ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ
КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

Комплекс учебно-методических материалов для студентов заочной и дистанционной форм обучения

Вторая часть учебно-методического комплекса содержит материалы для выполнения курсового проекта по деталям машин во втором семестре изучения дисциплины. Здесь приведены технические задания на проект, требования и последовательность выполнения пояснительной записки и чертежей, контрольные вопросы для самостоятельной подготовки к защите проекта. Даны редко встречающиеся в литературе примеры расчета ременной и цепной передач, образец содержания и оформления пояснительной записки, а также примеры сборочных и рабочих чертежей по заданиям курсового проекта.

Данное учебно-методическое пособие предназначено для заочной и дистанционной форм обучения студентов технических специальностей.

ВВЕДЕНИЕ

Целью курсового проекта по дисциплине "Детали машин и основы конструирования" является приобретение первых инженерных навыков по расчетам и конструированию типовых деталей и узлов машин и механизмов на основе полученных теоретических знаний.

В качестве объектов для разработки проекта предлагаются приводы машин непрерывного транспорта (конвейеров) и лебедки, а для более подробного проектирования из их состава – двухступенчатые редукторы, которые как сборочные единицы наиболее полно содержат в себе детали общемашиностроительного назначения (передачи, валы, подшипники, уплотнения, крепежные изделия, корпуса, системы смазки, регулирования, транспортирования и т.д.). Дополнительно к редукторам в технические задания (ТЗ) на проект включены открытые передачи (ременная или цепная).

Конструирование – это создание конкретной, однозначной конструкции изделия. Конструкция – устройство, определяющее взаимное расположение частей (деталей и сборочных единиц) изделия.

Проектирование предшествует конструированию и представляет собой поиск научно обоснованных, технически осуществимых и экономически целесообразных инженерных решений, обоснование возможных вариантов решений на основе принятых критериев.

Конструирование опирается на результаты проектирования и уточняет решения, принятые при проектировании.

Эти два процесса взаимно связаны и, как правило, выполняются инженером-конструктором.

В соответствии с ГОСТ 2.103-68 ЕСКД "Стадии разработки" предусмотрены следующие этапы разработки конструкторской документации:

– техническое задание;
– техническое предложение;
– эскизный проект;
– технический проект;
– рабочая конструкторская документация.

Все стадии выполняются последовательно, каждая следующая – на основании разработки и утверждения предыдущей.

Ограниченность времени на выполнение курсового проекта не позволяет реализовать процесс конструирования в соответствии с требованиями ГОСТа, приходится отдельные стадии совмещать и сокращать объем разработки документации.

В начале проектирования согласно ТЗ рекомендуется найти и изучить известные технические решения конструкций (прототипы) заданных в ТЗ объектов, методику их расчета. В проекте следует максимально использовать унифицированные и стандартные детали, узлы, нормы и рекомендации. Везде, где возможно, необходимо применять в деталях форму тел вращения, технологически более простую в изготовлении и дешевую.

Проектирование – многовариантная задача. Чем больше рассмотрено и разработано вариантов, тем качественнее окончательный выбор оптимального из них по критериям минимальных размеров и массы, надежности, технологичности, экономичности в изготовлении и эксплуатации.

Перед началом обязательно следует ознакомиться с требованиями стандартов к оформлению пояснительной записки и чертежей [12]*.

В разделе 1 второй части комплекса приведены 10 технических заданий на курсовой проект с десятью вариантами исходных данных в каждом ТЗ, указан порядок выбора конкретного номера задания и варианта исходных данных из приведенных здесь таблиц по шифру студента.

В очень важном разделе 2 приводятся требования к содержанию и оформлению курсового проекта. даны последовательность выполнения и краткое описание предлагаемых для разработки схем двухступенчатых редукторов.

Для практической работы над расчетами проекта в библиотеке НГТУ имеется полный комплект методических указаний в бумажном и электронном видах.

В связи с тем, что ременные и цепные передачи входят в состав ТЗ на проект, а численные расчеты их в литературе встречаются крайне редко, в разделе 3 даны методические указания и пример расчета с анализом трех вариантов ременной передачи.

Расчет цепной передачи (с. 37 и 46) представлен в образце пояснительной записки к проекту (раздел 4) для привода ленточного конвейера с цилиндрическим соосным редуктором Ц2С и цепной передачей.

В разделе 5 приведены контрольные вопросы для подготовки к защите курсового проекта. Вопросы разделены на два подраздела: первый – общие к любой теме проекта; второй – конкретные к результатам только Вашего проекта. Например, если в проекте нет сварных изделий или червячной передачи, то ответы по таким вопросам готовить не надо.

В приложениях А…Г приведены типовые бланки пояснительной записки проекта, соблюдение которых обязательно.

Приложение Д содержит *изменения в обозначении шероховатостей поверхностей* деталей, внесенные в ГОСТ 2.309-73 ЕСКД, **которые необходимо самостоятельно использовать для замены старых обозначений в примерах чертежей приложений Ж и К.**

Приложения Е, Ж, И, К включают примеры выполнения чертежей всего комплекта курсового проекта (сборочные редукторов всех ТЗ, общего вида, корпусных деталей, валов, зубчатых и червячных колес). Следует заметить, что размеры на чертежах не совпадают с размерами, полученными в примерах расчетов .

---

* В данной части пособия ссылка на литературу дается по общему ее списку, приведенному в части 1 настоящего комплекса на с. 101, кроме примеров (образцов) выполнения расчетов, где во избежание путаницы даны собственные списки литературы, использованной для решения конкретного примера. Для удобства пользования в этой части 2 список литературы продублирован на с. 93 в приложении Л.

1. ТЕХНИЧЕСКИЕ ЗАДАНИЯ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

Техническое задание (ТЗ) на курсовой проект выбирается индивидуально каждым студентом из настоящего пособия.

Номер ТЗ должен соответствовать **последней цифре шифра** студента; **вариант исходных данных – предпоследней цифре шифра**.

Объектом курсового проекта является привод рабочего (исполнительного) органа машины или механизма общетехнического применения.

Содержание ТЗ определяется его *условным кодом*:

ДМ – 00.00 – 00.00

1 2 3 4 5,

где цифрами (1, 2 ...5) обозначены позиции расположения следующих данных ТЗ:
поз. 1 – ДМ ("Детали машин") – наименование дисциплины курсового проекта;
поз. 2 – номер ТЗ, он же определяет вид машины (табл. 1.1), к которой необходимо спроектировать привод. В последней графе табл. 1.1 *приведен источник литературы**, где дано *описание конструкции машины*.

В табл.1.2 даны геометрические параметры схемы машины, необходимые для проектирования привода к ней.

В табл. 1.1 и 1.2 обозначено :

$D_Б$ – диаметр приводного барабана (барабана лебедки);
$D_Ш$ – диаметр шнека;
P – шаг тяговой цепи конвейера;
z – число зубьев тяговой звездочки;
$D_{зв}$ – делительный диаметр тяговой звездочки;
B – длина барабана (расстояние между тяговыми звездочками);
H – высота оси рабочего органа от уровня пола.

поз. 3 – номер варианта исходных данных ТЗ, помещенных в следующих таблицах : табл. 1.3 –нагрузка на рабочем органе; табл. 1.4 – скорость рабочего органа; табл. 1.5 – масштаб производства, долговечность и режим работы (*одинаковые для всех номеров ТЗ и отличающиеся по вариантам исходных данных*).
поз. 4 и 5 – состав передач привода из табл. 1.6.

Пример кода ТЗ :

ДМ – 05.02 – 01.14,

что обозначает:

ДМ – курсовой проект по деталям машин;

05 – номер ТЗ (последняя цифра шифра студента): привод к ленточному конвейеру (табл. 1.1); диаметр приводного барабана (табл. 1.2) $D_Б = 560$ мм (второй вариант) ;

02 – вариант исходных данных (предпоследняя цифра шифра студента) из: табл. 1.3 – тяговая сила ленты: $F = 8$ кН (*для ТЗ 05*); табл. 1.4 – скорость ленты $v = 0{,}6$ м/с; табл. 1.5 – единичное производство, $h = 5$ лет; $k_1 = 0{,}75$; $k_C = 0{,}25$.

* – Спиваковский А.О. Транспортирующие машины / А.О. Спиваковский, В.К

Таблица 1.1. Номер ТЗ и схема машины

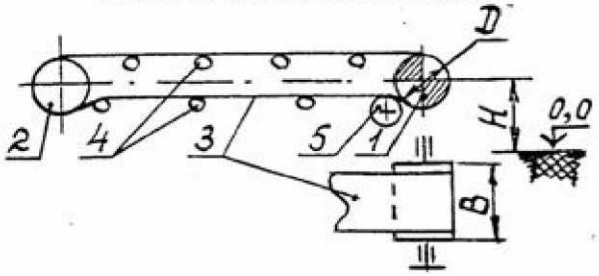
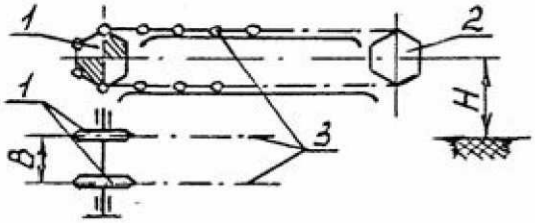
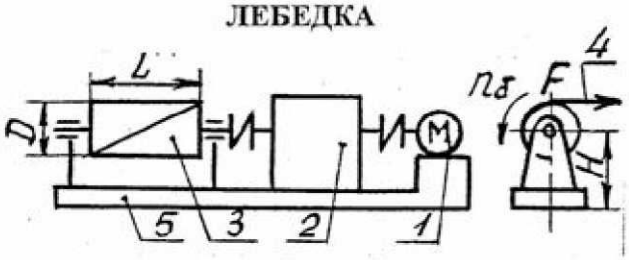
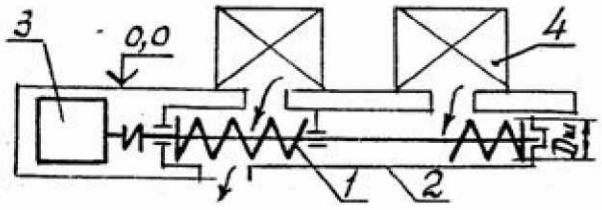
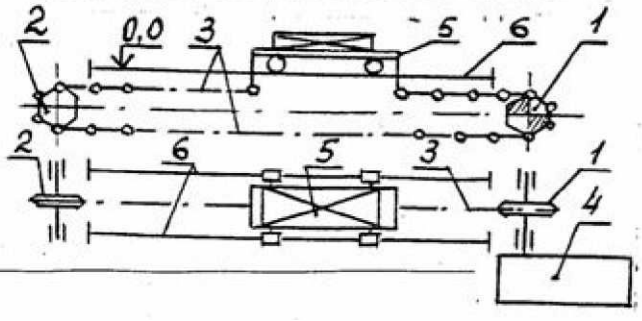
№ ТЗ	Наименование и схема машины	Обозначение на схеме	Источник
01 05 10	**ЛЕНТОЧНЫЙ КОНВЕЙЕР**  $B = 1{,}2D_Б$; $H = 0{,}5D_Б + 400$	*1* – барабан приводной; *2* – барабан натяжной; *3* – лента; *4* – поддерживающие ролики; *5* – отклоняющий барабан	*с. 98
02 06 09	**ЦЕПНОЙ ТРАНСПОРТЕР**  $B = 1{,}5D_{зв}$; $H = 0{,}5D_{зв} + 300$	*1* – звездочки приводные; *2* – звездочки натяжные; *3* – тяговые цепи	*с. 166
03 08	**ЛЕБЕДКА**  $L = 1{,}6D_Б$; $H = 0{,}5D_Б + 250$	*1* – двигатель; *2* – привод; *3* – барабан для укладки каната; *4* – канат; *5* – рама	
04	**КОНВЕЙЕР ШНЕКОВЫЙ СТРУЖКОУБОРОЧНЫЙ**  	*1* – шнек; *2* – кожух; *3* – привод; *4* – станок	*с. 351
07	**ТЕЛЕЖКА С ЦЕПНЫМ ПРИВОДОМ**  	*1* – звездочка приводная; *2* – звездочка натяжная; *3* – тяговая цепь; *4* – привод; *5* – тележка; *6* – рельсы	*с. 285

Таблица 1.2. Геометрические параметры ТЗ из табл. 1.1

№ ТЗ	Параметры	Варианты технического задания									
		1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**
01; 05; 10	$D_Б$, мм	500	560	630	630	500	630	630	500	500	560
02; 06	z P, мм	15 80	13 80	10 100	9 125	9 160	12 100	17 125	11 160	13 80	11 125
03; 08	$D_Б$, мм	500	500	560	560	630	450	450	500	630	450
04	$D_П$, мм	180	180	200	180	200	280	250	250	250	280
07	z P, мм	13 125	15 100	11 160	9 160	10 200	11 125	13 125	10 160	12 160	15 80
09	z P, мм	12 160	10 125	15 125	11 100	13 80	11 125	12 160	9 160	10 125	13 80

Таблица 1.3. Нагрузка на рабочем органе

№ ТЗ	Параметр	ВАРИАНТЫ технического задания									
		1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**
01	F, кН	4	4,3	4,7	5	6	7,8	7	4,8	6	6,5
02	F, кН	4	4,8	5,3	7,5	11,5	10	6	12	3,5	7
03	F, кН	6	5,5	4,5	7,5	8	3	4	5	5,5	6
04	T, Н·м	900	1100	1300	1000	1700	2800	2500	2300	2000	1500
05	F, кН	10	8	6	4	5	7	3	6	4	5
06	F, кН	3	4	5	6	9,5	7	8	9	4,5	6,5
07	F, кН	4	3,5	7	9	10	5	4,5	8	6	3
08	F, кН	5	6	6,5	7	8,5	4	3	5,5	7,5	4,5
09	F, кН	8	7	6	5	4,5	6,5	10	9	6,5	4
10	F, кН	6	7	8	4	5	3	4,2	5,5	3,5	2
Примечание. Обозначено : F – тяговая сила ленты (цепи, каната); T – вращающий момент на шнеке.											

Таблица 1.4. Скорость рабочего органа

№ ТЗ	Параметр	ВАРИАНТЫ технического задания									
		1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**
01	v, м/с	0,63	0,8	0,9	1,0	0,5	0,7	0,6	0,8	0,5	1,0
02	v, м/с	0,25	0,28	0,32	0,2	0,18	0,25	0,22	0,4	0,2	0,36
03	$n_Б$, мин$^{-1}$	20	22	18	16	12	15	20	18	15	10
04	n, мин$^{-1}$	15	18	20	25	22	16	20	25	18	22
05	v, м/с	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,2	0,6	0,8	0,7
06	v, м/с	0,4	0,36	0,2	0,32	0,28	0,22	0,25	0,2	0,32	0,25
07	v, м/с	0,28	0,32	0,2	0,18	0,16	0,25	0,22	0,2	0,28	0,36
08	$n_Б$, мин$^{-1}$	10	12	15	18	16	20	22	15	12	16
09	v, м/с	0,32	0,28	0,25	0,36	0,4	0,25	0,18	0,2	0,32	0,4
10	v, м/с	0,75	0,6	0,5	0,9	0,8	1,2	1,0	0,55	0,75	0,9

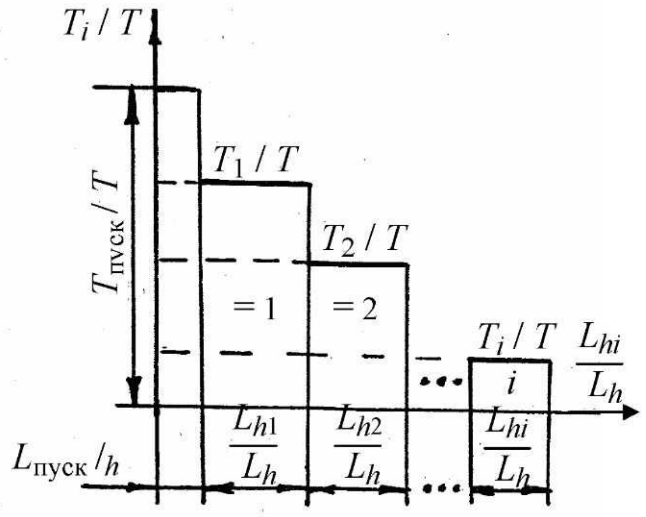
Примечание. Обозначено : v – линейная скорость ленты (цепи); $n_Б$ – частота вращения барабана; n – частота вращения шнека.

Таблица 1.5. Масштаб производства, долговечность и режим работы

Параметры	ВАРИАНТЫ технического задания									
	1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**
Выпуск	Мс	Е	Кс	М	Мс	Е	Кс	М	Мс	Кс
Долговечность h, годы	4	5	4	6	3	6	5	4	5	3
Коэффициенты использования : – годового $k_Г$	0,3	0,75	0,6	0,5	0,25	0,8	0,75	0,6	0,4	0,5
– суточного $k_С$	0,3	0,25	0,33	0,66	1,0	0,66	0,33	0,66	0,25	1,0
По заданной циклограмме нагружения:										
Число блоков нагрузки i	3	4	4	3	4	4	3	3	4	3
Отношение моментов T_i / T	1.0 0,8 0,3	1,0 0,8 0,6 0,4	1,0 0,75 0,5 0,25	1,0 0,75 0,25	1,0 0,7 0,5 0,3	1,0 0,5 0,3 0,1	1,0 0,8 0,3	1,0 0,8 0,4	1,0 0,5 0,3 0,1	1.0 0,6 0,4
Отношения времен L_{hi} / L_h	0,4 0,3 0,3	0,3 0,4 0,2 0,1	0,3 0,5 0,1 0,1	0,5 0,3 0,2	0,4 0,3 0,1 0,2	0,4 0,2 0,3 0,1	0,6 0,3 0,1	0,3 0,4 0,3	0,4 0,2 0,1 0,3	0,6 0,2 0,2
Отношение пускового момента $T_{пуск} / T$	1,4	1,3	1,5	1,6	1,4	1,6	1,5	1,3	1,7	1,5

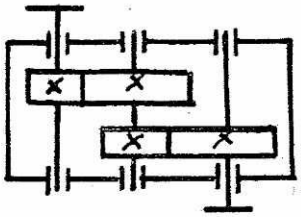
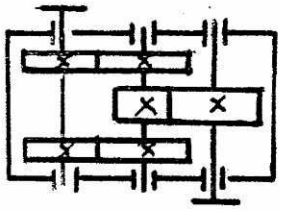
Примечания.

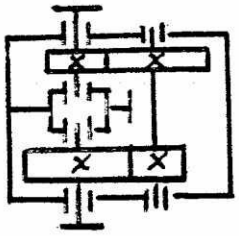
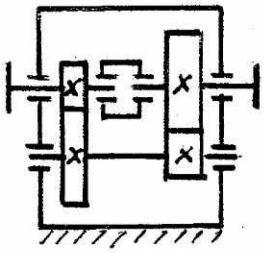
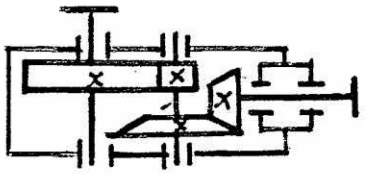
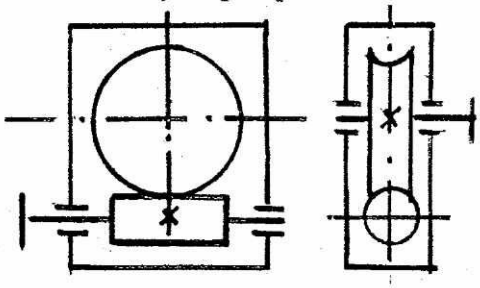
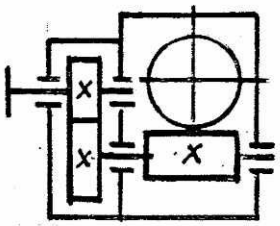
1. Циклограмма нагружения



2. Обозначение выпуска производства:
   Мс – мелкосерийный;
   Е – единичный
   Кс – крупносерийный;
   М – массовый

Таблица 1.6. Передачи привода

№ ТЗ	Код передач в ТЗ	Состав передач	Редуктор	
			код	схема
01	01 – 11	Ременная передача и редуктор Ц2	11	Редуктор Ц2 
02	01 – 15	Ременная передача и редуктор КЦ		
03	11 – 02	Редуктор Ц2 и цепная передача		
04	01 – 17	Ременная передача и редуктор ЦЧ		
05	01 – 14	Ременная передача и редуктор $Ц2С_В$		
06	01 – 12	Ременная передача и редуктор $Ц2_{РБ}$	12	Редуктор $Ц2_{РБ}$ 
07	13 – 02	Редуктор Ц2С и цепная передача		
08	16 – 02	Редуктор червячный и цепная передача		
09	12 – 02	Редуктор $Ц2_{РБ}$ и цепная передача		
10	15 – 02	Редуктор КЦ и цепная передача		

Редуктор		Редуктор		Редуктор	
код	схема	код	схема	код	схема
13	Редуктор Ц2С 	14	Редуктор $Ц2С_В$ 	15	Редуктор КЦ 
16	Редуктор червячный 	17	Редуктор ЦЧ 		

Примечание. Маркировка редукторов : Ц2 – цилиндрический двухступенчатый рядный горизонтальный; $Ц2_{РБ}$ – то же, что Ц2, но с раздвоенной быстроходной ступенью; Ц2С – то же, что Ц2, но соосный горизонтальный; $Ц2С_В$ – то же, что Ц2С, но вертикальный; КЦ – коническо-цилиндрический двухступенчатый; Ч – червячный; ЦЧ – цилиндро-червячный двухступенчатый.

Продолжение примера кода ТЗ:

Циклограмма нагрузки для четырех блоков по варианту 02 показана на рис. 1.1.

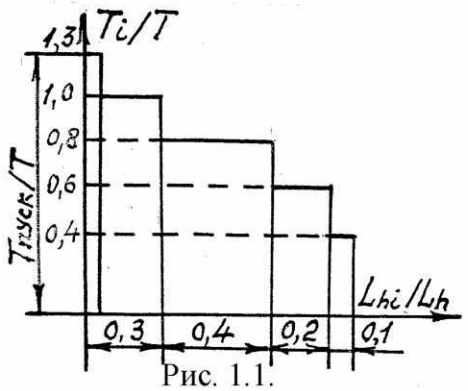


Рис. 1.1.

01 – 14 – состав привода для ТЗ – 05 из табл. 1.6: ременная передача (01) и редуктор (14) Ц2С$_В$ – цилиндрический двухступенчатый соосный вертикальный.

2. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

2.1. Объем проекта

К защите курсового проекта должны быть представлены пояснительная записка и чертежи.

2.1.1. Пояснительная записка

Пояснительная записка должна включать:

1) *обложку с форменным бланком* на ней. Образец форменного бланка на обложку см. **в приложении А** (с.68);

2) *титульный лист*. Образец титульного листа дан **в приложении Б** (с. 69).

На титульном листе к проекту, кроме всего прочего, помещают обозначение документа. Например, для студентов заочного отделения:

КП – НГТУ – 1502 – 25 – 40 – 08,

где **КП** – индекс: курсовой проект;
НГТУ – аббревиатура университета;
1502 – специальность;
25 – шифр (две последние цифры) студента;
40 – номер студента из списка специальности (узнать в деканате);
08 – год защиты проекта (2008 г.);

3) *содержание*. Образец оформления "Содержания" приведен **в приложении В** (с. 70). Содержание в образце представлено в наиболее общем виде для всех записок. Из него следует исключить подразделы (в типографском бланке кафедры для них не надо указывать их номера и страницы), не выполняемые в данном конкретном проекте. Пример см. на с. 26;

4) *техническое задание*. Типовой бланк кафедры ТЗ показан **в приложении Г** (с. 71). Пример оформления дан на с. 27, 28.

5) *текстовую часть*; Все требования, предъявляемые к оформлению

текстовой части записки, должны соответствовать ГОСТ 2.105-95 ЕСКД "Общие требования к текстовым документам", основные положения которого изложены в [12].

6) *список использованной литературы*. В списке приводится только та литература, на которую есть ссылка в тексте записки;

7) *приложение* (*спецификации*);

8) *другие приложения* (при необходимости).

2.1.2. Чертежи

Состав чертежей курсового проекта, выполненных на ватмане:

1) *сборочный чертеж редуктора* (формат А1; 1...2 листа в зависимости от масштаба изображения *); Примеры чертежей см. в приложении Е.

2) *сборочный чертеж привода* (формат А1; 1 лист; приложение И);

3) *рабочий чертеж корпусной детали* (формат А1; 1 лист; приложение Ж):

а) ТЗ – 01, 02, 05, 06, 07, 08 выполняют чертеж **основания корпуса редуктора** ;

б) ТЗ – 03, 04, 09, 10 выполняют чертеж **крышки корпуса редуктора**.

В обоих случаях : для единичного и мелкосерийного производств следует принять **сварные** заготовки корпусных деталей; для крупносерийного и массового производств – заготовки **литые;**

4) *рабочие чертежи двух деталей*: выходной вал редуктора и зубчатое (червячное) колесо с этого вала (на листе формата А2 рисуют два формата А3 под каждую деталь. При этом формат А2 не разрезать). Рабочие чертежи деталей, как правило, выполняют в масштабе 1:1; примеры см. в приложении К.

5) *спецификации к чертежам сборочных единиц* (формат А4). Правила оформления спецификаций изложены в [12, с.11] Там же (приложения И, К, Л) приведены их примеры.

Общие требования к чертежам, содержание *всех* листов проекта, технические требования и технические характеристики на чертежах даны в [12, с.13 и 34].

Чертежи типовых конструкций редукторов, общего вида, корпусов, деталей см. в [5], [7…10] и в приложениях к настоящему пособию.

2.2. Последовательность выполнения проекта

1. Из табл. 1.1…1.6 согласно шифра студента списать наименование и схему машины, состав передач привода к ней, исходные данные для расчетов.

2. Ознакомиться с конструкцией машины и требованиями, предъявляемыми к приводу. По рекомендуемой литературе (особенно [8…10]) следует найти заданный в приводе редуктор и открытую передачу [17], [18] с целью использования их в проекте в качестве **прототипа**. В [7, с. 358] даны описания конструкций наиболее распространенных редукторов.

3. Последовательность выполнения проекта необходимо соблюдать в соответствии с "Содержанием" (приложение В) пояснительной записки и образцом ее выполнения.

* Масштаб чертежей по п. 1…3 выбирают из условия 75…80%-го заполнения формата чертежа.

4. Выполнить *кинематический и энергетический расчеты привода* [15]. Примеры этих расчетов приведены в [15] и в первой части комплекса на с. 65. Они охватывают большинство схем приводов ТЗ.

При выборе двигателя следует принять тот из них, частота вращения которого, отнесенная к частоте вращения рабочего органа, дает общее передаточное число u_0, разбиваемое на рекомендуемые по нормам оптимальных передаточных чисел редуктора [15, с. 12] и открытой (ременной или цепной) [15, с. 11] передачи согласно схеме привода. Для снижения массы и габаритных размеров привода предпочтительны двигатели с более высокой частотой вращения – 1500 и 3000 мин$^{-1}$. В дальнейшем следует рассчитывать **один вариант** привода для выбранного двигателя.

5. Выбрать материалы и произвести *проектировочный расчет зубчатых (червячной) передач* редуктора [16, часть 1], [21].

При выборе материала и термообработки следует иметь в виду масштаб производства зубчатых передач :

а) *единичное и мелкосерийное* производства – термообработка ТВЧ1 + У2;

б) *крупносерийное и массовое* производства – термообработка ТВЧ1 + + ТВЧ2 или Ц1 + Ц2 (рекомендуется при мощности не менее 3 кВт). При малых мощностях и высокотвердых зубьях ($H \geq 56$ HRC) получаются небольшие межосевые расстояния передач, в пределах которых не удается разместить подшипники качения соседних валов и между ними болты крепления крышки редуктора к корпусу. Вследствие этого приходится конструктивно увеличивать межосевое расстояние, зубья передачи оказываются недогруженными, а отсюда теряется смысл применения дорогой технологии.

Наклон зубьев в редукторах следует назначать *косой, шевронный* или *круговой* (конические передачи); *червяки* – линейчатые (*эвольвентные)* или *нелинейчатые*.

В [16, часть 3] приведены примеры расчетов передач различных редукторов при разном сочетании твердостей зубьев.

6. *Рассчитать ременную* [17] или *цепную* [18] *передачу*. При выборе окончательного варианта ее следует обратить внимание *на ограничения по диаметрам шкивов или звездочек* с целью вписания их в габариты привода (электродвигателя – редуктора или редуктора – рабочего органа). Образец расчета ременной передачи приведен на с. 16. Пример расчета цепной передачи см. в образце выполнения пояснительной записки на с. 38 и 46. Кроме того, привод с ременной передачей и коническо-цилиндрическим редуктором КЦ рассчитан в [21].

7. Определить ориентировочные *диаметры валов по расчету на кручение*. Это будут диаметры концов входного и выходного валов или диаметры под зубчатыми (червячными) колесами промежуточного вала. Необходимо помнить, что шестерни и червяки, как правило, выполняют за одно целое с валами. Колеса делают съемными с вала.

8. По величине передаваемого расчетного момента, диаметру вала и функциональным требованиям *подобрать муфты* [25].

9. Произвести *проверочный расчет зубчатых (червячной) передач* [16, части 2 и 3], обратив внимание на удовлетворение прочностным и конструктивным ограничениям.

10. Привести *конструкции* (эскизы и размеры) *зубчатых колес (червяка и червячного колеса)* [5…10], а также рассчитать *элементы корпуса* [5…10].

11. Обосновать *смазку зацеплений и подшипников* [1], [5], [7…10].

12. На листах ватмана (одном или двух в зависимости от масштаба) начать разработку *эскизного проекта* – сборочного чертежа редуктора в тонких линиях в трех проекциях (главный вид со стороны входного вала, вид сверху со снятой крышкой редуктора и вид сбоку со стороны маслоуказателя и сливной пробки). Правила эскизного проектирования изложены в [5, с. 42], [7, с. 240], [9, с. 56].

13. Определить *усилия, действующие в передачах* [16, часть 2]. Предварительно по рекомендациям практики [5], [20] намечают подшипники качения и рассчитывают валы на изгиб и кручение [5], [19]. При расчете валов консольные нагрузки на их концах от муфт и открытых передач (ременных, цепных, зубчатых) следует учитывать обязательно. Условно принято считать окружные силы F_t в зацеплениях, лежащими в горизонтальной плоскости X (ее располагают по плоскостям валов редуктора), радиальные силы F_r и моменты M_a от осевых сил F_a – в плоскости Y. Известные по направлению консольные нагрузки F_K (от ременных, цепных, зубчатых передач) прикладывают в виде проекций F_{Kx} и F_{Ky} по плоскостям X и Y. Направление силы от муфты F_M неизвестно, его учитывают в расчетах отдельно [3, с. 156], [19].

В учебном проекте *конец входного вала* редуктора следует *выполнять коническим*; конец выходного вала допускается делать цилиндрическим.

На *сопротивление усталости* рассчитывается наиболее нагруженное сечение того вала, который был выбран для выполнения рабочего чертежа.

14. Рассчитать *ресурс подшипников качения* [20].

15. Проверить *прочность шпоночных (шлицевых) соединений или соединения с гарантированным натягом* (для бесшпоночного соединения).

16. Составить *спецификацию* сборочного чертежа редуктора.

17. Представить руководителю проекта на проверку *сборочный чертеж редуктора* в тонких линиях со спецификацией.

18. Разработать [5], [8…10] и показать руководителю проекта *сборочный чертеж привода*. Составить на него *спецификацию*.

19. Выполнить *рабочие чертежи* выходного вала и зубчатого колеса [5], [9], *сопряженного* с этим валом. Опасное сечение вала проверить на сопротивление усталости.

20. Рассчитать *болты крепления редуктора* к раме (плите) [14, с. 19], [21, с. 40]. Класс прочности болтов (винтов) крепления редуктора должен быть не ниже 5.8, 6.6.. В данном расчете также следует учитывать консольные нагрузки.

21. Вычертить *рабочий чертеж корпусной детали* [5, с. 382].

22. Оформить *пояснительную записку* к проекту. Для возможности контроля ошибок в черновом варианте записку следует писать в "развернутой" (не в табличной) форме, т.е. формула – подстановка в нее параметров – результат. Сразу же давать ссылку на используемые источники литературы, ведя параллельно список источников на отдельном листе бумаги.

После утверждения расчетов записку следует переписывать начисто по нескольку листов в день (без указания номеров листов) в течение всего проектирования, иначе написание записки всей сразу в конце проектирования окажется самым трудоемким этапом работы.

Так как курсовой *проект по деталям машин является первым* по-настоящему *инженерным проектом*, то основной упор в нем делается на усвоение физического смысла и границ существования параметров, изучение конструкций изделий, т.е. ставится задача их анализа. Для получения первых навыков проектирования настоящий ***проект должен быть выполнен вручную*** – записка написана от руки черной пастой (чернилами, тушью); чертежи – карандашом с оформлением по стандартам.

23. Обвести все чертежи *толстыми линиями*.

24. *Записаться* на кафедре или у руководителя проекта *на защиту*.

25. В назначенный день без опоздания явиться на защиту проекта, не забыв захватить с собой чертежи, пояснительную записку, зачетную книжку и, если надо, то и направление из деканата.

2.3. Краткое описание схем редукторов технического задания

Зубчатые *цилиндрические двухступенчатые редукторы* применяют при передаточных числах u = 6,3…40 (50). В условиях массового и крупносерийного производств межосевые расстояния округляют по ряду чисел *Ra* 20.

Цилиндрические редукторы наиболее просты в изготовлении и эксплуатации, имеют высокий КПД и меньшую массу на единицу передаваемого вращающего момента. Среди общего числа применяемых редукторов 90% составляют цилиндрические.

Наиболее простой и распространенной схемой редуктора является *развернутая схема* с параллельным расположением валов в горизонтальной плоскости (редуктор **Ц2**); в табл. 1.6 ТЗ редуктору присвоен **условный код** 11*. Несимметричное расположение зубчатых передач приводит к повышению концентрации нагрузки по длине контактных линий, что особенно существенно для твердых передач, где зубчатые колеса следует выполнять узкими. *Пример чертежа редуктора Ц2 приведен на рис. Е1* (приложение Е; с. 74) без вида сбоку, который следует принимать таким, как *на рис. Е2* (с. 75).

В целях улучшения условий работы редукторы выполняют *с раздвоенными ступенями*, в большинстве случаев – *быстроходной* (схема **Ц2$_{РБ}$**, код 12). Быстроходную

ступень по ширине венца делят пополам и половины устанавливают на валы с противоположным направлением зубьев (как бы шевронным). Это позволяет уравновесить осевые силы в зацеплениях, применять радиальные (нерегулируемые) подшипники, вследствие симметрии более равномерно распределить нагрузку по длине валов. Редуктор получается примерно на 20% легче редуктора Ц2. Но для компенсации погрешностей изготовления и сборки зубчатых пар валы редуктора $Ц2_{РЦ}$ должны выполняться "*плавающими*" в осевом направлении в зависимости от типа тихоходной передачи. Тихоходная передача прямозубая – "плавающий" вал промежуточный; тихоходная передача – косозубая – "плавающий" вал входной; тихоходная передача шевронная – "плавающих" два вала: входной и промежуточный. *Пример чертежа редуктора* $Ц2_{РЦ}$ *дан на рис. Е2* (с. 75).

* Коды редукторов 11…17 (табл. 1.6 ТЗ) **введены нами условно** для упорядочения схем в технических заданиях проекта.

Третий вид цилиндрических двухступенчатых редукторов – это *редукторы соосные* горизонтальные **Ц2С** (код 13 в табл. 1.6) – валы расположены в горизонтальной плоскости – и вертикальные $\mathbf{Ц2С_В}$ (код 14 в табл. 1.6) – валы располагаются в вертикальной плоскости.

Соосные редукторы применяют, если по компоновке необходимо, чтобы *оси входного и выходного валов* располагались на одной линии. Это обеспечивает малые размеры редукторов по длине (в вертикальных – по высоте) при некотором увеличении ширины. По сравнению с редуктором Ц2 усложняется конструкция корпуса, так как внутри него необходимо разместить опору для подшипников входного и выходного валов. Ухудшаются условия смазки этих подшипников, а у вертикальных редукторов – еще и смазки тихоходной ступени. Быстроходная ступень в большинстве случаев недогружена. а промежуточный вал имеет большую длину. *Примеры чертежей редуктора Ц2С на рис. Е3* (с. 76, 77); *редуктора* $Ц2С_В$ *на рис. Е4* (с. 78, 79).

Одним из *показателей качества* цилиндрических двухступенчатых редукторов является отношение межосевых расстояний тихоходной и быстроходной ступеней $a_{ИТ} / a_{ИБ}$. В настоящее время оно равно 1,12…1,6 (1,6 – при больших u и постоянном режиме нагружения). При этом наблюдается тенденция к его уменьшению. Рекомендуется для сравнения результата расчетов проекта иметь в виду указанные пределы отношения $a_{ИТ} / a_{ИБ}$.

В *коническо-цилиндрическом двухступенчатом редукторе* **КЦ** (код 15 в табл. 1.6) быстроходную ступень выполняют в виде конической передачи с круговыми зубьями, тихоходную – цилиндрической косозубой. В простом варианте коническая шестерня располагается консольно с установкой подшипников ее вала "врастяжку", что усложняет регулирование зазоров и смазку опор. *Пример чертежа редуктора КЦ дан на рис. Е5* (с. 80, 81).

