

## **IV. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ И ЗАДАНИЯ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ**

### **4.1. Задачи курсового проекта по механике**

Курсовой проект по прикладной механике является первой конструкторской работой студентов, при выполнении которой закрепляются знания, приобретенные при изучении таких технических дисциплин, как инженерная графика, прикладная механика и др.

При выполнении курсового проекта студент знакомится с порядком конструирования типовых узлов и деталей, обучается умению пользоваться стандартами, справочной литературой, приобретает навыки выполнения технических расчетов и чертежей, составления пояснительной записки, защиты выполненной работы перед комиссией.

Курсовой проект по прикладной механике готовит студентов к выполнению проектов по специальным дисциплинам и дипломного проекта.

### **4.2. Объем и содержание курсового проекта**

Студенты, обучающиеся по специальности 140604 “Электропривод и автоматика промышленных установок и технологических комплексов”, при выполнении курсового проекта разрабатывают привод конвейера (ленточного, цепного) или лебедки, который состоит из трехфазного асинхронного электродвигателя с короткозамкнутым ротором (серии 4А, АИР и др.), одноступенчатого цилиндрического редуктора, открытой передачи (ременной, зубчатой или цепной), стандартной муфты и рабочего органа.

Курсовой проект по прикладной механике включает графическую часть объемом 1,5 листа формата А1 и расчетно-пояснительную записку объемом 30...35 страниц (формата А4).

Графическая часть курсового проекта содержит:

- 1) чертеж общего вида редуктора — 1 лист формата А1;
- 2) рабочий чертежи деталей редуктора — 1 лист формата А2.

Содержание пояснительной записки:

- 1) задание; 2) аннотация; 3) оглавление (содержание); 4) бланк задания;
- 5) введение; 6) подбор электродвигателя; 7) определение общего передаточного числа привода и его разбивка; 8) Определение мощности  $P$ , частоты вращения  $n$ , угловой скорости  $\omega$ , вращающего момента  $T$  на валах привода
- 9) расчет зубчатой передачи редуктора; 10) расчет открытой передачи (ременной, зубчатой или цепной); 11) проектный расчет валов и эскизная компоновка редуктора; 12) проверочный расчет вала редуктора; 13) проверочный расчет подшипника вала редуктора; 14) расчет шпоночных соединений; 15) подбор стандартной муфты; 16) расчет конструктивных размеров зубчатых колес, шкив и элементов корпуса редуктора; 17) выбор смазки зацеплений и подшипников; 18) библиографический список; 19) приложения.

### 4.3. Последовательность выполнения курсового проекта

1. *Ознакомление с заданием и составление кинематической схемы привода.* Исходные данные к курсовому проекту определяются по таблице 4.1 в зависимости от варианта задания, который выдан студенту в начале семестра (см. раздел «Введение»). По исходным данным студентом составляется структурная схема привода, затем его кинематическая схема. Образец структурной схемы привода показан на рисунке 4.1.

Таблица 4.1 – Состав и исходные параметры привода

Циф- ра вари- анта	Порядковый номер цифры варианта								
	1		2		3			4	
	Тип муфты	Тип от- крытой передачи	Момент на ба- рабане Т <sub>б</sub> , Н м	Группа материа- лов зубча- тых колес	Тип редук- тора	Срок службы		Тип работче- го орга- на	Скорость рабочего органа ω <sub>б</sub> , с <sup>-1</sup>
L, годы						n <sub>см</sub>			
1	МЦ	ПР	200	I	ЦИЛ	1	2	БП	8
2	МУ	ОЗЦ	300	II	КОН	2	3	ЗВ	9
3	МЦ	КР	400	III	ЦИЛ	3	1	БЛ	10
4	МУ	ОЦ	500	I	КОН	1	3	БП	11
5	МЦ	ПР	600	II	ЦИЛ	2	2	ЗВ	12
6	МУ	ОЗЦ	250	III	КОН	3	1	БЛ	13
7	МЦ	КР	350	I	ЦИЛ	4	1	БП	12,5
8	МУ	ОЦ	450	II	КОН	3	2	ЗВ	11,5
9	МЦ	ПР	550	III	ЦИЛ	2	3	БЛ	10,5
0	МУ	ОЗЦ	650	I	КОН	1	2	БП	9,5

В таблице 4.1 приняты следующие обозначения: МУ – муфта упругая; МЦ – муфта цепная; ПР – открытая плоскоременная передача; КР – открытая клиноременная передача; ОЗЦ – открытая зубчатая цилиндрическая передача; ОЦ – открытая цепная передача; ЦИЛ – цилиндрический одноступенчатый редуктор; КОН – конический одноступенчатый редуктор;  $n_{см}$  – число смен работы; БП – барабан приводной ленточного конвейера; БЛ – барабан лебедки; ЗВ – звездочка приводная цепного конвейера.

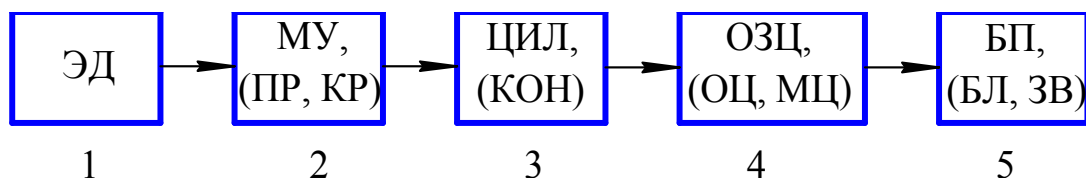


Рис. 4.1. Структурная схема привода: 1 – электродвигатель; 2 – муфта или ременная передача; 3 – редуктор; 4 – открытая зубчатая или цепная передача, муфта; 5 – рабочий орган

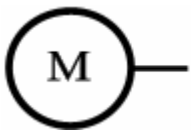

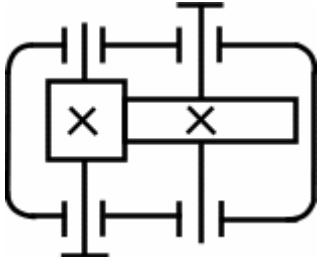
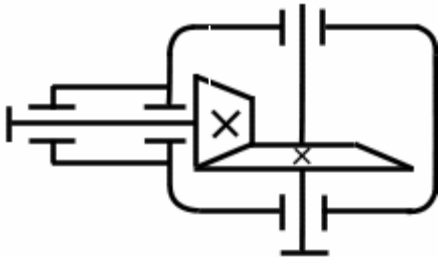
При составлении структурной и кинематической схем привода место установки муфты и открытой передачи в приводе выбирается студентом с учетом следующих рекомендаций.

Если в задании к курсовому проекту в качестве открытой передачи дана ременная передача, то эта передача, как правило, устанавливается в приводе между электродвигателем и редуктором, а муфта — между редуктором и барабаном. В этом случае обычно в приводе используется компенсирующая муфта (зубчатая или цепная).

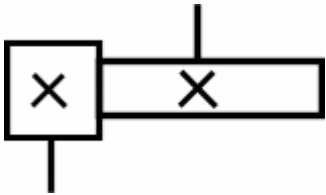
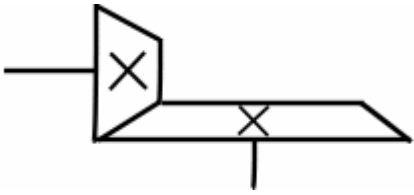
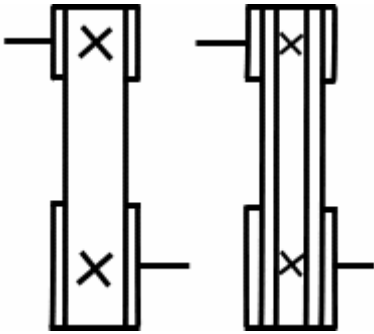



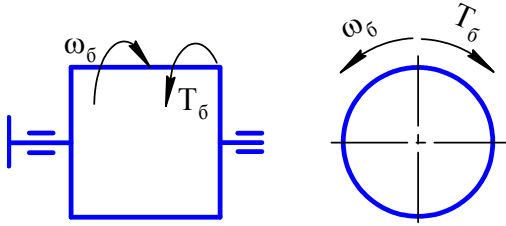
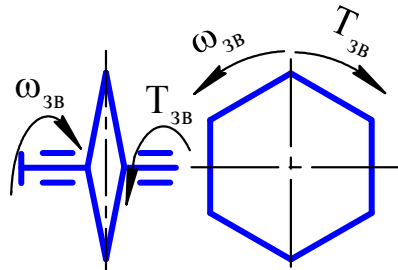
Если открытая передача зубчатая или цепная, то она устанавливается после редуктора, а муфта — между электродвигателем и редуктором. Так как включение асинхронного электродвигателя, применяемого в приводе, сопровождается ударным приложением нагрузки, то для уменьшения ударных нагрузок здесь обычно используется упругая муфта.

Изображение узлов привода на кинематических схемах представлено в табл. 4.2.

Таблица 4.2 – Изображение основных узлов привода в кинематических схемах

Наименование узла	Разновидность узлов, их изображение в кинематических схемах и обозначение в табл. 2.1	
1	2	
Двигатель (узел 1)	<p>Электродвигатель</p> <div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;">   </div> <p>ЭД</p>	
Редуктор (узел 3)	<p>Цилиндрический одноступенчатый</p>  <p>ЦИЛ</p>	<p>Конический одноступенчатый</p>  <p>КОН</p>

Окончание табл. 4.2

1	2	3
Открытая передача (узел 2 или 4)	<p>Зубчатая цилиндрическая</p>  <p>ОЗЦ</p>	<p>Зубчатая коническая</p>  <p>ОЗК</p>
	<p>Ременная</p>  <p>ПР      КР</p>	<p>Цепная</p>  <p>ОЦ</p>
Муфта (узел 2 или 4)	<p>Упругая</p>  <p>МУ</p>	<p>Цепная</p>  <p>МЦ</p>
Рабочий орган (узел 5)	<p>Барабан ленточного конвейера или лебедки</p>  <p>БП, БЛ</p>	<p>Звездочка цепного конвейера</p>  <p>ЗВ</p>

2. *Подбор двигателя.* В приводах ленточных конвейеров обычно применяют наиболее простые по конструкции, дешевые трехфазные асинхронные электродвигатели переменного тока с короткозамкнутым ротором (серии 4А, АИР и др.). Рекомендации по выбору электродвигателей и их параметры приведены в [7, 10]. Для выбранного двигателя в записке приводят марку, основные параметры и эскиз с основными размерами (разд. 4.2).

3. *Определение общего передаточного отношения привода* и его распределение между редуктором и открытой передачей [7, с. 8; 10, § 2.2]. Пример расчета приведен в разд. 5.3.

4. *Определение мощности, частоты вращения, угловой скорости, вращающего момента на валах привода.* Расчетные зависимости можно найти в [1, 2, 4, 6]. Пример расчета — в разд. 5.4.

5. *Расчет зубчатой передачи редуктора.* Параметры передачи определены в п.3 и 4 данного раздела. Материал и термообработку зубчатых колес назначают по табл. 4.3 в зависимости от заданной группы материалов (см. табл. 4.1) Методикой расчета закрытых зубчатых передач можно ознакомиться по [1, § 12.5, 12.10; 2, глава 8; 3, глава 16; 7, § 3.2, 3.3;; 8, с. 4–15; 10, § 3.1, 4.1]. Предварительно расчет рекомендуется выполнять на листах рабочей тетради [8]. Пример расчета приведен в разделе 5.5.

Таблица 4.3 – Рекомендуемые материалы зубчатых колес редуктора

Группа материалов (табл. 4.1)	Материал шестерни		Материал колеса	
	Термообработка и твердость	Рекомендуемые марки сталей	Термообработка и твердость	Рекомендуемые марки сталей
I	Улучшение HB 269...302	45, 40X, 40XH, 35XM и др.	Улучшение HB 235...262	45, 40X, 40XH, 35XM и др.
II	Улучшение и закалка ТВЧ HRC 45...53	40X, 40XH, 35XM и др.	Улучшение HB 235...262	40X, 40XH, 35XM и др.
III	Улучшение и закалка ТВЧ HRC 45...53	40X, 40XH, 35XM и др.	Улучшение и закалка ТВЧ HRC 45...53	40X, 40XH, 35XM и др.

6. *Расчет открытой передачи.* Методики расчета открытых передач рассмотрены в [7, 8, 10]. Материал и термообработку зубчатых колес при расчете открытой зубчатой передачи студенты выбирают самостоятельно с учетом рекомендаций, приведенных в [10, § 3.1, п. 1]. Пример расчета открытой цилиндрической зубчатой передачи приведен в разделе 5.6.

#### 7. Проектный расчет валов и эскизная компоновка редуктора

Эскизную компоновку редуктора можно выполнить вручную на миллиметровой бумаге по рекомендациям [7, § 12.1, п. VII] или на ПЭВМ по специальной программе. Материал по эскизной компоновке редуктора на ПЭВМ изложен в [6], а пример выполнения рассмотрен в разделе 5.7.

8. *Проверочный расчет одного из валов редуктора на прочность.* Рассчитывается вал, на котором установлена деталь открытой передачи, то есть, если привод содержит ременную передачу, то — быстроходный вал, если же в приводе использована открытая зубчатая или цепная передача, то — тихоходный вал. Методика расчета валов приведена в [1, § 16.3, 16.4; 7, § 8.2; 10, § 6.1–6.3, 8.1, 8.2, 11.3; 8, с. 30–36]. Пример расчета см. раздел 5.8.

9. *Проверочный расчет подшипников редуктора на долговечность.* Рассчитывают подшипники вала, прочность которого проверялся в п. 8. Номера подшипников предварительно выбраны в п. 7. Методика расчета подшипников рассмотрена в [1, § 18.4; 7, § 9.7; 10, § 9.1, 9.2; 8, с. 36–38]. Пример расчета радиальных однорядных шарикоподшипников приведен в разд. 5.9.

10. *Расчет шпоночных (шлицевых) соединений редуктора.* Рассчитывают шпоночные (шлицевые) соединения того вала, который был рассчитан в п. 8. Размеры сечения шпонки, глубину пазов вала и ступицы выбирают по ГОСТам в зависимости от диаметра участка вала, а длину шпонки — в зависимости от длины ступицы детали, установленной на данном участке вала, согласуя с ГОСТами [7, табл. 8.9; 10, табл. К42]. Соединения рассчитывают на прочность по напряжениям смятия [1, § 8.1; 3, § 27.2; 7, § 8.4; 10, § 11.1]. Пример расчета призматических шпоночных соединений рассмотрен в разделе 5.10.

