

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Основы проектирования машин»

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

*Методические рекомендации к самостоятельной работе
для студентов специальности
1-53 01 05 «Автоматизированные электроприводы»
заочной формы обучения*



Могилев 2019

УДК 621.81
ББК 34.44
П 55

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Основы проектирования машин» «28» мая 2019 г.,
протокол № 11

Составитель канд. техн. наук, доц. Н. И. Рогачевский

Рецензент канд. техн. наук, доц. Д. М. Свирепа

Приведены задания для аудиторной контрольной работы по дисциплине «Прикладная механика», а также даны методические указания по работе над ними, пример выполнения задания, перечень литературы.

Учебно-методическое издание

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

Ответственный за выпуск А. П. Прудников

Технический редактор А. А. Подошевка

Компьютерная верстка Н. П. Полевничая

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 66 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 07.03.2019.

Пр-т Мира, 43, 212022, Могилев.

© Белорусско-Российский
университет, 2019



Содержание

Введение	4
1 Задания для подготовки к аудиторной контрольной работе.....	5
2 Методика расчета.....	5
2.1 Назначение передаточных отношений передач привода.....	5
2.2 Определение геометрических параметров тихоходной передачи редуктора.....	6
2.3 Определение диаметров ступеней тихоходного вала редуктора.....	7
2.4 Подбор подшипников для тихоходного вала редуктора.....	7
3 Пример выполнения задания	8
3.1 Назначение передаточных отношений передач привода.....	9
3.2 Определение геометрических параметров тихоходной передачи редуктора.....	9
3.3 Определение диаметров ступеней тихоходного вала редуктора....	10
3.4 Подбор подшипников для тихоходного вала редуктора.....	11
Список литературы.....	11
Приложение А.....	12



Введение

Цель курса «Прикладная механика» – ознакомить студентов с классическими видами механизмов и их возможностями по преобразованию и получению требуемых перемещений, общими методами оценки параметров движения без учета и с учетом сил, действующих на звенья механизмов, требованиями к точности и прочности составляющих механизмов, с конструкционными материалами и их свойствами, типовыми соединениями деталей, деталями и узлами механизмов, геометрическими, точностными и прочностными расчетами отдельных передаточных механизмов.

В состав электроприводов входят механические передачи, звенья которых установлены в корпусах посредством валов, осей и подшипников. Поэтому они нуждаются в более подробном изучении. Передачи – это подвижные связи между деталями, предназначенные для изменения параметров движения (кинематических и силовых) при передаче движения от двигателя к исполнительному органу. Механические передачи делятся на передачи зацеплением (зубчатые, червячные, цепные, зубчато-ременные, передача «винт-гайка») и передачи трением (ременные и фрикционные). Валы, оси и подшипники относят к деталям и узлам широкого общемашиностроительного назначения.

Основными требованиями, предъявляемыми к специалисту с высшим электротехническим образованием, являются понимание конструкции, знание методов выбора основных параметров и расчета соединений, передач и деталей общемашиностроительного назначения. Методические рекомендации рассчитаны на студентов электротехнических специальностей заочной формы обучения и позволят студентам самостоятельно освоить разделы курса, связанные с определением основных параметров и расчетом на прочность объектов, изучаемых в курсе «Прикладная механика».

Методические рекомендации включают в себя задания, методику и пример выполнения заданий, на базе которых выполняются аудиторные контрольные работы по дисциплине «Прикладная механика».

Термины и условные обозначения, применяемые в методических рекомендациях, даны в соответствии с действующими стандартами.



1 Задания для подготовки к аудиторной контрольной работе

Содержание задания

Исходя из заданной кинематической схемы механического привода (рисунок А.1) выполнить следующие задачи:

- 1) назначить передаточные отношения передач, входящих в привод;
- 2) определить геометрические параметры тихоходной передачи редуктора;
- 3) определить диаметры ступеней тихоходного вала редуктора;
- 4) подобрать подшипники для тихоходного вала редуктора.

Исходные данные

Исходными являются следующие параметры:

- окружная скорость на рабочем органе v , м/с;
- диаметр рабочего органа D , мм;
- обозначение электродвигателя;
- число зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 тихоходной передачи редуктора;
- модуль тихоходной передачи редуктора m , мм;
- угол наклона зубьев тихоходной передачи редуктора β , град (только для цилиндрических косозубых передач);
- крутящий момент на тихоходном валу редуктора T , Н·м;
- передаточное отношение открытой передачи $i_{отк}$;
- допускаемые напряжения кручения для вала $[\tau] = 12$ МПа.