Преимущество редукторов **КЦ** – пересекающееся расположение осей входного и выходного валов, что может быть использовано по условиям компоновки привода.

Червячные редукторы **Ч** (код 16 в табл. 1.6) применяют в приводах с перекрещивающимся расположением осей валов, при больших передаточных числах в одной ступени (u = = 7,1…80), при необходимости более плавной и бесшумной работы, а также в качестве останова при невозможности обратного движения от колеса к червяку.

Червячные передачи выполняют с верхним, нижним и боковым расположением червяка. Наиболее широко применяют *передачи с нижним червяком* (*пример чертежа – на рис. Е6,* (с. 82) вследствие обильного смазывания червячной пары и подшипников маслом, залитым в корпус редуктора. У *верхних червяков* наблюдается повышенный нагрев и невозможность смазки подшипников разбрызгиванием масла из корпуса. *Боковое расположение червяка* выполняют, если необходимо иметь вертикальный вал червячного колеса (например, в механизмах поворота кранов, смесителях, питателях и т.п.). Для улучшения теплоотвода поверхности корпусов и крышек редукторов обеспечивают ребрами.

Цилиндро-червячные двухступенчатые редукторы **ЦЧ** (код 17 в табл. 1.6) имеют перекрещивающееся расположение осей входного и выходного валов. Добавляя к червячной паре в качестве быстроходной ступени цилиндрическую косозубую передачу, получают у редуктора **ЦЧ** большое передаточное число u = 16…200 при незначительном увеличении габаритов. *Пример чертежа – на рис. Е7* (с. 83).

В заключении отметим, что *конкретная схема редуктора выбирается в зависимости от общего передаточного числа и компоновки привода машины.*

3. ПРИМЕР РАСЧЕТА РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

В приводах машин общего назначения в настоящее время основной из ременных передач является клиноременная. Сечения с обозначением параметров клиновых ремней по ГОСТ 1284.1-89 показаны на рис. 3.1. В скобках даны

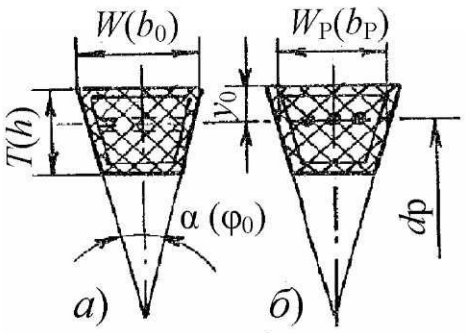


Рис. 3.1

обозначения, часто встречающиеся в отечественной литературе:
$W(b_0)$ – ширина большого основания ремня;
$W_P(b_P)$ – расчетная ширина ремня;
$T(h)$ – высота ремня;
$\alpha(\varphi_0)$ – угол клина ремня, равный 40 ± 1^0;
d_P – расчетный диаметр ремня;
y_0 – расстояние от нейтральной линии ремня до большого основания, в среднем равное $0{,}36T$.

В зависимости от отношения W/T клиновые ремни выпускают трех видов: **нормальных сечений** ($W/T \approx 1{,}6...1{,}7$); **узкие** ($W/T \approx 1{,}2...1{,}3$); **широкие** ($W/T \approx 3{,}3...3{,}4$) - специальные для вариаторов.

По ГОСТ 1284.2-89 ремни всех нормальных сечений длиной до 8 м должны иметь кордшнур (рис. 3.1, *б*). Ремни длиной свыше 1,6 м допускается изготавливать с кордтканью (рис. 3.1, *а*). Кордшнуровые ремни более качественные. Ремни нормальных сечений в зависимости от передаваемой мощности, долговечности и допускаемого удлинения выпускают четырех классов: I, II, III, IV (лучшие).

В силу того, что неметаллическая основа сечений ремней по прочности значительно слабее металлических передач редукторов, ременные передачи устанавливают на наиболее быстроходные валы приводов, где меньше вращающие моменты, т.е. на валы двигателей.

3.1. Исходные данные

1. Схема привода задается в техническом задании и состоит из клиноременной передачи и редуктора. Из энергетического и кинематического расчетов получено: общее передаточное число привода $u_0' = 45{,}75$, редуктора $u_{ред} = 25$, ременной передачи $u_{рп} = 1{,}83$ (без округления в кинематическом расчете).

2. Потребная мощность двигателя $P_{ДВ}' = 3{,}9$ кВт;
ДВИГАТЕЛЬ АИР 100*L*4У3 ТУ 16-525.564-84, $P_{ДВ} = 4$ кВт; $n_{ДВ} = 1410$ мин$^{-1}$;
Режим работы тяжелый, две смены.

3.2. Компоновка ременной передачи

Размеры расположения ременной передачи *1* в приводе относительно двигателя *2* и редуктора *3* показаны на рис. 3.2 (*4* – рама двухуровневая). По техническому заданию высота H от уровня пола до оси ведомого шкива равна 600 мм.

Габаритные размеры двигателя [1, с.26]* (рис. 3.2) $d_{30} = 391$ мм, $h_{ДВ} = 100$ мм, $h_{31} = 247$ мм.

* Список литературы приведен в конце данного примера на с. 22.

Ориентировочные размеры [2], [3] редуктора (рис. 3.2) $L = 560$ мм, $H_{ред} = 350$ мм, $h_{ред} = 0{,}5H_{ред} = 175$ мм, $l = 100$ мм.

Рама *4* сварная, принимаем предварительно высоту швеллера рамы $h_Р = 160$ мм (швеллер 16).

Превышение δ_y двигателя над низом правой части рамы: $\delta_y = h_{31} + 2h_Р + h_{ред} - H = 247 + 2 \cdot 160 + 175 - 600 = 142$ мм. Это значит, что двигатель нельзя разместить справа под рамой.

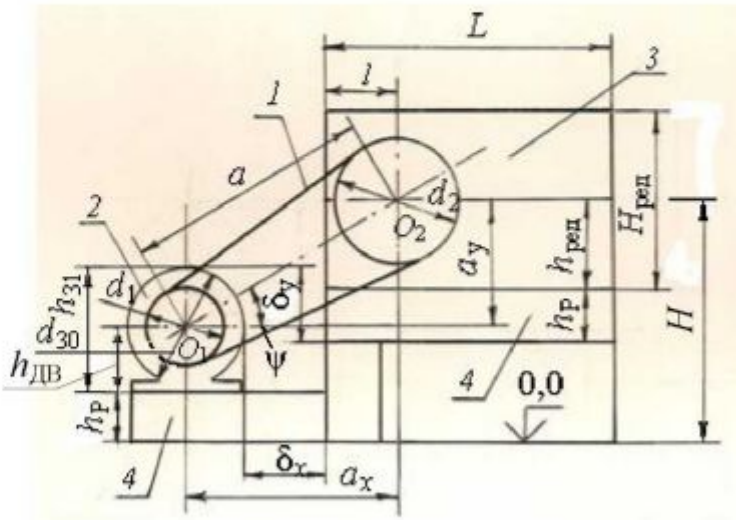


Рис. 3.2

Примечание. Рамы (и литые плиты) привода могут иметь самые разнообразные конструкции. Здесь принята одна из них только для данного примера.

Проекции межцентрового расстояния a (рис. 3.2) по осям координат: $a_x = 0{,}5d_{30} + l + \delta_x = 0{,}5 \cdot 391 + 100 + 150 = 445$ мм, где $\delta_x = 150$ мм – расстояние от стойки рамы до двигателя, необходимое для надевания ремней на шкивы при монтаже передачи (предварительный расчет показал, что $\delta_x = 100$ мм недостаточно);

$a_y = H - h_Р - h_{ДВ} = 600 - 160 - 100 = 340$ мм.

Минимальное межцентровое расстояние по условию компоновки ременной передачи $a_{min} = (a_x^2 + a_y^2)^{1/2} = (445^2 + 340^2)^{1/2} = 560$ мм.

Угол ψ наклона передачи к горизонту $\psi = \text{arctg}(a_y/a_x) = \text{arctg}(340 / 445) = 37{,}4^0$.

Размеры привода накладывают следующие ограничения на диаметры шкивов ременной передачи: $d_1 \le d_{30} = 391$ мм; $d_2 \le H_{ред} = 350$ мм.

3.3. Расчет передачи

1. Номинальный вращающий момент $T_{1nom} = 9550\, P_{ДВ}' / n_1 = 9550 \cdot 3{,}9 / 1410 = 26{,}41$ Н·м.

Расчетные вращающий момент и мощность $T_1 = C_Р T_{1nom} = 1{,}3 \cdot 26{,}41 = 34{,}34$ Н·м; $P_1 = C_Р P_{nom} = 1{,}3 \cdot 3{,}9 = 5{,}07$ кВт, где $C_Р = 1{,}3$ – коэффициент динамичности нагрузки и режима работы [4, с. 25] для тяжелого режима и двухсменной работы.

2. Согласно ГОСТ1294.1-89 [4, с. 24, рис. П1] при $P_1 = 5{,}07$ кВт и $n_1 = 1410$ мин$^{-1}$ – *нормальное сечение ремня* B(Б). По табл. П4 [4, с. 22] при $T_1 = 34{,}34$ Н·м – *нормальное сечение ремня* A; *узкое* – SPZ(УО).

Для сравнительного выбора окончательного варианта расчет выполним для трех рекомендуемых сечений. Приняты кордшнуровые сечения клиновых ремней II класса.

Размеры и параметры ремней [4, с. 22] приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1. Размеры и параметры клиновых ремней

Сечение		Размеры (рис. 3.1), мм				Площадь A, мм^2	Масса, $m_ц$, кг/м	Длина ремня $L_р$, м	Диаметр шкива, d_{1min}, мм
		$W_р$	W	T	y_0				
нормальное	A	11	13	8 ± 0,4	2,8	81	0,1	500…4000	90
	B(Б)	14	17	11 ± 0,5	4,0	138	0,18	900…6300	125
узкое SPZ(УО)		8,5	10	8	2,0	56	0,084	630…3550	63

3. *Межцентровое расстояние клиноременной передачи* [4, с. 9] лежит в пределах $0{,}7(d_1 + d_2) \le a \le 2(d_1 + d_2)$ или $0{,}7d_1(1 + u) \le a \le 2d_1(1 + u)$; при u = = 1,83 и a = 560 мм будем иметь $1{,}98d_1 \le 560 \le 5{,}66\ d_1$. Отсюда для принятой компоновки (рис. 3.2) диаметр d_1 малого шкива должен находиться в пределах $99 \le d_1 \le 283$ мм; диаметр ведомого шкива $d_2 = ud_1$: $181 \le d_2 \le 518$ мм. С округлением по ГОСТ Р 50641-94 (на диаметры шкивов) получим $100 \le d_1 \le 280$ мм; $180 \le d_2 \le 500$ мм. С учетом ограничений (d_{1min} = 125 мм – по сечению B(Б) и d_{1max} = 391 мм – по размеру двигателя d_{30}) принимаем $125 \le d_1 \le 250$ мм.

Для каждого из выбранных сечений ремня выполним три варианта* расчета с диаметрами шкивов d_1 и $d_2' = 1{,}83\ d_1$ (с округлением d_2 по ГОСТ):

d_1, мм	125	140	160
d_2', мм	226,5	258,8	289,9
d_2, мм	224	250	280

4. *Результаты кинематического и геометрического расчетов* передачи даны в табл. 3.2.

Таблица 3.2. Результаты кинематического и геометрического расчетов

Параметры		Результаты расчета при диаметрах d_1 / d_2, мм			Примечание
наименование	формула	125/224	140/250	160/280	
1. Фактическое $u_{рп}$	$d_2 / [d_1(1 - \xi)]$	1,81	1,8	1,77	ξ = 0,01
2. Общее передаточное число привода u_0	$u_{рп}\, u_{рсд}$	45,25	45	44,25	$u_{рсд}$ = 25
3. Погрешность Δu_0 %	$100(u_0' - u_0) / u_0'$	1,09	1,64	3,28	< [± 4%]
4. Скорость ремня v, м/ с	$\pi d_1 n_1 / 60000$	9,23	10,33	11,81	< 30 м / с
5. Угол обхвата α, град	$180 - 57(d_2 - d_1) / a$	170	168,8	167,8	> 110^0
6. Длина ремня ω	$\pi(d_2 + d_1) / 2$	548	613	644	
q	$(d_2 - d_1)^2 / 4$	2450	3025	3600	
q / a		4,38	5,4	6,43	
$L_р'$, м	$2a + \omega + q / a$	1672	1738	1770	
$L_р$, м	стандарт	1600	1800	1800	ближайшая $L_р$
7. Фактическое a_{nom}, мм	$0{,}25\{(L_р - \omega) + [(L_р - \omega)^2 - 8q]^{1/2}\}$	524	591	575	$a_{min} < a_{nom} < a_{max}$
a_{min}, мм	$0{,}7(d_2 + d_1)$	244	273	308	

a_{max}, мм	$2(d_2 + d_1)$	698	780	880	

* Выбрано для сокращения объема и времени расчета, так как в пределах d_1 и d_2 можно дополнить еще несколько вариантов.

Окончание табл. 3.2

Параметры			Результаты расчета при диаметрах d_1 / d_2, мм			Примечание
наименование		формула	125/224	140/250	160/280	
8. Увеличение a при эксплуатации Δ_1' / Δ_1,	A; B(Б)	$\geq 0{,}025L_P$	40 / 45	45 / 50		[4 с. 10]; Δ_1 – принято нами
	SPZ(УО)	$\geq 0{,}04L_P$	64 / 70	72 / 75		
9. Уменьшение a при установке ремней Δ_2' / Δ_2	A	$\geq (0{,}009L_P + 2W_P)$	36,4 / 40	38,2 / 40		[4, с. 10]; W_P – табл. 3.1; Δ_2 – принято
	B(Б)		42,4 / 45	44,2 / 45		
	SPZ(УО)	$\geq 0{,}02L_P$	32 / 35	36 / 40		
10. Пределы межцентрового расстояния a, мм	A; B(Б)	$a + \Delta_1$	569	641	625	
	SPZ(УО)		594	666	650	
	A	$a - \Delta_2$	484	551	535	
	B(Б)		479	546	530	
	SPZ(УО)		489	661	535	
11. Ход регулирования Δ, мм	A	$\Delta_1 + \Delta_2$	85	90		
	B(Б)		90	95		
	SPZ(УО)		105	115		

5. *Перемещение натяжного устройства*. Двигатель установлен на салазки [2, с. 289]. Ход регулирования Δ обеспечивается перемещением двигателя (ведущего шкива) в горизонтальной плоскости: натяжение Δ_1 (рис. 3.3, *а*) – перемещением Δ_{1x} оси O_1 влево. При этом проекция a_y = 340 мм остается постоянной.

Начальный угол наклона ψ уточняется по фактическому a_{nom}: $\psi = \arcsin(a_y / a)$. Угол ψ_1 при перемещении Δ_{1x} можно определить по формуле $\psi_1 = \arcsin[a_y / (a + \Delta_1)]$. Необходимое перемещение натяжного устройства Δ_{1x} для компенсации вытяжки ремня при эксплуатации определяется по формуле

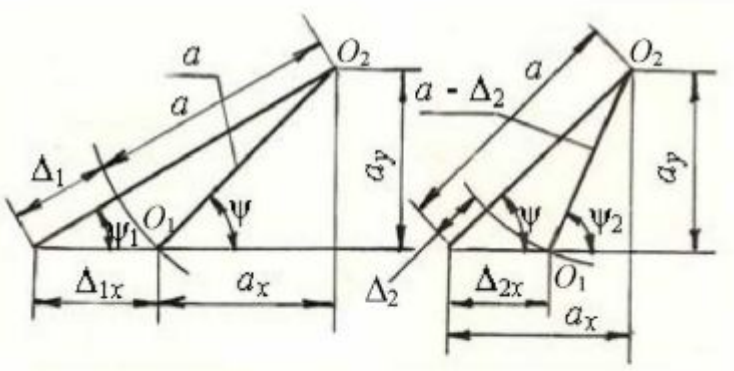


Рис. 3.3

$\Delta_{1x} = (a + \Delta_1)\cos\psi_1 - a_x$ или $\Delta_{1x} = a_y / \mathrm{tg}\psi_1 - a_x$, где проекция a_x уточняется как $a_x = a\cos\psi$.

Результаты расчета по приведенным формулам сведены в табл. 3.3.

Таблица 3.3. Результаты расчета передачи

Параметры	Результаты расчета при d_1 / d_2, мм

наименование	сечение	125 / 224	140 / 250	160 / 280
1. Угол ψ, град	все	40,5	35,1	36,2
2. Угол ψ_1, град	*A*, *B*(Б)	36,7	32,0	33,0
	SPZ(УО)	34,9	30,7	31,5
3. Проекция a_x, мм	все	398	484	464
4. Перемещение Δ_{1x}, мм	*A*, *B*(Б)	58,2	59,6	60,2
	SPZ(УО)	89,2	80,8	81,1

При сборке передачи ось O_1 шкива перемещается вправо (рис. 3.3, *б*) на величину Δ_{2x}, которая определяется по формуле $\Delta_{2x} = a_x - (a - \Delta_2)\cos\psi_2$, где угол $\psi_2 =$
$= \arcsin[a_y / (a - \Delta_2)]$.

Результаты расчета Δ_{2x} приведены в табл. 3.4.

Таблица 3.4. Результаты расчета перемещения Δ_{2x}

Параметры		Результаты расчета при d_1 / d_2, мм		
наименование	сечение	125 / 224	140 / 250	160 / 280
1. Угол ψ_2, град	*A*	44,6	38,1	39,5
	B(Б)	45,2	38,5	39,9
	SPZ(УО)	44,1	38,1	39,5
2. Перемещение Δ_{2x}, мм	*A*	53,4	50,4	51,2
	B(Б)	60,5	56,7	57,4
	SPZ(УО)	46,8	50,4	51,2
3. Проверка ограничения по компоновке – зазор $\delta_{x0} = \delta_x - \Delta_{2x}$, мм, (рис. 3.2)*	*A*	97,6	99,6	98,8
	B(Б)	89,5	93,3	92,6
	SPZ(УО)	103,2	99,6	98,8
Примечание. * δ_x = 150 мм (подраздел 3.2) – эксплуатационный зазор между двигателем и стойкой рамы; δ_{x0} = 89,5…103,2 мм – зазор при монтаже ремней, что вполне достаточно.				

6. *Расчет передачи по тяговой способности и долговечности.*
Последовательность расчета и его результаты представлены в табл. 3.5.

3.4. Анализ результатов расчета

1. Отношение $L_h / T_P \geq 1$ показывает, что из ремней нормального сечения только ремни сечения *A* удовлетворяют условию долговечности (1250 ч для тяжелого режима). Следовательно, ремни *B*(Б) в дальнейшем не рассматриваются.

2. Хотя для узких ремней $\mu < [\mu]$, но напряжения σ_{max} у них в 1,4…1,3 раза выше, чем у ремней сечения А. При этом по условиям компоновки нет необходимости уменьшать диаметры шкивов до пределов допускаемых узкими ремнями.

3. При d_1 = 140 и 160 мм количество ремней сечения *A* K = 3, но при разности диаметров Δd_1 всего 20 мм (Δd_2 = 30 мм) долговечность передачи при $d_1 =$
= 160 мм возрастает в 4245 / 1921 = 2,21 раза. во столько же раз уменьшается вероятность замены комплекта ремней при d_1 = 160 мм в работе.

4. Вследствие получившегося отрицательного результата расчетов для всех сечений ремней в вариантах со шкивами d_1 = 140 и 160 мм пришлось увеличивать размер a_x (рис. 3.2) на 50 мм (с 395 до 445 мм) с целью обеспечения хода Δ_{2x} натяжного устройства при монтаже ремней.

5. Сравнивая результаты табл. 3.5, можно сделать вывод, что из принятых для расчета параметров преимущество имеет узкий ремень сечения SPZ(УО), хотя напряжения σ_{max} у них в 1,4…1,3 раза выше, чем у ремней сечения A. При d_1 / d_2 = = 125 / 224 мм и L_P = 1600 мм число узких ремней K = 2 (против четырех ремней сечения A или трех, но уже при d_1 / d_2 = 160 / 280 мм и L_P = 1800 мм); a = 489… 594 мм против a = 535…625 мм.

По статистике отношение $\mu < [\mu]$ (5,77 < 30 $с^{-1}$) гарантирует в среднем ресурс узких ремней 2000…3000 ч.

Таблица 3.5. Результаты расчета передачи по тяговой способности и на долговечность

Параметры		Результаты расчета при d_1 / d_2, мм, и сечениях ремней									Примечание
наименование	источник	125 / 224			140 / 250			160 / 280			
		A	*B*(Б)	SPZ	*A*	*B*(Б)	SPZ	*A*	*B*(Б)	SPZ	
1. Мощность, передаваемая одним ремнем P_0, кВт	[4, с. 26]	2,0	2,15	3,05	2,3	3,0	3,55	2,85	3,75	4,45	Класс II
2. Коэффициенты угла обхвата C_α	[4, с. 11]	0,98			0,98			0,98			
3. Длина типового ремня при испытании L_{0P}, м	[4, с. 12]	1700	2240	1600	1700	2240	1600	1700	2240	1600	
4. Коэффициент длины ремня C_L при m	m [4, с. 12]	3,6	4,5	6,0	4,0	4,5	6,0	4,0	4,5	6,0	L_P – табл. 3.2
	$(L_P / L_{0P})^m$	0,98	0,93	1,0	1,01	0,95	1,02	1,01	0,95	1,02	
5. Ориентировочное число ремней K_0'	$P_1 / (P_0 C_\alpha C_L)$	2,64	2,59	1,7	2,23	1,82	1,43	1,8	1,45	1,14	при $C_к$ = 1 P_1=5,07 кВт
6. Коэффициент числа ремней $C_к$	[4, с. 12]	0,74	0,78	0,83	0,79	0,86	0,9	0,86	0,9	0,95	
7. Расчетное число ремней K'	$K_0' / C_к$	3,38	3,32	2,05	2,82	2,12	1,59	2,1	1,61	1,2	
принято K	округление	4	4	2	3	3	2	3	2	2	
8. Предварительное натяжение ветви одного ремня F_0, Н	* см. примечание к табл.	107	114	209	128	136	189	116	179	169	
9. Окружное усилие одного ремня F_t, Н	$10^3 P_1 / (vK)$	137	137	275	164	164	245	143	205	205	P_1=5,07 кВт
10. Сила на валах F_B, Н	$2F_0 K \sin(\alpha_1/2)$	853	909	833	764	812	752	692	712	672	
11. Проекции F_B по осям:											
x F_{Bx}	$F_B \cos\psi$	649	691	633	625	664	615	558	575	542	ψ– табл. 3.3
y F_{By}	$F_B \sin\psi$	554	590	541	439	467	432	409	421	397	
12. Напряжения в ремне, МПа: начальное σ_0	F_0 / A	1,32	0,83	3,73	1,58	0,99	3,38	1,43	1,3	3,02	A – табл.3.1

Окончание табл. 2.5

Параметры		Результаты расчета при d_1 / d_2, мм, и сечениях ремней									Примечание
наименование	источник	125 / 224			140 / 250			160 / 280			
		A	*B*(Б)	SPZ	*A*	*B*(Б)	SPZ	*A*	*B*(Б)	SPZ	
окружное σ_t / 2	$F_t / (2A)$	0,85	0,5	2,46	1,01	0,59	2,19	0,88	0,78	1,92	
центробежное $\sigma_ц$	$10^{-6}\rho v^2$	0,11			0,14			0,18			ρ = 1300 кг/м^3
растяжения $\sigma_р$	$\sigma_0 + \sigma_t/2 + \sigma_ц$	2,28	1,44	6,3	2,73	1,72	5,71	2,49	2,26	5,12	
изгиба $\sigma_{и1}$	$2Ey_0 / d_1$	4,48	6,4	3,2	4,0	5,71	2,86	3,5	5,0	2,5	E = 100 МПа
максимальное σ_{max}	$\sigma_р + \sigma_{и1}$	6,76	7,84	9,5	6,73	7,43	8,57	5,99	7,26	7,62	
13. Отношение $\sigma_р / \sigma_{и1}$		0,51	0,23	1,97	0,68	0,3	2,0	0,71	0,45	2,05	
Коэффициент ξ_i	[4, с. 17]	1,96	2,0	1,75	1,94	2,0	1,7	1,93	2,0	1,7	
14. Частота пробегов ремня μ, с$^{-1}$	$10^3 v / L_р \le$ $\le [\mu]$	5,77			5,74			6,56			< [μ] = 20 с$^{-1}$
15. Ресурс ремней L_h, ч **	[4, с. 16]	1863	580,8	–	1921	897	–	4245	945	–	
Отношение $L_h / T_р$		1,49	0,46	–	1,54	0,72	–	3,4	0,76	–	$T_р$ = 1250 ч

Примечания.

1. * Для ремней нормального сечения [4, с. 14] $F_0 = 500\,(2{,}5 - C_\alpha)\,P_{ном}C_р / (C_\alpha vK) + m_ц v^2$, где $C_р$ = 1,2 – тяжелый режим, для одной смены работы; для ремней узкого сечения [4, с. 15] $F_0 = 780\,P_{ном}C_р / (C_\alpha vK) + m_ц v^2$.

2. ** ресурс ремней нормального сечения [4, с. 16] $L_h = (\sigma_у / \sigma_{max})^m N_{0ц}\xi_i / (3600\mu) \ge T_р$, где $\sigma_у$ = 9 МПа – условный предел выносливости ремня; m = 8 – показатель степени кривой усталости; $N_{0ц}$ – базовое число циклов перемены напряжений [4, с. 21, табл. П3]: для ремня класса II $N_{0ц} = 2\cdot10^6$; $T_р = T_{р(ср)}K_1K_2$ – ресурс ремней в эксплуатации, где [4, с. 21] $T_{р(ср)}$ = 2500 при среднем режиме работы ремня класса II; K_1 = 0,5 для тяжелого режима работы; K_2 = 1 для климата центральных районов: $T_р = 2500\cdot0{,}5\cdot1 = 1250$ ч.

3. Для узких ремней при отсутствии достаточного количества достоверных данных проверку на долговечность ограничивают выполнением условия $\mu \le [\mu] = 30$ с$^{-1}$.

6. Таким образом, окончательно выбираем ременную передачу с параметрами:

$d_1 = 125$ мм; $d_2 = 224$ мм; $u_{Р1} = 1{,}81$; $\Delta u_0 = 1{,}09$ %; $v = 9{,}23$ м/с; $\alpha = 170^0$; $L_Р = 1600$ мм; $a_{ном} = 524$ мм; $\Delta = 105$ мм ($\Delta_1 = 70$ мм, $\Delta_2 = 35$ мм); $\Delta_{1x} = 89$ мм, $\Delta_{2x} = 47$ мм; $K = 2$; $F_0 = 209$ Н; $F_В = 833$ Н ($F_{Вx} = 633$ Н, $F_{Вy} = 541$ Н); $\sigma_{max} = 9{,}5$ МПа;

РЕМЕНЬ SPZ(УО) – 1600 ТУ 38-105161-84.

Указания по конструированию шкивов ременных передач приведены в [2, с. 285], [4, с. 18], [5, с. 165], [6, с. 21].

Наиболее распространенные конструкции натяжных устройств см. в [2, с. 289], [5, с. 158], [6, с. 31].

Примеры расчетов ременных передач различных типов представлены в [7].

Список литературы к примеру расчета

1. Энергетический и кинематический расчеты приводов: метод. указания по дисциплине "Детали машин" для студентов машиностроительных спец. / НГТУ; сост.: А.А. Ульянов.– Н. Новгород, 2000, 1999. 27 с.

2. **Дунаев, П.Ф.** Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для техн. спец. вузов. 7-е изд. / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов.– М.: Высшая школа, 2001. 447 с.

3. **Анурьев, В.И.** Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. Т.3 - 8-е изд. / В.И. Анурьев.– М.: Машиностроение, 2001. 864 с.

4. Ременные передачи: метод. указания по дисциплине "Детали машин" для студентов машиностроительных спец. в 2 ч. Ч.1 / НГТУ; сост.: А.А. Ульянов, Н.В. Дворянинов, Ю.П. Кисляков.– Н. Новгород, 1999. 31 с.

5. Детали машин: атлас конструкций: в 2 ч. Ч.1 – 5-е изд.; под ред. Д.Н. Решетова.– М.: Машиностроение, 1992. 352 с.

6. **Курмаз, Л.В.** Детали машин. Проектирование: справочное учебно-метод. пособие / Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда.– М.: Высшая школа, 2004. 308 с.

7. Ременные передачи: метод. указания по дисциплине "Детали машин" для студентов машиностроительных спец. в 2 ч. Ч.2 / НГТУ; сост.: А.А. Ульянов, Н.В. Дворянинов, Ю.П. Кисляков.– Н. Новгород, 1999. 16 с.

1 ТЕХНИЧЕСКОЕ ПРЕДЛОЖЕНИЕ

1.1 Введение

Ленточный конвейер [1, с. 3] предназначен для перемещения массовых (насыпных) или штучных грузов непрерывным потоком. Он состоит из приводного и натяжного барабанов, охватывающей их ленты, поддерживающих роликов, привода, натяжного устройства и рамы.

Рабочая ветвь ленты верхняя, по техническому заданию (ТЗ) в соответствии с рисунком 1 приводной барабан должен иметь правое вращение. Груз транспортируется на высоте $H + D/2 = 650 + 200 = 850$ мм (толщиной ленты пренебрегаем). Конвейер установлен в помещении цеха, условия работы нормальные ($t^0 = 20\ ^0C$).

Привод (рисунок 1) включает в себя электродвигатель *1*, муфту *2* , двухступенчатый цилиндрический соосный редуктор (Ц2С) *3*, цепную передачу *4*.

Тяговое усилие F на приводном барабане передается силами трения за счет натяжения ленты.

По графику нагрузки в соответствии с рисунком 2 (ТЗ) режим работы конвейера переменный без реверсирования привода.

Масштаб выпуска – мелкосерийный: основной способ получения заготовок корпусных деталей – сварка; зубчатых колес – прокат или поковка.

1.2 Энергетический и кинематический расчеты привода

1.2.1 КПД привода

Общий КПД привода [1, с. 7] в соответствии с рисунком 1 (ТЗ) схемы:

$$\eta_0 = \eta_1\eta_2^2\eta_3\eta_4,$$

где согласно [1, с. 7] η_i $(i = 1...5)$ представлены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – КПД кинематических пар привода

Муфта	Зубчатая закрытая передача цилиндрическая	Цепная передача	Подшипники качения вала барабана
$\eta_1 = 0{,}98$	$\eta_2 = 0{,}97$	$\eta_3 = 0{,}93$	$\eta_4 = 0{,}99$

$$\eta_0 = 0{,}98 \cdot 0{,}97^2 \cdot 0{,}93 \cdot 0{,}99 = 0{,}85.$$

1.2.2 Подбор электродвигателя

При заданной циклограмме нагружения режим технологического процесса фиксирован, двигатель работает в повторно-кратковременном режиме с продолжительностью включения под нагрузкой [1, с. 7] 10 мин $\le t \le$ 60 мин.

Потребная мощность двигателя, кВт,

$$P_{\text{дв}}' = T_E n_{\text{Б}} / (9550\eta_0), \qquad (1.1)$$

где $T_E = K_E T_{\text{nom}}$ – эквивалентный вращающий момент, Н·м;

$T_{\text{ном}} = T_{\text{Б}}$ – номинальный длительный (число циклов $N > 10^4...10^5$) момент, равный моменту на валу барабана:

$$T_{\text{Б}} = F \cdot D / 2000 = 3000 \cdot 400 / 2000 = 600 \text{ Н·м}, \quad (1.2)$$

K_E – коэффициент приведения заданного переменного режима нагружения к эквивалентному постоянному [1, с. 8] :

$$K_E = [\Sigma(T_i / T_{\text{ном}})^2 (L_{hi} / L_h)]^{1/2} = [1^2 \cdot 0{,}4 + 0{,}5^2 \cdot 0{,}2 + 0{,}2^2 \cdot 0{,}4]^{1/2} = 0{,}68;$$

$$T_E = 0{,}68 \cdot 600 = 408 \text{ Н·м};$$

$n_{\text{Б}}$ – частота вращения приводного барабана, мин$^{-1}$:

$$n_{\text{Б}} = 6 \cdot 10^4 v / (\pi D) = 6 \cdot 10^4 \cdot 1{,}2 / (\pi \cdot 400) = 57{,}3 \text{ мин}^{-1}; \quad (1.3)$$

Тогда $P_{\text{дв}}' = 408 \cdot 57{,}3 / (9550 \cdot 0{,}85) = 2{,}88$ кВт.

Возможные к применению двигатели [1, с. 23, 24] приведены в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Характеристика двигателей

Вариант	Марка двигателя	$P_{\text{ДВ}}$, кВт	$n_{\text{ДВ}}$, мин$^{-1}$	$T_{\text{пуск}} / T$	$T_{\max} / T$	Масса, кг
1	АИР 90*L*2У3	3,0	2850	2,0	2,2	19,0
2	АИР 100*S*4У3	3,0	1410	2,0	2,2	23,0
3	АИР 112*MA*6У3	3,0	950	2,0	2,2	43,0
4	АИР 112*MB*8У3	3,0	700	1,8	2,2	48,5
Форма исполнения двигателей – *IM* 1081 (на лапах). Все двигатели удовлетворяют условиям пуска: $T_{\text{пуск}} / T > 1{,}6$						

1.2.3 Общее передаточное число и его разбивка по ступеням передач

Общее передаточное число привода $u_0' = n_{\text{ДВ}} / n_{\text{Б}} = u_{\text{рем}} u_{\text{ц}}$ и его разбивка по ступеням передач для четырех вариантов двигателей приведены в таблице 1.3, где отдельные передаточные числа обозначены: $u_{\text{ред}} = u_{\text{Б}} u_{\text{Т}}$ – редуктора; $u_{\text{Б}}$ – быстроходной ступени редуктора; $u_{\text{Т}}$ – тихоходной ступени редуктора; $u_{\text{ц}}$ – цепной передачи.

При разбивке u_0' были использованы рекомендации [1, с. 12] для соосного цилиндрического редуктора $u_{\text{ред}} = 7{,}1...50$ (рекомендуемые 12,5...31,5); $u_{\text{Т}}' = 0{,}9(u_{\text{рем}})^{1/2}$; $u_{\text{Б}}' = u_{\text{рем}} / u_{\text{Т}}'$ (с округлением $u_{\text{Б}}'$ и $u_{\text{Т}}'$ до ближайшего числа по ГОСТ 2185-66) и для цепной передачи [1, с. 11] $u_{\text{ц}} \le 4$ (рекомендуемые 1,5...3). Отклонение общего передаточного числа при округлении [1, с.14]:

$$\Delta u_0 = 100(u_0' - u_0) / u_0' \text{ \%} \le [\Delta u_0 = \pm 4\%].$$

Таблица 1.3 – Разбивка u_0' по ступеням передач

Вариант	Двигатель	u_0'	$u_{\text{рем}}'$	$u_{\text{Б}}'$	$u_{\text{Т}}'$	$u_{\text{Б}}$	$u_{\text{Т}}$	$u_{\text{рем}}$	$u_{\text{ц}}$	u_0	$\Delta u_{\text{ред}}$ %
1	90*L*2	49,74	25	5,55	4,5	5,6	4,5	25,2	1,974	49,74	– 0,8
2	100*S*4	24,6	16	4,44	3,6	4,5	3,55	15,98	1,54	24,61	0,13
3	112*MA*6	16,59	12,5	3,93	3,18	4,0	3,15	12,6	1,317	16,59	– 0,8
4	112*MB*8	12,22	10	3,51	2,85	3,55	2,8	9,94	1,23	12,23	0,6
Примечание - Передаточное число $u_{\text{ц}}$ оставлено без округления (округляется при расчете данной передачи), поэтому $\Delta u_0 \approx 0$; $\Delta u_{\text{рем}} < [\pm 4\ \%]$.											

Исходя из указанных рекомендаций по передаточным числам, а также с учетом того, что при равных условиях двигатели с n_C = 1500 мин$^{-1}$ имеют хорошие эксплуатационные характеристики и наибольшее применение, для заданного привода выбираем

ДВИГАТЕЛЬ АИР 100*S*4У3 ТУ16-525.571-84.

Размеры выбранного двигателя [1, с. 25, 26] представлены на рисунке 1.1.

Габариты, мм:
l_{30} = 350; h_{31} = 247; d_{30} = 240; установочные и присоединительные размеры, мм:
d_1 = 24; l_1 = 50; b_1 = 8; h_1 = 7; l_{10} = 112; l_{31} = 63; d_{10} = 12; b_{10} = 160; h = 100 ; h_{10} = 12
Исполнение *IM* 1081.

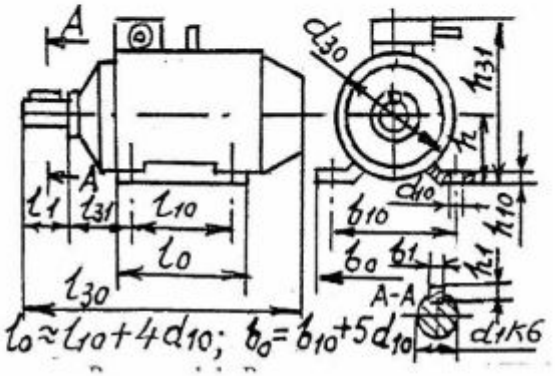


Рисунок 1.1 – Размеры двигателя

1.2.4 Частоты вращения и моменты на валах

Частота вращения *i*-го (i = 1, 2...5) вала [1, с. 14] :

$$n_i = n_1 / u_{1\text{-}i}\,, \qquad (1.4)$$

где $u_{1\text{-}i}$ – передаточное число между валом двигателя (i = 1) и *i*- м валом привода (рисунок 1.2).

