

Документ подписан простой электронной подписью  
Информация о владельце:  
ФИО: Соловьев Дмитрий Александрович  
Должность: ректор ФГБОУ ВО Вавиловский университет  
Дата подписания: 06.05.2026 09:18:02  
Уникальный программный ключ:  
528682d78e67456d60761e26a217275a11

**Министерство науки и высшего образования Российской Федерации**  
**Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение**  
**высшего образования**  
**«Саратовский государственный университет генетики, биотехнологии и**  
**инженерии имени Н.И. Вавилова»**  
**(ФГБОУ ВО Вавиловский университет)**

# **Методические указания по выполнению курсового проекта по дисциплине «Технические основы проектирования биотехнологического оборудования»**

Направление подготовки

**19.03.01 Биотехнология**

Направленность (профиль)

**«Биотехнология»**

Саратов 2024

**Методические указания по выполнению курсового проекта по дисциплине «Технические основы проектирования биотехнологического оборудования» для направления подготовки 19.03.01 Биотехнология / Сост.: А.В. Анисимов // ФГБОУ ВО Вавиловский университет. – Саратов, 2024. – 88 с.**

Методические указания направлены на формирование у обучающихся навыков, знаний правил, норм и методов конструирования. Имеют цель научить обучающегося основам конструкторского дела на примере проектирования деталей и механизмов общего назначения.

Материал ориентирован на вопросы профессиональной компетенции будущих специалистов биотехнологических производств.

## ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время технологическое оборудование биотехнологических производств в большинстве своём приводится в движение от электродвигателей, механическая энергия от которых через передаточное устройство (чаще всего - механическое) подается на исполнительный орган рабочей машины, за счет чего он совершает механическое движение. Функция передаточного устройства заключается в согласовании движения электродвигателя и исполнительного органа. В качестве передаточного устройства в приводах оборудования пищевых производств могут служить: ременные, цепные, зубчатые, червячные передачи и муфты. Чаще всего в стандартный привод входит редуктор (червячный или зубчатый), открытая передача (ременная или цепная) и муфта.

Выполнение расчета и построения привода оборудования осуществляется на основании задания полученного студентом на практических занятиях по дисциплине «Технические основы проектирования биотехнологического оборудования». Все построения чертежей производятся в соответствии с предварительно выполненными расчетами.

## ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

1. Титульный лист оформляется в соответствии с приложением.
2. Объем не менее 10, но не более 30 стр. формата А4.
3. Поля: левое – 25 мм, правое – 15, верхнее – 20, нижнее – 20 мм.
4. Основной текст – шрифт Times New Roman, кегль 12-14.
5. Раздел «Список литературы» – Times New Roman, кегль 12-14.
6. Текст таблицы – Times New Roman, кегль 12-14.
7. Интервал:
  - между строками – 1,5;
  - между заголовками и текстом – 1;
  - внутри таблиц – 1.

**Цель** методических указаний: приобретение навыков расчета приводов технологического оборудования пищевых производств и выполнения конструкторской документации с помощью средств компьютерной графики (с использованием пакета прикладных программ *Компас V20-3D*).

### **Задачи:**

- выполнить кинематический и силовой расчет привода; рассчитать закрытую и открытую передачу; определить диаметры ступеней валов; выполнить предварительный выбор подшипников, проверочный расчет шпоночных соединений, конструктивную компоновку редуктора.
- выполнить сборочный чертеж редуктора, общий вид привода, рабочие чертежи вала, зубчатого колеса, сборочный чертеж сварной рамы, составить спецификации.

## ПРИМЕРНЫЙ ПЛАН И КРАТКОЕ ОПИСАНИЕ ГЛАВ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

### I. ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

В пояснительной записке дается описание привода представленного в задании и проводятся необходимые расчеты. Образец титульного листа см. приложение 10.

### ВВЕДЕНИЕ

В введении кратко описывается состав привода оборудования представленного в задании, порядок его работы.

### 1. ВЫБОР ДВИГАТЕЛЯ. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

1. Срок службы (ресурс)  $L_h$ , ч, определить по формуле:

$$L_h = 365 \cdot L_r \cdot t_c \cdot L_c ,$$

где  $L_r$  – срок службы привода, лет (см. задание);  $t_c$  – продолжительность смены, ч;  $L_c$  – число смен.

Из полученного значения  $L_h$  следует вычесть 10...25 % часов на профилактику, текущий ремонт, нерабочие дни.

## Определение номинальной мощности и номинальной частоты вращения двигателя

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

1.1. Определить требуемую мощность рабочей машины  $P_{рм}$ , кВт:

$P_{рм} = F \cdot v$  - если в исходных данных на проектирование указано значение тяговой силы  $F$ , кН, и линейной скорости  $v$ , м/с, тягового органа рабочей машины.

$P_{рм} = T \cdot \omega$  - если указано значение вращающего момента  $T$ , кН·м, и угловой скорости  $\omega$ , рад/с, тягового органа рабочей машины.

1.2. Определить общий коэффициент полезного действия (КПД) привода:

$$\eta = \eta_{зп} \cdot \eta_{оп} \cdot \eta_{м} \cdot \eta_{пк},$$

где  $\eta_{зп}, \eta_{оп}, \eta_{м}, \eta_{пк}$  - коэффициенты полезного действия закрытой передачи, открытой передачи, муфты и подшипников качения (табл. 14 приложения).

1.3. Определить требуемую мощность двигателя  $P_{дв}$ , кВт:

$$P_{дв} = \frac{P_{рм}}{\eta}.$$

По полученному значению мощности выбрать из табл. 2 Приложения 1 электродвигатель.

1.4. Определение передаточного числа привода и его ступеней.

Передаточное число привода  $u$  определяется отношением номинальной частоты вращения двигателя  $n_{ном}$  к частоте вращения вала рабочей машины  $n_{рм}$  и равно произведению передаточных чисел закрытой  $u_{зп}$  и открытой передач  $u_{оп}$  (табл. 1.1):

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

Определить частоту вращения приводного вала рабочей машины  $n_{рм}$ , об/мин:

а) для ленточных конвейеров:

$$n_{рм} = \frac{60000 \cdot v}{\pi \cdot D},$$

где  $v$  – скорость тягового органа, м/с;  $D$  – диаметр барабана, мм;

б) для цепных конвейеров:

$$n_{рм} = \frac{60000 \cdot v}{z \cdot p},$$

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

Таблица 1.1

**Рекомендуемые значения передаточных чисел**

Тип передачи	Значения передаточных чисел
Зубчатая цилиндрическая и коническая закрытые	2; 2.5; 3.5; 3.55; 4.0; 5.0; 6.3
Червячная закрытая	10; 12.5; 14; 16; 18; 20; 25; 28

Цепная	2...4
Ременная	2...3

### 1.5. Определение силовых и кинематических параметров привода

Силовые (мощность и вращающий момент) и кинематические (частота вращения и угловая скорость) параметры привода рассчитывают на валах привода из требуемой (расчетной) мощности двигателя  $P_{дв}$  и его номинальной частоты вращения  $n_{ном}$  при установившемся режиме работы (табл.1.2)

Таблица 1.2

#### Определение силовых и кинематических параметров привода

Параметр		Вал	Последовательность соединения элементов привода по кинематической схеме			
			дв→оп→зп→м →рм		дв→ м →зп→оп →рм	
Мощность $P$ , кВт		Дв Б Т рм	$P_{ном}$ $P_1 = P_{дв} \cdot \eta_{оп} \cdot \eta_{пк}$ $P_2 = P_1 \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{пк}$ $P_{рм} = P_2 \cdot \eta_{м} \cdot \eta_{пк}$		$P_{ном}$ $P_1 = P_{дв} \cdot \eta_{м} \cdot \eta_{пк}$ $P_2 = P_1 \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{пк}$ $P_{рм} = P_2 \cdot \eta_{оп} \cdot \eta_{пк}$	
Частота вращения $n$ , об/мин	Угловая скорость $\omega$ , с <sup>-1</sup>	Дв	$n_{но}$ м	$\omega_{ном} = \pi \cdot n_{ном} / 30$	$n_{ном}$	$\omega_{ном} = \pi \cdot n_{ном} / 30$
		Б п	$n_1 = n_{ном} / u_{о}$	$\omega_1 = \omega_{н}$ ом/ $U_{оп}$	$n_1 = n_{ном}$	$\omega_1 = \omega_{ном}$
		Т	$n_2 = n_1 / u_{зп}$	$\omega_2 = \omega_1 / U_{зп}$	$n_2 = n_1 / u_{зп}$	$\omega_2 = \omega_1 / u_3$ п
		рм	$n_{рм} = n_2$	$\omega_{рм} = \omega_2$	$n_{рм} = n_2 / u_{оп}$	$\omega_{рм} = \omega_2 / u_{оп}$
Вращающий момент $T$ , Н·м		Дв Б Т рм	$T_{дв} = P_{дв} \cdot 10^3 / \omega_{ном}$ $T_1 = T_{дв} \cdot u_{оп} \cdot \eta_{оп} \cdot \eta_{пк}$ $T_2 = T_1 \cdot u_{зп} \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{пк}$ $T_{рм} = T_2 \cdot \eta_{м} \cdot \eta_{пк}$		$T_{дв} = P_{дв} \cdot 10^3 / \omega_{ном}$ $T_1 = T_{дв} \cdot \eta_{м} \cdot \eta_{пк}$ $T_2 = T_1 \cdot u_{зп} \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{пк}$ $T_{рм} = T_2 \cdot u_{оп} \cdot \eta_{оп} \cdot \eta_{пк}$	

## 2. Расчет зубчатых (червячных) передач редукторов

### 2.1. Выбор материала зубчатых передач<sup>1</sup>

Материал и его характеристики выбираются в зависимости от расположения зубьев на ободе колес пары (прямые или не прямые) и номинальной мощности двигателя  $P_{ном}$  в следующем порядке:

а) выбрать материал для зубчатой пары колес, одинаковый для шестерни и колеса (см. табл. 2.1), но с разными твердостями, так как твердость зубьев шестерни должна быть больше твердости зубьев колеса (см. табл. 2.1). При этом следует ориентироваться на дешевые марки сталей: типа 40, 45, 40X — для шестерни и колеса закрытой

<sup>1</sup> Для заданий с цилиндрическим и коническим редуктором

передачи; 35Л; 40Л; 45Л — для колеса открытой передачи в паре с кованой шестерней из стали 35, 40, 45;

б) выбрать термообработку для зубьев шестерни и колеса по табл. 2.1;

в) выбрать интервал твердости зубьев шестерни  $HВ_1$  и колеса  $HВ_2$  по табл. 2.2;

г) определить среднюю твердость зубьев шестерни  $HВ_{1ср}$  и колеса  $HВ_{2ср}$ . При этом надо соблюсти необходимую разность средних твердостей зубьев шестерни и колеса (см. табл. 2.1);

д) из табл. 2.2 определить механические характеристики сталей для шестерни и колеса  $\sigma_B, \sigma_{-1}$ ;

## 2.2. Определение допускаемых контактных напряжений $[\sigma]_H, Н/мм^2$ .

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

а) Определить коэффициент долговечности для зубьев шестерни  $K_{HL1}$  и колеса  $K_{HL2}$ :

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{N_{H01}/N_1}; \quad K_{HL2} = \sqrt[6]{N_{H02}/N_2}$$

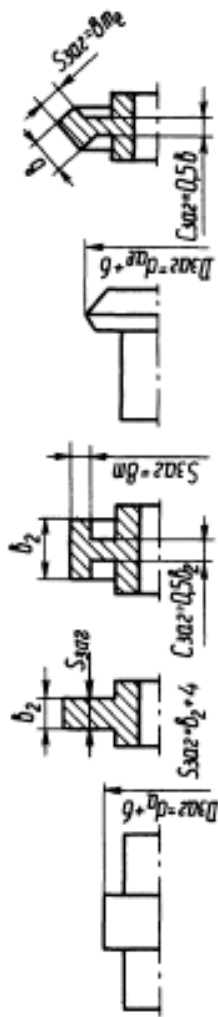
Таблица 2.1

Выбор материала, термообработки и твердости

Параметр	Для передач с прямыми и непрямыми зубьями при малой ( $P \leq 2$ кВт) и средней ( $P < 7,5$ кВт) мощности		Для передач с непрямыми зубьями при средней ( $P \leq 7,5$ кВт) мощности	
	Шестерня, червяк	Колесо	Шестерня, червяк	Колесо
Материал	Стали 35, 45, 35Л, 40Л, 40, 40Х, 40ХН, 35ХМ, 45Л		Стали 40Х, 40ХН, 35ХМ	
Термообработка	Нормализация Улучшение		Улучшение+ +закалка ТВЧ	Улучшение
Твердость	$H < 350$ НВ $HВ_{1ср} - HВ_{2ср} = 20 \dots 50$		$H > 45$ HRC, $HВ_{1ср} - HВ_{2ср} \geq 70$	$H < 350$ НВ
Допускаемое напряжение при числе циклов перемены напряжений $N_{H0}, N_{F0}$ , Н/мм <sup>2</sup>	$[\sigma]_{H0}$	$1,8 HВ_{ср} + 67$	$14 HRC_{ср} + 170$	$1,8 HВ_{ср} + 67$
	$[\sigma]_{F0}$	$1,03 HВ_{ср}$	$370$ при $m \geq 3$ мм $310$ при $m < 3$ мм	$1,03 HВ_{ср}$

Таблица 2.2

Механические характеристики некоторых марок сталей  
для изготовления зубчатых колес



Марка стали	Вид заготовки	Заготовка шестерни $D_{зв}, мм$	Заготовка колеса $S_{зв}, мм$	Термообработка	Твердость заготовки (зубьев)		$\sigma_s$	$\sigma_y$	$\sigma_{-1}$
					поверхности	сердцевины			
35	Поковка	Любые размеры	Любые размеры	Н	163...192 HB	550	270	235	
40	*	120	60	У	192...228 HB	700	400	300	
45	*	Любые размеры	Любые размеры	Н	179...207 HB	600	320	260	
45	*	125	80	У	235...262 HB	780	540	335	
45	*	80	50	У	269...302 HB	890	650	380	
40Х	*	200	125	У	235...262 HB	790	640	375	
40Х	*	125	80	У	269...302 HB	900	750	410	
40Х	*	125	80	У+ТВЧ	45...50 HRC <sub>3</sub>   269...302 HB	900	750	410	
40ХН	*	315	200	У	235...262 HB	800	630	380	
40ХН	*	200	125	У	269...302 HB	920	750	420	
40ХН	*	200	125	У+ТВЧ	48...53 HRC <sub>3</sub>   269...302 HB	920	750	420	
35ХМ	*	315	200	У	235...262 HB	800	670	380	
35ХМ	*	200	125	У	269...302 HB	920	790	420	
35ХМ	*	200	125	У+ТВЧ	48...53 HRC <sub>3</sub>   269...302 HB	920	790	420	
35Л	Литье	Любые размеры	Любые размеры	Н	163...207 HB	550	270	235	
40Л	*	*	*	Н	147 HB	520	295	225	
45Л	*	315	200	У	207...235 HB	680	440	285	
40ГЛ	*	315	200	У	235...262 HB	850	600	365	

Примечания: 1. В графе «Термообработка» приняты следующие обозначения: Н — нормализация, У — улучшение, ТВЧ — закалка токами высокой частоты. 2. Для цилиндрических и конических колес с выточками принять меньшее из значений  $S_{зв}$ . 3. Химический состав сталей см. табл. К1.

где  $N_{H0}$  — число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу выносливости (см. табл. 2.3);  $N$  — число циклов перемены напряжений за весь срок службы (наработка),  $N = 573\omega \cdot L_h$ . Здесь  $\omega$  — угловая скорость соответствующего вала, 1/с;  $L_h$  — срок службы привода (ресурс), ч (см. пункт 1).

Для нормализованных или улучшенных колес  $1 \leq K_{HL} \leq 2.6$ ; для колес с поверхностной закалкой  $1 \leq K_{HL} \leq 1.8$ .

Если  $N > N_{H0}$ , то принять  $K_{HL} = 1$ .

Таблица 2.3

		Значение числа циклов $N_{H0}$				
Средняя твердость поверхностей зубьев	$HB_{cp}$	200	250	300	350	400
	$HRC_{cp}$	-	25	32	38	43
$N_{H0}$ , млн.циклов		10	16,5	25	36,4	50

б) По табл. 2.1 определить допускаемое контактное напряжение  $[\sigma]_{H01}$  и  $[\sigma]_{H02}$ , соответствующее пределу контактной выносливости при числе циклов перемены напряжений  $N_{H01}$  и  $N_{H02}$ ;

в) Определить допускаемые контактные напряжения для зубьев шестерни  $[\sigma]_{H1}$  и колеса  $[\sigma]_{H2}$ :

$$[\sigma]_{H1} = K_{HL1} \cdot [\sigma]_{H01}; \quad [\sigma]_{H2} = K_{HL2} \cdot [\sigma]_{H02}.$$

Цилиндрические и конические зубчатые передачи с прямыми и непрямыми зубьями при  $HB_{1cp} - HB_{2cp} = 20 \dots 50$  рассчитывают по меньшему значению  $[\sigma]_H$  из полученных для шестерни  $[\sigma]_{H1}$ , и колеса  $[\sigma]_{H2}$ , т. е. по менее прочным зубьям.

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

$$[\sigma]_H = 0.45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}).$$

При этом  $[\sigma]_H$  не должно превышать  $1,23[\sigma]_{H2}$  для цилиндрических косозубых колес и  $1,15[\sigma]_{H2}$  для конических колес с непрямыми зубьями. В противном случае  $[\sigma]_H = 1,23[\sigma]_{H2}$  и  $[\sigma]_H = 1,15[\sigma]_{H2}$ .

### 2.3 Определение допускаемых напряжений изгиба $[\sigma]_F$ , Н/мм<sup>2</sup>.

Проверочный расчет зубчатых передач на изгиб выполняется отдельно для зубьев шестерни и колеса по допускаемым напряжениям изгиба  $[\sigma]_{F1}$  и  $[\sigma]_{F2}$ , которые определяются в следующем порядке:

а) коэффициент долговечности для зубьев шестерни  $K_{FL1}$  и колеса  $K_{FL2}$ :

$$K_{FL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_1}}; \quad K_{FL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_2}}$$

где  $N_{F0}=4 \cdot 10^6$  — число циклов перемены напряжений для всех сталей, соответствующее пределу выносливости

При твердости  $H \leq 350$   $HB$   $1 \leq K_{HL} \leq 2.6$ ; при твердости  $H > 350$   $1 \leq K_{HL} \leq 1.63$ . Если  $N > N_{F0}$ , то принять  $K_{FL}=1$ ;

б) допускаемое напряжение изгиба  $[\sigma]_{F01}$  и  $[\sigma]_{F02}$ , соответствующее пределу изгибной выносливости при числе циклов перемены напряжений  $N_{F0}$  (по табл. 2.1);

в) допускаемые напряжения изгиба для зубьев шестерни  $[\sigma]_{F1}$  и колеса  $[\sigma]_{F2}$ :

$$[\sigma]_{F1} = K_{FL1} \cdot [\sigma]_{F01}; \quad [\sigma]_{F2} = K_{FL2} \cdot [\sigma]_{F02}.$$

Расчет модуля зацепления для цилиндрических и конических зубчатых передач с прямыми и непрямыми зубьями выполняют по меньшему значению  $[\sigma]_F$ , т.е. по менее прочным зубьям.

Результаты расчетов свести в таблицу:

Таблица 2.4

Механические характеристики материалов зубчатой передачи

Элемент передачи	Марка стали	Термообработка	HB <sub>1</sub>	$\sigma_H$	$\sigma_{-1}$	$[\sigma]_H$	$[\sigma]_F$
			HB <sub>2</sub>	Н/мм <sup>2</sup>			
Шестерня							
Колесо							

#### 2.4. Выбор материала червяка и червячного колеса.<sup>2</sup>

Червяки изготавливают из тех же марок сталей, что и шестерни зубчатых передач (Сталь 40, 45, 40Х, 40ХН). Выбор марки стали червяка и определение ее механических характеристик ( $\sigma_b$ ,  $\sigma_T$ ,  $\sigma_{-1}$ ) производят по таблицам 2.1 и 2.2.

Выбор марки материала червячного колеса зависит от скорости скольжения и производится по табл. 2.5. Скорость скольжения  $v_s$ , м/с, определяется по эмпирической формуле:

$$v_s = \frac{4.3 \cdot \omega_2 \cdot u_{зп}}{10^3} \sqrt[3]{T_2},$$

где  $T_2$  – вращающий момент на валу червячного колеса, Н·м;  $\omega$  – угловая скорость тихоходного вала, 1/с;  $u_{зп}$  – передаточное число редуктора.

#### 2.5. Определение допускаемых контактных $[\sigma]_H$ , Н/мм<sup>2</sup>, и изгибных $[\sigma]_F$ , Н/мм<sup>2</sup> напряжений.

Допускаемые напряжения определяют для зубчатого венца червячного колеса в зависимости от материала зубьев, твердости витков червяка, скорости скольжения  $v_s$ , ресурса  $L_h$  и вычисляют по эмпирическим формулам, приведенным в табл. 2.6.

<sup>2</sup> Для заданий с червячным редуктором

Таблица 2.5

## Материалы для червячных колес

Группа	Материал	Способ отливки	$\sigma_b$	$\sigma_t$	Скорость скольжения $v_s$ , м/с
			Н/мм <sup>2</sup>		
I	БрО10Н1Ф1	Ц	285	165	>5
	БрО10Ф1	К З	275	200	
			230	140	
БрО5Ц5С5	К З	200 145	90 80		
II	БрА10Ж4Н4	Ц К	700	460	2...5
			650	430	
	БрА10Ж3Мц1,5	К З	550	360	
			450	300	
БрА9Ж3Л	Ц К З	530	245		
		500	230		
		425	195		
ЛЦ23А6Ж3Мц2	Ц К З	500	330		
		450	295		
		400	260		
III	СЧ18	З	355	—	<2
	СЧ15	З	315	—	

Примечания: 1. Для чугунов в графе  $\sigma_b$  приведены значения  $\sigma_{вм}$ .  
2. Принятые обозначения: Ц — центробежный, К — в кокиль, З — в землю.  
3. Химический состав материалов для червячных колес см. табл. К1.

Таблица 2.6

Допускаемые напряжения для червячного колеса

Группа материалов	Червяк улучшенный, $H \leq 350$ HB	Червяк закален при нагреве ТВЧ, $H > 45$ HRC <sub>s</sub>	Нереверсивная передача	Ревверсивная передача
	$[\sigma]_H$ Н/мм <sup>2</sup>		$[\sigma]_F$ Н/мм <sup>2</sup>	
I	$K_{HL} C_v 0,75 \sigma_B$	$K_{HL} C_v 0,9 \sigma_B$	$(0,08 \sigma_B + 0,25 \sigma_T) K_{FL}$	$0,16 \sigma_B K_{FL}$
II	$250 - 25 v_s$	$300 - 25 v_s$		
III	$175 - 35 v_s$	$200 - 35 v_s$	$0,12 \sigma_{вн} K_{FL}$	$0,075 \sigma_{вн} K_{FL}$

**Примечания:** 1.  $C_v$  — коэффициент, учитывающий износ материала:

$v_s$	1	2	3	4	5	6	7	8
$C_v$	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,80

2.  $K_{HL}$  — коэффициент долговечности при расчете на контактную прочность:  $K_{HL} = \sqrt[8]{10^7/N}$ , где  $N$  — число циклов нагружения зубьев червячного колеса за весь срок службы — наработка (см. 3.1, п. 2,а). Если  $N > 25 \cdot 10^7$ , то  $N$  принять равным  $25 \cdot 10^7$ .

3.  $K_{FL}$  — коэффициент долговечности при расчете на изгиб:  $K_{FL} = \sqrt[9]{10^6/N}$ , где  $N$  см. примечание 2. Если  $N \cdot 10^6$ , то его принимают равным  $10^6$ . Если  $N > 25 \cdot 10^7$ , то  $N$  принять равным  $25 \cdot 10^7$ .

4.  $\sigma_T$ ,  $\sigma_B$ ,  $\sigma_{вн}$  — предел текучести и пределы прочности при растяжении и изгибе, Н/мм<sup>2</sup> (см. табл. 3.5).

5. Если передача работает в реверсивном режиме, то полученное значение допускаемого напряжения  $[\sigma]_F$  нужно уменьшить на 25%.

6. Для всех червячных передач (независимо от материала венца колеса) при расположении червяка вне масляной ванны значения  $[\sigma]_H$  нужно уменьшить на 15%.

Таблица 2.7

Механические характеристики материалов червячной передачи

Элемент передачи	Марка материала	Термообработка	HB <sub>1</sub>	$\sigma_H$	$\sigma_{-1}$	$[\sigma]_H$	$[\sigma]_F$
			HB <sub>2</sub>	Н/мм <sup>2</sup>			
Червяк							
Колесо							

## 2.6. Расчет закрытой цилиндрической передачи<sup>3</sup>

### Проектный расчет

<sup>3</sup> Для заданий с цилиндрическим редуктором

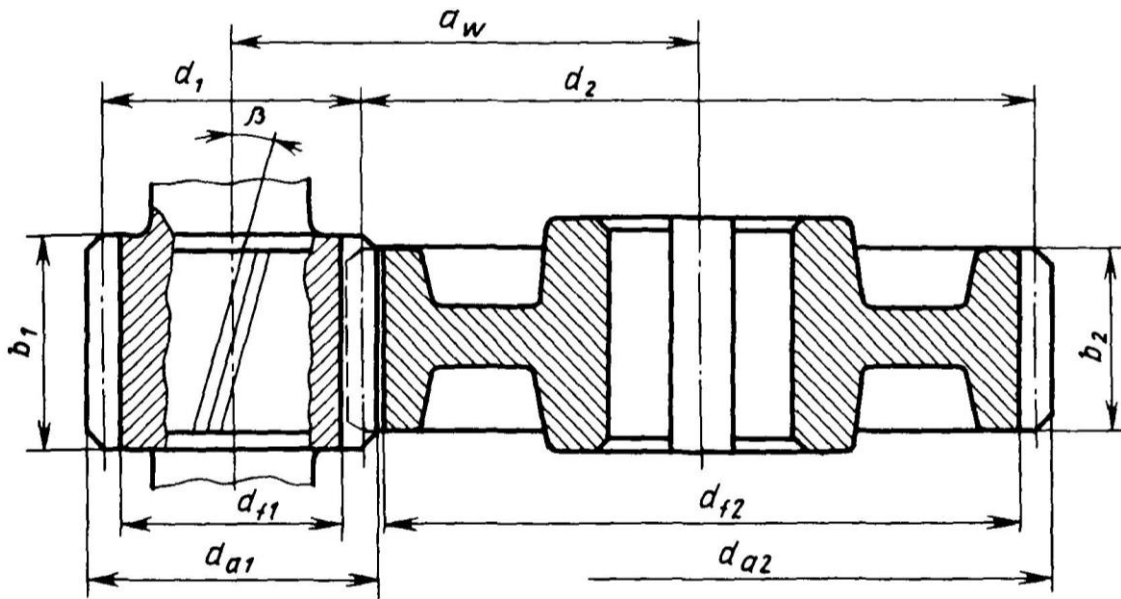


Рис.2.1 Геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи

**2.6.1. Определить главный параметр — межосевое расстояние  $a_w$ , мм:**

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

где а)  $K_a$  — вспомогательный коэффициент, для косозубых передач  $K_a=43$  для прямозубых —  $K_a=49.5$ ;

б)  $\psi_a = b_2/a_w$  — коэффициент ширины венца колеса, равный 0,28...0,36 — для шестерни, расположенной симметрично относительно опор в проектируемых нестандартных одноступенчатых цилиндрических редукторах;  $\psi_a=0,2...0,25$  — для шестерни, консольно расположенной относительно опор — в открытых передачах;

в)  $u_{zn}$  — передаточное число редуктора или открытой передачи (см. табл. 1.2);

г)  $T_2$  — вращающий момент на тихоходном валу при расчете редуктора или на приводном валу рабочей машины при расчете открытой передачи, Н•м (см. табл. 1.2);

д)  $[\sigma]_H$  — допускаемое контактное напряжение колеса с менее прочным зубом или среднее допускаемое контактное напряжение, Н/мм<sup>2</sup> (см. 2.2 в);

е)  $K_{H\beta}$  коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. Для прирабатывающихся зубьев  $K_{H\beta}=1$ .