2 Методика расчета

2.1 Назначение передаточных отношений передач привода

Определяем требуемую частоту вращения рабочего органа по формуле

$$n_{PO} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot v}{\pi \cdot D}.$$

По заданному обозначению электродвигателя выписываем из таблицы А.1 его частоту вращения n_D и мощность P_D .

Находим общее передаточное отношение привода по формуле

$$i_0 = \frac{n_D}{n_{PO}}.$$

Рассчитываем передаточное отношение редуктора:

- если в приводе имеется открытая передача, то



$$i_{\text{РЕД}} = \frac{i_0}{i_{\text{ОТК}}};$$

– если в приводе нет открытой передачи, то

$$i_{\text{РЕД}} = i_0.$$

Назначаем передаточные отношения передач редуктора (быстроходной i_b и тихоходной i_T) по формулам из таблицы А.2 в зависимости от вида редуктора.

2.2 Определение геометрических параметров тихоходной передачи редуктора

Число зубьев колеса

$$z_2 = i_T \cdot z_1.$$

Делительные диаметры шестерни и колеса

$$d_1 = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta}; \quad d_2 = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta}.$$

Диаметры вершин зубьев для шестерни и колеса

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m; \quad d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m.$$

Диаметры впадин зубьев для шестерни и колеса

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m; \quad d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m.$$

Межосевое расстояние передачи

$$a_w = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta}.$$

Ширина колеса

$$b_{w2} = a_w \cdot \psi_{ba},$$

где ψ_{ba} – коэффициент ширины относительно межосевого расстояния диаметра, $\psi_{ba} = 0,25 \dots 0,4$.

Ширина шестерни

$$b_{w1} = b_{w2} + 5 \dots 10 \text{ мм.}$$



2.3 Определение диаметров ступеней тихоходного вала редуктора

Конструкция тихоходного вала редуктора представлена на рисунке 2.1.

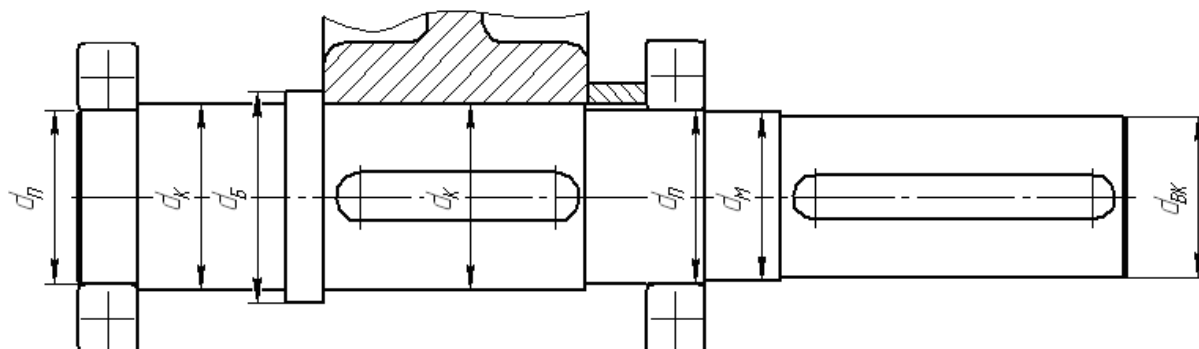


Рисунок 2.1 – Конструкция тихоходного вала редуктора

Определяем диаметр вала в месте посадки колеса и промежуточной шейки d_K по формуле

$$d_K = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau] \cdot 10^{-3}}}$$

Диаметр d_K округляем до ближайшего числа, кратного 5.

Диаметр вала в месте посадки подшипников

$$d_{\Pi} = d_K - 5 \text{ мм.}$$

Диаметр выходного конца вала

$$d_{BK} = d_{\Pi} - 5 \text{ мм.}$$

Диаметр упорного буртика

$$d_B = d_K + 10 \text{ мм.}$$

Выбираем диаметр вала под манжету d_M по таблице А.3 (ГОСТ 8752–79 на резиновые армированные манжеты), учитывая выполнение условия

$$d_{BK} < d_M \leq d_{\Pi}.$$

2.4 Подбор подшипников для тихоходного вала редуктора

Подшипники подбираем по диаметру вала в месте посадки подшипников d_{Π} .