Направления вращения валов на рисунке 1.2 показаны стрелками.

Вращающий момент на j –м валу (j = = 5, 4...1):

$$T_j = T_5 / u_{5\text{-}j}\,\eta_{5\text{-}j}, \qquad (1.5)$$

где $u_{5\text{-}j}$, $\eta_{5\text{-}j}$ – соответственно передаточное число и КПД между валом барабана (j = 5) и j – м валом привода.

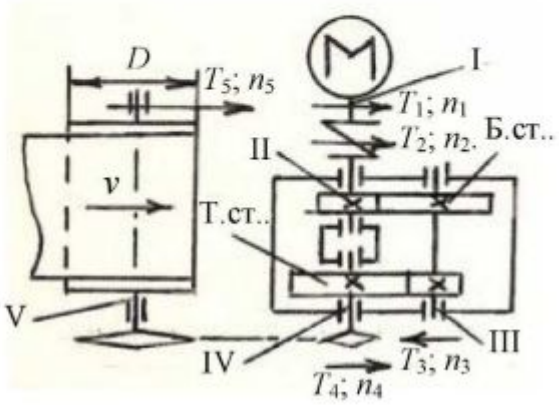


Рисунок 1.2 – Кинематическая схема привода

Результаты расчета по формулам (1.4) и (1.5) для выбранного варианта двигателя представлены в таблице 1.4.

Таблица 1.4 – Частоты вращения и моменты на валах

Вал	Параметры				
	$u_{1\text{-}i}$	n_i , мин$^{-1}$	$u_{5\text{-}j}$	$\eta_{5\text{-}j}$	T_j , Н·м
I	1	1410	24,6	0,85	28,7
II	1	1410	24,6	0,86	28,4
III	4,5	313,3	5,47	0,89	123,2
IV	15,98	88,2	1,54	0,92	423,5
V	24,6	57,3	1	1	600

1.3 Проектировочный расчет зубчатых передач

Зубчатые передачи обеих ступеней закрытые. Основной характер разрушения – усталостное выкрашивание активных поверхностей зубьев под действием контактных напряжений. Проектировочный расчет следует начинать с определения межосевого расстояния тихоходной ступени a_{WT} из условия сопротивления контактной усталости. По конструкции редуктора Ц2С $a_{WБ} = a_{WT}$ и для быстроходной ступени из этого условия определяют рабочую ширину колес $b_{WБ}$.

1.3.1 Материал и термообработка зубчатых колес

В целях унификации [2, с. 4] материалов для зубчатых колес обеих ступеней с учетом мелкосерийного производства принимаем сталь 40Х ГОСТ 4543-71.

Обе ступени редуктора цилиндрические косозубые. Выпуск мелкосерийный, жесткие требования к габаритам и массе отсутствуют. По рекомендациям [2, с. 3, п. 1.1.4], чтобы получить $H_{1m} - H_{2m} > 100$ НВ, назначаем термообработку зубьев:

– шестерен z_1 – поверхностную закалку ТВЧ (ТВЧ1);

– колес z_2 – улучшение (У2).

Механические свойства стали 40Х после термообработки [2, с. 5] с предположением, что у заготовок $D \le 125$ мм и $S \le 80$ мм, даны в таблице 1.5.

Таблица 1.5 – Механические свойства z_1 и z_2 из стали 40Х

Наименование параметра	Зубчатое колесо		Примечание
	шестерня z_1	колесо z_2	
1 Термообработка	закалка ТВЧ (ТВЧ1)	улучшение (У2)	
2 Твердость поверхности	(40...50) HRC	(269...302) НВ	
средняя по Роквеллу	47,5 HRC	–	
по Бринеллю	460 НВ	285 НВ	[2, с.3, рис.1.1]
по Виккерсу	500 HV	290 HV	то же
3 Предел прочности σ_B, МПа	900	900	
4 Предел текучести σ_T, МПа	750	750	
Примечание - $H_{1m} - H_{2m} = 460 - 285 = 175 > 100$ НВ.			

1.3.2 Режим работы передачи и число циклов перемены напряжений

Коэффициенты приведения заданного переменного режима (рисунок 2 ТЗ) к эквивалентному постоянному [2, с. 8] :

$$\mu = \Sigma(T_i / T_{\max})^m (L_{hi} / L_h), \qquad (1.6)$$

где m – показатель степени отношения моментов: $m_H = q_H / 2$; $m_F = q_F$; q – показатель степени кривой усталости: $q_H = q_F = 6$ и тогда $m_H = 3$, $m_F = 6$.

При расчете по контактным напряжениям σ_H:

$$\mu_{H1} = \mu_{H2} = \mu_H = 1^3 \cdot 0{,}4 + 0{,}5^3 \cdot 0{,}2 + 0{,}2^3 \cdot 0{,}4 = 0{,}457;$$

при расчете по напряжениям изгиба σ_F:

$$\mu_{F1} = \mu_{F2} = \mu_F = 1^6 \cdot 0{,}4 + 0{,}5^6 \cdot 0{,}2 + 0{,}2^6 \cdot 0{,}4 = 0{,}403.$$

Судя по величинам μ_H и μ_F заданный режим работы наиболее приближается [2, с. 8, таблица 2.1] к тяжелому типовому режиму.

Требуемая долговечность передачи в часах [2, с. 8] :

$$L_h = 365 \cdot 24 k_\Gamma k_C h = 365 \cdot 24 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}3 \cdot 5 = 10512 \text{ ч},$$

где $k_\Gamma = 0{,}8$ – коэффициент годового использования; $k_C = 0{,}3$ – коэффициент суточного использования; $h = 5$ лет – срок службы передачи в годах.

Суммарное число циклов перемены напряжений за весь срок службы [2, с. 8]:

$$N_\Sigma = 60 n c L_h ,$$

где n – частота вращения зубчатого колеса, мин $^{-1}$;

c – число зацеплений зуба за один оборот зубчатого колеса [2, с. 9]: $c = 1$.

Эквивалентное число циклов перемены напряжений [2, с. 8]:

$$N_E = \mu N_\Sigma \quad (N_{HE} = \mu_H N_\Sigma;\ N_{FE} = \mu_F N_\Sigma).$$

Базовое число циклов перемены напряжений [2, с. 9]:

– по контактным напряжениям $N_{H\lim} = 30 H_m^{2,4} \le 120 \cdot 10^6$, где H_m – средняя твердость поверхности зубьев по Бринеллю;

– по изгибным напряжениям $N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$.

Результаты расчета N_Σ, N_{HE}, N_{FE}, $N_{H\lim}$, представлены в таблице 1.6.

Таблица 1.6 – Число циклов перемены напряжений в зубьях

Ступень и зубчатое колесо		n, мин $^{-1}$	Число циклов N в миллионах					
			N_Σ	N_{HE}	$N_{H\lim}$	Сравнение N_{HE} с $N_{H\lim}$	N_{FE}	Сравнение N_{FE} с $N_{F\lim}$
Б.ст.*	z_1	1410	889,3	406,4	73,7	$N_{HE} > N_{H\lim}$	358,4	$N_{FE} > N_{F\lim}$
	z_2	313,3	197,6	90,3	23,4		79,6	
Т.ст.	z_1	313,3	197,6	90,3	73,7		79,6	
	z_2	88,2	55,6	25,4	23,4		22,4	
Примечание - * Б.ст. – быстроходная, Т.ст. – тихоходная ступени редуктора.								

1.3.3 Допускаемые контактные напряжения на сопротивление усталости

Расчетное допускаемое контактное напряжение σ_{HP} [2, с. 10], МПа:

$$\sigma_{HP\min} \le \sigma_{HP} = 0{,}45(\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}) \le 1{,}25\sigma_{HP\min}, \qquad (1.7)$$

где σ_{HPi} ($i = 1, 2$) – допускаемые напряжения в прямых зубьях, МПа;

$\sigma_{HP\min}$ – наименьшее из двух значений σ_{HP1} и σ_{HP2}.

Согласно [2, с. 9]

$$\sigma_{HPi} = \sigma_{H\lim bi} Z_{N\,i} (Z_R Z_V Z_L Z_X) / S_{Hi}, \qquad (1.8)$$

где $\sigma_{H\lim bi}$ – базовый предел контактной выносливости зубьев, МПа, [2, с. 9]:

– для шестерен z_1 (закалка ТВЧ)

$$\sigma_{H\lim b1} = 17 H_{\text{HRC}} + 200 = 17 \cdot 47{,}5 + 200 = 1008 \text{ МПа};$$

– для колес z_2 (улучшение)

$$\sigma_{H\lim b2} = 2H_{\text{ШВ}} + 70 = 2 \cdot 285 + 70 = 640 \text{ МПа};$$

Z_{Ni} – коэффициент долговечности [2, с. 10] в зависимости от отношения $N_{H\lim} / N_{HE}$; S_{Hi} – коэффициент запаса прочности [2, с. 10]: для z_1 $S_{H1} = 1{,}2$; для z_2 $S_{H2} = 1{,}1$; произведение $Z_R Z_V Z_L Z_X = 0{,}9$.

Расчеты по формулам (1.7), (1.8) представлены в таблице 1.7.

Таблица 1.7 – Допускаемые контактные напряжения σ_{HP}, МПа

Ступень, зубчатое колесо		$N_{H\lim} / N_{HE}$	Z_N	σ_{HPi} (1.8)	$1{,}25\sigma_{HP\min}$	σ_{HP} (1.7)
Б.ст.	z_1	0,18	0,915	692		531
	z_2	0,26	0,93	487	609	
Т.ст.	z_1	0,82	0,99	748		571
	z_2	0,92	0,995	521	651	

1.3.4 Коэффициенты расчетной нагрузки при расчете по контактным напряжениям

По ГОСТ 21354-87 коэффициент расчетной нагрузки [2, с. 12]

$$K_H = K_A K_{HV} K_{H\beta} K_{H\alpha}, \qquad (1.9)$$

где K_A – коэффициент, учитывающий влияние внешней динамической нагрузки; $K_A = 1$ – влияние учтено в циклограмме нагружения (рисунок 2 ТЗ); K_{HV} – коэффициент внутренней динамической нагрузки в зацеплении; $K_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий вследствие деформаций: для цилиндрической передачи [2, с. 14]

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^{0} - 1)K_{HW}, \qquad (1.10)$$

здесь $K_{H\beta}^{0}$ – начальное (до приработки) значение коэффициента $K_{H\beta}$ [2, с. 16]; K_{HW} – коэффициент, учитывающий влияние приработки зубьев [2, с. 16]; $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий влияние жесткости пары зубьев и погрешностей изготовления на распределение нагрузки между зубьями: для цилиндрической косозубой передачи [2, с. 17]

$$K_{H\alpha} = 1 + (K_{H\alpha}^{0} - 1)K_{HW}, \qquad (1.11)$$

где $K_{H\alpha}^{0}$ – начальное значение до приработки зубьев: при $H_2 < 350$ НВ [2, с. 17]:

$$K_{H\alpha}^{0} = 1 + 0{,}25(n_{ст} - 5) \le 1{,}6, \qquad (1.12)$$

здесь $n_{ст}$ – число степени точности передачи по нормам плавности.

По рекомендациям [2, с. 13] для 5-й схемы соосных передач коэффициенты рабочей ширины зубчатого венца ψ_{ba} при $H_2 < 350$ НВ равны 0,28…0,4. Принимаем для быстроходной ступени $\psi_{baБ} = 0{,}28$ (с учетом ее меньшей загруженности при одинаковом a_W), для тихоходной ступени $\psi_{baТ} = 0{,}315$. Тогда по формуле $\psi_{bd} = 0{,}5\psi_{ba}(u + 1)$ получим $\psi_{bdБ} = 0{,}77$ ($u = 4{,}5$), $\psi_{bdТ} = 0{,}72$ ($u = 3{,}55$).

Расчет коэффициентов, входящих в формулу (1.9) выполнен в таблице 1.8.

Таблица 1.8 – Коэффициенты расчетной нагрузки K_H

Наименование параметра	Источник	Ступень редуктора		Примечание
		быстроходная	тихоходная.	

1 Частота вращения n_1, мин$^{-1}$	табл. 1.4	1410	313,3	
2 Момент T_1, Н·м	табл. 1.4	28,4	123,2	
3 Скоростной коэффициент C_V	[2, с. 14]	1600		ТВЧ1 + У2
4 Окружная скорость v, м/с	[2, с .14]	2,49	0,94	
5 Степень точности	[2, с. 14]	8	8	$v < 5$ м/с

Окончание таблицы 1.8

Наименование параметра	Источник	Ступень редуктора		Примечание
		быстроходная	тихоходная.	
6 Твердость зубьев наименьшая в паре по Виккерсу $H_{V\min}$	табл. 1.5	290		H_1 >350 НВ; H_2 < 350 НВ
7 Коэффициент K_{HV}	[2, с. 15]	1,125	1,05	
8 Коэффициент $K_{H\beta}{}^{0}$	[2, с. 16]	1,54	1,46	
9 Коэффициент K_{HW}	[2, с. 17]	0,465	0,43	
10 Коэффициент $K_{H\beta}$	(1. 10)	1,25	1,2	
11 Коэффициент $K_{H\alpha}{}^{0}$, принято $K_{H\alpha}{}^{0}$	(1. 12)	1,75 1,6		H_2 < 350 НВ $n_{ст} = 3$
12 Коэффициент $K_{H\alpha}$	(1. 11)	1,28	1,26	
13 Коэффициент K_H	(1. 9)	1,8	!,59	

1.3.5 Расчет тихоходной ступени

Межосевое расстояние косозубой цилиндрической передачи с внешним зацеплением из условия сопротивления контактной усталости активных поверхностей зубьев [2, с. 19]:

$$a_W' = 410\,(u + 1)\,[T_1 K_H\,/\,(\psi_{ba} u \sigma_{HP}{}^2)]^{1/3} \qquad (1.13)$$

$$a_W' = 410\,(3{,}55 + 1)[123{,}2 \cdot 1{,}59\,/\,(0{,}315 \cdot 3{,}55 \cdot 571^2)]^{1/3} = 151{,}7 \text{ мм}.$$

По заданию выпуск мелкосерийный – передача нестандартная; принимаем $a_W = 150$ мм (отклонение от a_W' $\Delta a_W = 1{,}13\% < [5\%]$.

1.3.6 Расчет быстроходной ступени

По условиям компоновки принимают $a_{WБ} = a_{WT} = a_W$. После этого находят рабочую ширину венца $b_{WБ} = \psi_{baБ}\, a_W$ быстроходной ступени, где $\psi_{baБ}$ – коэффициент рабочей ширины зубчатого венца рассчитывают по формуле

$$\psi_{baБ}' = K_a{}^3 (u_Б + 1)^3 T_{1Б} K_{HБ} / (u_Б a_W{}^3 \sigma_{HPБ}{}^2) \geq 0{,}16 \qquad (1.14)$$

(индекс "$_Б$" указывает, что параметры принимаются для быстроходной ступени).

$$\psi_{baБ}' = 410^3 (4{,}5 + 1)^3 28{,}4 \cdot 1{,}8\,/\,(4{,}5 \cdot 150^3 531^2) = 0{,}137.$$

Согласно ограничению принято $\psi_{baБ}' = 0{,}16$. Отсюда $b_{WБ}' = 0{,}16 \cdot 150 = 24$ мм.

1.3.7 Допускаемое напряжение на изгиб в зубьях шестерни

Согласно [2, с. 10] допускаемое напряжение на изгиб в зубьях шестерни

$$\sigma_{FP1} = 0{,}4 \sigma_{F\lim b1}{}^{0} Y_{N1}, \qquad (1.15)$$

где $\sigma_{F\lim b1}{}^{0}$ - базовый предел изгибной выносливости зубьев [2, с. 11]. Предполагая модуль $m_n \leq 3$ мм и при этом сквозную закалку зубьев, будем иметь $\sigma_{F\lim b1}{}^{0}$ =

= 550 МПа; Y_{N1} – коэффициент долговечности при изгибе. Так как $N_{FE1} > N_{F\lim}$, то Y_{N1}= 1,0; $\sigma_{FP1} = 0{,}4 \cdot 550 \cdot 1 = 220$ МПа.

1.3.8 Параметры цилиндрических ступеней редуктора

Рассчитанные по формулам [2, с.20], [3, с.4] параметры представлены в таблице 1.9.

Таблица 1.9 – Параметры тихоходной ступени редуктора

Наименование параметра	Формула	Результат по ступеням	
		быстроходная	тихоходная
1 Ширина зубчатого венца $b_2' = b_W'$, мм	$\psi_{ba} a_W$	24	47,25
принято: колеса $b_2 = b_W$	передача нестандартная	24	48
шестерни b_1	$b_2 + (3\ldots5)$	28	52
2 Модуль, мм: минимальный m_{min}'	$3500 T_1 (u + 1) /$ / $(a_W b_W \sigma_{FP1})$	0,7	1,24
рекомендуемый m_n	$(0{,}01 \ldots 0{,}02)\, a_W$	1,5…3,0	1,5…3,0
принято m	ГОСТ 9563-60	2,0	2,5
3 Минимальный угол наклона зубьев β_{min}, град, при $\varepsilon_\beta \geq 1{,}1$	$\arcsin(4m / b_W)$	10,47	12,02
4 Суммарное число зубьев z_Σ'	$2a_W \cos\beta_{min} / m$	141,4	117,4
округление z_Σ	до целого числа	142	117
5 Фактический угол наклона зубьев β	$\arccos[z_\Sigma m / (2a_W)]$	18,796905	12,838568
		$18^0 47'50''$	$12^0 50'20''$
6 Числа зубьев: шестерни z_1'	$z_\Sigma / (u + 1)$	25,82	25,71
принято z_1		26	26
колеса z_2	$z_\Sigma - z_1$	116	91
7 Фактическое передаточное число u	z_2 / z_1	4,46	3,5
8 Диаметры окружностей при $x_1 = x_2 = 0$, мм: делительных – шестерни d_1	$m z_1 / \cos\beta$	54,93	66,67
– колеса d_2	$m z_2 / \cos\beta$	245,07	233,33
вершин зубьев d_{a1}	$d_1 + 2m$	58,93	71,67
d_{a2}	$d_2 + 2m$	249,07	238,33
впадин зубьев d_{f1}	$d_1 - 2{,}5m$	49,93	60,42
d_{f2}	$d_2 - 2{,}5m$	240,07	227,08
9 Окружная скорость v, м/с	$\pi d_1 n_1 / (6 \cdot 10^4)$	4,06	1,09

1.4 Предварительный расчет диаметров валов

Рекомендуемые диаметры валов редуктора из условий прочности и жесткости [3, с. 19], [4, с. 42], мм, $d \geq K T^{1/3}$, где K – расчетный коэффициент; T – момент на валу, Н·м, (таблица 1.4):

Вал	K	T, Н·м	d', мм	d, мм
входной (конец вала)	7	28,4	21,4	24*
промежуточный (под колесом)	6…7	128,2	30,2…35,2	35
выходной (конец вала)	5…6	423,5	37,5…45,1	40

Примечание – * Принято равным диаметру выходного конца электродвигателя.

1.5 Конструктивные элементы редуктора

Выпуск привода мелкосерийный, способ получения заготовок корпуса и крышки редуктора – сварка. Материал – сталь Ст3 ГОСТ 380–94.

В таблице 1.10 приведены размеры основных элементов редуктора, которые необходимы для компоновки цепной передачи и использованы на чертежах, по рекомендациям [4]*.

Таблица 1.10 – Размеры элементов редуктора

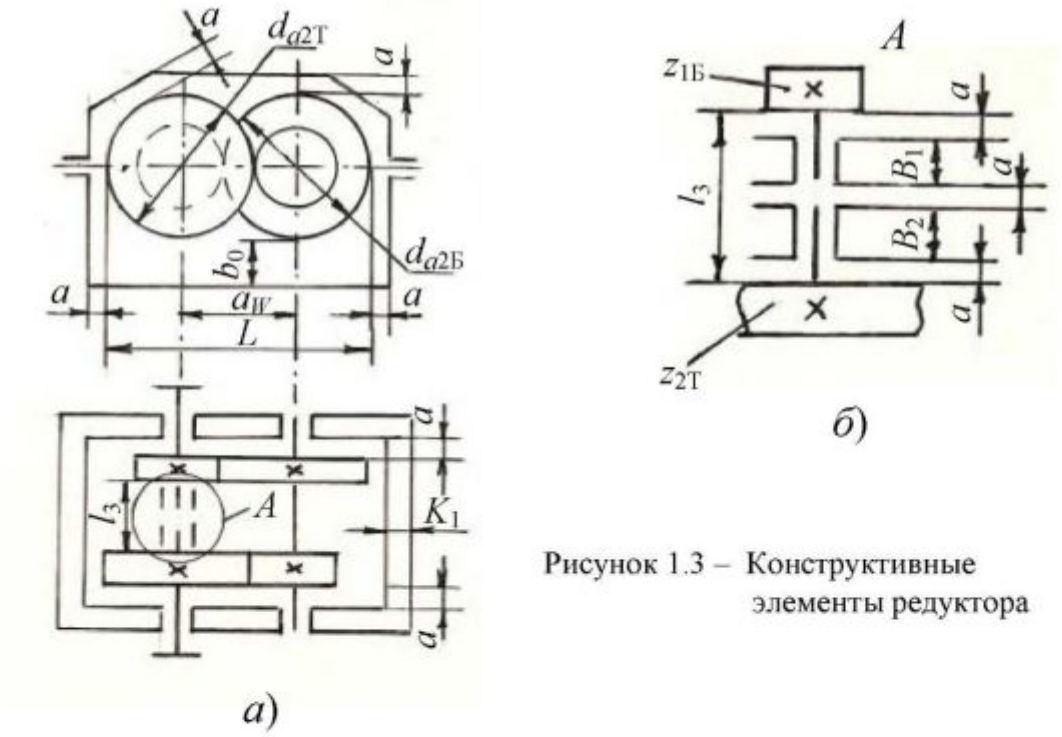
Наименование размера	Обозначение	Формула	Величина, мм		Примечание
			расчетная	принято	
1 Толщина стенки					
– литого корпуса	δ	$1{,}2(T_{1\text{Т}})^{0,25} \geq 6$	5,4	6	[4, с.257]
– литой крышк	δ_1	$0{,}9\delta \geq 6$	4,9	6 [1)]	
– сварного корпуса	δ_C	$0{,}8\delta$	4,35	5	
– сварной крышки	δ_{C1}	$0{,}8\delta_1$	3,5	5 [1)]	
2 Толщины :					
– фланца корпуса	S	$1{,}5\delta_C$	6,53	7	
– фланца крышки	S_1	$1{,}5\delta_{C1}$	5,25	6	
– опорных лап	S_3	$2{,}35\delta_C$	10.22	10	
– ребер жесткости	S_4	$(0{,}9...1)\delta_{C1}$	3,33	4	
3 Компоновочный размер	L	$a_W + 0{,}5(d_{a2\text{Б}} + d_{a2\text{Т}})$	393,7	394	[4, с. 46]
Зазоры: между колесами и стенкой: – по диаметрам и торцам	a	$L^{1/3} + 3$ рис. 1.3, a	10,33	10	[4, с. 45]
– между $d_{a2\text{Б}}$ [2)] и дном	b_0	$\geq (3...4)a$	31…41	35	[4, с. 45]
4 Выступы валов за внешнюю плоскость крышки редуктора	l	$(0{,}6...0{,}8)a$	6,2… 8,3	7	[4, с. 50]
5 Предварительно монтажная высота подшипников B [3)], мм, валов:					[4, с. 422]
– входного (ПК 7205А)	B_1	рис. 1.3, *б*	16,5		
– выходного (ПК 7209А)	B_2		21		
Расстояние между зубчатыми колесами $z_{1\text{Б}}$ и $z_{2\text{Т}}$	l_3	$3a + B_1 + B_2$	68		(рис. 1.3, *б*)
6 Диаметры винтов крепления [4)]:					
– крышки редуктора к корпусу	d_1	$1{,}25\ T_{1\text{Т}}^{1/3} \geq 10$	9,4	10	[4, с.264]
– лапы к раме	d_2	$1{,}25\ d_1$	11,8	12	
– число винтов d_2	z	при $a_{w\text{Т}} \leq 315$ мм	4		$a_{w\text{Т}}$ = = 150
– крышки смотрового люка	d_4	$(0{,}5...0{,}6)\ d_1 \geq 6$	5…6	6	
7 Диаметр штифтов	$d_{\text{Ш}}$	$(0{,}7...0{,}8)\ d_1$	6,6…7,5	8	[4, с. 266]

* Хотя подраздел 1.5 должен относиться к "Эскизному проекту", здесь он приведен полностью, так как его некоторые элементы необходимы для расчета цепной передачи.

Окончание таблицы 1.10

Наименование размера	Обозначение	Формула	Величина, мм		Примечание
			расчетная	принято	
8 Ширина: – фланца корпуса и бобышек подшипников	K_1	$\geq 2{,}1d_1 + k$ [5]	26	28	[4, с. 264]
– опрной лапы	K_2	$(2{,}3...2{,}5)\,d_0 + k$	35…37,5	36	d_0=13
9 Расстояние от края до оси винтов: – d_1	C_1	$1{,}05\,d_1$	9,9	10	[4, с. 264]
– d_2	C_2	$(1{,}1..1{,}2)\,d_0$	14,3… 16	16	[4, с. 268]
10 Высота центров	h	$0{,}5d_{a2Б} + b_0 + \delta_C + S_3$	174,5	175 [6]	$h \geq a_W$

Примечания. [1] Принято $\delta = \delta_1$ и $\delta_C = \delta_{C1}$ в целях унификации толщин листов заготовок. [2] Так как $d_{a2Б} > d_{a2Т}$. [3] Типоразмер подшипников выбран ориентировочно ближайшим большим к диаметру вала. В дальнейшем уточняется. [4] Крышки подшипниковых узлов закладные. [5] Для винтов с круглыми головками с учетом катета сварного шва k = 5 мм; d_0 = 13 мм – отверстие под болт М12. [6] При округлении h = 175 мм размер b_0 стал равен 35,5 мм.



а) *б)*

Рисунок 1.3 – Конструктивные элементы редуктора

1.6 Расчет цепной передачи

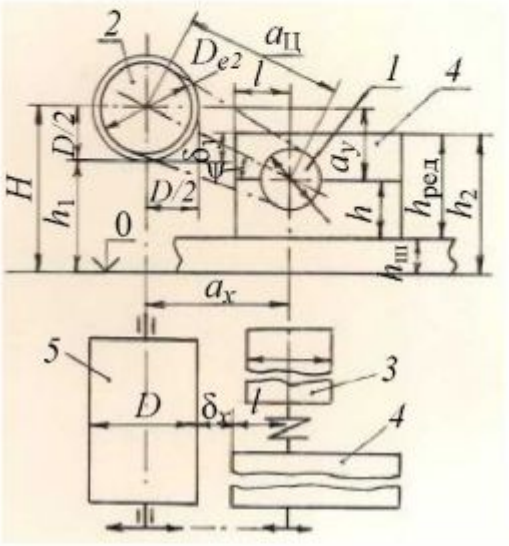
1.6.1 Исходные данные

Момент на ведущей звездочке T_1 = 423,5 Н·м; частота вращения ведущей звездочки n_1 = 88,2 мин$^{-1}$; передаточное число цепной передачи u = 1,54.

1.6.2 Компоновка передачи

По заданию (рисунок 1.4) высота H = 650 мм, диаметр барабана D = 400 мм. Габариты двигателя d_{30} = 240 мм, h_{31} = 247 мм. Ориентировочно высота

редуктора $h_{\text{ред}}$ (без высот крышки люка и отдушины – на компоновку цепной передачи не влияют) в соответствии с рисунком 1.4 и таблицей 1.10: $h_{\text{ред}} = h + 0{,}5d_{a2\text{Б}} + a + \delta_{\text{С1}} = 175 + 0{,}5 \cdot 249{,}07 + 10 + 5 = 314{,}5 \approx 315$ мм.



Обозначено:
1 – ведущая звездочка;
2 – ведомая звездочка;
3 – электродвигатель;
4 – редуктор;
5 – барабан.

Рисунок 1.4 – Компоновка цепной передачи

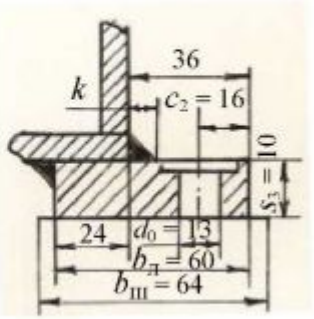


Рисунок 1.5 – К расчету швеллера рамы

Ширина лапы редуктора (рисунок 1.5) $b_{\text{л}} = 60$ мм. Лапы установлены на раму, сваренную из швеллеров, при условии ширины полки швеллера $b_{\text{ш}} \geq b_{\text{л}}$. Отсюда принимаем [4, с. 441] швеллер № 16: $b_{\text{ш}} = 64$ мм, $h_{\text{ш}} = 160$ мм, $s_{\text{ш}} = 5$ мм, $t_{\text{ш}} = 8{,}4$ мм.

Размер (рисунок 1.4) $h_2 = h_{\text{ред}} + h_{\text{ш}} = 315 + 160 = 475$ мм больше, чем $h_1 = H - 0{,}5D = 650 - 0{,}5 \cdot 400 = 450$ мм на величину $\delta_y = 25$ мм. Это значит, что между корпусом редуктора *4* и барабаном *5* конвейера следует обеспечить зазор δ_x. Принимаем $\delta_x = 50$ мм.

Проекции межосевого расстояния цепной передачи на оси x и y: $a_x = 0{,}5D + \delta_x + l$, где l в соответствии с рисунком 1.3 и таблицей 1.10: $l = 0{,}5d_{a2\text{Т}} + a + \delta_{\text{С}} + K_1 = 0{,}5 \cdot 238{,}33 + 10 + 5 + 28 \approx 162{,}2$ мм. Проекция $a_x = 0{,}5 \cdot 400 + 50 + 162{,}2 = 412{,}2$ мм. Принимаем $a_x = 415$ мм за счет увеличения δ_x до 52,8 мм. Вертикальная проекция $a_y = H - (h + h_{\text{ш}}) = 650 - (175 + 160) = 315$ мм.

Ограничения по вписанию диаметров вершин зубьев звездочек в габариты редуктора и барабана: $D_{e1} \leq h_{\text{ред}} = 315$ мм; $D_{e2} \leq D = 400$ мм.

1.6.3 Расчет передачи

1 Минимальное межосевое расстояние $a_{\min}$ по условиям компонови: $a_{\min} = (a_x^2 + a_y^2)^{1/2} = (415^2 + 315^2)^{1/2} = 521$ мм.

2 Минимально допустимый диаметр вершин малой звездочки $D_{e1\min}$ [5, с. 6]: $D_{e1\min} = 280[P_1 / (n_1^2)^{1/3}]^{1/3}$, где $P_1 = T_1 n_1 / 9550 = 423{,}5 \cdot 88{,}2 / 9550 = 3{,}91$ кВт – передаваемая мощность; $D_{e1\min} = 280[3{,}91 / (88{,}2^2)^{1/3}]^{1/3} = 163$ мм.

Наибольший диаметр $D_{e1\max}$ в зависимости от a и u [5, с. 6]: $D_{e1\max} = 1{,}66a / (u + 1) = 1{,}66 \cdot 521 / (1{,}54 + 1) = 340{,}5 > h_{\text{ред}} = 315$ мм.

Для увеличения надежности и долговечности передачи рекомендуют

$D_{e1} \geq 1{,}15\ D_{e1\min} = 1{,}15 \cdot 163 = 187{,}5$ мм; принимаем $D_{e1} = 188$ мм, что меньше $h_{рсд} = 315$ мм. Тогда ориентировочно $D_{e2} = uD_{e1} = 1{,}54 \cdot 188 = 289{,}5$ мм; принимаем $D_{e2} = 290$ мм $< D = 400$ мм.

3 Цепь приводная роликовая – тип ПР.

Шаг цепи из условия износостойкости шарниров [5, с. 6]

$$P' = 28[T_1 K_Э / (z_1 m_р [p]_0]^{1/3}, \qquad (1.16)$$

где $K_Э = K_д K_a K_н K_{рег} K_{см} K_{реж} K_Т$ – коэффициент эксплуатации [5, с. 5],

здесь $K_д$ – коэффициент динамичности нагрузки: нагрузка равномерная (ленточный конвейер) $K_д = 1$; K_a – коэффициент длины цепи: при $a = (25\ldots50)P$

$K_a = 1$; $K_н$ – коэффициент угла ψ наклона передачи к горизонту: $\psi = \text{arctg}(a_y/a_x) = \text{arctg}(315 / 415) = 37{,}2^0 < 45^0$, поэтому $K_н = 1$; $K_{рсг}$ – коэффициент регулирования: при регулировании перемещением оси ведущей звездочки $K_{рег} = 1$; $K_{см}$ – коэффициент способа смазки: при периодическом смазывании $K_{см} = 1{,}5$; $K_{реж}$ – коэффициент режима работы $K_{реж} = S^{1/3}$, где S – число смен работы в сутки: при $S = 1$ $K_{рсж} = 1$; $K_Т$ – температурный коэффициент: при $t^0 < 150^0$ С $K_Т = 1$;

$$K_Э = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1{,}5 \cdot 1 \cdot 1 = 1{,}5 < [2\ldots3];$$

z_1 – число зубьев ведущей звездочки: предварительно рекомендуется принимать [5, с. 5] $z_{1\min} = 29 - 2u \geq 13$, т.е. $z_{1\min} = 29 - 2 \cdot 1{,}54 \approx 26$;

$m_р$ – коэффициент рядности цепи [5, с. 6]: при числе рядов цепи $r = 1$ $m_р = 1$, $r = 2$ $m_р = 1{,}7$, $r = 3$ $m_р = 2{,}5$;

$[p]_0$ – допускаемое давление в шарнирах [5, с. 7]. Ориентируясь на интервал шагов $P = 12{,}7\ldots38{,}1$ мм и $n_1 = 88{,}2$ мин$^{-1}$, принимаем $[p]_0 = 33$ МПа.

Результаты расчета шага P цепи по формуле (1.16) и основных параметров передачи для трех вариантов P даны в таблице 1.11.

Таблица 1.11 – Параметры цепной передачи

Параметры	Формула	Число рядов цепи r			Примечание
		1	2	3	
1. Шаг цепи P', мм;	(1.16)	25,3	21,2	18,66	ГОСТ
P, мм	округление	25,4	25,4	19,05	13568-97
2. Уточнение чисел зубьев $z_{1\min}$	$9 + 0{,}2P$	14	14	13	[5, с.5]
z_1'	$22 \cdot 10^3 T_1 K_Э /$ $/ (P^3 m_р [p]_0) \geq z_{1\min}$	25,8	14,9	24,5	
z_1	округление *	25	15	25	
z_2'	$u' z_1$	38,5	23,1	38,5	$u' = 1{,}54$
z_2	округление	39	23	39	
3. Фактическое передаточное число u	z_2 / z_1	1,56	1,53	1,56	
4. Диаметр делительной окружности $d_{д1}$, мм	$P / \sin(180^0 / z_1)$	202,66	122,17	151,99	[5, с. 8]
$d_{д2}$, мм	$P / \sin(180^0 / z_2)$	316,15	186,92	237,1	
5. Диаметр окружности	$P[0{,}5 + \text{ctg}(180^0 / z_1)]$	213,8	132,2	159,9	[5, с. 8]

вершин зубьев D_{e1}, мм					

Окончание таблицы 1.11

Параметры	Формула	Число рядов цепи r			Примечание
		1	2	3	
Диаметр окружности вершин зубьев D_{e2}, мм	$P[0,5 + \mathrm{ctg}(180^0 / z_2)]$	327,3	197,5	245,5	
Проверка ограничений	$D_{e1} / h_{\text{ред}}$	0,68	0,42	0,51	< 1
	D_{e2} / D	0,82	0,49	0,61	< 1
6. Межосевое расстояние, мм:					
минимальное $a_{\min}$	$0,6\,D_{e1}(u + 1)$	328	201	246	
максимальное $a_{\max}$	$80P$	2032		1534	
оптимальное a_{opt}	$(25…50)P$	635…1270		476…952	

Примечание – * Выбрано нечетное z_1 для равномерного износа шарниров цепи и зубьев звездочек.

4 Из сравнения вариантов следует:

а) для всех трех вариантов *условия ограничения размеров звездочек* по вписанию в габариты сборочных единиц привода выполняются;

б) только в первом варианте диаметры D_{e1} = 213,8 мм и D_{e2} = 327,3 мм больше ориентировочно принятых (п. 2) по условиям надежности и долговечности передачи *минимальных диаметров* D_{e1} = 188 мм и D_{e2} = 290 мм, а также в первом варианте $z_{1\min}$ = 25, что почти соответствует рекомендуемому $z_{1\min}$ = 26;

в) кроме указанных преимуществ, в первом варианте *однорядная цепь*.

Исходя из этого, выбираем первый вариант расчета:

. ЦЕПЬ ПР – 25,4 – 60 ГОСТ 13568-97.

5 Принимая из условия оптимальности межосевого расстояния отношение $a_P = a / P$ = 30, будем иметь a = 30·25,4 = 762 мм, что больше $a_{\min}$ = 328 мм и меньше $a_{\max}$ =2032 мм.