11. *Подбор стандартной муфты.* Муфты выбирают по ГОСТам с учетом диаметров соединяемых валов, передаваемого момента и частоты вращения [1, 19.1; 3, § 22.3; 7, § 11.1; 10, § 10.7]. Параметры муфт приведены в [7, табл. 11.4–11.7; 10, табл. К21, К25, К23, К26]. Для выбранной муфты в записке приводят эскиз с основными размерами (раздел 5.11).

12. *Выполнение первого листа — чертежа общего вида привода.* Рекомендации по выполнению этого чертежа, а также его образец даны в [10, § 13.1, 13.2, справочник – часть I].

13. *Выполнение второго листа — рабочих чертежей деталей.* Разрабатываемая деталь назначается консультантом. Рекомендации по оформлению рабочих чертежей типовых деталей и их образцы имеются в [10, § 13.3, 13.4].

13. *Оформление пояснительной записки.* Рекомендации даны в [9 и 10, § 14.2]. Содержание пояснительной записки приведено в разделе 4.2, а образцы листов в приложениях 1 и 2.

14. *Защита курсового проекта.* К защите допускаются студенты, полностью выполнившие расчеты и чертежи. Чертежи проекта и пояснительная записка должны быть подписаны консультантом. Проект защищается в комиссии.

При защите студент делает доклад по проекту, а также отвечает на вопросы членов комиссии и присутствующих студентов.

При оценке проекта учитываются его качество, знания студента, проявленные при защите и сроки выполнения проекта.

## V. ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЕТНОЙ ЧАСТИ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

### 5.1. Задание к курсовому проекту

Необходимо спроектировать привод ленточного конвейера, состоящий из электродвигателя (ЭД), упругой муфты (МУ), одноступенчатого цилиндрического редуктора (ЦИЛ), открытой цилиндрической зубчатой передачи (ОЗЦ) и приводного барабана (БП). Вращающий момент на барабане  $T_6 = 870 \text{ Н м}$ , угловая скорость барабана  $\omega_6 = 5,5 \text{ с}^{-1}$ . Группа материалов зубчатых колес II. Срок службы привода  $L_T = 1$  год, работа в 1 смену.

Структурная схема привода имеет вид (рис. 5.1):

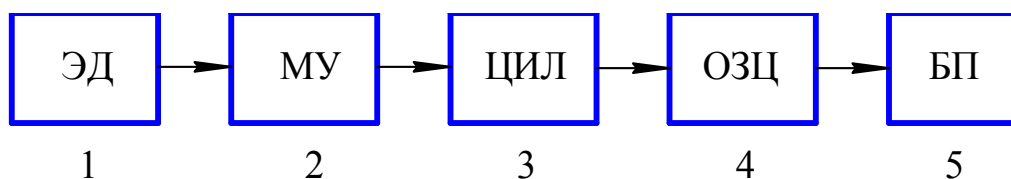


Рис. 5.1. Структурная схема привода

По структурной схеме с использованием условного изображения узлов (табл. 4,3) составляем кинематическую схему привода (рис. 5,2).

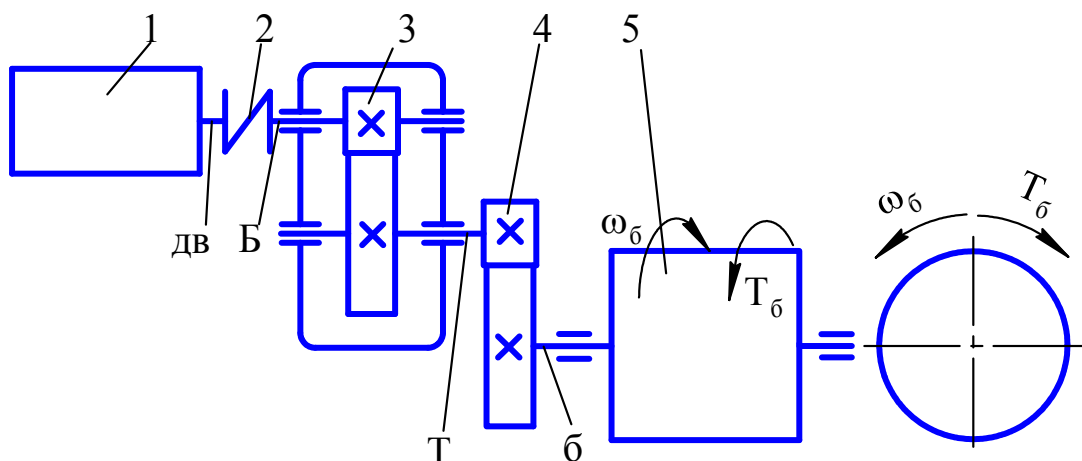


Рис. 5.2. Кинематическая схема привода

1 – электродвигатель; 2 – муфта упругая; 3 – редуктор цилиндрический одноступенчатый; 4 – открытая зубчатая цилиндрическая передача; 5 – приводной барабан

### 5.2. Подбор электродвигателя

Требуемая мощность электродвигателя определяется по формуле

$$P_{\text{тр}} = \frac{T_6 \omega_6}{1000 \eta}.$$

Общий КПД привода

$$\eta = \eta_2 \eta_3 \eta_4 \eta_5 \eta_{\text{п}}^2 = 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,96 \cdot 0,99 \cdot 0,99^2 = 0,895.$$

Здесь:  $\eta_2 = 0,98$  – КПД муфты;  $\eta_3 = 0,98$  – КПД закрытой цилиндрической передачи (передачи редуктора);  $\eta_4 = 0,96$  – КПД открытой зубчатой передачи;  $\eta_5 = 0,99$  – КПД подшипников барабана;  $\eta_{\text{п}} = 0,99$  – КПД пары подшипников качения (в редукторе две пары подшипников) [7, табл. 1.1; 10, табл. 2.2].

Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{\text{тр}} = \frac{870 \cdot 5,5}{1000 \cdot 0,895} = 5,349 \text{ кВт.}$$

Частота вращения вала барабана

$$n_6 = \frac{30 \cdot \psi_6}{p} = \frac{30 \cdot 5,5}{p} = 52,52 \text{ мин}^{-1}.$$

Необходимая частота вращения вала электродвигателя

$$n'_{\text{эд}} = n_6 u_p' u'_{\text{озц}} = 52,52 \cdot 5 \cdot 6 = 1575 \text{ мин}^{-1}.$$

Значения  $u_p' = 5$ ,  $u'_{\text{озц}} = 6$  приняты по рекомендациям [7, с. 7; 10, табл. 2.3], где для одноступенчатых редукторов рекомендованы значения  $u_p = 2 \dots 6,3$ , для открытой зубчатой передачи  $u_{\text{озц}} = 3 \dots 7$ .

По требуемой мощности с учетом необходимой частоты вращения вала электродвигателя по [7, табл. П1; 10, табл. К9] выбираем электродвигатель с синхронной частотой вращения  $n_c = 1500 \text{ мин}^{-1}$  типа 4А112М4У3 с номинальной мощностью  $P_n = 5,5 \text{ кВт}$ , номинальной частотой вращения  $n_n = 1445 \text{ мин}^{-1}$ , кратностью пускового момента  $T_n/T_H = 2$ . Эскиз электродвигателя приведен на рис. 5.3.

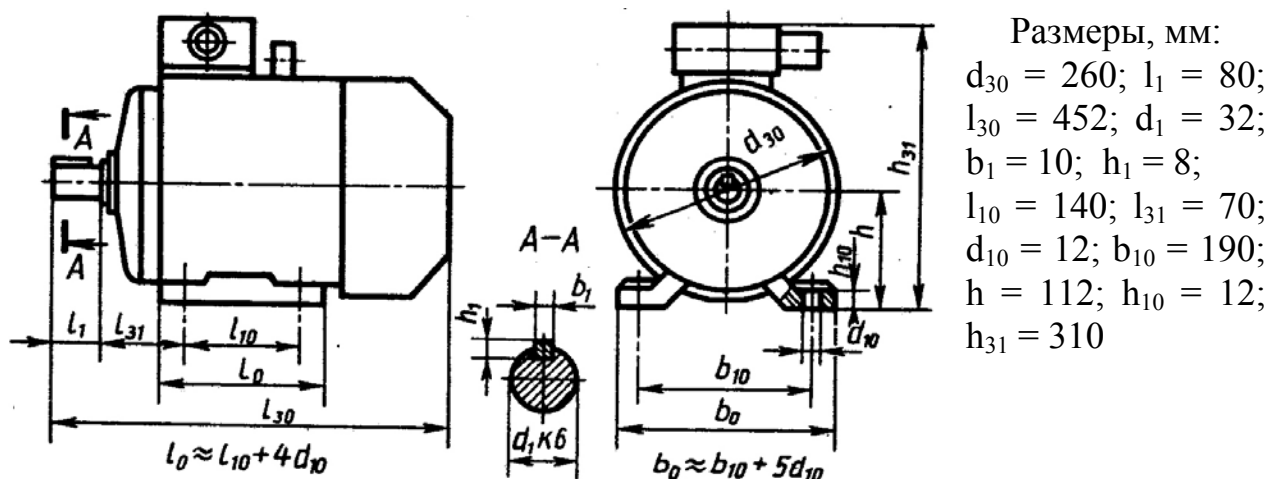


Рис. 5.3. Эскиз электродвигателя [7, табл. П2, 10, табл. К10]



### 5.3. Определение общего передаточного числа привода и его разбивка

Общее передаточное число привода

$$u = \frac{n_n}{n_6} = \frac{1445}{52,52} = 27,51.$$

Разбиваем общее передаточное отношение между редуктором и открытой зубчатой передачей. Для редуктора по ГОСТ 2185-66 принимаем номинальное передаточное число  $u_p = 5$  [7, с. 36; 10, табл. 2.3]. Тогда передаточное число открытой зубчатой передачи

$$u_{озц} = \frac{u}{u_p} = \frac{27,51}{5} = 5,502 \approx 5,5.$$

### 5.4. Определение мощности $P$ , частоты вращения $n$ , угловой скорости $\omega$ , вращающего момента $T$ на валах привода

5.4.1. Мощности на валах привода:

$$\begin{aligned} P_{дв} &= P_{тр} = 5,349 \text{ кВт}; \\ P_B &= P_{дв} \eta_2 = 5,349 \cdot 0,98 = 5,242 \text{ кВт}; \\ P_T &= P_B \eta_3 \eta_n = 5,242 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 5,086 \text{ кВт}; \\ P_6 &= P_T \eta_4 \eta_n = 5,086 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 4,834 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

5.4.2. Частота вращения валов привода:

$$\begin{aligned} n_{дв} &= n_n = 1445 \text{ мин}^{-1}; \\ n_B &= n_{дв} = 1445 \text{ мин}^{-1}; \\ n_T &= n_B / u_p = 1445 / 5 = 289 \text{ мин}^{-1}; \\ n_6 &= n_T / u_{озц} = 289 / 5,5 = 52,54 \text{ мин}^{-1}. \end{aligned}$$

5.4.3. Угловая скорость валов привода:

$$\begin{aligned} \omega_{дв} &= \pi n_{дв} / 30 = \pi \cdot 1445 / 30 = 151,32 \text{ с}^{-1}; \\ \omega_B &= \omega_{дв} = 151,32 \text{ с}^{-1}; \\ \omega_T &= \pi n_T / 30 = \pi \cdot 289 / 30 = 30,26 \text{ с}^{-1}; \\ \omega_6 &= \pi n_6 / 30 = \pi \cdot 52,54 / 30 = 5,50 \text{ с}^{-1}. \end{aligned}$$

5.4.4. Вращающие моменты на валах привода:

$$\begin{aligned} T_{дв} &= P_{дв} / \omega_{дв} = 5,349 \cdot 10^3 / 151,32 = 35,349 \text{ Н} \cdot \text{м}. \\ T_B &= P_B / \omega_B = 5,242 \cdot 10^3 / 151,32 = 34,642 \text{ Н} \cdot \text{м}. \\ T_T &= P_T / \omega_T = 5,086 \cdot 10^3 / 30,26 = 168,077 \text{ Н} \cdot \text{м}. \\ T_6 &= P_6 / \omega_6 = 4,834 \cdot 10^3 / 5,50 = 878,909 \text{ Н} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

Вращающий момент на барабане будет равен:

$$T_{6ф} = T_6 \eta_5 = 878,909 \cdot 0,99 = 870,12 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

что соответствует заданному в исходных данных моменту  $T_6 = 870 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

## 5.5. Расчет зубчатой передачи редуктора

### Исходные данные

Тип передачи – закрытая цилиндрическая косозубая (рис. 5.4)

Момент на колесе  $T_2 = T_T = 168,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

Угловая скорость  $\omega_1 = \omega_B = 151,32 \text{ с}^{-1}$ .

Частота вращения  $n_1 = n_B = 1445 \text{ мин}^{-1}$ .

Передаточное число  $u = u_p = 5$ .

Срок службы передачи — длительный.

Вид смазки зацеплений — в масляной ванне.

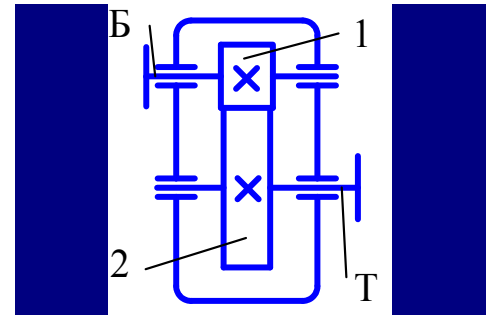


Рис. 5.4. Схема передачи

5.5.1. Кинематический расчет (см. разд. 5.4).

$T_1 = T_B = 34,64 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ;  $\omega_2 = \omega_T = 30,26 \text{ с}^{-1}$ ;  $n_2 = n_T = 289 \text{ мин}^{-1}$

5.5.2. Материалы зубчатых колес – II группы (см. раздел 5.1).

По заданной группе материалов II выбираем марку сталей и термообработку зубчатых колес (табл. 4.3): для шестерни – сталь 40Х с термообработкой улучшение и закалка ТВЧ,  $\text{HRC}_3 = 45 \dots 50$ ,  $\text{HRC}_{\text{эсп}} = 47,5$ ;  $\sigma_B = 900 \text{ МПа}$ ,  $\sigma_T = 750 \text{ МПа}$ ; для колеса – сталь 40Х с термообработкой улучшение,  $\text{HB} = 235 \dots 262$ ,  $\text{HB}_{\text{ср}} = 248,5$ ;  $\sigma_B = 790 \text{ МПа}$ ,  $\sigma_T = 640 \text{ МПа}$  [10, табл. 3.2].