Полученное значение межосевого расстояния  $a_w$  для нестандартных передач округлить до ближайшего целого числа.

**2.6.2. Определить модуль зацепления  $m$ , мм:**

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

где а)  $K_m$  — вспомогательный коэффициент. Для косозубых передач  $K_m=5.8$ , для прямозубых  $K_m=6.8$ ;

б)  $d_2 = \frac{2a_w u}{u + 1}$  — делительный диаметр колеса, мм;

в)  $b_2 = \psi_a a_w$  – ширина венца колеса, мм;

г)  $[\sigma]_F$  – допускаемое напряжение изгиба материала колеса с менее прочным зубом, Н/мм<sup>2</sup>.

Полученное значение модуля округлить в большую сторону до стандартного из ряда чисел:

1 -й ряд	2-й ряд	1 -й ряд	2-й ряд
1	1,125	4	4,5
1,25	1,375	5	5,5
1,5	1,75	6	7
2	2,25	8	9
2,5	2,75	10	11
3	3,5	12	14

В открытых передачах расчетное значение модуля  $m$  увеличить на 30 % из-за повышенного изнашивания зубьев.

### 2.6.3 Определить угол наклона зубьев $\beta_{\min}$ для косозубых передач:

$$\beta_{\min} = \arcsin \frac{3.5m}{b_2}$$

В косозубых передачах угол наклона зубьев принимают  $\beta = 8 \dots 16^\circ$ , желательно получить его меньшее значение, изменяя модуль и ширину венца колеса.

### 2.6.4. Определить суммарное число зубьев шестерни и колеса:

для прямозубых колес -  $z_{\Sigma} = z_1 + z_2 = \frac{2a_w}{m}$  ;

для косозубых колес -  $z_{\Sigma} = z_1 + z_2 = \frac{2a_w \cos \beta_{\min}}{m}$  .

Полученное значение  $z$  округлить в меньшую сторону до целого числа.

### 2.6.5. Уточнить действительную величину угла наклона зубьев для косозубых передач:

$$\beta = \arccos \left( \frac{z_{\Sigma} m}{2a_w} \right).$$

### 2.6.6. Определить число зубьев шестерни:

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{1 + u}.$$

Значение  $z_1$  округлить до ближайшего целого числа. Рекомендуемое значение  $z_1 \geq 18$ .

### 2.6.7. Определить число зубьев колеса: $z_2 = z_{\Sigma} - z_1$ ;

### 2.6.8. Определить фактическое передаточное число $u_f$ и проверить его отклонение $\Delta u$ от заданного $u$ :

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1}; \quad \Delta u = \frac{|u_{\phi} - u|}{u} 100 \leq 4\% .$$

При невыполнении нормы отклонения передаточного числа  $\Delta u$  пересчитать  $z_1$  и  $z_2$ .

### 2.6.9. Определить фактическое межосевое расстояние:

$$\text{для прямозубых передач} - a_w = \frac{(z_1 + z_2)m}{2};$$

$$\text{для косозубых передач} - a_w = \frac{(z_1 + z_2)m}{2 \cos \beta} .$$

### 2.6.10. Определить фактические основные геометрические параметры передачи, мм.

Параметр		Шестерня		Колесо	
		прямозубая	косозубая	прямозубое	косозубое
Диаметр	делительный	$d_1 = mz_1$	$d_1 = mz_1 \cos \beta$	$d_2 = mz_2$	$d_2 = mz_2 \cos \beta$
	вершин зубьев	$d_{a1} = d_1 + 2m$		$d_{a2} = d_2 + 2m$	
	впадин зубьев	$d_{f1} = d_1 - 2,4m$		$d_{f2} = d_2 - 2,4m$	
Ширина венца		$b_1 = b_2 + (2...4)\text{мм}$		$b_2 = \psi_a a_w$	

Полученные данные свести в таблицу.

Дальнейшие расчеты ведутся по фактическому межосевому расстоянию  $a_w$

### Проверочный расчет

### 2.6.11. Проверить межосевое расстояние: $a_w = \frac{(d_1 + d_2)}{2} .$

### 2.6.12. Проверить зубья колес по контактным напряжениям $\sigma_H$ , Н/мм<sup>2</sup>:

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

где а)  $K$  – вспомогательный коэффициент. Для косозубых передач  $K=376$ , для прямозубых  $K = 436$ ;

б)  $F_t = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2}$  - окружная сила в зацеплении, Н;

в)  $K_{H\alpha}$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для прямозубых колес  $K_{H\alpha}=1$ . Для косозубых -  $K_{H\alpha}$  определяется по графику 2.2 в зависимости от окружной скорости колес:

$v = \frac{\omega_2 d_2}{2 \cdot 10^3}$ , м/с и степени точности передачи (для сельского хозяйства достаточно 8 степени точности) (табл. 2.8)

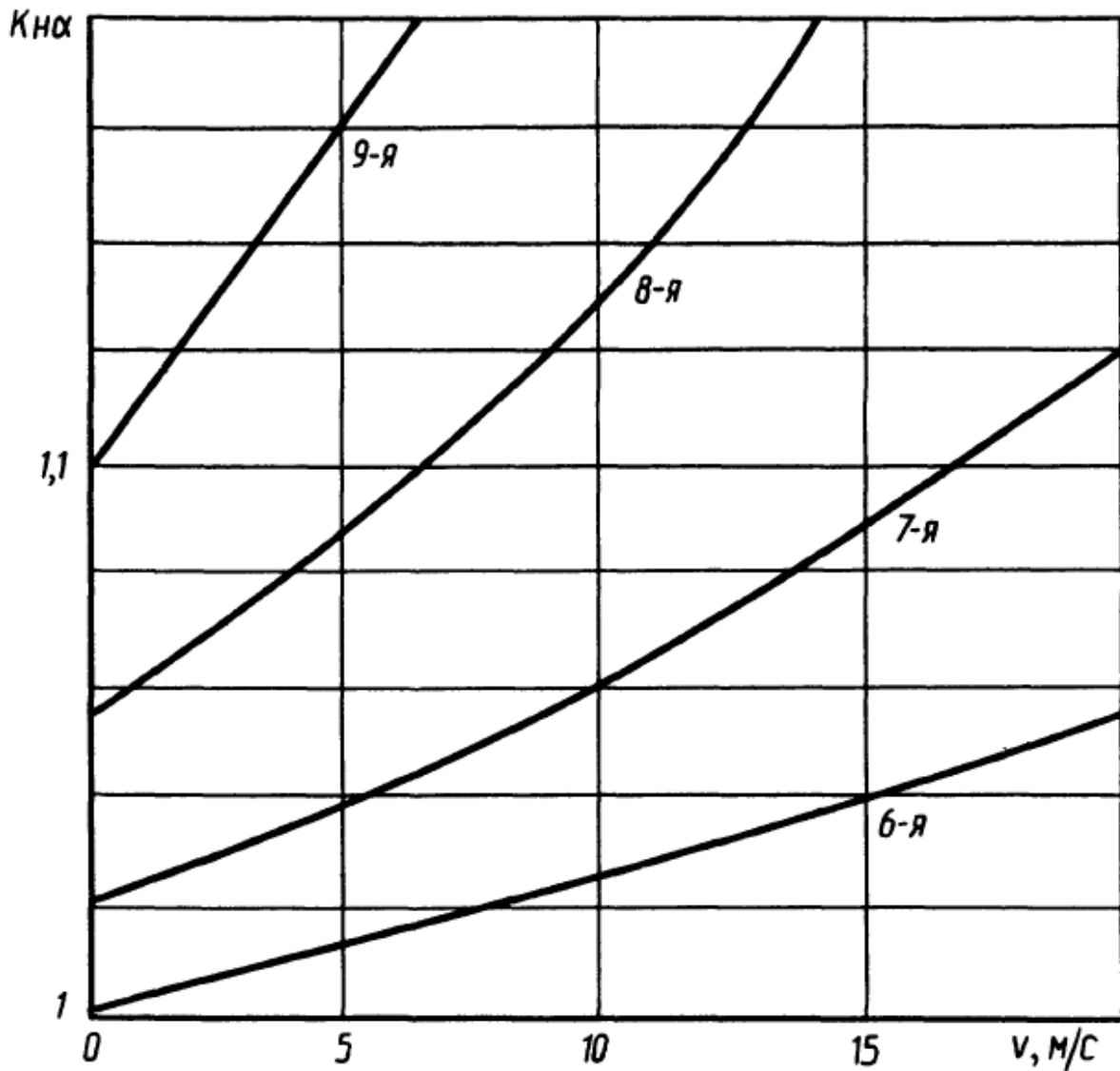


Рис.2.2.График для определения коэффициента  $K_{Ha}$  по кривым степени точности

г)  $K_{Hv}$  – коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи (табл.2.9)

Таблица 2.8

Значения коэффициентов  $K_{Hv}$  и  $K_{Fv}$  при  $H \leq 350$  НВ<sub>2cp</sub>

Степень точности	Коэффициент	Окружная скорость $v$ , м/с					
		1	2	4	6	8	10

8	$K_{Hv}$	$\frac{1.04}{1.01}$	$\frac{1.08}{1.02}$	$\frac{1.16}{1.04}$	$\frac{1.2}{4}$ 1.0	$\frac{1.3}{2}$ 1.0	$\frac{1.4}{1.08}$
	$K_{Fv}$	$\frac{1.10}{1.03}$	$\frac{1.20}{1.06}$	$\frac{1.38}{1.11}$	6	7	$\frac{1.96}{1.29}$
					$\frac{1.5}{8}$ 1.1	$\frac{1.7}{8}$ 1.2	
					7	3	

*Примечание.* В числителе приведены данные для прямозубых колес, в знаменателе для косозубых и колес с круговыми зубьями

Допускаемая недогрузка передачи ( $\sigma_H < [\sigma]_H$ ) не более 10% и перегрузка до 5%. Если условие не выполняется, то следует изменить ширину венца колеса  $b_2$ .

### 2.6.13. Проверить напряжения изгиба зубьев шестерни $\sigma_{F1}$ и колеса $\sigma_{F2}$ , Н/мм<sup>2</sup>:

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

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

где а)  $K_{F\alpha}$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для прямозубых колес  $K_{F\alpha}=1$ , для косозубых  $K_{F\alpha}=0,91$ .

б)  $K_{F\beta}$  – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. Для прирабатывающих зубьев колес  $K_{F\beta}=1$ .

в)  $K_{Fv}$  – коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи (см. табл. 2.8);

г)  $Y_{F1}$  и  $Y_{F2}$  – коэффициенты формы зуба шестерни и колеса. Определяются по таблице 2.10 для прямозубых колес. Для косозубых – в зависимости от эквивалентного

числа зубьев шестерни -  $z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta}$

и колеса  $z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta}$ .

д)  $Y_{\beta} = 1 - \beta^{\circ} / 140^{\circ}$  - коэффициент, учитывающий наклон зуба. Для прямозубых колес  $Y_{\beta} = 1$ ;

Таблица 2.10

Коэффициенты формы зуба  $Y_{F1}$  и  $Y_{F2}$

$z$ или $z_v$	16	20	22	25	26	30	32	35	40	60	65	80	180	$\infty$
$Y_F$	4.28	4.07	3.98	3.9	3.88	3.8	3.78	3.75	3.7	3.62	3.62	3.61	3.62	3.63

Если  $\sigma_F > [\sigma]_F$  свыше 5%, то надо увеличить модуль  $m$ , соответственно пересчитать число зубьев.

Полученные данные свести в таблицу 2.11.

Таблица 2.11

Параметры зубчатой цилиндрической передачи, мм

Проектный расчет			
Параметр	Значение	Параметр	Значение
Межосевое расстояние $a_w$		Угол наклона зубьев $\beta$	
Модуль зацепления $m$		Диаметр делительной окружности: шестерни $d_1$ колеса $d_2$	
Ширина зубчатого венца: шестерни $b_1$ колеса $b_2$			
Число зубьев. шестерни $z_1$ колеса $z_2$		Диаметр окружности вершин шестерни $d_{a1}$ колеса $d_{a2}$	
Вид зубьев		Диаметр окружности впадин шестерни $d_{f1}$ колеса $d_{f2}$	
Проверочный расчет			
Параметр	Допускаемые значение	Расчетные значения	Примечания
Контактные напряжения $\sigma$ , Н/мм <sup>2</sup>			
Напряжения изгиба, Н/мм <sup>2</sup>	$\sigma_{F1}$		
	$\sigma_{F2}$		

### 2.7. Расчет закрытой конической зубчатой передачи<sup>4</sup>

<sup>4</sup> Для заданий с коническим редуктором

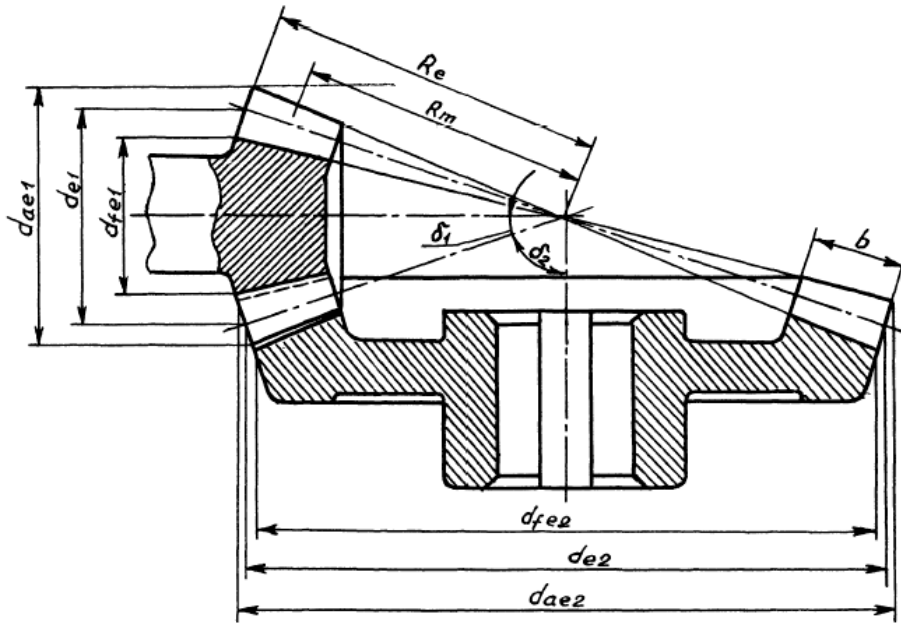


Рис.2.3. Геометрические параметры конической зубчатой передачи

### Проектный расчет

**2.7.1. Определить главный параметр — внешний делительный диаметр колеса  $d_{e2}$ , мм:**

$$d_{e2} \geq 165^3 \sqrt{K_{H\beta} \frac{u T_2 \cdot 10^3}{g_H [\sigma]_H^2}},$$

где а)  $K_{H\beta}$  — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца. Для прирабатывающихся колес с прямыми зубьями  $K_{H\beta}=1$ , с круговыми зубьями  $K_{H\beta}=1,1$ ;

б)  $v_H$  — коэффициент вида конических колес. Для прямозубых колес  $v_H=1$ . Для колес с круговыми зубьями:  $v_H=1,85$  — при твердости колеса и шестерни  $H \leq 350$  HB;  $v_H=1,5$  — при твердости колеса  $H \leq 350$  HB<sub>2cp</sub>, и шестерни  $H \geq 45$  HRC<sub>э1cp</sub>.

Полученное значение внешнего делительного диаметра колеса  $d_{e2}$  для нестандартных передач округлить до ближайшего целого числа

**2.7.2. Определить углы делительных конусов шестерни  $\delta_1$  и колеса  $\delta_2$**

$$\delta_2 = \arctg u; \delta_1 = 90 - \delta_2.$$

**2.7.3. Определить внешнее конусное расстояние  $R_e$ , мм:**

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2}.$$

Значение  $R_e$  до целого числа не округлять.

**2.7.4. Определить ширину зубчатого венца шестерни и колеса  $b$ , мм:**

$$b = \psi_R R_e$$

где  $\psi_R = 0,285$  — коэффициент ширины венца. Значение  $b$  округлить до целого числа по ряду  $Ra 40$  (см. приложение 1 табл. 9).

**2.7.5. Определить внешний окружной модуль  $m_e$  — для прямозубых колес,  $m_{te}$  — для колес с круговыми зубьями, мм:**

$$m_e(m_{te}) = \frac{14T_2 \cdot 10^3}{\mathcal{G}_F d_{e2} b [\sigma]_F} K_{F\beta},$$

где а)  $K_{F\beta}$  — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца. Для прирабатывающихся колес с прямыми зубьями  $K_{F\beta} = 1$ , с круговыми зубьями  $K_{F\beta} = 1,08$ ;

в)  $v_F$  — коэффициент вида конических колес. Для прямозубых колес  $v_F = 0,85$ ; для колес с круговыми зубьями  $v_F = 1$

Значение модуля, полученное с точностью до двух знаков после занятой, до стандартной величины не округлять. В силовых конических передачах принять  $m_e$  ( $m_{te}$ )  $\geq 15$  мм, при этом в открытых передачах значение модуля  $m_e$  увеличить на 30% из-за повышенного изнашивания зубьев.

**2.7.6. Определить число зубьев колеса  $z_1$  и шестерни  $z_2$ :**

$$z_2 = \frac{d_{e2}}{m_e(m_{te})}; \quad z_1 = \frac{z_2}{u}$$

Полученные значения  $z_1$  и  $z_2$  округлить в ближайшую сторону до целого числа. Из условия уменьшения шума и отсутствия подрезания зубьев рекомендуется принять  $z_1 \geq 15$  - для колес с круговыми зубьями,  $z_2 \geq 18$  — для прямозубых колес.

**2.7.7. Определить фактическое передаточное число  $u_\phi$  и проверить его отклонение  $\Delta u$  от заданного  $u$ :**

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1}; \quad \Delta u_\phi = \frac{|u_\phi - u|}{u} 100\% \leq 4\%$$

При невыполнении нормы отклонения передаточного числа  $\Delta u$  следует пересчитать  $z_1$  и  $z_2$ .

**2.7.8. Определить действительные углы делительных конусов шестерни  $\delta_1$  и колеса  $\delta_2$ :**

$$\delta_2 = \arctg u_\phi; \quad \delta_1 = 90 - \delta_2.$$

**2.7.9.** Для конических передач с разностью средних твердостей шестерни и колеса  $HB_{1cp} - HB_{2cp} \leq 100$  (см. табл. 2.1) выбрать из табл. 2.12 коэффициент смещения инструмента  $x_{e1}$  для прямозубой шестерни и  $x_{n1}$  для шестерни с круговым зубом. Коэффициенты смещения колес соответственно  $x_{e2} = -x_{e1}$  и  $x_{n2} = -x_{n1}$ . Если  $HB_{1cp} - HB_{2cp} > 100$ , то  $x_1 = x_2 = 0$ .

Для передач, у которых  $z_1$  и  $u$  отличаются от указанных в табл. 2.12, коэффициенты  $x_{e1}$  и  $x_{e2}$  принимают с округлением в большую сторону.

**2.7.10. Определить фактические внешние диаметры шестерни и колеса, мм:**

Диаметры	Для прямозубой передачи	Для передачи с круговым зубом при $\beta=35^\circ$
Делительный: шестерни колеса	$d_{e1} = m_e z_1$ $d_{e2} = m_e z_2$	$d_{e1} = m_{te} z_1$ $d_{e2} = m_{te} z_2$
Вершин зубьев: шестерни колеса	$d_{ae1} = d_{e1} + 2(1+x_{e1})m_e \cos\delta_1$ $d_{ae2} = d_{e2} + 2(1-x_{e1})m_e \cos\delta_2$	$d_{ae1} = d_{e1} + 1,64(1+x_{n1})m_{te} \cos\delta_1$ $d_{ae2} = d_{e1} + 1,64(1-x_{n1})m_{te} \cos\delta_2$
Впадин зубьев: шестерни колеса	$d_{fe1} = d_{e1} - 2(1,2-x_{e1})m_e \cos\delta_1$ $d_{fe2} = d_{e2} - 2(1,2+x_{e1})m_e \cos\delta_2$	$d_{fe1} = d_{e1} - 1,64(1,2-x_{n1})m_{te} \cos\delta_1$ $d_{fe2} = d_{e2} + 1,64(1,2+x_{n1})m_{te} \cos\delta_2$

Дальнейшие расчеты ведутся по фактическим внешним диаметрам передачи  $d_e$

Таблица 2.12

Коэффициенты смещения  $x_{e1}$  и  $x_{e2}$  для шестерен конических передач

$z$	$x_{e1}$ при передаточном числе $u$					$x_{n1}$ при передаточном числе $u$				
	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0
12	—	0,50	0,53	0,56	0,57	0,32	0,37	0,39	0,41	0,42
13	0,44	0,48	0,52	0,54	0,55	0,30	0,35	0,37	0,39	0,40
14	0,42	0,47	0,50	0,52	0,53	0,29	0,33	0,35	0,37	0,38
15	0,40	0,45	0,48	0,50	0,51	0,27	0,31	0,33	0,35	0,36
16	0,38	0,43	0,46	0,48	0,49	0,26	0,30	0,32	0,34	0,35
18	0,36	0,40	0,43	0,45	0,46	0,24	0,27	0,30	0,32	0,32
20	0,34	0,37	0,40	0,42	0,43	0,22	0,26	0,28	0,29	0,29
25	0,29	0,33	0,36	0,38	0,39	0,19	0,21	0,24	0,25	0,25
30	0,25	0,28	0,31	0,33	0,34	0,16	0,18	0,21	0,22	0,22
40	0,20	0,22	0,24	0,26	0,27	0,11	0,14	0,16	0,17	0,17

**2.7.11. Определить средний делительный диаметр шестерни  $d_1$  и колеса  $d_2$ , мм:**

$$d_1 \approx 0.857d_{e1}; \quad d_2 \approx 0.857d_{e2}.$$

Значения  $d_1$  и  $d_2$  до целого числа не округлять.

Таблица 2.13

Коэффициенты формы зуба  $Y_F$

$z_1$	Коэффициент смещения режущего инструмента $\lambda$										
	-0,5	-0,4	-0,3	-0,2	-0,1	0	+0,1	+0,2	+0,3	+0,4	+0,5
17	—	—	—	—	4,5	4,27	4,03	3,83	3,67	3,53	3,4
20	—	—	—	4,55	4,28	4,07	3,89	3,75	3,61	3,5	3,39
25	—	4,6	4,39	4,2	4,04	3,9	3,77	3,67	3,57	3,48	3,39
30	4,6	4,32	4,15	4,05	3,9	3,8	3,7	3,62	3,55	3,47	3,4
40	4,12	4,02	3,92	3,84	3,77	3,7	3,64	3,58	3,53	3,48	3,42
50	3,97	3,88	3,81	3,76	3,7	3,65	3,61	3,57	3,53	3,49	3,44
60	3,85	3,79	3,73	3,7	3,66	3,63	3,59	3,56	3,53	3,5	3,46
80	3,73	3,7	3,68	3,65	3,62	3,61	3,58	3,56	3,54	3,52	3,5
100	3,68	3,67	3,65	3,62	3,61	3,6	3,58	3,57	3,55	3,53	3,52
180	3,62	3,62	3,62	3,62	3,62	3,62	3,60	3,59	3,58	3,56	3,54
$\infty$	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63

### Проверочный расчет

#### 2.7.12. Проверить контактные напряжения $S_H$ , Н/мм<sup>2</sup>.

$$\sigma_H = 470 \sqrt{K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} \frac{F_t \sqrt{u_\phi^2 + 1}}{g_H d_{e2} b}} \leq [\sigma]_H,$$

где  $K_{H\alpha} = 1$

Допускаемая недогрузка передачи ( $\sigma_H < [\sigma]_H$ ) не более 10% и перегрузка до 5%. Если условие не выполняется, то следует изменить ширину венца колеса и шестерни  $b$ .

#### 2.7.13. Проверить напряжения изгиба зубьев шестерни $\sigma_{F1}$ и колеса $\sigma_{F2}$ , Н/мм<sup>2</sup>:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} Y_\beta \frac{F_t}{g_F b m_e (m_{te})} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\nu} \leq [\sigma]_{F2};$$

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

где  $K_{F\alpha} = 1$ ;  $K_{F\nu}$  – определяется аналогично коэффициенту  $K_{H\nu}$ ;  $Y_{F1}$  и  $Y_{F2}$  – коэффициенты формы зуба, определяются по таблице 2.13 в зависимости от эквивалентного числа зубьев шестерни  $z_{v1}$  и колеса  $z_{v2}$ :

$$\text{для прямозубых колес: } z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2};$$

$$\text{для колес круговыми зубьями: } z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cos^3 \beta}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2 \cos^3 \beta}$$

где  $\beta = 35^\circ$  - угол наклона зубьев;

$Y_\beta = 1$  – коэффициент, учитывающий наклон зубьев.