Число звеньев цепи [5, с. 8] $W' = 2a_P + 0,5z_c + \Delta^2 / a_P$, где $z_c = z_1 + z_2$ = 25 + + 39 = 64; $\Delta = (z_2 - z_1) / (2\pi)$ = (39 – 25) / (2π) = 2,23. Тогда W' = 2·30 + 0,5·64 + + $2,23^2$ / 30 = 92,17; принимаем W = 92.

Длина цепи $L = WP$ = 92·25,4 = 2337 мм.

Фактическое межосевое расстояние [5, с. 9] $a = 0.25P\{(W - 0,5z_c) + [(W - 0,5z_c)^2 - 8\Delta^2]^{1/2}\}$ = 0,25·25,4{(92 – 0,5·64) + $[(92 - 0,5\cdot64)^2 - 8\cdot2,23^2]^{1/2}$} = 760 мм. Уменьшение a на провисание цепи для нормальной работы Δa = (0,002…0,004)a = = 1,52…3,04 мм; принимаем Δa = 2 мм. Тогда окончательно межосевое расстояние $a_{\text{ц}} = a - \Delta a$ = 758 мм.

В соответствии с рисунком 1.4 проекция a_y – const и $a_{\text{ц}}$ должно быть увеличено за счет изменения горизонтальной проекции $a_x = (a_{\text{ц}}^2 - a_y^2)^{1/2}$ = $(758^2$ – – $315^2)^{1/2}$ = 689 мм. Первоначально принятое расстояние между редуктором и приводным барабаном δ_x = 52,8 мм должно быть увеличено до δ_x = 326,8 ≈ 327 мм,

т.е. на 274 мм. По условиям размещения привода в данной задаче это ограничение не оговаривается, следовательно, допустимо.

1.7 Подбор муфты

Муфта в приводе соединяет конец входного вала (d = 24 мм) редуктора с концом вала электродвигателя (d_1 = 24 мм, l_1 = 50 мм).

Расчетный момент, передаваемый муфтой, [6, с. 4] $T_р = \underline{kT}_{ном}$, где $T_{ном}$ = = T_1 = 28,7 Н·м; k = 1,25 – коэффициент режима работы (ленточный конвейер, одна смена); $T_р$ = 1,25·28,7 = 36 Н·м.

Ориентируясь на муфту с упругим элементом, по каталогу [6, с. 29] из условия $[T] \geq T_р$, где $[T]$ – момент по паспорту муфты, для d = 24 мм выбираем муфту со звездочкой:

МУФТА УПРУГАЯ СО ЗВЕЗДОЧКОЙ 63 – 24 – 2 У3 ГОСТ Р 50894-96.

При $[T]$ = 63 мм, $d_м$ = 24 мм, исполнении 2 (короткий *цилиндрический* конец вала) муфта имеет размеры L = 100 мм, D = 85 мм, l = 36 мм; допустимая частота вращения n_{max} = 3500 мин$^{-1}$.

2 ЭСКИЗНЫЙ ПРОЕКТ

2.1 Основные параметры привода

1 Основные параметры редуктора, необходимые для дальнейших расчетов, приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Параметры редуктора

Ступень	a_W	b_W	m_n	β	z_1	z_2	u	$u_{рсд}$	d_1	d_2	d_{a1}	d_{f1}
Б.ст.	150	24	2	18^{0}47′50″	26	116	4,46	15,61	54.93	245,07	58,93	49,93
Т.ст.		48	2,5	12^{0}50′20″		91	3,5		66,67	233,33	71,67	60,42

2 Общее передаточное число привода

$$u_0 = u_{ред}u_{цп} = 15{,}61 \cdot 1{,}56 = 24{,}35.$$

Отклонение Δu_0 от u_0' = 24,6 (таблица 1.3) Δu_0 = 100(24,6 – 24,35) / 24,6 = = 1,02 % < [±4%] – в пределах допуска.

3 Уточнение n_i и T_j по формулам (1.4) и (1.5) :

Вал (рисунок 1.2)	I	II	III	IV	V
n_i, мин$^{-1}$	1410	1410	316,1	90,3	57,9
T_j, Н·м	29	28,7	123,5	418	600

Скорости редуктора $v_{1Б} = \pi d_{1Б} n_2 / (6 \cdot 10^4)$ = 4,05 м/с; $v_{1Т} = \pi d_{1Т} n_3 / (6 \cdot 10^4)$ = = 1,1 м/с.

4 Диаметры валов редуктора, мм:

под зубчатыми колесами	$d_Б = d_{f1}$ = 49,93* и 30**	$d_{11} = d_{f2}$ = 60,42* и 35**	$d_Т$ = 40
под подшипниками качения	$d_{БП}$ = 25	$d_{ПП}$ = 35	$d_{ТП}$ = 45

Примечание – * Под зубьями шестерен; **свободная от передачи часть.

Диаметр вала приводного барабана d = 45 мм.

2.2 Проверочный расчет зубчатых передач редуктора

2.2.1 Проверка выбора механических характеристик материала

Диаметры заготовок шестерен z_1 [2, с. 5]: $D' = d_{a1} + 6$; $D_Б' = 58{,}93 + 6 \approx 65 <$ < [125] мм; $D_Т' = 71{,}67 + 6 \approx 78 <$ [125] мм

Толщины ободов заготовок колес [2, с. 5]: $S_Б' = 2{,}2m + 0{,}05b_2 = 2{,}2 \cdot 2 + 0{,}05$ х х 24 = 5,6 мм или $S_Б' = 0{,}3b_2 = 0{,}3 \cdot 24 = 7{,}2 <$ [80] мм; $S_Т' = 2{,}2m + 0{,}05b_2 = 2{,}2 \cdot 2{,}5 + 0{,}05$ х х 48 = 7,9 мм или $S_Б' = 0{,}3b_2 = 0{,}3 \cdot 48 = 14{,}4 <$ [80] мм.

Механические характеристики материала обеих ступеней редуктора по размерам заготовок выбраны правильно.

2.2.2 Допускаемые напряжения

1 Допускаемые расчетные контактные напряжения (таблица 1.7) не изменились: быстроходная ступень $\sigma_{HP} = 531$ МПа; тихоходная ступень $\sigma_{HP} = 571$ МПа.

2 Уточненные допускаемые напряжения на сопротивление усталости при изгибе определяют раздельно для z_1 и z_2 по формуле [3, с. 14] :

$$\sigma_{FP} = \sigma_{F\lim b} Y_N Y_\delta Y_R Y_X / S_F, \qquad (2.1)$$

где $\sigma_{F\lim b} \approx \sigma_{F\lim}{}^0 = 550$ МПа (с. 35) – базовый предел выносливости на изгиб;

$S_F = 1{,}7$ [2, с. 11] – коэффициент запаса прочности;

Y_N – коэффициент долговечности; так как $N_{FE} > N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$. то $Y_N = 1$;

$Y_\delta = 1{,}082 - 0{,}172 \lg m$ [3, с. 14] – опорный коэффициент:

– быстроходная ступень $Y_{\delta Б} = 1{,}082 - 0{,}172 \lg 2 = 1{,}03$;

– тихоходная ступень $Y_{\delta Т} = 1{,}082 - 0{,}172 \lg 2{,}5 = 1{,}014$;

Y_R – коэффициент шероховатости переходной поверхности [3, с. 14]: при зубофрезеровании и шлифовании $Y_R = 1{,}0$;

$Y_X = 1$ ($d < 400$ мм) – коэффициент, учитывающий размеры зубчатых колес.

По формуле (2.1) будем иметь :

– быстроходная ступень $\sigma_{FP1,2} = 550 \cdot 1 \cdot 1{,}03 \cdot 1 \cdot 1 / 1{,}7 = 333$ МПа;

– тихоходная ступень $\sigma_{FP1,2} = 550 \cdot 1 \cdot 1{,}014 \cdot 1 \cdot 1 / 1{,}7 = 328$ МПа.

3 Допускаемые контактные напряжения при действии максимальной нагрузки [3, с. 15]:

– шестерня z_1: закалка ТВЧ; $\sigma_{HP\max} = 44\text{HRC} = 44 \cdot 47{,}5 = 2090$ МПа;

– колесо z_2: улучшение $\sigma_{HP\max} = 2{,}8\,\sigma_Т = 2{,}8 \cdot 750 = 2100$ МПа.

Предельные напряжения зубьев при изгибе [3, с. 15] :

$$\sigma_{FSt} = \sigma_{F\lim b} Y_{N\max} K_{St},$$

где при $q_F = 6$ $Y_{N\max} = 4$; $K_{St} = 1{,}3$; $\sigma_{FSt} = 550 \cdot 4 \cdot 1{,}3 = 2860$ МПа.

Допускаемые изгибные напряжения при действии максимальной нагрузки [3, с. 15]:

$$\sigma_{FP\max} = \sigma_{FSt} Y_X / S_{FSt},$$

где S_{FSt} – коэффициент запаса прочности: $S_{FSt} = 1{,}75 Y_Z$ – при 99%-ной вероятности неразрушения зубьев;

Y_Z - коэффициент, учитывающий способ получения заготовки:

z_1: заготовка – прокат, $Y_{Z1} = 0{,}9$; z_2: заготовка – поковка, $Y_{Z2} = 1{,}0$.

Тогда $S_{F1} = 1{,}75 \cdot 0{,}9 = 1{,}58$; $S_{F2} = 1{,}75 \cdot 1 = 1{,}75$; $\sigma_{FP\max 1} = 2860 \cdot 1 / 1{,}58 =$ $= 1810$ МПа; $\sigma_{FP\max 2} = 2860 \cdot 1 / 1{,}75 = 1630$ МПа

2.2.3 Коэффициенты расчетной нагрузки $K_A K_V K_\beta K_\alpha$

Коэффициент внешней динамической нагрузки, как указано выше, $K_A = 1$.

1 Коэффициенты K_V [3, с. 6] :

$$K_V = 1 + w_V b_W / (F_t K_A),$$

где w_V – удельная окружная динамическая сила, Н/мм, для цилиндрической передачи [3, с. 7,]: $w_V = \delta g_0 v (a_W / u)^{1/2} \le w_{V\max}$,

здесь δ – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головки зубьев [3, с. 7]; g_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления z_1 и z_2 [3, с. 7]; $F_t = 2000\ T_1 / d_1$ – окружное усилие, Н.

Результаты расчета $K_{H\nu}$ и $K_{F\nu}$ приведены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Коэффициенты K_V

Ступень редуктора	П а р а м е т р ы						
		F_t	δ	g_0	w_V	$w_{V\max}$	K_V
быстроходная	$K_{H\nu}$	1045	0,02	5,6	2,64	< 380	1,06
	$K_{F\nu}$		0,06		7,92		1,18
тихоходная	$K_{H\nu}$	3705	0,02		0,81		1,01
	$K_{F\nu}$		0,06		2,43		1,03

2 Коэффициенты $K_{H\beta}$ и $K_{H\alpha}$ [3, с. 7] не изменились (таблица 1.8):

	$K_{H\beta}{}^0$	$K_{H\beta}$	$K_{H\alpha}{}^0$	$K_{H\alpha}$
Б.ст.	1,54	1,25	1,6	1,28
Т.ст.	1,46	1,2	1,6	1,26

Коэффициенты $K_{F\beta}$, $K_{F\alpha}$ при расчете на изгиб: $K_{F\beta} = 0{,}18 + 0{,}82\ K_{H\beta}{}^0$; $K_{F\alpha} =$ $= K_{H\alpha}{}^0$; $K_{F\beta Б} = 0{,}18 + 0{,}82 \cdot 1{,}54 = 1{,}44$; $K_{F\beta Т} = 0{,}18 + 0{,}82 \cdot 1{,}46 = 1{,}38$; $K_{F\alpha Б} =$ $K_{F\alpha Т} = K_{H\alpha}{}^0 = 1{,}6$.

3 Коэффициенты расчетной нагрузки:

Б. ст. $K_{HБ} = 1 \cdot 1{,}06 \cdot 1{,}25 \cdot 1{,}28 = 1{,}7$; $K_{FБ} = 1 \cdot 1{,}18 \cdot 1{,}44 \cdot 1{,}6 = 2{,}72$.

Т. ст. $K_{HТ} = 1 \cdot 1{,}01 \cdot 1{,}2 \cdot 1{,}26 = 1{,}53$; $K_{FТ} = 1 \cdot 1{,}03 \cdot 1{,}38 \cdot 1{,}6 = 2{,}27$.

2.2.4 Контактные напряжения σ_H и $\sigma_{H\max}$

1 Расчетное контактное напряжение в полюсе зацепления [3, с. 5]

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon [F_t K_H (u + 1) / (b_W d_1 u)]^{1/2} \le \sigma_{HP}, \qquad (2.2)$$

где коэффициенты $Z = Z_E\, Z_H\, Z_\varepsilon$ определяют:

а) Z_E – коэффициент механических свойств материалов z_1 и z_2: для стали $Z_E = 190$ МПа$^{1/2}$;

б) Z_H – коэффициент формы сопряженных поверхностей зубьев:

$Z_H = (2 \cos\beta_b / \mathrm{tg}\alpha_{tW})^{1/2} / \cos\alpha_t$, здесь $\alpha_t = \mathrm{arctg}(\mathrm{tg}20^0 / \cos\beta)$ – делительный угол профиля в торцовом сечении; при $x_1 + x_2 = 0$ угол зацепления $\alpha_{tW} = \alpha_t$; $\beta_b =$ $= \arcsin(\sin\beta \cos 20^0)$ – основной угол наклона зубьев;

в) Z_ε – коэффициент суммарной длины контактных линий: $Z_\varepsilon = (1 / \varepsilon_\alpha)^{1/2}$,

здесь ε_α – коэффициент торцового перекрытия: при $x_1 + x_2 = 0$ $\varepsilon_\alpha \approx [1{,}88 - 3{,}2 \text{ x x } (1/z_1 + 1/z_2)]\cos\beta$.

Расчет параметров в формуле (2.2) приведен в таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Параметры контактных напряжений

Ступень	Параметры					
	$\alpha_t = \alpha_{tW}$, град	β_b, град	Z_H	ε_α	Z_ε	Z
Б. ст.	21,030534	17,624812	2,39	1,64	0,78	354,2
Т. ст.	20,470744	12,052288	2,44	1,69	0,77	357

Контактные напряжения по формуле (2.2):

Б. ст. $\sigma_H = 354{,}2[1045 \cdot 1{,}7(4{,}46 + 1) / (24 \cdot 54{,}93 \cdot 4{,}46)]^{1/2} = 455 < 531$ МПа.

Т. ст. $\sigma_H = 357[3705 \cdot 1{,}53(3{,}5 + 1) / (48 \cdot 66{,}67 \cdot 3{,}5)]^{1/2} = 539 < 571$ МПа.

Условие прочности для обеих ступеней выполняется. Отклонение $\Delta\sigma_H$ [3, с. 18] тихоходной ступени, определяющей по контактной выносливости a_W, $\Delta\sigma_H = 100(571 - 539) / 571 = 5{,}6\ \% < [20\%]$.

2 Максимальные контактные напряжения при кратковременной перегрузке [3, с. 8] $\sigma_{H\max} = \sigma_H(T_{\max} / T)^{1/2} \le \sigma_{HP\max}$,

где $T_{\max} / T = 2{,}2$ – по характеристике двигателя (таблица 1.2):

Б. ст. $\sigma_{H\max} = 455(2{,}2)^{1/2} = 675 < 2090$ МПа.

Т. ст. $\sigma_{H\max} = 539(2{,}2)^{1/2} = 800 < 2090$ МПа.

Условие прочности выполняется.

2.2.5 Напряжения изгиба σ_F и $\sigma_{F\max}$

1 Расчетное местное напряжение от изгиба

$$\sigma_F = F_t K_F Y_{FS} Y_\beta Y_\varepsilon / (b_w m_n) \le \sigma_{FP}, \qquad (2.3)$$

где $Y_{FS} = 3{,}47 + 13{,}2 / z_v - 27{,}9x / z_v + 0{,}092\, x^2$ – коэффициент формы зуба [3,с.8]: при $x = 0$ $Y_{FS} - 3{,}47 + 13{,}2 / z_v$, здесь $z_v = z / \cos^3\beta$ – эквивалентное число зубьев;

$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta\beta^0 / 120 \ge 0{,}7$ – коэффициент наклона зубьев [3, с. 8], здесь $\varepsilon_\beta = b_w \sin\beta / \pi m$ – коэффициент осевого перекрытия;

$Y_\varepsilon = 1/\varepsilon_\alpha$ – коэффициент перекрытия зубьев.

Расчет параметров в формуле (2.3) приведен в таблице 2.4.

Таблица 2.4 – Параметры изгибных напряжений

Ступень	Параметры						
	z_{v1}	z_{v2}	Y_{FS1}	Y_{FS2}	ε_β	Y_β	Y_ε
Б. ст.	31	137	3,9	3,57	1,23	0,81 > 0,7	0,61
Т. ст.	28	98	3,94	3,6	2,13	0,77 > 0,7	0,59

При равенстве $\sigma_{FP1} = \sigma_{FP2}$ расчет по формуле (2.3) следует вести по зубу шестерни, так как при $z_1 < z_2$ $Y_{FS1} > Y_{FS2}$ и критерий σ_{FP} / Y_{FS} будет наименьшим.

Напряжения изгиба по формуле (2.3)

Б. ст. $\sigma_{F1} = 1045 \cdot 2{,}72 \cdot 3{,}9 \cdot 0{,}81 \cdot 0{,}61 / (24 \cdot 2) = 114 < 333$ МПа;

Т. ст. $\sigma_{F1} = 3705 \cdot 2{,}27 \cdot 3{,}94 \cdot 0{,}77 \cdot 0{,}59 / (48 \cdot 2{,}5) = 125 < 328$ МПа;

Условие изгибной выносливости зубьев выполняется.

2 Максимальные изгибные напряжения при кратковременной перегрузке [3, с. 8] $\sigma_{F\max} = \sigma_F(T_{\max} / T) \le \sigma_{FP\max}$:

Б. ст. $\sigma_{F\max 1} = 114 \cdot 2{,}2 = 251 < 1810$ МПа;

Т. ст. $\sigma_{F\max 1} = 125 \cdot 2{,}2 = 275 < 1810$ МПа.

Условие прочности выполняется.

2.2.6 Конструктивные ограничения [3, с. 18]

1 Условие прочности и жесткости валов по диаметрам впадин окружностей шестерен [3, с. 18] $d_{f1Б} \geq 1{,}25 d_Б'$ ($49{,}93 > 1{,}25 \cdot 21{,}4 = 26{,}75$ мм) и $d_{f1Т} \geq d_П'$ ($60{,}42 > 35$ мм) выполняется.

2 Условие компоновки тихоходной (более нагруженной) ступени по межосевому расстоянию a_W предусматривает размещение в корпусе

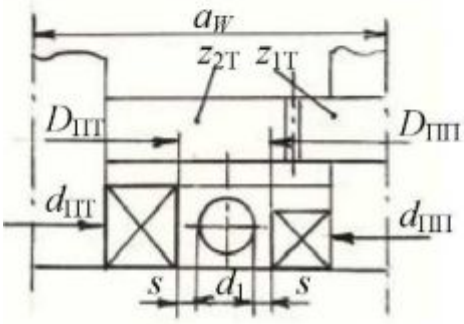


Рисунок 2.1

(рисунок 2.1) подшипников выходного и промежуточного валов с наружными диаметрами соответственно D_{IIT} ($d_{IIT} = 45$ мм) и D_{III} ($d_{III} = 35$ мм), а между ними должна быть размещена резьба $d_1 = = 10$ мм винта крепления крышки и корпуса редуктора.

Условие компоновки [3, с. 19] по величине зазора S:

$$S = 0{,}5(a_w - d_1) - 0{,}25(D_{IIT} + D_{III}) \geq 3...5 \text{ мм};$$

Предварительно принимая подшипники 7209А [4, с. 422] ($D_{IIT} = 85$ мм) и 7207А ($D_{III} = 72$ мм), получим $S = 0{,}5(150 - - 10) - 0{,}25(85 + 72) = 30{,}75 > 3...5$ мм. Условие компоновки в пределах a_w выполняется.

2.3 Проверочный расчет цепной передачи

1 Давление в шарнирах [5, с. 9] $p = 2000 T_1 K_Э / (d_{д1} A_ш m_р) \leq [p]_0$;

$p = 2000 \cdot 423{,}5 \cdot 1{,}5 / (202{,}66 \cdot 179 \cdot 1) = 35$ МПа.

Уточнение $[p]_0$ по [5, с. 7, таблица 1] при $P = 25{,}4$ мм и $n = 88{,}2$ мин$^{-1}$ дает $[p]_0 = 34$ МПа. Превышение $p > [p]_0$ на 2,94 % допустимо.

Износостойкость шарниров обеспечивается.

2 Средняя скорость цепи $v = \pi d_{д1} n_1 / (6 \cdot 10^4) = \pi \cdot 202{,}66 \cdot 88{,}2 / (6 \cdot 10^4) = 0{,}94$ м/с.

Натяжение ветвей цепи [5, с. 9] от:

– окружной силы $F_t = 2000 \cdot 423{,}5 / 202{,}66 = 4179$ Н;

– центробежной силы $F_v = q v^2 = 2{,}6 \cdot 0{,}94^2 = 2{,}3$ Н, где $q = 2{,}6$ кг/м – масса одного метра цепи [5, с. 20];

– силы тяжести $F_q = 60 q a_ц \cos\psi$, где $\psi = \arcsin(a_y / a_ц) = \arcsin(315 / 758) = 24{,}56^0$ – угол наклона передачи к горизонту; $F_q = 60 \cdot 2{,}6 \cdot 0{,}758 \cos 24{,}56^0 = 108$ Н.

Наибольшее натяжение ведущей ветви цепи $F_{1\max} = F_t K_д + F_q + F_v = = 4179 \cdot 1 + 108 + 2{,}3 \approx 4290$ Н. Натяжение ведомой ветви $F_2 = F_q + F_v = 198 + + 2{,}3 = 110{,}3$ Н.

Коэффициент безопасности цепи [5, с. 9] $S = F_{разр} / F_{1\max} \geq [S]$, где $[S] = = 7 + 0{,}25 \cdot 10^{-3} P n_1 = 7 + 0{,}25 \cdot 10^{-3} \cdot 25{,}4 \cdot 88{,}2 = 7{,}56$; $S = 60000 / 4290 = 14 > 7{,}56$.

Условие прочности цепи выполняется.

3 Число ударов w цепи о зубья звездочек [5, с. 9] $w = z_1 n_1 / (15W) \le [w] = 508 / P$ с$^{-1}$; $w = 25 \cdot 88{,}2 / (15 \cdot 92) \le 508 / 25{,}4$; $w = 1{,}6 < 20$ с$^{-1}$.

Динамическое условие выполняется.

4 Угол между ветвями цепи [5, с. 10] $\gamma = 57{,}3(d_{д2} - d_{д1}) / a_ц = 57{,}3(316{,}15 - 202{,}66) / 758 = 8{,}58^0$. Нагрузка на валы звездочек в виде проекций по осям x, y (вращение звездочек правое, ведущая верхняя ветвь) [5, с. 10]:

$F_{Bx} = F_1\cos(\gamma/2 + \psi) + F_2\cos(\gamma/2 - \psi) = 4290\cos(8{,}58/2 + 24{,}56) + 110{,}3\cos(8{,}58/2 - 24{,}56) = 3860$ Н; $F_{By} = F_1\sin(\psi + \gamma/2) + F_2\sin(\psi - \gamma/2) = 4290\sin(24{,}56 + 8{,}58/2) + 110{,}3\sin(24{,}56 - 8{,}58/2) = 2110$ Н.

2.4 Конструкция зубчатых колес

1 *Зубья шестерен* обеих ступеней нарезаны на входном и промежуточном валах.

2 *Конструкция колес* показана на рисунке 2.2, размеры их даны в таблице 2.5 [4, с. 62 и 69] или [7, с. 44 и 49].

Производство мелкосерийное, диаметр $d_{a2} < 500$ мм, заготовки колес–поковки.

Таблица 2.5 – Размеры колес в соответствии с рисунком 2.2

Наименование	Рекомендации	Размер, мм	
		Б. ст.	Т.ст.
1 Диаметр вершин d_{a2}	таблица 1.9	249,07	238,33
2 Ширина венца b_2	таблица 1.9	24	48
3 Диаметр вала d	подраздел 1.4	35	45
4 Диаметр ступицы d_{CT}	$(1{,}5...1{,}55)\,d$	54	68
5 Длина ступицы l_{CT}	$(1{,}0...1{,}2)\,d$	40	50
6 Толщина обода S	$2{,}5m + 0{,}05\,b_2$	7	9
7 Фаска f	$(0{,}5...0{,}6)m_n$	1,2	1,4
8 Радиус R	$R \ge 6$	8	8

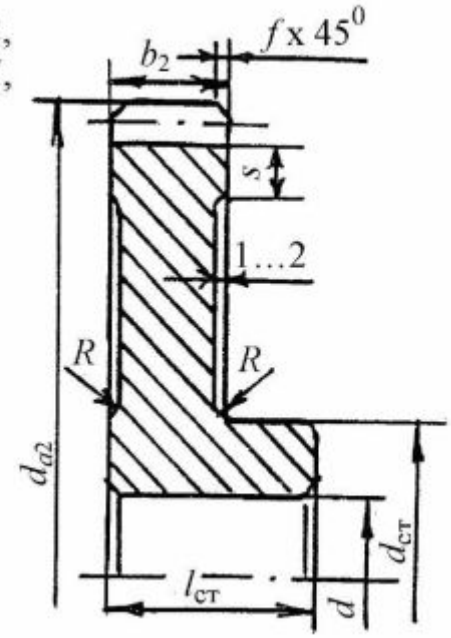


Рисунок 2.2 – Конструкция колес

2.5 Смазка зацеплений и подшипников

Скорости и контактные напряжения ступеней: Б. ст. $v_Б = 4{,}06$ м/с; $\sigma_{HБ} = 455$ МПа; Т. ст. $v_Т = 1{,}1$ м/с, $\sigma_{HT} = 539$ МПа.

При скоростях v = 0,3...12,5 м/с [4, с.172] применяют картерную смазку окунанием зацеплений. В соосном редукторе колеса обеих ступеней должны окунаться в масло. Глубина погружения колеса в масло [4, с.

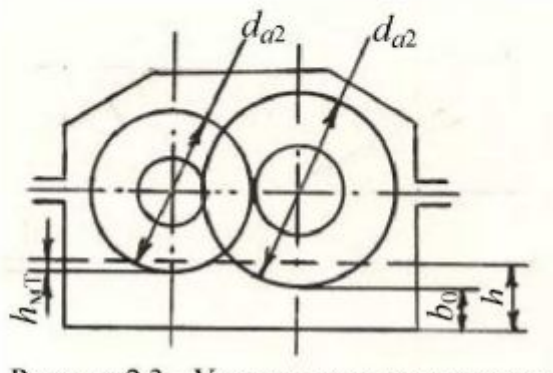


Рисунок 2.3 – Уровни масла в редукторе

тихоходной ступени: $h_{мТ} \approx (2{\cdot}2{,}5\ldots0{,}25{\cdot}233{,}33) \approx 5\ldots58$ мм. Принимаем $h_{мТ} =$ 10мм. У колеса быстроходной ступени $h_{мБ} = h_{мТ} + 0{,}5(d_{a2Б} - d_{a2Т}) = 10 + 0{,}5(249{,}07 -$
$- 238{,}33) \approx 15$ мм.

В соответствии с рисунком 2.3 и таблицей 1.10 высота верхнего уровня масла $h = h_{мБ} + b_0 = 15 + 35 = 50$ мм.

Минимально необходимый объем масла для смазывания зубчатых передач $V_{min} \approx 0{,}5P_{дв}'$ л/кВт $\approx 0{,}5{\cdot}2{,}88 \approx 1{,}5$ л. Фактический объем масла в картере редуктора $V = L_{вн} \times B_{вн} \times h$, где (таблица 1.10) $L_{вн} = L + 2a = 394 + 2{\cdot}10 =$ 414 мм –
внутренняя длина корпуса; $B_{вн} = l_3 + 2a = 68 + 2{\cdot}10 = 88$ мм – внутренняя ширина корпуса; $V = 414 \times 88 \times 50 = 1{,}82{\cdot}10^6$ мм^3 или $V = 1{,}82$ л $> [V_{min} = 1{,}5$ л$]$.

Требуемая кинематическая вязкость масла [4, с.173] при средних значениях σ_{Hm} до 600 МПа и $v_m = (4{,}07 + 1{,}1) / 2 = 2{,}59$ м/с $\mu = 28$ мм^2/с (при $t^0 = 40^0$). Рекомендуемая марка масла И-Г-А-32 ГОСТ 20799–88 ($\mu = 29\ldots35$ мм^2/с).

Смазка подшипников при $v > 1$ м/с (у нас $v_m = 2{,}59$ м/с) [4, с.175] разбрызгиванием.

Выходные концы валов закрыты манжетными уплотнениями типа *1* по ГОСТ 8752–79.

Для герметизации плоскость разъема крышки и корпуса перед окончательной сборкой должна быть покрыта тонким слоем герметика УТ–34 ГОСТ 24285–80.

2.6 Усилия в передачах

Усилия, действующие в передачах показаны на рисунке 2.4.

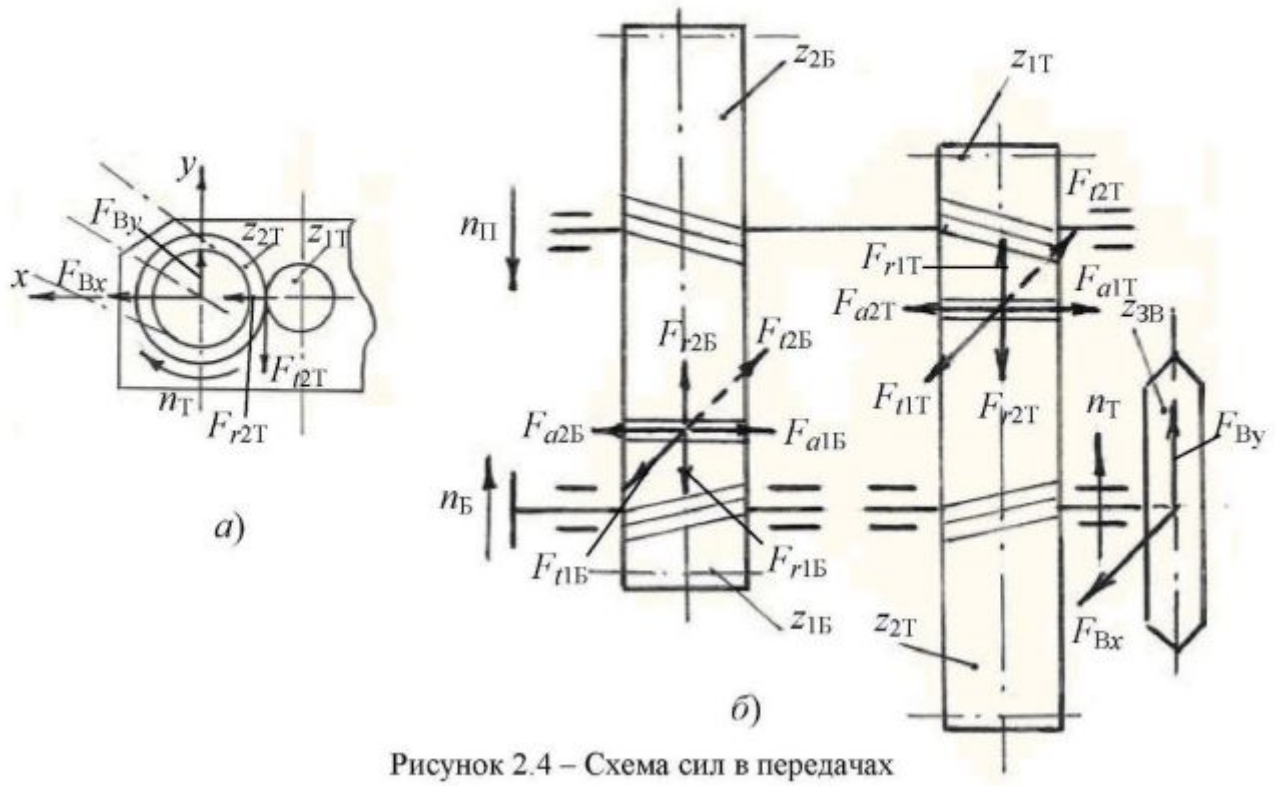


Рисунок 2.4 – Схема сил в передачах

Согласно рисунку 2.4, *а* горизонтальная проекция F_{Bx} = 3860 Н силы цепной передачи расположена в плоскости радиальной силы F_{r2T} тихоходной ступени, вертикальная проекция F_{By} = 2110 Н – в плоскости окружной силы F_{t2T}.

Формулы сил цилиндрической передачи [3, с.21]:

$$F_t = 2000\ T_1 / d_1; \quad F_r = F_t \mathrm{tg}\alpha_t; \quad F_a = F_t \mathrm{tg}\beta,$$

где соответственно для ступеней (рисунок 2.4, *б*):

Ступень	T_1, Н·м	d_1, мм	α_t, град	β, град	F_t, Н	F_r, Н	F_a, Н
Быстроходная	28,7	54,93	21,03	18,8	1045	402	356
Тихоходная	123,5	66,67	20,47	12,84	3705	1383	844

Внешняя осевая сила на промежуточном валу $F_A = F_{a1} - F_{a2}$ = 844 – 356 = = 488 Н и в соответствии с рисунком 2.4, *б* направлена в сторону правой опоры.

Консольная нагрузка от муфты на конце входного вала [4, с. 102] $F_M = 125 T_Б^{1/2}$ = = $125 \cdot 28{,}7^{1/2}$ = 670 Н.

2.7 Проверочный расчет валов на статическую прочность

Расчетные диаметры валов (с. 36): $d_Б$ = 24 мм, $d_П$ = 35 мм, $d_Т$ = 40 мм.

Конец входного вала (по муфте) цилиндрический, выходного вала конический; исполнение концов – тип 2 (короткие).

Из условия установки подшипников на эти валы без выемки шпонок с концов диаметры участков валов под подшипники d_{11} должны быть равны [4, с. 159]:

$$d_П \geq d_{СР} + 2t_2 + 1,$$

где $d_{СР}$ – средний диаметр: для цилиндрического конца $d_{СР} = d$; для конического [4, с. 432]; t_2 – глубина паза ступицы под шпонку [4, с. 433]:

Вал	d, мм	$d_{СР}$, мм	Шпонка $b \times h \times l$	t_2, мм	$d_П'$, мм	$d_П$, мм
Входной	24	24	8 х 7 х 32	3,3	31,6	35
Выходной	40	35,9	12 х 8 х 70	3,3	43,5	45

Параметры подшипников после их уточнения приведены в таблице 2.6.

Таблица 2.6 – Параметры опор валов

Параметры	Валы			Примечание
	входной	промежуточный	выходной	
1 Диаметр цапфы вала $d_П$, мм	35		45	
2 Подшипник ГОСТ 27365-87	7207А		7209А	[4, с. 422]
3 Габаритные размеры $D \times T$, мм	72 × 18,25		85 × 21	
4 Параметр e	0,37		0,4	
5 Установка	"враспор"			
6 Расстояние $a_П = T/2 + e\,(d_П + D)/6$	16		19	округлено

Длины участков валов определены расчетом.

Относительно подшипниковых опор корпуса и их крышки проектируют симметричными, т.е. с одинаковой толщиной бобышек. Начинать конструирование валов следует с наружной опоры выходного вала, имеющей наибольшие размеры подшипников, регуляторов зазоров и крышек. Внутренние опоры этому правилу не подчиняются.

На рисунке 2.5 в качестве примера показаны размеры отдельных участков выходного (тихоходного) вала, соответствующие расположенным на нем деталям: *1* – подшипники (T = 21 мм), зазоры a = 10 мм, ширина колеса тихоходной ступени b_{2T} = 48 мм; в закладной крышке *2* установлен винтовой регулятор (винт 3 и шайба *4*) зазоров в подшипниках; внутри винта находится манжета *5* [4, с. 431]
1 – 45 х 62 – 3 ГОСТ 8752-79 шириной h_1 = 10 мм. Ширина регулятора b_P = 25 мм.

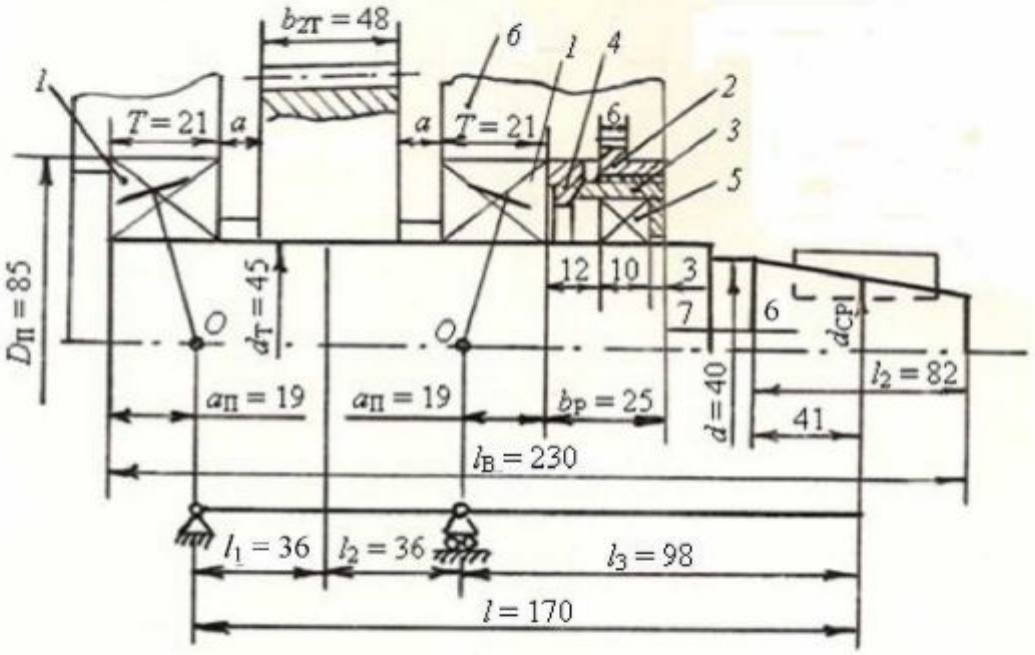


Рисунок 2.5 – Длины участков выходного вала

Таким образом, толщина бобышки *6* корпуса равна $T + b_P = 21 + 25 = 46$ мм.