Если тихоходная передача редуктора прямозубая, то по таблице А.4 подбираем шариковые радиальные подшипники.

Если тихоходная передача редуктора косозубая, то определяем осевое уси-

лие в зацеплении передачи по формуле

$$F_a = \frac{2 \cdot T}{d_2 \cdot 10^{-3}} \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

Если осевая нагрузка $F_a < 1000$ Н, то принимаем шариковые радиально-упорные подшипники по таблице А.5.

Если осевая нагрузка $F_a > 1000$ Н, то принимаем роликовые радиально-упорные подшипники по таблице А.6.

3 Пример выполнения задания

Исходные данные:

- кинематическая схема привода (представлена на рисунке 3.1);
- окружная скорость на рабочем органе (барабане) $v = 1,2$ м/с;
- диаметр рабочего органа $D = 350$ мм;
- обозначение электродвигателя – 4А100S4У3;
- число зубьев шестерни $z_1 = 22$;
- модуль тихоходной передачи редуктора $m = 3$ мм;
- угол наклона зубьев тихоходной передачи редуктора $\beta = 12^\circ$;
- передаточное отношение открытой передачи $i_{отк} = 3$;
- крутящий момент на тихоходном валу редуктора $T = 370$ Н·м;
- допускаемые напряжения кручения для вала $[\tau] = 12$ МПа.

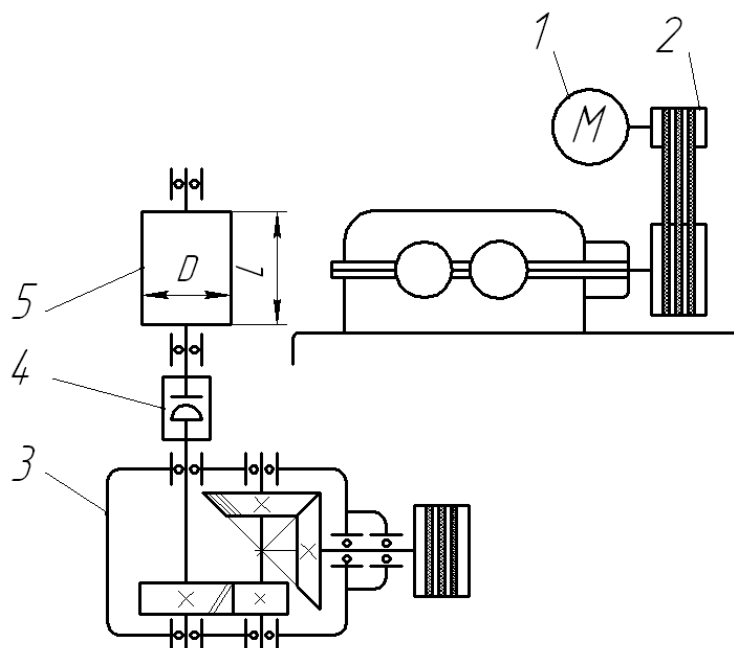


Рисунок 3.1 – Кинематическая схема привода

3.1 Назначение передаточных отношений передач привода

Определяем частоту вращения рабочего органа:

$$n_{PO} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot v}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot 1,2}{3,14 \cdot 350} = 65,5 \text{ мин}^{-1}.$$

В таблице А.1 находим параметры электродвигателя 4А100S4У3:

– частота вращения $n_D = 1415 \text{ мин}^{-1}$;

– мощность $P_D = 3,0 \text{ кВт}$.

Рассчитываем общее передаточное отношение привода:

$$i_0 = \frac{n_D}{n_{PO}} = \frac{1415}{65,5} = 21,6.$$

Так как в приводе имеется открытая ременная передача, то передаточное отношение редуктора определяется по формуле

$$i_{RED} = \frac{i_0}{3} = \frac{21,6}{3} = 7,2.$$

Так как редуктор коническо-цилиндрический, рассчитываем передаточные отношения быстроходной и тихоходной ступени по формулам, выписанным из таблицы А.2 для данного редуктора:

$$i_T = 0,63 \cdot \sqrt[3]{i_{RED}^2} = 0,63 \cdot \sqrt[3]{7,2^2} = 2,35;$$

$$i_B = \frac{i_{RED}}{i_T} = \frac{7,2}{2,35} = 3,06.$$

3.2 Определение геометрических параметров тихоходной передачи редуктора

Определяем число зубьев колеса:

$$z_2 = i_T \cdot z_1 = 2,35 \cdot 22 = 51,7.$$

Принимаем $z_2 = 52$.

