15 = 3600 \text{ Вт} = 3{,}6 \text{ кВт}.$$

Необходимая мощность электродвигателя

$$P_{дв} = \frac{P_{им}}{\eta},$$

где η общее КПД привода.

Общее КПД привода:

$$\eta = \eta_{оп} \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{м} = 0{,}96 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}98 = 0{,}91.$$

Здесь $\eta_{оп}$ = 0,96 – КПД открытой (ременной) передачи, $\eta_{зп} = \eta_{р}$ = 0,97 – КПД зубчатой передачи (редуктора), $\eta_{м}$ = 0,98 – КПД муфты [9, 13].

Тогда

$$P_{дв} = \frac{P_{им}}{\eta} = \frac{3{,}6}{0{,}91} = 3{,}96 \text{ кВт}.$$

1.3. Определение частоты вращений электродвигателя

Общее передаточное отношение привода.

$$i_{об} = \frac{n_{дв}}{n_{им}} = i_{оп} \cdot i_{зп},$$

где $n_{им} = \frac{30\omega_{им}}{\pi} = \frac{30 \cdot 15}{3{,}14} = 143{,}31$ об/мин (мин$^{-1}$) – частота вращения смесителя. $i_{оп}$ – передаточное отношение открытой (ременной) передачи; $i_{зп}$ – передаточное отношение зубчатой передачи (редуктора).

В соответствии с рекомендациями [9] примем $i_{оп}$ = 3.

Расчеты сведем в таблицу 2.

Таблица 2

Параметры	Синхронная частота вращения электродвигателя $n_{дв}$, мин$^{-1}$			
	750	1000	1500	3000
Частота вращения исполнитель-ного механизма $n_{им}$, мин$^{-1}$	143,31			
Общее передаточное отношение привода $i_{об}$	5,23	6,98	10,47	20,93
Передаточное отношение открытой (ременной) передачи $i_{оп}$	3			
Передаточное отношение зубчатой передачи (редуктора) $i_{зп}$	1,74	2,32	3,49	6,98

Из таблицы видно, что рекомендуемому диапазону передаточных отношений $i_{зп}$ = 1,6÷5,6 [9] для одноступенчатых редукторов с цилиндрической или конической зубчатыми передачами подходят электродвигатели с синхронными частототами вращения $n_{дв}$= 750, 1000 и 1500 мин$^{-1}$.

Примем для зубчатой передачи стандартное передаточное число $u = i_{зп} = i_p$ = 3,15 [13] и электродвигатель с синхронной частотой вращения $n_{дв}$ = 1500 мин$^{-1}$ (3-й столбец таблицы). Здесь использовано – электродвигатель с большей частотой вращения имеет меньшую массу и габариты.

1.4. Выбор стандартного электродвигателя

По справочной данным [13] выбираем асинхронный электродвигатель 100L4 серии АИР мощностью $P_{дв}$ = 4 кВт. Электродвигатель имеет номинальную (рабочую) частоту вращения $n_{дв}$ = 1410 об/мин.

1.5. Уточненный кинематический расчет привода смесителя

В соответствии с принятыми стандартным передаточным числом редуктора u = 3,15 и номинальной (рабочей) частотой вращения электродвигателя $n_{дв}$= 1410 мин$^{-1}$ уточним передаточное отношение открытой (ременной) передачи.

Определим общее передаточное отношение привода

$$i_{об} = \frac{n_{дв}}{n_{им}} = \frac{1410}{143{,}31} = 9{,}84.$$

Определим уточненное передаточное отношение открытой (ременной) передачи

$$i_{оп} = \frac{i_{об}}{u} = \frac{i_{об}}{i_{зп}} = \frac{9{,}84}{3{,}15} = 3{,}12.$$

1.6. Распределение потока мощности по валам привода

$P_{I} = P_{дв} \cdot \eta_{оп}$ = 4·0,96 = 3,84 кВт = 3840 Вт;

$P_{II} = P_{I} \cdot \eta_{р}$ = 3,84·0,97 = 3,72 кВт = 3720 Вт;

$P_{III} = P_{им} = P_{II} \cdot \eta_м$ = 3,72·0,98 = 3,64 кВт = 3640 Вт.

1.7. Частоты вращения валов привода:

$n_I = n_{дв} / i_{оп}$ =1410 /3,12 = 451,92 об/мин (мин $^{-1}$);

$n_{II} = n_I / i_{зп}$ = 451,92/3,15 = 143,47 мин $^{-1}$;

$n_{III} = n_{II} = n_{им}$ = 143,47 мин $^{-1}$.

1.8. Угловые скорости валов привода:

$\omega_I = \pi \cdot n_I/30$ = 3,14·451,92/ 30 = 47,30 с$^{-1}$;

$\omega_{II} = \pi \cdot n_{II}/30$ = 3,14·143,47/30 = 15,16 с$^{-1}$;

$\omega_{III} = \omega_{II} = \omega_{им}$ = 15,16 с$^{-1}$.

Отклонение фактического значения $\omega_{им}$ = 15,16 с$^{-1}$ от заданного $\omega_{им}$ =15 составляет 1,1 %.

1.9. Крутящие моменты на валах привода

$T_I = P_I/\omega_I$ = 3840/47,30 = 81,18 Н·м;

$T_{II} = P_{II}/\omega_{II}$ = 3720/15,16 = 245,38 Н·м;

$T_{III} = T_{им} = P_{III}/\omega_{III}$ = 3640/15,16 = 240,10 Н·м.

Отклонение фактического значения $T_{им}$ = 240,10 Н·м от заданного $T_{им}$ = 240 Н·м составляет 0,04%.

2. Выбор материала и допускаемых напряжений зубчатых колес

2.1. Выбор материала зубчатых колес редуктора

Выбираем сталь 40Х. Заготовка – поковка. Термическая обработка зубчатых колес – улучшение до твердости НВ240…260 [13]. Для улучшенной стали 40Х с твердостью НВ 240…260 предел прочности $\sigma_В$ = 850 МПа, предел текучести $\sigma_Т$ = 550 МПа.

Примем для шестерни твердость – НВ 260, ведомого колеса – НВ 240.

Присвоим шестерне и ведомому колесу индексы 1 и 2.

2.2. Расчет допускаемых контактных напряжений [σ_H] зубьев шестерни и колеса

Допускаемые контактные напряжения:

для шестерни $[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H\lim b_1}}{S_H} \cdot K_{HL1}$;

для колеса $[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H\lim b_2}}{S_H} \cdot K_{HL2}$.

Здесь σ_{Hlimb1} и σ_{Hlimb2} – пределы контактной выносливости шестерни и колеса [1, табл. 8.9]; S_H = 1,1[13] – коэффициент безопасности; K_{HL1} и K_{HL2} – коэффициенты долговечности шестерни и колеса. Редуктор работает при постоянной нагрузке, поэтому $K_{HL1} = K_{HL2}$ =1.

Пределы контактной выносливости [13, табл. 8.9]:

для шестерни σ_{Hlimb1} = 2НВ + 70 = 2·260 + 70 = 590 МПа.

для колеса σ_{Hlimb2} = 2НВ + 70 = 2·240 + 70 = 550 МПа.

Окончательно имеем:

$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H\lim b_1}}{S_H} \cdot 1 = \frac{590}{1,1} \cdot 1 = 536,36$ МПа;

$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H\lim b_2}}{S_H} \cdot 1 = \frac{550}{1,1} \cdot 1 = 500,00$ МПа.

