

19/8/3

Одобрено кафедрой
«Автоматика и телемеханика
на железнодорожном транспорте»

ЭЛЕКТРОПРИВОД В УСТРОЙСТВАХ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЙ АВТОМАТИКИ И ТЕЛЕМЕХАНИКИ

Задание на контрольную работу
с методическими указаниями
для студентов VI курса

специальности

190402 (210700) АВТОМАТИКА, ТЕЛЕМЕХАНИКА И СВЯЗЬ
НА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ ТРАНСПОРТЕ (АТС)

специализации

АВТОМАТИКА И ТЕЛЕМЕХАНИКА
НА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ ТРАНСПОРТЕ (АТ)



Москва – 2005

Составители: канд. техн. наук, доц. Е.Ю. Минаков,
канд. техн. наук, ст. преп. В.В. Шуваев

Рецензент — д-р техн. наук, проф. И.Е. Дмитренко

© Российский государственный открытый технический
университет путей сообщения, 2005

ВВЕДЕНИЕ

Главной задачей совершенствования управления перевозочным процессом является удовлетворение требований качества, надежности и безопасности функционирования железнодорожного транспорта при достижении высоких технических и экономических результатов.

Для обеспечения безопасности движения поездов актуальной является задача создание новых технических средств автоматики и телемеханики, на основе передовых технологий производства и обслуживания, которые соответствовали бы возросшей динамичности транспортных связей.

Кроме того, значительные резервы повышения качества и безопасности перевозочного процесса заложены в совершенствовании существующих технических средств железнодорожной автоматики и телемеханики, в частности, в совершенствовании стрелочных электроприводов, технологии и методов их содержания в исправном и работоспособном состоянии.

В настоящее время на железных дорогах России эксплуатируется более 130 тысяч стрелочных приводов, управляемых при помощи средств автоматики и телемеханики, более 13,5 тысяч железнодорожных переездов оборудовано автоматическими шлагбаумами, более 2500 железнодорожных переездов оснащено заградительными устройствами типа УЗП, более 1500 станций оборудовано устройствами закрепления составов и т.д. В качестве исполнительного органа в этих устройствах используются электромеханические устройства электроприводы.

На рис. 1 приведена классификация электроприводов железнодорожной автоматики, используемых на железных дорогах России.

Настоящая контрольная работа направлена на выполнение студентом самостоятельной работы по изучению основ построения электроприводов железнодорожной автоматики, практического и комплексного применения знаний, приобретенных при подготовке специалиста железнодорожного транспорта в заочном вузе, развития творческих основ инженера.