Так как тихоходная передача редуктора косозубая, то делительные диаметры шестерни и колеса рассчитываем по формулам:

$$d_1 = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 22}{\cos 12^\circ} = 67,47 \text{ мм};$$



$$d_2 = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 52}{\cos 12^\circ} = 159,48 \text{ мм.}$$

Находим диаметры вершин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 67,47 + 2 \cdot 3 = 73,47 \text{ мм;}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 159,48 + 2 \cdot 3 = 165,48 \text{ мм.}$$

Определяем диаметры впадин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m = 67,47 - 2,5 \cdot 3 = 59,97 \text{ мм;}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m = 159,48 - 2,5 \cdot 3 = 151,98 \text{ мм.}$$

Межосевое расстояние передачи рассчитываем по формуле:

$$a_w = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta} = \frac{3 \cdot (22 + 52)}{2 \cdot \cos 12^\circ} = 113,48 \text{ мм.}$$

Находим ширину колеса при $\psi_{ba} = 0,25 \dots 0,4$:

$$b_{w2} = a_w \cdot \psi_{ba} = 113,48 \cdot 0,3 = 34 \text{ мм.}$$

Определяем ширину шестерни:

$$b_{w1} = b_{w2} + 5 \dots 10 = 34 + 6 = 40 \text{ мм.}$$

3.3 Определение диаметров ступеней тихоходного вала редуктора

Конструкция тихоходного вала редуктора представлена на рисунке 2.1.

Определяем диаметр вала в месте посадки колеса и промежуточной шейки:

$$d_K = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau] \cdot 10^{-3}}} = \sqrt[3]{\frac{370}{0,2 \cdot 12 \cdot 10^3}} = 53,6 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_K = 55$ мм.

Рассчитываем диаметр вала в месте посадки подшипников:

$$d_{II} = d_K - 5 = 55 - 5 = 50 \text{ мм.}$$

Находим диаметр вала выходного конца вала:

$$d_{BK} = d_{II} - 5 \text{ мм} = 50 - 5 = 45 \text{ мм.}$$



Определяем диаметр упорного буртика:

$$d_B = d_K + 10 = 55 + 10 = 65 \text{ мм.}$$

Выбираем диаметр вала под манжету d_M по таблице А.3 (ГОСТ 8752–79 на резиновые армированные манжеты), учитывая выполнение условия

$$d_{BK} = 45 \text{ мм} < d_M = 48 \text{ мм} \leq d_{II} = 50 \text{ мм.}$$

3.4 Подбор подшипников для тихоходного вала редуктора

Так как тихоходная передача редуктора косозубая, то определяем осевое усилие в зацеплении передачи:

$$F_a = \frac{2 \cdot T}{d_2 \cdot 10^{-3}} \cdot \operatorname{tg} \beta = \frac{2 \cdot 363,51}{159,48 \cdot 10^{-3}} \cdot \operatorname{tg} 12^\circ = 968,9 \text{ Н.}$$

Так как $F_a < 1000 \text{ Н}$, то по диаметру $d_{II} = 50 \text{ мм}$ по таблице А.5 принимаем подшипник 36210.

Список литературы

1 **Иванов, М. Н.** Детали машин: учебник / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – Москва: Юрайт, 2016. – 408 с.: ил.

2 **Иосилевич, Г. Б.** Прикладная механика / Г. Б. Иосилевич, П. А. Лебедев, В. С. Стрелаев. – Москва: Альянс С, 2014. – 576 с.: ил.

3 Детали машин: методические рекомендации к самостоятельной работе для студентов специальностей 1-36 01 01 «Технология машиностроения», 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства», 1-36 01 06 «Оборудование и технология сварочного производства», 1-37 01 02 «Автомобилестроение (по направлениям)», 1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей (по направлениям)» заочной формы обучения / Сост. А. М. Даньков, А. Е. Науменко. – Могилев: Беларус.-Рос. ун-т, 2017. – 48 с.