Для прямозубых передач за расчетное $[\sigma_H]$ принимают меньшее из напряжений $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$.

Для косозубых передач расчетное $[\sigma_H] = 0{,}5([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2)$.

2.3. Расчет допускаемых напряжений изгиба $[\sigma_F]$ зубьев колес редуктора

Допускаемые напряжения изгиба:

для шестерни $[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F\lim b_1}}{S_F} \cdot K_{FL1} \cdot K_{FC}$;

для колеса $[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F\lim b_2}}{S_F} \cdot K_{FL2} \cdot K_{FC}$.

Здесь ($\sigma_{F\lim b1}$; $\sigma_{F\lim b2}$) и (K_{FL1}; K_{FL2}) – базовые напряжения изгиба и коэффициенты долговечности соответственно шестерни и колеса; S_F= 1,55…1,75 – коэффициент безопасности; K_{FC} – коэффициент влияния приложения нагрузки к зубу (при односторонней нагрузке K_{FC} = 1[13]); K_{FL1} и K_{FL2} – коэффициенты долговечности шестерни и колеса. Редуктор работает при постоянной нагрузке, поэтому $K_{FL1} = K_{FL2} = 1$.

Базовые напряжения изгиба [13, табл. 8.9]:

для шестерни $\sigma_{F\lim b1} = 1{,}8 \cdot HB_1 = 1{,}8 \cdot 260 = 468$ МПа;

для колеса $\sigma_{F\lim b2} = 1{,}8 \cdot HB_2 = 1{,}8 \cdot 240 = 432$ МПа.

Окончательно имеем:

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F\lim b_1}}{S_F} \cdot K_{FL1} \cdot K_{FC} = \frac{468}{1{,}65} \cdot 1 \cdot 1 = 283{,}63 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F\lim b_2}}{S_F} \cdot K_{FL2} \cdot K_{FC} = \frac{432}{1{,}65} \cdot 1 \cdot 1 = 261{,}82 \text{ МПа}.$$

3. Определение размеров зубчатых колес прямозубой конической передачи

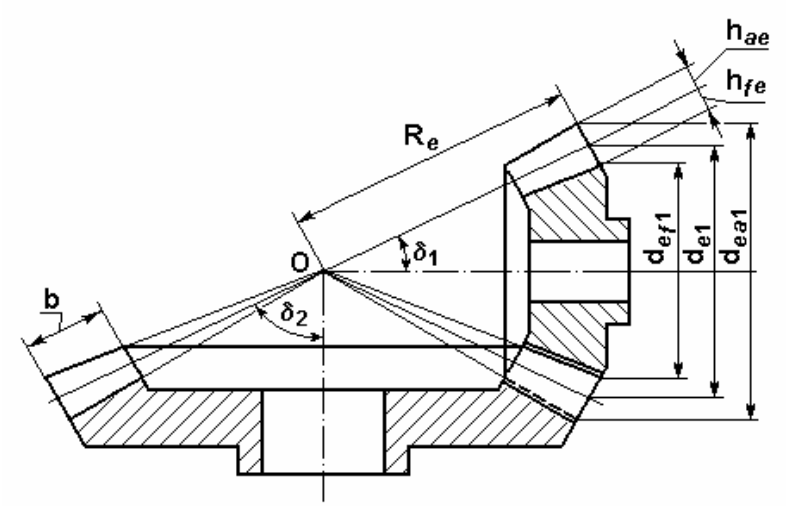
Внешний диаметр зубчатого колеса z_2

$$d_{e2} = 2{,}9 \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_2 \cdot u \cdot K_{H\beta}}{\vartheta_H [\sigma_H]^2}},$$

где $u = z_2/z_1$ – передаточное число зубчатой передачи, $u = i_{зп} = i_p = 3{,}15$; E_{np} – приведенный модуль упругости (E_{np}=2,1·10^5 МПа); T_2 – крутящий момент на валу II; $T_2 = T_{II}$ = 245,38 Н·м = 245,38·10^3 Н·мм; $K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по ширине зуба; $[\sigma_H]$ = 500 МПа – допускаемое контактное напряжение зубьев колес.

Коэффициент неравномерности нагрузки по ширине зуба $K_{H\beta}$ определяется по табл. 4 в зависимости от параметра $\frac{K_{be} \cdot u}{2 - K_{be}}$. Здесь u = 3,15 – передачточное число конической передачи. Рекомендуемое значение K_{be} = 0,285. $\frac{K_{be} \cdot u}{2 - K_{be}} = \frac{0{,}285 \cdot 3{,}15}{2 - 0{,}285} = \frac{0{,}898}{1{,}715} = 0{,}52.$

По табл. 4 для $\frac{K_{be} \cdot u}{2 - K_{be}} = 0{,}52$ при роликовых опорах получим $K_{H\beta}$ = 1,1.



В результате имеем

$$d_{e2} = 2{,}9 \cdot \sqrt[3]{\frac{2{,}1 \cdot 10^5 \cdot 245{,}38 \cdot 10^3 \cdot 3{,}15 \cdot 1{,}1}{0{,}85 \cdot [500]^2}} = 2{,}9 \cdot \sqrt[3]{0{,}842 \cdot 10^6} = 273{,}71 \text{ мм.}$$

Вычислим внешний делительный диаметр шестерни z_1:

$$d_{e1} = \frac{d_{e2}}{u} = \frac{273{,}71}{3{,}15} = 86{,}89 \text{ мм.}$$

Значения коэффициентов неравномерности нагрузки по ширине зуба $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ для конических прямозубых колес с твердостью НВ ≤ 350 и консольном расположением относительно опор одного из колес

Таблица 4

Относительная ширина эквивалентного конического колеса $\frac{K_{be} \cdot u}{1 - K_{be}}$	$K_{H\beta}$		$K_{F\beta}$	
	Расчет на контактную прочность		Расчет на изгибную прочность	
	шариковые подшипники в опорах	роликовые подшипники в опорах	шариковые подшипники в опорах	роликовые подшипники в опорах
0,2	1,07	1,04	1,13	1,08
0,4	1,14	1,08	1,29	1,15
0,6	1,23	1,13	1,47	1,25
0,8	1,34	1,18	1,70	1,35
1,0	–	1,23	–	1,45

Определим модуль передачи при условии $z_{1\min} \geq 18$:

$$m_{te} = \frac{d_{e1}}{z_{1\min}} = \frac{86{,}89}{18} = 4{,}83 \text{ мм.}$$

Примем $m_{te} = m = 5$ мм.

Примечание. Следует принимать ближайший больший по значению стандартный модуль.

Расчет геометрических параметров зубчатых колес приведен в таблице 5.