Если  $\sigma_F > [\sigma]_F$  свыше 5%, то надо увеличить модуль  $m_e(m_{te})$ , соответственно пересчитать число зубьев шестерни  $z_1$  и колеса  $z_2$ .

Полученные данные свести в таблицу 2.14.

Таблица 2.14

Параметры зубчатой конической передачи, мм

Проектный расчет			
Параметр	Значение	Параметр	Значение
Внешнее конусное расстояние $R_e$		Внешний делительный диаметр: шестерни $d_{e1}$ колеса $d_{e2}$	
Внешний окружной модуль $m_e(m_{te})$			
Ширина зубчатого венца $b$		Внешний диаметр окружности вершин: шестерни $d_{ae1}$ колеса $d_{ae2}$	
Число зубьев: шестерни $z_1$ колеса $z_2$			
Вид зубьев		Внешний диаметр окружности впадин: шестерни $d_{fe1}$ колеса $d_{fe2}$	
Угол делительного конуса, град: шестерни $\delta_1$ колеса $\delta_2$		Средний делительный диаметр: шестерни $d_1$ колеса $d_2$	

Проверочный расчет			
Параметр	Допускаемые значения	Расчетные значения	Примечание
Контактные напряжения $\sigma_H$ , Н/мм <sup>2</sup>			
Напряжения изгиба, Н/мм <sup>2</sup>	$\sigma_{F1}$		
	$\sigma_{F2}$		

В графе «Примечание» указывают в процентах фактическую недогрузку или перегрузку.

**2.8. Расчет закрытой червячной передачи<sup>5</sup>**  
**Проектный расчет**

<sup>5</sup> Для заданий с червячным редуктором

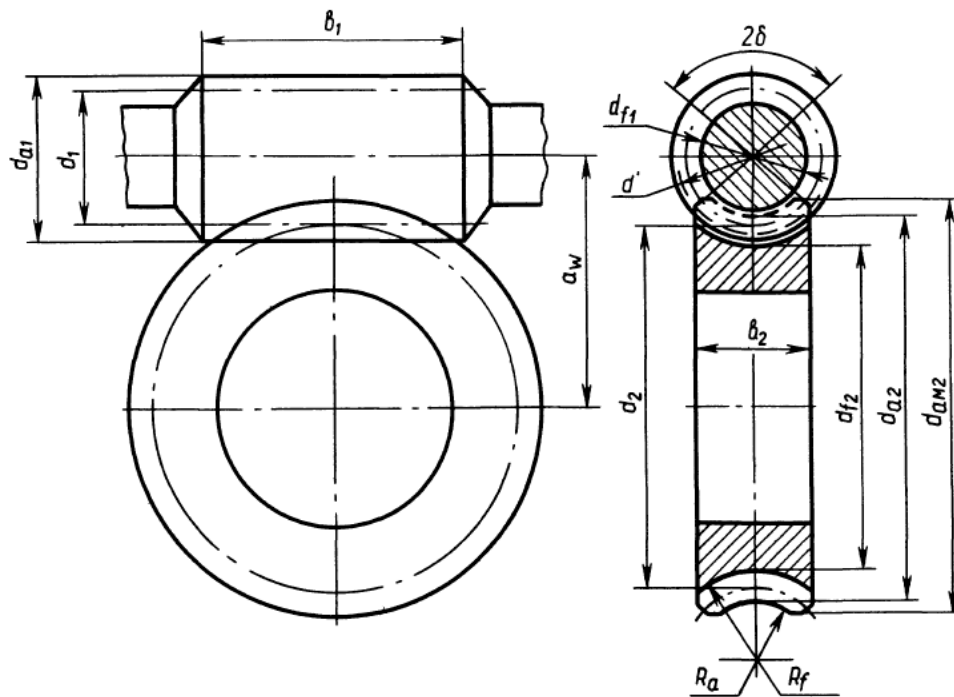


Рис.2.4. Геометрические параметры червячной передачи

**2.8.1. Определить главный параметр – межосевое расстояние  $a_w$ , мм:**

$$a_w = 613 \sqrt{\frac{T_2 \cdot 10^3}{[\sigma]_H^2}},$$

где  $[\sigma]_H$  – допускаемое контактное напряжение материала червячного колеса, Н/мм<sup>2</sup>.

Полученное значение межосевого расстояния округлить до ближайшего числа по табл.9 Приложения.

**2.8.2. Выбрать число витков червяка  $z_1$ :**

$z_1$  зависит от передаточного числа редуктора  $u_{зп}$

$u_{зп}$	От 8 до 14	от 16 до 30	свыше 30
$z_1$	4	2	1

**2.8.3. Определить число зубьев червячного колеса:  $z_2 = z_1 u_{зп}$**

Полученное значение  $z$  округлить в меньшую сторону до целого числа.

Рекомендуется  $z_2 \geq 26$ .

**2.8.4. Определить модуль зацепления  $m$ , мм:**

$$m = (1.5 \dots 1.7) \frac{a_w}{z_2}.$$

Значение модуля  $m$  округлить в большую сторону до стандартного:

	1-й	2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 10; 12,5; 16
--	-----	------------------------------------

m, мм	ряд	
	2-й ряд	3; 3,5; 6; 7; 12

При выборе модуля 1-й ряд следует предпочитать 2-му.

**2.8.5. Из условия жесткости определить коэффициент диаметра червяка:**

$$q \approx (0.212 \dots 0.25) z_2.$$

Полученное значение  $q$  округлить до стандартного из ряда чисел:

q	1-й ряд	6,3; 8; 10; 12,5; 16
	2-й ряд	7,1; 9; 11,2; 14; 18

При выборе  $q$  1-й ряд следует предпочитать 2-му.

**2.8.6. Определить коэффициент смещения инструмента  $x$ :**

$$x = \left( \frac{a_w}{m} \right) - 0.5(q + z_2).$$

По условию неподрезания и незаострения зубьев колеса значение  $x$  допускается  $-1 \leq x \leq +1$ . Если при расчете  $x$  это условие не выполняется, то следует варьировать значениями  $q$  и  $z_2$ . При этом  $z_2$  рекомендуется изменить в пределах 1...2 зубьев, чтобы не превысить допусковое отклонение передаточного числа  $\Delta u$ .

**2.8.7. Определить фактическое передаточное число  $u_\phi$  и проверить его отклонение от заданного:**

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1}; \quad \Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} 100 \leq 4\%.$$

**2.8.8. Определить фактическое значение межосевого расстояния  $a_w$ , мм:**

$$a_w = 0.5m(q + z_2 + 2x).$$

**2.8.9. Определить основные геометрические размеры передачи, мм**

а) Основные размеры червяка:

делительный диаметр  $d_1 = qm$ ;

начальный диаметр  $d_{w1} = m(q + 2x)$ ;

диаметр вершин витков  $d_{a1} = d_1 + 2m$ ;

диаметр впадин витков  $d_{f1} = d_1 - 2.4m$

делительный угол подъема линии витков  $\gamma = \arctg(z_1/q)$ ;

длина нарезаемой части червяка  $b_1 = (10 + 5.5|x| + z_1)m + C$ , где  $x$  — коэффициент смещения (см. п. 2.8.6). При  $x \leq 0$   $C = 0$ ; при  $x > 0$   $C = -(70 + 60x)m/z_2$ . Значение  $b_1$  и  $b_2$  (см. п. б) округлить до ближайшего числа по табл. 9. приложения 1.

б) Основные размеры венца червячного колеса:

делительный диаметр  $d_2 = d_{w2} = mz_2$ ;

диаметр вершин зубьев  $d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x)$ ;

наибольший диаметр колеса  $d_{am2} \leq d_{a2} + 6m/(z_1 + 2)$ ;

диаметр впадин зубьев  $d_{F2} = d_2 - 2m(1.2 - x)$ ;

ширина венца: при  $z_1=1;2$   $b_2=0,355a_w$ ; при  $z_1=4$   $b_2=0,315a_w$ ;  
 радиусы закруглений зубьев:  $R_a=0,5d_1 - m$ ;  $R_F=0,5 d_1+ 1,2m$ ;  
 условный угол обхвата червяка венцом колеса  $2\delta$ :

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}$$

Угол  $2\delta$  может быть принят равным  $90^\circ \dots 120^\circ$ .

Дальнейшие расчеты и конструирование ведутся по фактическому межосевому расстоянию и основным размерам передачи.

### Проверочный расчет

#### 2.8.10. Определить коэффициент полезного действия червячной передачи

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

где  $\varphi$  — угол трения. Определяется в зависимости от фактической скорости скольжения:

$$v_s = \frac{u_\varphi \omega_2 d_1}{2 \cos \gamma \cdot 10^3}$$

Таблица 2.15

Значения угла трения $\varphi$					
$v_s, \text{ м/с}$	$\varphi$	$v_s, \text{ м/с}$	$\varphi$	$v_s, \text{ м/с}$	$\varphi$
0,1	4	1,5	2	3	1
0,5	3	2	2	4	1
1,0	2	2,5	1	7	1

#### 2.8.11. Проверить контактные напряжения зубьев колеса $\sigma_H, \text{ Н/мм}^2$ :

$$\sigma_H = 340 \sqrt{K \frac{F_{t2}}{d_1 d_2}} \leq [\sigma]_H,$$

где а)  $F_t = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2}$  - окружная сила на колесе, Н;

б)  $K$  — коэффициент нагрузки. Принимается в зависимости от окружной скорости колеса:

$$v_2 = \frac{\omega_2 d_2}{2 \cdot 10^3}, \text{ м/с};$$

$K=1$  при  $v_2=3$  м/с;  $K=1,1 \dots 1,3$  при  $v_2 > 3$  м/с;

Допускаемая недогрузка передачи ( $\sigma_H < [\sigma]_H$ ) не более 15% и перегрузка до 5%. Если условие прочности не выполняется, то следует выбрать другую марку венца червячного колеса.

#### 2.8.12. Проверить напряжения изгиба зубьев колеса $\sigma_F, \text{ Н/мм}^2$ :

$$\sigma_F = 0.7Y_{F2} \frac{F_{t2}}{b_2 m} K \leq [\sigma]_F,$$

где  $Y_{F2}$  – коэффициент формы зуба. Определяется по таблице 2.16 интерполированием в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса:

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}.$$

Таблица 2.16

Коэффициенты формы зуба  $Y_{F2}$  червячного колеса

$z_{v2}$	$Y_{F2}$	$z_{v2}$	$Y_{F2}$	$z_{v2}$	$Y_{F2}$	$z_{v2}$	$Y_{F2}$
20	1,98	30	1,76	40	1,55	80	1,34
24	1,88	32	1,77	45	1,48	100	1,30
26	1,85	35	1,64	50	1,45	150	1,27
28	1,80	37	1,61	60	1,40	300	1,24

При проверочном расчете  $\sigma_F$  получаются меньше  $[\sigma_F]$ , так как нагрузочная способность червячных передач ограничивается контактной прочностью зубьев червячного колеса.

Полученные результаты свести в таблицу 2.17

Таблица 2.17

Параметры червячной передачи, мм

Проектный расчет			
Параметр	Значение	Параметр	Значение
Межосевое расстояние $a_w$		Ширина зубчатого венца, $b_2$	
Модуль зацепления, $m$		Длина нарезаемой части червяка, $b_1$	
Коэффициент диаметра червяка $q$		Диаметры червяка: делительный $d_1$ начальный $d_{w1}$ вершин витков $d_{a1}$ впадин витков $d_{f1}$	
Делительный угол витков червяка, $\gamma$ , град.			
Угол обхвата червяка венцом колеса, $2\delta$ , град.		Диаметры колеса: $d_2 = d_{w2}$ вершин зубьев $d_{a2}$ впадин зубьев $d_{f21}$ наибольший диаметр $d_{am2}$	

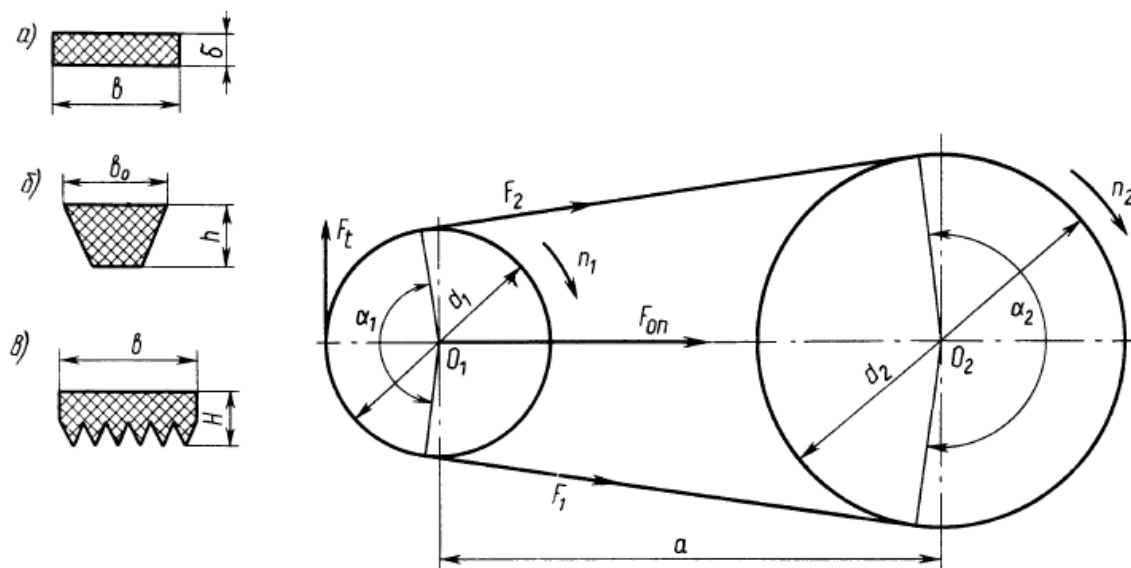
Число витков червяка, $z_1$			
Число зубьев колеса, $z_2$			
Проверочный расчет			
Параметр	Допускаемые значения	Расчетные значения	Примечание
Коэффициент полезного действия, $\eta$			
Контактные напряжения $\sigma_H$ , Н/мм <sup>2</sup>			
Напряжения изгиба $\sigma_F$ , Н/мм <sup>2</sup>			

### 3. РАСЧЕТ ОТКРЫТОЙ ПЕРЕДАЧИ

#### 3.1. Расчет клиноременной передачи<sup>6</sup> Проектный расчет

##### 3.1.1. Выбрать сечение ремня.

Выбор сечения ремня производится по номограмме (см. рис.3.2) в зависимости от мощности, передаваемой ведущим шкивом,  $P_1$ , кВт, и его частоты вращения  $n_1$ , об/мин (см. табл.1.2).



<sup>6</sup> Для заданий с клиноременной открытой передачей

Рис.3.1 Геометрические и силовые параметры ременной передачи

**3.1.2. Определить минимально допустимый диаметр ведущего шкива  $d_{1min}$ , мм, по таблице 3.1 в зависимости от вращающего момента на валу двигателя  $T_{дв}$ , Н·м (см.табл.1.2), и выбранного сечения ремня.**

**3.1.3. Задаться расчетным диаметром ведущего шкива  $d_1$ .**

В целях повышения срока службы ремней рекомендуется применять ведущие шкивы с диаметром  $d_1$  на 1...2 порядка выше  $d_{1min}$  из стандартного ряда (см. табл. 12 приложения 1)

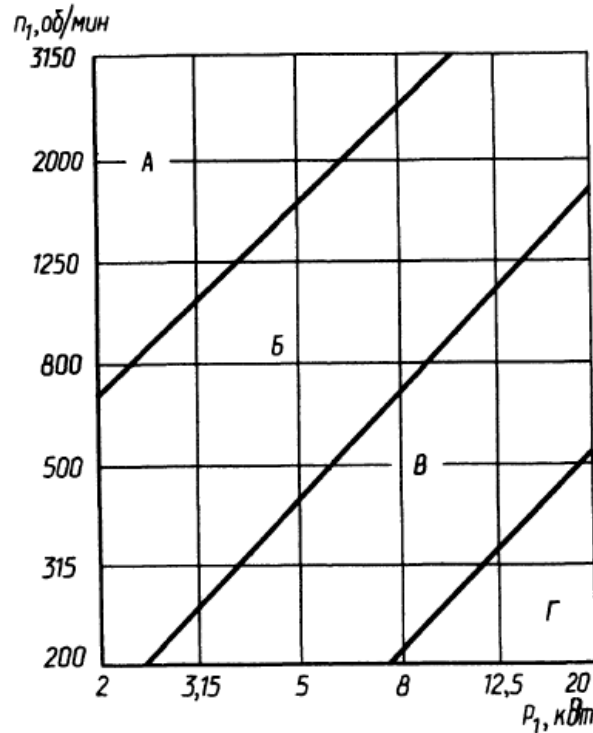


Рис.3.2. Нанограмма для выбора клиновых ремней нормального сечения

Таблица 3.1

Минимальные значения диаметра меньших шкивов для передачи наибольших моментов

Обозначение сечения ремня	Нормального сечения			Узкого сечения		
	О	А	Б	УО	УА	УБ
Вращающий момент, Нм	<30	15...60	50...150	<150	90...400	300...2000
$d_{min}$ , мм	63	90	125	63	90	140

**3.1.4. Определить диаметр ведомого шкива  $d_2$ , мм:**

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

где  $u$  передаточное число ременной передачи (см.табл.1.2);  $\varepsilon=0,01\dots0,02$  - коэффициент скольжения. Полученное значение  $d_2$  округлить до ближайшего стандартного по табл. 12 приложения

**3.1.5. Определить фактическое передаточное число  $u_\phi$  и проверить его отклонение  $\Delta u$  от заданного  $u$ :**

$$u_\phi = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)}; \quad \Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} 100\% \leq 3\%.$$

**3.1.6. Определить ориентировочное межосевое расстояние  $a$ , мм:**

$$a \geq 0.55(d_1 + d_2) + h(H),$$

где  $h(H)$  – высота сечения клинового ремня (см.табл.10 приложения).

**3.1.7. Определить расчетную длину ремня  $l$ , мм:**

$$l = 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}.$$

Значение  $l$  округлить до ближайшего стандартного по табл. 10 приложения.

**3.1.8. Уточнить значение межосевого расстояния по стандартной длине:**

$$a = 0.125 \left\{ 2l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right\}.$$

При монтаже необходимо обеспечить возможность уменьшения и увеличения межосевого расстояния  $a$ , для облегчения надевания ремней и их натяжения.

**3.1.9. Определить угол обхвата ремнем ведущего шкива  $\alpha_1$ , град:**

$$\alpha_1 = 180 - 57 \frac{d_2 - d_1}{a}.$$

Угол  $\alpha_1$  должен быть  $\geq 120^\circ$ .

**3.10. Определить скорость ремня  $v$ , м/с:**

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} \leq [v],$$

где  $[v]=25$  м/с - допускаемая скорость, м/с.

**3.1.11. Определить частоту пробегов ремня  $U$ , с<sup>-1</sup>:**

$$U = \frac{v}{l} \leq [U],$$

где  $[U]=30$  с<sup>-1</sup> – допускаемая частота пробегов. Соотношение  $U \leq [U]$  условно выражает долговечность ремня и его соблюдение гарантирует срок службы – 1000 – 5000 ч.

**3.1.12. Определить допускаемую мощность, передаваемую одним клиновым ремнем  $[P_n]$ :**

$$[P_{II}] = [P_0] C_p C_\alpha C_1 C_z,$$

где  $[P_0]$  – допускаемая приведенная мощность, передаваемая одним клиновым ремнем, кВт, выбирается интерполированием из табл.3.3;  $C$  – поправочные коэффициенты (см. табл.3.2).

**3.1.13. Определить количество клиновых ремней  $z$ :**

$$z = \frac{P_{ном}}{[P_{II}]},$$

где  $P_{ном}$  – номинальная мощность двигателя, кВт (см.табл.1.2).

В проектируемых передачах малой и средней мощности рекомендуется принимать число клиновых ремней  $z \leq 5$ . Для уменьшения расчетного количества ремней следует увеличить диаметр ведущего шкива  $d_1$  или перейти на большее сечение ремня.

**3.1.14. Определить силу предварительного натяжения одного клинового ремня  $F_0$ , Н:**

$$F_0 = \frac{850 P_{ном} C_l}{z v C_\alpha C_p}.$$

**3.1.15. Определить окружную силу, передаваемую комплектом клиновых ремней  $F_t$ , Н:**

$$F_t = \frac{P_{ном} \cdot 10^3}{v}.$$

**3.1.16. Определить силы натяжения ведущей  $F_1$  и ведомой  $F_2$  ветвей одного клинового ремня, Н:**

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2z}; \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2z}.$$

**3.1.17. Определить силу давления ремней на вал  $F_{on}$  комплекта клиновых ремней, Н:**

$$F_{on} = 2F_0 z \sin \frac{\alpha_1}{2}$$

Таблица 3.2

Значения поправочных коэффициентов  $C$

Коэффициент динамичности нагрузки и длительности работы $C_p$								
Характер нагрузки	спокойная	с умеренными колебаниями	со значительными колебаниями	ударная и резко неравномерная				
$C_p$	1	0,9	0,8	0,7				
<p>Примечание. При двухсменной работе <math>C_p</math> следует понижать на 0,1; при трехсменной — на 0,2.</p>								
Коэффициент угла обхвата $\alpha$ , на меньшем шкиве $C_\alpha$								
Угол обхвата $\alpha_1$ , град		180	170	160	150	140	130	120
$C_\alpha$	для плоских ремней	1	0,97	0,94	0,91	—	—	—
	для клиновых и поликлиновых ремней	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83
Коэффициент влияния натяжения от центробежной силы $C_v$								
Скорость ремня $v$ , м/с		1	5	10	15	20	25	30
$C_v$	для плоских ремней	1,04	1,03	1	0,95	0,88	0,79	0,68
	для клиновых и поликлиновых ремней	1,05	1,04	1	0,94	0,85	0,74	0,6
Коэффициент угла наклона линии центров шкивов к горизонту $C_\theta$								
Угол наклона $\theta$ , град		0...60		60...80		80...90		
$C_\theta$			1		0,9		0,8	

Продолжение таблицы 3.2

Коэффициент влияния отношения расчетной длины ремня $l_p$ к базовой $l_0$							
Отношение $l_p/l_0$		0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4
$C_l$	для клинового ремня нормального сечения	0,82	0,89	0,95	1	1,04	1,07
	для клинового узкого и поликлинового ремней	0,85	0,91	0,96	1	1,03	1,06
Коэффициент влияния диаметра меньшего шкива $C_d$							
Диаметр шкива		15	20	40	60	90	120 и более
$C_d$		0,6	0,8	0,95	1,0	1,1	1,2
Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между кордшнурами и уточными нитями плоского ремня $C_F = 0,85$							
Коэффициент числа ремней в комплекте клиноременной передачи $C_z$							
Ожидаемое число ремней $z$		2 3		4 5		6	
$C_z$		0,95		0,90		0,85	

Таблица 3.3

Допускаемая приведенная мощность [ $P_n$ ], кВт, передаваемая одним клиновым ремнем

Тип ремня	Сечение, $l_0$ , мм	Диаметр меньшего шкива $d_1$ , мм	Скорость ремня $v$ , м/с							
			2	3	5	10	15	20	25	30
Клино- вой	О 1320	63	—	0,33	0,49	0,82	1,03	1,11	—	—
		71	—	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40	—
		80	—	0,43	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65	—
		90	—	0,49	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90	1,85
		100	—	0,51	0,75	1,25	1,69	1,94	2,11	2,08
		112	—	0,54	0,80	1,33	1,79	2,11	2,28	2,27
	А 1700	90	—	0,71	0,84	1,39	1,75	1,88	—	—
		100	—	0,72	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29	—
		112	—	0,74	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82	2,50
		125	—	0,80	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27	3,14
		140	—	0,87	1,26	2,17	2,91	3,42	3,67	3,64
		160	—	0,97	1,37	2,34	3,20	3,78	4,11	4,17
	Б 2240	125	—	0,95	1,39	2,26	2,80	—	—	—
		140	—	1,04	1,61	2,70	3,45	3,83	—	—
		160	—	1,16	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88	4,47
		180	—	1,28	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76	5,53
		200	—	1,40	2,10	3,73	4,95	5,95	6,32	6,23
		224	—	1,55	2,21	4,00	5,29	6,57	7,00	7,07
Узкий клино- вой	УО 1600	63	—	0,68	0,95	1,50	1,80	1,85	—	—
		71	—	0,78	1,18	1,95	2,46	2,73	2,65	—
		80	—	0,90	1,38	2,34	3,06	3,50	3,66	—
		90	—	0,92	1,55	2,65	3,57	4,20	4,50	4,55
		100	—	1,07	1,66	2,92	3,95	4,72	5,20	5,35
		112	—	1,15	1,80	3,20	4,35	5,25	5,85	6,15
	УА 2500	90	—	1,08	1,56	2,57	—	—	—	—
		100	—	1,26	1,89	3,15	4,04	4,46	—	—
		112	—	1,41	2,17	3,72	4,88	5,61	5,84	—
		125	—	1,53	2,41	4,23	5,67	6,0	7,12	7,10
		140	—	1,72	2,64	4,70	6,3	7,56	8,25	8,43
		160	—	1,84	2,88	5,17	7,03	8,54	9,51	9,94
	УБ 3550	140	—	1,96	2,95	5,00	6,37	—	—	—
		160	—	2,24	3,45	5,98	7,88	9,10	9,49	—
		180	—	2,46	3,80	6,70	9,05	10,6	11,4	11,5
		200	—	2,64	4,12	7,3	10,0	11,9	13,1	13,3
		224	—	2,81	4,26	7,88	10,7	13,0	14,6	15,1

Проверочный расчет

**3.1.18. Проверить прочность одного клинового ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви  $\sigma_{max}$ , Н/мм<sup>2</sup>:**

$$\sigma_{max} = \sigma_l + \sigma_u + \sigma_v \leq [\sigma]_p,$$

где а)  $\sigma_l = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2zA}$  – напряжение растяжения, Н/мм<sup>2</sup>;

б)  $\sigma_u = E_u \frac{h}{d_1}$  – напряжение изгиба (значения  $h, d_1$  см. приложение 1, табл.10), Н/мм<sup>2</sup>;  $E_u =$

80...100 Н/мм<sup>2</sup> – модуль продольной упругости при изгибе для прорезиненных ремней;

в)  $\sigma_v = \rho v^2 \cdot 10^{-6}$  – напряжение от центробежных сил, Н/мм<sup>2</sup>.

Здесь  $\rho = 1250...1400$  кг/мм<sup>3</sup> – плотность материала ремня;

г)  $[\sigma]_p = 10$  Н/мм<sup>2</sup> – допускаемое напряжение растяжения, Н/мм<sup>2</sup>.