Приложение А (справочное)

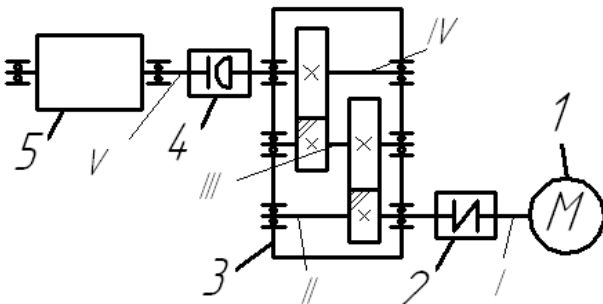
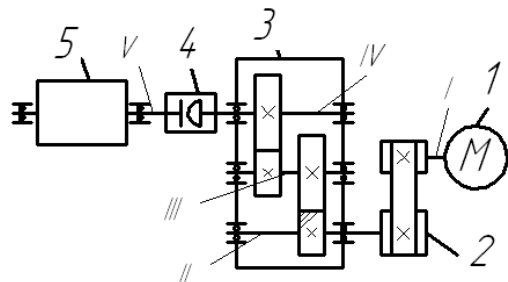
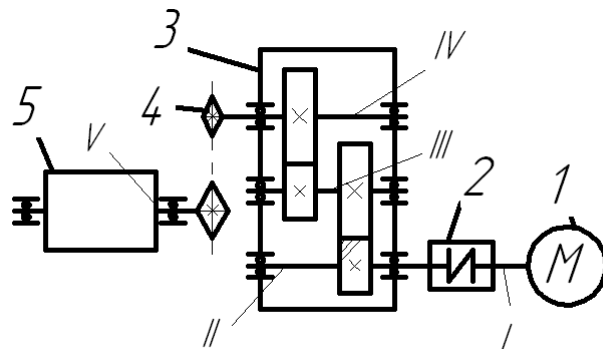
Схема 1			<p>1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – редуктор цилиндрический двухступенчатый; 4 – муфта; 5 – приводной вал с барабаном</p>				
Вариант	v , м/с	D , мм	Обозначение электродвигателя	z_1	m , мм	β , град	T , Н·м
1	0,8	380	4A80B4Y3	34	1,5	14	295
2	2,9	300	4A100S2Y3	25	2,5	9	170
3	1,1	290	4A80B6Y3	19	1,0	17	120
4	1,6	250	4A112MB8Y3	21	2,5	13	195
5	2,3	360	4A160M8Y3	21	3,5	18	510
Схема 2			<p>1 – электродвигатель; 2 – открытая ременная передача; 3 – редуктор цилиндрический двухступенчатый; 4 – муфта; 5 – приводной вал с барабаном</p>				
Вариант	v , м/с	D , мм	Обозначение электродвигателя	z_1	m , мм	$i_{отк}$	T , Н·м
1	1,5	420	4A80A2Y3	19	1,0	3,0	175
2	1,5	230	4A112M4Y3	24	2,5	2,0	330
3	0,8	260	4A112MA6Y3	31	2,5	2,3	350
4	0,9	310	4A100L8Y3	26	1,5	2,6	190
5	0,5	370	4A100S4Y3	23	2,0	2,6	800
Схема 3			<p>1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – редуктор цилиндрический двухступенчатый; 4 – открытая цепная передача; 5 – приводной вал с барабаном</p>				
Вариант	v , м/с	D , мм	Обозначение электродвигателя	z_1	m , мм	$i_{отк}$	T , Н·м
1	1,6	260	4A80B2Y3	25	1,25	3,5	330
2	1,4	350	4A132S4Y3	27	3,0	2,5	335
3	1,2	280	4A100L6Y3	31	1,0	2,0	115
4	1,6	330	4A132S6Y3	24	2,75	2,1	225
5	0,6	310	4A132S8Y3	26	3,15	2,8	280