Таблица 5. Основные геометрические параметры конической передачи

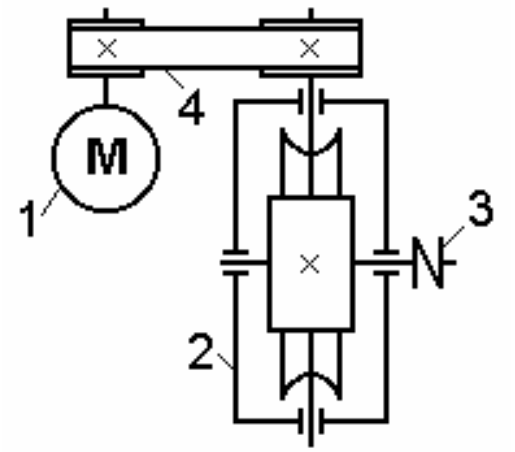
Параметр	Обозначение	Ед. изм.	Расчетная формула	Шестерня	Зубчатое колесо
Число зубьев	$z_{1(2)}$		$\frac{z_2}{z_1} = u$, где u = 3,15	z_1=18	z_2 =3,15·18=56,7 Примем z_2 = 57
Модуль	m	мм	$m = m_{te}$	m =5	
Внешний делительный диаметр	$d_{e1(2)}$	мм	$d_e = m \cdot z$	d_{e1}=5·18=90	d_{e2} =5·57=285
Внешние конусное расстояние	R_e	мм	$R_e = 0{,}5 m_{te} \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$	$R_e = 0{,}5 \cdot 5 \cdot \sqrt{18^2 + 57^2} = 149{,}44$	
Угол делительного конуса.	$\delta_{1(2)}$	Град	$\delta_1 = arctg(1/u)$, $\delta_2 = 90° - \delta_1$	$\delta_1 = arctg(1/3{,}15) = 17{,}61$	δ_2=90°–17,61= =72,39
Высота головки зуба	$h_{ae1(2)}$	Мм	$h_{ae} = m_{te}$.	h_{ae1}=5	h_{ae2} =5
Высота ножки зуба	$h_{fe1(2)}$	мм	$h_{fe} = 1{,}2 m_{te}$	h_{fe1}=1,2·5= 6	h_{fe2} =1,2·5= 6
Внешний диаметр вершин зубьев	$d_{ae1(2)}$	мм	$d_{ae1(2)} = d_{e1(2)} + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos\delta_{1(2)}$	d_{ae1} = 90+ +2·5·cos17,61 =99,53	d_{ae2} = 285+ +2·5·cos72,39=288
Внешний диаметр впадин зубьев	$d_{fe1(2)}$	мм	$d_{fe1} = d_{e1(2)} - 2 \cdot h_{fe} \cdot \cos\delta_{1(2)}$	d_{fe1} = 90– 2·6·cos17,61= 78,56	d_{fe2} = 285– –2·6·cos72,39=281,4
Ширина зубчатого венца	b	мм	b =0,285 ·R_e	b =0,285 ·149,44=42,59 Примем b = 43 Условие $b \le 10 \cdot m_{te}$ = 50 выполняется	

5. ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА С РЕДУКТОРОМ, СОДЕРЖАЩИМ ЧЕРВЯЧНУЮ ПЕРЕДАЧУ

Техническое задание на проектирование привода смесителя

Спроектировать привод смесителя в соответствии с графиком загрузки и исходными данными, приведенными в табл. 1. Редуктор привода червячную передачу.

Кинематическая схема привода



На схемах: 1– электродвигатель; 2 – редуктор; 3 – муфта;
4 – ременная передача.

Таблица 1

Исходные данные для проектирования привода смесителя

Наименование параметра	Ед. изм.	Вариант 1
Крутящий момент на на валу исполнительного механизма, $T_{им}$	Н·м	650
Угловая скорость вращения смесителя, ω,	$с^{-1}$	3,5

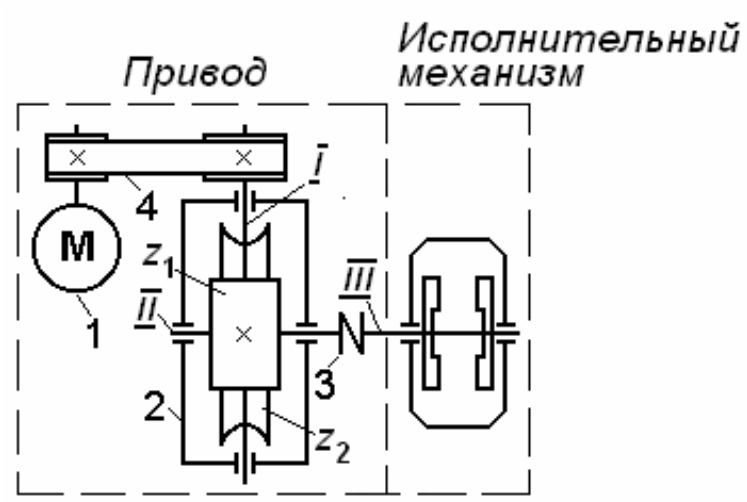
Введение

Смеситель представляет собой установку для приготовления вещества путем перемешивания нескольких компонентов. Например, для приготовления бетона перемешивают цемент, песок, воду, щебень в определенных пропорциях. Различают смесители циклического и непрерывного действия, передвижные и стационарные, с гравитационным и с принудительным перемешиванием компонентов.

Привод передвижного строительного смесителя содержит электродвигатель, открытую передачу – ременную, редуктор и муфту для соединения с исполнительным механизмом (барабаном смесителя).

1. Кинематический и силовой расчет привода

1.1. Кинематические схемы привода



На схеме указаны: 1– электродвигатель; 2 – редуктор; 3 – муфта; 4 – ременная передача; z_1 и z_2 – червяк и червячное колесо, I ÷ III – валы.

1.2. Определение мощности электродвигателя

Мощность на исполнительном механизме

$$P_{им} = T_{им}\omega_{им} = 650 \cdot 3{,}5 = 2275 \text{ Вт} = 2{,}275 \text{ кВт}.$$

Необходимая мощность электродвигателя

$$P_{дв} = \frac{P_{им}}{\eta},$$

где η – общее КПД привода.

Общее КПД привода:

$$\eta = \eta_{оп} \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{м} = 0{,}96 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}98 = 0{,}75.$$

Здесь $\eta_{оп}$ = 0,96 – КПД открытой (ременной) передачи, $\eta_{зп} = \eta_{р}$ = 0,8 – КПД черячной передачи (редуктора), $\eta_{м}$ = 0,98 – КПД муфты [9, 13].

Тогда

$$P_{дв} = \frac{P_{им}}{\eta} = \frac{2{,}275}{0{,}75} = 3{,}03 \approx 3 \quad \text{кВт}.$$

1.3. Определение частоты вращений электродвигателя

Общее передаточное отношение привода.

$$i_{об} = \frac{n_{дв}}{n_{им}} = i_{оп} \cdot i_{чп},$$

где $n_{им} = \frac{30\omega_{им}}{\pi} = \frac{30 \cdot 3{,}5}{3{,}14} = 33{,}44$ об/мин (мин$^{-1}$) – частота вращения смесителя. $i_{оп}$ – передаточное отношение открытой (ременной) передачи; $i_{чп}$ – передаточное отношение червячной передачи (редуктора).

В соответствии с рекомендациями [9] примем $i_{оп}$ = 3.

Расчеты сведем в таблицу 2.

Таблица 2

Параметры	Синхронная частота вращения электродвигателя $n_{дв}$, мин$^{-1}$			
	750	1000	1500	3000
Частота вращения исполнитель-ного механизма $n_{им}$, мин$^{-1}$	33,44			
Общее передаточное отношение привода $i_{об}$	22,43	29,90	44,86	89,71
Передаточное отношение открытой (ременной) передачи $i_{оп}$	3			
Передаточное отношение зубчатой передачи (редуктора) $i_{зп}$	7,47	9,97	14,95	29,90

Из табл. 2 видно, что рекомендуемому диапазону передаточных отношений червячных передач $i_{чп}$ = 8÷63 [13] подходят электродвигатели с синхронными частототами вращения $n_{дв}$= 1000, 1500 и 3000 мин$^{-1}$.