Выступ вала за внешнюю сторону крышки *2* (таблица 1.10) равен 7 мм. Длина перехода от конуса (l_2 = 82 мм – по ГОСТ 12091-72) к цилиндру (d = 40 мм) равна $0{,}15d = 0{,}15 \cdot 40 = 6$ мм.

В результате имеем длину вала l_B = 230 мм, расчетную длину балки l = = 170 мм с длинами участков $l_1 = l_2$ = 36 мм, l_3 = 98 мм.

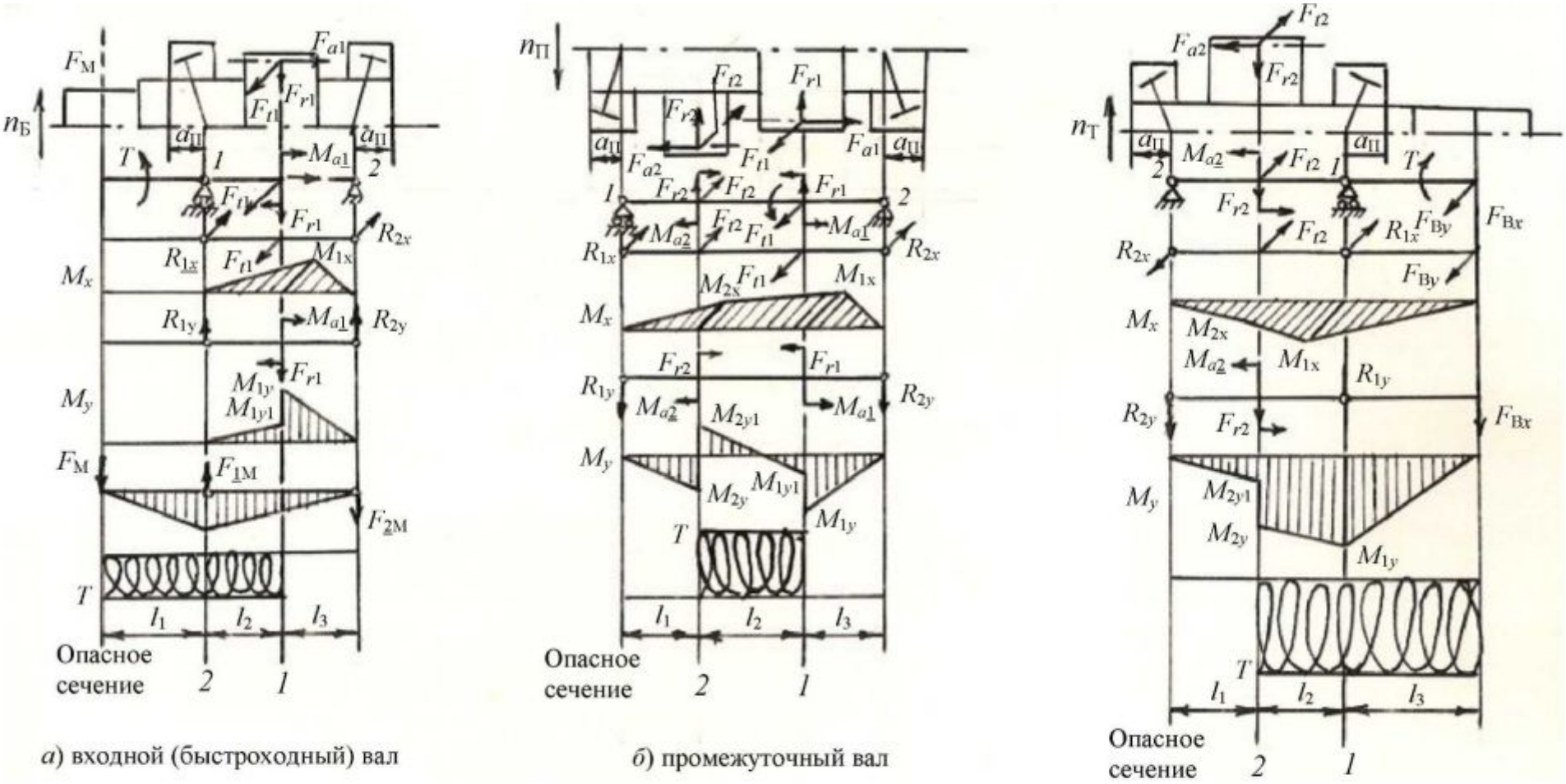
Аналогично рассчитаны длины других валов.

На рисунке 2.6 приведены расчетные схемы валов, усилия F в передачах и консольные нагрузки, реакции R в опорах, эпюры изгибающих моментов: M_x в горизонтальной, M_y в вертикальной плоскостях и M_M от муфты; эпюры вращающих моментов T.

Примечание – При расчете валов условно принято плоскость X располагать по направлению окружных сил F_t в зацеплениях, плоскость Y перпендикулярно X, т.е Y – в плоскости расположения валов редуктора (рисунок 2.4, *а* показана схема осей x и y,

использованная при расчете цепной передачи). На рисунке 2.6 обозначено : *1* – опора, воспринимающая только радиальную силу реакции R_1; *2* – опора, воспринимающая радиальную силу R_2 и внешнюю осевую силу F_A (фиксирующая опора).

Результаты расчета валов представлены в таблице 2.7.



а) входной (быстроходный) вал

б) промежуточный вал

в) выходной (тихоходный) вал

Рисунок 2.6 – Расчетные схемы и моменты на валах

Таблица 2.7 – Формуляр для расчета валов на статическую прочность

Параметры		Формула, источник	Результаты расчета по валам			Примечание
наименование	обозначение		входной	промежуточный	выходной	
1 Длина участков, мм	l_1	Из расчета или с чертежа редуктора	65	25	36	Рисунки 2.5 и 2.6
	l_2		25	106	36	
	l_3		25	39	98	
	l	$l_1 + l_2 + l_3$	115	170	170	
2 Внешняя нагрузка, Н	F_{t1}		1045	3705	–	Подраздел 2.6
	F_{t2}		–	1045	3705	
	F_{r1}		402	1383	–	
	F_{r2}		–	402	1383	
	F_{a1}		356	844	–	
	F_{a2}		–	356	844	
	F_A		356	488	844	
	F_M		670	–	–	
	F_{lbx}		–	–	3860	
	F_{lby}		–	–	2110	
	T_1, Н·м		28,7	123,5	–	
2 Реакции опор, Н: в плоскости X	R_{1x}	Из условия равновесия балок на двух опорах	523	41	3129	с округлением
	R_{2x}		523	2701	4724	
в плоскости Y	R_{1y}		5	751	8438	
	R_{2y}		397	1054	3195	
радиальные	R_1'	$(R_{1x}^2 + R_{1y}^2)^{1/2}$	523	752	9000	
	R_2'	$(R_{2x}^2 + R_{2y}^2)^{1/2}$	657	2892	5703	
3 Силы муфты, Н	F_{M1}	$F_M l / (l_2 + l_3)$	1541	–	–	Рисунок 2.6
	F_{M2}	$F_{M1} - F_M$	871	–	–	
4 Суммарные радиальные силы, Н	R_1	$R_1' + F_{M1}$	2064	752	9000	
	R_2	$R_2' + F_{M2}$	1528	2892	5703	
5 Изгибающие моменты в расчетных сечениях, Н·м:						
от силы F_{a1}	M_{a1}	$F_{a1}d_1 / 2000$	9,78	28,13	–	Рисунок 2.6
от силы F_{a2}	M_{a2}	$F_{a2}d_2 / 2000$	–	43,62	98,46	
в плоскости X	M_{1x}		13,08	105	207	
	M_{2x}		–	1,03	170	
в плоскости Y	M_{1y} M_{1y1}		0,13 9,93	40,3 12,2	378 –	
	M_{2y} M_{2y1}		–	18,9 24,8	213 115	
суммарные	M_1'	$(M_{1x}^2 + M_{1y}^2)^{1/2}$	16,4	112,5	431	M_{1y} – max
	M_2'	$(M_{2x}^2 + M_{2y}^2)^{1/2}$	–	24,8	273	
от сил муфты	M_{1M}		38,2	–	–	
	M_{2M}		43,6	–	–	

Окончание таблицы 2.7

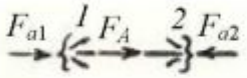
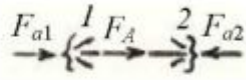
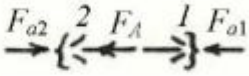
Параметры		Формула, источник	Результаты расчета по валам			Примечание
наименование	обозначение		входной	промежуточный	выходной	
расчетные	M_{1P}	$M_1' + M_{1M}$	54,6	112,5	431	
	M_{2P}	$M_2' + M_{2M}$	43,6	24,8	273	
максимальные	M_{1max}	$K_П M_{1P}$	120	248	948	$K_П = 2,2$
	M_{2max}	$K_П M_{2P}$	96	54,6	601	
6 Вращающий момент, Н·м	T		28,7	123,5	418	
максимальный	T_{max}	$K_П T_{max}$	63	272	920	$K_П = 2,2$
7 Максимальная осевая сила, Н	F_{Amax}	$K_П F_{Amax}$	783	1074	1857	
8 Диаметр вала, мм	d_1		49,93	60,42	45	
	d_2		35	35	45	
9 Сечение шпонки	b_2 x h_2	Сечение *2*	–	10 x 8	14 x 9	
10 Моменты сопротивления сечений $W \cdot 10^{-3}$, мм^3:						
осевой "нетто"	W_1	$\pi d^3 / 32$	12,2	21,7	8,9	[4, с.166] [8, с. 25]
	W_2	$\pi d^3 / 32 - bh(2d - h)^2 / (16d)$	4,2	3,7	7,8	
полярный "нетто"	W_{P1}	$2W_1$	24,4	43,4	17,8	
	W_{P2}	$\pi d^3 / 16 - bh(2d - h)^2 / (16d)$	8,4	7,9	16,7	
11 Площадь сечения "нетто" $A \cdot 10^{-3}$, мм^2	A_1	$\pi d^2 / 4$	1,96	2,9	1,59	
	A_2	$\pi d^2 / 4 - bh / 2$	0,96	0,92	1,53	
12 Напряжения, МПа: нормальные	σ_1	$10^3 M_{max} / W +$ $+ F_{Amax} / A$	10,2	11,8	107,7	[4, с. 165] [8, с. 25]
	σ_2		23,7	15,9	78,3	
касательные	τ_1	$10^3 T_{max} / W_P$	2,58	6,27	51,7	
	τ_2		7,5	34,6	55,1	
13 Пределы текучести, МПа	σ_T	$d \le 80$ мм	750*		650**	[4, с. 165]
	τ_T		450		390	
14 Коэффициенты запаса прочности:	$S_{\sigma 1}$	σ_T / σ_1	73,5	63,6	6,04	
	$S_{\sigma 2}$	σ_T / σ_2	31,6	47,2	8,3	
	$S_{\tau 1}$	τ_T / τ_1	174,4	71,8	7,54	
	$S_{\tau 2}$	τ_T / τ_2	60	13	7,08	
общий коэффициент	S_{T1}	$S_\sigma S_\tau / (S_\sigma^2 + S_\tau^2)^{1/2}$	67,7	47,6	4,71	[8, с. 25]
	S_{T2}		28	12,5	5,39	
Примечания – 1 **d* – диаметры заготовок шестерен из стали 40Х; 2 ***d* – диаметр гладкого вала из стали 45.						

В опасных сечениях *1* и *2* всех валов $S_T > [S_T] = 1,3…2$. Статическая прочность валов при кратковременных перегрузках от максимальной нагрузки обеспечивается.

2.8 Подбор подшипников качения

Расчетная нагрузка F_r и F_a, действующая на подшипники, приведена в таблице 2.8.

Таблица 2.8 – Силы F_r и F_a на подшипниках

Параметр	Нагрузка на подшипниках валов		
	входного	промежуточного	выходного
1 Внешняя нагрузка на опорах, Н			
$F_{r1} = R_1$	2064	752	9000
$F_{r2} = R_2$	1528	2892	5703
F_A	356	488	844
2 Подшипник :	7207А		7209А
– параметр e [4, с. 422]	0,37		0,4
– силы, Н :			
$F_{S1} = 0{,}83eF_{r1}$	634	231	2988
$F_{S2} = 0{,}83eF_{r2}$	469	888	1893
3 Расчетная осевая нагрузка F_a, Н			
Расчетная схема			
Условие равновесия	$F_{a1} + F_A - F_{a2} = 0$		
Условия сборки	$F_{a1} \geq F_{S1}$, $F_{a2} \geq F_{S2}$		
Допустим $F_{a1} = F_{S1}$,	634	231	2988
тогда $F_{a2} = F_A + F_{a1}$	990	719	3832
Проверка $F_{a2} \geq F_{S2}$	990 > 469	719 < 888	3832 > 1893
		Условие не выполняется	
Принимаем $F_{a2} = F_{S2}$		888	
Тогда $F_{a1} = F_{a2} - F_A$		400 > 231	
Таким образом	$F_{a1} = 634$	$F_{a1} = 400$	$F_{a1} = 2988$
	$F_{a2} = 990$	$F_{a2} = 888$	$F_{a2} = 3832$

Проверка ресурса подшипников выполнена в таблице 2.9.

Таблица 2.9 – Проверка ресурса подшипников качения

Параметры		Формулы	Результаты расчета по валам			Примечание
наименование	обозначение		входной	промежуточный	выходной	
1 Типоразмер		ГОСТ 27365-87	7207А		7209А	
2 Динамическая грузоподъемность. Н	C_r		48400		62700	[4, с. 422]
3 Частота вращения, мин$^{-1}$	n		1410	316,1	90,3	
4 Диаметр, мм	d		35		45	
5 Угол контакта. град	α	arctg(e / 1,5)	13,856		14,93	
6 Отношение		F_{a1} / (VF_{r1})	0,307 < e	0,53 > e	0,332 < e	V = 1

		$F_{a2} / (VF_{r2})$	0,648 > e	0,307 < e	0,672 > e	

Окончание таблицы 2.9

Параметры		Формулы	Результаты расчета по валам			Примечание
наименование	обозначение		входной	промежуточный	выходной	
7 Опора *1*	X		1,0	0.4	1.0	*соответствие формул и результатов
	Y	* 0,4ctgα	0	1,62*	0	
Опора *2*	X		0,4	1,0	0,4	
	Y	* 0,4ctgα	1,62*	0	1,5*	
8 Эквивалентная радиальная динамическая нагрузка, Н	P_{r1}	$(VXF_r + YF_a)K_БK_Т$	2890	1328	12600	$K_Б$ = 1,4
	P_{r2}		3101	4049	11241	$K_Т$ = 1,0
9 Коэффициент приведения нагрузки к эквивалентной постоянной по графику рисунка 2 (ТЗ) $K_E = [\Sigma(T_i / T)^3 (L_{hi} / L_h)]^{1/3} = [1^3 \cdot 0{,}4 + 0{,}5^3 \cdot 0{,}2 + 0{,}2^3 \cdot 0{,}4]^{1/3} = 0{,}754$						
10 Расчетная эквивалентная нагрузка, Н	P_{Er}	$K_E P_{r\max}$	2338	3053	9500	
11 Скорректированный ресурс, ч	L_{10ah}	$10^6 a_{23}(C_r / P_{Er})^p / (60n)$	187141	343000	64693	a_{23} = 0,65 p = 10/3
Запас по ресурсу, ч	S	$L_{10ah} / [L_{10}]$	17,8	32,6	6,15	$[L_{10}]$ = 10512 ч
12 Пересчет параметров на подшипники особолегкой серии в связи с большим запасом ресурса						
Типоразмер			2007107А		2007109А	
	C_r		40200		55000	[9, с. 242]
	e		0,27		0,3	
	F_{S1}	$0{,}83eF_{r1}$	462	168	2241	
	F_{S2}	$0{,}83eF_{r2}$	342	648	1420	
		$F_{a1} = F_{S1}$,	462	168	2241	
		$F_{a2} = F_A + F_{a1}$	818 > 342	656 > 648	3085 > 1420	
		$F_{a1} / (VF_{r1})$	0,224 < e	0,223 < e	0,249 < e	
		$F_{a2} / (VF_{r2})$	0,535 > e	0,227 < e	0,541 > e	
	P_{r1}		2890	1053	12600	1) Y = 2,21 2) Y = 2,0
	P_{r2}		3387[1)]	4049	13578[2)]	
	P_{Er}	$K_E P_{r\max}$	2254	3053	10239	
	L_{10ah}		113870	184741	32564	
	S		10,8	15,6	3,1	
Габаритные размеры		d x D x T	35 x 62 x18		45 x 75 x 20	[9, с. 242]

Запас S по ресурсу показывает, что надежность подшипников будет значительно выше, чем базовая при 90 процентах.

2.9 Расчет шпоночных соединений

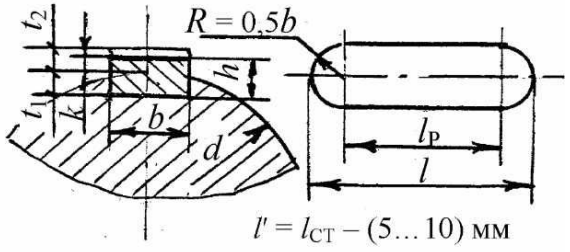


Рисунок 2.7 – Размеры шпонок

Принимаем шпонки призматические по ГОСТ 23360–78 [4, с. 432].

Напряжения смятия [8, с. 6]

$$\sigma_{см} = 2000\, T / dkl_р \le [\sigma_{см}],$$

где $l_р = l \quad b$ – расчетная длина шпонки; $l_{ст}$ (рисунок 2.7) – длина ступицы насаживаемой детали; $k = h - t_1$ – расчетная высота шпонки; $[\sigma_{см}] = 325…430$ МПа – допускаемое напряжение смятия: для шпонок из стали 45 и Ст5

Размеры шпонок и расчет $\sigma_{см}$ даны в таблице 2.10.

Таблица 2.10 – Расчет шпонок

Параметры		Вал				Примечание
наименование	обозначение	входной	промежуточный	выходной		
		Место соединения				
		муфта	колесо $z_{2Б}$	колесо $z_{2Т}$	звездочка*	
1 Диаметр вала, мм	d	24	35	45	35,9	
2 Момент, Н·м	T	28,7	123,5	418		
3 Длина ступицы, мм	$l_{ст}$	36	24	48	82	
4 Шпонка ГОСТ23360	bxhxl	8 x 7 x 32	10 x 8 x 22	14 x 9 x 45	10 x 8 x 70	[4, с. 432, 433]
– размеры, мм	t_1	4,0	5,0	5,5	5,0	
	k	3,0	3,0	3,5	3,0	
	$l_Р$	24	12	31	60	
5 Напряжения, МПа	$\sigma_{см}$	33,2	196	171	129	
Условие прочности выполняется: $\sigma_{см} < [\sigma_{см}]$						
Примечание – * размеры для конического конца вала по ГОСТ 12081–72 [4, с.431]						

3 ТЕХНИЧЕСКИЙ ПРОЕКТ

3.1 Проверка опасного сечения тихоходного вала на сопротивление усталости

Оценку сопротивления усталости вала выполняют по величине общего коэффициента запаса прочности S [4, с.169], [8, с. 27]:

$$S = S_\sigma S_\tau / (S_\sigma^2 + S_\tau^2)^{1/2} > [S] = 1{,}5...2{,}5, \qquad (3.1)$$

где $S_\sigma = \sigma_{-1} / (K_{\sigma D}\sigma_И)$ – коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям изгиба $\sigma_И$ при симметричном цикле ($R = -1$, $\sigma_m = 0$, $\sigma_a = \sigma_{max} = \sigma_И$; $\sigma_И = 10^3 M / W$);

$S_\tau = 2\tau_{-1} / (K_{\tau D} + \psi_\tau)\tau_К$ – коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям кручения при от нулевом цикле ($R = 0$, $\tau_m = \tau_a = \tau_{max} / 2 = \tau_К / 2$; $\tau_К = 10^3 T / W_P$);

$K_{\sigma D} = (K_\sigma / K_{d\sigma} + 1/K_{F\sigma} - 1) / K_F$ и $K_{\tau D} = (K_\tau / K_{d\tau} + 1/K_{F\tau} - 1) / K_F$ – коэффициенты снижения пределов выносливости реальной детали по сравнению с пределами образцов (σ_{-1}, τ_{-1});

ψ_τ – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла.

В сответствии с рисунком 2.6 и таблицей 2.7 на валу два опасных сечения: *1* и *2* с величинами расчетных моментов $M_1 = 431$ Н·м, $M_2 = 273$ Н·м, $T = 418$ Н·м.

Концентраторы напряжений:

сечение *1* – посадка внутреннего кольца подшипника (∅45 *L*0/*k*6);

сечение *2* – посадка с натягом колеса z_{2T} (∅45 *H*7/*r*6) и шпоночный паз ($b = 14$, $l = 45$, $t_1 = 5{,}5$ мм).

Влияние на усталость концентраторов напряжений дано в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Концентраторы напряжений в опасных сечениях

Параметры	Концентраторы напряжений				Примечание
	сечение *1*	сечение *2*			
	∅45 *L*0/*k*6	∅45 *H*7/*r*6	шпоночный паз		
1 Эффективный коэффициент концентрации напряжений			K_σ	2,2	[4, с. 170, 171]; [8, с. 30]; сталь 45; $\sigma_B = 900$; $d = 45$ мм
			K_τ	2,05	
2 Коэффициент влияния абсолютных размеров сечения			$K_{d\sigma}$	0,83	
			$K_{d\tau}$	0,715	
3 Отношение $K_\sigma / K_{d\sigma}$	3,96	4,40	2,65		[8, с. 30]
$K_\tau / K_{d\tau}$	2,39	2,65	2,87		

Так как в сечении *2* $K_\sigma / K_{d\sigma} = 4{,}4$ от посадки больше, чем от шпоночного паза (2,65) при незначительной разнице $K_\tau / K_{d\tau}$, то [4, с. 170] дальше расчет в сечении 2 ведем с учетом только натяга от посадки колеса z_{2T}.

Коэффициенты влияния качества поверхности [4, с. 170], [8, с. 29] при чистовом шлифовании ($R_a = 0{,}8...1{,}6$) $K_{F\sigma} = 0{,}89$; $K_{F\tau} = 0{,}94$.

Коэффициент влияния поверхностного упрочнения [4, с. 170], [8, с. 29]: $K_F = 1$ – без упрочнения. Тогда в сечении *1* (∅45 *L*0/*k*6):

$K_{\sigma D} = (3{,}96 + 1 / 0{,}89 - 1) / 1 = 4{,}08$; $K_{\tau D} = (2{,}39 + 1 / 0{,}94 - 1) / 1 = 2{,}45$;

в сечении *2* (∅45 *H*7/*r*6):

$K_{\sigma D} = (4{,}4 + 1 / 0{,}89 - 1) / 1 = 4{,}52$; $K_{\tau D} = (2{,}65 + 1 / 0{,}94 - 1) / 1 = 2{,}71$.

Пределы выносливости образцов материала: сталь 45 [4, с.165] при $d \le$ ≤ 80 мм и $H \ge 270$ НВ $\sigma_{-1} = 410$ МПа, $\tau_{-1} = 230$ МПа; коэффициент $\psi_\tau = 0{,}1$.

Напряжения вычисляют по формулам: изгиба $\sigma_И = 10^3 M / W_{нетто}$, кручения $\tau_К = 10^3 T / W_{Pнетто}$, где моменты сопротивления сечений $W_{нетто}$ и $W_{Pнетто}$ определены в таблице 2.6. Результаты расчета напряжений и коэффициентов запаса прочности представлены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Напряжения и коэффициенты запаса прочности в опасных сечениях

Сечение	Моменты сопротивления, мм^3	Напряжения, МПа	Коэффициенты запаса прочности

	$W_{нетто}$	$W_{Рнетто}$	$\sigma_и$	$\tau_к$	S_σ	S_τ	S
1	8900	17800	48,4	23,5	2,08	7,26	2,0
2	7800	16700	35	25	2,59	6,17	2,39

В обоих сечениях $S \geq [S] = 1{,}5\ldots2$. Сопротивление усталости в опасных сечениях вала обеспечивается.

3.2 Расчет болтов крепления редуктора к раме

1 Схема внешней нагрузки на редуктор дана на рисунке 3.1, *а*.

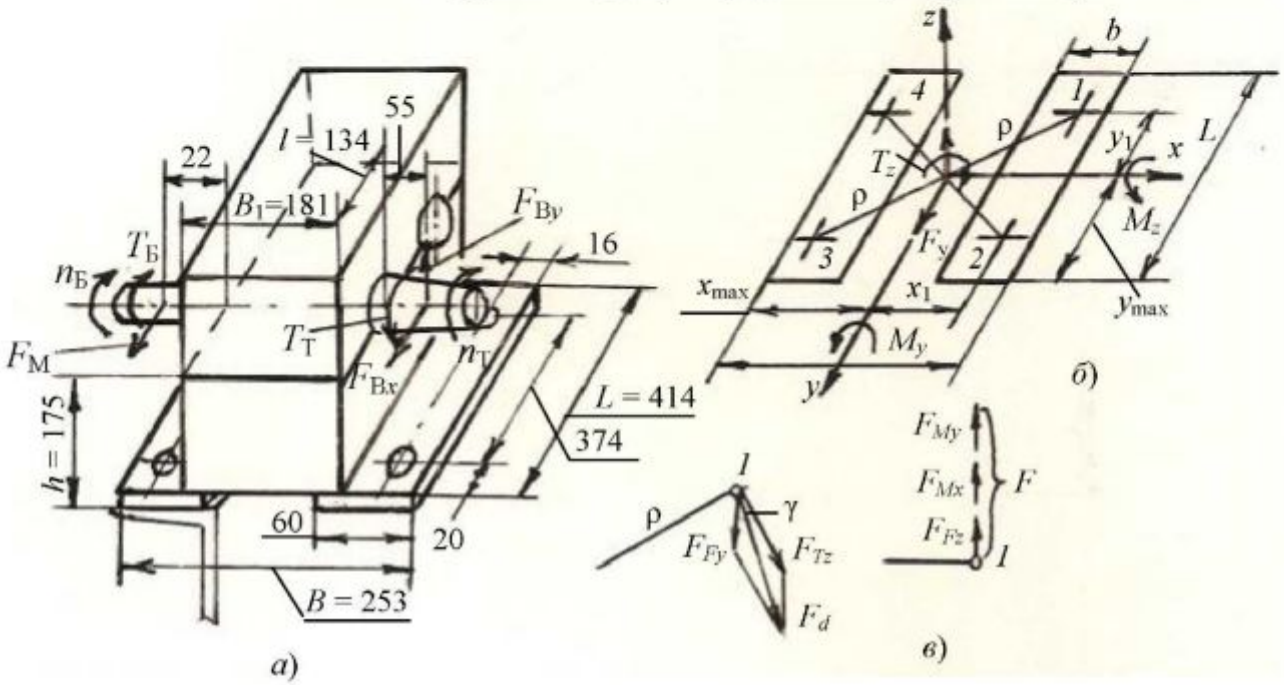


Рисунок 3.1 – Внешняя нагрузка и расчетная схема болтов

Внешняя нагрузка на редуктор: $T_Б = 28{,}7$ Н·м; $T_Т = 418$ Н·м; $F_М = 670$ Н; $F_{Bx} = 3860$ Н; $F_{By} = 2110$ Н.

В расчетных схемах, как правило, наибольшая сила затяжки болтов требуется "на сдвиг", поэтому сила муфты $F_М$ приложена в горизонтальной плоскости стыка в сторону увеличения суммарной силы сдвига вместе с проекцией F_{Bx} силы цепной передачи.

В соответствии с таблицей 1.10 болты крепления лап редуктора: М12, ([10, с. 31] $d_1 = 10{,}106$ мм, $A = 84$ мм^2), количество болтов $z = 4$. Болты установлены с зазором, диаметр отверстия под болт $d_0 = 13$ мм.

Длины, необходимые для расчета, взяты с чертежа редуктора и из таблицы 1.10. Собственной массой редуктора пренебрегаем в запас прочности.

2 Координаты центра масс (точка *О* на рисунке 3.1, *б*) плоскости стыка: $x = B / 2 = 253 / 2 \approx 127$ мм; $y = L / 2 = 414 / 2 = 207$ мм. Координаты расположения осей болтов: $x_1 = 127 - 16 = 101$ мм; $y_1 = 207 - 20 = 187$ мм.

Проекции внешней нагрузки относительно центральных осей плоскости стыка (рисунок 3.1, *а*, *б*): $F_x = 0$; $F_y = F_{Bx} + F_М = 3860 + 670 = 4530$ Н; $F_z = F_{By} =$

= 2110 Н (отрывающая сила); $M_x = T_Г - T_Г + 10^{-3}(F_{Bx} + F_M)h - 10^{-3}F_{By}(0{,}5L - l) =$ $= 418 - 28{,}7 + 10^{-3}\cdot(3860 + 670)\cdot 175 - 10^{-3}\cdot 2110(207 - 134) = 1028$ Н·м; $M_y =$ $= 10^{-3}F_{By}(0{,}5B_1 + 55) = 10^{-3}\cdot 2110(90{,}5 + 55) = 307$ Н·м; $T_z = F_{Bx}(0{,}5B_1 + 55) -$ $- F_M(0{,}5B_1 + 22) = 3860(90{,}5 + 55) - 670(90{,}5 + 22) = 486$ Н·м.

Под действием F_y и T_z происходит сдвиг в плоскости стыка. Нагрузка M_x, M_y, F_z вызывает отрыв стыка перпендикулярно его плоскости.

3 Наиболее нагруженный болт *1* (рисунок 3.1, *в*):

– на сдвиг: составляющие векторы сдвигающей силы F_d находятся в одной четверти;

– на отрыв: все составляющие отрывающей силы F алгебраически складываются.

Нагрузка на болт *1* от центральных сил:

$F_{Fy} = F_y / z = 4530 / 4 = 1133$ Н; $F_{Fz} = F_z / z - 2110 / 4 = 528$ Н (отрывающая сила).

Нагрузка от вращающего момента T_z [10, с. 7, формула (3.3)], где в соответствии с рисунком 3.1, *б* $\rho = (x_1^2 + y_1^2)^{1/2} = (101^2 + 187^2)^{1/2} = 213$ мм,

$$F_{Tz} = 10^3\cdot 486\cdot 213 / (4\cdot 213^2) = 570 \text{ Н}.$$

Суммарная сдвигающая сила, приходящаяся на болт *1* (рисунок 3.1, *в*):

$$F_d = (F_{Tz}^2 + F_{Fy}^2 + 2F_{Tz}F_{Fy}\cos\gamma)^{1/2},$$

где угол γ между векторами острый и $\cos\gamma = x_1 / \rho = 101 / 213 = 0{,}4742$;

$$F_d = (570^2 + 1133^2 + 2\cdot 570\cdot 1133\cdot 0{,}4742)^{1/2} = 1490 \text{ Н}.$$

Силы от изгибающих моментов M_x, M_y на оси болта *1* [10, с. 9, формула (3.9)]:

$$F_{Mx} = 10^3 M_x / (4y_1) = 10^3\cdot 1028 / (4\cdot 187) = 1374 \text{ Н};$$
$$F_{My} = 10^3 M_y / (4x_1) = 10^3\cdot 307 / (4\cdot 101) = 760 \text{ Н}.$$

Отрывающая сила в зоне болта *1*:

$$F = F_{Fz} + F_{Mx} + F_{My} = 528 + 1374 + 760 = 2662 \text{ Н}.$$

4 Усилия предварительной затяжки

а) на сдвиг [10, с. 8]:

$$F_{зат1} = k_1 F_d / (if) + (1 - \chi)F_{Fz},$$

где $k_1 = 1{,}4$ – коэффициент запаса сцепления на сдвиг; $i = 1$ – число плоскостей стыка; $f = 0{,}15$ – коэффициент трения на стыке; $\chi = 0{,}25$ – коэффициент внешней нагрузки на жестком стыке; $F_{зат1} = 1{,}4\cdot 1490 / (1\cdot 0{,}15) + (1 - 0{,}25)\cdot 528 = 14303$ Н;

б) на отрыв [10, с. 10]:

$$F_{зат2} = k_2(1 - \chi)[F_z + 10^3 A_{СТ}(M_x / W_{СТx} + M_y / W_{СТy})] / z,$$

где $k_2 = 1{,}8$ – коэффициент запаса сцепления на отрыв; $A_{СТ} = 2Lb = 2\cdot 414\cdot 60 =$ $= 49{,}68\cdot 10^3$ мм^2 – площадь стыка (рисунок 3.1, *б*); моменты сопротивления изгибу: $W_{СТx} = 2bL^2 / 6 = 2\cdot 60\cdot 414^2 / 6 = 3{,}43\cdot 10^6$ мм^3; $W_{СТy} = L[B^3 - (B - 2b)^3] /$ $/ (6B) = 414[253^3 - (253 - 2\cdot 60)^3] / (6\cdot 253) = 3{,}77\cdot 10^6$ мм^3; $z = 4$ – число болтов;

$F_{зат2} = 1{,}8(1 - 0{,}25)[2110 + 10^3\cdot 49{,}68\cdot 10^3(1028 / (3{,}43\cdot 10^6) + 307 / (3{,}77\cdot 10^6] / 4 =$ $= 7103$ Н.

Так как $F_{зат1} > F_{зат2}$, то дальнейший расчет проводится с учетом $F_{зат1}$ = = 14303 Н.

5 Расчетная сила на оси болта :

$$F_Б = 1{,}3\ F_{зат1} + \chi F = 1{,}3 \cdot 14303 + 0{,}25 \cdot 2662 = 19259 \text{ Н}.$$

Расчетное допускаемое напряжение на разрыв болта

$$[\sigma_Р]' = 4F_Б / (\pi d_1^{\,2}) = 4 \cdot 19259 / (\pi \cdot 10{,}106^2) = 240 \text{ МПа}.$$

Требуемая величина предела текучести $\sigma_Т' = [\sigma_Р]'\,[s]$,

где [10, с. 11] $[s] = 2200k / [900 - (70000 - F_Б)^2 \cdot 10^{-7}] = 2200 \cdot 1 / [900 - (70000 - - 19259)^2 \cdot 10^{-7}] = 3{,}42$ – коэффициент безопасности при неконтролируемой затяжке. Тогда $\sigma_Т' = 240 \cdot 3{,}42 = 821$ МПа.

Учитывая мелкосерийный выпуск привода, из условия $\sigma_Т \geq \sigma_Т'$ принимаем класс прочности болтов 10.9, для которого $\sigma_Т = 900$ МПа. В этом случае затраты на несколько штук болтов невелики*

Потребное усилие рабочего при затяжке гаек стандартным ключом:

$$F_{раб}' = F_{зат} / 70 = 14303 / 70 = 204 \text{ Н},$$

что в пределах допустимого $[F_{раб}] = 200...300$ Н.

6 Согласно рисунку 3.2 длина болта

$$l' = S_1 + t + S_3 - S_Ц + S + m + l_з,$$

где $S_1 = 5{,}7$ мм – средняя толщина косой шайбы 12; $t = 8{,}4$ мм – средняя толщина полки швеллера 16; $S_3 = 10$ мм – толщина лапы редуктора; $S_Ц = 1\ldots2$ мм – глубина цековки; $S =$ = 3 мм – толщина пружинной шайбы 12; $m =$ 10 мм – высота гайки М12; $l_з = (0{,}2\ldots0{,}3)d$ = 2,4…

3,6 мм – выход резьбового конца болта; $l' =$ = 5,7 + 8,4 + 10 – (1…2) + 3 + 10 + (2,4… 3,6) = 37,5…39,7 мм. По ГОСТ 7796-70 принимаем $l = 40$ мм.

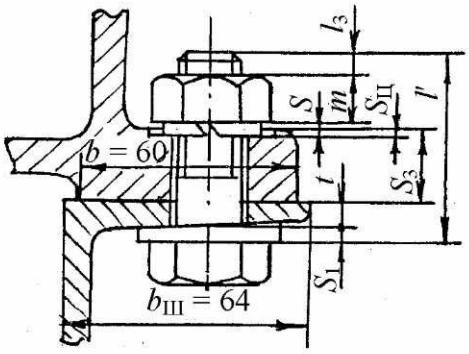


Рисунок 3.2 – Длина болта

7 Комплект крепежных деталей :

БОЛТ М12 – 6*g* х 40.109.40Х.016 ГОСТ 7796-70;
ГАЙКА 2М12 – 6*H*.10.40Х.016 ГОСТ 5915-70;
ШАЙБА 12 65Г ГОСТ 6402-70;
ШАЙБА 12 01 ГОСТ 10906-78.