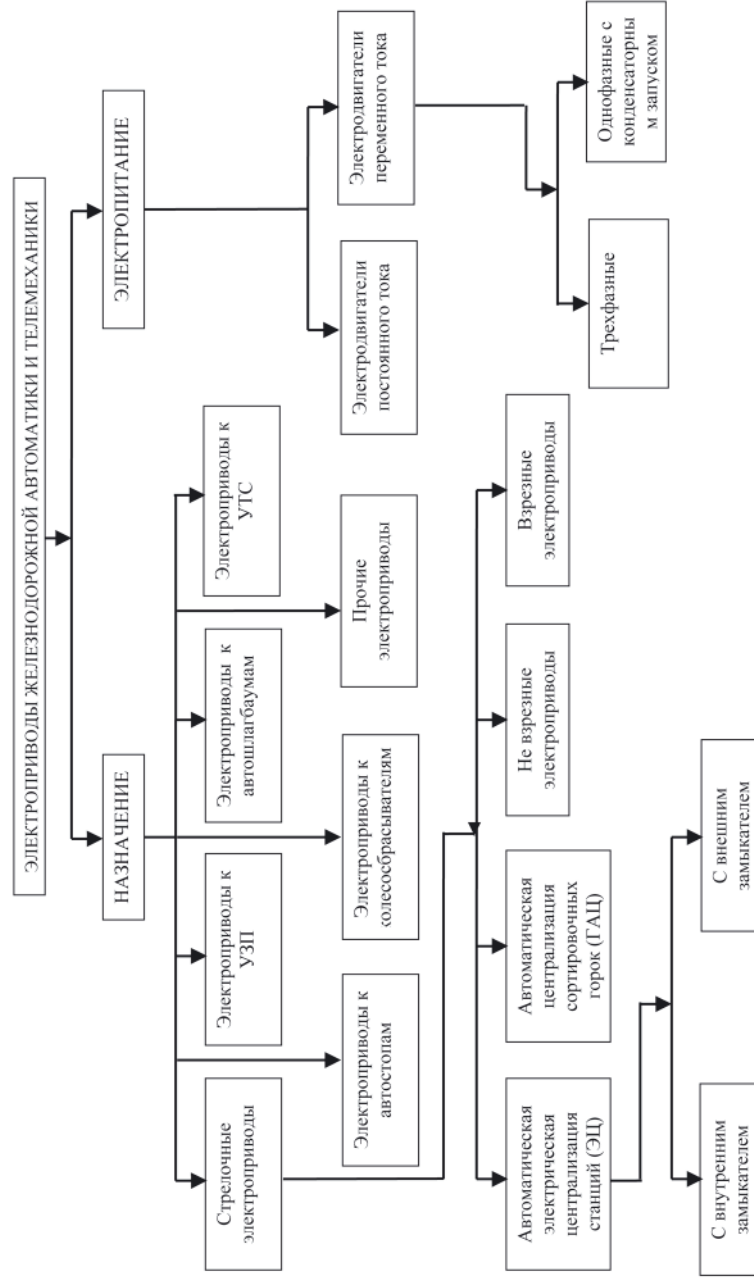


Рис. 1. Классификация электроприводов железнодорожной автоматики и телемеханики

В контрольной работе студенты должны познакомиться с конструкцией и функционированием отечественных электроприводов, применяемых в структуре железнодорожного транспорта РФ.

Студентам перед выполнением контрольного задания рекомендуется познакомиться с конструкциями, техническими характеристиками и схемами управления электроприводов [1, 2, 3].

Целью выполнения настоящей контрольной работы является изучение классификации и конструкций электроприводов, схем управления электроприводами, основ теории их конструирования.

1. ЗАДАНИЕ НА КОНТРОЛЬНУЮ РАБОТУ

1.1. Составить кинематическую схему электропривода и дать описание назначения и принципа его работы.

1.2. Описать механизм замыкания (фиксации) главного исполнительного элемента.

1.3. Произвести кинематический расчет электропривода.

1.4. Определить номинальную мощность и коэффициент полезного действия электропривода.

1.5. Рассчитать номинальную мощность и номинальный ток электродвигателя.

1.6. Произвести прочностной расчет одного из элементов кинематической схемы.

1.7. Составить схему управления электроприводом.

1.8. Определить дальность установки электропривода.

1.9. Вариант задания выбирается следующим образом:

- из табл. 1 по последней цифре шифра студента выбирается:
 - тип электропривода и номер рисунка (кинематическая схема);

- время перевода;

- номинальное/ максимальное усилие перевода момента;

- величину хода шибера или угол подъема заградительного бруса.

- из табл. 2 по предпоследней цифре шифра студента выбирается тип электродвигателя и вариант прочностного расчета.

№ п/п	Наименование показателя исходных данных	Вариант (последняя цифра учебного шифра студента)									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Кинематическая схема (рисунок)	СП-12У (2)	ПАШ-1 (3)	ША (4)	СПМ (5)	СП-6К (2)	ВСП-150 (6)	ВСПГ-1 (7)	ВСП-220 (8)	ВСП-2х150Д (9)	СПГБ-4Б (2)
2	Время перевода, с	6	10	10	4	3,5	5	0,6	6	5	0,6
3	Номинальное/максимальное усилие (момента) перевода, Н (Нм)	3500/6000	175/550	175/550	3500/6000	3500/6000	3500/6000	2000/4000	3500/6000	3500/6000	1500/3000
4	Ход шибера, мм	220	-	-	160	154	150	140	220	150	154
5	Угол подъема заградительного бруса, гр.	-	90	90	-	-	-	-	-	-	-

Таблица 2

Наименование показателя исходных данных	Вариант (предпоследняя цифра учебного шифра студента)										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
Тип электродвигателя											
А Постоянный	+	-	-	+	-	-	+	-	-	-	-
Б Переменный трехфазный	-	+	-	-	+	-	-	+	-	-	+
В Переменный однофазный	-	-	+	-	-	+	-	-	-	+	-
Расчет на прочность											
А на изгиб	+	-	-	+	-	-	+	-	-	-	-
Б на срез	-	+	-	-	+	-	-	+	-	-	+
В на контактную прочность	-	-	+	-	-	+	-	-	-	-	+