Наибольшим КПД обладают червячной передачи с числом заходов червяка z_1 = 4. Для них рекомендуемый диапазон передаточных отношений составляет $i_{чп}$ = 8÷16 [13]. Примем для червячной передачи с числом заходов червяка z_1 = 4 стандартное передаточное число $u = i_{чп} = i_p$ = 14 [9] и электродвигатель с синхронной частотой вращения $n_{дв}$ = 1500 мин$^{-1}$ (3-й столбец таблицы). Здесь использовано известное свойство – электродвигатель с большей частотой вращения имеет меньшую массу и габариты.

1.4. Выбор стандартного электродвигателя

Выбираем асинхронный электродвигатель 100S4 серии АИР мощностью $P_{дв}$= 3 кВт [13]. Электродвигатель имеет номинальную (рабочую) частоту вращения $n_{дв}$ = 1410 об/мин.

1.5. Уточненный кинематический расчет привода смесителя

В соответствии с принятыми стандартным передаточным числом редуктора u = 3,15 и номинальной (рабочей) частотой вращения электродвигателя $n_{дв}$= 1410 мин$^{-1}$ уточним передаточное отношение открытой (ременной) передачи.

Определим общее передаточное отношение привода

$$i_{об} = \frac{n_{дв}}{n_{им}} = \frac{1410}{33,44} = 42,16.$$

Определим уточненное передаточное отношение открытой (ременной) передачи

$$i_{оп} = \frac{i_{об}}{u} = \frac{i_{об}}{i_{зп}} = \frac{42,16}{14} \approx 3,0.$$

1.6. Распределение потока мощности по валам привода

$P_{I} = P_{дв} \cdot \eta_{оп} = 3 \cdot 0{,}96 = 2{,}88$ кВт = 2880 Вт;

$P_{II} = P_{I} \cdot \eta_{р} = 2{,}88 \cdot 0{,}8 = 2{,}30$ кВт = 2300 Вт;

$P_{III} = P_{им} = P_{II} \cdot \eta_{м} = 2{,}30 \cdot 0{,}98 = 2{,}25$ кВт = 2250 Вт.

1.7. Частоты вращения валов привода:

$n_{I} = n_{дв} / i_{оп} = 1410/3{,}0 = 470$ об/мин (мин $^{-1}$);

$n_{II} = n_{I} / i_{чп} = 470/14 = 33{,}57$ мин $^{-1}$;

$n_{III} = n_{II} = n_{им} = 33{,}57$ мин $^{-1}$.

1.8. Угловые скорости валов привода:

$\omega_{I} = \pi \cdot n_{I}/30 = 3{,}14 \cdot 470/30 = 49{,}19$ с$^{-1}$;

$\omega_{II} = \pi \cdot n_{II}/30 = 3{,}14 \cdot 33{,}57/30 = 3{,}51$ с$^{-1}$;

$\omega_{III} = \omega_{II} = \omega_{им} = 3{,}51$ с$^{-1}$.

Отклонение фактического значения $\omega_{им} = 3{,}51$ с$^{-1}$ от заданного $\omega_{им} = 3{,}5$ составляет 0,3 %.

1.9. Крутящие моменты на валах привода

$T_{I} = P_{I}/\omega_{I} = 2880/49{,}19 = 58{,}55$ Н·м;

$T_{II} = P_{II}/\omega_{II} = 2300/3{,}51 = 655{,}27$ Н·м;

$T_{III} = T_{им} = P_{III}/\omega_{III} = 2250/3{,}51 = 641{,}02$ Н·м.

Отклонение фактического значения $T_{им} = 641{,}02$ Н·м от заданного $T_{им} = 650$ Н·м составляет 1,4 %.

2. Выбор материалов и допускаемых напряжений червячной передачи

2.1. Выбор материалов для червяка и червячного колеса

Для передачи, работающей с перерывами и редко испытывающей максимальные перегрузки, изготовим червяк из стали 40Х. Витки червяка закалим токами высокой частоты (ТВЧ) до твердости HRC 50…55.

Червячные колеса изготавливают из материалов, обладающих антифрикционными и противозадирными свойствами. Повышенный износ и заедание червячных передач связаны с высокими скоростями скольжения. По допускаемым скоростям скольжения, материалы червячных колес разбиты на три группы.

Группа I - оловянные бронзы. Скорости скольжения $V_S > 5$ м/с.

Группа II - безоловянные бронзы. Скорости скольжения $V_S = 2 \div 5$ м/с.

Группа III - серые чугуны. Применяют при скорости скольжения $V_S < 2$ м/с.

Определим скорость скольжения червячной передачи по зависимости

$$V_S = (4 \div 5) n_1 \cdot 10^{-4} \sqrt[3]{T_2},$$

где n_1 – частота вращения червяка, мин$^{-1}$; T_2 – крутящий момент на валу червячного колеса, Н·м.

$$V_S = 5 \cdot 470 \cdot 10^{-4} \sqrt[3]{655{,}27} = 2{,}04 \text{ м/с}.$$

Будем изготавливать червячные колеса из бронзы БрАЖ9-4 при $\sigma_т = 200$ МПа и $\sigma_в = 400$ МПа (материал II-ой группы [13]). Способ отливки заготовки – в кокиль.

2.2. Расчет допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]$ и напряжений изгиба $[\sigma_F]$

Для червячного колеса из бронзы БрАЖ9-4 по рекомендациям [13] имеем:

$$[\sigma_H] = 300 - 25 V_S = 300 - 25 \cdot 2{,}04 = 249 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F] = 0{,}25\sigma_т + 0{,}08\sigma_в = 0{,}25\cdot 200 + 0{,}08\cdot 400 = 82 \text{ МПа}.$$

3. Определение размеров червячной передачи

Межосевое расстояния a_w в мм при проектировочном расчете определяют по формуле:

$$a_w = 0{,}625\left(\frac{q}{z_2}+1\right)\sqrt[3]{\frac{E_{пр}T_2}{[\sigma_H]^2\left(\frac{q}{z_2}\right)}},$$

где z_2 – число зубьев червячного колеса; q – коэффициент диаметра червяка; $E_{пр}$ – приведенный модуль упругости бронзы ($E_{пр}$ = $0{,}9\cdot 10^5$ МПа); T_2 = 655,27 Н·м – крутящий момент на валу червячного колеса, Н·мм; $[\sigma_H]$ =249 МПа – допускаемое контактное напряжение для материала венца червячного колеса, МПа.

Число зубьев червячного колеса

$$z_2 = u\cdot z_1 = 14\cdot 4 = 56,$$

где u = 14 – передаточное число червячной передачи; z_1 = 4 – число заходов червяка.

Из условия жесткости определим коэффициент диаметра червяка

$$q \approx (0{,}212\ldots 0{,}25)\, z_2.$$

Примем $q = 0{,}23z_2 = 0{,}23\cdot 56 = 12{,}88$.

Примем ближайшего стандартного значения q = 12,5 [9].

Ориентировочное значение межосевого расстояния a_w будет

$$a_w = 0{,}625\left(\frac{12{,}5}{56}+1\right)\sqrt[3]{\frac{0{,}9\cdot 10^5\cdot 655{,}27\cdot 10^3}{249^2\cdot\frac{12{,}5}{56}}} = 124{,}0 \text{ мм}.$$

Для межосевого расстояния примем ближайшее стандартное значение [1]: a_w = 125 мм.

Осевой модуль червяка, равный торцевому модулю червячного колеса, определим по формуле

$$m = \frac{2a_w}{z_2+q} = \frac{2\cdot 125}{12{,}5+56} = 3{,}65\ .$$

Ближайшее стандартного значение m = 3,5 мм [9].