Если получится  $\sigma_{max} > [\sigma]_p$ , то следует увеличить диаметр  $d_1$  ведущего шкива или принять большее сечение ремня и повторить расчет передачи.

Полученные данные свести в таблицу 3.4

Таблица 3.4

Параметры клиноременной передачи, мм

Параметр	Значени е	Параметр	Значени е
Тип ремня		Частота пробегов ремня $U, 1/c$	
Сечение ремня		Диаметр ведущего шкива, $d_1$	
Количество ремней, $z$		Диаметр ведомого шкива, $d_2$	
Межосевое расстояние $a$		Максимальное напряжение $\sigma_{max}$ , Н/мм <sup>2</sup>	
Длина ремня, $l$		Предварительное натяжение ремня $F_0$ , Н/мм <sup>2</sup>	
Угол обхвата малого шкива $\alpha_1$ , град.		Сила давления ремня на вал $F_{on}$ , Н	

При конструировании ременной передачи, в обязательном порядке, необходимо обеспечить возможность натяжения и смены ремней изменением межосевого расстояния, путем установки натяжного устройства. Для обеспечения безопасности эксплуатации передачи, установить защитный кожух.

### 3.2. Расчет открытых (цилиндрических и конических)<sup>7</sup> зубчатых передач

Расчет открытых зубчатых передач проводят аналогично расчету закрытых зубчатых передач в такой последовательности:

1. Определить силовые и кинематические характеристики передачи по табл. 1.2 (см. пункт. 1.5).

<sup>7</sup> Для заданий с зубчатой открытой передачей.

2. Выбрать материалы зубчатой пары и определить допускаемые контактные и изгибные напряжения (см. пункт 2.1. – 2.3).

3. Выполнить проектный и проверочный расчеты передачи (см. п. 2.6. ).

### 3.3. Расчет цепной передачи<sup>8</sup> Проектный расчет

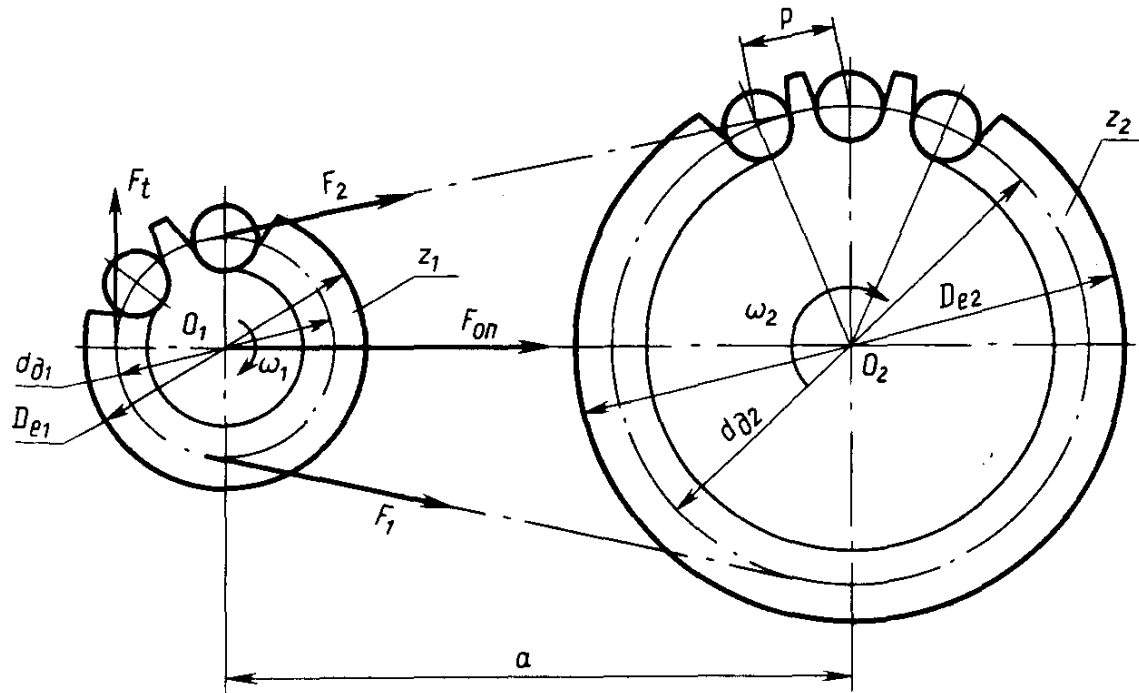


Рис.3.3. Геометрические и силовые параметры цепной передачи

#### 3.3.1. Определить шаг цепи $p$ , мм:

$$p \geq 2.83 \sqrt{\frac{T_1 \cdot 10^3 K_3}{v z_1 [p_u]}}$$

где а)  $T_1$  — вращающий момент на ведущей звездочке (равный  $T_2$  на тихоходном валу редуктора), Н·м (см: табл. 1.2.);

б)  $K_3 = K_d K_c K_\theta K_{per} K_p$  — коэффициент эксплуатации, равный произведению поправочных коэффициентов, учитывающих различные условия работы передачи (табл.3.5)

Таблица 3.5.

Значения поправочных коэффициентов  $K$

<sup>8</sup> Для заданий с цепной открытой передачей

Условия работы передачи		Коэффициент	
		обозначение	значение
Динамичность нагрузки	Равномерная Переменная или толчкообразная	$K_d$	1 1,2...1,5
Регулировка межосевого расстояния	Передвигающимися опорами Нажимными звездочками Нерегулируемые передачи	$K_{рег}$	1 0,8 1,25
Положение передачи	Наклон линии центров звездочек к горизонту, град	$\theta = 0...40$	1,15
		$\theta = 40...90$	1,05
		$\theta \leq 60$	1
		$\theta > 60$	1,25
Способ смазывания	Непрерывный (в масляной ванне или от насоса) Капельный Периодический	$K_c$	0,8
			1 1,5
Режим работы	Односменная Двухсменная Трехсменная	$K_p$	1 1,25 1,5

в)  $z_1 = 29 - 2u$  – число зубьев ведущей звездочки, где  $u$  – передаточное число цепной передачи.

Полученное значение округлить до целого нечетного числа.

г)  $[p_u]$  – допускаемое давление в шарнирах цепи, Н/мм<sup>2</sup>, выбирается по таблице 3.6. интерполированием.

Таблица 3.6

Допускаемое давление в шарнирах роликовых цепей  $[p_u]$ , Н/мм<sup>2</sup>

Шаг цепи, $p$ , мм	При частоте вращения меньшей звездочки $n$ , об/мин							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7; 15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5
19,05; 25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15
31,75; 38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15	-
44,45; 50,8	35	26	21	17,5	15	-	-	-

д)  $v$  – число рядов цепи. Для однорядных цепей типа ПР  $v = 1$

Полученное значение шага  $p$  округлить до ближайшего стандартного по табл. 11. приложения

### 3.3.2. Определить число зубьев ведомой звездочки:

$$z_2 = z_1 u .$$

Полученное значение  $z_2$  округлить до целого нечетного числа. Для предотвращения соскакивания цепи максимальное число зубьев ведомой звездочки ограничено:  $z_2 \leq 120$ .

**3.3.3. Определить фактическое передаточное число  $u_\phi$  и проверить его отклонение  $\Delta u$  от заданного  $u$ :**

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} ; \Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} 100\% \leq 4\% .$$

**3.3.4. Определить оптимальное межосевое расстояние  $a$ , мм.**

Из условия долговечности цепи  $a = (30 \dots 50)p$ , где  $p$  – стандартный шаг цепи. Тогда

$$a_p = \frac{a}{p} = 30 \dots 50 - \text{межосевое расстояние в шагах.}$$

**3.3.5. Определить число звеньев цепи  $l_p$ :**

$$l_p = 2a_p + \frac{z_2 + z_1}{2} + \frac{|(z_2 - z_1)/2\pi|^2}{a_p} .$$

Полученное значение  $l_p$  округлить до целого четного числа.

**3.3.6. Уточнить межосевое расстояние  $a_p$  в шагах:**

$$a_p = 0.25 \left\{ l_p - 0.5(z_2 + z_1) + \sqrt{[l_p - 0.5(z_2 + z_1)]^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right\} .$$

Полученное значение  $a_p$  не округлять до целого числа.

**3.3.7. Определить фактическое межосевое расстояние  $a$ , мм:**

$$a = a_p p .$$

Значение  $a$  не округлять до целого числа. Т.к. при монтаже передачи надо предусмотреть возможность уменьшения действительного межосевого расстояния на  $0.005 a$ . Таким образом, монтажное межосевое расстояние  $a_m = 0.995 a$ .

**3.3.8. Определить длину цепи  $l$ , мм:**

$$l = l_p p .$$

Полученное значение  $l$  не округлять до целого числа.

**3.3.9. Определить диаметры звездочек, мм:**

Диаметр делительной окружности:

$$\text{ведущей звездочки: } d_{\partial 1} = \frac{p}{\sin 180^\circ / z_1} ;$$

$$\text{ведомой звездочки: } d_{\partial 2} = \frac{p}{\sin 180^\circ / z_2} ;$$

Диаметр окружности выступов:

$$\text{ведущей звездочки: } D_{e1} = p \left( K + K_{z1} - \frac{0.31}{\lambda} \right);$$

$$\text{ведомой звездочки: } D_{e2} = p \left( K + K_{z2} - \frac{0.31}{\lambda} \right);$$

где  $K=0.7$  – коэффициент высоты зуба;  $K_z$  – коэффициент числа зубьев:

$$K_{z1} = \text{ctg} \left( \frac{180}{z_1} \right) - \text{ведущей звездочки, } K_{z2} = \text{ctg} \left( \frac{180}{z_2} \right) - \text{ведомой звездочки;}$$

$$\lambda = \frac{p}{d_1} - \text{геометрическая характеристика зацепления (здесь } d_1 - \text{ диаметр ролика}$$

шарнира цепи (см табл. 11. приложения)).

Диаметр окружности впадин:

$$\text{ведущей звездочки: } D_{i1} = d_{o1} - (d_1 - 0.175\sqrt{d_{o1}});$$

$$\text{ведомой звездочки: } D_{i2} = d_{o2} - (d_2 - 0.175\sqrt{d_{o2}}).$$

### Проверочный расчет

#### 3.3.10. Проверить частоту вращения меньшей звездочки $n_1$ , об/мин:

$$n \leq [n]_1,$$

где  $n$  – частота вращения тихоходного вала редуктора, об/мин (на этом валу расположена меньшая звездочка), — см. табл. 1.2;  $[n]_1 = 15 \cdot 10^3 / p$  – допускаемая частота вращения. Здесь  $p$  – в мм.

#### 3.3.11. Проверить число ударов цепи о зубья звездочек $U$ , с<sup>-1</sup>:

$$U \leq [U],$$

где  $U = 4z_1 n_1 / (60 l_p)$  расчетное число ударов цепи;

$[U] = 508/p$  — допускаемое число ударов. Здесь  $p$  — в мм.

#### 3.3.12. Определить фактическую скорость цепи $v$ , м/с:

$$v = \frac{z_1 p n_1}{60 \cdot 10^3},$$

#### 3.3.13. Определить окружную силу, передаваемую цепью $F_t$ , Н:

$$F_t = \frac{P_1 \cdot 10^3}{v},$$

где  $P_1$  — мощность на ведущей звездочке (на тихоходном валу редуктора), кВт.

#### 3.3.14. Проверить давление в шарнирах цепи $p_u$ , Н/мм<sup>2</sup>:

$$p_u = \frac{F_t K_\alpha}{A} \leq [p_u],$$

а)  $A = d_1 b_3$  — площадь проекции опорной поверхности шарнира, мм<sup>2</sup>:

где  $d_1$  и  $b_3$  — соответственно диаметр валика и ширина внутреннего звена цепи, мм (см. табл. 11. приложения 1);

в) допускаемое давление в шарнирах цепи  $[p_u]$  уточняют в соответствии с фактической скоростью цепи  $v$ , м/с.

Пригодность рассчитанной цепи определяется соотношением  $p \leq [p_u]$ . Перегрузка цепи не допускается. В таких случаях можно взять цепь типа ПР с большим шагом  $p$  и повторить проверку давления  $p_u$  в шарнире.

### 3.3.15. Проверить прочность цепи.

Прочность цепи удовлетворяется соотношением  $S \geq [S]$ ,

где  $[S]$  — допускаемый коэффициент запаса прочности для роликовых (втулочных) цепей (см. табл. 3.7);  $S$  - расчетный коэффициент запаса прочности:

$$S = \frac{F_p}{F_t K_d + F_0 + F_v},$$

где а)  $F_p$  — разрушающая нагрузка цепи, Н, зависит от шага цепи  $p$  и выбирается по табл. 11. приложения;

б)  $F_t$  — окружная сила, передаваемая цепью, Н (см. п. 3.3.13);  $K_d$  — коэффициент, учитывающий характер нагрузки (см. п. 3.3.1);

в)  $F_0 = K_f q a g$  — предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви, Н,

где  $K_f$  — коэффициент провисания;  $K_f = 6$  — для горизонтальных передач;

$K_f = 3$  - для передач, наклонных к горизонту до  $40^\circ$ ;  $K_f = 1$  — для вертикальных передач;  $q$  — масса 1 м цепи, кг/м (см. табл. 11. приложения 1);  $a$  — межосевое расстояние, м (см. п. 3.3.7);  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  — ускорение свободного падения;

г)  $F_v = qv^2$  — натяжение цепи от центробежных сил, где  $v$ , м/с — фактическая скорость цепи (см. п. 3.3.12).

Таблица 3.7

Допускаемый коэффициент запаса прочности  $[S]$  для роликовых цепей

Шаг $p$ , мм	Частота вращения меньшей звездочки $n_1$ , об/мин								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
19,05	7,2	7,8	8	8,4	8,9	9,4	9,7	10,8	11,7
25,4	7,3	7,8	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12	13,3
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11	11,8	13,4	—
38,1	7,5	8	8,9	9,8	10,8	11,8	12,7	—	—
44,45	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	—	—	—
50,8	7,7	8,3	9,5	10,8	12	—	—	—	—

### 3.3.16. Определить силу давления цепи на вал $F_{on}$ , Н:

$$F_{on} = k_e F_t + 2F_0,$$

где  $k_e$  — коэффициент нагрузки вала (см. табл. 3.5). При ударной нагрузке табличное значение  $k_e$  увеличить на 10... 15%.

Полученные данные свести в таблицу 3.8

Таблица 3.8

Параметры цепной передачи, мм

Проектный расчет			
Параметр	Значение	Параметр	Значение
Тип цепи		Диаметр делительной окружности звездочек: ведущей $de_1$ ведомой $de_2$	
Шаг цепи			
Межосевое расстояние $a$		Диаметр окружности выступов звездочек: ведущей $De_1$ ведомой $De_2$	
Длина цепи $l$			
Число звеньев $l_p$		Диаметр окружности впадин звездочек: ведущей $D_{i1}$ ведомой $D_{i2}$	
Число зубьев звездочки: ведущей $z_1$ ведомой $z_2$			
Сила давления цепи на вал $F_{on}$ , Н			
Проверочный расчет			
Параметр	Допускаемые значения	Расчетные значения	Примечание
Частота вращения ведущей звездочки $n$ , об/мин			
Число ударов цепи $U$			
Коэффициент запаса прочности $S$			

Давление в шарнирах цепи $p_c$ , Н/мм <sup>2</sup>			
--	--	--	--

## 4. РАСЧЕТ ВАЛОВ РЕДУКТОРОВ

### 4.1. Выбор материалов валов

Основными критериями работоспособности проектируемых редукторных валов являются прочность и выносливость. Они испытывают сложную деформацию — совместное действие кручения, изгиба и растяжения (сжатия). Но так как напряжения в валах от растяжения небольшие в сравнении с напряжениями от кручения и изгиба, то их обычно не учитывают.

В проектируемых редукторах рекомендуется применять термически обработанные среднеуглеродистые и легированные стали 45, 40Х, одинаковые для быстроходного и тихоходного вала.

Механические характеристики сталей для изготовления валов ( $\sigma_b$ ,  $\sigma_T$ ,  $\sigma_{-1}$ ) определяют по табл. 2.2.

### 4.2. Выбор допускаемых напряжений на кручение

Проектный расчет валов выполняется по напряжениям кручения (как при чистом кручении), т. е. при этом не учитывают напряжения изгиба, концентрации напряжений и переменность напряжений во времени (циклы напряжений). Поэтому для компенсации приближенности этого метода расчета допускаемые напряжения на кручение применяют заниженными:  $[\tau]_k = 10 \dots 20$  Н/мм<sup>2</sup>. При этом меньшие значения  $[\tau]_k$  — для быстроходных валов, большие — для тихоходных.

### 4.3. Определение геометрических параметров ступеней валов

Редукторный вал представляет собой ступенчатое цилиндрическое тело, количество и размеры ступеней которого зависят от количества и размеров установленных на вал деталей (см. рис. 4.1).

Проектный расчет ставит целью определить ориентировочно геометрические размеры каждой ступени вала: ее диаметр и длину (см. табл. 4.1).

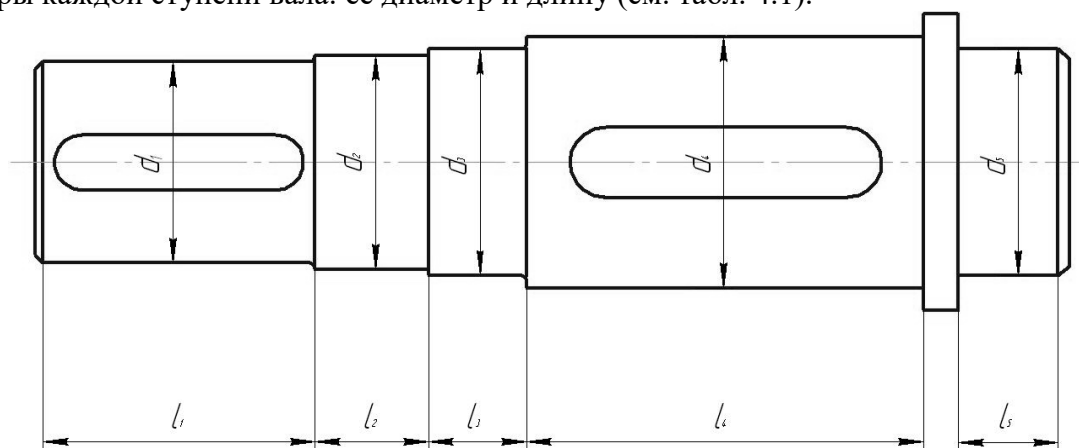


Рис.4.1. Быстроходный вал цилиндрического редуктора

### 4.4. Предварительный выбор подшипников качения

Выбор наиболее рационального типа подшипника для данных условий работы редуктора весьма сложен и зависит от целого ряда факторов: передаваемой мощности редуктора, типа передачи, соотношения сил в зацеплении, частоты вращения внутреннего кольца подшипника, требуемого срока службы, приемлемой стоимости, схемы установки.

Предварительный выбор подшипников для каждого из валов редуктора проводится в следующем порядке:

1. В соответствии с табл. 4.2 определить тип, серию и схему установки подшипников.

2. Выбрать из табл. 5-7 приложения 1 типоразмер подшипников по величине диаметра и внутреннего кольца, равного диаметру второй  $d_2$  и четвертой  $d_4$  ступеней вала под подшипники.

3. Выписать основные параметры подшипников: геометрические размеры —  $d, D, B$  ( $T, c$ ); динамическую  $C_R$  и статическую  $C_{OR}$  грузоподъемности. Здесь  $D$  — диаметр наружного кольца подшипника;  $B$  — ширина шарикоподшипников  $T$  и  $c$  — осевые размеры роликоподшипников.

Таблица 4.1

Определение размеров ступеней валов одноступенчатых редукторов

Ступень вала и ее размеры $d; l$		Вал-шестерня коническая	Вал-шестерня цилиндрическая	Вал-червяк	Вал колеса
1-я под элемент открытой передачи или полумуфту	$d_1$	$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_k \cdot 10^3}{0,2[\tau]_k}}$ , где $M_k = T$ — крутящий момент, равный вращающемуся моменту на валу, Н·м			
	$l_1$	$l_1 = (0,8 \dots 1,5)d_1$ — под звездочку; $l_1 = (1,2 \dots 1,5)d_1$ — под шкив; $l_1 = (1,0 \dots 1,5)d_1$ — под шестерню; $l_1 = (1,0 \dots 1,5)d_1$ — под полумуфту.			
2-я под уплотнение крышки с отверстием и подшипник	$d_2$	$d_2 = d_1 + 2t$ — только под уплотнение	$d_2 = d_1 + 2t$		
	$l_2$	$l_2 \approx 0,6d_2$ — только под уплотнение	$l_2 \approx 1,5d_2$	$l_2 \approx 2d_2$	$l_2 \approx 1,25d_2$
3-я под шестерню, колесо	$d_3$	$d_3 = d_2 + 3,2r$ , возможно $d_3 \leq d_{fz1}$ ; $d_3 > d_{fz1}$	$d_3 = d_2 + 3,2r$ , возможно $d_3 \leq d_{f1}$ ; при $d_3 > d_{f1}$ принять $d_3 = d_{a1}$		$d_3 = d_2 + 3,2r$
	$l_3$	$l_3$ определить графически на эскизной компоновке			
4-я под подшипник	$d_4$	$d_4 = d_3 + (2 \dots 4)$ мм	$d_4 = d_2$		
	$l_4$	$l_4$ определить графически	$l_4 = B + c$ — для шариковых подшипников $l_4 = T + c$ — для роликовых конических подшипников		

5-я упорная или под резьбу	$d_5$	$d_5$ под резьбу определить в зависимости от $d_2$ по табл. 10.11	Не конструируют				$d_5 = d_1 + 3f$ ; ступень можно заменить распорной втулкой (см. 10.1, п. 4; 10.2, п. 5, рис. 10.13)
	$l_5$	$l_5 \approx 0,4 d_4$					$l_5$ определить графически (см. 7.5, п. 5)
<p>Примечания: 1. Значения высоты буртика <math>t</math>, ориентировочные величины фаски ступицы <math>f</math> и координаты фаски подшипника <math>r</math> определить в зависимости от диаметра соответствующей ступени <math>d</math>:</p>							
$d$	17...24	25...30	32...40	42...50	52...60	62...70	71...85
$t$	2	2,2	2,5	2,8	3	3,3	3,5
$r$	1,6	2	2,5	3	3	3,5	3,5
$f$	1	1	1,2	1,6	2	2	2,5

Таблица 4.2

## Предварительный выбор подшипников

Передача	Вал	Тип подшипника	Серия	Угол контакта	Схема установки (см. 10.4, п. 1)
Цилиндрическая косозубая	Б	Радиальные шариковые однорядные при $a_w \geq 200$ мм	Средняя (легкая)	—	1 (с одной фиксирующей опорой)
		При $a_w < 200$ мм — радиальные шариковые однорядные, а при их больших размерах ( $d, D, B$ ) — роликовые конические типа 7000	Легкая (средняя)	$\alpha = 11...16^\circ$ для типа 7000	3 (враспор)
	Т		Легкая		
Коническая	Б	Роликовые конические типа 7000 или 27000 при $n_1 < 1500$ об/мин	Легкая (средняя)	$\alpha = 11...16^\circ$ для типа 7000; $\alpha = 25...29^\circ$ для типа 27000; $\alpha = 26^\circ$ для типа 46000	4 (встражку)
		Радиально-упорные шариковые типа 46000; при $n_1 \geq 1500$ об/мин			
	Т	Роликовые конические типа 7000	Легкая		3 (враспор)
Червячная	Б	Радиально-упорные шариковые типа 46000; роликовые конические типа 27000; радиальные шариковые однорядные при $a_w > 160$ мм	Средняя	$\alpha = 11...16^\circ$ для типа 7000; $\alpha = 25...29^\circ$ для типа 27000; $\alpha = 12^\circ$ для типа 36000; $\alpha = 26^\circ$ для типа 46000	2 (с одной фиксирующей опорой)
		Роликовые конические типа 7000 или радиально-упорные шариковые типа 36000 при $a_w \leq 160$ мм			
	Т	Роликовые конические типа 7000	Легкая		3 (враспор)

Свести полученные данные в таблицу 4.3.

Таблица 4.3

Вал (материал-сталь... $\sigma_0 = \dots \text{Н/мм}^2$ $\sigma_1 = \dots \text{Н/мм}^2$ $\sigma_1 = \dots \text{Н/мм}^2$ )	Размеры ступеней, мм				Подшипники			
	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$d_4$	Типо-размер	$d \times D \times B(T)$ , мм	Динамическая грузоподъемность $C_r$ , кН	Статическая грузоподъемность $C_{0r}$ , кН
	$l_1$	$l_2$	$l_3$	$l_4$				
Быстроходный								
Тихоходный								

#### 4.6. Проверочный расчет валов

Проверочный расчет валов на прочность выполняют на совместное действие изгиба и кручения. При этом расчет отражает разновидности цикла напряжений изгиба и кручения, усталостные характеристики материалов, размеры, форму и состояние поверхности валов. Проверочный расчет проводится после завершения конструктивной компоновки и установления окончательных размеров валов.

Цель расчета — определить коэффициенты запаса прочности в опасных сечениях вала и сравнить их с допускаемыми:

$$S \geq [S].$$

При высокой достоверности расчета  $[S] = 1,3 \dots 1,5$ ; при менее точной расчетной схеме  $[S] = 1,6 \dots 2,1$ .

##### 4.6.1. Определить напряжения в опасных сечениях вала, Н/мм<sup>2</sup>:

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

где  $M$  — суммарный изгибающий момент в рассматриваемом сечении (см.п. 4.5.2. г.), Н·м;  $W_{\text{нетто}}$  — осевой момент сопротивления сечения вала, мм<sup>3</sup>:  $W_{\text{нетто}} = 0,1d^3$  — при сплошном вале,  $W_{\text{нетто}} = 0,1d^3 - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$ , где  $b, t_1, d$  — размеры шпоночного паза.

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

где  $M_k$  — крутящий момент, Н·м (см.п. 4.5.2. г.);  $W_{\text{рнетто}}$  — полярный момент инерции сопротивления сечения вала, мм<sup>3</sup>:  $W_{\text{рнетто}} = 0,2d^3$  — при сплошном вале,  $W_{\text{рнетто}} = 0,2d^3 - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$ , где  $b, t_1, d$  — размеры шпоночного паза.

##### 4.6.2. Определить коэффициент концентрации нормальных и касательных напряжений для расчетного сечения вала:

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

где —  $K_\sigma$  и  $K_\tau$  — эффективные коэффициенты концентрации напряжений (табл.4.7);  $K_d$  — коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения (табл.4.8);  $K_F$  — коэффициент влияния шероховатости (табл.4.9);  $K_y$  — коэффициент влияния поверхностного упрочнения (табл.4.10).