Рисунок А.1 – Варианты заданий для подготовки к аудиторной контрольной работе

Схема 4			<p>1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – редуктор цилиндрический двухступенчатый; 4 – открытая зубчатая передача; 5 – приводной вал с барабаном</p>						
Вариант	v , м/с	D , мм	Обозначение электродвигателя	z_1	m , мм	$i_{отк}$	β , град	T , Н·м	
1	1,8	290	4A112M2Y3	26	3,15	4	16	130	
2	1,4	340	4A90L4Y3	22	2,5	25	9	80	
3	0,8	290	4A112MB6Y3	25	2,75	3,2	14	170	
4	0,5	310	4A90LB8Y3	18	1,0	1,8	17	100	
5	1,1	400	4A90L2Y3	24	2,5	3,0	11	160	
Схема 5			<p>1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – редуктор цилиндрический двухступенчатый соосный; 4 – муфта; 5 – приводной вал с барабаном</p>						
Вариант	v , м/с	D , мм	Обозначение электродвигателя	z_1	m , мм	β , град	T , Н·м		
1	2,0	2,5	4A71A2Y3	23	1,0	14	50		
2	3,6	340	4A100L4Y3	23	2,0	17	160		
3	2,4	360	4A132M6Y3	26	2,5	15	480		
4	2,1	400	4A112MA8Y3	22	1,5	1,	125		
5	1,5	340	4A80B4Y3	23	2,0	13	140		
Схема 6			<p>1 – электродвигатель; 2 – открытая ременная передача; 3 – редуктор цилиндрический двухступенчатый; 4 – муфта; 5 – приводной вал с барабаном</p>						
Вариант	v , м/с	D , мм	Обозначение электродвигателя	z_1	m , мм	$i_{отк}$	T , Н·м		
1	1,9	330	4A100L2Y3	18	2,5	2,3	390		
2	0,7	200	4A90L6Y3	27	1,0	2,0	155		
3	1,1	280	4A80A4Y3	25	1,5	3,1	115		
4	0,4	290	4A132M8Y3	20	2,5	3,2	1600		
5	1,4	260	4A90L2Y3	26	3,0	3,0	225		

Продолжение рисунка А.1



Схема 7							
		1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – редуктор коническо-цилиндрический двухступенчатый; 4 – муфта; 5 – приводной вал с барабаном					
Вариант	v , м/с	D , мм	Обозначение электродвигателя	z_1	m , мм	β , град	T , Н·м
1	3,3	320	4A100L2Y3	23	2,0	14	215
2	2,3	300	4A100S4Y3	21	1,5	15	170
3	2,5	400	4A112MB6Y3	22	2,5	12	275
4	4,0	370	4A100L8Y3	26	1,0	10	55
5	2,1	430	4A90L6Y3	34	1,0	15	135
Схема 8							
		1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – редуктор коническо-цилиндрический двухступенчатый; 4 – открытая цепная передача; 5 – приводной вал с барабаном					
Вариант	v , м/с	D , мм	Обозначение электродвигателя	z_1	m , мм	$i_{отк}$	T , Н·м
1	0,8	310	4A100S2Y3	23	3,5	3,0	225
2	0,7	230	4A112M4Y3	27	2,0	2,4	310
3	1,2	450	4A80B6Y3	17	1,5	2,7	65
4	0,5	270	4A112MA8Y3	22	2,5	2,0	560
5	0,35	180	4A100S4Y3	20	2,0	2,5	240

Окончание рисунка А.1

Таблица А.1 – Параметры электродвигателей

Тип электродвигателя	P_d , кВт	n_d , мин ⁻¹	Тип электродвигателя	P_d , кВт	n_d , мин ⁻¹
4A71A2Y3	1,1	2840	4A80B6Y3	1,1	930
4A80A2Y3	1,5	2835	4A90L6Y3	1,5	945
4A80B2Y3	2,2	2865	4A100L6Y3	2,2	960
4A90L2Y3	3,0	2905	4A112MA6Y3	3,0	950
4A100S2Y3	4,0	2865	4A112MB6Y3	4,0	950
4A100L2Y3	5,5	2910	4A132S6Y3	5,5	950
4A112M2Y3	7,5	2920	4A132M6Y3	7,5	960
4A80A4Y3	1,1	1420	4A90LB8Y3	1,1	705
4A80B4Y3	1,5	1415	4A100L8Y3	1,5	720
4A90L4Y3	2,2	1425	4A112MA8Y3	2,2	710
4A100S4Y3	3,0	1415	4A112MB8Y3	3,0	710
4A100L4Y3	4,0	1435	4A132S8Y3	4,0	705
4A112M4Y3	5,5	1450	4A132M8Y3	5,5	710
4A132S4Y3	7,5	1450	4A160M8Y3	7,5	705

Таблица А.2 – Рекомендации по определению передаточного отношения передач редукторов