Определим коэффициент смещения инструмента при принятом межосевом расстоянии

$$x = \frac{a_w}{m} - 0{,}5(q + z_2) = \frac{125}{3{,}5} - 0{,}5(12{,}5+56) = 35{,}71 - 34{,}25 = 1{,}46.$$

Для исключения подрезания и заострения зубьев червячного колеса коэффициент смещения должен быть в интервале $-1 \le x \le 1$. Если при расчете x это условие не выполняется, то следует варьировать значениями q и z_2. Рекомендуется z_2 изменить в пределах 1...2 зубьев, чтобы не превысить допускаемое отклонение передаточного числа u (4%).

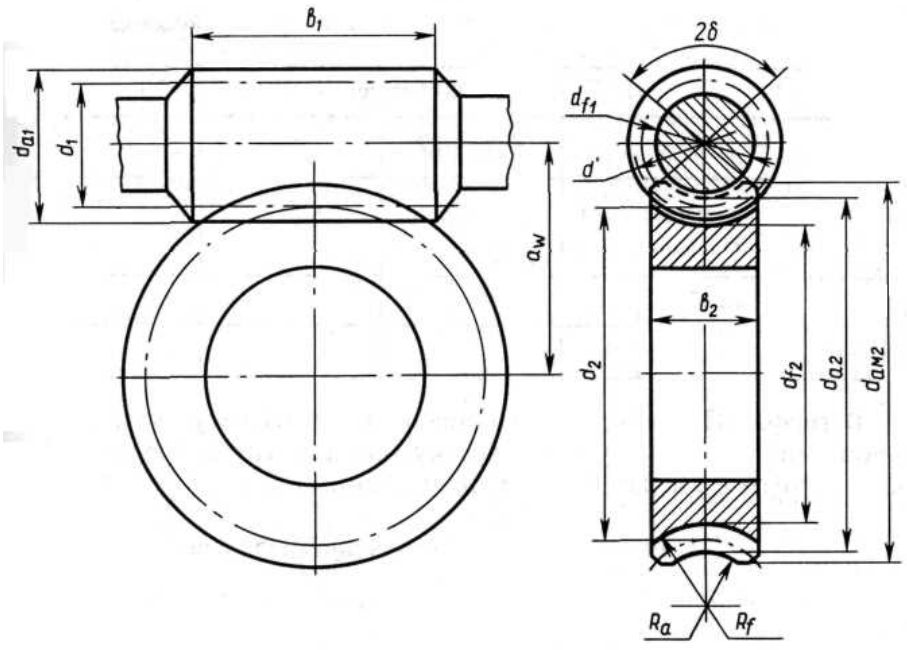
Примем z_2 = 57, тогда

$$x = \frac{a_w}{m} - 0{,}5(q + z_2) = \frac{125}{3{,}5} - 0{,}5(12{,}5+57) = 35{,}71 - 34{,}75 = 0{,}96.$$

Определить фактическое значение межосевого расстояния a_w, мм:

$$a_w = 0{,}5m(q + z_2 + 2x) = 0{,}5\cdot 3{,}5(12{,}5 + 57 + 2\cdot 0{,}96) = 124{,}985 \approx 125 \text{ мм}.$$

Основные геометрические размеры передачи определим по табл. 3, мм.



Основные геометрические параметры червяка

Таблица 3

Параметр	Обозначение	Расчетная формула
Диаметр: делительный начальный вершин впадин	 d_1 d_{w1} d_{a1} d_{f1}	 $d_1 = qm$ $d_{w1} = (q + 2x)m$; (x – коэффициент смещения) $d_{a1} = d_1 + 2m$ $d_{f1} = d_1 - 2{,}4m$
Длина нарезаемой части червяка: при $z_1 = 4$	b_1	$b_1 = m(12{,}5 + 0{,}09\, z_2)$
Высота витка	h_1	$h_1 = 2{,}2m$
Угол подъема: Делительный начальный	 γ γ_w	 $tg\gamma = z_1 p/\pi d_1 = z_1 m/d_1 = z_1/q$ $tg(\gamma_w) = z_1 m/d_{w1}$
Расчетный шаг	p_1	$p_1 = \pi m$
Ход витка	p_{z1}	$p_{z1} = p_1 z_1$

4. Определение КПД червячной передачи

КПД червячной передачи определяется по формуле

$$\eta = \frac{tg\gamma}{tg(\gamma + \varphi)},$$

где γ– угол подъема винтовой линии (табл. 3); φ – угол трения.

При V_S = 2м/с $\varphi \approx 2°00'\ldots2°35'$ (табл. 9,3 [13]).

5. Тепловой расчет червячной передачи

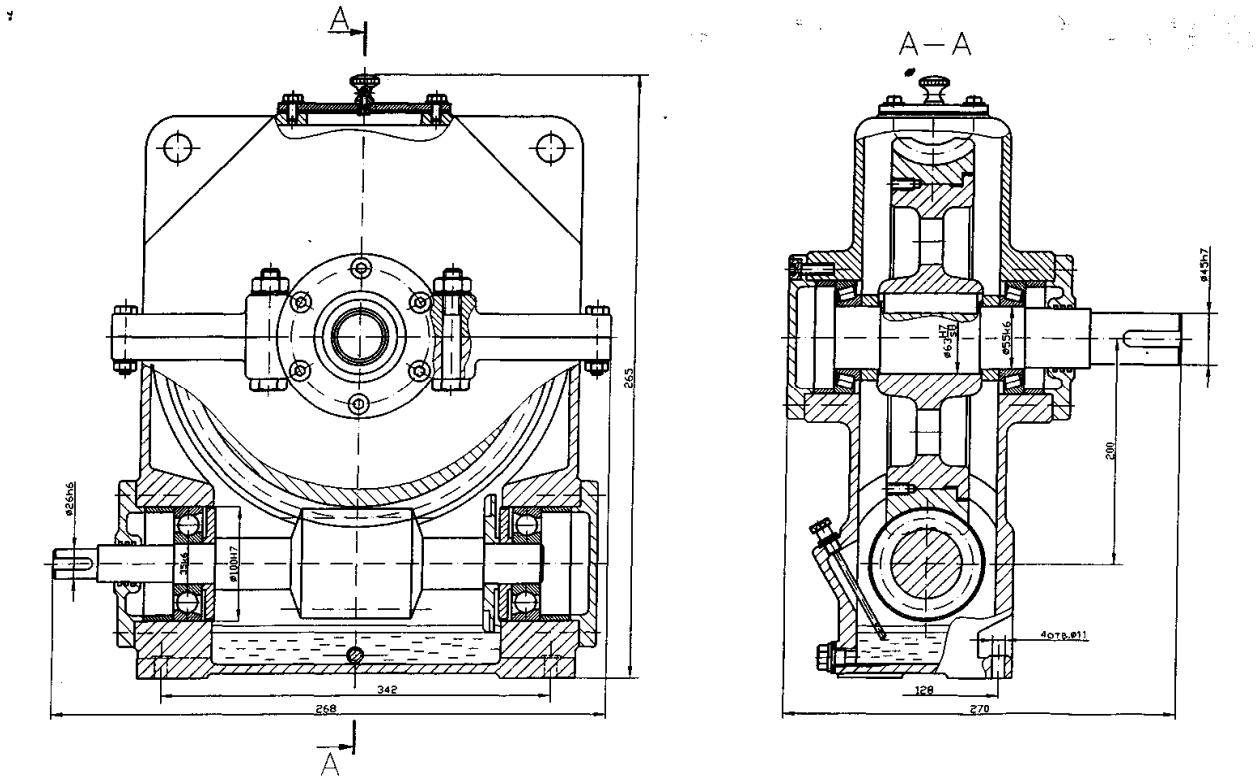
Для червячных передач необходимо проводить тепловой расчет. Средняя установившаяся температура масла