Тип электропривода	Показатель кинематической цепи	Ступень				Рейка
		1	2	3	4	
СП-6М	m	1,5	1,5/2	2/3	3/7	7(9)
	Z_2/Z_1	/14	68/14	60/15	51/7	7(12)
	d_0 , мм	/21	102/28	120/45	153/70	
	d_0 , мм	/24	105/32	124/51	159/84	
	i	4,86	4,29	3,4	1	$\Sigma 70,89$
СПГБ-4	m	1,5	1,5/2	2/3	3/7	7(9)
	Z_2/Z_1	/21	61/16	58/15	51/7	7(+2)
	d_0 , мм	/31,5	91,5/24	116/45	153/70	
	d_0 , мм	/34,5	94,5/28	120/51	159/84	
	i	2,9	3,675	3,4	1	$\Sigma 38,5$
СП-12У	m	1,25	1,25/2	2/3	3/5	5(7)
	Z_2/Z_1	/12	86/14	60/15	51/10	10(+2)
	d_0 , мм	/15	107,5/28	120/45	153/100	
	d_0 , мм	17,5	110/32	124/51	159/110	
	i	7,167	4,29	3,4	1,0	$\Sigma 104,4$

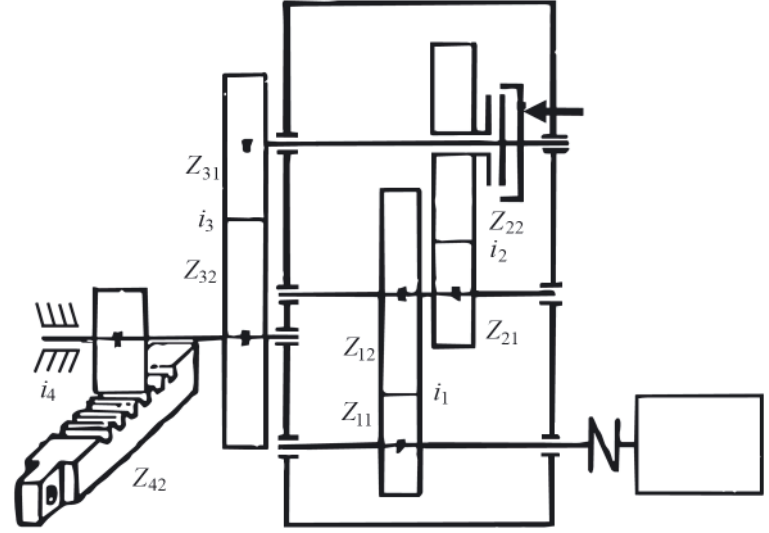


Рис. 2. Кинематическая схема силового механизма стрелочных электроприводов серии СП

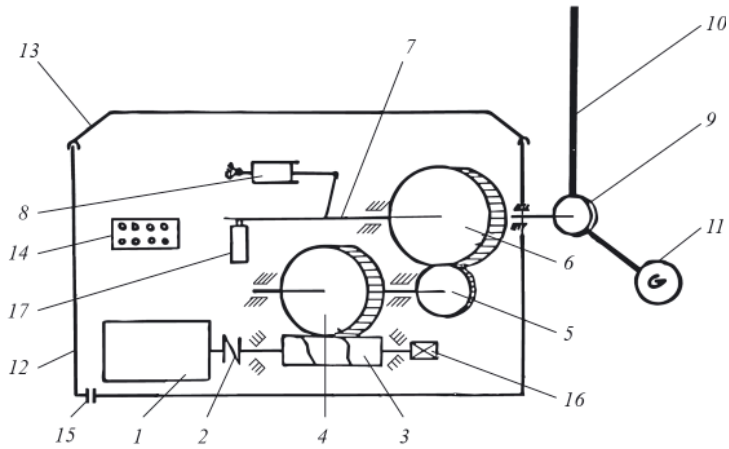


Рис. 3. Автошлагбаум типа ПАШ-1:

1 — электродвигатель; 2 — муфта; 3 — червячный редуктор; 4 — червячное колесо; 5 — шестерня цилиндрического редуктора; 6 — колесо электромагнитной муфты; 7 — вал зубчатого колеса; 8 — гидрогаситель; 9 — выходной фланец; 10 — заградительный брус; 11 — противовес; 12 — корпус; 13 — крышка; 14 — клеммная колодка; 15 — ввод кабеля; 16 — устройство ручного перевода; 17 — автопереключатель