* Для крупносерийного и массового производств для понижения класса прочности болтов (не более 6.8) с целью снижения их стоимости следует увеличить диаметр болтов до М16 (ширина лап редуктора b и полки швеллера b_{III} рамы для литого корпуса с болтами М16 та же) и повторить расчет (выполнить самостоятельно).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ*

1 Энергетический и кинематический расчеты приводов: метод. указания по дисциплине "Детали машин" для студентов машиностроительных спец. / НГТУ; сост.: А.А. Ульянов.– Н. Новгород, 2000.

2 Зубчатые и червячные передачи. Ч.I: Проектировочный расчет: метод. указания к курсовому проекту по деталям машин для студентов машиностроительных спец. / НГТУ; сост.: А.А.Ульянов, Ю.П.Кисляков, Л.Т.Крюков.- Н.Новгород, 2000.

3 Зубчатые и червячные передачи. Ч.II: Проверочный расчет. Силы в зацеплениях: метод. указания к курсовому проекту по деталям машин для студентов машиностроительных спец. / НГТУ; сост.: А.А.Ульянов, Ю.П.Кисля-ков, Л.Т.Крюков.- Н.Новгород, 2001.

4 Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для техн. спец. вузов. 7-е изд. / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов.– М.: Высшая школа, 2001.

5 Расчет цепных передач: метод. указания к курсовому проекту по дисциплине "Детали машин" для студентов машиностроительных спец. / НГТУ; сост.: А.А. Ульянов, Ю.П. Кисляков и др..– Н. Новгород, 1999.

6 Муфты приводов: метод. указания по курсу "Детали машин и основы конструирования для студентов всех специальностей и форм обучения / НГТУ; сост.: А.А. Ульянов, Л.Т. Крюков, В.В. Андреев.– Н. Новгород, 2006.

7 Дунаев, П.Ф. Детали машин. Курсовое проектирование: учеб. пособие для машиностроит. спец. учреждений среднего профессионального образования. 3-е изд. / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов.– М.: Машиностроение, 2002.

8 Расчет и конструирование валов: метод. указания к курсовому проекту по деталям машин для студентов машиностроительных спец. всех форм обучения / НГТУ; сост.: А.А. Ульянов, Ю.П. Кисляков, Л.Т. Крюков.– Н. Новгород, 1999.

9 Анурьев В.И. Справочник конструктора–машиностроителя: В 3 т.. Т.2.– М.: Машиностроение, 2001.

10 Расчет болтовых соединений: метод. указания по курсу "Детали машин и основы конструирования" для студентов машиностроительных спец. всех форм обучения / НГТУ; сост.: А.А. Ульянов, Л.Т. Крюков и др.– Н. Новгород, 2004.

* Здесь приведен список литературы, относящейся только к разделу 4 "Образец пояснительной записки". Во избежание путаницы с номером 4 раздела записки номер 4 у списка литературы не указан.

4.2 Содержание образца пояснительной записки

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ 27
1 ТЕХНИЧЕСКОЕ ПРЕДЛОЖЕНИЕ 29
1.1 Введение 29
1.2 Энергетический и кинематический расчеты привода 29
1.3 Проектировочный расчет зубчатых передач 32
1.4 Предварительный расчет диаметров валов 36
1.5 Конструктивные элементы редуктора 37
1.6 Расчет цепной передачи 38
1.7 Подбор муфты 42
2 ЭСКИЗНЫЙ ПРОЕКТ 42
2.1 Основные параметры привода 42
2.2 Проверочный расчет зубчатых передач редуктора 43
2.3 Проверочный расчет цепной передачи 46
2.4 Конструкция зубчатых колес 47
2.5 Смазка зацеплений и подшипников 47
2.6 Усилия в передачах 48
2.7 Проверочный расчет валов на статическую прочность 49
2.8 Подбор подшипников качения 54
2.9 Расчет шпоночных соединений 55
3 ТЕХНИЧЕСКИЙ ПРОЕКТ 56
3.1 Проверка опасного сечения тихоходного вала на сопротивление усталости 56
3.2 Расчет болтов крепления редуктора к раме 58
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ 61

5. КОНТРОЛЬ ЗНАНИЙ. ВОПРОСЫ К ЗАЩИТЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

5.1. Общие вопросы ко всем заданиям проекта

1. Для чего нужен болт отжимной и где он устанавливается?

2. По какой величине мощности двигателя (потребной или номинальной) следует вести расчет передачи?

3. По расчетам болты крепления редуктора к раме и рамы к фундаменту получились равными М6. Докажите, почему на практике они были приняты соответственно М12 и М16?

4. Материал какого зубчатого колеса в прирабатывающейся передаче должен иметь более высокие механические свойства?

5. На какой призме (стальной или чугунной) необходимо рихтовать стальной вал для устранения излишнего радиального биения ?

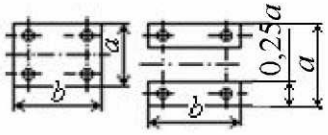
6. Расшифруйте запись в спецификации и нарисуйте следующее изделие:

БОЛТ 2М16 х1,5 - 6g х 80. 88. 40Х. 016 ГОСТ 7808 - 70.

7. В какие материалы завинчена шпилька **М16**, если на чертежах указаны длины l_1: 10, 16, 20, 28, 32, 40, 63 мм ?

8. Назначение и виды штифтов в корпусе редуктора.

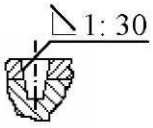
9. Какой стык редуктора с рамой предпочтительнее (см. рисунок):



10. Порядок размещения передач в кинематических схемах приводов.

11. Чем отличается расчетная нагрузка в зубчатых передачах от номинальной?

12. Укажите ошибки установки данного конического штифта:



13. На чертеже обозначено: 8-7-7 *С* ГОСТ 1643-81. Что это такое?

14. Насколько изменится долговечность шарикоподшипника, если нагрузку на него увеличить вдвое, а частоту вращения уменьшить в 2 раза?

15. Подшипник 36312 планируют заменить на подшипник 7312. Возможна ли эта замена в пределах старого корпуса? Какие изменения это вызовет в конструкции?

16. Расшифруйте запись в спецификации и нарисуйте следующее изделие:

МАНЖЕТА 2 – 50 х 70 - 4 ГОСТ 8752 - 79.

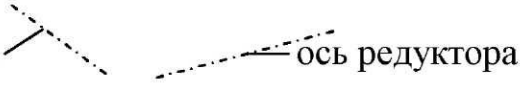
17. Каковы Ваши предложения, если после монтажа привода оказалось, что оси двигателя и редуктора смещены:

а) в вертикальной плоскости: ось двигателя

б) в горизонтальной плоскости: ось редуктора;

в) в вертикальной плоскости:

(нижний рисунок)



18. При расчете оказалось:

а) $\sigma_H = 800$ МПа > $\sigma_{HP} = 600$ МПа;

б) $\sigma_H = 800$ МПа > $\sigma_{HP} = 770$ МПа. Ваши предложения.

19. Каков принцип подбора муфт?

20. Расскажите о последовательности установки фундаментных болтов и оборудования на фундаменте.

21. Расшифруйте обозначения и нарисуйте сечения подшипников:
24-101Т2; 6-7318; А74-210Л; 5-36212К6; Х-7606А; 1210Х2; 2007112Д; 75/28.

22. Правильно ли назначены классы прочности болтов и гаек в следующих парах:

Болт 5.8; 6.6; 4.6; 10.9; 8.8;
Гайка 5; 4; 8; 6; 8?

23. Назначение распорных втулок и технические требования. предъявляемые к ним.

24. Каким образом обеспечивается точность расточки отверстий в корпусах редукторов под подшипники качения?

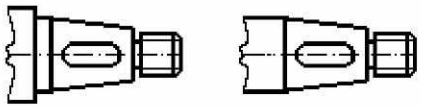
25. Где и почему напряжения σ_H и σ_F больше: в зубьях шестерни или колеса?

26. Зубчатое колесо с валом может соединяться шпонкой, шлицами, гарантированным натягом. Что из них является более прогрессивным?

27. Как производится монтаж и демонтаж подшипников качения?

28. По каким признакам назначают посадки колец подшипников качения?

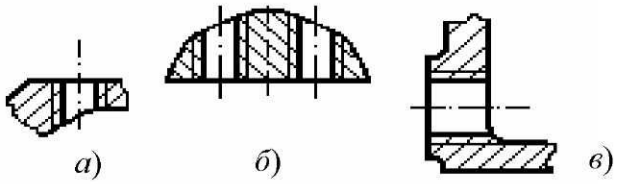
29. Какое исполнение выходного конца вала "на конус" предпочтительнее и когда они применяются?



30. Расшифруйте запись в спецификации и нарисуйте следующее изделие:

ГАЙКА М16-Л-6Н.8. 059 ГОСТ 5927 - 70.

31. В указанных местах надо нарезать резьбу "на проход". Ваши решения.



32. Пружинная шайба: конструкция, способ установки, недостатки. Чем ее можно заменить?

33. Способы установки подшипников на валах.

34. Объясните и изобразите запись в технических условиях:
осевое смещение не более 2 мм; радиальное смещение не более 0,6 / 100 мм; перекос валов не более 1^0.

35. Критерии работоспособности и виды расчетов зубчатых и червячных передач.

36. Можно ли использовать муфту с $[T] = 800$Н·м в приводах с номинальным моментом $T = 500$ Н·м и коэффициентами динамичности 1,6 и 2,1?

37. По результатам расчета шпоночного соединения требуемая длина ступицы зубчатого колеса $l_{СТ} = 2d$. Каково Ваше заключение?

38. Как определить требуемый объем масла в редукторе?

39. Как изменится ресурс подшипников качения, если их надежность увеличить с 0,9 до 0,94?

40. Что такое "плавающие" и фиксирующие опоры валов?

41. Укажите ошибки в соединении (см. рисунок) и изобразите его правильно.

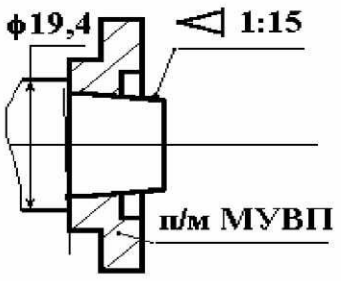


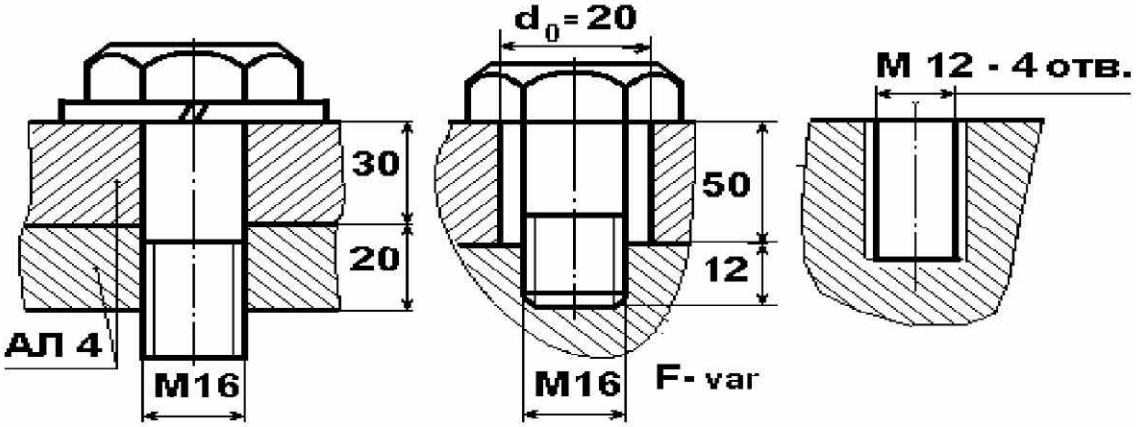
Рис. к задаче 41

42. Какую роль для расчета валов и подбора подшипников качения играет направление вращения вала?

43. Расчетом получено a_W' = 73; 109,6; 161; 240; 318; 530 мм. Какие значения a_W следует принять для редукторов крупносерийного производства?

44. Исходя из каких соображений назначается высота заплечиков для колец подшипников качения?

45. Исправьте ошибки и нарисуйте правильно следующие соединения:



46. От чего зависит вариант сборки редуктора по ГОСТ 20373-74?

47. Назовите общие элементы редукторов.

48. Способы контроля уровня масла в корпусе редуктора.

49. Нарисуйте способы направления колес по шпонкам при сборке передач.

50. Каковы характер разрушения и методы подбора подшипников качения при n = 2,3; 1150; 0,45 мин$^{-1}$?

51. Какие функции в редукторе выполняет отдушина?

52. Зачем нужен смотровой люк:?

53. Как выбирают размеры прокатных профилей для рам приводов?

54. Какие из пары подшипники и почему имеют большую грузоподъемность: 208 или 108; 208 или 2208; 36308 или 46308; 7208 или 7208А; 7508 или 7608; 205 или 2/28 ?

55. Что обозначает собой параметр "e" при подборе подшипников?

56. Способы регулирования зазоров в подшипниках при накладных и закладных крышках опор.

57. Почему в плоскости разъемов корпусов и крышек редукторов, проходящих по осям валов, не ставят уплотнительные прокладки?

58. Где неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий больше: при ψ_{bd} = 0,63 или ψ_{bd} = 0,8?

59. Расшифруйте стандартное обозначение:

РЕДУКТОР Ц2У – 160 – 22,4 – 23К – У2 ГОСТ Р 50891-96.

60. От чего зависит выбор сорта масла в редукторе?

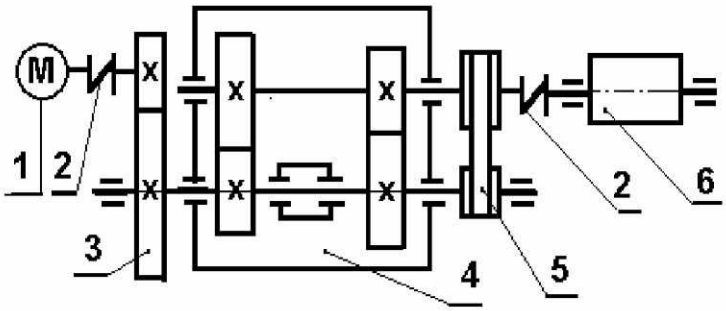
61. Виды разрушения зубьев в редукторах.

62. Порядок составления спецификаций.

63. Цель предварительной затяжки резьбовых соединений и что учитывет коэффициент 1,3 при этом?

64. На какие группы по твердости делят зубчатые колеса?

65. Найдите ошибки (см. рисунок) и изобразите правильную кинематическую схему привода.



Обозначено:
1 - электродвигатель;
2 - муфты;
3 - открытая зубчатая передача;
4 - редуктор Ц2С;
5 - клиноременная передача;
6 - приводной барабан.

66. Изобразите расчетную схему выходного вала при реверсировании движения.

67. Нарисуйте схемы опор короткого и длинного валов на радиально-упорных подшипниках качения.

5.2. Конкретные вопросы по существу содержания проекта

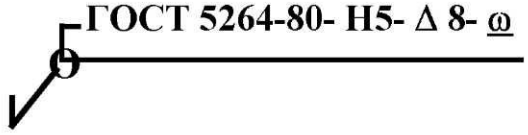
1. Обозначение сварных швов на чертежах по ГОСТ ЕСКД.

2. Чем отличаются сварные рабочие швы от связующих?

3. Для изготовления сварного корпуса редуктора на складе предложили стальные листы толщиной **8** мм из **сталей 08** и **45**. Какой материал Вы выберете?

4. В узле сварной рамы обозначьте швы и изобразите варианты стыковки под прямым углом двух швеллеров **16** полками наружу и полками внутрь угла.

5. Расшифруйте обозначение на чертеже и нарисуйте изделие:



6. Какие детали определяют критерии расчета шпоночного соединения, если призматическая шпонка (сталь 45) соединяет вал (сталь 40Х) и шкив (силумин) ременной передачи?

7. Типы червяков.

8. От чего зависят знаки сил в конических передачах с круговым зубом?

9. Цель теплового расчета червячной передачи.

10. Способ регулирования натяжения ремней (цепи) в Вашем проекте.

11. Что такое типовая ременная передача и где она применяется?

12. Почему невыгодно применять трех- и особенно четырехрядные цепи?

13. Почему при износе цепи типа ПР рекомендуют удалять два звена?

14. Изобразите, как изменятся эпюры изгибающих моментов на выходном валу Вашего редуктора, если изменить: а) наклон зубьев колеса; б) вращение вала ?

15. Изобразите силы в зацеплении промежуточного вала редуктора.

16. На основании чего Вы назначили тип, серию и схемы установки подшипников?

17. Что Вы можете предложить, если по расчету число ремней сечения *A* оказалось 12,4?

18. Как регулируется "осевая игра" в Вашем проекте?

19. Объясните отклонения формы и расположения поверхностей на рабочем чертеже вала.

20. Для повышения производительности в 2 раза требуется увеличить частоту вращения валов, заменив двигатель на имеющий в 2 раза большую мощность и частоту вращения. Можно ли в приводе оставить прежний редуктор?

21. Укажите концентраторы напряжения и опасные сечения на промежуточном валу редуктора.

22. Составьте расчетные схемы болтов крепления двигателя и редуктора к раме (плите).

23. Для чего применяют стаканы в подшипниковых узлах?

24. Нарисуйте и объясните соединение с круглой гайкой и многолапчатой шайбой.

25. Расскажите о системе смазки Вашего редуктора.

26. Какой материал Вы предложите для венца червячного колеса, если скорости v_s = 6 м/с; 3,5 м/с; 14 м/с?

27. Чему равно допускаемое контактное напряжение прямозубой и косозубой цилиндрической передачи, если σ_{HP1} = 700 МПа, σ_{HP2} = 500 МПа?

28. Нарисуйте, где находится расчетный диаметр шкива ременной передачи.

29. Как определяют вязкость масла для смазки зацеплений?

30. Какая передача будет иметь большую износостойкость цепи при одинаковых нагрузках и скорости – с шагом 19,05 или 25,4 мм?

31. Шкив ременной передачи заменили другим, имеющим на 20% меньший расчетный диаметр. Как это повлияет на долговечность ремней?

32. Где применяются маслосгонные и мазеудерживающие кольца?

33. Как на изготовленном червяке определить число заходов?

34. Укажите элементы транспортирования двигателя, редуктора и рамы (плиты).

35. Укажите, какие подшипники на валах Вашего редуктора воспринимают осевые нагрузки.

36. Изобразите силы в червячной передаче. Как на них влияет расположение червяка?

37. Как обеспечить следующие передаточные числа в червячной паре: 5; 11; 21; 59; 73; 100? Какие зубья колес в этом случае можно нарезать стандартными червячными фрезами?

38. Как осуществляется регулирование передач и зазоров в подшипниках в Вашем редукторе?

39. Промежуточные валы редукторов Ц2 и КЦ установлены на подшипниках 7206. Почему на валу редуктора Ц2 один винтовой регулятор зазоров, а на валу редуктора КЦ их два?

40. Во сколько раз будет изменяться шаг цепи при прочих равных условиях, если изменять ее рядность до двух, трех, и четырех?

41. Объясните физический смысл параметров в технической характеристике на рабочем чертеже зубчатого (червячного) колеса.

42. В какой пропорции по моменту T должны изменяться диаметры валов Вашего редуктора?

43. Изобразите эпюры вращающих моментов на валах редуктора.

44. Обоснуйте выбор материалов для передач проекта.

45. По какому зубу (z_1 или z_2) следует вести расчет на изгиб, если

а) $z_1 = 18$, $z_2 = 90$, $\sigma_{FP1} = \sigma_{FP2} = 200$ МПа;

б) $z_1 = 20$, $z_2 = 112$, $\sigma_{FP1} = 300$ МПа, $\sigma_{FP2} = 200$ МПа?

46. Изобразите конструкцию червячного колеса при v_s = 3 м/с в мелкосерийном производстве.

47. Почему ременную передачу устанавливают на валу двигателя?

48. Возможно ли и за счет чего червячное колесо $z_2 = 50$ при $a_W = 160$ мм, $m = 5$ мм, $q = 12{,}5$ мм. $x = +0{,}75$ заменить новым колесом с $z_2 = 52$?

49. Какие зубья цилиндрической шестерни $z_1 = 18, 15, 13, 10$ можно нарезать без смещения инструмента при угле наклона $\beta = 12^0$?

50. Прокомментируйте технические условия на чертежах:
а) сборочном редуктора; *б*) общего вида привода *в*) корпусной детали.

51. Каковы заготовки зубчатых колес в Вашем проекте?

52. В редукторе Ц2С при одинаковом материале обе ступени выполнены одинаковых размеров. Ваша оценка такого исполнения.

53. Определите допускаемую частоту вращения подшипников входного вала при жидкой и пластичной смазке.

54. В чем отличие рабочих и связующих сварных швов?

55. Изобразите осевое сечение шестерни и колеса в зацеплении.

ПРИЛОЖЕНИЕ Д.

Изменение в обозначении шероховатости поверхностей

Согласно изменению, внесенному в ГОСТ 2.309-73 ЕСКД "Обозначения шероховатости поверхностей", **в чертежи**, приведенные в ПРИЛОЖЕНИЯХ Е…К, **следует внести нижеследующие исправления в знаках шероховатостей**. Структура обозначениия шероховатости поверхности приведена на рис. Д1.

Рис. Д1

Старое обозначение необходимо заменить новым согласно табл. Д1.

Таблица Д1. Обозначения шероховатости поверхности

Обозначения					
Было	Замена	Было	Замена	Было	Замена
0,4	Ra 0,4	3,2	Ra 3,2	1,6 0,8	Ra 1,6 Ra 0,8
Rz 50	Rz 50	Rz 50	Rz 50	0,025 Полировать	Полировать Ra 0,025
12,5	Ra 12,5	6,3	Ra 6,3	3.2 По контуру	Ra 3.2

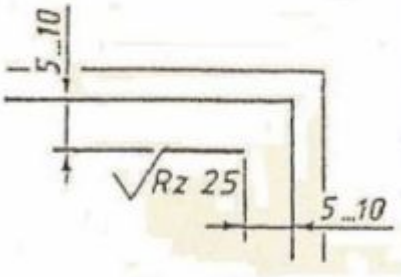


Рис. Д2

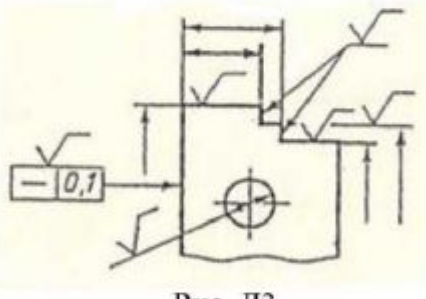


Рис. Д3

Шероховатости поверхностей, неуказанные на чертеже, (остальное) следует обозначать в углу рамки чертежа согласно рис. Д2.

Допускается при недостатке места располагать обозначение шероховатости на размерных линиях или на их продолжениях, на рамке допуска формы, а также разрывать выносную линию (рис. Д3).

ПРИЛОЖЕНИЕ Е. **Примеры сборочных чертежей редукторов**

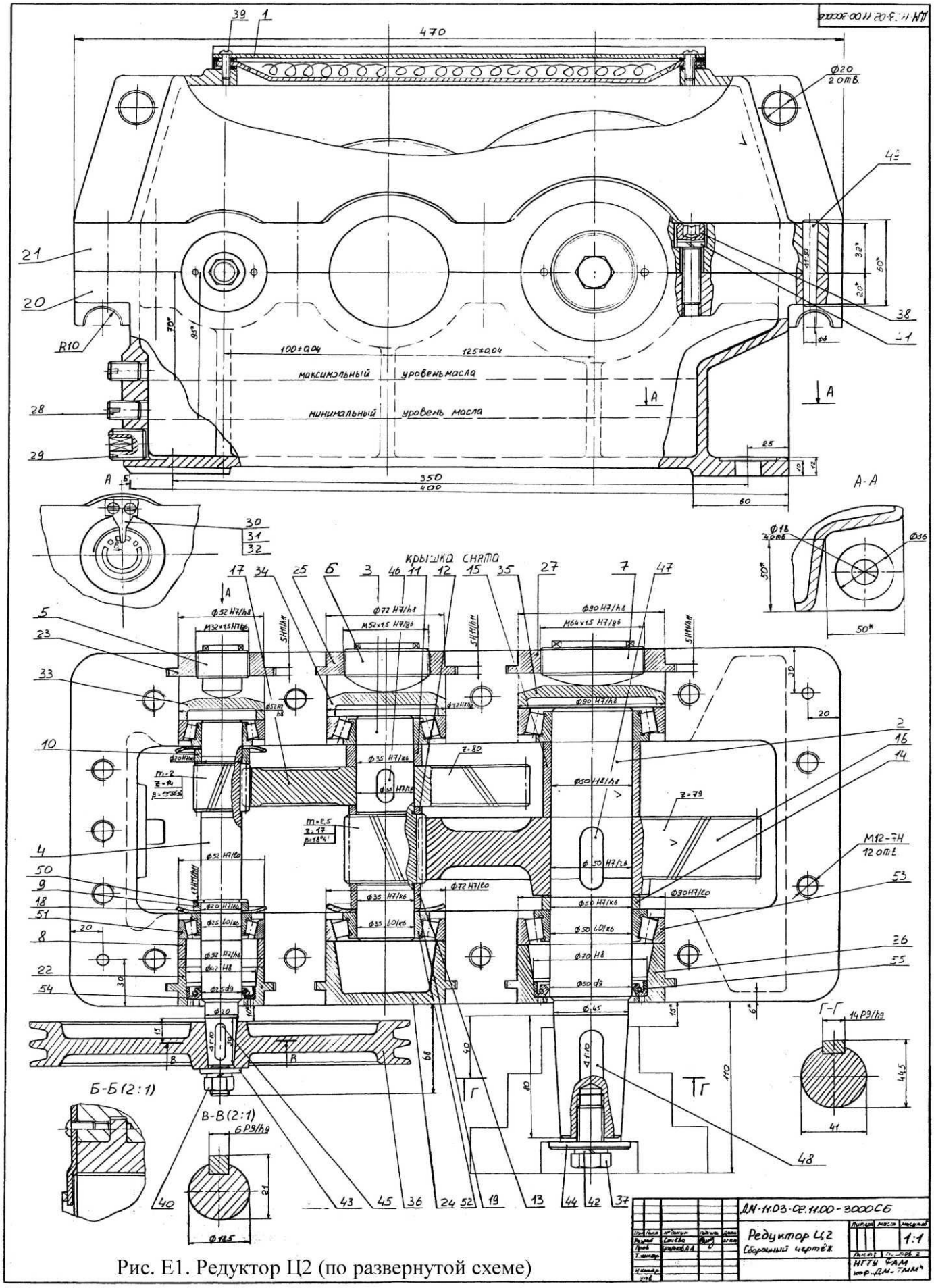


Рис. Е1. Редуктор Ц2 (по развернутой схеме)

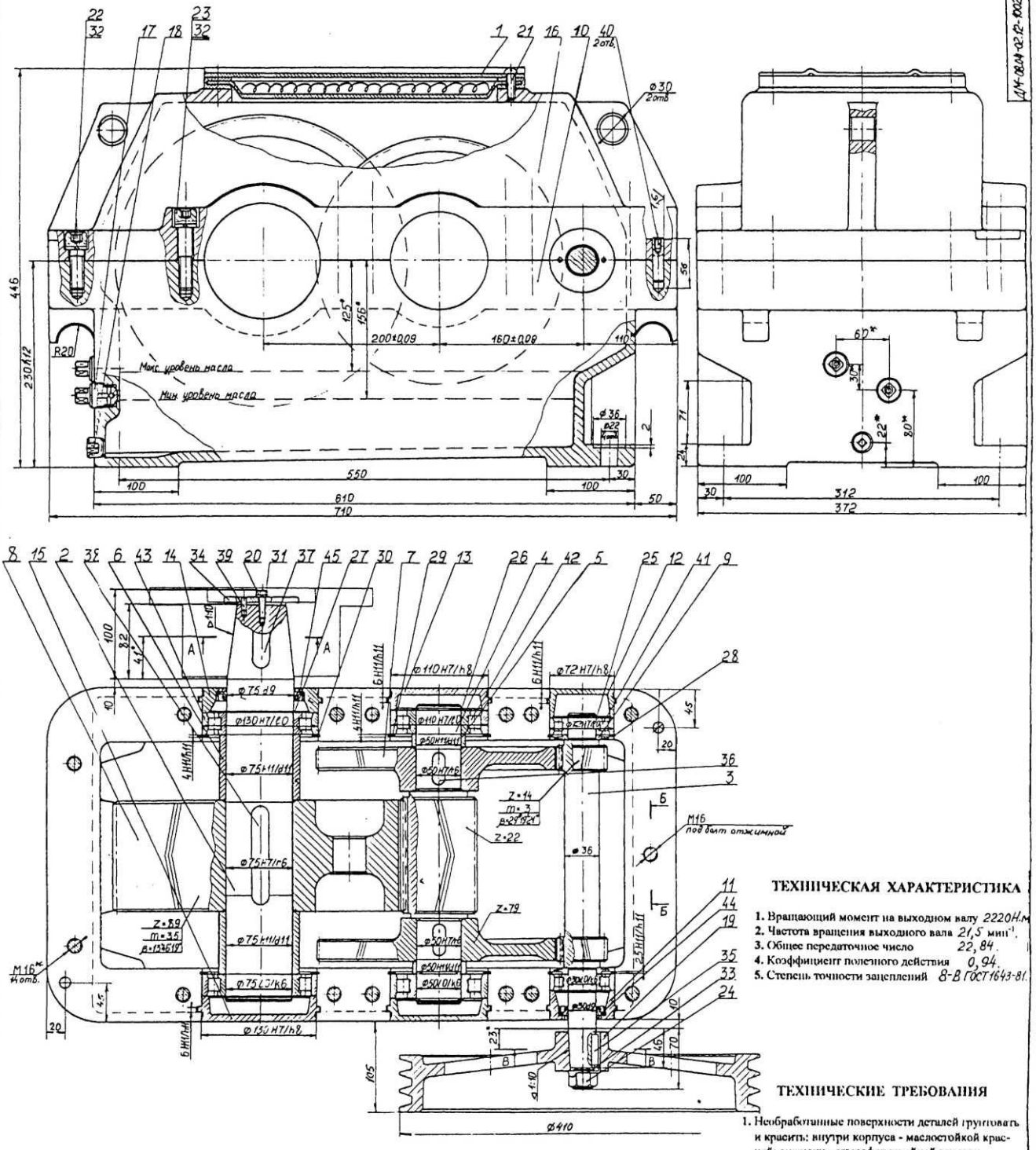


Рис. Е2. Редуктор Ц2$_{РБ}$ (с раздвоенной быстроходной и шевронной тихоходной ступенями)

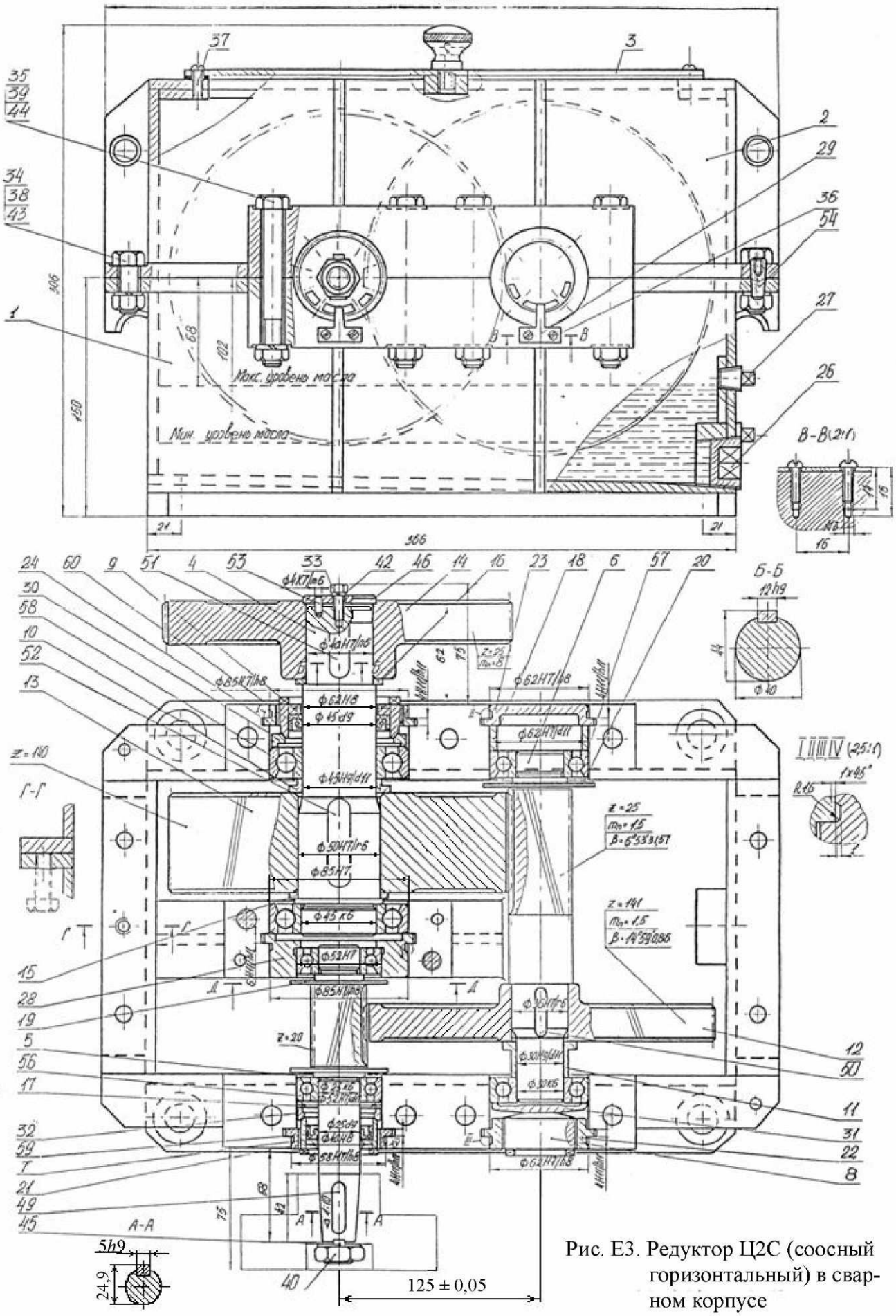


Рис. Е3. Редуктор Ц2С (соосный горизонтальный) в сварном корпусе

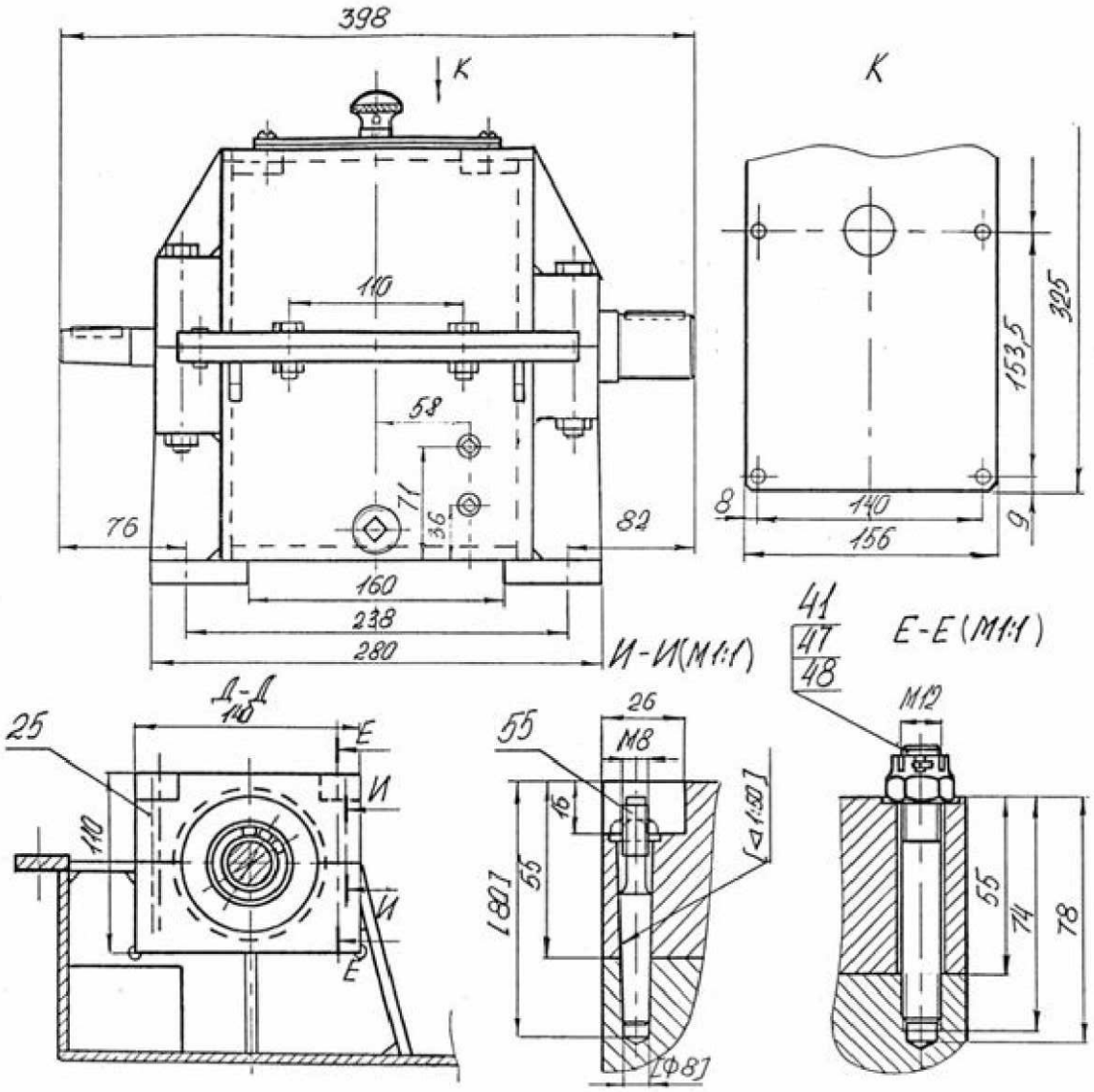


Рис. Е3 (окончание)

Техническая характеристика

1 Вращающий момент на выходном валу …436,9 Н.
2 Частота вращения выходного вала…….35,8 мин$^{-1}$.
3 Общее передаточное число…….. 39,48.
4 Коэффициент полезного действия……..0,94.
5 Степень точности зацеплений 8-8-7 В ГОСТ 1643.