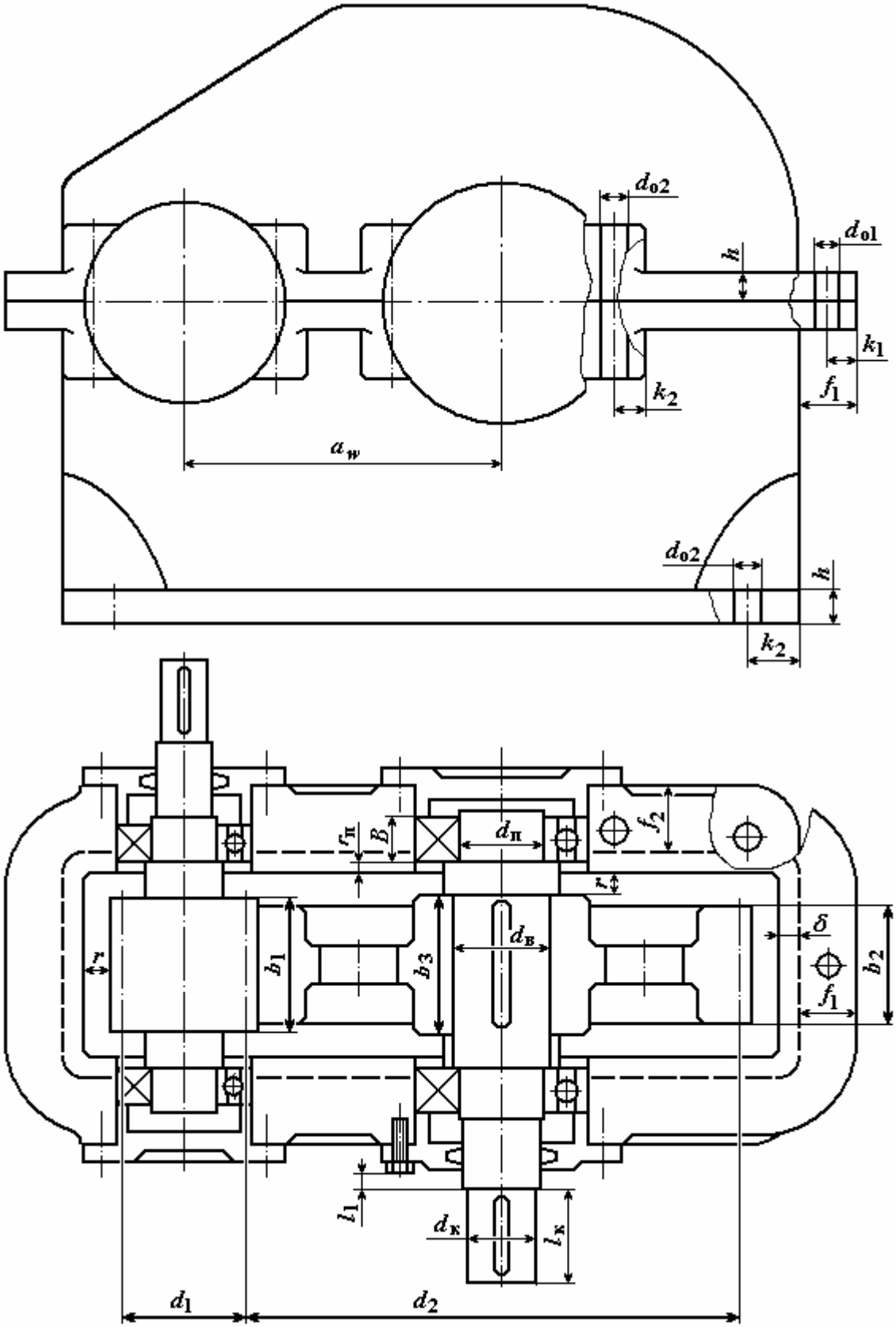
$$t = t_0 + \frac{P_1(1-\eta)10^3}{k_T S(1+\phi)},$$

где t_0 =20° – температура окружающего воздуха, °С; P_1 – мощность на валу червяка, кВт; η – КПД червячной передачи; k_T – коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·°С); S – свободная поверхность охлаждения корпуса передачи в которую включается 50 % поверхности ребер, м^2; ϕ – коэффициент, учитывающий отвод тепла в раму или фундаментную плиту (обычно $\phi \leq 0{,}3$).

Коэффициент k_T рекомендуется принимать равным 11,6÷18,6 и 21÷28 Вт/(м^2·°С) соответственно при естественном и при искусственном охлаждении. Коэффициент теплопередачи от поверхности труб с охлаждающей жидкостью составляет 116÷210 Вт/(м^2·°С).

Среднюю установившуюся температуру масла следует сравнить с предельно допустимой температурой $[t]_{max} \approx 95$°С.




d_{o2}
d_{o1}
h
k_1
f_1
k_2
a_w
d_{o2}
h
k_2
$r_п$
B
$d_п$
f_2
r
r
b_1
b_3
$d_в$
δ
b_2
f_1
l_1
$d_к$
$l_к$
d_1
d_2

6. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ РАБОТЫ

Проектируемый редуктор является сборочной единицей. Сборочная единица – изделие, составные части которого подлежат соединению между собой на предприятии-изготовителе путем сборочных операций. На любую сборочную единицу на этапе проектирования разрабатывается сборочный чертеж.

Сборочный чертеж должен давать представление о расположении и взаимной связи соединяемых частей.

Графическая часть работы включает разработку сборочного чертежа узла выходного вала редуктора. Чертеж выполняется на листе формата А3. Узел должен включать в себя вал редуктора, его опоры и детали, установленные на валу.

На листе помещают основную надпись, которую размещают в правом нижнем углу. Основную надпись на чертежах учебного проекта выполняют по форме, показанной на рисунке 12.

Для определения состава сборочной единицы на отдельных листах формата А4 выполняется спецификация. Форма и порядок заполнения спецификации установлены ГОСТ 2.108-68. Размеры спецификации приведены на рисунке 13. Спецификация в общем случае состоит из разделов: документация, сборочные единицы (если имеются), детали, стандартные изделия.

Наименование каждого раздела указывается в виде заголовка в графе «Наименование» и подчеркивается тонкой линией. Ниже каждого заголовка оставляется одна свободная строка, выше – не менее одной свободной строки. В раздел «Документация» вносят конструкторские документы на сборочную единицу. В этот раздел в учебных чертежах вписывают «Сборочный чертеж». В раздел «Детали» вносят те составные части сборочной единицы, которые непосредственно входят в нее. Составные части записывают по их наименованию. В раздел «Стандартные изделия» записывают изделия с указанием условного обозначения и ГОСТа.

В графе «Наименование» указывают наименование составной части сборочной единицы. Все наименования пишут в именительном падеже единственного числа. Наименование деталей, как правило, однословное. Если же оно состоит из двух слов, то вначале пишут имя существительное, например: «Колесо зубчатое», «Вал ведомый». Наименование стандартных изделий должно полностью соответствовать их условным обозначениям, установленным стандартом. В графе «Кол – во» указывают количество составных частей, записываемых в спецификацию на одно изделие.