5.5.3. Допускаемые напряжения при расчете на выносливость.

*Допускаемые контактные напряжения.*

Базовый предел контактной выносливости по [1, табл. 12.4; 3, табл. 16.4; 7, табл. 3.2]

$$\sigma_{\text{Hlimb1}} = 17\text{HRC}_{\text{эсп}} + 200 = 17 \cdot 47,5 + 200 = 1007,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{Hlimb2}} = 2\text{HB}_{\text{ср}} + 70 = 2 \cdot 248,5 + 70 = 567 \text{ МПа}.$$

Коэффициент безопасности по [1, с. 187; 3, с. 172; 7, с. 33]:

$$S_{\text{H1}} = 1,2, S_{\text{H2}} = 1,1.$$

Коэффициент долговечности по [1, рис. 12.21 и 12.19; 3, с. 173; 7, с. 33 55] для длительно работающих передач принимают  $K_{\text{HL1}} = K_{\text{HL2}} = 1$ .

Допускаемые контактные напряжения для зубьев шестерни и колеса [1, ф. (12.57); 3, ф. (16.59); 7, ф. (3.9)]

$$[\sigma_{\text{H}}]_1 = \sigma_{\text{Hlimb1}} K_{\text{HL1}} / S_{\text{H1}} = 1007,5 \cdot 1 / 1,2 = 840 \text{ МПа}.$$

$$[\sigma_{\text{H}}]_2 = \sigma_{\text{Hlimb2}} K_{\text{HL2}} / S_{\text{H2}} = 567 \cdot 1 / 1,1 = 515 \text{ МПа}$$

Так как передача косозубая и зубья шестерни и колеса имеют большую разницу в твердости ( $\Delta\text{HB} > 50$ ), то допускаемые контактные напряжения для передачи определяем по формуле [1, ф. (12.64); 3, с. 173]

$$[\sigma_{\text{H}}] = 0,45([\sigma_{\text{H}}]_1 + [\sigma_{\text{H}}]_2) = 0,45(840 + 515) = 610 \text{ МПа}.$$

$$[\sigma_{\text{H}}] < 1,23 [\sigma_{\text{H}}]_2 \quad 1,23 \cdot 515 = 633 \text{ МПа. Принимаем } [\sigma_{\text{H}}] = 610 \text{ МПа}$$

*Допускаемые напряжения изгиба.*

Базовые пределы изгибной выносливости зубьев [1, табл. 12.6; 3, табл. 16.3; 10, табл. 3.9]

$$\sigma_{\text{Flimb1}} = 700 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{Flimb2}} = 1,8 \text{ НВ}_{\text{cp}} = 1,8 \cdot 248,5 = 447 \text{ МПа}.$$

Коэффициент безопасности по [7, табл. 3.9 и с. 43...44]  $S_{F1} = S_{F2} = [S_F]' = 1,75$ .

Коэффициент, учитывающий двухстороннее приложение нагрузки, по [1, с. 194; 7, с. 45]  $K_{Fc1} = K_{Fc2} = 1$  (в приводах ленточных конвейеров зубчатые колеса имеют постоянное направление вращения, следовательно, нагружается только одна сторона зубьев).

Коэффициент долговечности принимаем  $K_{FL1} = K_{FL2} = 1$  (см. выше).

Допускаемые напряжения изгиба [1, ф. (12.73); 3, с. 171; 7, с. 44]

$$[\sigma_F]_1 = \sigma_{\text{Flimb1}} K_{Fc1} K_{FL1} / S_{F1} = 700 \cdot 1 \cdot 1 / 1,75 = 400 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_2 = \sigma_{\text{Flimb2}} K_{Fc2} K_{FL2} / S_{F2} = 447 \cdot 1 \cdot 1 / 1,75 = 255 \text{ МПа}$$

5.5.4. Вращающие моменты на валу шестерни  $T_1 = 34,64 \text{ Н} \cdot \text{м}$  и колеса  $T_2 = 168,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$  (см. разд. 5.4).

5.5.5. Межосевое расстояние.

Расчетная формула [1, ф. (12.61); 3, ф. (16.51); 7, ф. (3.7); 10, с. 61]:

$$a_w = K_a(u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{\psi_{ba} u^2 [Y_H]^2}}$$

Параметры, входящие в расчетную формулу:

Коэффициент  $K_a$ . По [1, с. 189, 3, с. 169] принимаем  $K_a = 430 \text{ МПа}^{1/3}$ .

Коэффициент  $\psi_{ba}$  назначаем по рекомендациям [1, с. 189; 3, с. 169; 7, с. 33]. Значение  $\psi_{ba}$  необходимо выбирать по ГОСТ 2185-66 [1, с. 215; 7, с. 36]. Принимаем  $\psi_{ba} = 0,4$

По принятому значению  $\psi_{ba}$  находим коэффициент  $\psi_{bd}$  [1, ф.(12.65); 7, ф.(3.8)]

$$\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u + 1) = 0,5 \cdot 0,4 (5 + 1) = 1,2.$$

Для косозубых передач  $\psi_{bd} \leq 1,5$ , для прямозубых –  $\psi_{bd} \leq 1,0$ .

Коэффициент  $K_{H\beta}$  по [1, рис. 12.18; 7, табл. 3.5] принимаем  $K_{H\beta} = 1,05$

Расчетное значение межосевого расстояния:

$$a_w = 430 (5 + 1) \sqrt[3]{\frac{168,1 \cdot 1,05}{0,4 \cdot 5^2 \cdot 610^2}} = 93,39 \text{ мм}$$

По ГОСТ 2185-66 [1, с. 215; 7, с. 36] принимаем  $a_w = 100 \text{ мм}$

5.5.6. Модуль зацепления.

Для передач редукторов при  $\text{НВ}_2 < 350$  модуль зацепления назначается по следующей рекомендации [1, с. 198; 8, с. 8, п. 7]:

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) a_w = (0,01 \dots 0,02) 100 = 1 \dots 2 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 9563-60 [1, с. 162; 3, с. 150; 7, с. 36; 10, с. 62] примем стандартное

значение модуля  $m_n = 1,5$  мм (для силовых передач  $m_n \geq 1,5$  мм).

5.5.7. Число зубьев шестерни и колеса, угол наклона зубьев.

По принятым значениям  $a_w$  и  $m_n$ , назначив предварительно угол наклона зубьев  $\beta = 10^\circ$ , вычислим суммарное число зубьев, затем числа зубьев шестерни и колеса [7, с. 36, 37; 10, с. 62, 63, пп. 4, 6, 7]:

$$z_\Sigma = z_1 + z_2 = 2 a_w \cos \beta / m_n = 2 \cdot 100 \cdot \cos(10^\circ) / 1,5 = 131,31. \text{ Принимаем } z_\Sigma = 132.$$

$$z_1 = z_\Sigma / (u + 1) = 132 / (5 + 1) = 22. \text{ Принимаем } z_1 = 22.$$

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 132 - 22 = 110. \text{ Принимаем } z_2 = 58.$$

По принятым значениям  $a_w$ ,  $m_n$ ,  $z_1$ ,  $z_2$  уточняем угол наклона зубьев [7, ф. (3.16); 10, с. 62, п. 5]:

$$\cos \beta = m_n(z_1 + z_2) / (2 a_w) = 1,5 (22 + 110) / (2 \cdot 100) = 0,99;$$

$$\beta = 8,10962^\circ.$$

5.5.8. Фактическое передаточное число и его отклонение от заданного передаточного числа [1, с. 215; 7, с. 37, п. 5; 10, с. 63, п. 8]:

$$u_\phi = z_2 / z_1 = 110 / 22 = 5.$$

Вывод: отклонение передаточного числа  $\Delta u = 0$ .

При наличии отклонения, необходимо оценить отклонение в процентах [8, с. 9, п. 9]. Допустимое отклонение 2,5% при  $u \leq 4,5$  и 4% при  $u > 4,5$ .

5.5.9. Основные размеры зубчатых колес [1, § 12.10; 7, табл. 3.10; 10, с. 63, п. 10]:

$$d_1 = m_n z_1 / \cos \beta = 1,5 \cdot 22 / 0,99 = 33,33 \text{ мм};$$

$$d_2 = m_n z_2 / \cos \beta = 1,5 \cdot 110 / 0,99 = 166,67 \text{ мм};$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 m_n = 33,33 + 2 \cdot 1,5 = 36,33 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 m_n = 166,67 + 2 \cdot 1,5 = 169,67 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 m_n = 33,33 - 2,5 \cdot 1,5 = 29,58 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 m_n = 166,67 - 2,5 \cdot 1,5 = 162,92 \text{ мм};$$

$$b_2 = b_w = \psi_{ba} a_w = 0,4 \cdot 100 = 40 \text{ мм, принимаем } b_2 = 40 \text{ мм};$$

$$b_1 = 1,12 b_2 = 1,12 \cdot 40 = 44,8 \text{ мм, принимаем } b_1 = 45 \text{ мм}.$$

Проверка —  $a_w = (d_1 + d_2) / 2 = (33,33 + 166,67) / 2 = 100 \text{ мм}.$

5.5.10. Окружная скорость в зацеплении и степень точности изготовления

$$V = \pi d_1 n_1 / 60000 = \pi \cdot 33,33 \cdot 1445 / 60000 = 2,54 \text{ м/с}.$$

Назначаем 8-ю степень точности [1, табл. 12.2; 10, табл. 4.2].

5.5.11. Коэффициент перекрытия [1, ф. (12.55); 3, ф. (16.10); 7, с. 39]

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2 (1 / z_1 + 1 / z_2)] \cos \beta = [1,88 - 3,2 (1 / 22 + 1 / 110)] 0,99 = 1,75.$$

5.5.12. Проверочный расчет на выносливость по контактным напряжениям [1,

§ 12.5; 3, § 16.11; 7, § 3.2].

Расчетная формула [1, ф. (12.52); 3, ф. (16.49); 7, ф. (3.4)]:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{W_{Ht}}{d_1} \frac{u+1}{u}} \leq [\sigma_H].$$

Определяем параметры, входящие в расчетную формулу:

$$Z_H = 1,77 \cos \beta = 1,77 \cdot 0,99 = 1,75; \quad Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2} [1, \text{с. 184; 7 с. 31}];$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,75}} = 0,76 [1, \text{ф. (12.54); 7 с. 39}].$$

Коэффициенты нагрузки:

$$\psi_{bd} = b_w / d_1 = 40 / 33,33 = 1,2; \quad K_{H\beta} = 1,05 [1, \text{рис. 12.18; 7, табл. 3.5}];$$

$$K_{H\alpha} = 1,025 [1, \text{табл. 12.3; 10, табл. 4.3}]; \quad K_{H\alpha} = 1,07 [1, \text{рис. 12.17; 10, рис. 4.2}].$$

$$\text{Окружная сила } Ft = 2T_1 / d_1 = 2 \cdot 34,64 \cdot 10^3 / 33,33 = 2079 \text{ Н.}$$

Удельная расчетная окружная сила

$$W_{Ht} = Ft K_{H\beta} K_{H\alpha} / b_w = 2079 \cdot 1,05 \cdot 1,025 \cdot 1,07 / 40 = 59,85 \text{ Н/мм.}$$

Расчетные контактные напряжения и их оценка

$$\sigma_H = 1,75 \cdot 275 \cdot 0,76 \sqrt{\frac{59,85}{33,33} \frac{5+1}{5}} = 560,36 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 610 \text{ МПа}$$

Недогрузка составляет:

$$100\% (\sigma_H - [\sigma_H]) / [\sigma_H] = 100\% (560,36 - 610) / 610 = 8,1\% < 10\%$$

Вывод: контактная выносливость передачи обеспечивается.

5.5.13. Проверочный расчет на выносливость по напряжениям изгиба [1, с. 191...195; 3, § 16.10; 7, § 3.3; 10, с. 65...67, п. 14].

Расчетная формула [1, ф. (12.68); 7, ф. (3.25); 10, с. 65]:

$$\sigma_F = Ft K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_F Y_\beta K_{F\alpha} / (b_w m_n) \leq [\sigma_F].$$

Определяем параметры, входящие в расчетную формулу.

Эквивалентное число зубьев колес [1, ф. (12.72); 7, с. 46; 10, с. 63]

$$z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta = 22 / 0,99^3 = 22,7; \quad z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta = 110 / 0,99^3 = 113,4.$$

Коэффициенты формы зубьев [1, рис. 12.23; 7, с. 42; 10, табл. 4.4]:

$$Y_{F1} = 3,96; \quad Y_{F2} = 3,61.$$

Оценка прочности зуба шестерни и колеса производится по отношениям

$$[\sigma_F]_1 / Y_{F1} = 400 / 3,96 = 101; \quad [\sigma_F]_2 / Y_{F2} = 255 / 3,61 = 71.$$

Так как отношение меньше для зубьев колеса, то дальнейший расчет ведем по колесу.

Коэффициенты:

$$Y_\beta = 1 - \beta / 140 = 1 - 8,10962^\circ / 140 = 0,94 \text{ [1, с. 193; 7, с. 46; 10, с. 66];}$$

$$K_{F\beta} = 1,13 \text{ [1, рис. 12.18; 7, табл. 3.7]; } K_{FV} = 1,07 \text{ [1, табл. 12.5; 10, табл. 4.3];}$$

$$K_{F\alpha} = [4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n - 5)] / (4\varepsilon_\alpha) = [4 + (1,75 - 1)(8 - 5)] / (4 \cdot 1,75) = 0,89 \text{ [7, с. 47; 10, с. 66].}$$

Расчетные напряжения изгиба для зубьев шестерни и их оценка:

$$\sigma_{F2} = 2079 \cdot 1,13 \cdot 1,07 \cdot 3,61 \cdot 0,94 \cdot 0,89 / (40 \cdot 1,5) = 126,53 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 255 \text{ МПа.}$$

Вывод: изгибная выносливость зубьев обеспечивается.