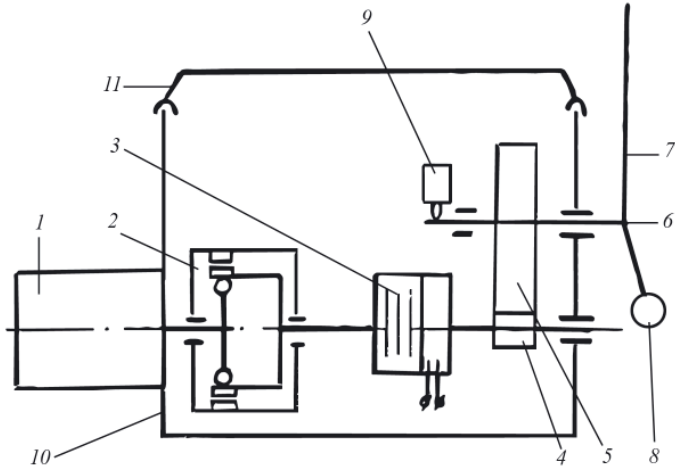


Рис. 4. Автошлагбаум типа ША:

1 — электродвигатель; 2 — волновой редуктор; 3 — электромагнитная муфта; 4 — колесо зубчатое ведущее; 5 — колесо зубчатое ведомое; 6 — вал зубчатого колеса; 7 — заградительный брус; 8 — противовес; 9 — гидрогаситель; 10 — автопереключатель; 11 — корпус; 12 — крышка

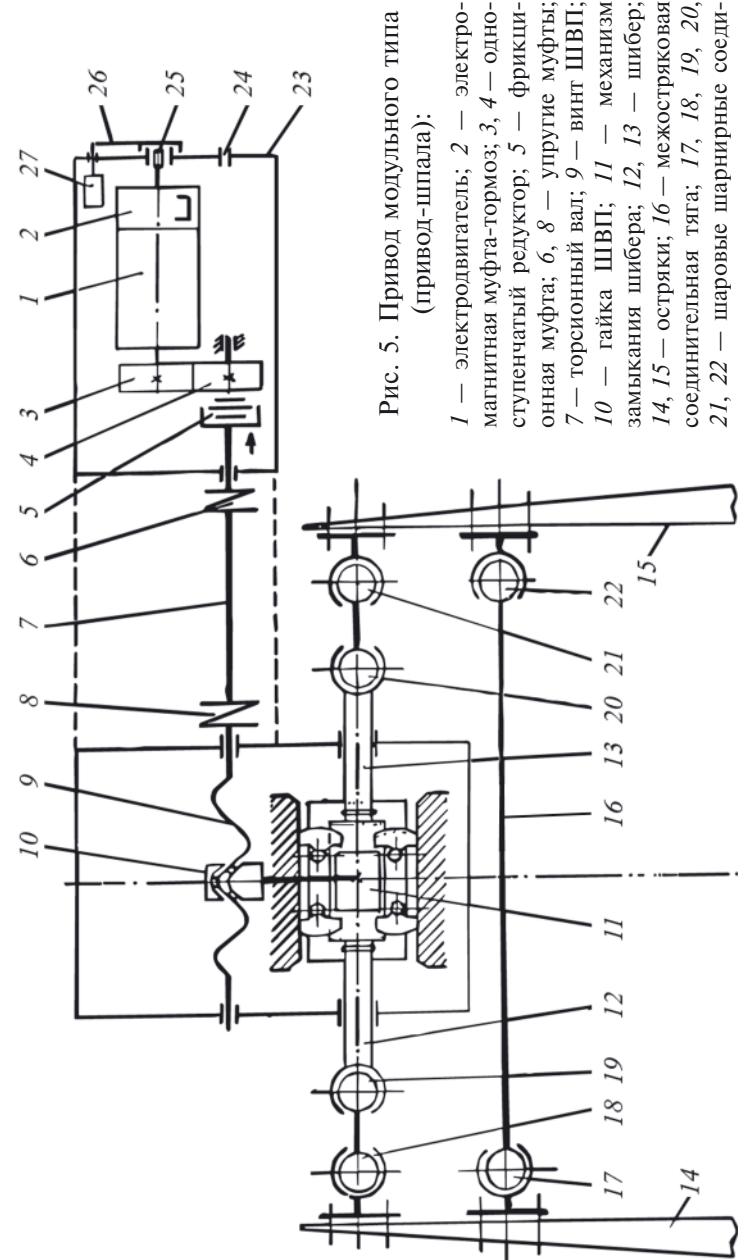


Рис. 5. Привод модульного типа (привод-шпала):