Технические требования

1 Необработанные поверхности деталей грунтовать и красить: внутри корпуса маслостойкой краской, снаружи – атмосферостойкой эмалью ПФ 115 ГОСТ 6465. Сливную пробку (поз. 26), пробки-маслоуказатели (поз. 27) красить в красный цвет.
2 Осевая "игра" валов в пределах 0,05…0,1 мм.
3 Перед установкой манжеты смазать ЦИАТИМ-221 ГОСТ 9433.
4 Залить масло И-Г-А – 46 ГОСТ 20799 в объеме 3,8 л.
5 Плоскость разъема корпуса (поз. 1) и крышки (поз. 2) при окончательной сборке покрыть слоем герметика УТ-34 ГОСТ 24285.
6 После сборки редуктор обкатать в течение 2-х часов. После обкатки масло заменить.
7 * - размеры для справок.

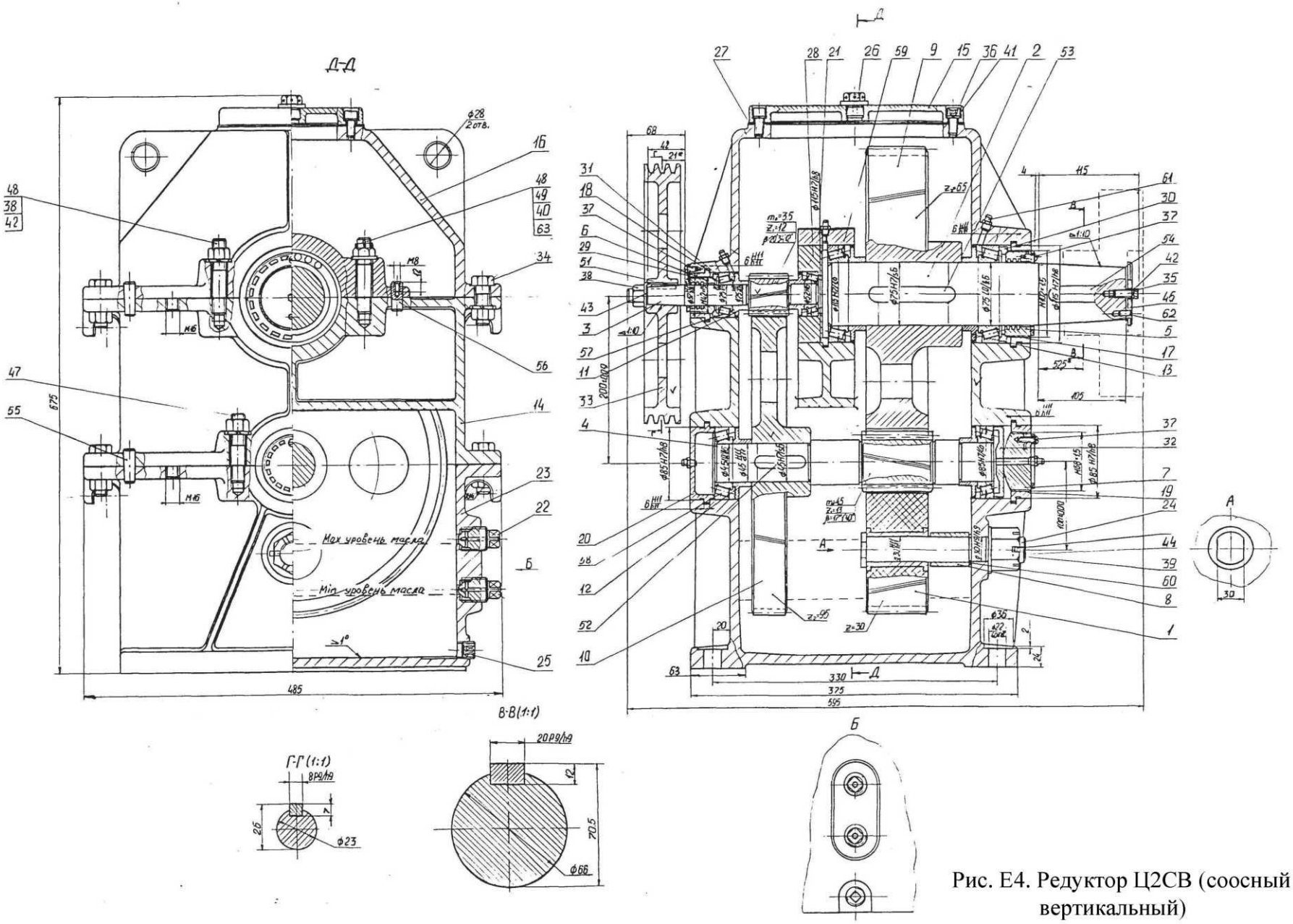
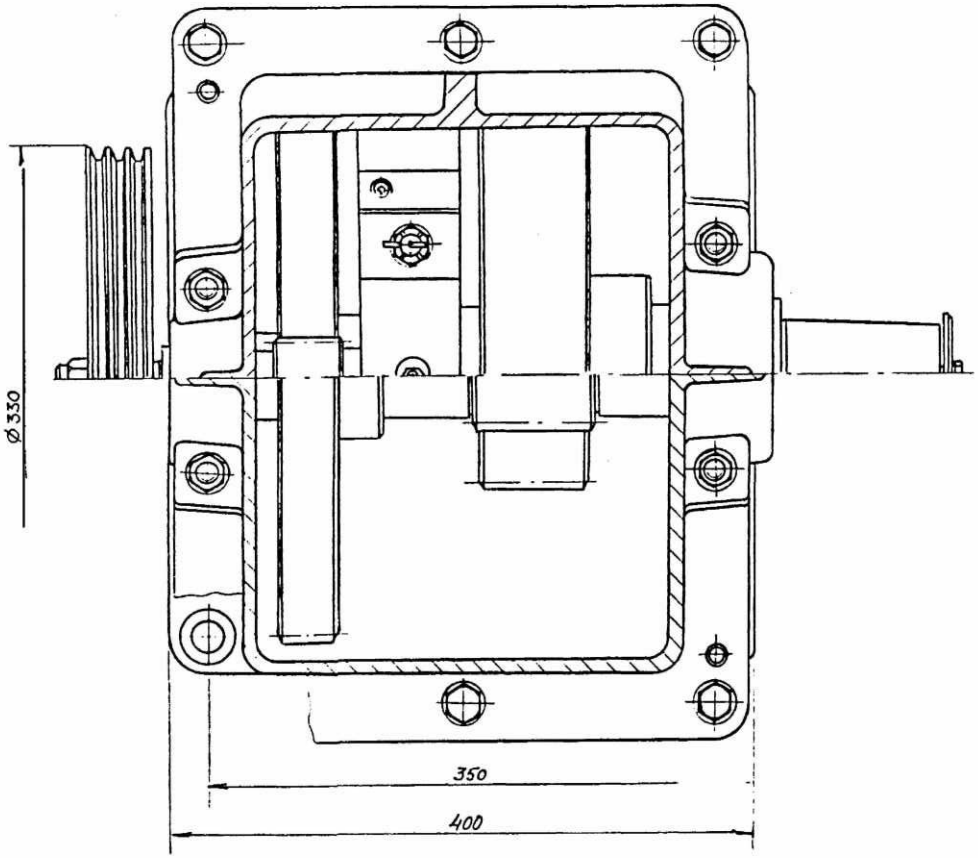


Рис. Е4. Редуктор Ц2СВ (соосный вертикальный)



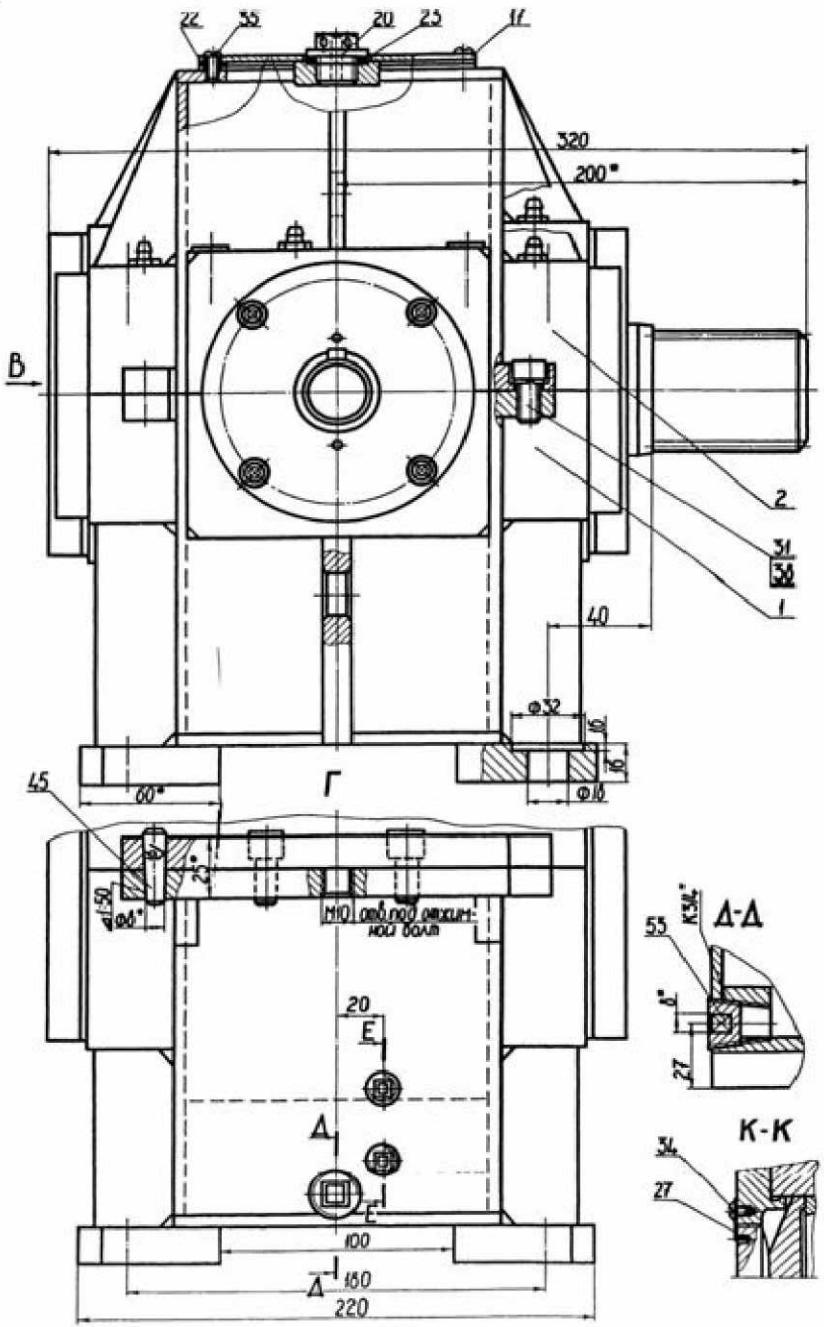
ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

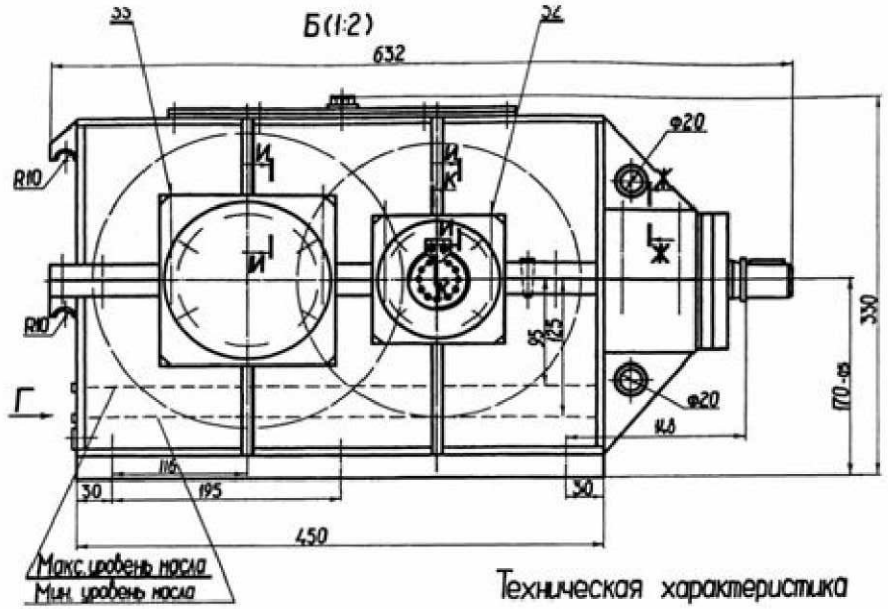
1. Вращающий момент на выходном валу 2240 Н.м.
2. Частота вращения выходного вала 7,35 мин⁻¹
3. Общее передаточное число 43,82 .
4. Коэффициент полезного действия 0,94 .
5. Степень точности зацеплений 8-В ГОСТ 1643-81.

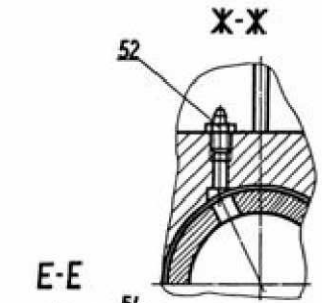
ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ

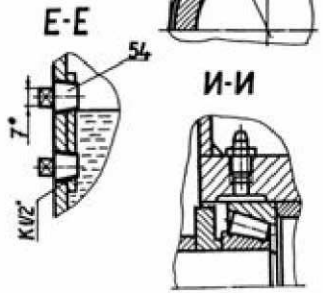
1. Необработанные поверхности деталей грунтовать и красить: внутри корпуса - маслостойкой краской; снаружи - атмосферостойкой эмалью ПФ-115 ГОСТ 6465-76. Сливную пробку (поз.25) пробки-маслоуказатели (поз.22) красить в красный цвет.
2. Редуктор залить маслом И-Г-А - 46 ГОСТ 20799-88 в объеме 13,5л.
3. После сборки редуктор обкатать в течение 2-х часов. После обкатки масло заменить.
4. Плоскость разъема покрыть тонким слоем герметика УТ-34 ГОСТ 24285-80 при окончательной сборке.
5. Осевая «игра» валов в пределах 0,05...0,15мм.
6. * - размеры для справок.
7. Радиальная консольная нагрузка на валах, не более: входном 1200 Н; выходном 4000 Н.

Рис.. Е4 (окончание)









Техническая характеристика

1. Вращающий момент на выходном валу	855 Н·м
2. Частота вращения выходного вала	407 мин⁻¹
3. Общее передаточное число	23,5
4. Коэффициент полезного действия	0,95
5. Степень точности зацеплений:	
конического	8-В ГОСТ 1758-81
цилиндрического	8-В ГОСТ 1643-81
6. Вариант сборки	4.1 ГОСТ 20373-80

Технические требования

1. Необработанные поверхности деталей грунтовать и красить: внутри корпуса - маслостойкой краской, снаружи - атмосферостойкой эмалью ПФ-115 ГОСТ 6465-76. Сливную пробку (поз. 53), пробки-маслоуказатели (поз. 54) красить в красный цвет.
2. Редуктор залить маслом И-Г-А-46 ГОСТ 20799-88 в объеме 3,6 л. Замена масла через 5000 часов. Подшипники и манжеты заполнить смазкой Литол-24 ГОСТ 21155-80. Замена смазки через 2000 часов.
3. После сборки редуктор обкатать в течении двух часов. После обкатки масло заменить.
4. Плоскость разъема при окончательной сборке покрыть тонким слоем герметика УТ-34, ГОСТ 24285-80.
5. Осевая "игра" валов в пределах 0,05...0,1 мм.
6. * - размеры для справок.

Рис. Е5. Редуктор КЦ (коническо-цилиндрический) в сварном корпусе

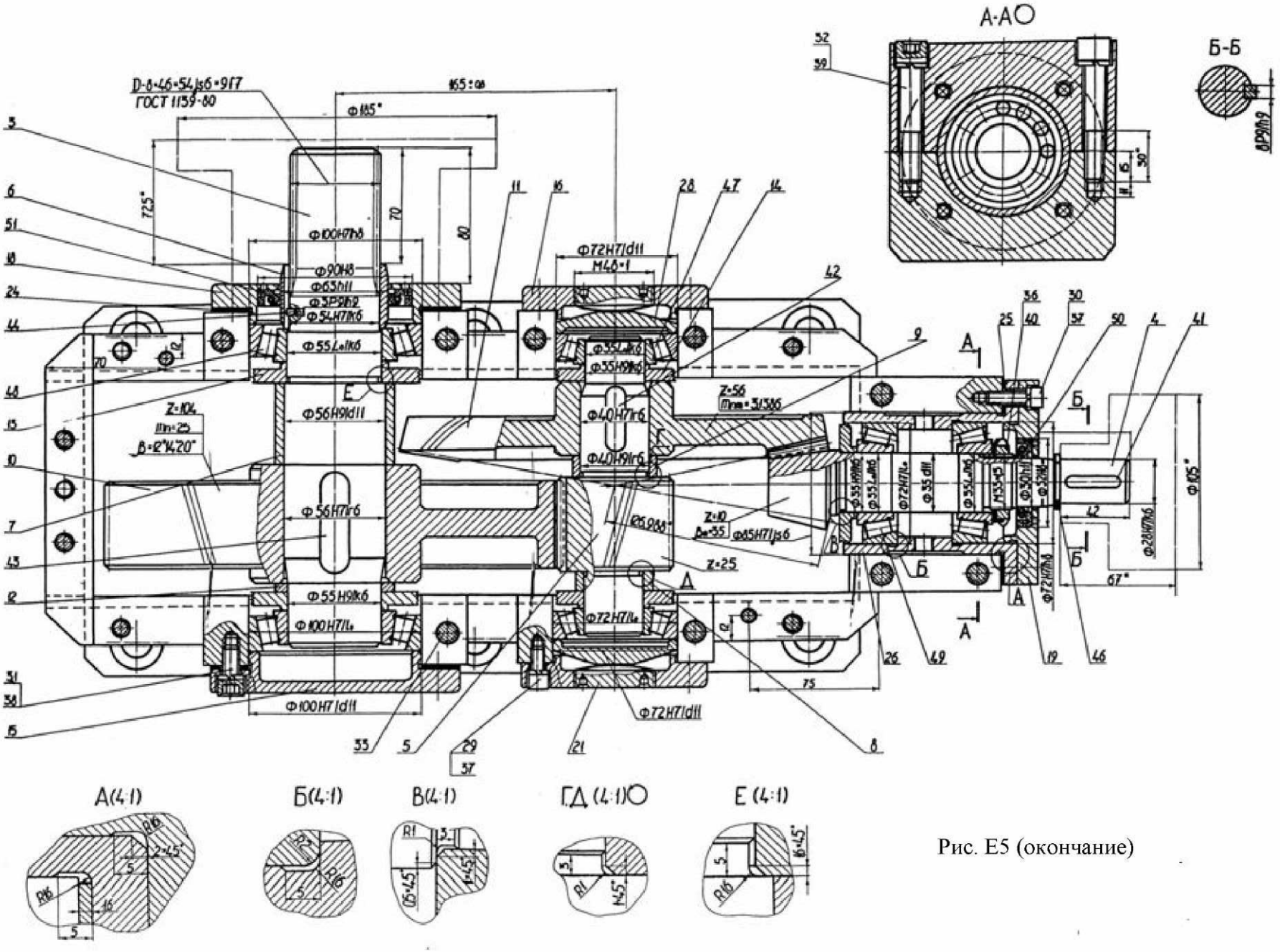


Рис. Е5 (окончание)

11.1. Редуктор с нижним расположением червяка

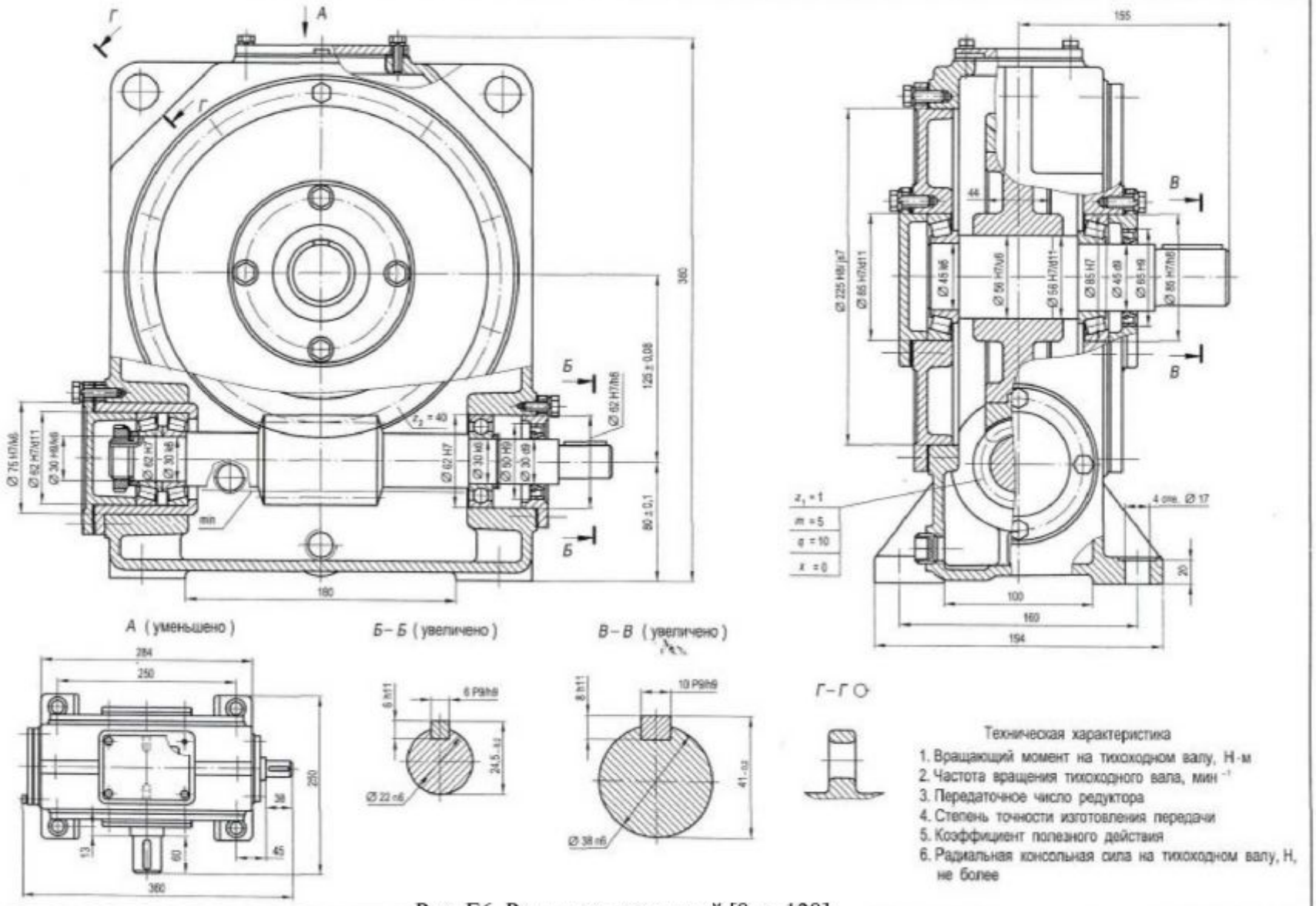


Рис. Е6. Редуктор червячный [8, с. 128]

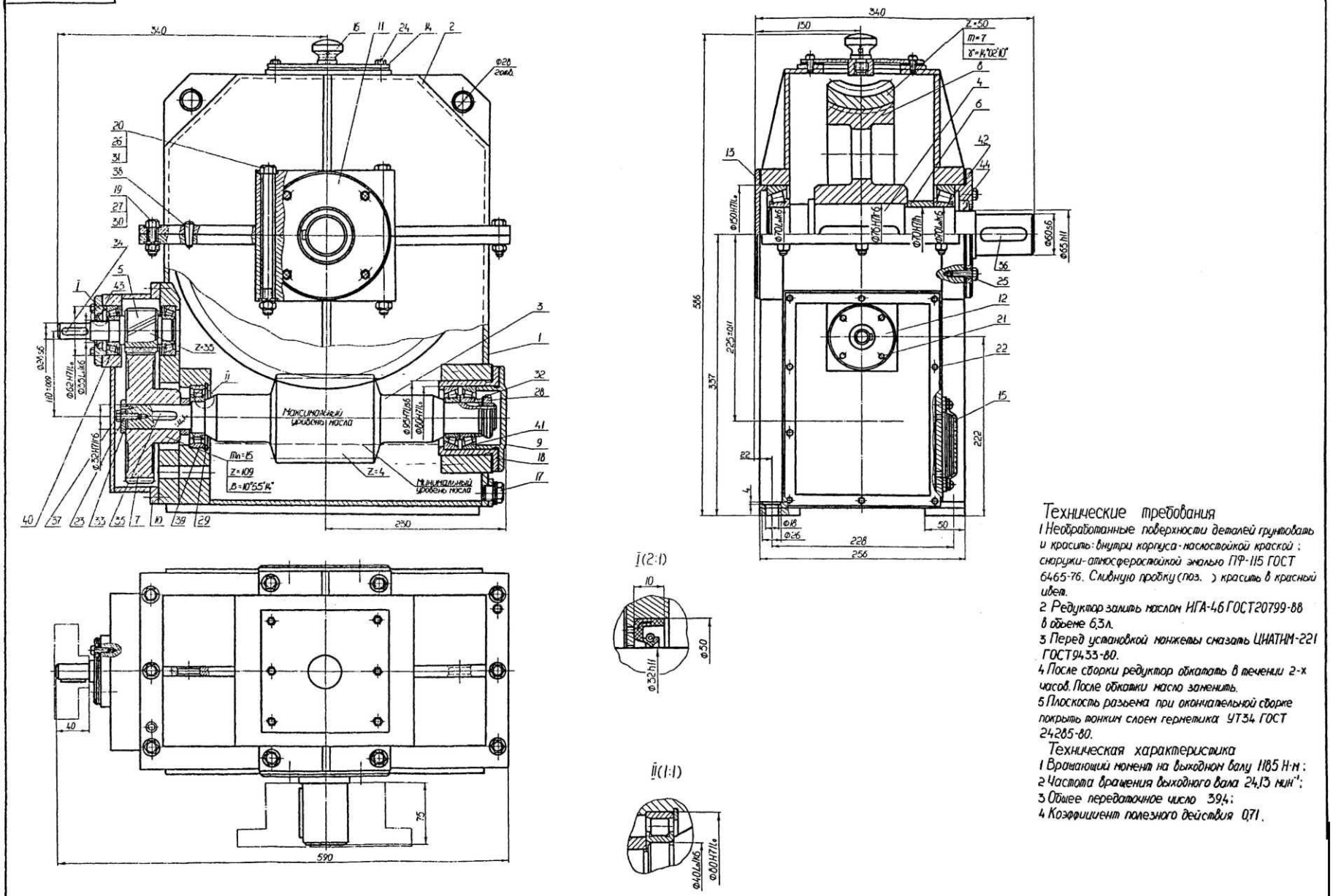


Рис. Е7. Редуктор ЦЧ (цилиндро-червячный)

ПРИЛОЖЕНИЕ Ж. **Примеры рабочих чертежей корпусных деталей**

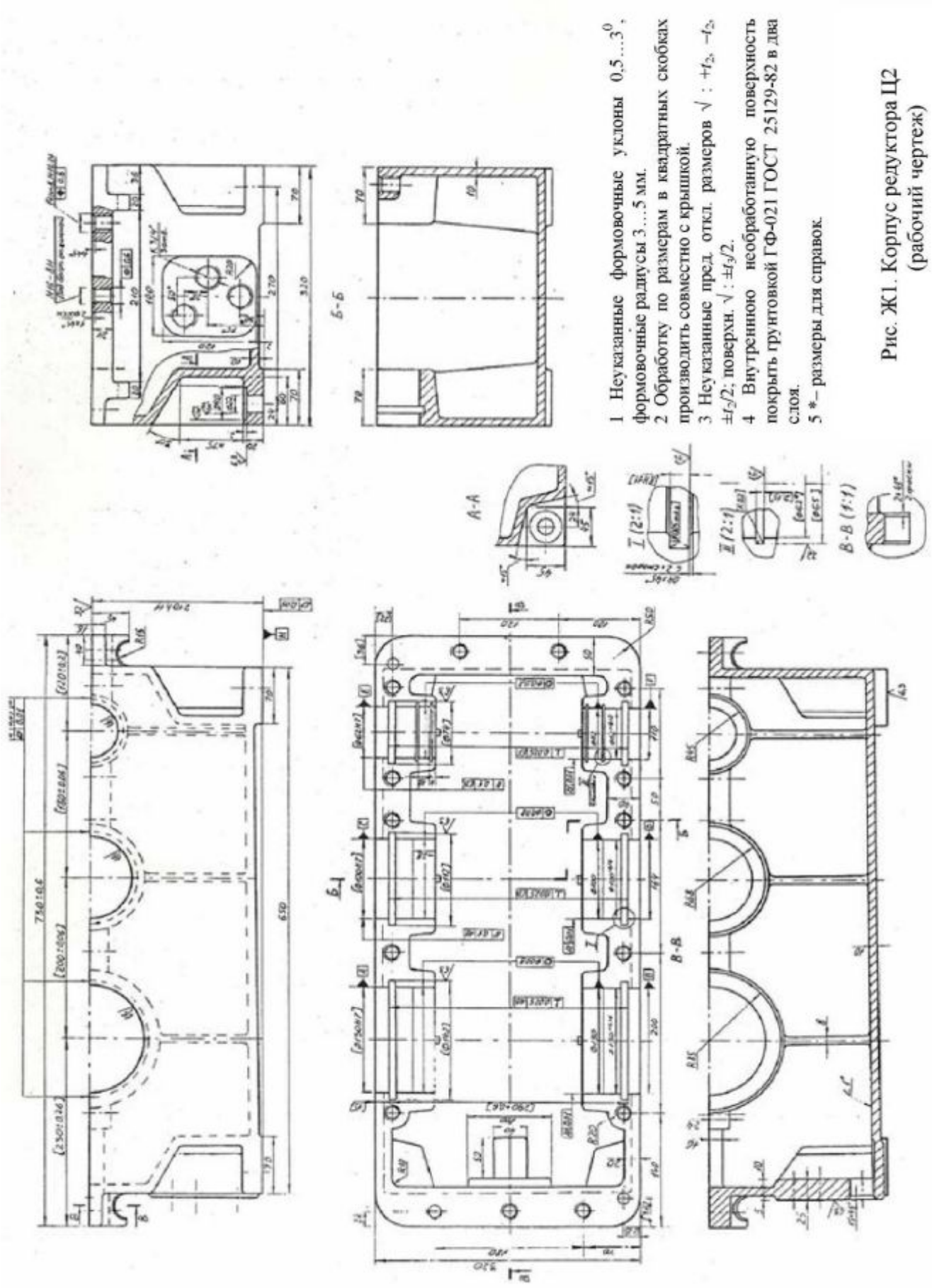


Рис. Ж1. Корпус редуктора Ц2
(рабочий чертеж)

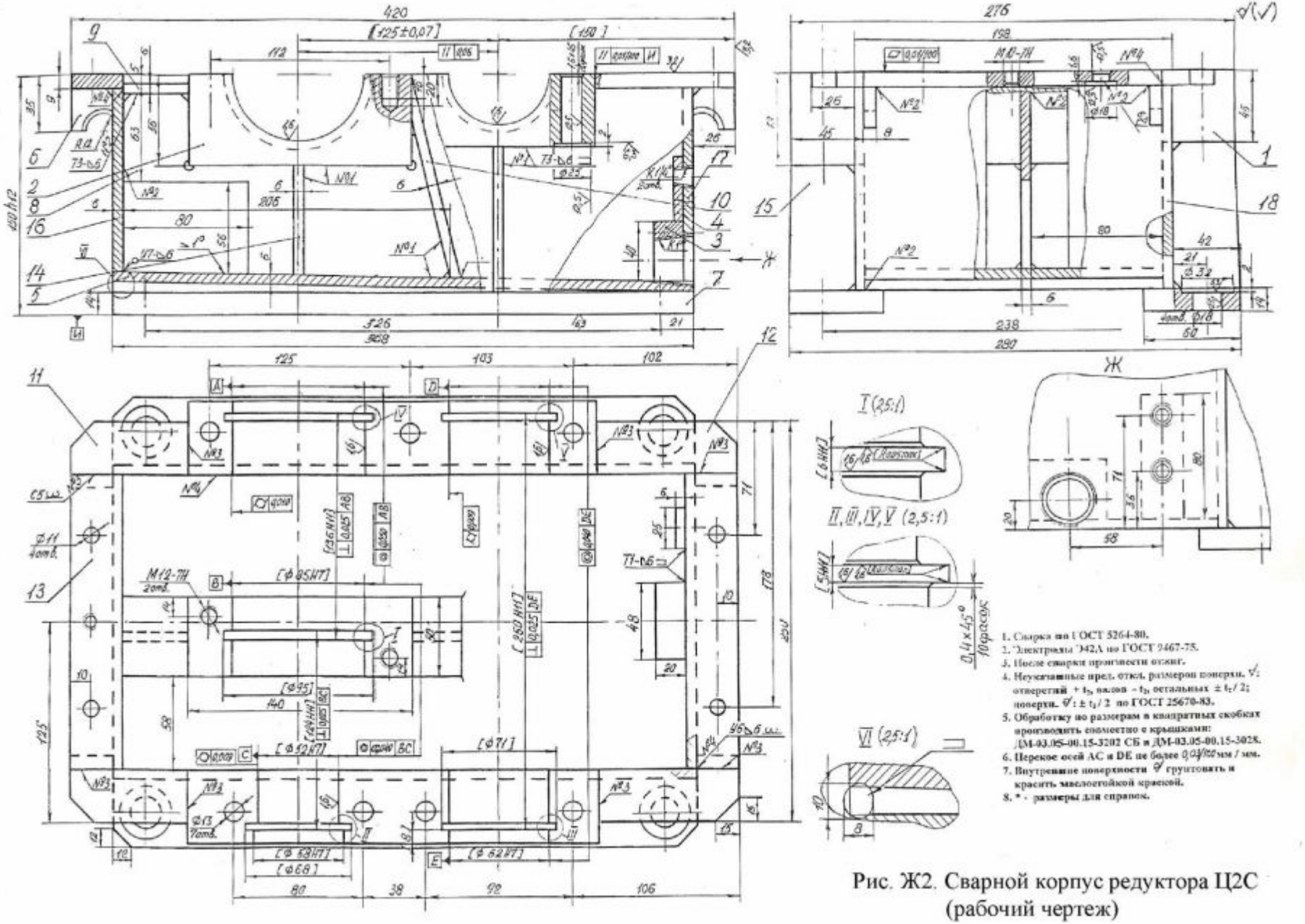


Рис. Ж2. Сварной корпус редуктора Ц2С (рабочий чертеж)