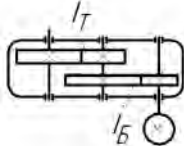
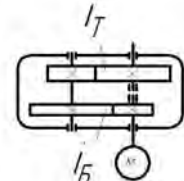
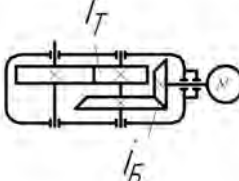
Вид редуктора	Схема	Определение передаточного отношения передач
Двухступенчатый цилиндрический		$i_T = 0,88 \cdot \sqrt{i_{ред}}$ $i_B = \frac{i_{ред}}{i_T}$
Двухступенчатый цилиндрический соосный		$i_T = 0,9 \cdot \sqrt{i_{ред}}$ $i_B = \frac{i_{ред}}{i_T}$
Двухступенчатый коническо-цилиндрический		$i_T = 0,63 \cdot \sqrt[3]{i_{ред}^2}$ $i_B = \frac{i_{ред}}{i_T}$

Таблица А.3 – Ряд диаметров манжет по ГОСТ 8752–79

d_M от 10 мм до 20 мм	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
d_M св. 20 мм до 36 мм	22	23	24	25	26	28	30	32	34	35	36
d_M св. 36 мм до 58 мм	38	40	42	44	45	48	50	52	55	56	58
d_M св. 58 мм до 90 мм	60	62	63	65	70	71	75	80	82	85	90
d_M св. 90 мм	92	95	100	105	110	115	120	И далее через 5 мм			

Таблица А.4 – Подшипники шариковые радиальные ГОСТ 8338–75

Диаметр внутреннего кольца $d_{п}$, мм	Обозначение подшипника	Диаметр внешнего кольца $D_{п}$, мм	Ширина B , мм	Динамическая грузоподъемность C , кН	Статическая грузоподъемность C_0 , кН
20	204	47	14	12,7	6,20
25	205	52	15	14,0	6,95
30	206	62	16	19,5	10,0
35	207	90	23	25,5	13,7
40	208	80	18	32,0	17,8
45	209	85	19	33,2	18,6
50	210	90	20	35,1	19,8
55	211	100	21	43,6	25,0
60	212	110	22	52,0	31,0
65	213	120	23	56,0	34,0
70	214	125	24	61,8	37,5
75	215	130	25	66,3	41,0
80	216	140	26	70,2	45,0
85	217	150	28	82,3	53,0
90	218	160	30	95,6	62,0

Таблица А.5 – Подшипники шариковые радиально-упорные ГОСТ 831–75

Диаметр внутреннего кольца $d_{п}$, мм	Обозначение подшипника	Диаметр внешнего кольца $D_{п}$, мм	Ширина B , мм	Динамическая грузоподъемность C , кН	Статическая грузоподъемность C_0 , кН
20	36204	47	14	15,7	8,31
25	36205	52	15	16,7	9,1
30	36206	62	16	22,0	12,0
35	36207	72	17	30,8	17,8
40	36208	80	18	38,9	23,2
45	36209	85	19	41,2	25,1
50	36210	90	20	43,2	27,0
55	36211	100	21	58,4	34,2
60	36212	110	22	61,5	39,3
65	36213	120	23	69,4	45,9
70	36214	125	24	80,2	54,8
75	36215	130	25	78,4	53,8
80	36216	140	26	93,6	65,0
85	36217	150	28	101,0	70,8
90	36218	160	30	118,0	83,0



Таблица А.6 – Подшипники роликовые радиально-упорные ГОСТ 27365–87

Диаметр внутреннего кольца d_l , мм	Обозначение подшипника	Диаметр внешнего кольца D_l , мм	Ширина B , мм	Динамическая грузоподъемность C , кН	Статическая грузоподъемность C_0 , кН
20	7204	47	14	21,0	14,0
25	7205	52	15	26,0	17,0
30	7206	62	16	27,0	19,9
35	7207	72	17	38,5	26,0
40	7208	80	20	46,5	32,5
45	7209	85	19	50,0	33,0
50	7210	90	21	56,0	40,0
55	7211	100	21	65,0	46,0
60	7212	110	23	78,0	58,0
65	7313	140	33	146,0	112,0
70	7214	126	26	96,0	82,0
75	7215	130	26	107,0	84,0
80	7216	140	26	112,0	95,2
85	7217	150	28	130,0	109,0
90	7218	160	31	128,0	111,0