Таблица 4.7

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений  $K_\sigma$  и  $K_\tau$   
для шпоночных пазов, выполненных фрезой

Фреза	$K_\sigma$ при $\sigma_b$ , Н/мм <sup>2</sup>			$K_\tau$ при $\sigma_b$ , Н/мм <sup>2</sup>		
	500	700	900	500	700	900
концевой	1.6	1.9	2.1	1.4	1.7	2.0
дисковой	1.4	1.5	1.7			
		5				

Таблица 4.8

Коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения  $K_d$ 

Напряженное состояние и материал	Диаметр вала $d$ , мм				
	30	40	50	70	100
Изгиб для углеродистой стали	0,8	0,85	0,81	0,76	0,71
	8				1
Изгиб для легированной стали	0,7	0,73	0,70	0,67	0,62
Кручение для всех сталей	7		70	67	2

Таблица 4.9

Коэффициент влияния шероховатости  $K_F$ 

Вид механической обработки	Параметр шероховатости поверхности $R_a$ , мкм	$K_F$ при $\sigma_b$ , Н/мм <sup>2</sup>		
		50	700	900
Обточка	2,5...0,63	1,05	1,10	1,5
Шлифованное	0,32...0,16	1,0	1,0	1,0

Таблица 4.10

Коэффициент влияния поверхностного упрочнения  $K_y$ 

Вид упрочнения	$\sigma_b$ сердцевины, Н/мм <sup>2</sup>	$K_y$		
		гладкие валы	валы с концентрацией напряжения	
			$K_{\sigma} \leq 1,5$	$K_{\sigma} = 1,8-1,2$
Закалка с нагревом	600...800	1.5...1.7	1.6...1.7	2.4...2.8
ТВЧ	800...1000	1.3...1.5	-	-
Азотирование	900...1000	1.1...1.25	1.5...1.7	1.7...2.1
Цементация	700...800	1.4...1.5	-	-
	1000...1200	1.2...1.3	2.0	-

4.6.3. Определить пределы выносливости в расчетном сечении вала, Н/мм<sup>2</sup>:

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(K_{\sigma})_D}; \quad (\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(K_{\tau})_D},$$

где  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1} \approx 0,58 \sigma_{-1}$  – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения, Н/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_{-1}$  см.табл.2.2.

**4.6.4. Определить коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:**

$$S_{\sigma} = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a}; \quad S_{\tau} = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a}.$$

**4.6.5. Определить общий коэффициент запаса прочности в опасном сечении:**

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

#### 4.7. Проверочный расчет шпонок

Призматические шпонки, применяемые в проектируемых редукторах, проверяют на смятие. Проверке подлежат две шпонки тихоходного вала – под колесом и элементом открытой передачи и одна шпонка на быстроходном валу – под полумуфтой или элементом открытой передачи.

Условие прочности:

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

где  $F_t$  - окружная сила на шестерне или колесе, Н;  $A_{см}=(0,94h-t_1)l_p$  – площадь смятия, мм<sup>2</sup>. Здесь  $l_p=l-b$  – рабочая длина шпонки со скругленными торцами, мм;  $b, h, t_1$  – стандартные размеры (см.табл.13 приложения 1);  $[\sigma]_{см} = 110..190$  Н/мм<sup>2</sup> – допускаемое напряжение смятия при стальной ступице, при чугунной ступице приведенные значения  $[\sigma]_{см}$  снижать вдвое.

Если при проверке шпонки  $\sigma_{см}$  окажется значительно ниже  $[\sigma]_{см}$ , то можно взять шпонку меньшего сечения, если получится  $\sigma_{см}>[\sigma]_{см}$ , то рациональнее перейти на посадку с натягом, или взять шпонку большего сечения.

#### 5. Тепловой расчет червячного редуктора<sup>9</sup>

Цель теплового расчета – проверка температуры масла  $t_m$  в редукторе, которая не должна превышать допускаемой  $[t]_m = 80..95^{\circ}\text{C}$ . Температура воздуха вне корпуса редуктора обычно  $t_g = 20^{\circ}\text{C}$ . Температура масла  $t_m$  в корпусе червячной передачи при непрерывной работе без искусственного охлаждения определяется по формуле:

$$t_m = \frac{t_g + P_1(1-\eta)}{K_t A},$$

где  $P_1$  — мощность на быстроходном валу редуктора, Вт;  $\eta$  — коэффициент полезного действия редуктора;  $K_t=9..17$  Вт/(м<sup>2</sup>·град) — коэффициент теплопередачи;  $A$  - площадь теплоотдающей поверхности корпуса редуктора, м<sup>2</sup>.

<sup>9</sup> Для заданий с червячным редуктором

Для определения  $A$  червячный редуктор вписывают в параллелепипед и определяют площадь его плоскостей без площади днища. Ориентировочно  $A$  можно принять в зависимости от межосевого расстояния (см. табл. 5.1).

Таблица 5.1

$a$	8	1	1	1	1	1	2	2
$w$ , мм	0	00	25	40	60	80	00	25
$A$ , м <sup>2</sup>	0,19	0,24	0,36	0,43	0,56	0,67	0,8	1,0

В проектируемых червячных редукторах при малых (до 2 кВт) и средних (до 5 кВт) мощностях фактическая температура масла  $t_m$  как правило, не превышает допускаемой  $[t]_m$ .

## 6. Выбор муфт

Основной характеристикой для выбора муфты является номинальный вращающий момент  $T$ , Н·м, установленный стандартом (см. табл.1-4 приложения 1). Муфты выбирают по большему диаметру концов соединяемых валов и расчетному моменту  $T_p$ , который должен быть в пределах номинального:

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

где  $K_p$  - коэффициент режима нагрузки (см. табл. 5.2);  $T_1(T_2)$  - вращающий момент на соответствующем валу редуктора, Н·м;  $T$  - номинальный момент (см.табл. 1-4 приложения 1)

Таблица 5.2

Тип машины	$K_p$
Конвейеры ленточные	1,25...1,50
Конвейеры винтовые, цепные, скребковые	1,5...2,0
Краны, лебедки, элеваторы	2,0...3,0

Для соединения вала электродвигателя и быстроходного вала редуктора применяют упругие втулочно-пальцевые муфты и муфты со звездочкой.

Для соединения тихоходного вала редуктора и приводного вала рабочей машины применяются цепные муфты и муфты с торообразной оболочкой.

Стандарт допускает сочетание полумуфт с различными диаметрами посадочных отверстий, если они предназначены для передачи одного и того же номинального вращающего момента.

## 6. КОНСТРУИРОВАНИЕ РЕДУКТОРА

### 6.1. Конструирование зубчатых, червячных колес и червяков

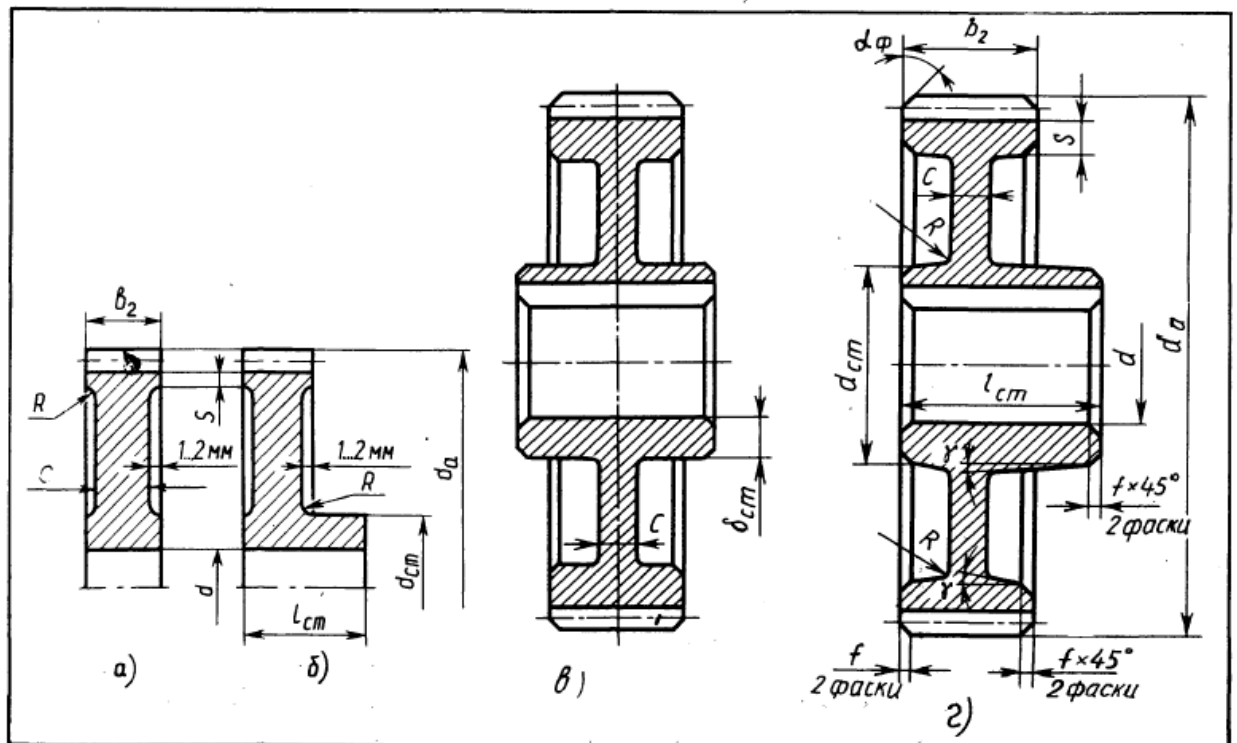
Основные параметры зубчатых, червячных колес и червяков (диаметр, ширина, модуль, число зубьев и пр.) определены при проектировании передач.

Конструкция колес и червяков зависит главным образом от проектных размеров, материала, способа получения заготовки и масштаба производства.

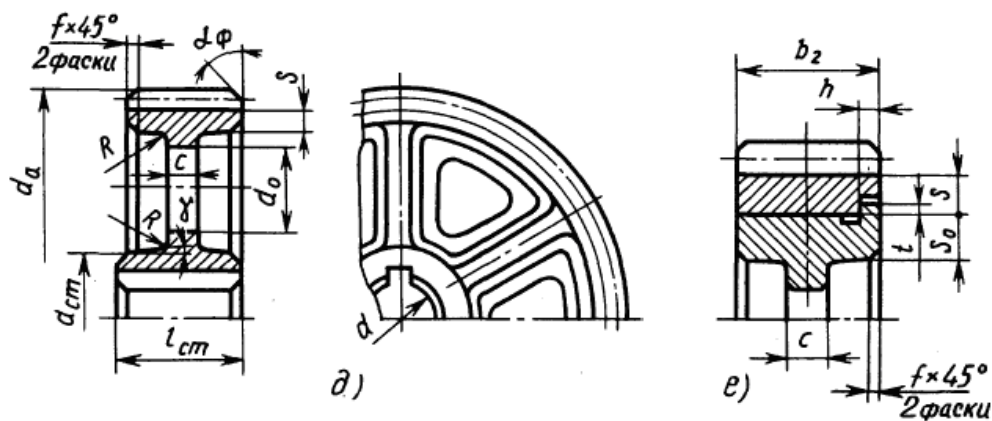
В табл. 6.1...6.4 даны расчеты конструктивных элементов зубчатых и червячных колес при индивидуальном и мелкосерийном производстве.

Таблица 6.1

Колеса зубчатые цилиндрические. Конструкция и размеры, мм



Продолжение таблицы 6.2



Элемент колеса	Размер	Способ получения заготовки		
		<i>a</i> — круглый прокат, <i>б</i> — ковка	<i>в</i> — ковка, <i>г</i> — штамповка	<i>д</i> — литые, <i>е</i> — составные
Обод	Диаметр	$d_a < 100$ мм	$d_a = 100 \dots 500$ мм	$d_a > 500$ мм
	Толщина	$S = 2,2m + 0,05b_2$		$S = 2,2m + 0,05b_2$ ; $h = 0,1b_2$ ; $S_0 \approx 1,2S$ ; $t = 0,8h$
	Ширина	$b_2$ (табл. 4.5)		
Ступица	Диаметр внутренний	$d = d_3$ (табл. 7.1)		
	Диаметр наружный	$d_{ст} = 1,55d$ при соединении шпоночном и с натягом		
	Толщина	$\delta_{ст} \approx 0,3d$		
	Длина	$a - l_{ст} = b_2$ ; $б - l_{ст} = (1,0 \dots 1,5)d$	$l_{ст} = (1,0 \dots 1,5)d$	
	$l_{ст} = (1,0 \dots 1,2)d$ — оптимальное значение			
Диск	Толщина	$C = b_2 - (2 \dots 4)$	$C = 0,5(S + \delta_{ст}) \geq 0,25b_2$	
	Радиусы закруглений и уклон	$R \geq 1$	$R \geq 6$ ; $\gamma \geq 7^\circ$	$R \geq 10$ ; $\gamma \geq 7^\circ$
	Отверстия	—	—	—

Примечания: 1. При определении длины ступицы  $l_{ст}$  числовой коэффициент перед  $d$  принимают ближе к единице при посадке колеса на вал с натягом и

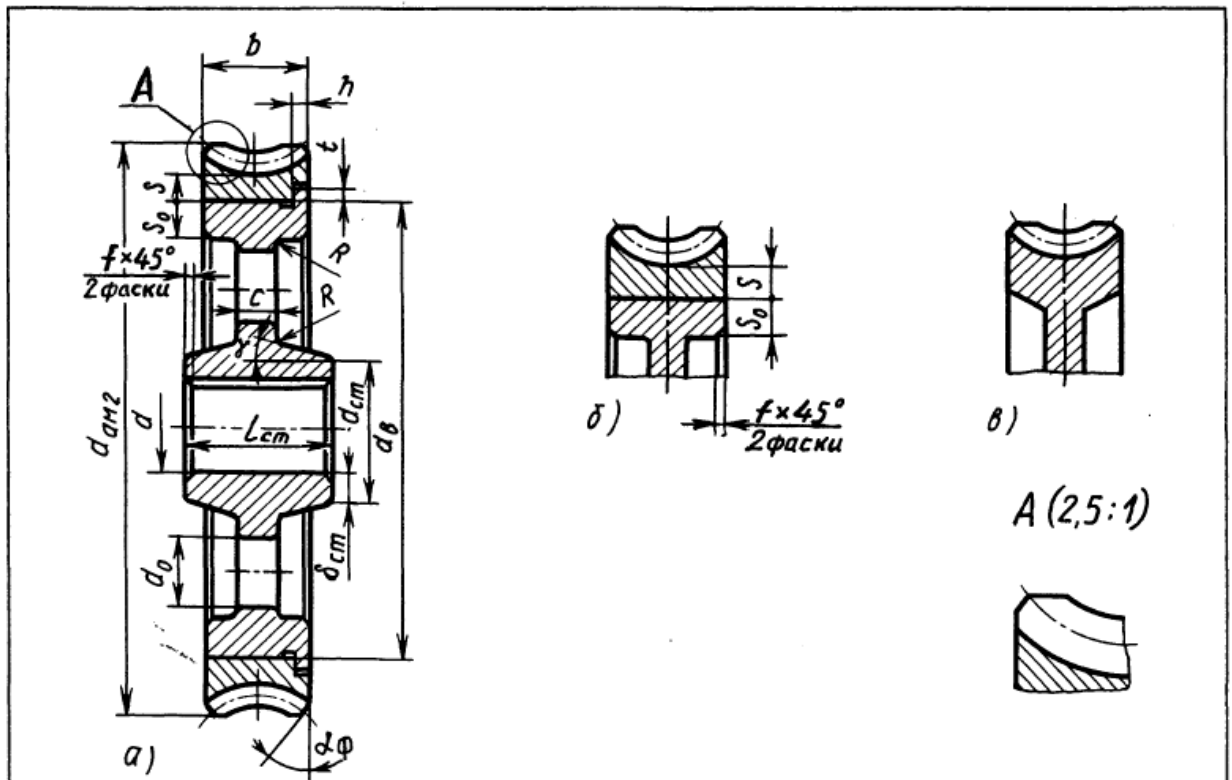
Таблица 6.3

Колеса зубчатые конические. Конструкция и размеры, мм.

Элемент	Размер			
		Способ получения заголовки		
		а—круглый прокат, б—ковка	а—ковка, б—штамповка	а—литье б—составные
Обод	Диаметр	$d_{\text{гр}} < 120 \text{ мм}$	$d_{\text{гр}} > 120 \text{ мм}$	$d_{\text{гр}} > 180 \text{ мм}$
	Толщина	$S = 2,5m_e(m_e) + 2; S_0 > 1,2 m_e(m_e)$		
	Ширина	—	$b_0 = S$	$b_0 = 0,5b; b$ (табл. 4.8)
Ступица	Диаметр внутренний	$d = d_3$ (табл. 7.1)		
	Диаметр наружный	$d_{\text{ст}} = 1,55 d$ при соединении шпоночном и с натягом		
	Толщина	$\delta_{\text{ст}} \approx 0,3 d$		
	Длина	$l_{\text{ст}} = (1,2 \dots 1,5)d$		
Диск	Толщина	$C$ — определяется графически	$C = 0,5 (S + \delta_{\text{ст}}) \geq 0,25b$	
	Радиусы закруглений и уклон	$R \geq 1$	$R > 1;$ $R_1 \geq 6;$ $\gamma > 7^\circ$	$R > 10; \gamma > 7^\circ$
	Отверстия	—	—	См. табл. 10.4
<p>Примечания:</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>См. примечание 1 к табл. 10.2.</li> <li>На торцах зубьев выполняют фаски размером <math>f = 0,5m_e(m_e)</math> с округлением до стандартного значения по табл. 10.1.</li> <li>Фаски снимают параллельно оси отверстия колеса.</li> <li>Колеса конструируются со ступицей, выступающей за торец диска со стороны большого конуса; при этом размер <math>K</math> принимается конструктивно.</li> <li>Для шестерни открытой передачи при больших размерах длины зуба <math>b</math> длина ступицы <math>l_{\text{ст}}</math> принимается конструктивно.</li> </ol>				

Таблица 6.4

Колеса червячные. Конструкция и размеры, мм



а и б—с напрессованным венцом (б—с натягом), в—цельное колесо из чугуна

Элемент колеса	Размер	Значение
Обод	Диаметр наибольший	$d_{ам2}$ (см. табл. 4.11)
	Диаметр внутренний	$d_в = 0,9d_2 - 2,5m$ ; $d_2$ и $m$ (см. табл. 4.11)
	Толщина	$S \approx 0,05d_2$ ; $S_0 \approx 1,2S$ ; $h = 0,15b_2$ ; $t = 0,8h$
	Ширина	$b_2$ (см. табл. 4.11)

Элемент колеса	Размер	Значение
Ступица	Диаметр внутренний	$d = d_3$ (см. табл. 7.1)
	Диаметр наружный	Стальная $d_{ст} = 1,55d$ , чугунная $d_{ст} = 1,6d$ при соединении шпоночном и с натягом
	Толщина	$\delta_{ст} \approx 0,3 d$
	Длина	$l_{ст} = (1...1,5)d$
Диск	Толщина	$C = 0,5(S + \delta_{ст}) \geq 0,25b_2$
	Радиусы закруглений и уклон	$R \geq 10; \geq 7^\circ$
	Отверстия	$d_0 \geq 25 \text{ мм};$ $n_0 = 4...6$
<p><b>Примечания:</b></p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. См. примечание 1 к табл. 10.2.</li> <li>2. На торцах зубьев выполняют фаски размером <math>f = 0,5 t</math> с округлением до стандартного значения по табл. 10.1.</li> <li>3. Угол фаски <math>\alpha_\phi = 45^\circ</math>.</li> </ol>		

## 6.2. Конструирование корпуса редуктора

Корпус редуктора служит для размещения и координации деталей передачи, защиты их от загрязнения, организации системы смазки, а также восприятия сил, возникающих в зацеплении редукторной пары, подшипниках, открытой передачи.

В проектируемых одноступенчатых редукторах принята в основном конструкция разъемного корпуса, состоящего из крышки и основания. Корпуса червячных редукторов с межосевым расстоянием  $a_w \leq 140$  мм изготавливают неразъемными.

Габаритные размеры корпуса определяются размерами расположенной в нем редукторной пары и кинематической схемой редуктора. При этом вертикальные стенки редуктора перпендикулярны основанию, верхняя плоскость крышки корпуса параллельна основанию – редукторная пара вписывается в параллелепипед.

Толщина стенок корпуса и ребер жесткости принимаются одинаковыми:

$$\delta = 1,84\sqrt{T_2} \geq 6 \text{ мм} ,$$

где  $T_2$  – вращающий момент на тихоходном валу, Н·м.

толщина фланцев:  $b = 1,5\delta$ ;

длина подшипникового узла:  $l=h+B+(10...12)$ мм; где  $h$  – высота центрирующего пояса торцевой крышки, мм;  $B$  – ширина подшипника.

Диаметры  $d$  винтов (болтов) фланцев корпуса редуктора определяются по таблице 6.5. ( $d_1$  – болты фундаментного фланца основания корпуса,  $d_2$  – подшипниковой бобышки основания и крышки корпуса,  $d_3$  – соединительного фланца основания и крышки корпуса,  $d_4$  – крышки подшипникового узла,  $d_5$  – крышки смотрового люка).

Таблица 6.5

Диаметры  $d$  винтов (болтов) фланцев, мм

Главный параметр	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$d_4$	$d_5$
$100 \leq a_w < 160$	M14	M12	M10	Диаметр наружного кольца подшипника: 47...52 – M6 – 4 шт 62...80 – M8 – 4 шт 85...100 – M8 – 6 шт 100...120 – M10 – 8 шт	M6
$160 \leq a_w < 250$	M16	M14	M12		M6

Таблица 6.6

Конструктивные элементы фланцев, мм

Элемент фланца	Диаметр винта (болта) $d$ фланца											
	M6		M8		M10		M12		M14		M16	
	в инт	б олт	в инт	б олт	в инт	б олт	в инт	б олт	в инт	б олт	в инт	б олт
$K$	1 3	1 6	1 8	2 2	2 7	2 7	2 6	3 2	3 1	3 8	3 5	4 3
$C$	6	7	9	1 0	1 2	1 2	1 3	1 4	1 6	1 7	1 8	1 9
$D_0$	1 1	1 2	1 5	1 5	1 8	1 8	2 0	2 2	2 4	2 4	2 6	2 8
$b_0$	8 .5	0 1	1 .5	0 .5	1 3	0 .8	1 6	0 .8	1 8	1 .0	2 1	1 .0
$d_0$	7		9		11		14		16		18	

Конструктивные элементы фланцев:  $K$  – ширина фланца,  $C$  – координаты оси отверстия под болт,  $D_0$  и  $b_0$  – диаметр и глубина отверстия под цилиндрическую головку винта или цековки под болты с шестигранной уменьшенной головкой,  $d_0$  – диаметр отверстия под болт (табл.6.6).

## 7. СМАЗЫВАНИЕ ПЕРЕДАЧ

Смазывание зубчатых и червячных зацеплений и подшипников применяют в целях защиты от коррозии, снижения коэффициента трения, уменьшения износа, отвода тепла и продуктов износа от трущихся поверхностей, снижения шума и вибраций.

### 7.1. Смазывание зубчатого (червячного) зацепления.

а) Способ смазывания для редукторов общего назначения применяют непрерывное смазывание жидким маслом картерным непроточным способом (окунанием). Этот способ применяют для зубчатых передач при окружных скоростях от 0,3 до 12,5 м/с; для червячных передач с цилиндрическим червяком смазывание окунанием допустимо до скорости скольжения 10 м/с.

Для открытых зубчатых передач, работающих при окружных скоростях до 4 м/с, обычно применяют периодическое смазывание весьма вязкими маслами или пластичными смазками, которые наносят, на зубья через определенные промежутки времени. В некоторых случаях применяют капельное смазывание из корыта (при  $v \leq 1,5$  м/с), наполненного вязким маслом и расположенного под зубчатым колесом.

### 7.2. Смазывание подшипников.

Для смазывания подшипников качения применяют жидкие и пластичные смазочные материалы.

При смазывании зубчатых передач окунанием подшипники качения смазываются в результате разбрызгивания масла колесами.

Смазывание пластичными материалами применяется при окружных скоростях  $v \leq 2$  м/с. Полость подшипника, смазываемого пластичным материалом, должна быть закрыта с внутренней стороны уплотнением. Наиболее распространенные для подшипников качения – пластичные смазки типа солидол жировой ГОСТ 1033-79 и Литол – 24 ГОСТ 21150-87

### 7.3 Выбор сорта масла и его количества

Зависит от расчетного контактного напряжения в зубьях  $\sigma_H$  и фактической окружной скорости колес  $v$ . Сорт масла выбирается по табл. 7.1. Для одноступенчатых редукторов при смазывании окунанием объем масляной ванны определяют из расчета 0,4...0,8 л масла на 1кВт мощности.

Таблица 7.1

Рекомендуемые сорта смазочных масел передач

Передача	Контактные напряжения $\sigma_H$ , Н/мм <sup>2</sup>	Окружная скорость зубчатых передач $v$ , м/с Скорость скольжения червячных передач $v_s$ , м/с		
		до 2	св. 2 до 5	св. 5
Зубчатая	До 600 Св. 600 до 1000 Св. 1000	И-Г-А-68	И-Г-А-46	И-Г-А-32
		И-Г-С-100	И-Г-С-68	И-Г-С-46
		И-Г-С-150	И-Г-С-100	И-Г-С-68
Червячная	До 200 Св. 200 до 250 Св. 250	И-Т-Д-220	И-Т-Д-100	И-Т-Д-68
		И-Т-Д-460	И-Т-Д-220	И-Т-Д-100
		И-Т-Д-680	И-Т-Д-460	И-Т-Д-220

ГОСТЫ и ТУ на масла: ИТД -68 ТУ 38.10111337-2000;  
Масло ИТД-460 ТУ 38.101292-79 - тяжелонагруженные зубчатые передачи, подшипники и узлы трения, работающие при высоких нагрузках и температурах

## II. ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

### 1. Разработка сборочного чертежа редуктора

Сборочный чертеж редуктора выполняется на формате А1 (см. приложение 2) и должен содержать: как минимум две проекции редуктора с элементами открытых передач; размеры, предельные отклонения и другие параметры и требования, которые должны быть выполнены или проконтролированы по данному сборочному чертежу; номера позиций составных частей, входящих в редуктор; текстовую часть; основную надпись.

Чертеж редуктора вычерчивается по размерам, рассчитанным в РПЗ.

- Изменяя масштаб, добейтесь наиболее рационального расположения видов редуктора на листе.