## 5.6. Расчет открытой зубчатой передачи

Исходные данные

Тип передачи – цилиндрическая прямозубая (рис. 5.5)

Момент на шестерне  $T_1 = T_T = 168,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

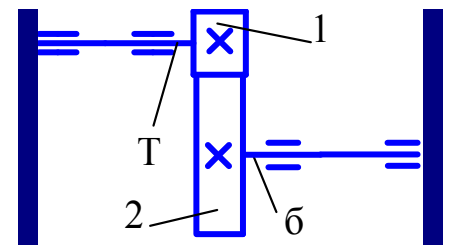
Угловая скорость  $\omega_1 = \omega_T = 30,26 \text{ с}^{-1}$ .

Частота вращения  $n_1 = n_T = 289 \text{ мин}^{-1}$ .

Передаточное число  $u = u_{\text{оц}} = 5,5$ .

Срок службы передачи — длительный.

Вид смазки зацеплений — периодическая.



4.7.1. Кинематический расчет (см. разд. 4.4).

Рис. 5.5. Схема передачи

4.7.2. Материалы зубчатых колес.

С учетом рекомендаций [1, § 12.4; 10, § 3.1] назначаем: для шестерни – сталь 40Х, термообработка — улучшение,  $HV_1 = 270$ ,  $\sigma_B = 930 \text{ МПа}$ ,  $\sigma_T = 690 \text{ МПа}$ ; для колеса – сталь 40Х, термообработка — улучшение,  $HV_2 = 245$ ,  $\sigma_B = 830 \text{ МПа}$ ,  $\sigma_T = 540 \text{ МПа}$  [7, табл. 3.3].

5.6.3. Допускаемые напряжения изгиба.

Базовый предел изгибной выносливости зубьев [1, табл. 12.6; 3, табл. 16.3; 4, табл. 3.9]:

$$\sigma_{Flimb1} = 1,8 HV_1 = 1,8 \cdot 270 = 486 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{Flimb2} = 1,8 HV_2 = 1,8 \cdot 245 = 441 \text{ МПа.}$$

Коэффициент безопасности по  $S_{F1} = S_{F2} = 1,75$  [7, табл. 3.9 и с. 43, 44].

Коэффициент, учитывающий двухстороннее приложение нагрузки,

$$K_{Fc1} = K_{Fc2} = 1 \text{ (см. п. 5.5.3).}$$

Коэффициент долговечности  $K_{FL1} = K_{FL2} = 1$  (см. п. 5.5.3).

Допускаемые напряжения изгиба [1, ф. (12.73); 3, с. 171; 4, с. 44]:

$$[\sigma_F]_1 = \sigma_{Flimb1} K_{Fc} K_{FL1} / S_{F1} = 486 \cdot 1 \cdot 1 / 1,75 = 278 \text{ МПа;}$$

$$[\sigma_F]_2 = \sigma_{Flimb2} K_{Fc} K_{FL2} / S_{F2} = 441 \cdot 1 \cdot 1 / 1,75 = 252 \text{ МПа.}$$

#### 5.6.4. Модуль зацепления из условия изгибной выносливости.

Расчетная формула [1, ф. (12.70); 3, ф.(16.45)]:

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{F\beta}}{z_1^2 \psi_{bd} [\sigma_F]}} Y_F.$$

Параметры, входящие в расчетную формулу:

коэффициент  $K_m = 14$  [1, с. 192; 3, с. 167]; коэффициент ширины колес  $\psi_{bd} = 0,3$  [1, с. 190; 3, с. 166]; коэффициент неравномерности распределения нагрузки [1, рис.12.18; 3, табл. 16.1; 7, табл. 3.7]. Принимаем  $K_{F\beta} = 1.28$  (для консольного расположения зубчатых колес относительно опор, валы установлены на шариковых подшипниках).

Учитывая рекомендации [1, с. 192; 3, с. 153; 7, с. 49; 10, с. 69] задаемся  $z_1 = 20$  (обычно  $z_1 = 18 \dots 30$ ). Определяем  $z_2 = z_1 u = 20 \cdot 5,5 = 110$ . Принимаем  $z_2 = 110$ .

Коэффициент формы зуба [1, рис. 12.23; 3, рис. 16.26; 7, с. 42; 10, табл. 4.4]:  $Y_{F1} = 4,09$ ;  $Y_{F2} = 3,60$ .

Оценка прочности зуба шестерни и колеса по отношению:

$$[\sigma_F]_1 / Y_{F1} = 278 / 4,09 = 67,97; [\sigma_F]_2 / Y_{F2} = 252 / 3,60 = 70.$$

Так как для шестерни отношение получилось меньше, то в расчетную формулу подставляем значения  $Y_F$  и  $[\sigma_F]$  для шестерни.

Расчетное значение модуля зацепления

$$m = 14 \sqrt[3]{\frac{168,1 \cdot 1,28}{20^2 \cdot 0,3 \cdot 278}} 4,09 = 4,17 \text{ мм}.$$

Для силовых передач  $m \geq 1,5$  мм. По ГОСТ 9563-60 [1, с. 162; 3, с. 150; 7, с. 36; 10, с. 62 ] принимаем  $m = 4$  мм.

5.6.5. Основные геометрические размеры зубчатых колес [1, § 12.10; 7, табл. 3.10; 10, с. 63, п. 10]:

$$d_1 = m z_1 = 4 \cdot 20 = 84 \text{ мм};$$

$$d_2 = m z_2 = 4 \cdot 110 = 440 \text{ мм};$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 m = 80 + 2 \cdot 4 = 88 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 m = 440 + 2 \cdot 4 = 448 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 m = 80 - 2,5 \cdot 4 = 70 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 m = 440 - 2,5 \cdot 4 = 430 \text{ мм};$$

$$b_2 = b_w = \psi_{bd} d_1 = 0,3 \cdot 80 = 24 \text{ мм, принимаем } b_2 = 24 \text{ мм};$$

$$b_1 = 1,12 b_2 = 1,12 \cdot 24 = 26,9 \text{ мм, принимаем } b_1 = 27 \text{ мм};$$

$$a_w = (d_1 + d_2) / 2 = (80 + 440) / 2 = 260 \text{ мм}.$$

#### 5.6.6. Окружная скорость в зацеплении и степень точности изготовления

$$V = \pi d_1 n_1 / 60000 = \pi \cdot 80 \cdot 289 / 60000 = 1,21 \text{ м/с}.$$

Назначаем 8-ю степень точности [1, табл. 12.2; 10, табл. 4.2].

5.6.7. Проверка выносливости зубьев колеса по напряжениям изгиба (см. п. 5.5.13).

Расчетная формула [7 ф. (3.22); 10, с. 65]:

$$\sigma_{F1} = F_t K_F Y_{F1} / (b_w m) \leq [\sigma_F]_1.$$

Определяем параметры, входящие в расчетную формулу.

Окружная сила  $F_t = 2T_1 / d_1 = 2 \cdot 168,1 \cdot 10^3 / 80 = 4202$  Н.

Коэффициенты:

$$\psi_{bd} = b_w / d_1 = 24 / 80 = 0,3; K_{F\beta} = 1,28 \text{ (см. п. 5.6.4);}$$

$$K_{FV} = 1,12 [1, \text{табл. 12.5; 10, табл. 4.3};]$$

$$K_F = K_{F\beta} K_{FV} = 1,28 \cdot 1,12 = 1,43.$$

Расчетные напряжения изгиба для зубьев колеса и их оценка

$$\sigma_{F1} = 4202 \cdot 1,43 \cdot 4,09 / (24 \cdot 4) = 257 \text{ МПа} < [\sigma_F]_1 = 278 \text{ МПа}.$$

Недогрузка составляет 7,6%, что меньше 20%. Порядок расчета см. в п. 5.5.12.

Вывод: изгибная выносливость зубьев обеспечивается.

## 5.7. Проектный расчет валов и эскизная компоновка редуктора

Проектный расчет валов и эскизная компоновка редуктора производится по рекомендациям, данным в [6].

5.7.1. Геометрические параметры зубчатой передачи редуктора (см. п. 5.5.9):

$$a_w = 100 \text{ мм}, d_{a1} = 36,33 \text{ мм}, d_{a2} = 169,67 \text{ мм}, b_1 = 45 \text{ мм}, b_2 = 40 \text{ мм}.$$

5.7.2. Геометрические параметры открытой зубчатой передачи (см. п. 5.6.5):

$$d_{a1} = 88 \text{ мм}, b_1 = 27 \text{ мм}.$$

5.7.3. Проектный расчет валов.

– Диаметры выходных концов валов [7, ф. (8.16); 10, табл. 7.1]

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{T_B}{0,2[\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{34,64 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 20,54 \text{ мм}.$$

Этот диаметр необходимо согласовать с диаметром вала двигателя  $d_{дв} = 32$  мм (см. рис. 5.2). Для их соединения стандартной упругой муфтой разница между ними должна быть не более 20%. Тогда  $d_B = 0,8 d_{дв} = 0,8 \cdot 32 = 25,6$  мм. По нормальному ряду чисел [7, с. 161, 162; 10, табл. 13.15] принимаем  $d_B = 25$  мм (минимальный диаметр подходящей упругой муфты [7, табл. 11.6 и 11.7; 10, табл. К22 и К25]).

$$d_T \geq \sqrt[3]{\frac{T_T}{0,2[\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{168,1 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 32,27 \text{ мм}.$$

По нормальному ряду чисел принимаем  $d_T = 32$  мм.



– Диаметры валов под подшипниками (цапф):

$$d_{пБ} = d_Б + \Delta d = 25 + 9 = 34 \text{ мм};$$

$$d_{пТ} = d_Т + \Delta d = 32 + 9 = 41 \text{ мм}.$$

Значение  $\Delta d$  назначено по [8, табл. 1]. Эти диаметры округляем до ближайшего числа, кратного 5 (таковы внутренние диаметры подшипников качения).

Принимаем  $d_{пБ} = 30$  мм (с учетом диаметра впадин шестерни  $d_{f1} = 29,58$  мм);  $d_{пТ} = 40$  мм.

– Диаметры валов под зубчатыми колесами:

$$d_{зкБ} = d_{пБ} + \Delta d' = 30 + 2 = 32 \text{ мм};$$

$$d_{зкТ} = d_{пТ} + \Delta d' = 40 + 3 = 43 \text{ мм}.$$

Значение  $\Delta d'$  принимаем по [8, с. 5].

Так как  $d_{зкБ} > d_{f1} = 29,58$  мм, то шестерню выполняем заодно с валом. Диаметр под колесом принимаем по нормальному ряду чисел зубьев (см. выше)  $d_{зкТ} = 42$  мм.

5.7.4. Расчет конструктивных размеров элементов корпуса. Здесь определяем только толщину стенки корпуса (так как редуктор цилиндрический). По [7, табл. 10.2]

$$\delta = 0.025 a_w + 1 = 0.025 \cdot 100 + 1 = 3.5 \text{ мм}.$$

Так как толщина стенки корпуса по рекомендациям [7, табл. 10.2] должна быть не меньше 8 мм, то принимаем  $\delta = 8$  мм.

5.7.5. Предварительный подбор подшипников для валов редуктора. Хотя в данном варианте конструкции редуктора рекомендуется использовать радиально-упорные роликоподшипники, учитывая небольшой срок службы привода, выбираем наиболее простые и дешевые радиальные однорядные шарикоподшипники легкой серии [7, табл. ПЗ; 10, табл. К27]. Параметры подшипников приведены в табл. 5.1

Таблица 5.1 – Параметры выбранных подшипников

Вал	Диаметр цапфы, $d_{п}$ , мм	№ подшипника	Размеры $d \times D \times B$ , мм	$C$ , кН	$C_0$ , кН
Быстроходный	30	№ 206	30 x 62 x 16	19,5	10,0
Тихоходный	40	№208	40 x 80 x 18	32,0	17,8

5.7.6. Определение размеров элементов подшипникового узла ведомого вала. По табл. 2 [8] в зависимости от наружного диаметра подшипника тихоходного вала  $D_Т = 90$  мм выбираем толщину стенки крышки подшипника  $\delta_{кр} = 6$  мм и диаметр болта (винта)  $d_б = 8$  мм. Толщины фланца крышки подшипника  $\Delta_{фкр} = 1,2 \delta_{кр} = 1,2 \cdot 6 = 7,2$  мм, высота головки болта (винта)  $h_б = 0,7 d_б = 0,7 \cdot 8 = 5,6$  мм.

5.7.7. Назначение схем осевого фиксирования валов редуктора. В цилиндрических редукторах, как правило, используется схема установки подшипников ”враспор” для обоих валов [8, § 2.7].

5.7.8. Выбор способа смазки подшипников. Так как скорость зацепления передачи редуктора  $V = 2,54 \text{ м/с} < 3 \text{ м/с}$ , то для подшипников назначаем индивидуальную смазку [8, § 2.8]. Ширину мазеудерживающих колец принимаем  $y = 10 \text{ мм}$ .

5.7.9. Выполняем эскизную компоновку редуктора на ПЭВМ по специально разработанной программе КОМП.BAS, которая находится в папке "Механика" электронной библиотеки сайта нашего филиала. Эскизная компоновка проектируемого редуктора приведена на рис. 5.6.

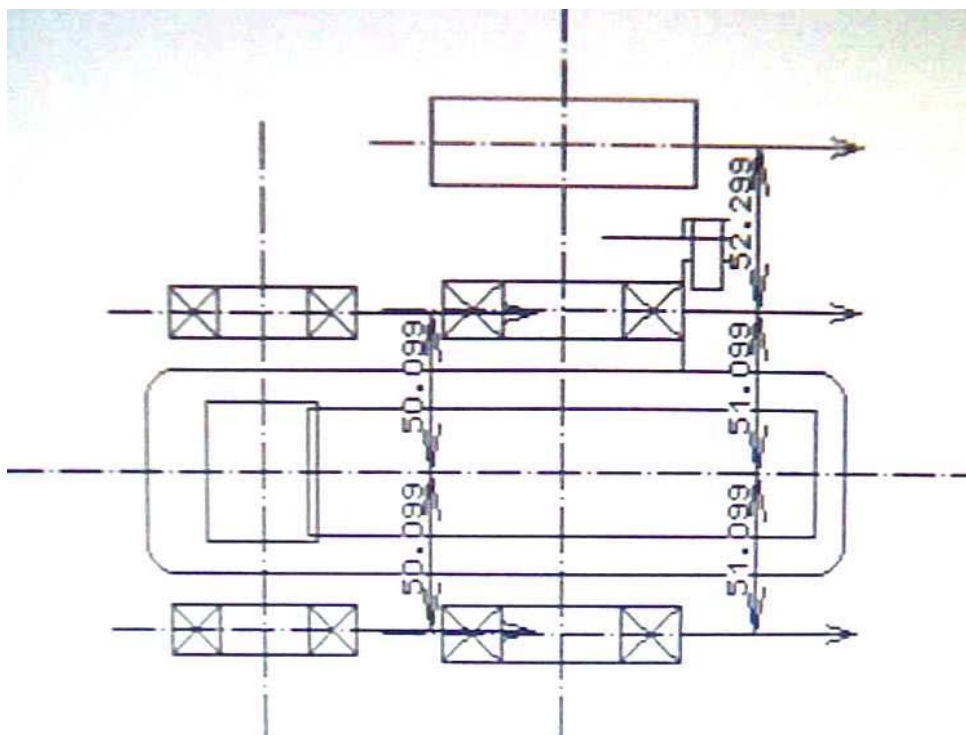


Рис. 5.6. Эскизная компоновка редуктора

Из эскизной компоновки (рис. 5.6) выбираем размеры, необходимые для расчета валов:  $l_1 = 50 \text{ мм}$ ,  $l_2 = 51 \text{ мм}$ ,  $l_3 = 52 \text{ мм}$  (эти размеры отображаются в окне на верхней части экрана монитора, на рис. 5.5 это окно не показано).