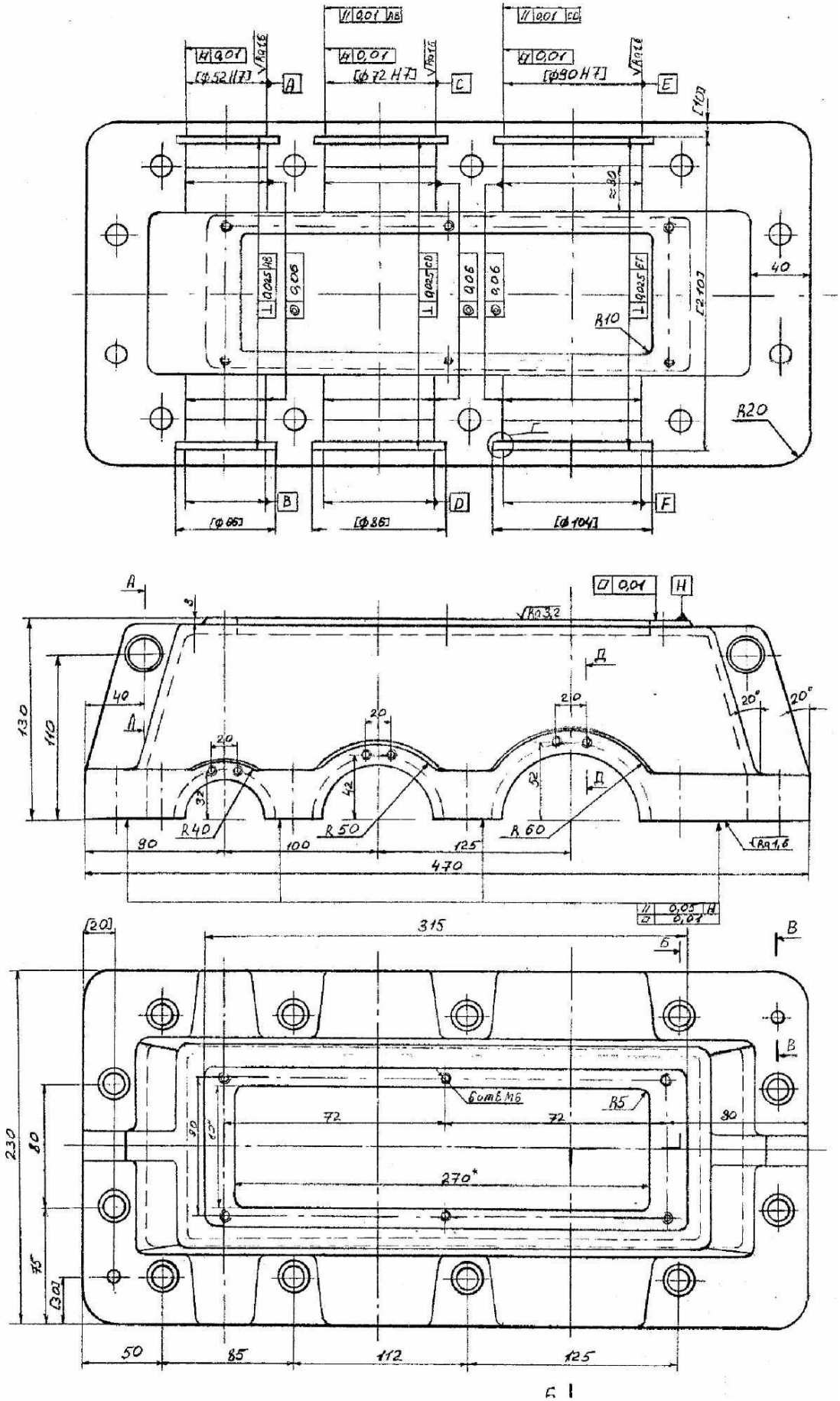


Рис. Ж3. Крышка корпуса редуктора Ц2 (рабочий чертеж)

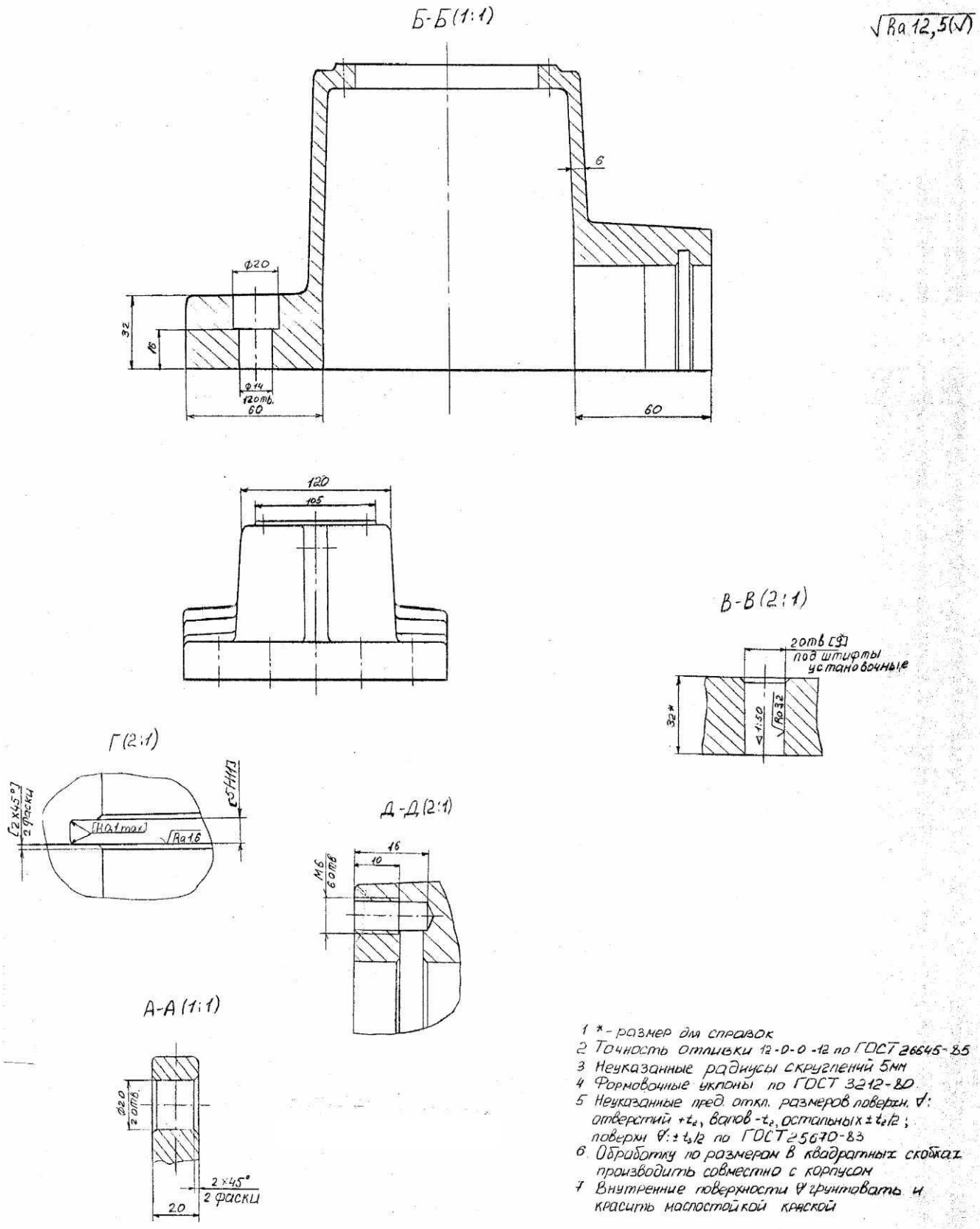


Рис. Ж3 (окончание)

ПРИЛОЖЕНИЕ И. **Примеры чертежей общего вида привода**

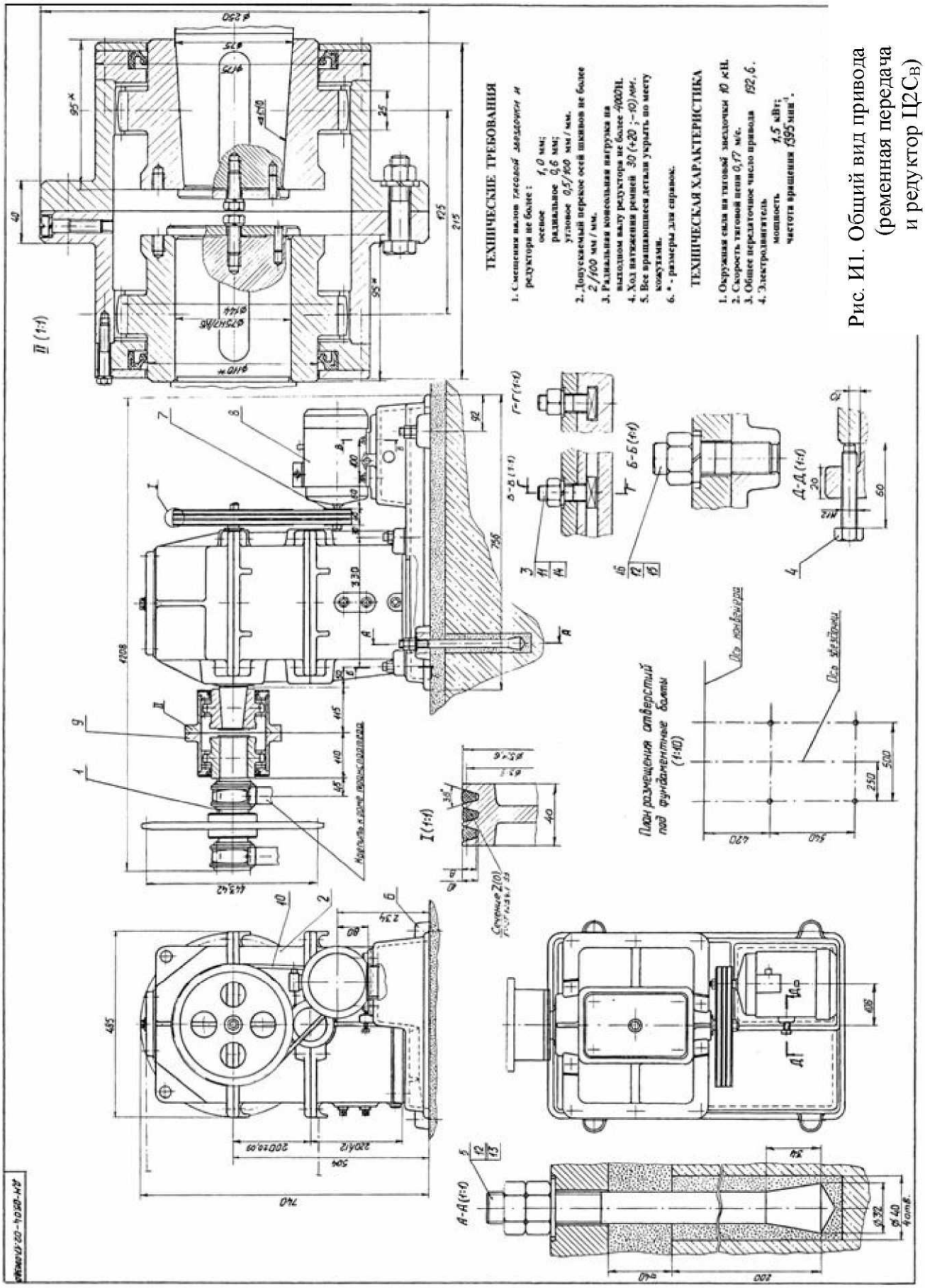
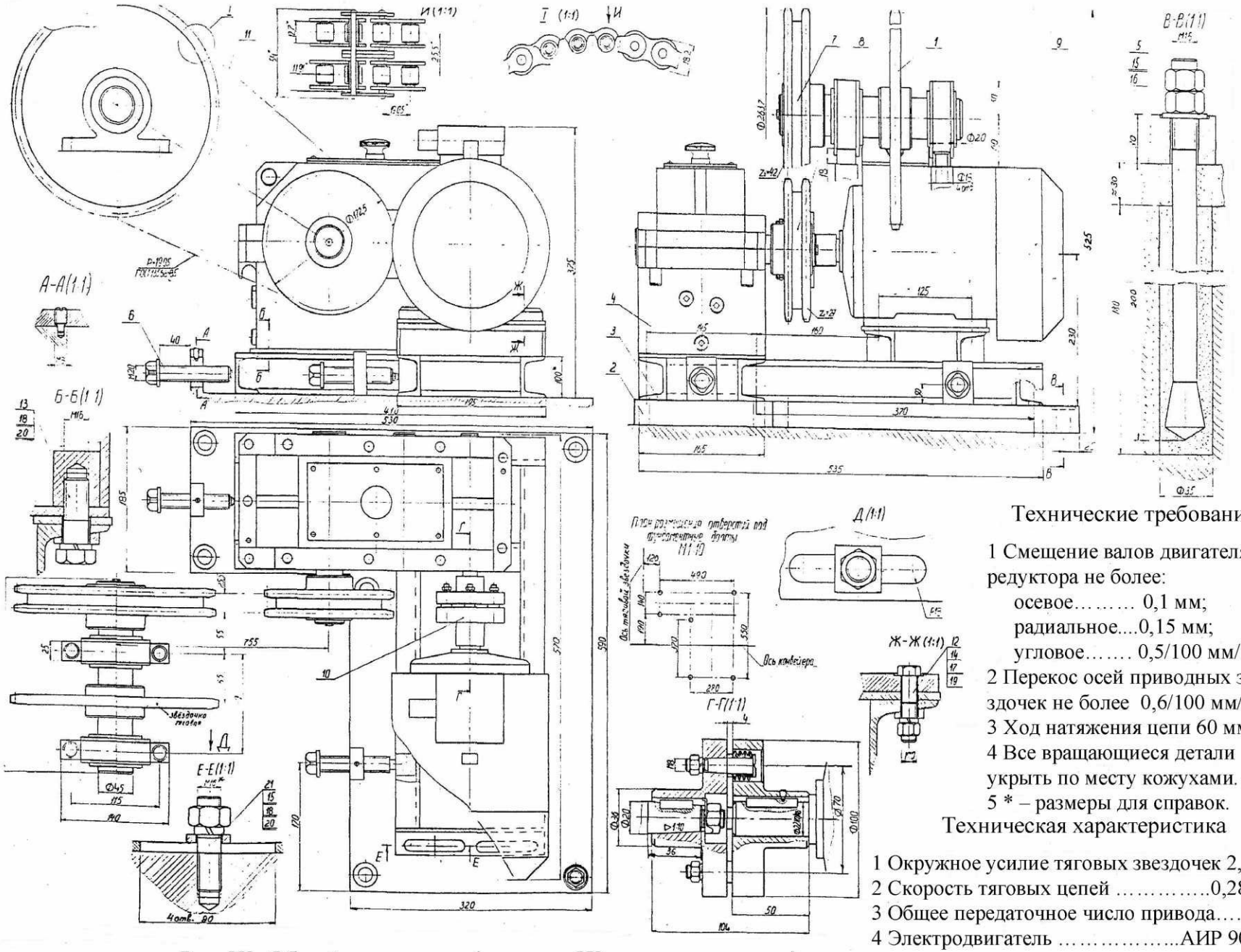


Рис. И1. Общий вид привода (ременная передача и редуктор Ц2С$_{В}$)



Технические требования

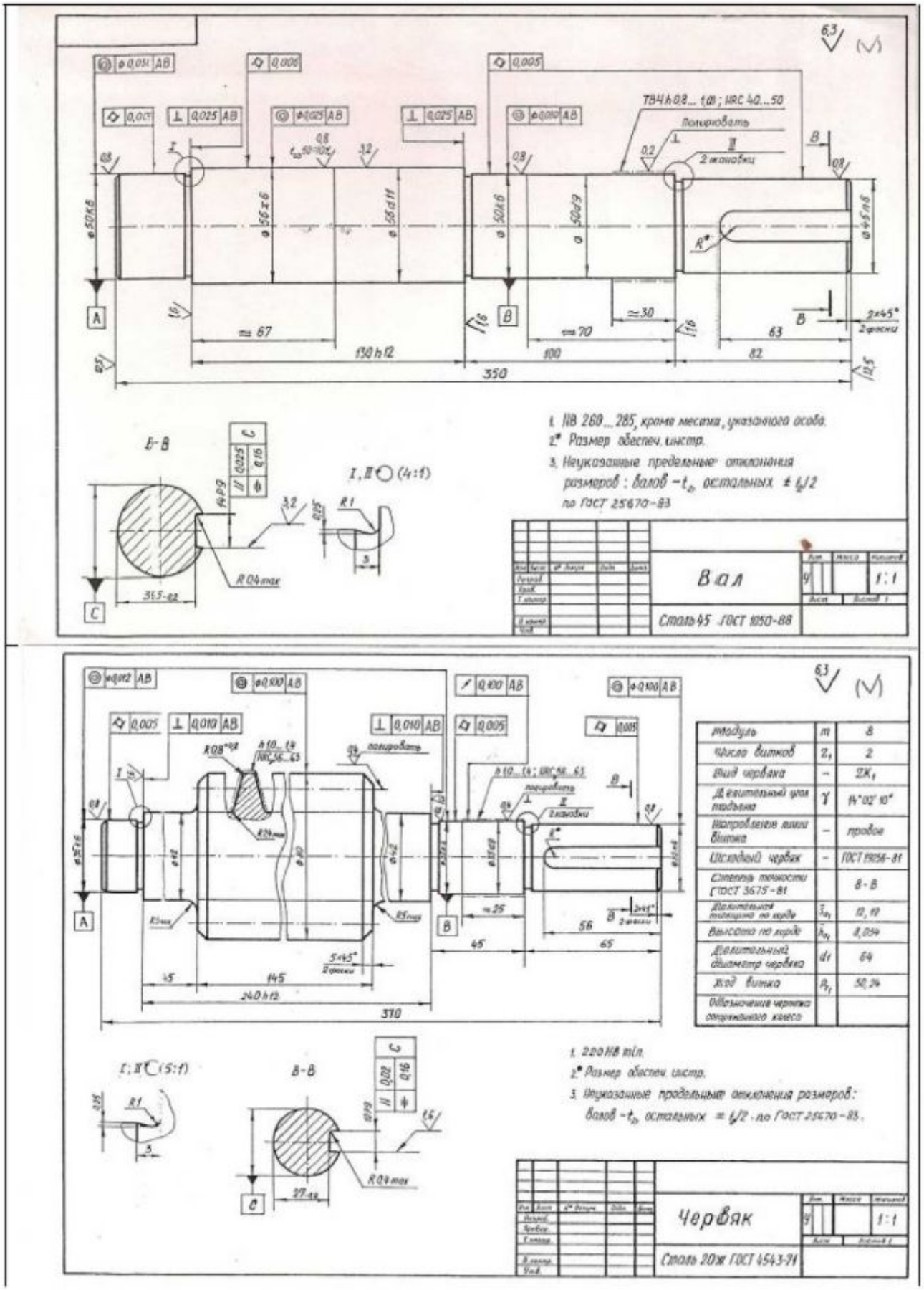
1 Смещение валов двигателя и редуктора не более:
осевое…… 0,1 мм;
радиальное....0,15 мм;
угловое……. 0,5/100 мм/мм.
2 Перекос осей приводных звездочек не более 0,6/100 мм/мм.
3 Ход натяжения цепи 60 мм.
4 Все вращающиеся детали укрыть по месту кожухами.
5 * – размеры для справок.

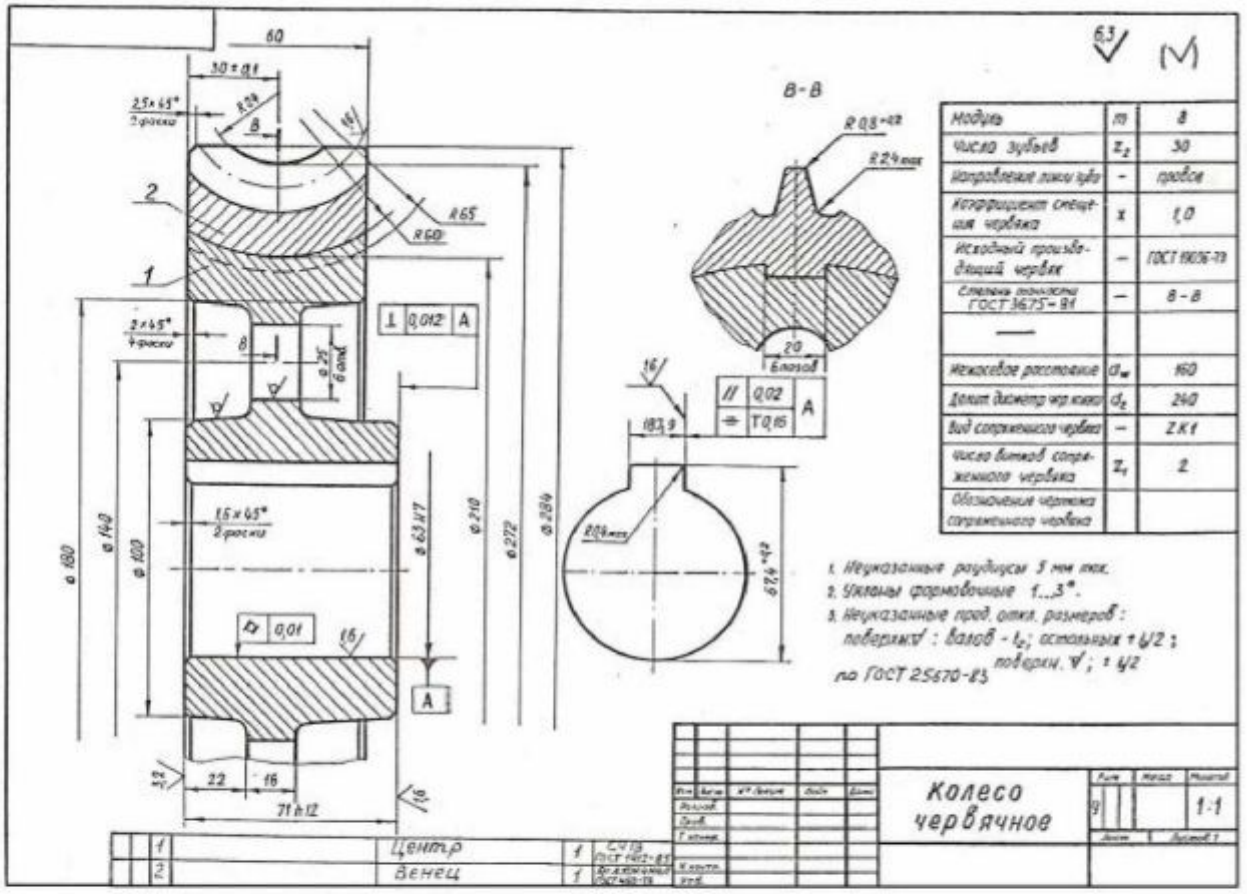
Техническая характеристика

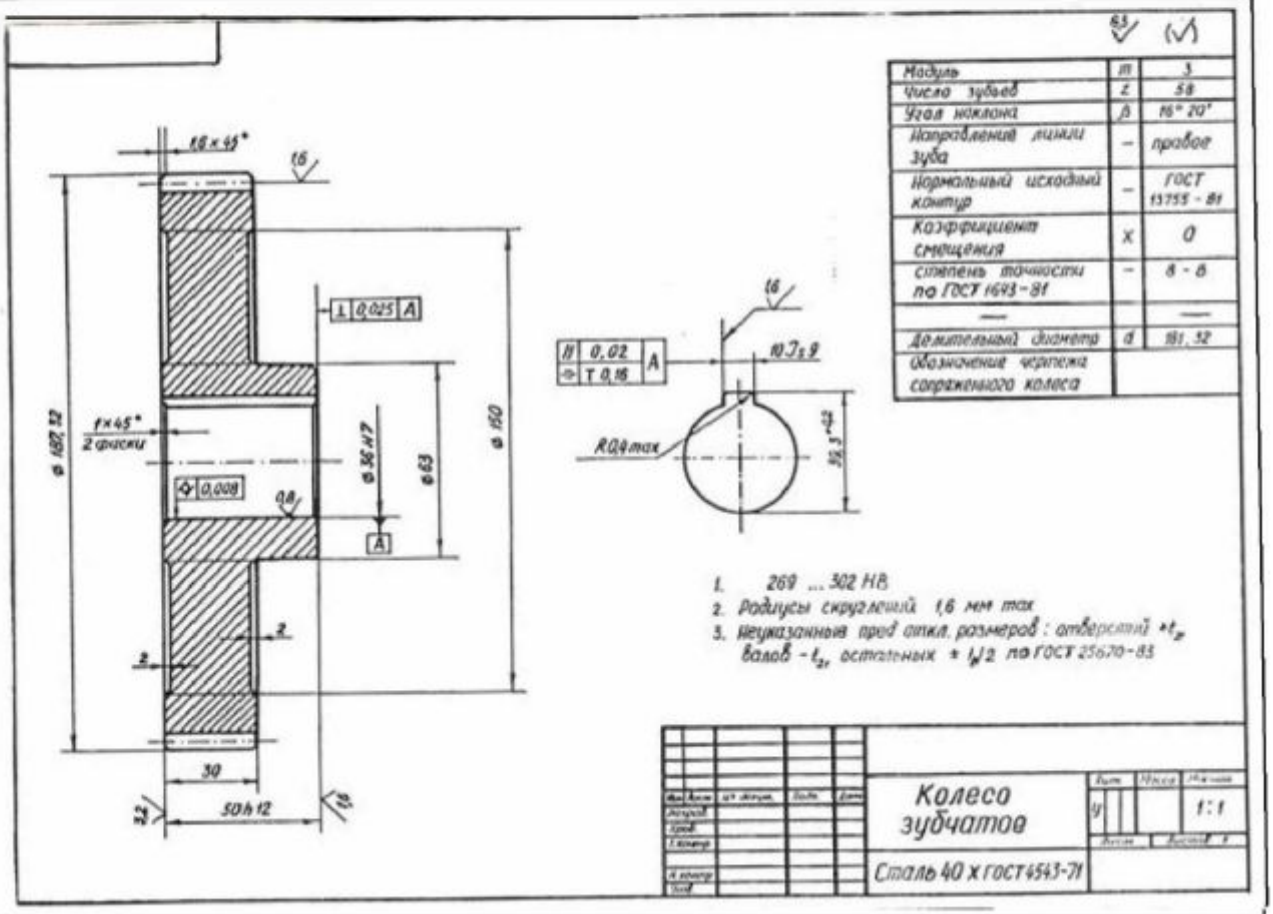
1 Окружное усилие тяговых звездочек 2,5 кН.
2 Скорость тяговых цепей ……0,28 м/с.
3 Общее передаточное число привода…. 34,7.
4 Электродвигатель ……...АИР 90*LA*8.

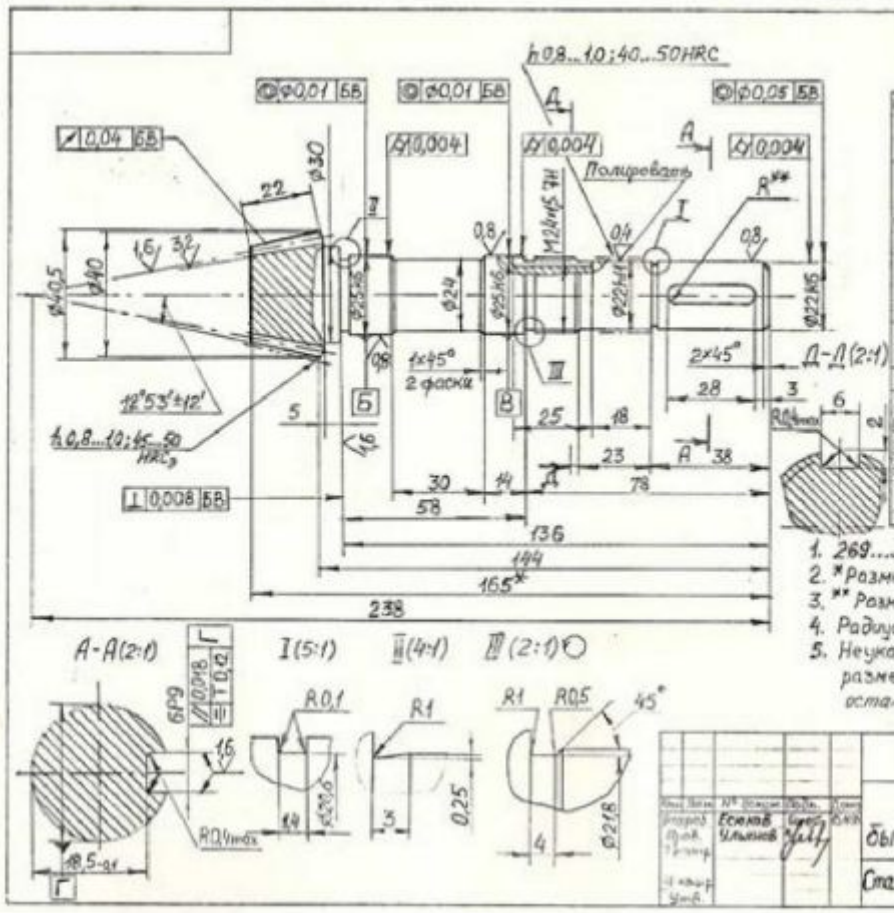
Рис. И2. Общий вид привода (редуктор Ц2 и цепная передача)

ПРИЛОЖЕНИЕ К. **Примеры рабочих чертежей деталей**



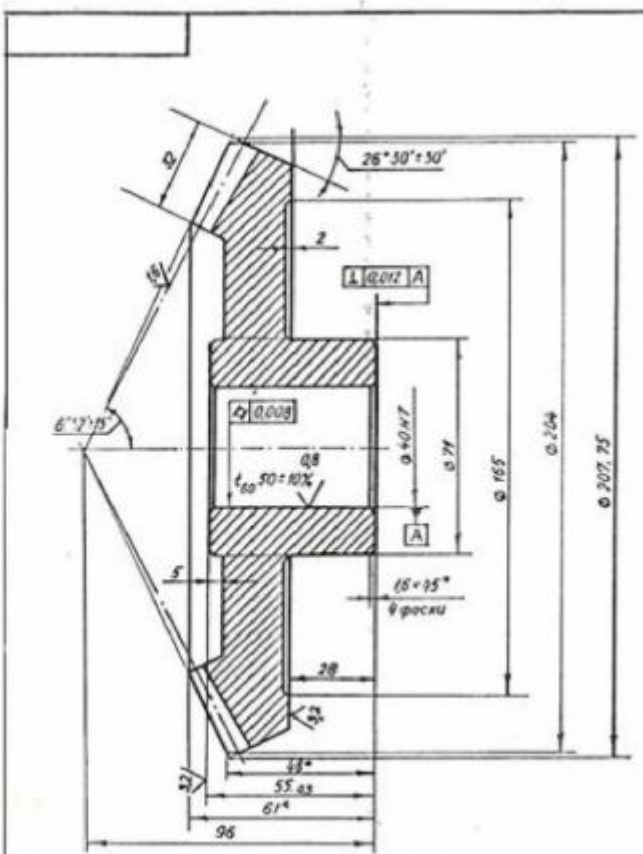

60
30 ± 0,1
2,5×65°
2 фаски
R 0,8
8
16
2
1
R65
R60
2×45°
4 фаски
0,012 A
ø 25
6 отв.
1,5×45°
2 фаски
ø 63 H7
ø 180
ø 140
ø 100
ø 210
ø 272
ø 334
0,01
16
A
22
16
71 h12
B-B
R 0,8 max
R 24 max
20
6 впадин
16
0,02
T 0,16
A
183,9
R 0,4 max
R 23 max
1. Неуказанные радиусы 3 мм max.
2. Углы формовочные 1...3°.
3. Неуказанные пред. откл. размеров: поверхн. ∨ : валов - t_2; остальных ± IT/2; поверхн. ∨ ; ± IT/2 по ГОСТ 25670-83
Модуль m 8
Число зубьев z_1 30
Направление линии зуба – правое
Коэффициент смещения червяка x 1,0
Исходный производящий червяк – ГОСТ 19036-73
Степень точности ГОСТ 3675-81 – 8-8
Межосевое расстояние a_w 160
Делит. диаметр червяка d_1 240
Вид сопряженного червяка – ZK1
Число витков сопряженного червяка z_1 2
Обозначение чертежа сопряженного червяка
1 Центр Ст 45 ГОСТ 1412-85 1
2 Венец Бр АЖН 10-4-4 ГОСТ 493-79 1
Колесо червячное
1:1


1,6×45°
1,6
0,025 A
ø 182,52
1×45°
2 фаски
0,008
0,8
ø 36 H7
ø 63
ø 150
A
2
2
30
50h12
32
1,6
1,6
0,02
T 0,16
A
10,7±0,2
R 0,4 max
16,3 -0,2
1. 269 ... 302 HB.
2. Радиусы скруглений 1,6 мм max.
3. Неуказанные пред. откл. размеров: отверстий +t_2, валов -t_2, остальных ± IT/2 по ГОСТ 25670-83
Модуль m 3
Число зубьев z 58
Угол наклона β 16° 20'
Направление линии зуба – правое
Нормальный исходный контур – ГОСТ 13755-81
Коэффициент смещения x 0
Степень точности по ГОСТ 1643-81 – 8-8
Делительный диаметр d 181,52
Обозначение чертежа сопряженного колеса
Колесо зубчатое
Сталь 40 Х ГОСТ 4543-71
1:1



Средний нормальный модуль	m_n	2,0236
Число зубьев	z	10
Тип зуба	—	круговой
Осевая форма зуба по ГОСТ 19325-73	—	II
Средний угол наклона зуб	β_m	35°
Направление линии зуба	—	левое
Исходный контур	—	ГОСТ 16202-81
Коэффициент смещения	X_n	+0,47
Угол делительного конуса	δ	40°7'30"
Степень точности по 1758-81	—	8-В
Межосевой угол передачи	Σ	90°
Внешний окружной модуль	m_{te}	2,8571
Внешнее конусное расстояние	R_e	81,26
Средний делительный диаметр	d	24,7
Обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса		

Вал быстроходный	Лит.	Масса / Масштаб 1:1
Сталь 40Х ГОСТ 4543-71	НГТУ	Лист / Листов 1



Средний нормальный модуль	m_n	4
Число зубьев	z	28
Тип зубьев	—	круговой
Осевая форма зуба по ГОСТ 19325-73	—	II
Средний угол наклона зуба	β_m	35°
Направление линии зуба	—	левое
Исходный контур	—	ГОСТ 16202-81
Коэффициент смещения	X_n	-0,39
Угол делительного конуса	δ	65°29'40"
Степень точности ГОСТ 1758-81	—	8-В
Межосевой угол передач	Σ	90°
Внешний окружной модуль	m_{te}	5,67
Внешнее конусное расстояние	R_e	113,98
Среднее конусное расстояние	R	97,98
Средний делительный диаметр	d	175,82
Угол конуса вершин	δ_a	59°58'40"
Внешняя высота зуба	h_e	10,633
Обозначение чертежа сопряженного колеса		

Колесо зубчатое	Лит.	Масса / Масштаб 1:1
Сталь 40Хн ГОСТ 4543-71		Лист / Листов 1

ПРИЛОЖЕНИЕ Л. **Список рекомендуемой литературы**

Основная литература

1. **Решетов, Д.Н.** Детали машин: учебник для вузов. 4-е изд. / Д.Н. Решетов.– М.: Машиностроение, 1989.

2. **Леликов, О.П.** Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин: конспект лекций по курсу "Детали машин" / О.П. Леликов.– М.: Машиностроение, 2002, 2003.

3. **Ульянов, А.А.** Детали машин: учеб. пособие / А.А. Ульянов.– Н. Новгород, НГТУ, 2006.

4. **Иванов, М.Н.** Детали машин: учебник для вузов. 6-е изд. / М.Н. Иванов.– М.: Высшая школа, 1998.

5. **Дунаев, П.Ф.** Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для техн. спец. вузов. 7-е изд. / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов.– М.: Высшая школа, 2001.

6. **Дунаев, П.Ф.** Детали машин. Курсовое проектирование: учеб. пособие для машиностроит. спец. учреждений среднего профессионального образования. 3-е изд. / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов.– М.: Машиностроение, 2002.

7. **Кудрявцев, В.Н.** Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие для студентов машиностроит. спец. вузов / В.Н. Кудрявцев, Ю.А. Державец, И.И. Арефьев и др.; под общей ред. В.Н. Кудрявцева.– Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1983.

8. Атлас конструкций узлов и деталей машин: учеб. пособие; под ред. О.А. Ряховского.– М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005.

9. **Курмаз, Л.В.** Детали машин. Проектирование: справочное учебно-метод. пособие / Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда.– М.: Высшая школа, 2004.

10. Детали машин: атлас конструкций: в 2 ч. 5-е изд.; под ред. Д.Н. Решетова.– М.: Машиностроение, 1992.

11. **Анурьев, В.И.** Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. 8-е изд. / В.И. Анурьев.– М.: Машиностроение, 2001.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение 3
1. ТЕХНИЧЕСКИЕ ЗАДАНИЯ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ 5
2. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА 10
2.1. Объем проекта 10
2.1.1. Пояснительная записка 10
2.1.2. Чертежи 11
2.2. Последовательность выполнения проекта 11
2.3. Краткое описание схем редукторов технического задания 14
3. ПРИМЕР РАСЧЕТА РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ 16
3.1. Исходные данные 16
3.2. Компоновка ременной передачи 16
3.3. Расчет передачи 17
3.4. Анализ результатов расчета 20
3.5. Список литературы к примеру расчета 23
4. ОБРАЗЕЦ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ КУРСОВОГО ПРОЕКТА 24
4.1. Пример оформления пояснительной записки 24
4.2. Содержание образца пояснительной записки 62
5. КОНТРОЛЬ ЗНАНИЙ. ВОПРОСЫ К ЗАЩИТЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА 63
5.1. Общие вопросы ко всем заданиям проекта 63
5.2. Конкретные вопросы по существу содержания проекта 66
ПРИЛОЖЕНИЕ А. Бланк на обложку проекта 68
ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Титульный лист записки 69
ПРИЛОЖЕНИЕ В. Содержание курсового проекта 70
ПРИЛОЖЕНИЕ Г. Бланк технического задания 71
ПРИЛОЖЕНИЕ Д. Изменение в обозначении шероховатости поверхности 73
ПРИЛОЖЕНИЕ Е. Примеры сборочных чертежей редукторов 74
ПРИЛОЖЕНИЕ Ж. Примеры рабочих чертежей корпусных деталей 84
ПРИЛОЖЕНИЕ И. Примеры чертежей общего вида привода 88
ПРИЛОЖЕНИЕ К. Примеры рабочих чертежей деталей 90
ПРИЛОЖЕНИЕ Л. Список рекомендуемой литературы 93