- Приведите техническую характеристику и технические требования.

- Заполните штамп.

- Заполните спецификацию и расставьте позиции (см. приложение 3).

- Проставьте все необходимые размеры. Они бывают 5 видов:

а) Справочные – размеры, не подлежащие выполнению по данному чертежу и указываемые для большего удобства пользования чертежом

б) Габаритные размеры наносят на крайних положениях редуктора по высоте, длине и ширине с учетом элементов открытых передач и полумуфты.

в) Установочные и присоединительные размеры: на чертежах общего вида – это размеры, определяющие положение предметов «обстановки» относительно элементов привода; на сборочных чертежах и чертежах общего вида – размеры конструктивных элементов, предназначенных для крепления редуктора и присоединения к нему других элементов привода.

г) Главный параметр редуктора – межосевое расстояние  $a_w$  зубчатых и червячных передач; внешний делительный диаметр  $d_{e2}$  конического колеса для конических передач.

д) Сопряженные размеры – диаметры и посадки на валах зубчатых (червячных) колес, муфт, звездочек, шкивов; диаметры и посадки на вал и в корпус подшипников качения.

*Заполнение основной надписи штампа:*

Пример: Б-БТ - 01/1.00.00.00.ВО

Б-БТ - название направления подготовки

01 - номер задания

1 - номер варианта (столбца)

00 - под сборочные единицы

00 - под сборочные единицы

00 - под детали

ВО - вид общий (СБ - сборочный чертеж)

## 2. Разработка общего вида привода.

На общем виде изображается рама, на которой закреплены болтовыми соединениями электродвигатель и редуктор. Двигатель и редуктор соединены между собой муфтой или открытой передачей.

Чертеж общего вида выполняется на формате А1. (см. приложение 4)

Изображение проводится следующим образом:

- Скопируйте со сборочного листа редуктора на новый лист необходимое количество видов редуктора и сохраните его в свою папку под именем *Привод*.

- Расположите виды редуктора на листе в соответствии со схемой привода по заданию.

- Используя библиотеку электродвигателей (рис.1) программы *Компас V20-3D* выберите ваш электродвигатель по мощности и числу оборотов, рассчитанным в расчетно-пояснительной записке и вставьте его необходимые виды согласно схеме задания.

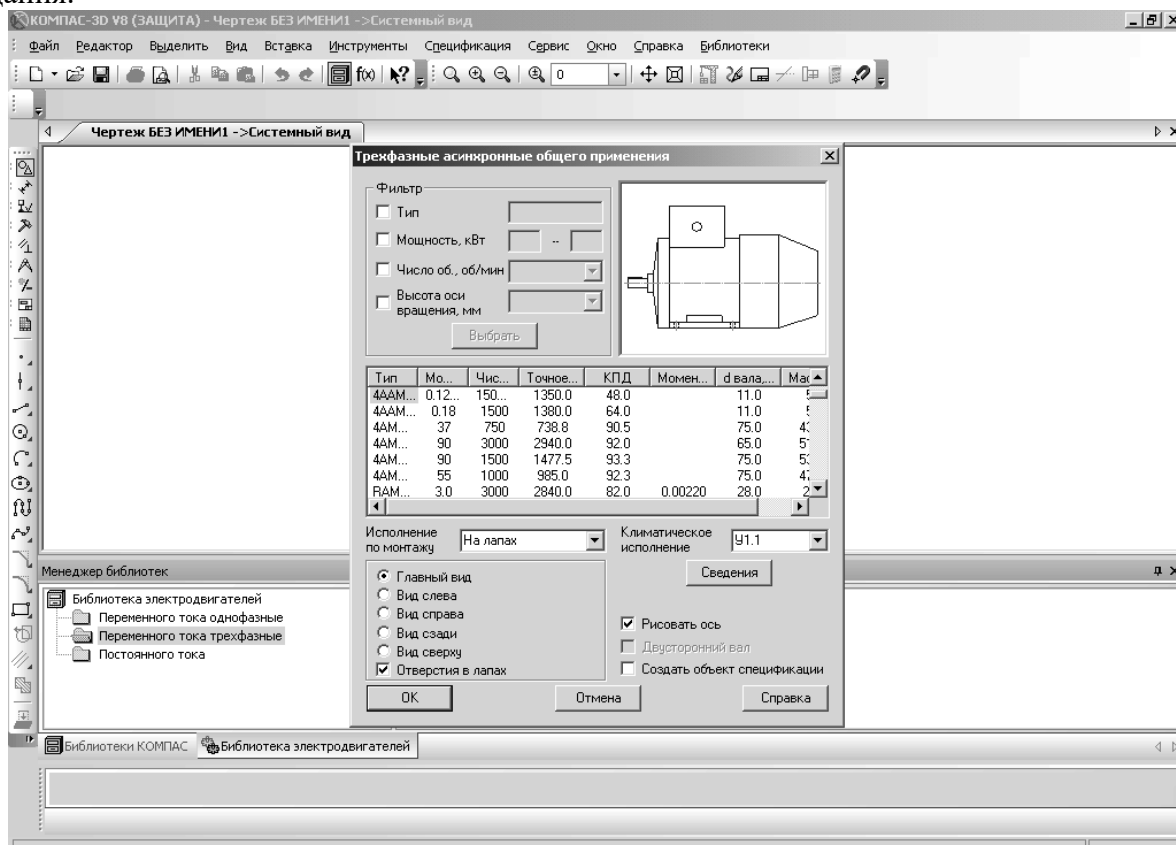


Рис.1 Библиотека электродвигателей

- Соедините редуктор с электродвигателем муфтой (вставляя из библиотеки *Муфты* (рис.2)) или ременной передачей (в зависимости от схемы задания).

- Начертите на тихоходном валу редуктора муфту или открытую передачу (в зависимости от схемы задания).

- К изображенным электродвигателю и редуктору начертите раму (используя конструкторскую библиотеку – профили – прокат стальной (рис.3)).

**Примечания:** Ось вращения вала электродвигателя и ось вращения быстроходного вала должны совпадать (если редуктор и электродвигатель лежат в одной плоскости).

Невидимые части рамы, которые находятся за редуктором и электродвигателем рисуются пунктиром.

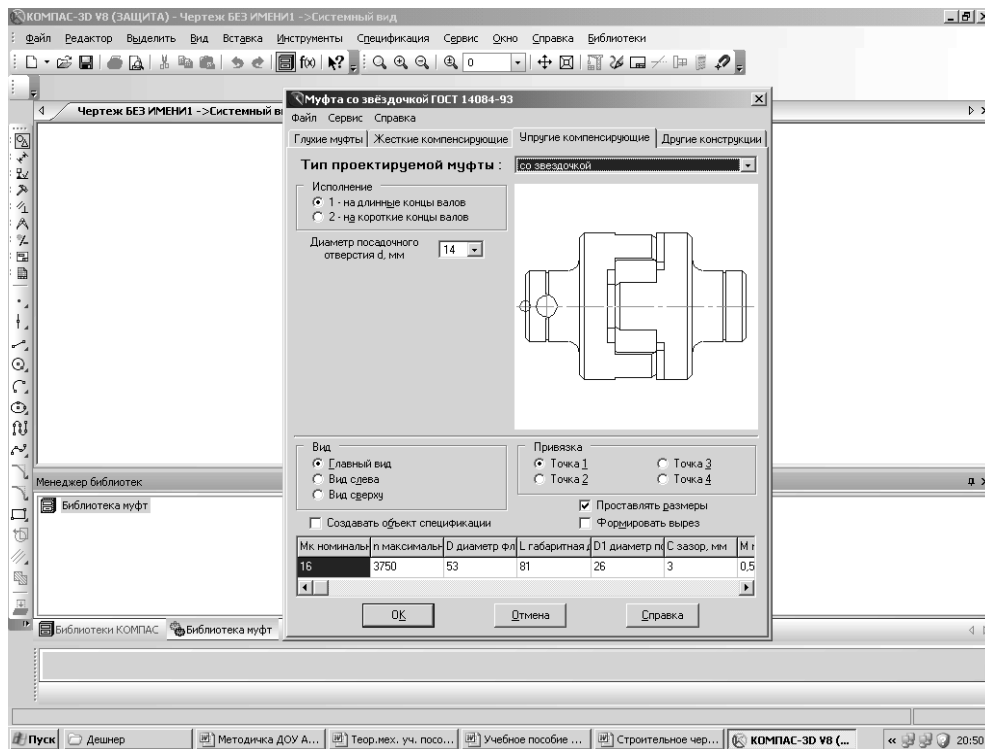


Рис.2 Библиотека муфт

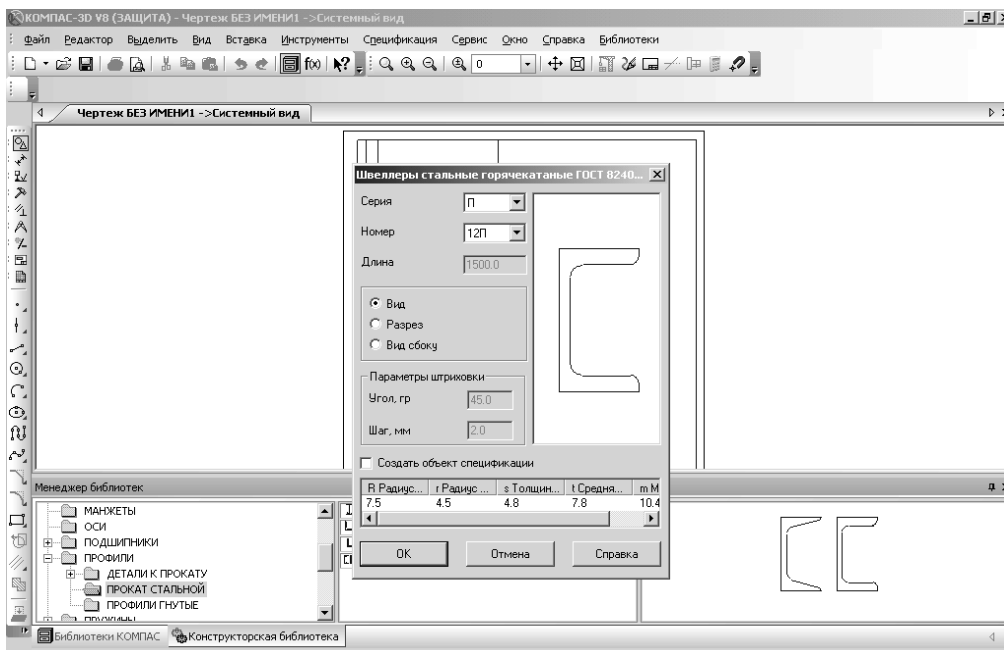


Рис.3 Конструкторская библиотека

- Заполните спецификацию и проставьте позиции (см. приложение 5).
- Проставьте габаритные и присоединительные размеры.
- Заполните штамп.

### 3. Разработка вала.

При расчете привода конструируется, как правило, тихоходный вал редуктора являющийся наиболее нагруженным, т.е. передающим наибольший вращающий момент. В случае если тихоходный вал является валом-шестерней то изображается быстроходный или промежуточный вал. Чертеж вала выполняется на формате А3. (см. приложение 6)

Изображение вала проводится следующим образом:

- Скопируйте со сборочного чертежа редуктора на новый лист тихоходный вал редуктора и сохраните его в свою папку под именем *Вал*.
- варьируя масштабом, добейтесь наиболее рационального расположения вида на листе.
- Проставьте необходимые размеры, шероховатости.
- Сделайте 2 разреза вала (см. приложение 6)
- Укажите необходимые требования на производство.
- В соответствии с расчетно-пояснительной запиской укажите твердость вала и посадку.
- Заполните штамп.

### 4. Разработка зубчатого колеса.

При расчете привода конструируется зубчатое колесо наибольшего диаметра.

Чертеж колеса выполняется на формате А3. (см. приложение 7)

Изображение зубчатого колеса проводится следующим образом:

- Скопируйте со сборочного чертежа редуктора на новый лист зубчатое колесо редуктора и сохраните его в свою папку под именем *Зубчатое колесо*.
- варьируя масштабом, добейтесь наиболее рационального расположения вида на листе.
- Проставьте необходимые размеры, шероховатости.
- Укажите необходимые требования на производство.
- В соответствии с расчетно-пояснительной запиской укажите твердость зубчатого колеса.
- Заполните таблицу и штамп.

### 5. Разработка рамы.

Рама сварная, состоит из стального проката - швеллеров или двутавров соединенных между собой так же швеллерами, двутаврами или уголками. Конструировать раму следует исходя из требований прочности и надежности. На раме необходимо предусмотреть отверстия для крепления электродвигателя и редуктора, а также для крепления к фундаменту. Электродвигатель и редуктор чаще всего находятся на плите. В случае если между электродвигателем и редуктором находится ременная передача, то необходимо предусмотреть механизм натяжения ремня. Который состоит из двух приваренных к раме уголков с метрической резьбой и вставленных в них болтами, так как электродвигатель перемещается в горизонтальном положении то отверстия в раме следует выполнять овальной формы. Соединение деталей рамы осуществляется сваркой (см. приложение 8).

- Проставьте необходимые размеры, шероховатости.

- Укажите необходимые требования на производство.
- Проставьте обозначение сварных швов.
- Заполните спецификацию и проставьте позиции (см. приложение 9).

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Шейнблит, А.Е.** Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие. Изд-е 2-е, перераб. и дополн./ А.Е. Шейнблит.- Калининград: Янтар. сказ. , 2002. – 454 с.: ил., черт. – Б.ц.
2. Детали машин и основы конструирования : методические указания / А. Н. Андреев, Н. П. Крючин, С. В. Вдовкин, Д. Н. Котов. — Самара : СамГАУ, 2020. — 48 с. — Текст : электронный // Лань : электронно-библиотечная система. — URL: <https://e.lanbook.com/book/143451>
3. **ГОСТ 16532—70.** Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии [Текст]. – Введ. 1972–01–01. – М. : Изд-во стандартов, 1972. 15 с. : ил. ; 29 см.
4. **ГОСТ 2.701-76 ЕСКД.** Схемы. Виды и типы. Общие требования к выполнению [Текст]. – Введ. 1985–01–07. – М. : Изд-во стандартов, 1985. 27 с. : ил. ; 29 см.
5. **ГОСТ 2.703-68 ЕСКД.** Правила выполнения кинематических схем [Текст]. – Введ. 1971–01–01. – М. : Изд-во стандартов, 1971. 20 с. : ил. ; 29 см.
6. **ГОСТ 2.770-68 ЕСКД.** Обозначения условные графические в схемах [Текст]. – Введ. 1971–01–01. – М. : Изд-во стандартов, 1971. 22 с. : ил. ; 29 см.
7. **ГОСТ 16530—83.** Передачи зубчатые. Общие термины, определения и обозначения [Текст]. – Введ. 1984–01–01. – М. : Изд-во стандартов, 1984. 25 с. : ил. ; 29 см.

Таблица 1

Муфты упругие втулочно-пальцевые (ГОСТ 21425—93)

Момент $T, \text{Н}\cdot\text{м}$	Угловая скорость $\omega, \text{с}^{-1}$ , не более	Отверстие		Габаритные размеры				Смещение осей валов, не более	
		$d, d_1$	$l_{\text{вн}}$	$l_{\text{вн}}$	$l$	$D$	$d_0$	радиальное $\Delta r$	угловое $\Delta \gamma$
31,5	670	16; 18; 19	28	18	60	90	20	0,2	1°30'
63	600	20; 22; 24	36	24	76	100	28		
125	480	25; 28	42	26	89	120	28	0,3	
		30	58	38	121				

продолжение таблицы 1

Момент $T, \text{ Н}\cdot\text{м}$	Угловая скорость $\omega, \text{ с}^{-1}$ , не более	Отверстие			Габаритные размеры			Смещение осей валов, не более	
		$d, d_1$	$l_{\text{max}}$	$l_{\text{min}}$	$L$	$D$	$d_0$	радиальное $\Delta r$	угловое $\Delta \gamma$
250	400	32; 35; 36; 38	58	38	121	140	28	0,3	
		40; 42; 45	82	56	169				
500	380	40; 42; 45	82	56	169	170	36		1°
		45; 48; 50	82	56	170	190			
710	315	50; 55; 56	82	56	170	220	0,4		
		60; 63; 65; 70	105	72	216				
1000	300	63; 65; 71; 75	105	72	218	250	46		
		80; 85; 90	130	95	268				
2000	240								

П р и м е ч а н и я: 1. Муфты изготавливаются двух типов: I — с цилиндрическим отверстием на соединяемые концы валов; II — с коническим отверстием. Допускается сочетание полумуфт разных типов с различными диаметрами посадочных отверстий в пределах одного номинального крутящего момента. В таблице приведены муфты исполнения 2 — на короткие концы валов.  
 2. Размеры  $b$  и  $B$  определяются по осевым размерам пальца, упругой и распорной втулок (см. табл. К22);  $D_0 = D - (1,5 \dots 1,6) d_0$ , где  $d_0$  — диаметр отверстия под упругую втулку;  $d_0 = 1,6b/d_1$ .  
 3. Пример условного обозначения муфты с номинальным вращающим моментом 250 Н·м; одна из полумуфт диаметром  $d = 32$  мм типа I исполнения 1, другая — диаметром  $d = 40$  мм, типа II исполнения 2, климатического исполнения У, категории размещения 3: Муфта упругая втулочно-палцевая 250-32-40-II.2-У3 ГОСТ 21424-93.

Таблица 2

Муфты упругие со звездочкой (ГОСТ 14084—93)

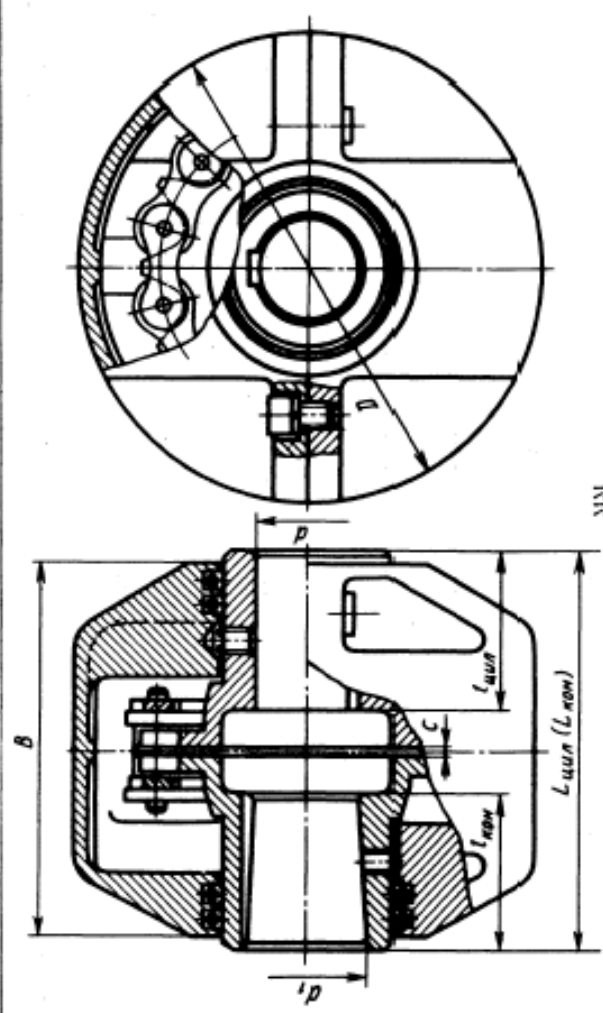
Момент $T$ , Н·м	Условная скорость $v$ , с <sup>-1</sup> , не более	Отверстие		Габаритные размеры							Смещение осей валов, не более		
		$d$	$l$	$L$	$D$	$d_1$	$l_1$	$l_2$	$l_3$	$B$	$B_1$	радиальное $\Delta r$	угловое $\Delta \gamma$
16	400	12; 14	25	71	53	26	43	28	15	5	14	0,2	1°30'
		16; 18	28	77		28	46						
		14	25	71		28	43						
25	370	16; 18	28	77	63	30	46	30	54	6	16	0,2	1°30'
		19	36	93									
		20	36	93									

Продолжение таблица 2

Момент $T, \text{ Н}\cdot\text{м}$	Угловая скорость $\omega, \text{ с}^{-1}$ , не более	Отверстие		Габаритные размеры								Смещение осей валов, не более	
		$d$	$l$	$L$	$D$	$d_1$	$l_1$	$l_2$	$l_3$	$l_4$	$B$	$B_1$	радиальное $\Delta r$
31,5	315	16; 18	28	77	71	30	46	28	15	6	16	0,2	1°30'
		19											
		20; 22	36	93	54								
63	235	20; 22; 24	36	100	85	36	61	40	22	7	21	0,3	1°30'
		25; 28											
		25; 28	42	112	67								
125	210	30; 32	58	144	105	45; 48	83	8	25	9	32	0,4	1°
		35; 36											
		32	58	147	55	86							
250	160	35; 36; 38	82	195	135	60; 65; 70	110	25	30	10	38	0,4	1°
		40; 42; 45											
		38	58	152	63	91							
400	140	40; 42	82	200	166	70	115	56	30	10	38	0,4	1°
		45; 48											
		45; 48	82	200	75	115							

Таблица 3

Муфты цепные однорядные ГОСТ 20742 – 81



Цепь ГОСТ 13568—75	Число зубьев полу- муфты	Момент $T$ , Н·м	Угловая скорость $\omega$ , с <sup>-1</sup> , не более	Отверстие			Габаритные размеры			Смещение осей валов, не более			
				$d$ , $d_1$	$l_{кор}$	$l_{цеп}$	$l_{кор}$	$l_{кор}$	$l_{кор}$	$D$	радиаль- ное $\Delta r$	угловое $\Delta r$	$C$
ПР-19,05-3180	12	63	170	20; 22; 24			36	25	102	80	110	0,15	1,3
				25; 28			42	27	122	92			

продолжение таблица 3

ПР-25,4-6000	10	125	150	25; 28	42	27	122	92	125	0,2	1*	1,8
	12	250	126	30; 32; 35; 36 32; 35; 36; 38 40; 42; 45	58	39	162	124				
ПР-31,75-8850	14	500	105	40; 42; 45 48; 50 55; 56	82	57	222	172	200	0,4	1*	3,5
ПР-38,1-12700	12	1000	84	63; 65; 70 71; 75 80; 85; 90	105	73	284	220	280	0,6	1*	3,5
ПР-50,8-22700	12	2000	75	71; 75 80; 85; 90	130	94	344	272	280	0,6	1*	3,5

Примечания. 1. Муфты изготавливаются двух типов: I — с цилиндрическим отверстием на соединяемые концы вала; II — с коническим отверстием. Допускается сочетание полумуфт разных типов с различными диаметрами посадочных отверстий в пределах одного номинального крутящего момента. В таблице приведены муфты исполнения 2 — на короткие концы валов. 2. Пример условного обозначения муфты, передающей номинальный вращающий момент  $T=1000$  Н·м, с диаметром посадочного отверстия полумуфт  $d=56$  мм, с полумуфтами типа I, исполнение одной полумуфты 1, другой — 2, климатического исполнения У, категории размещения 3: Муфта центов 1000-36-1.х 36-1.2-33 ГОСТ 20742-81.

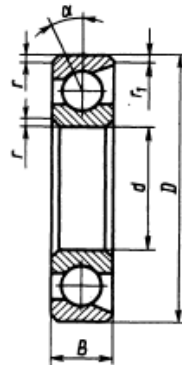


80	315	22; 24	38	26	140.	130	160	1,6	I*	2	
		25; 28									140
		30									170
125	260	25; 28	44	28	155	145	180	1,6	I*	2	
		30; 32; 35; 36									175
		30; 32; 35									185
200	260	36; 38	60	40	200	185	200	2	I*	2,5	
		40									235
		32; 35; 36; 38									185
250	210	40; 42; 45	84	60	255	240	220	2,5	I*	3	
		35; 36; 38									195
		40; 42; 45; 48									250
315	210	40; 42; 45; 48	84	60	270	250	280	3	I*30'	3,6	
		48; 50; 53; 55									270
		56									310
500	170	48; 50; 53; 55	84	60	280	270	320	3	I*30'	3,6	
		60; 63									310
		60; 63									320
800	170	48; 50; 53; 55	84	60	280	270	320	3	I*30'	3,6	
		60; 63									310
		60; 63									320

Примечания: 1. Муфты изготавливаются двух типов: I — с цилиндрическим отверстием на соединяемые концы валов; II — с коническим отверстием. Допускается изготовление полумуфт разных типов с различными диаметрами посадочных отверстий и пределах отклонения крутящего момента. В таблице приведены муфты исполнения 2 — на короткие концы валов. 2. Ориентировочные соотношения некоторых размеров муфты:  $B=0,25D$ ;  $d=0,05D$ ;  $S=1,06B$ ;  $D_1=0,52D$ ;  $D_2=0,75D$ ;  $D_3=0,6D$ ;  $d_1=1,35d(d_1)$ . 3. Пример условного обозначения муфты с номинальным крутящим моментом  $T=250$  Н·м, типа I, диаметром отверстия полумуфты  $d=40$  мм, с полумуфтами исполнения I, климатического исполнения У, категории размещения 2: Муфта 250-I-40-I-U2 ГОСТ 20584-93.