## 5.8. Проверочный расчет тихоходного вала редуктора

Исходные данные:

Вращающий момент  $T_T = 168,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

Частота вращения вала  $n_T = 289 \text{ мин}^{-1}$ .

Параметры зубчатых колес:

$d_1 = 33,33 \text{ мм}$ ,  $d_2 = 166,67 \text{ мм}$ ,  $d_3 = 80 \text{ мм}$ ,  $\beta = 8,10962^\circ$ ,  $\alpha_w = 20^\circ$ ;

Линейные размеры:  $l_2 = 51 \text{ мм}$ ,  $l_3 = 48 \text{ мм}$

Размер  $l_3$  уменьшен из-за использования врезных крышек подшипников вместо фланцевых.

Вид посадки зубчатых колес на вал – с натягом.

Характер нагрузки – с толчками.

5.8.1. Материал вала – сталь 45, термообработка – нормализация, HB = 190,

$\sigma_B = 570 \text{ МПа}$ ,  $\sigma_T = 290 \text{ МПа}$  [7, табл. 3.3].

5.8.2. Диаметры участков вала: выходного конца  $d = 30 \text{ мм}$ , цапф  $d_{\text{ц}} = 40 \text{ мм}$ , под зубчатым колесом  $d_{\text{зк}} = 42 \text{ мм}$  (см. п. 5.7.3).

5.8.3. Проверочный расчет вала на статическую прочность [1, § 16.3; 3, с. 236].

Расчетную схему вала (рис. 5.6) составляем по кинематической схеме привода (рис. 5,2) с учетом рекомендаций [1, § 16.3; 3, § 22.2; 10, § 6.3, 8.1].

– Силы, действующие на вал [1, § 12.3; 3, с. 161, 162; 7, § 8.1; 10, табл. 6.1, 6.2]:

Силы, действующие на колесо:

$$F_{t2} = 2079 \text{ Н (см. п. 5.5.12);}$$

$$F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_w / \cos \beta = 2079 \operatorname{tg} 20^\circ / 0,99 = 764 \text{ Н;}$$

$$F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg} \beta = 2079 \operatorname{tg} 8,10962^\circ = 296 \text{ Н.}$$

Силы, действующие на шестерню:

$$F_{t3} = 4202 \text{ Н (см. п. 5.6.7);}$$

$$F_{r3} = F_{t3} \operatorname{tg} \alpha_w = 4202 \operatorname{tg} 20^\circ = 1529 \text{ Н;}$$

– Опорные реакции (рис. 5.7):

в плоскости  $xoz$  (горизонтальной):

$$\sum M_B = R_{Ax} 2l_2 + F_{t2} l_2 - F_{t3} l_3 = 0;$$

$$R_{Ax} = (F_{t3} l_3 - F_{t2} l_2) / 2l_2 = (4202 \cdot 48 - 2079 \cdot 51) / (2 \cdot 51) = 938 \text{ Н;}$$

$$\sum M_A = -F_{t3} (l_3 + 2l_2) + R_{Bx} 2l_2 - F_{t2} l_2 = 0;$$

$$R_{Bx} = [F_{t3} (l_3 + 2l_2) + F_{t2} l_2] / 2l_2 = [4202 (48 + 2 \cdot 51) + 2079 \cdot 51] / 2 \cdot 51 = 7219 \text{ Н.}$$

Проверка:

$$\sum F_x = -R_{Ax} - F_{t2} + R_{Bx} - F_{t3} = 0;$$

$$-938 - 2079 + 7219 - 4202 = 0; 0 = 0.$$

в плоскости  $yoz$  (вертикальной):

$$\sum M_B = -R_{Ay} 2l_2 + F_{r2} l_2 - F_{a2} d_2 / 2 + F_{r3} l_3 = 0;$$

$$\begin{aligned} R_{Ay} &= (F_{r2} l_2 - F_{a2} d_2 / 2 + F_{r3} l_3) / 2 l_2 = \\ &= (764 \cdot 51 - 296 \cdot 166,67 / 2 + 1529 \cdot 48) / (2 \cdot 51) = 860 \text{ Н;} \end{aligned}$$

$$\sum M_A = F_{r3} (l_3 + 2l_2) - R_{By} 2l_2 - F_{r2} l_2 - F_{a2} d_2 / 2 = 0;$$

$$\begin{aligned} R_{By} &= [F_{r3} (l_3 + 2l_2) - F_{r2} l_2 - F_{a2} d_2 / 2] / 2l_2 = \\ &= [1529 (48 + 2 \cdot 51) - 764 \cdot 51 - 296 \cdot 166,67 / 2] / (2 \cdot 51) = 1625 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Проверка:

$$\sum F_y = R_{Ay} - F_{r2} - R_{By} + F_{r3} = 0;$$

$$860 - 764 - 1625 + 1529 = 0;$$

$$0 = 0.$$

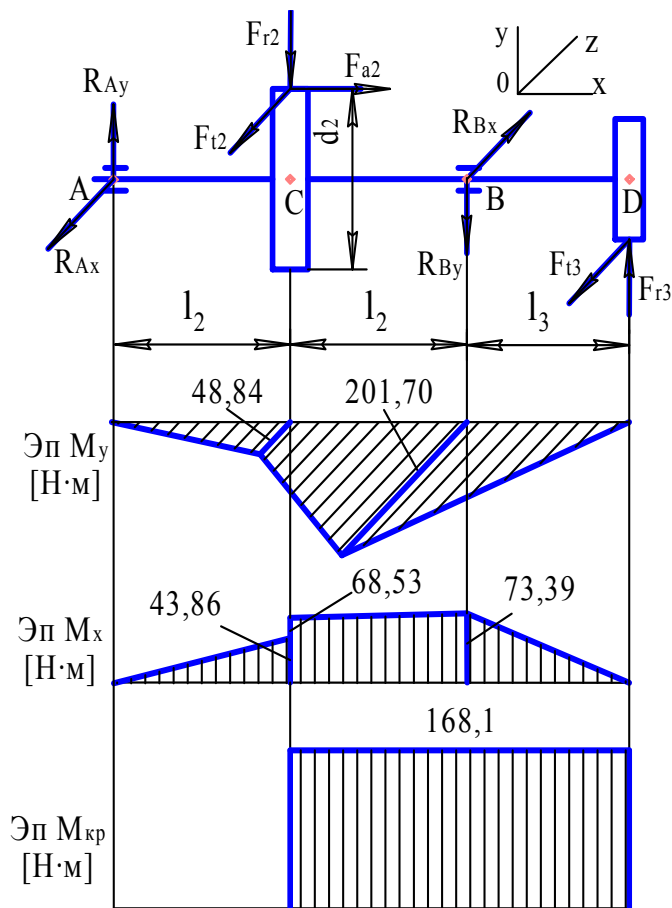


Рис. 5.7. Расчетная схема вала

Н·м.

– Суммарные изгибающие моменты в опасных сечениях:

$$M_{иC} = \sqrt{M_{yC}^2 + M_{xC'}^2} = \sqrt{(-48,84)^2 + 68,53^2} = 84,15 \text{ Н·м};$$

$$M_{иB} = \sqrt{M_{yB}^2 + M_{xB}^2} = \sqrt{(-201,70)^2 + 73,39^2} = 214,64 \text{ Н·м}.$$

Так как  $M_{иB} > M_{иC}$ , то расчет ведем по сечению В.

– Эквивалентный момент в сечении В

$$M_{эквВ} = \sqrt{M_{иВ}^2 + M_{крВ}^2} = \sqrt{214,64^2 + 168,1^2} = 274,21 \text{ Н·м}.$$

– Эквивалентные напряжения и их оценка:

$$\sigma_{эквВ} = M_{эквВ} / W_B \leq [\sigma_{и}];$$

$$W_B = \pi d_{п}^3 / 32 = \pi \cdot 40^3 / 32 = 6283 \text{ мм}^3;$$

$$\sigma_{эквВ} = 274,21 \cdot 10^3 / 6283 = 43,6 \text{ МПа} < [\sigma_{и}] = 50 \text{ МПа} [8, \text{ с. 33, п. 3.7}].$$

Вывод: статическая прочность вала обеспечивается.

#### 5.8.4. Проверочный расчет вала на выносливость.

– Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов.

Изгибающие моменты в плоскости хоз (горизонтальной):

$$M_{yA} = 0; M_{yC} = -R_{Ax} l_2 = -938,51 \cdot 10^{-3} = -48,84 \text{ Н·м};$$

$$M_{yB} = -F_{t3} l_3 = -4202 \cdot 48 \cdot 10^{-3} = -201,70 \text{ Н·м}; M_{yD} = 0.$$

Изгибающие моменты в плоскости уоз (вертикальной):

$$M_{xA} = 0; M_{xC} = R_{Ay} l_2 = 860,51 \cdot 10^{-3} = 43,86 \text{ Н·м};$$

$$M_{xC'} = M_{xC} + F_{a2} d_2 / 2 = 43,86 + (296,166,67 / 2) \cdot 10^{-3} = 68,53 \text{ Н·м};$$

$$M_{xB} = F_{r3} l_3 = 1529 \cdot 48 \cdot 10^{-3} = 73,39 \text{ Н·м}; M_{xD} = 0.$$

Крутящие моменты:

$$M_{крAC} = 0;$$

$$M_{крCD} = F_{t2} d_2 / 2 = T_T = 168,1$$

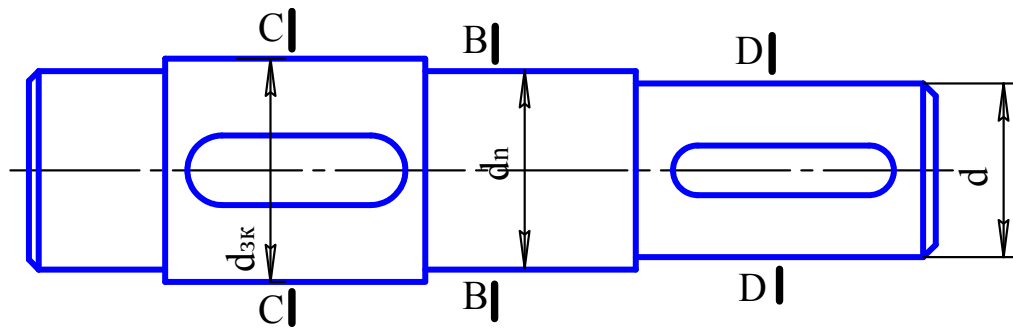


Рис. 5.8. Эскиз тихоходного вала редуктора

Расчетные формулы [1, ф.(16.13)-(16.15); 3, ф.(10.19)-(10.22); 7, ф. (8.17)-(8.19); 10, § 11.3]:

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

$$s_{\sigma} = \frac{y_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{K_d K_v} y_a + \psi_{\sigma} y_m};$$

$$s_{\tau} = \frac{\phi_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{K_d K_v} \phi_a + \psi_{\tau} \phi_m}.$$

Пределы выносливости материала вала (см. п. 4.8.1):

$$\sigma_{-1} = 0,43 \sigma_B = 0,43 \cdot 570 = 245 \text{ МПа};$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 245 = 142 \text{ МПа}.$$

Характер изменения напряжений (циклы): в приводе ленточного конвейера напряжения изгиба в сечениях вала меняются по симметричному циклу, а напряжения кручения – по отнулевому циклу.

– Сечение С – С (рис. 5.9).

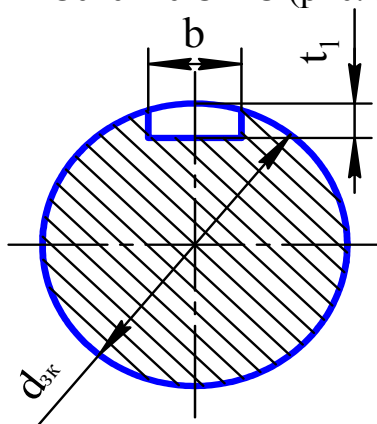


Рис. 5.9. Сечение С - С

Характеристика сечения: сечение нагружено изгибающим и крутящим моментами, концентратором напряжений является шпоночный паз. Размеры сечения:  $d_{3к} = 42 \text{ мм}$ ,  $b = 12 \text{ мм}$ ,  $t_1 = 5,0 \text{ мм}$  [7, табл. 8.9; 10, табл. К42].

Максимальный изгибающий и крутящий моменты, действующие в сечении С - С:  $M_{ис} = 84,15 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ,  $M_{крС} = 168,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$ . (см. п. 5.8.3).