В графе «Обозначение изделия» запись осуществляется в соответствии со следующим примером: КР.21012.000.000

КР – код учебного документа (курсовая работа);

21012 – код конструкторского документа (номер зачетной книжки).

000 – позиции под номера сборочных единиц;

000 – позиции под номера деталей (заполняются начиная с последней позиции в соответствии с номером позиции детали на сборочном чертеже).

На рисунке 14 показан пример выполнения сборочного чертежа узла выходного вала одноступенчатого цилиндрического редуктора.

На сборочном чертеже ряд деталей можно изображать упрощенно, например, подшипники качения.

На сборочном чертеже можно указать техническую характеристику. Например, можно указать передаточное число, скорость тихоходного вала, крутящий момент на этом валу и т.п. Техническую характеристику размещают на свободном поле чертежа с самостоятельной нумерацией пунктов и снабжают заголовком «Техническая характеристика». Заголовок не подчеркивают.

Пример оформления спецификации показан на рисунке 15.

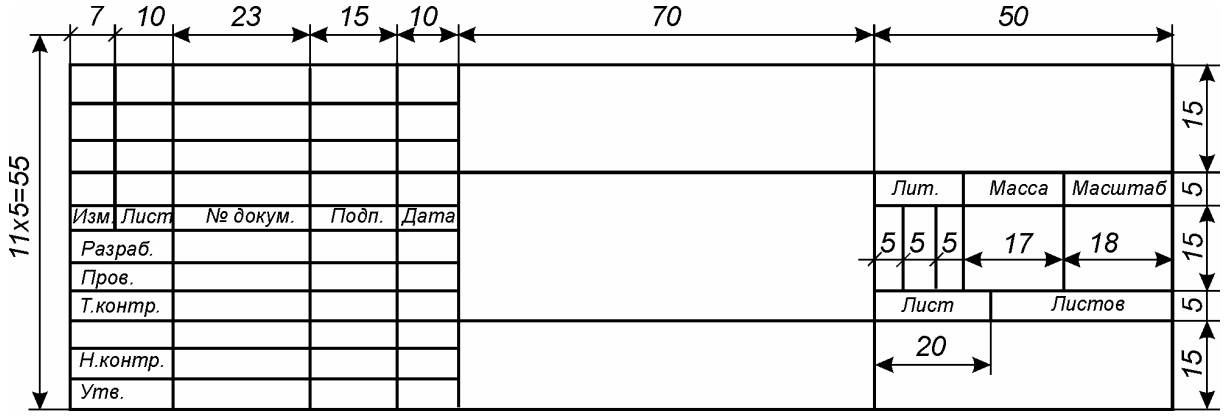


Рисунок 12. Образец штампа чертежа

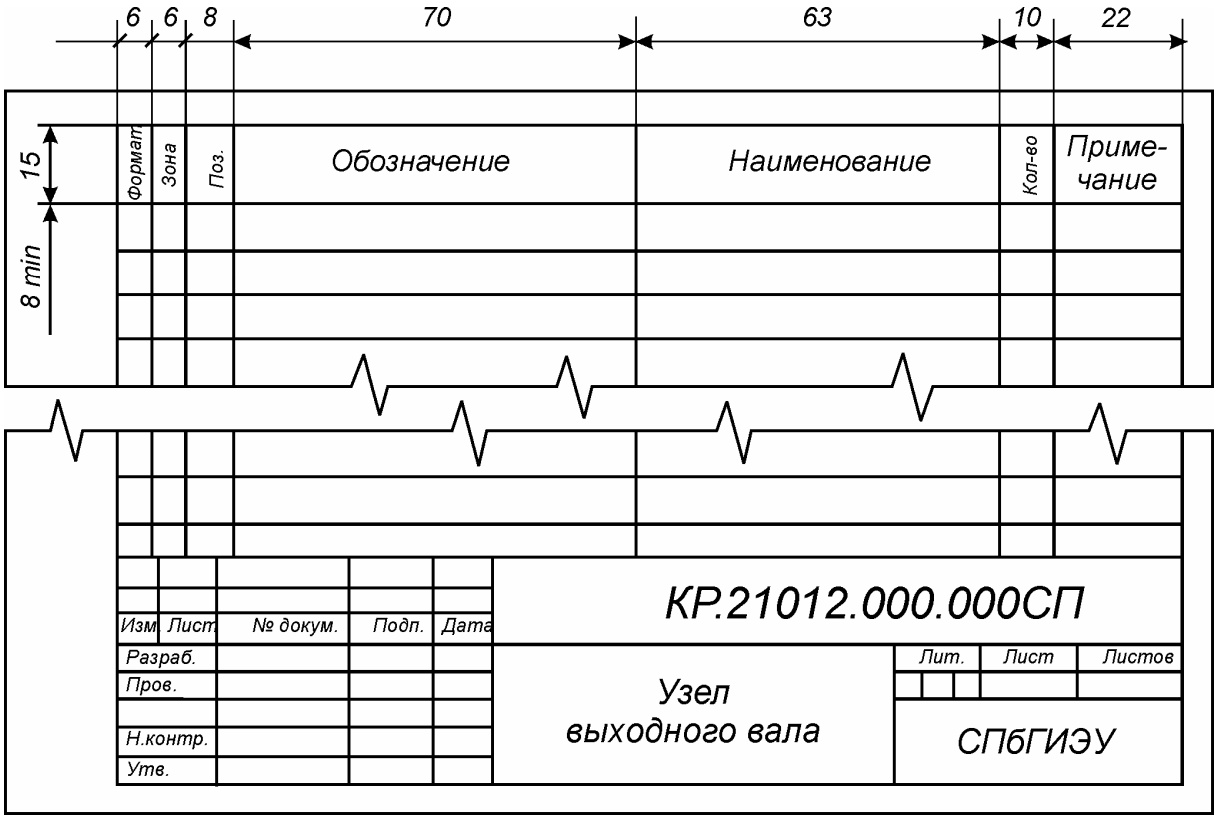


Рисунок 13. Размеры спецификации

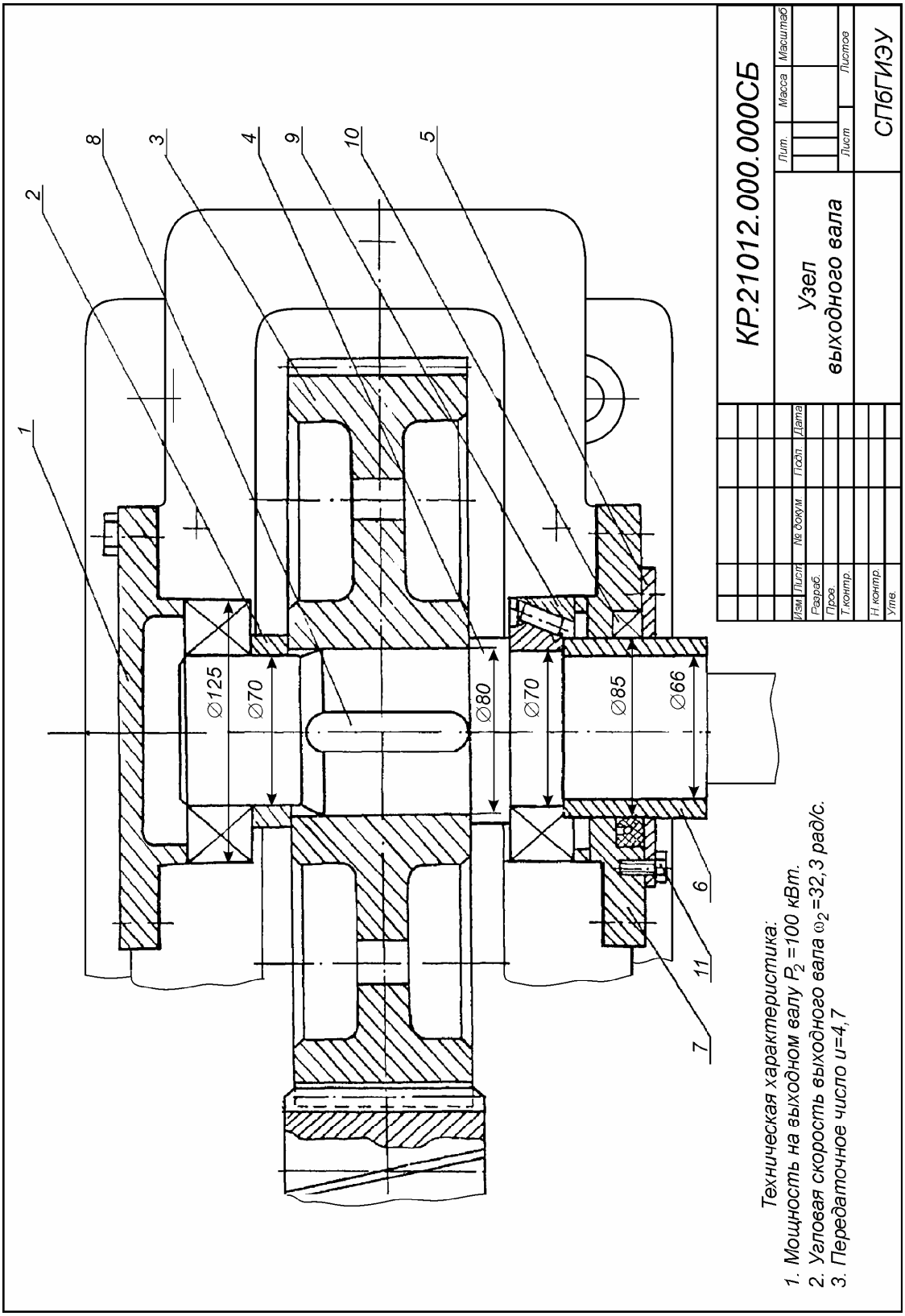


Рисунок 14. Пример выполнения сборочного чертежа

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол-во	Приме-чание
				Документация		
			КР.21012.000.000СП	Сборочный чертеж		
				Детали		
		1	КР.21012.000.001	Крышка подшипника	1	
		2	КР.21012.000.002	Втулка	1	
		3	КР.21012.000.003	Колесо зубчатое	1	
		4	КР.21012.000.004	Вал ведомый	1	
		5	КР.21012.000.005	Крышка	1	
		6	КР.21012.000.006	Втулка	1	
		7	КР.21012.000.007	Крышка подшипника	1	
				Стандартные изделия		
		8		Шпонка 22х14х80	1	
				ГОСТ 23360-78		
		9		Подшипник	2	
				роликовый конический		
				7514 ГОСТ 333-79		
		10		Манжета 1-85х110	1	
				ГОСТ 8752-79		
		11		Винт М8х16.58	6	
				ГОСТ 7798-70		

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	КР.21012.000.000СП			
Разраб.					Узел выходного вала	Лит.	Лист	Листов
Пров.								
Н.контр.						СПбГИЭУ		
Утв.								

Рисунок 15. Пример оформления спецификации

7. ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

7.1. Требования к оформлению пояснительной записки

Текст пояснительной записки должен быть набран на компьютере и распечатана на стандартных листах формата А4; допускается оформление в рукописном варианте. Текст следует приводить в требуемой логической последовательности, сопровождая пояснениями и ссылками на использованные литературные источники.

Условные буквенные обозначения должны соответствовать установленным стандартам.

Расчеты в общем случае должны содержать:

- эскиз или схему рассчитываемого изделия;
- задачу расчета (с указанием, что требуется определить при расчете);
- данные для расчета;
- условия расчета;