Таблица 5

## Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные (ГОСТ 831—75)

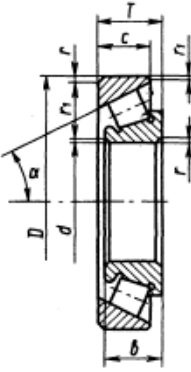


Обозначение		Размеры, мм					Грузоподъемность, кН			
$\alpha=12^\circ$	$\alpha=26^\circ$	$d$	$D$	$B$	$r$	$r_1$	$\alpha=12^\circ$		$\alpha=26^\circ$	
							$C_r$	$C_{rn}$	$C_r$	$C_{rn}$
<i>Легкая серия</i>										
36204	46204	20	47	14			12,3	8,4	11,6	7,79
36205	46205	25	52	15	1,5	0,5	13,1	9,2	12,4	8,5
36206	46206	30	62	16			18,2	13,3	17,2	12,2
36207	46207	35	72	17			24,0	18,1	22,7	16,6
36208	46208	40	80	18			30,6	23,7	28,9	21,7
36209	46209	45	85	19	2,0	1,0	32,3	25,6	30,4	23,6
36210	46210	50	90	20			33,9	27,6	31,8	25,4
36211	46211	55	100	21			41,9	34,9	39,4	32,1
36212	46212	60	110	22			48,2	40,1	45,4	36,8
—	46213	65	120	23	2,5	1,2	—	—	54,4	46,8
36214	—	70	125	24			63,0	55,9	—	—
—	46215	75	130	25			—	—	61,5	54,8
<i>Средняя серия</i>										
—	46304	20	52	15			—	—	14,0	9,17
36305	46305	25	62	17	2,0	1,0	22,00	16,2	21,1	14,9
36306	46306	30	72	19			26,9	20,4	25,6	18,7
36307	46307	35	80	21			35,0	27,4	33,4	25,2
36308	46308	40	90	23	2,5	1,2	41,3	33,4	39,2	30,7
36309	46309	45	100	25			50,5	41,0	48,1	37,7
36310	46310	50	110	27			59,2	48,8	56,3	44,8
—	46311	55	120	29	3,0	1,5	—	—	68,9	57,4
36312	46312	60	130	31			83,0	72,5	78,8	66,6
36313	46313	65	140	33	3,5	2,0	94,1	83,2	89,0	76,4
—	46314	70	150	35			—	—	100,0	87,0

Примечание. Пример условного обозначения подшипника типа 46000, легкой серии диаметром 2, с  $d=30$  мм,  $D=62$  мм: Подшипник 46206 ГОСТ 831—75

Таблица 6

Подшипники роликовые конические однорядные (ГОСТ 27365—87)



Обозначение	Размеры, мм							α, град	Грузоподъемность, кН		Факторы нагрузки		
	d	D	T	b	c	r	r <sub>1</sub>		C <sub>r</sub>	C <sub>m</sub>	e	Y	Y <sub>2</sub>
<i>Легкая серия</i>													
7204	20	47	15,5	14	12			14	19,1	13,3	0,360	1,67	0,92
7205	25	52	16,5	15	13	1,5	0,5	14	23,9	17,9	0,360	1,67	0,92
7206	30	62	17,5	16	14			14	29,8	22,3	0,36	1,65	0,91
7207	35	72	18,5	17	15			14	35,2	26,3	0,37	1,62	0,89
7208	40	80	20,0	18	16			14	42,4	32,7	0,38	1,56	0,86
7209	45	85	21,0	19	16	2,0		15	42,7	33,4	0,41	1,450	0,80
7210	50	90	22,0	20	17		0,8	14	52,9	40,6	0,37	1,60	0,88
<i>Легкая широкая серия</i>													
7211	55	100	23,0	21	18			15	57,9	46,1	0,41	1,46	0,80
7212	60	110	24,0	23	19			13	72,2	58,4	0,35	1,710	0,940
7214	70	125	26,5	26	21	2,5		14	95,9	82,1	0,37	1,62	0,89
7215	75	130	27,5	26	22			15	97,6	84,5	0,39	1,55	0,85
<i>Средняя серия</i>													
7304	20	52	16,5	16	13			11	25,0	17,7	0,3	2,03	1,11
7305	25	62	18,5	17	15	2,0	0,8	14	29,6	20,9	0,360	1,66	0,92
7306	30	72	21,0	19	17			14	40,0	29,9	0,34	1,780	0,98
7307	35	80	23,0	21	18			12	48,1	35,3	0,32	1,88	1,03
7308	40	90	25,5	23	20	2,5		11	61,0	46,0	0,28	2,16	1,19
7309	45	100	27,5	26	22			11	76,1	59,3	0,29	2,090	1,15
7310	50	110	29,5	29	23			12	96,6	75,9	0,310	1,94	1,06
7311	55	120	32,0	29	25	3,0		13	102,0	81,5	0,33	1,80	0,99
7312	60	130	34,0	31	27			12	118,0	96,3	0,30	1,97	1,08
7313	65	140	36,5	33	28			12	134,0	111,0	0,30	1,97	1,08
7314	70	150	38,5	37	30	3,5	1,2	12	168,0	137,0	0,310	1,94	1,06
7315	75	160	40,5	37	31			12	178,0	148,0	0,33	1,83	1,01

Продолжение таблицы 6

Обозначение	Размеры, мм							$\alpha$ , град	Грузоподъемность, кН		Факторы нагрузки		
	$d$	$D$	$T$	$b$	$c$	$r$	$r_1$		$C_r$	$C_{in}$	$e$	$\gamma$	$\gamma_n$
<i>Средняя широкая серия</i>													
7604	20	52	22,5	21	18,5			11	31,5	22,0	0,298	2,011	1,106
7605	25	62	25,5	24	21	2,0	0,8	11	47,5	36,6	0,273	2,194	1,205
7606	30	72	29,0	29	23			12	63,0	51,0	0,319	1,882	1,035
7607	35	80	33,0	31	27			11	76,0	61,5	0,296	2,026	1,114
7608	40	90	35,5	33	28,5	2,5	0,8	11	90,0	67,5	0,296	2,026	1,114
7609	45	100	38,5	36	31			11	114,0	90,5	0,291	2,058	1,131
7610	50	110	42,5	40	34			12	122,0	108,0	0,296	2,026	1,114
7611	55	120	46,0	44,5	36,5	3,0	1,0	12	160,0	140,0	0,323	1,855	1,020
7612	60	130	49,0	47,5	39			12	186,0	157,0	0,305	1,966	1,081
7613	65	140	51,5	48	41			12	210,0	168,0	0,328	1,829	1,006
7614	70	150	54,5	51	43	3,5	1,2	13	240,0	186,0	0,351	1,710	0,940
7615	75	160	58,5	55	46,5			11	280,0	235,0	0,301	1,996	1,198
<i>Средняя серия с большим углом конуса</i>													
27306	30	72	21,0	19	14	2,0		26	30,0	21,0	0,721	0,833	0,458
27307	25	80	23,0	21	15		0,8	28	39,4	29,5	0,786	0,763	0,420
27308	40	90	25,5	23	17	2,5		28	48,4	37,1	0,786	0,763	0,420
27310	50	100	29,5	39	19			28	69,3	54,2	0,797	0,752	0,414
27311	55	120	32,0	29	21	3,0	1,0	29	72,5	58,9	0,814	0,737	0,504
27312	60	130	34,0	31	22			25	80,5	62,0	0,858	0,858	0,472
27313	65	140	36,5	33	23	3,5	1,2	27	89,0	71,4	0,753	0,796	0,438
27315	75	160	40,5	37	26			29	119,0	95,1	0,826	0,726	0,400
27317	85	180	45,0	41	30	4,0	1,5	27	145,0	146,0	0,764	0,785	0,432

Примечание. Пример условного обозначения подшипника легкой серии диаметров 2, серии ширины 0, с  $d = 50$  мм,  $D = 90$  мм: Подшипник 7210 ГОСТ 27365-87.

Таблица 7

Подшипники шариковые радиальные однорядные ГОСТ 8338 – 75

Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН		Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	$d$	$D$	$B$	$r$	$C_r$	$C_{in}$		$d$	$D$	$B$	$r$	$C_r$	$C_{in}$
<i>Особо легкая серия</i>						<i>Средняя серия</i>							
104	20	42	12	1	9,36	4,5	304	20	52	15	2	15,9	7,8
105	25	47	12	1	11,2	5,6	305	25	62	17	2	22,5	11,4
106	30	52	13	1,5	13,3	6,8	306	30	72	19	2	29,1	14,6
107	35	62	14	1,5	15,9	8,5	307	35	80	21	2,5	33,2	18,0
108	40	68	15	1,5	16,8	9,3	308	40	90	23	2,5	41,0	22,4
109	45	75	16	1,5	21,2	12,2	309	45	100	25	2,5	52,7	30,0
110	50	80	16	1,5	21,6	13,2	310	50	100	27	3	61,8	36,0

111	55	90	18	2	28,1	17,0	311	55	120	29	3	71,5	41,5
112	60	95	18	2	29,6	18,3	312	60	130	31	3,5	81,9	48,0
113	65	100	18	2	30,7	19,6	313	65	140	33	3,5	92,3	56,0
114	70	110	20	2	37,7	24,5	314	70	150	35	3,5	104,0	63,0
115	75	115	20	2	39,7	26,0	315	75	160	37	3,5	112,0	72,0
<i>Легкая серия</i>							<i>Тяжелая серия</i>						
204	20	47	14	1,5	12,7	6,2	405	25	80	21	2,5	36,4	20,4
205	25	52	15	1,5	14,0	6,95	406	30	90	23	2,5	47,0	26,7
206	30	62	16	1,5	19,5	10,0	407	35	100	25	2,5	55,3	31,0
207	35	72	17	2	25,5	13,7	408	40	110	27	3,0	63,7	36,5
208	40	80	18	2	32,0	17,8	409	45	120	29	3,0	76,1	45,5
209	45	85	19	2	33,2	18,6	410	50	130	31	3,5	87,1	52,0
210	50	90	20	2	35,1	19,8	411	55	140	33	3,5	100,0	63,0
211	55	100	21	2,5	43,6	25,0	412	60	150	35	3,5	108,0	70,0
212	60	110	22	2,5	52,0	31,0	413	65	160	37	3,5	119,0	78,1
213	65	120	23	2,5	56,0	34,0	414	70	180	42	4,0	143,0	105,0
214	70	125	24	2,5	61,8	37,5	416	80	200	48	4,0	163,0	125,0
215	75	130	25	2,5	66,3	41,0	417	85	210	52	5,0	174,0	135,0

Примечание. Пример условного обозначения подшипника средней серии диаметров 3, узкой серии ширины, с  $d=30$  мм,  $D=72$  мм: Подшипник 306 ГОСТ 8338—75.

Таблица 8

Двигатели асинхронные короткозамкнутые трехфазные серии 4А  
общепромышленного назначения

Номиналь- ная мощность $P_{ном}$ , кВт	Синхронная частота вращения, об/мин											
	3000		1500		1000		750					
	Тип двигателя	Номинальная частота $n_{ном}$ , об/мин	Тип двигателя	Номинальная частота $n_{ном}$ , об/мин	Тип двигателя	Номинальная частота $n_{ном}$ , об/мин	Тип двигателя	Номинальная частота $n_{ном}$ , об/мин	Тип двигателя	Номинальная частота $n_{ном}$ , об/мин	Тип двигателя	Номинальная частота $n_{ном}$ , об/мин
0,25	4ААМ56В2У3	2760	4ААМ63А4У3	1370	4ААМ63В6У3	890	4АМ71В8У3	680				
0,37	4ААМ63А2У3	2740	4ААМ63В4У3	1365	4АМ71А6У3	910	4АМ80А8У3	675				
0,55	4ААМ63В2У3	2710	4АМ71А4У3	1390	4АМ71В6У3	900	4АМ80В8У3	700				
0,75	4АМ71А2У3	2840	4АМ71В4У3	1390	4АМ80А6У3	915	4АМ90ЛА8У3	700				
1,1	4АМ71В2У3	2810	4АМ80А4У3	1420	4АМ80В6У3	920	4АМ90ЛВ8У3	700				
1,5	4АМ80А2У3	2850	4АМ80В4У3	1415	4АМ90Л6У3	935	4АМ100Л8У3	700				
2,2	4АМ80В2У3	2850	4АМ90Л4У3	1425	4АМ100Л6У3	950	4АМ112МА8У3	700				
3,0	4АМ90Л2У3	2840	4АМ100С4У3	1435	4АМ112МА6У3	955	4АМ112МВ8У3	700				
4,0	4АМ100С2У3	2880	4АМ100Л4У3	1430	4АМ112МВ6У3	950	4АМ132С8У3	720				
5,5	4АМ100Л2У3	2880	4АМ112М4У3	1445	4АМ132С6У3	965	4АМ132М8У3	720				
7,5	4АМ112М2У3	2900	4АМ132С4У3	1455	4АМ132М6У3	870	4АМ160С8У3	730				

Примечание: 1. Структура обозначения типоразмера двигателя: 4 — порядковый номер серии; А — или двигатель — асинхронный; А — станина и шты двигателя алюминевые (отсутствие знака означает, что станина и шты чугунные или стальные); М — модернизированный; двух- или трехзначное число — высота оси вращения ротора; А, В — длина сердечника статора; L, S, M — установочный размер по длине станины; 2, 4, 6, 8 — число полюсов; У3 — климатическое исполнение и категория размещения (для работы в зонах с умеренным климатом) по ГОСТ 15150-69. 2. Обозначение документа на поставку: двигатель 4ААМ56У3 по ТУ16-510.755-81; двигатель 4ААМ63У3 по ТУ16-510.770-81; двигатель 4АМ71У3—4АМ100У3 по ТУ16-510.776-81; двигатель 4АМ112У3; 4АМ132У3 по ТУ16-510.781-81; двигатель 4АМ160С8У3 по ТУ16-510.810-81(информация справочная).

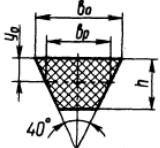
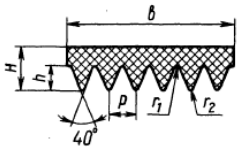
Таблица 9

## Нормальные линейные размеры ГОСТ 6636 – 69, мм

Ряды			Дополнительные размеры	Ряды			Дополнительные размеры	Ряды			Дополнительные размеры																																																																																																																																																												
$R_e$ 10	$R_e$ 20	$R_e$ 40		$R_e$ 10	$R_e$ 20	$R_e$ 40		$R_e$ 10	$R_e$ 20	$R_e$ 40																																																																																																																																																													
8,0	8,0	8,0	8,2 8,8	40	40	40	41 44	200	200	200	205																																																																																																																																																												
		8,5			42	210			9,0	9,0		9,0	9,2 9,8	45	45	46 49	220	220	230	9,5	48	240	10	10	10	10,2 10,8	50	50	52 55	250	250	270 290 310	10,5	53	260	11	11	11	11,2 11,8	56	56	58 62	280	280	11,5	60	300	12	12	12	12,5	63	63	65	320	320	330	13	67	340	14	14	14	13,5 14,5 15,5	71	71	70 73 78	360	360	350 370	15	75	380	16	16	16	16,5 17,5	80	80	82	400	400	410 440	17	85	420	18	18	18	18,5 19,5	90	90	92 98	450	450	460 490	19	95	480	20	20	20	20,5	100	100	102	500	500	515	21	105	530	22	22	22	21,5 23,0	110	110	108 112 115 118	560	560	545 580	24	120	600	25	25	25	27 29	125	125	135 145	630	630	615 650 690 730	26	130	670	28	28	28	31 33	140	140	155 165	710	710	775 825	30	150	750	32	32	32	35 37 39	160	160	175 185 195	800	800	875 925 975	34	170	850	36	36	36
9,0	9,0	9,0	9,2 9,8	45	45	46 49	220	220			230																																																																																																																																																												
		9,5			48			240	10	10		10	10,2 10,8	50	50	52 55	250	250	270 290 310	10,5	53	260	11	11	11	11,2 11,8	56	56	58 62	280	280	11,5	60	300	12	12	12	12,5	63	63	65	320	320	330	13	67	340	14	14	14	13,5 14,5 15,5	71	71	70 73 78	360	360	350 370	15	75	380	16	16	16	16,5 17,5	80	80	82	400	400	410 440	17	85	420	18	18	18	18,5 19,5	90	90	92 98	450	450	460 490	19	95	480	20	20	20	20,5	100	100	102	500	500	515	21	105	530	22	22	22	21,5 23,0	110	110	108 112 115 118	560	560	545 580	24	120	600	25	25	25	27 29	125	125	135 145	630	630	615 650 690 730	26	130	670	28	28	28	31 33	140	140	155 165	710	710	775 825	30	150	750	32	32	32	35 37 39	160	160	175 185 195	800	800	875 925 975	34	170	850	36	36	36	180	180	900	900	38	190	950						
10	10	10	10,2 10,8	50	50	52 55	250	250			270 290 310																																																																																																																																																												
		10,5			53			260	11	11		11	11,2 11,8	56	56	58 62	280	280	11,5	60	300	12	12	12	12,5	63	63	65	320	320	330	13	67	340	14	14	14	13,5 14,5 15,5	71	71	70 73 78	360	360	350 370	15	75	380	16	16	16	16,5 17,5	80	80	82	400	400	410 440	17	85	420	18	18	18	18,5 19,5	90	90	92 98	450	450	460 490	19	95	480	20	20	20	20,5	100	100	102	500	500	515	21	105	530	22	22	22	21,5 23,0	110	110	108 112 115 118	560	560	545 580	24	120	600	25	25	25	27 29	125	125	135 145	630	630	615 650 690 730	26	130	670	28	28	28	31 33	140	140	155 165	710	710	775 825	30	150	750	32	32	32	35 37 39	160	160	175 185 195	800	800	875 925 975	34	170	850	36	36	36	180	180	900	900	38	190	950																			
11	11	11	11,2 11,8	56	56	58 62	280	280																																																																																																																																																															
		11,5			60			300	12	12	12	12,5	63	63	65	320	320	330	13	67	340	14	14	14	13,5 14,5 15,5	71	71	70 73 78	360	360	350 370	15	75	380	16	16	16	16,5 17,5	80	80	82	400	400	410 440	17	85	420	18	18	18	18,5 19,5	90	90	92 98	450	450	460 490	19	95	480	20	20	20	20,5	100	100	102	500	500	515	21	105	530	22	22	22	21,5 23,0	110	110	108 112 115 118	560	560	545 580	24	120	600	25	25	25	27 29	125	125	135 145	630	630	615 650 690 730	26	130	670	28	28	28	31 33	140	140	155 165	710	710	775 825	30	150	750	32	32	32	35 37 39	160	160	175 185 195	800	800	875 925 975	34	170	850	36	36	36	180	180	900	900	38	190	950																																
12	12	12	12,5	63	63	65	320	320			330																																																																																																																																																												
		13			67			340	14	14		14	13,5 14,5 15,5	71	71	70 73 78	360	360	350 370	15	75	380	16	16	16	16,5 17,5	80	80	82	400	400	410 440	17	85	420	18	18	18	18,5 19,5	90	90	92 98	450	450	460 490	19	95	480	20	20	20	20,5	100	100	102	500	500	515	21	105	530	22	22	22	21,5 23,0	110	110	108 112 115 118	560	560	545 580	24	120	600	25	25	25	27 29	125	125	135 145	630	630	615 650 690 730	26	130	670	28	28	28	31 33	140	140	155 165	710	710	775 825	30	150	750	32	32	32	35 37 39	160	160	175 185 195	800	800	875 925 975	34	170	850	36	36	36	180	180	900	900	38	190	950																																												
14	14	14	13,5 14,5 15,5	71	71	70 73 78	360	360			350 370																																																																																																																																																												
		15			75			380	16	16		16	16,5 17,5	80	80	82	400	400	410 440	17	85	420	18	18	18	18,5 19,5	90	90	92 98	450	450	460 490	19	95	480	20	20	20	20,5	100	100	102	500	500	515	21	105	530	22	22	22	21,5 23,0	110	110	108 112 115 118	560	560	545 580	24	120	600	25	25	25	27 29	125	125	135 145	630	630	615 650 690 730	26	130	670	28	28	28	31 33	140	140	155 165	710	710	775 825	30	150	750	32	32	32	35 37 39	160	160	175 185 195	800	800	875 925 975	34	170	850	36	36	36	180	180	900	900	38	190	950																																																									
16	16	16	16,5 17,5	80	80	82	400	400			410 440																																																																																																																																																												
		17			85			420	18	18		18	18,5 19,5	90	90	92 98	450	450	460 490	19	95	480	20	20	20	20,5	100	100	102	500	500	515	21	105	530	22	22	22	21,5 23,0	110	110	108 112 115 118	560	560	545 580	24	120	600	25	25	25	27 29	125	125	135 145	630	630	615 650 690 730	26	130	670	28	28	28	31 33	140	140	155 165	710	710	775 825	30	150	750	32	32	32	35 37 39	160	160	175 185 195	800	800	875 925 975	34	170	850	36	36	36	180	180	900	900	38	190	950																																																																						
18	18	18	18,5 19,5	90	90	92 98	450	450			460 490																																																																																																																																																												
		19			95			480	20	20		20	20,5	100	100	102	500	500	515	21	105	530	22	22	22	21,5 23,0	110	110	108 112 115 118	560	560	545 580	24	120	600	25	25	25	27 29	125	125	135 145	630	630	615 650 690 730	26	130	670	28	28	28	31 33	140	140	155 165	710	710	775 825	30	150	750	32	32	32	35 37 39	160	160	175 185 195	800	800	875 925 975	34	170	850	36	36	36	180	180	900	900	38	190	950																																																																																			
20	20	20	20,5	100	100	102	500	500			515																																																																																																																																																												
		21			105			530	22	22		22	21,5 23,0	110	110	108 112 115 118	560	560	545 580	24	120	600	25	25	25	27 29	125	125	135 145	630	630	615 650 690 730	26	130	670	28	28	28	31 33	140	140	155 165	710	710	775 825	30	150	750	32	32	32	35 37 39	160	160	175 185 195	800	800	875 925 975	34	170	850	36	36	36	180	180	900	900	38	190	950																																																																																																
22	22	22	21,5 23,0	110	110	108 112 115 118	560	560			545 580																																																																																																																																																												
		24			120			600	25	25		25	27 29	125	125	135 145	630	630	615 650 690 730	26	130	670	28	28	28	31 33	140	140	155 165	710	710	775 825	30	150	750	32	32	32	35 37 39	160	160	175 185 195	800	800	875 925 975	34	170	850	36	36	36	180	180	900	900	38	190	950																																																																																																													
25	25	25	27 29	125	125	135 145	630	630			615 650 690 730																																																																																																																																																												
		26			130			670	28	28		28	31 33	140	140	155 165	710	710	775 825	30	150	750	32	32	32	35 37 39	160	160	175 185 195	800	800	875 925 975	34	170	850	36	36	36	180	180	900	900	38	190	950																																																																																																																										
28	28	28	31 33	140	140	155 165	710	710			775 825																																																																																																																																																												
		30			150			750	32	32		32	35 37 39	160	160	175 185 195	800	800	875 925 975	34	170	850	36	36	36	180	180	900	900	38	190	950																																																																																																																																							
32	32	32	35 37 39	160	160	175 185 195	800	800			875 925 975																																																																																																																																																												
		34			170			850	36	36		36	180	180	900	900	38	190	950																																																																																																																																																				
36	36	36	180	180	900	900																																																																																																																																																																	
		38		190		950																																																																																																																																																																	

Таблица 10

## Основные параметры клиновых и поликлиновых ремней общего назначения

Основные размеры, мм									
	Обозначение сечения ремня								
	Нормальное сечение по ГОСТ 1284-80			Узкое сечение по ТУ 38-40534-75			Поликлиновое сечение по РТМ 38-40528-74		
	0	А	Б	УО	УА	УБ	К	Л	М
$b_p$	8,5	11	14	8,5	11	14	—	—	—
$b_n$	10	13	17	10	13	17	—	—	—
$g_0$	2,1	2,8	4,0	2,0	2,8	3,5	—	—	—
$h$	6	8	10,5	8	10	13	2,35	4,85	10,35
Площадь сечения А, мм <sup>2</sup>	47	81	138	56	95	158	0,5b(2H-h)		
Предельное значение l, мм	400...	560...	800...	630...	800...	1250...	400...	1250...	2000...
	2500	4000	6300	3550	4500	8000	2000	6000	6000
$p$	—	—	—	—	—	—	2,4	4,8	9,5
$H$	—	—	—	—	—	—	4	9,5	16,7
Масса l м длины q, кг/м	0,06	0,105	0,18	0,07	0,12	0,20	0,09	0,45	1,6

Примечания. 1. l — расчетная длина ремня на уровне нейтральной линии. 2. Стандартный ряд длин l, мм 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000. 3. (r, r<sub>1</sub>) — радиусы закруглений сечений поликлиновых ремней: К(0,2; 0,4), Л(0,4; 0,6), М(0,8; 1,0). 4. z — рекомендуемое число клиньев сечений поликлиновых ремней: К — 2...36, Л — 4...20, М — 2...20.

Таблица 11

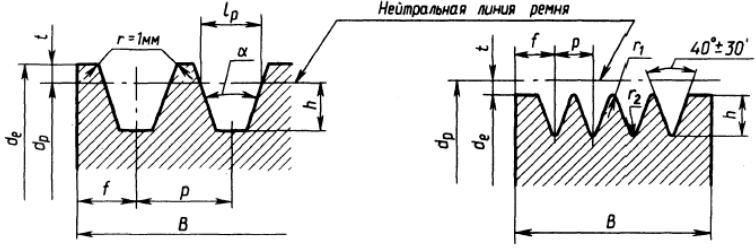
## Цепи приводные роликовые однорядные типа ПР ГОСТ 13568 - 75

Обозначение цепи	p	b <sub>н</sub> , не менее	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	h, не более	b <sub>н</sub> , не более	b <sub>н</sub> , не более	Разрушающая нагрузка, даН, не менее	Масса 1 м цепи q, кг
ПР-8-460	8,0	3,00	2,31	5,0	7,5	12	7	460	0,20
ПР-9,525-910	9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	10	910	0,45
ПР-12,7-900-1	12,7	2,40	3,66	7,75	10,0	8,7	—	900	0,30
ПР-12,7-900-2	12,7	3,30	3,66	7,75	10,0	12	7	900	0,35
ПР-12,7-1820-1	12,7	5,40	4,45	8,51	11,8	19	10	1820	0,65
ПР-12,7-1820-2	12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	21	11	1820	0,75
ПР-15,875-2300-1	15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	20	11	2300	0,80
ПР-15,875-2300-2	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	13	2300	1,00
ПР-19,05-3180	19,05	12,70	5,94	11,91	18,2	33	18	3180	1,9
ПР-25,4-6000	25,4	15,88	7,92	15,88	24,2	39	22	6000	2,6
ПР-31,75-8900	31,75	19,05	9,53	19,05	30,2	46	24	8900	3,8
ПР-38,1-12700	38,1	25,4	11,1	22,23	36,2	58	30	12700	5,5
ПР-44,45-17240	44,45	25,40	12,70	25,40	42,4	62	34	17240	7,5
ПР-50,8-22700	50,8	31,75	14,27	28,58	48,3	72	38	22700	9,7
ПР-63,5-35400	63,5	38,10	19,84	39,68	60,4	89	48	35400	16,0

Примечания. 1. Допускается снижение разрушающей нагрузки переходных звеньев, кроме двойных, на 20%. 2. Пример условного обозначения цепи нормальной серии шага 19,05 мм с разрушающей нагрузкой 3180 даН: Цепь ПР-19,05-3180 ГОСТ 13568-75. По ГОСТ 7663-71 приставка "дека" (да) кратна 10.