Моменты сопротивления сечения [1, ф. (16.21),

(16.24); 7, табл. 8.5; 10, табл. 11.1]:

$$\begin{aligned} \text{изгибу } W_{\text{нетто}} &= \pi d_{\text{зк}}^3 / 32 - b t_1 (d_{\text{зк}} - t_1)^2 / (2 d_{\text{зк}}) = \\ &= \pi 42^3 / 32 - 12 \cdot 5 (42 - 5)^2 / (2 \cdot 42) = 6296 \text{ мм}^3; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{кручению } W_{\text{кнетто}} &= \pi d_{\text{зк}}^3 / 16 - b t_1 (d_{\text{зк}} - t_1)^2 / (2 d_{\text{зк}}) = \\ &= \pi 42 / 16 - 12 \cdot 5 (42 - 5)^2 / (2 \cdot 42) = 13569 \text{ мм}^3. \end{aligned}$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла при изгибе:

$$\sigma_a = M_{\text{иС}} / W_{\text{нетто}} = 84,15 \cdot 10^3 / 6296 = 13,4 \text{ МПа}; \sigma_m = 0.$$

Коэффициенты:

$K_\sigma = 1,6$  [7, табл. 8.5; 10, табл. 11.2];  $K_d(\varepsilon_\sigma) = 0,844$  [7, табл. 8.8; 10, табл. 11.3];

$K_v(\beta) = 1$  (вал без поверхностного упрочнения);  $\psi_\sigma = -$

Коэффициент запаса усталостной прочности по изгибу

$$s_\sigma = 245 / (1,6 \cdot 1 \cdot 13,4 / 0,844) = 9,64.$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла при кручении

$$\tau_a = \tau_m = M_{\text{крС}} / (2 W_{\text{кнетто}}) = 168,1 \cdot 10^3 / (2 \cdot 13569) = 6,19 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты (рекомендации см. выше):

$$K_\tau = 1,5; K_d(\varepsilon_\tau) = 0,724; K_v(\beta) = 1; \psi_\tau = 0,1.$$

Коэффициент запаса усталостной прочности по кручению

$$s_\tau = 142 / [1,5 \cdot 6,19 / (0,714 \cdot 1) + 0,1 \cdot 6,19] = 10,42.$$

Общий коэффициент запаса

$$s = \frac{9,64 \cdot 10,42}{\sqrt{9,64^2 + 10,42^2}} = 7,08 > [s] = 2,5 \text{ [7, с. 162]}$$

Вывод: выносливость и жесткость вала в сечении С – С обеспечивается.

– Сечение В – В (рис 5.10).

Характеристика сечения: сечение нагружено изгибающим и крутящим моментами, концентратором напряжений является посадка подшипника на вал с натягом. Размер сечения:  $d_\Pi = 40 \text{ мм}$ .

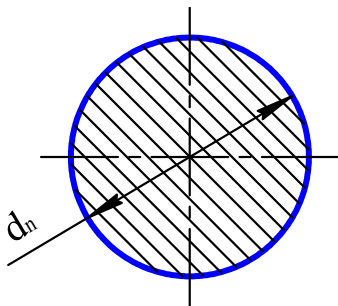


Рис. 5.10. Сечение В - В

Максимальный изгибающий и крутящий моменты, действующие в сечении:

$$M_{\text{иВ}} = 214,64 \text{ Н} \cdot \text{м}, M_{\text{крВ}} = 168,1 \text{ Н} \cdot \text{м} \text{ (см. п. 5.8.3).}$$

Моменты сопротивления сечения:

$$\text{изгибу } W_{\text{нетто}} = \pi d_\Pi^3 / 32 = \pi 40^3 / 32 = 6283 \text{ мм}^3;$$

$$\text{кручению } W_{\text{кнетто}} = \pi d_\Pi^3 / 16 = \pi 40^3 / 16 = 12566 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла при изгибе:

$$\sigma_a = M_{\text{иВ}} / W_{\text{нетто}} = 214,64 \cdot 10^3 / 6283 = 34,16 \text{ МПа}; \sigma_m$$

$$= 0.$$

Коэффициенты:

$K_\sigma / K_d(\varepsilon_\sigma) = 2,7$  [7, табл. 8.7; 10, табл. 11.2], так как давление напрессовки для подшипников меньше 20 МПа, то выбранное табличное значение коэффициента уменьшаем на 10% [7, примеч. 2 к табл. 8.7],  $K_\sigma / K_d(\varepsilon_\sigma) = 0,9 \cdot 2,7 = 2,43$ ;  $K_v(\beta) = 1$  (вал без поверхностного упрочнения);  $\psi_\sigma = -$

Коэффициент запаса усталостной прочности по изгибу

$$s_\sigma = 245 / (2,43 \cdot 34,16) = 2,95.$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла при кручении

$$\tau_a = \tau_m = M_{крВ} / (2 W_{кнетто}) = 168,1 \cdot 10^3 / (2 \cdot 12566) = 6,69 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты (рекомендации см. выше):

$K_\tau / K_d(\varepsilon_\tau) = 0,6 K_\sigma / K_d(\varepsilon_\sigma) + 0,4 = 0,6 \cdot 2,43 + 0,4 = 1,86$  [7, примеч. 1 к табл. 8.7; 10, табл. 11.2];  $K_v(\beta) = 1$ ;  $\psi_\tau = 0,1$ .

Коэффициент запаса усталостной прочности по кручению

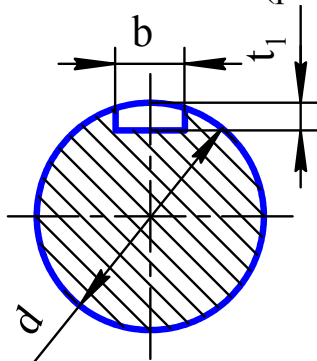
$$s_\tau = 142 / (1,86 \cdot 6,69 + 0,1 \cdot 6,69) = 10,83.$$

Общий коэффициент запаса

$$s = \frac{2,95 \cdot 10,83}{\sqrt{2,95^2 + 10,83^2}} = 2,85 > [s] = 2,5 \text{ [7, с. 162]}$$

Вывод: выносливость и жесткость вала в сечении В – В обеспечивается.

– Сечение D – D (рис. 5.11).



Характеристика сечения: сечение нагружено только крутящим моментом, концентратором напряжений является шпоночный паз. Размеры сечения:  $d = 32$  мм,  $b = 10$  мм,  $t_1 = 5,0$  мм [7, табл. 8.9; 10, табл. К42].

Максимальный крутящий момент, действующий в сечении,  $M_{крD} = 168,1$  Н·м (см. п. 5.8.3).

Момент сопротивления сечения кручению (п. 4.8.4.1)

$$W_{кнетто} = \pi d^3 / 16 - b t_1 (d - t_1)^2 / (2 d) = \\ = \pi 32^3 / 16 - 10 \cdot 5 (32 - 5)^2 / (2 \cdot 32) = 5865 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла

$$\tau_a = \tau_m = M_{крС} / (2 W_{кнетто}) = 168,1 \cdot 10^3 / (2 \cdot 5865) = 14,33 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты (см. сечение С – С):

$$K_\tau = 1,5; K_d(\varepsilon_\tau) = 0,72; K_v(\beta) = 1; \psi_\tau = 0,1.$$

Коэффициент запаса

$$s = s_{\tau} = 142 / (1,5 \cdot 14,33 / 0,72 + 0,1 \cdot 14,33) = 4,54 > [s] = 2,5.$$

Вывод: выносливость и жесткость вала в сечении D – D обеспечивается.

### 5.9. Проверочный расчет подшипников качения тихоходного вала на долговечность

Исходные данные

Опорные реакции:  $R_{Ax} = 938 \text{ Н}$ ,  $R_{Ay} = 860 \text{ Н}$ ,  
 $R_{Bx} = 7219 \text{ Н}$ ,  $R_{By} = 1625 \text{ Н}$ .

Осевая сила, действующая на вал  $F_a = 296 \text{ Н}$ .

Частота вращения вала  $n = 289 \text{ мин}^{-1}$ .

Диаметр цапфы вала  $d_n = 40 \text{ мм}$ .

Рабочая температура  $t \leq 60^\circ\text{С}$ .

Характер нагрузки — с толчками.

Рекомендуемая долговечность  $[L_h] = 300 \text{ Лг}$   $n_{\text{см}} t_{\text{см}} = 300 \cdot 1 \cdot 6,5 = 1950 \text{ ч}$ .

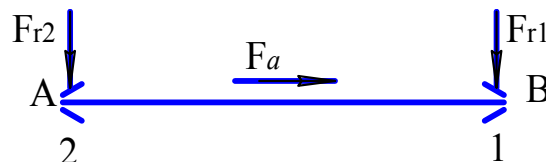


Рис. 5.12. Расчетная схема

5.9.1. Радиальные нагрузки, действующие на подшипники:

$$F_{r1} = R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{7219^2 + 1625^2} = 7399 \text{ Н};$$

$$F_{r2} = R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{938^2 + 860^2} = 1272 \text{ Н}.$$

5.9.2. На тихоходном валу редуктора установлены подшипники № 208Н, для которых  $d \times D \times T = 40 \times 80 \times 18 \text{ мм}$ ,  $C = 32000 \text{ Н}$ ,  $C_0 = 17800 \text{ Н}$ .

5.9.3. Эквивалентная динамическая нагрузка.

Расчетная формула [1, с. 315; 3, ф.(23.26); 7 с. 212; 10, табл. 9.1]:

$$P = (X V F_r + Y F_a) K_{\beta} K_T.$$

– Коэффициенты:  $V = 1$  [1, с. 316; 3, с. 269; 7, с. 212; 10, табл. 9.1];  $K_{\beta} = 1,3$  [3, табл. 23.4; 7, табл. 9.19; 10, табл. 9.4];  $K_T = 1$  (так как  $t < 100^\circ\text{С}$ ).

– Осевые силы, действующие на подшипники

$$F_{a1} = F_a = 296 \text{ Н}; F_{a2} = 0.$$

– Коэффициенты осевого нагружения  $e$  и осевой нагрузки  $Y$  выбираем по [3, табл. 23.3; 7, табл. 9.18; 10, табл. 9.2] в зависимости от отношения:

$$F_a / C_0 = 296 / 17800 = 0.017.$$

Принимаем  $e = 0,196$ ,  $Y = 2,23$ .

– Коэффициенты  $X$  и  $Y$  назначаем по отношениям  $F_a / (V F_r)$  и коэффициенту  $e$  [3, табл. 22.3; 7, табл. 9.18; 10, табл. 9.1]:

$$F_{a1} / (V F_{r1}) = 296 / (1 \cdot 7399) = 0,04 < e = 0,196,$$

следовательно,  $X_1 = 1$ ,  $Y_1 = 0$ ;

$$F_{a2} / (V F_{r2}) = 0 / (1 \cdot 1272) = 0 < e = 0,196,$$

следовательно,  $X_2 = 1$ ,  $Y_2 = 0$ .



– Эквивалентные динамические нагрузки:

$$P_1 = (1 \cdot 1 \cdot 7399 + 0 \cdot 296) \cdot 1,3 \cdot 1 = 9619 \text{ Н};$$

$$P_2 = (1 \cdot 1 \cdot 1272 + 0 \cdot 0) \cdot 1,3 \cdot 1 = 1654 \text{ Н}.$$

Более нагруженной является опора 1.

5.9.4. Расчетная долговечность подшипника опоры 1 при  $\alpha = 3$  [1, с. 315, ф. (18.3); 7, с. 211, ф. (9.2); 10, с. 140]

$$L_{h1} = (C / P_1)^\alpha [10^6 / (60 n)] = (32000 / 9619)^3 [10^6 / (60 \cdot 289)] = 2123 \text{ ч}.$$

$$L_{h1} = 2123 \text{ ч} > [L_h] = 1950 \text{ ч/}$$

Вывод: выбранные подшипники по долговечности подходят.

## 5.10. Расчет шпоночных соединений тихоходного вала редуктора

Исходные данные

Вращающий момент на валу  $T = 168,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

Характер нагрузки — с толчками.

5.10.1. Подбор и расчет шпоночного соединения под зубчатым колесом.

Диаметр вала под зубчатым колесом  $d_{зк} = 42 \text{ мм}$  (см. п., 5.7.3), длина ступицы зубчатого колеса  $L_{ст} = (1,2 \dots 1,5) d_{зк} = (1,2 \dots 1,5) 42 \text{ мм} = 50 \dots 63 \text{ мм}$ . Принимаем  $L_{ст} = 54 \text{ мм}$

По диаметру вала из ГОСТ 23360-78 [7, табл. 8.9; 10, табл. К42] выбираем шпонку призматическую с  $b \times h = 12 \times 8 \text{ мм}$ ,  $t_1 = 5,0 \text{ мм}$ ,  $t_2 = 3,3 \text{ мм}$ .

Длина шпонки  $l = L_{ст} - 5 \dots 10 \text{ мм} = 54 - 10 = 44 \text{ мм}$ . По ГОСТ 23360-78 принимаем  $l = 45 \text{ мм}$ .

Напряжения смятия и их оценка [1, § 8.1; 3, § 27.2; 7 § 8.4; 10 § 11.1]. Расчетная формула [1, ф. (8.1); 3, ф. (27.13); 7, ф. (8.22); 10, с. 265]:

$$\sigma_{см} = 2 T / (d_{зк} K l_p) \leq [\sigma_{см}],$$

где  $K = h - t_1 = 8 - 5 = 3 \text{ мм}$ ,  $l_p = l - b = 45 - 12 = 33 \text{ мм}$ ,  $[\sigma_{см}] = 100 \dots 150 \text{ МПа}$ .

$$\sigma_{см} = 2 \cdot 168,1 \cdot 10^3 / (42 \cdot 3 \cdot 33) = 80,8 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 100 \text{ МПа}.$$

Вывод: прочность шпоночного соединения обеспечивается.

5.10.2. Подбор и расчет шпоночного соединения на выходном конце вала.

Диаметр вала  $d = 32 \text{ мм}$  (см. п., 5.7.3), длина ступицы шестерни  $L_{ст} = (1,2 \dots 1,5) d = (1,2 \dots 1,5) 32 \text{ мм} = 38,4 \dots 48 \text{ мм}$ . Принимаем  $L_{ст} = 40 \text{ мм}$ .

По диаметру вала из ГОСТ 23360-78 [7, табл. 8.9; 10, табл. К42] выбираем призматическую шпонку с  $b \times h = 10 \times 8 \text{ мм}$ ,  $t_1 = 5 \text{ мм}$ ,  $t_2 = 3,3 \text{ мм}$ .

Длина шпонки  $l = l_k - 5 \dots 10 \text{ мм} = 40 - 5 = 35 \text{ мм}$ . По ГОСТ 23360-78 принимаем  $l = 32 \text{ мм}$ .

Напряжения смятия и их оценка:

$$K = h - t_1 = 8 - 5 = 3 \text{ мм}, l_p = l - b = 35 - 10 = 25 \text{ мм}, [\sigma_{\text{см}}] = 100 \dots 150 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{см}} = 2 \cdot 168,1 \cdot 10^3 / (32 \cdot 3 \cdot 25) = 140,1 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}] = 150 \text{ МПа}.$$

Вывод: прочность шпоночного соединения обеспечивается.