- расчет.

Эскиз или схему допускается вычерчивать в произвольном масштабе, обеспечивающем четкое представление о рассчитываемом изделии.

Расшифровка обозначений, входящих в формулу (если они используются в тексте впервые), должна выть приведена непосредственно под формулой.

Все расчеты должны производятся в единицах СИ. Достаточная точность – сохранение трех значащих цифр, за исключением геометрических размеров межосевого расстояния и диметров колес, где рекомендуется придерживаться точности до сотых долей мм.

Расчеты следует представлять в такой форме: сначала рассчитываемые величины записываются в общем виде, затем выполняется подстановка всех величин в том же порядке, в каком они располагаются в формуле, и затем окончательный результат вычислений.

Сокращение слов в тексте пояснительной записки не допускается, за исключением общепринятых, например: и т.д., и др.

Сведения о литературном источнике должны включать: фамилию и инициалы автора, заглавие, место издания, издательство, год издания.

Все страницы пояснительной записки должны иметь сквозную нумерацию (первой страницей считается титульный лист, на котором номер страницы не ставится).

7.2. Требования к оформлению графической части работ

Сборочный чертеж выполняется в масштабе 1:1. В отдельных случаях могут быть использованы масштабы увеличения или уменьшения по ГОСТ 2.302-68 (таблица 12).

Таблица 12.

Масштабы чертежей (ГОСТ 2.302-68)

Натуральная величина 1:1										
Увеличение	2:1	2,5:1	4:1	5:1	10:1	15:1	20:1	25:1	–	–
Уменьшение	1:2	1:2,5	1:4	1:5	1:10	1:15	1:20	1:25	1:40	1:50

8. РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 2.101-68 ЕСКД. Виды изделий.
2. ГОСТ 2.102-68 ЕСКД. Виды и комплектность конструкторских документов.
3. ГОСТ 2.103-68 ЕСКД. Стадии разработки.
4. ГОСТ 2.108.68 ЕСКД. Спецификация.
5. ГОСТ 2.118-73 ЕСКД. Техническое предложение.
6. ГОСТ 2.119-73 ЕСКД. Эскизный проект.
7. ГОСТ 2.120-73 ЕСКД. Технический проект.
8. ГОСТ 8338-75 Подшипники шариковые радиальные однорядные.
9. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высшая школа, 2013 – 447 с.
10. Ерохин М.Н. и др. Детали машин и основы конструирования / Под ред. М.Н. Ерохина. – М.: КолосС, 2014. – 462 с.
11. Иосилевич Г.Б. и др. Прикладная механика: Учебник для втузов М.: Высш. школа, 2012.
12. Мовнин М.С., Израелит А.Б., Рубашкин А. Г. Основы технической механики. – СПб.: Политехника, 2015. – 286 с.
13. Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высш. шк., 2014.

Учебное издание

ТЕХНИЧЕСКАЯ

МЕХАНИКА

Учебно-методическое пособие
по выполнению курсового проекта

Р о щ и н Константин Владимирович

Подписано в печать 08.04.16. Формат 60x84 1/16.

Уч.-изд. л. 6,0. Усл. печ. л. 6,2. Тираж 100 экз.

Заказ № 13

Краснодарский технический колледж

350000 г. Краснодар, ул. Орджоникидзе, 52