Таблица 12

Размеры профиля канавок литых и точеных шкивов для клиновых и поликлиновых ремней

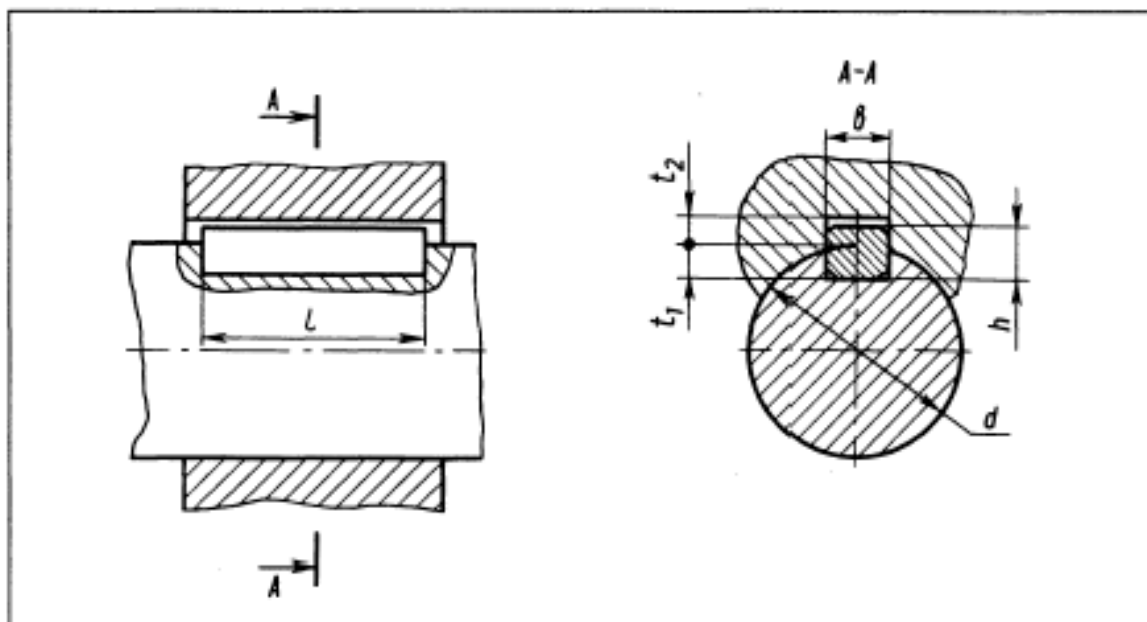


Тип ремня	Сечение ремня	r	L <sub>p</sub>	p	f	h	Значение α, град			
							34	36	38	40
		Размеры, мм					Расчетные диаметры шкивов d <sub>p</sub> , мм			
Клиновой	О	2,5	8,5	12	8	7	63...71	80...100	112...160	180
	А	3,3	11	15	10	8,7	90...112	125...160	180...400	450
	Б	4,2	14	19	12,5	10,8	125...160	180...224	250...500	560
Узкий клиновой	УО	2,5	8,5	12	8	10	63...80	—	> 80	—
	УА	3,0	11	15	10	13	90...118	—	> 118	—
	УБ	4,0	14	19	12,5	17	140...190	—	> 190	—
Поликлиновой	К	1,0	—	2,4	3,5	2,35	—	—	—	40...500
	Л	2,4	—	4,8	5,5	4,85	—	—	—	80...800
	М	3,5	—	9,5	10	10,35	—	—	—	180...1000

Примечания: 1. Расчетные диаметры шкивов d<sub>p</sub> выбирают из стандартного ряда: 40, 45, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 630, 710, 800, 900, 1000. 2. Радиусы закруглений канавок поликлиновых шкивов (r<sub>1</sub>; r<sub>2</sub>) для сечений ремня: К(0,3; 0,3), Л(0,5; 0,5), М(1,0; 0,8).

Таблица 13

Шпоночные соединения с призматическими шпонками ГОСТ 23360-78



Продолжение таблицы 13

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

Примечания: 1. Длины призматических шпонок  $l$  выбирают из следующего ряда: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250. 2. Пример условного обозначения шпонки исполнения  $l$ , размеры  $b=16$  мм,  $h=10$  мм,  $l=50$  мм: Шпонка 16×10×50 ГОСТ 23360—78.

Таблица 14

Значения КПД механических передач

Тип передачи	Закрытая	Открытая
Зубчатая:		
цилиндрическая	0,96...0,97	0,93...0,95
коническая	0,95...0,97	0,92...0,94
Червячная при передаточном числе $u$ :		
свыше 30	0,70...0,75	—
» 14 до 30	0,80...0,85	—
» 8 » 14	0,85...0,95	—
Цепная	0,95...0,97	0,90...0,93
Ременная:		
плоским ремнем	—	0,96...0,98
клиновыми (поликлиновым) ремнями	—	0,95...0,97

Примечания: 1. Ориентировочные значения КПД закрытых передач в масляной ванне приведены для колес, выполненных по 8-й степени точности, а для открытых — по 9-й; при более точном выполнении колес КПД может быть повышен на 1...1,5%; при меньшей точности — соответственно понижен. 2. Для червячной передачи предварительное значение КПД принимают  $\eta_{\text{оп}}=0,75...0,85$ . После установления основных параметров передачи значение КПД следует уточнить (см. 4.3, п. 10). 3. Потери в подшипниках на трение оцениваются следующими коэффициентами: для одной пары подшипников качения  $\eta_{\text{нк}}=0,99...0,995$ ; для одной пары подшипников скольжения  $\eta_{\text{нс}}=0,98...0,99$ . 4. Потери в муфте принимаются  $\eta_{\text{м}}=0,98$ .

Таблица 15

Шероховатость  $R_a$  для посадочных поверхностей отверстий и валов

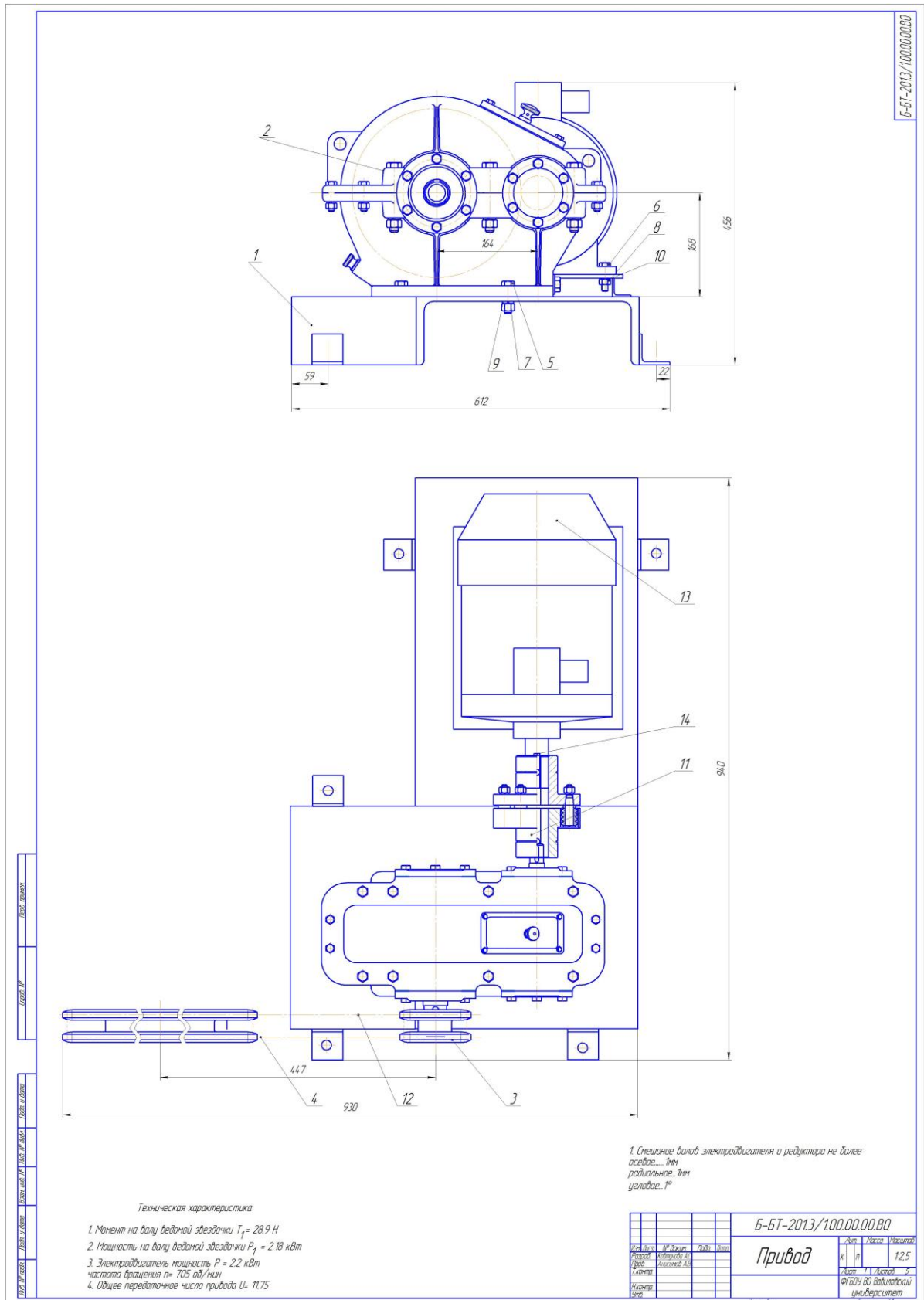
Интервалы размеров, мм	Отверстие			Вал		
	Квалитеты					
	7	8	9	6,7	8	9
	$R_a$ мкм					
Свыше 18 до 50	0,8	1,6	3,2	0,8	0,8	1,6
» 50 » 120	1,6		3,2	1,6	3,2	
» 120 » 500	1,6	3,2		1,6	3,2	

Таблица 16

Шероховатость  $R_a$  для поверхностей некоторых деталей

Вид поверхности	$R_a$ , мкм
Торцы заплечиков валов для базирования:	
а) подшипников качения класса точности 0	1,6
б) зубчатых, червячных колес при отношении длины отверстия к диаметру $l/d < 0,8$	1,6
в) то же, при отношении $l/d > 0,8$	3,2
Поверхности валов под резиновые манжеты	0,4
Канавки, фаски, радиусы галтелей на валах	6,3
Поверхности шпоночных пазов на валах:	
рабочая	3,2
нерабочая	6,3

Вид общий привода



Спецификация Привод

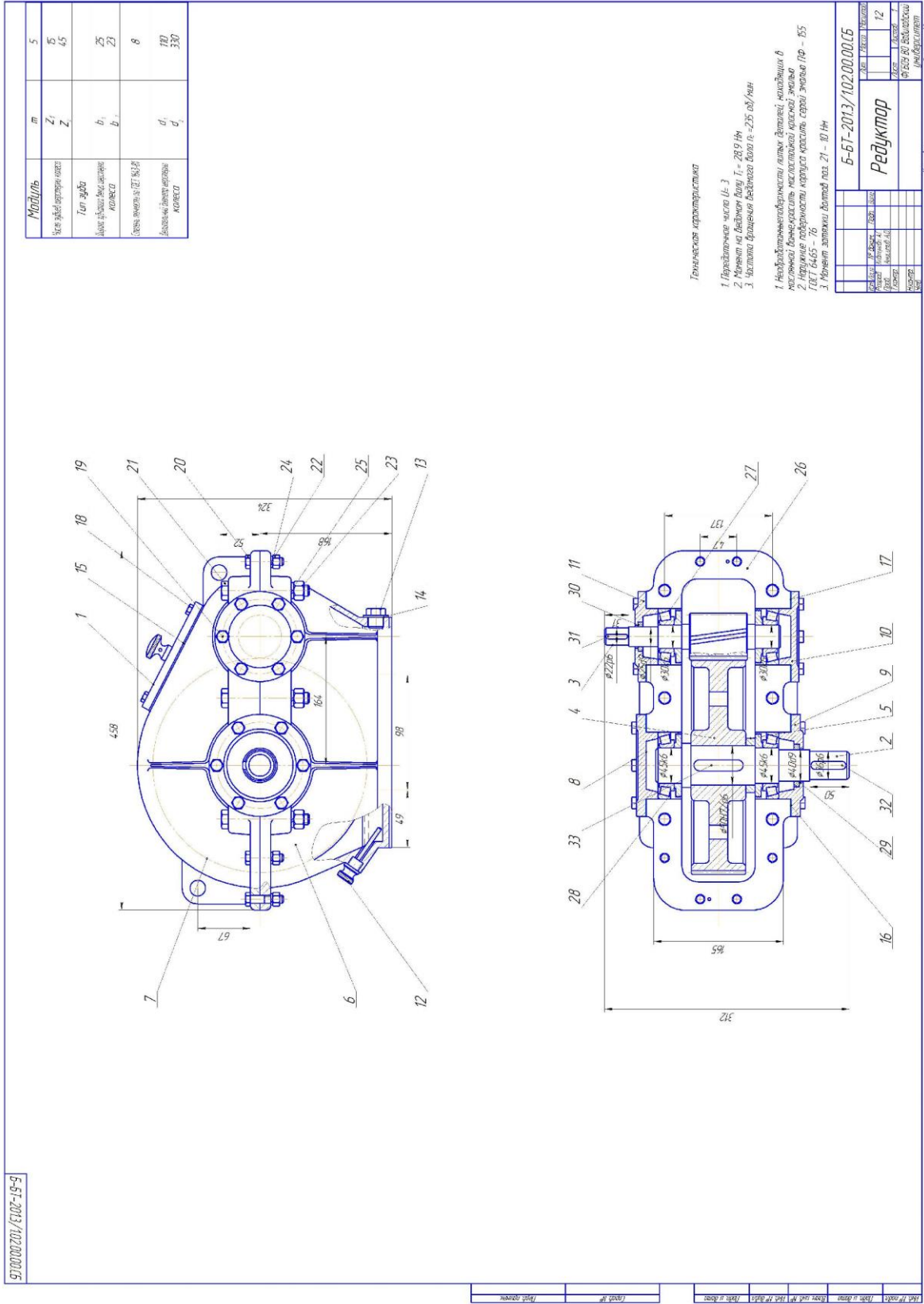
Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
<i>Документация</i>						
A1			<i>БТ-2013/1.00.00.00.В0</i>	<i>Привод</i>		
			<i>БТ-2013/1.00.00.00.РПЗ</i>	<i>Расчетно-пояснительная записка</i>		
<i>Сборочные единицы</i>						
A2	1		<i>БТ-2013/1.01.00.00.СБ</i>	<i>Рама</i>	1	
A1	2		<i>БТ-202.3/1.02.00.00.СБ</i>	<i>Редуктор</i>	1	
<i>Детали</i>						
		3		<i>Звездочка ведущая</i>	1	
		4		<i>Звездочка ведомая</i>	1	
<i>Стандартные изделия</i>						
				<i>Болт ГОСТ 7798-70</i>		
		5		<i>M12x45</i>	4	
		6		<i>M10x40</i>	4	
				<i>Гайка ГОСТ 5915-70</i>		
		7		<i>M12</i>	4	
		8		<i>M10</i>	4	
				<i>Шайба ГОСТ 6402-70</i>		
		9		<i>12</i>	6	
		10		<i>10</i>	4	
		11		<i>Муфта ГОСТ 21425-93</i>	1	
		12		<i>Цепь 2ПР-31.75-17700</i>	1	
<b><i>БТ-2013/1.00.00.00</i></b>						
Изм. Лист		№ докум.		Подп.		Дата
Разраб.		Ковтунова А.С.				
Проб.		Анисимов А.В.				
Н.контр.						
Утв.						
				<b><i>Привод</i></b>		
				ФГБОУ ВО Вавиловский университет		
				Формат А4		

Копировал

Формат А4



Сборочный чертёж редуктора

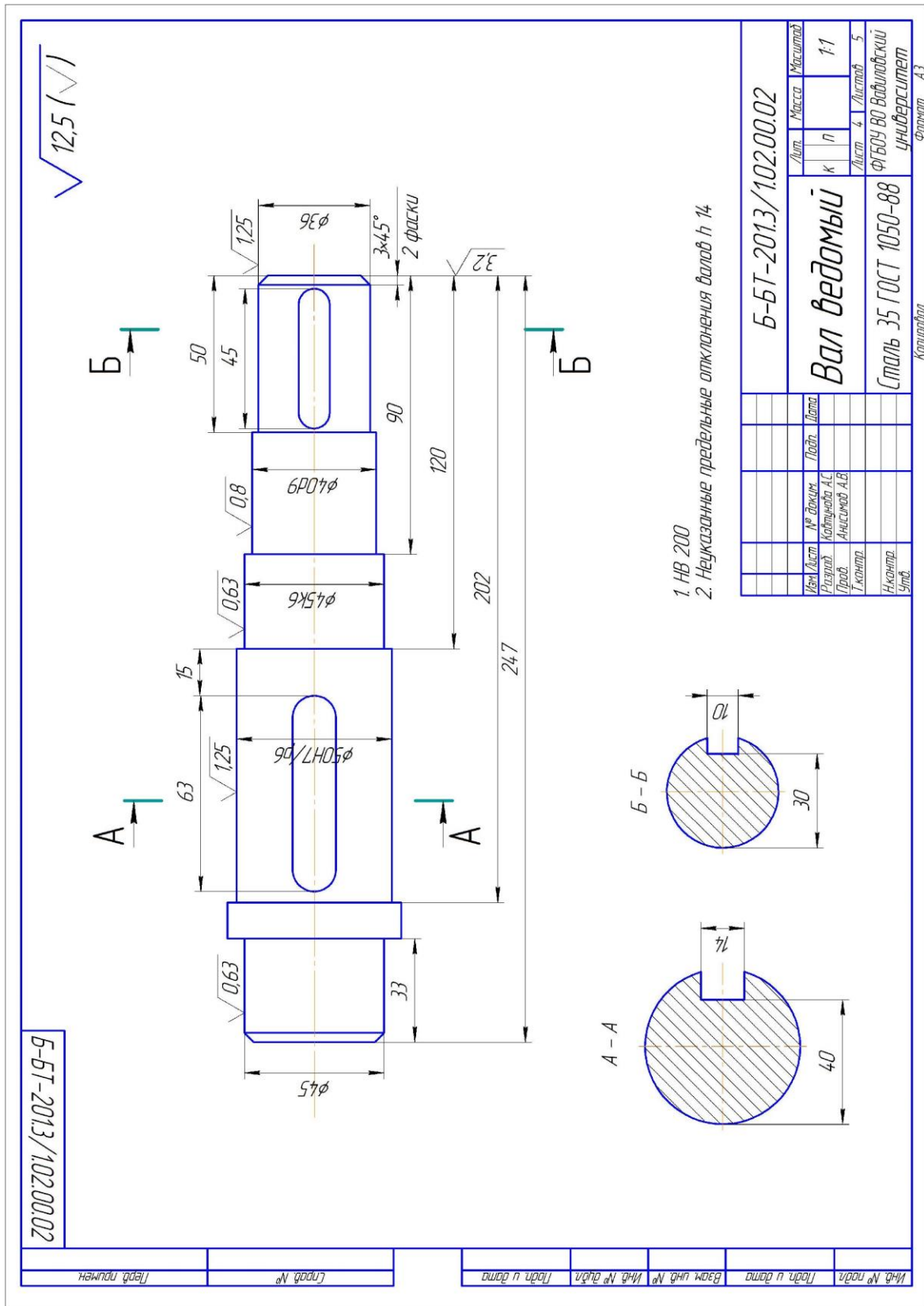


Спецификация Редуктор

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	Перв. примен.	Справ. №	Подп. и дата	Инд. № дцкл.	Взам. инв. №	Подп. и дата	Инд. № подл.	Разраб.	Проб.	Н.контр.	Утв.	Лит.			Лист	Листов
																		к	п	1		
				Документация																		
A1			БТ-2013/1.02.00.00.СБ	Редуктор																		
				Сборочные единицы																		
		1		Крышка смотрового люка	1																	
				Детали																		
A3	2		БТ-2013/1.02.00.02	Вал ведомый	1																	
	3			Вал ведущий	1																	
A3	4		БТ-2013/1.02.00.04	Колесо зубчатое	1																	
	5			Кольцо распорное	1																	
	6			Основание корпуса редуктора	1																	
	7			Крышка корпуса редуктора	1																	
	8			Крышка подшипника глухая	1																	
	9			Крышка подшипника проходная	1																	
	10			Крышка подшипника глухая	1																	
	11			Крышка подшипника проходная	1																	
	12			Железный маслоуказатель	1																	
	13			Продка M20	1																	
	14			Прокладка продки	1																	
	15			Прокладка смотрового люка	1																	
	16			Прокладка крышки подшипника	2																	
	17			Прокладка крышки подшипника	2																	
<b>Б-БТ-2013/1.02.00.00</b>																						
<b>Редуктор</b>																						
ФГБОУ ВО Вавиловский университет																						
Копировал _____ Формат А4																						



Рабочий чертёж вала



Рабочий чертёж зубчатого колеса

Б-БТ-2013/102.00.04

$\sqrt{12,5}$  (✓)

Модуль	m	5	
Число зубьев	Z	15	
Тип зуба	косой		
Ширина зубчатого венца	b	25	
Степень точности по ГОСТ 1643-81	-	8	
Делительный диаметр	d	330	

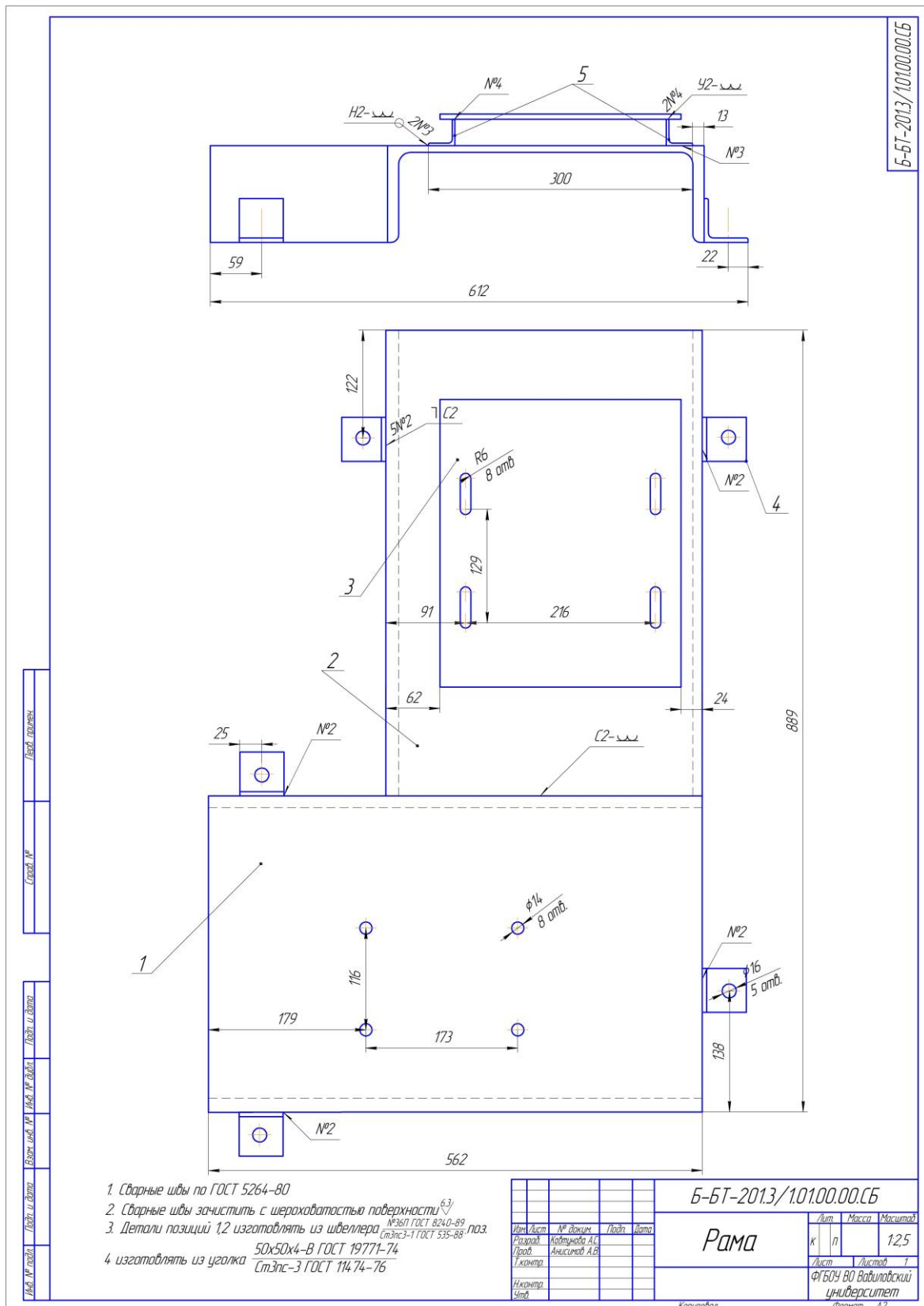
  
  

1. НВ 150
2. Неуказанные радиусы 2...5 мм.
3. Неуказанные предельные отклонения размеров: Н14, h14, IT 14/2

Б-БТ-2013/102.00.04		Колесо зубчатое	Лит. Масса	Лит. Масса
Изм. Лист	№ док-м	Подп.	К	П
Разработ.	Катальнов. А.С.	Дата	Лит. №	Лит. №
Проект.	Анисимов А.В.	Исполн.	Лит. №	Лит. №
Исполн.	И.Кочетков	Провер.	Лит. №	Лит. №
Утверд.	И.Кочетков	Инженер	Лит. №	Лит. №
		Сталь 35 ГОСТ1080-88		ФГУП ВО Вавилонский Университет
		Копирован		Формат А3

Сборочный чертёж рамы



Б-БТ-2013/10100.00.СБ

1. Сварные швы по ГОСТ 5264-80
2. Сварные швы зачистить с шероховатостью поверхности  $R_{a3}$
3. Детали позиций 1,2 изготовить из швеллера №30 по ГОСТ 8240-89  
Ст.энс-1 ГОСТ 535-88 103
4. Изготовить из уголка 50x50x4-В ГОСТ 19771-74  
Ст.энс-3 ГОСТ 114.74-76

Б-БТ-2013/10100.00.СБ			
<b>Рама</b>			
Лист	Масса	Масштаб	
к	п	12,5	
Лист		Листов 1	
ФГБОУ ВО Владимирский университет			
Формат А2			



Образец титульного листа

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Саратовский государственный университет генетики, биотехнологии и  
инженерии имени Н.И. Вавилова»  
(ФГБОУ ВО Вавиловский университет)

Кафедра:

# *Курсовой проект*

По дисциплине «

**Тема:** «Привод цепного конвейера с зубчатым цилиндрическим редуктором и цепной передачей»

**Выполнила:** Ковтунова А.С.,  
направление подготовки Б-БТ,  
2 курс

**Проверил:** к.т.н., доцент  
Анисимов А.В.

Саратов 20\_\_