### 5.11. Подбор упругой муфты по ГОСТу

Исходные данные

Тип муфты — постоянная упругая (рис. 5.13).

Диаметры соединяемых валов  $d_1 = 32 \text{ мм}$ ,  $d_2 = 25 \text{ мм}$ .

Вращающий момент на валу  $T = 35,349 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

Частота вращения валов  $n = 1445 \text{ мин}^{-1}$ .

Характер нагрузки — с толчками.

5.11.1. По диаметрам соединяемых валов  $d_1$  и  $d_2$  с учетом момента  $T$  и частоты вращения  $n$  по [7, табл. 11.7; 10, табл. К25] выбираем муфту.

Муфта упругая с торообразной оболочкой 125-32.1-25.1 ГОСТ 20884-93.

Параметры выбранной муфты:

номинальный момент  $[T] = 125 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ;

максимальная частота вращения  $n_{\text{max}} = 2460 \text{ мин}^{-1}$ ;

диаметры соединяемых валов  $d = 25 \dots 36 \text{ мм}$ .

5.11.2. Проверяем муфту по вращающему моменту:

$$T_p = k T \leq [T],$$

где  $k = 1,4$  [7, табл. 11.3; 10, табл. 10.26];

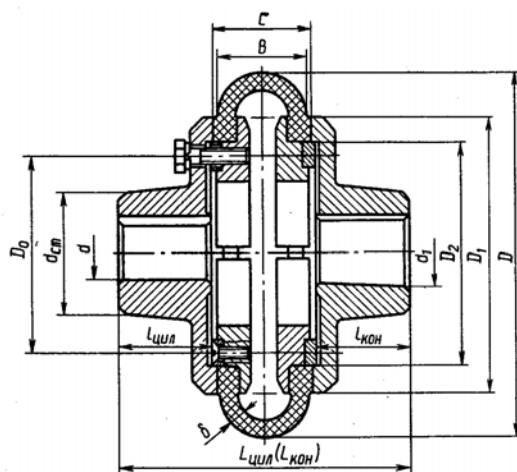
$$T_p = 1,4 \cdot 35,349 = 49,5 \text{ Н} \cdot \text{м} < [T] = 125 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вывод: выбранная муфта по моменту подходит.

5.11.3. Проверяем муфту по частоте вращения:

$$n = 1445 \text{ мин}^{-1} < [n_{\text{max}}] = 2460 \text{ мин}^{-1}.$$

Вывод: выбранная муфта по частоте вращения подходит.



Размеры, мм  
[10, табл. К25]:  
 $d = 32$ ;  $d_1 = 25$ ;  
 $l = 60$ ;  $l_1 = 44$ ;  
 $L = 170$ ;  $D = 180$ ;  
 $B = 45$ ;  $C = 48$ ;  
 $D_0 = 90$ ;  
 $D_1 = 135$ ;  $D_2 = 108$ ;  
 $d_{\text{ст}} = 50$ ;  $d_{\text{ст1}} = 30$ .

Рис. 5.13. Муфта упругая с торообразной оболочкой  
125-32.1-25.1 ГОСТ 20884-93

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гузенков, П.Г. Детали машин: Учебник для вузов / П.Г. Гузенков. – 4-е изд., испр. – М.: Высшая школа, 1986. – 359 с.
2. Иванов, М.Н. Детали машин: Учебник для машиностр. спец. вузов. / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – 9-е изд., испр.. – М.: Высш. шк., 2005. – 408 с.
3. Иосилевич Г. Б., Строганов Г. Б., Маслов Г. С. Прикладная механика: Учебник для вузов/ Под ред. Г. Б. Иосилевича. – М.: Высшая школа, 1989. – 351 с.
4. Зайнетдинов, Р.И. Механика: Учеб. пособие к лабораторным работам. / Р.И. Зайнетдинов, О.В. Калинин – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2003. – 38 с.
5. Зайнетдинов, Р.И. Прикладная механика: конспект лекций. / Р.И. Зайнетдинов, О.Н. Цуканов, С.В. Плотникова. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2010. – Ч. 2. – 68 с.
6. Зайнетдинов, Р.И. Прикладная механика: Учеб. Пособие к курсовому проекту. / Р.И. Зайнетдинов. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2002. – 25 с.
7. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для учащихся машиностроит. спец. техникумов/ С. А. Чернавский, К. Н. Боков, И. М. Чернин и др. – М.: Машиностроение, 2005. – 416 с.
8. Прикладная механика: рабочая тетрадь к практическим занятиям (электронная версия). – 3-е изд., перераб. и доп. / сост. Р.И. Зайнетдинов, О.В. Калинин; под ред. Б.А. Лопатина. – Златоуст: ЮУрГУ, сайт филиала в г. Златоусте, 2005. – 44 с.
9. СТО ЮУрГУ 04–2008 Стандарт организации. Курсовое и дипломное проектирование. Общие требования к содержанию и оформлению / составители: Т.И. Парубочая, Н.В. Сырейщикова, В.И. Гузеев, Л.В. Винокурова. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2008. – 56 с.
10. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие. – 2-е изд., перераб. и доп. – Калининград: Янтарный сказ, 2002. – 454 с.
11. Цуканов, О.Н. Прикладная механика: конспект лекций. / О.Н. Цуканов, Р.И. Зайнетдинов – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2008. – Ч. 1. – 84 с

## ПРИЛОЖЕНИЯ

### Приложение 1

Образец оформления обложки пояснительной записки курсового проекта

15 min

Министерство образованию и науки РФ  
Филиал ФГБОУ ВПО  
"Южно-Уральский государственный университет" (НИУ)  
в г. Златоусте  
Факультет машиностроительный  
Кафедра технической механики

Привод ленточного конвейера

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА  
К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ  
по дисциплине "Прикладная механика"  
ЮУрГУ-140604.474 ПЗ КП

Нормоконтролер  
Иванов В. С.  
"\_\_\_" \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

Руководитель  
Зайнетдинов Р.И.  
"\_\_\_" \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

Автор проекта  
студент группы ЗД-245  
Алексеев М. Г.  
"\_\_\_" \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

Проект защищен  
с оценкой  
\_\_\_\_\_  
"\_\_\_" \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

Златоуст 2012

20 5 210 297



## Образец 2 листа пояснительной записки

(основная надпись формы 2 для первых листов документов и аннотация)

The diagram illustrates the layout of a technical drawing sheet with the following dimensions and components:

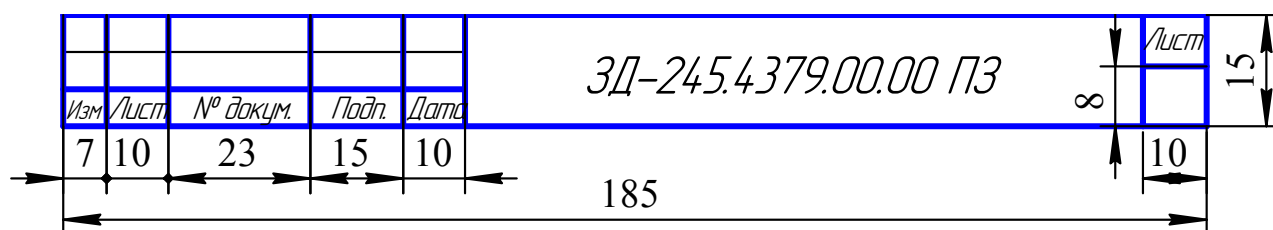
- Top Margin:** 15 mm (left), 15 mm (top), 20 mm (left of annotation).
- Annotation (АННОТАЦИЯ):**

Алексеев М. Г. Привод ленточного конвейера. — Златоуст: Филиал "ЮУрГУ" в г. Златоусте, 2012, 46 с. 15 илл. Библиографический список — 7 наименований. 1,5 листа чертежей ф. А1.

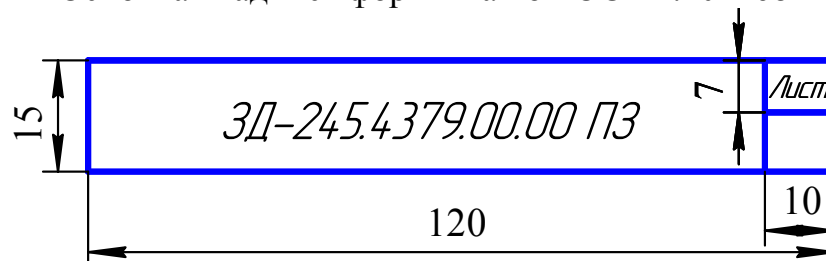
В работе выполнен проект привода ленточного конвейера, состоящего из электродвигателя, упругой муфты, конического одноступенчатого редуктора, открытой цилиндрической зубчатой передачи и приводного барабана. При проектировании подобран электродвигатель, выполнены расчеты зубчатой передачи, валов, подшипников, шпоночных соединений редуктора и открытой зубчатой передачи, подобрана стандартная упругая муфта. В графической части проекта разработаны чертежи общего вида редуктора, рабочие чертежи цилиндрического колеса и ведомого вала редуктора
- Bottom Margin:** 5 mm (left), 3 mm (right).
- Bottom Table Dimensions:** 7, 10, 23, 15, 10, 70, 15, 15, 20.
- Bottom Table Structure:**

Изм./Лист					№ докум.					Подп.					Дата					НЗЗ-273.4379.00.00 ПЗ														
Разраб.					Алексеев															Лит					Лист					Листов				
Пров.					Зайнетдинов															К1					2					46				
Н. контр.																				Филиал ЮУрГУ в г. Златоусте Кафедра ТМ														
Утв.																																		
- Bottom Title:** ПРИВОД ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА
- Overall Dimensions:** 185 mm (width), 8 x 5 = 40 mm (height).

Основные надписи для вторых и последующих листов  
текстовых документов и спецификаций



Основная надпись формы 2а по ГОСТ 2.104–68



Допускаемая форма основной надписи по СТО ЮУрГУ 04–2008 [9]

Фрагмент обложки расчетно-графической работы

(Верхняя часть заполняется по образцу прилож. 1)

**РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКАЯ РАБОТА**

по курсу “Прикладная механика”

НЗЗ–273.4379.0.0 РГР

Студент

Алексеев М. Г.

«\_\_» \_\_\_\_\_ 2012г.

Преподаватель

Зайнетдинов Р.И

«\_\_» \_\_\_\_\_ 2012 г.

Златоуст 2012

## Приложение 5

### Контрольный счет передачи редуктора на ПЭВМ

\*\*\*\*\*

#### РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ПЕРЕДАЧИ РЕДУКТОРА

\*\*\*\*\*

Тип= 1 GM= 2 Ka= 430 T2(Нм)= 168.1 T1(Нм)= 34.66  
u= 5 psiba= .4 KHB= 1.05 KHV= 1.02 [SigmaH]= 610  
m= 1.5 z1= 22 z2= 110 betta= 8.109617 cos(b)= .99  
d1= 33.33 d2= 166.67 b1= 44 b2= 40  
awст= 100 awрасч= 93.39  
553.74 153.20 135.59

=====

## Приложение 6

### Контрольный счет открытой зубчатой передачи на ПЭВМ

\*\*\*\*\*

#### РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ОТКРЫТОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

\*\*\*\*\*

u= 5.5 T1= 168.1 Тип= 2 Km= 14  
psibd= .3 KFB= 1.28 KFv= 1.04 KFa= 1  
[sigmaF]1= 278 [sigmaF]2= 252  
z1= 20 z2= 110 betta= 0 Степень точности- 8  
d1= 80 d2= 440 b1= 26.4 b2= 24  
m= 4 mрасч= 4.18 Ft= 4202.5  
zv1= 20 zv2= 110 YF1= 4.13 YF2= 3.59  
of= .86 epsbetta= 0 Тип подшипников Тп= 1  
239.80 208.45

=====



Контрольный счет опорных реакций ведомого вала на ПЭВМ

\*\*\*\*\*

ОПОРНЫЕ РЕАКЦИИ ВЕДОМОГО ВАЛА РЕДУКТОРА (В Н)

\*\*\*\*\*

RCx=-937.9117      RCy= 859.6945      RC= 1272.302  
RDx= 7218.912      RDy=-1624.694      RD= 7399.481

СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ВАЛ (В Н):

Ft2=-2079   Fr2=-764   Fa2= 296

Ft3=-4202   Fr3= 1529   Fa3= 0

ЛИНЕЙНЫЕ РАЗМЕРЫ (В ММ):

l= 102      f= 51      l1= 48

=====

Контрольный счет долговечности подшипников ведомого вала на ПЭВМ

\*\*\*\*\*

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ПОДШИПНИКА

\*\*\*\*\*

НОМЕР ПОДШИПНИКА N208

РАСЧЕТНАЯ ДОЛГОВЕЧНОСТЬ LH= 2123.299

ПОДШИПНИК ПО ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДХОДИТ

C= 32000      CO= 17800      FA/CO= 1.662921E-02      E= .196

FA1= 0      B1= 0      FA2= 296      B2= .0400054

X1= 1      Y1= 0      X2= 1      Y2= 0

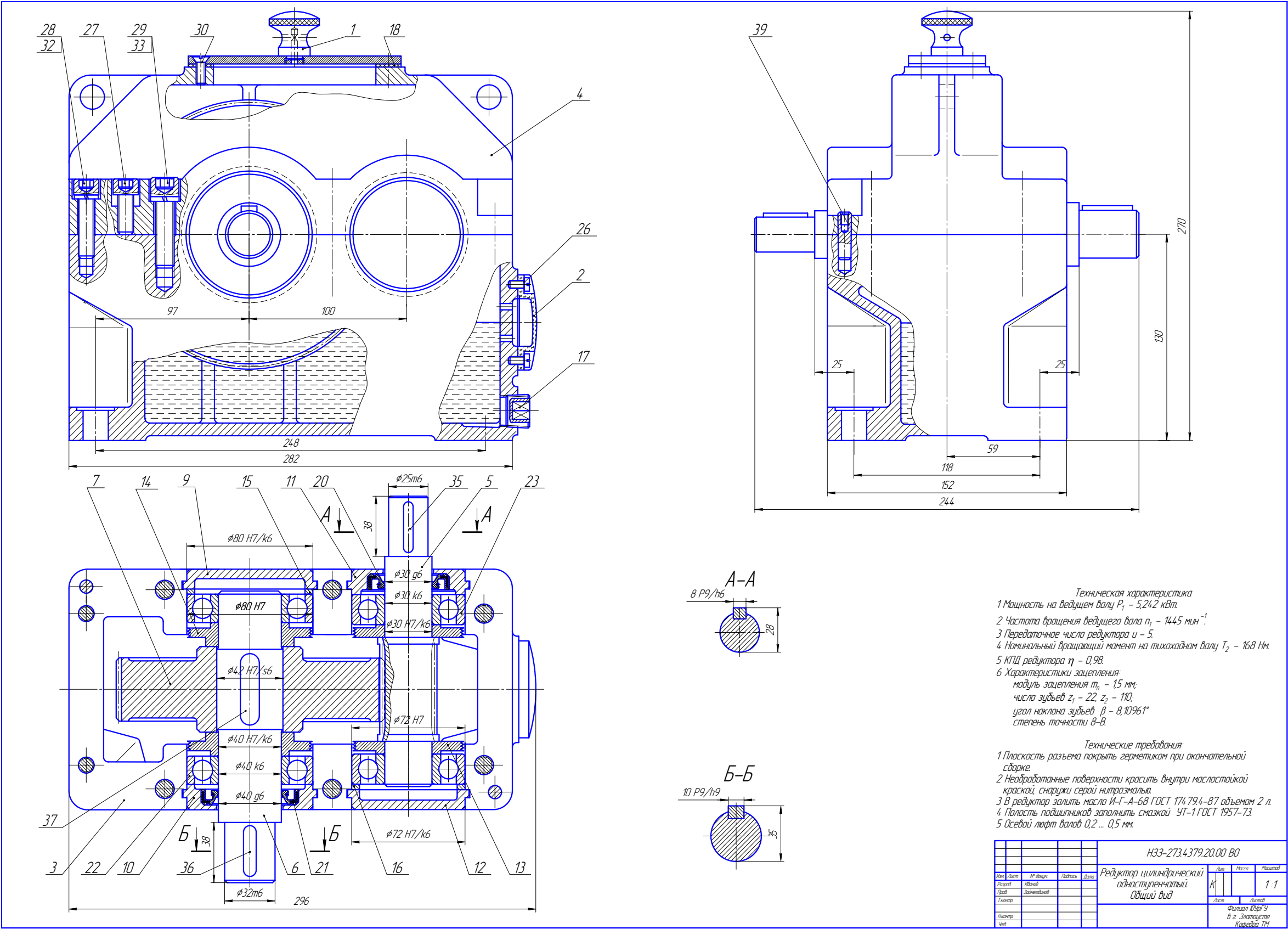
P1= 1653.6      P2= 9618.699

LHD= 1950      N= 289      FR1= 1272      FR2= 7399

V= 1      KB= 1.3      KT= 1

=====

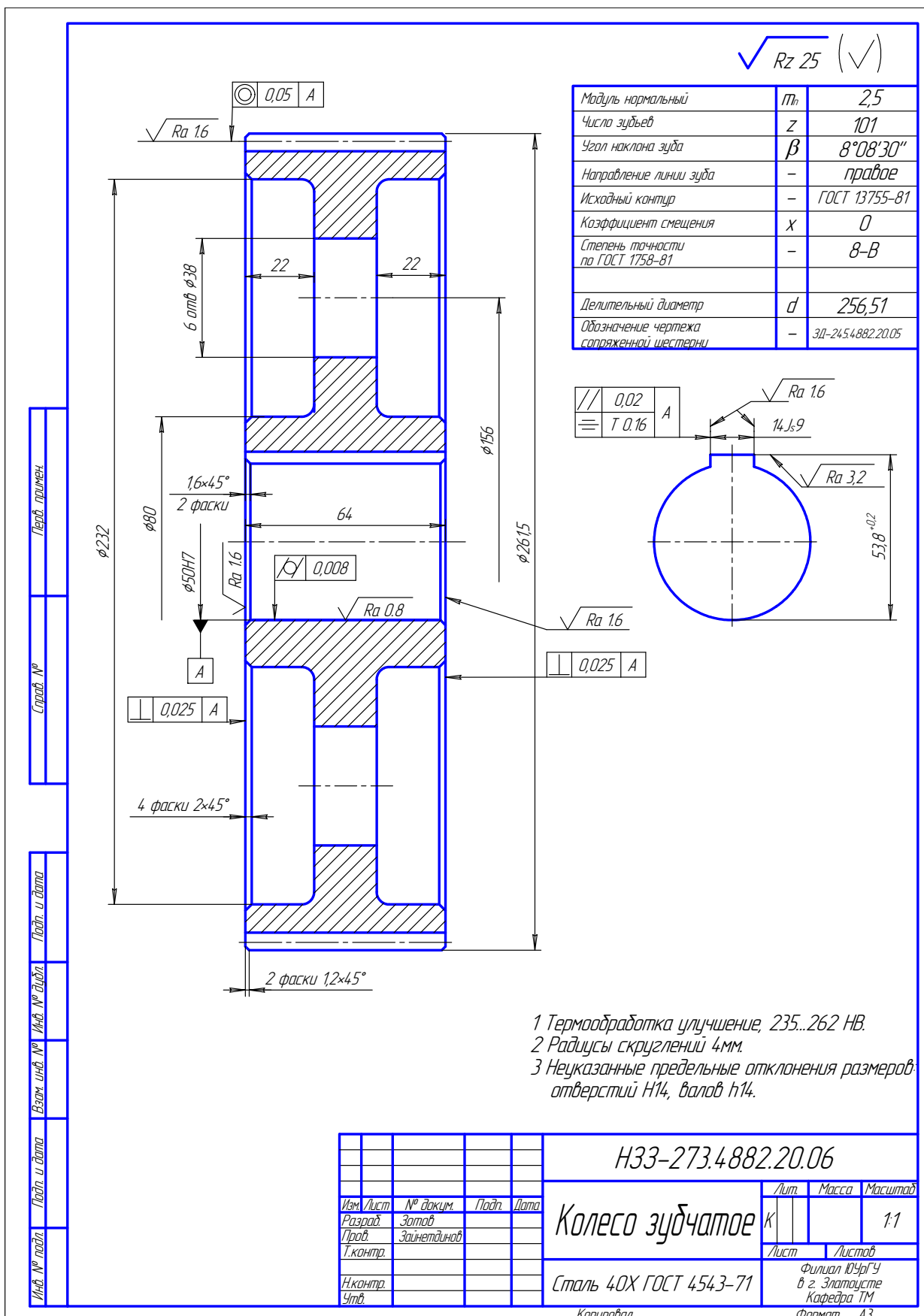
Образец чертежа общего вида одноступенчатого цилиндрического редуктора



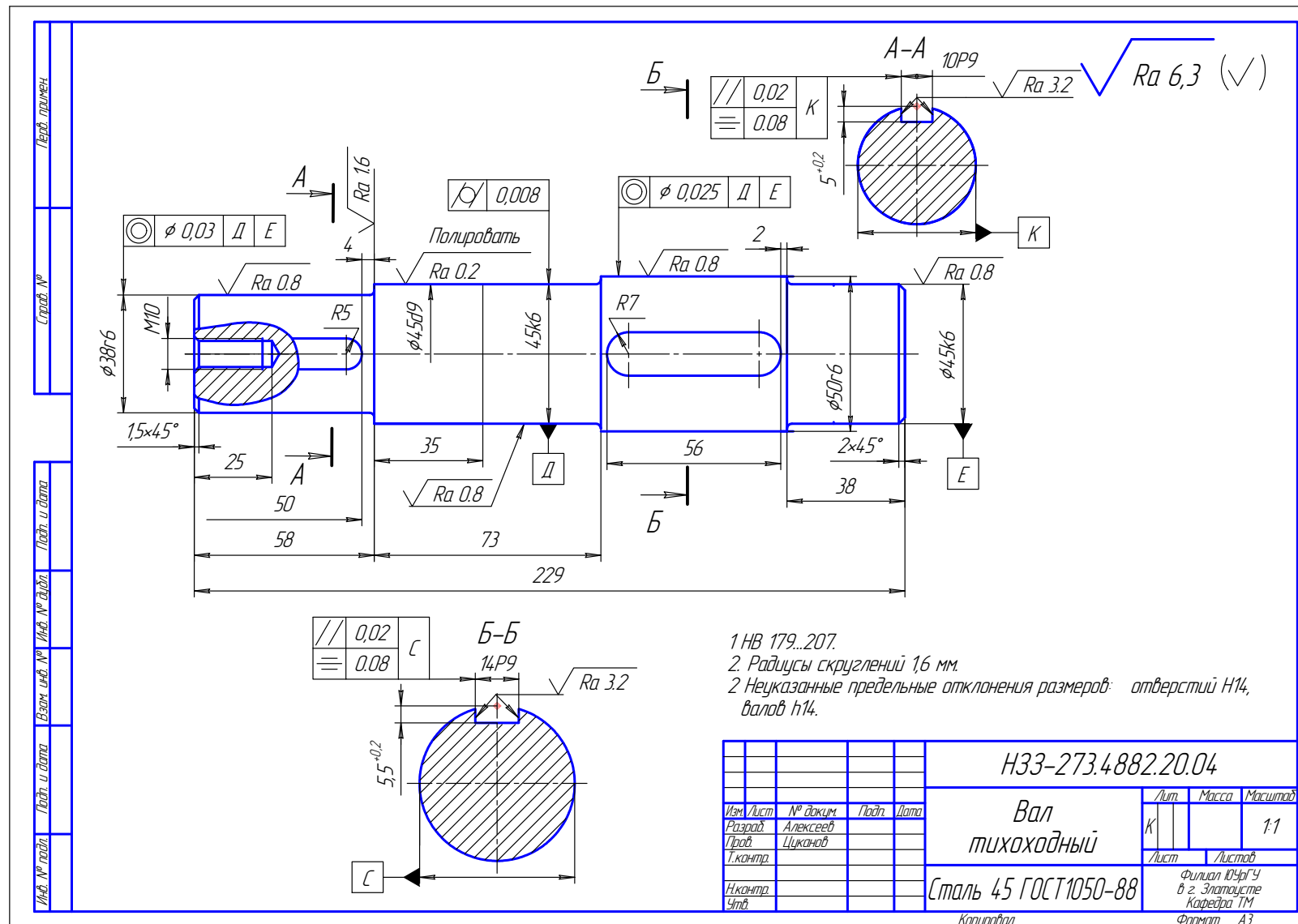
78

Формат		Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
					Стандартные изделия		
			20		Манжета 1.1-30 x 52-1 ГОСТ 8752-79	1	
			21		Манжета 1.1-40 x 60-1 ГОСТ 8752-79	1	
			22		Подшипник 208 ГОСТ 8338-75	2	
			23		Подшипник 306 ГОСТ 8338-75	2	
			26		Винт М5-6d x10.68.029 ГОСТ 1491-80	4	
					Винт ГОСТ 11738-84		
			27		М10-6d x 25.68.029	2	
			28		М10-6d x 40.68.029	2	
			29		М12-6d x 45.68.029	6	
			30		Винт М5-6d x 20.48 ГОСТ 17475-80	4	
					Шайба ГОСТ 6402-70		
			32		10.65Г.029	2	
			33		12.65Г.029	6	
					Шпонка ГОСТ 23360-78		
			35		8 x 7 x 28	1	
			36		10 x 8 x 36	1	
			37		12 x 8 x 45	1	
			39		Штифт 8 x 30 ГОСТ 9464-79	2	
</							

Образец рабочего чертежа цилиндрического зубчатого колеса с  $d_a > 200$  мм



### Образец рабочего чертежа тихоходного вала цилиндрического редуктора



## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	3
I. ПРОГРАММА КУРСА .....	5
Введение .....	5
1 Основы расчетов на прочность .....	5
2. Структурный, кинематический, силовой анализ и синтез механизмов.....	6
3. Основы проектирования машин .....	6
4. Механические передачи. ....	7
5. Конструкции и расчет деталей и узлов машин .....	8
II. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ИЗУЧЕНИЮ КУРСА .....	9
2.1. Общие рекомендации.....	9
2.2. Рекомендации по изучению разделов курса.....	10
2.3. Вопросы для самоконтроля .....	14
III. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ И ЗАДАНИЯ.....	20
Задача 3.1. Растяжение, сжатие.....	20
Задача 3.2. Сдвиг, смятие .....	27
Задача 2.3. Кручение .....	32
Задача 3.4. Изгиб .....	38
IV. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ И ЗАДАНИЯ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ ..	44
4.1. Задачи курсового проекта по механике .....	44
4.2. Объем и содержание курсового проекта.....	44
4.3. Последовательность выполнения курсового проекта .....	45
V. ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЕТНОЙ ЧАСТИ КУРСОВОГО ПРОЕКТА ..	50
5.1. Задание к курсовому проекту .....	50
5.2. Подбор электродвигателя.....	50
5.3. Определение общего передаточного числа привода и его разбивка .....	52
5.4. Определение мощности $P$ , частоты вращения $n$ , угловой скорости $\omega$ , вращающего момента $T$ на валах привода.....	52
5.5. Расчет зубчатой передачи редуктора .....	53
5.6. Расчет открытой зубчатой передачи .....	57
5.7. Проектный расчет валов и эскизная компоновка редуктора .....	59
5.8. Проверочный расчет тихоходного вала редуктора.....	61
5.9. Проверочный расчет подшипников качения тихоходного вала на долговечность .....	67
5.10. Расчет шпоночных соединений тихоходного вала редуктора.....	68
5.11. Подбор упругой муфты по ГОСТу.....	69
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	70
ПРИЛОЖЕНИЯ .....	71
Приложение 1 .....	71
Образец оформления обложки пояснительной записки курсового проекта.....	71
Образец 2 листа пояснительной записки .....	73
Приложение 3 .....	74

Основные надписи для вторых и последующих листов текстовых документов и спецификаций .....	74
Приложение 4 .....	74
Фрагмент обложки расчетно-графической работы .....	74
Приложение 5 .....	75
Контрольный счет передачи редуктора на ПЭВМ .....	75
Приложение 6 .....	75
Контрольный счет открытой зубчатой передачи на ПЭВМ .....	75
Контрольный счет опорных реакций ведомого вала на ПЭВМ .....	76
Приложение 8 .....	76
Контрольный счет долговечности подшипников ведомого вала на ПЭВМ .....	76
Приложение 10 .....	78
Спецификация чертежа общего вида одноступенчатого цилиндрического редуктора.....	78
Приложение 11 .....	80
Образец рабочего чертежа цилиндрического зубчатого колеса с $d_a > 200$ мм ...	80
Приложение 12 .....	81
Образец рабочего чертежа тихоходного вала цилиндрического редуктора.....	81