1 — электродвигатель; 2 — электромагнитная муфта-тормоз; 3, 4 — одноступенчатый редуктор; 5 — фрикционная муфта; 6, 8 — упругие муфты; 7 — торсионный вал; 9 — винт ШВП; 10 — гайка ШВП; 11 — механизм замыкания шибера; 12, 13 — шибер; 14, 15 — остряки; 16 — межостряковая соединительная тяга; 17, 18, 19, 20, 21, 22 — шаровые шарнирные соединения рабочих тяг; 23 — корпус; 24 — ввод кабеля; 25 — курбельный ввод; 26 — курбельная заслонка; 27 — контакты безопасности

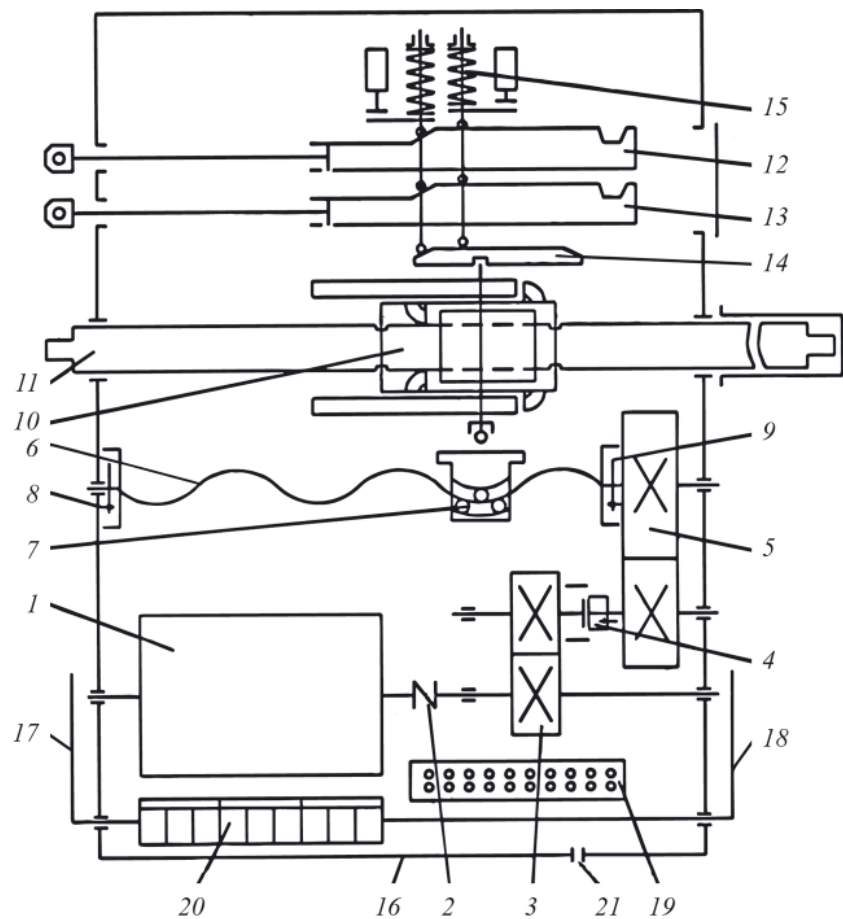


Рис. 6. Электропривод стрелочный ВСП-150:

1 — электродвигатель; 2 — кулачковая муфта; 3 — 1-я ступень редуктора; 4 — фрикционная муфта; 5 — 2-я ступень редуктора; 6 — гайка шарико-винтовой пары; 7 — винт шарико-винтовой пары; 8, 9 — демпфирующее устройство; 10 — механизм запирания; 11 — шибер; 12, 13 — контрольные линейки; 14 — контрольная планка; 15 — автопереключатель; 16 — корпус; 17, 18 — кurbельная заслонка; 19 — клеммная колодка; 20 — контакты безопасности

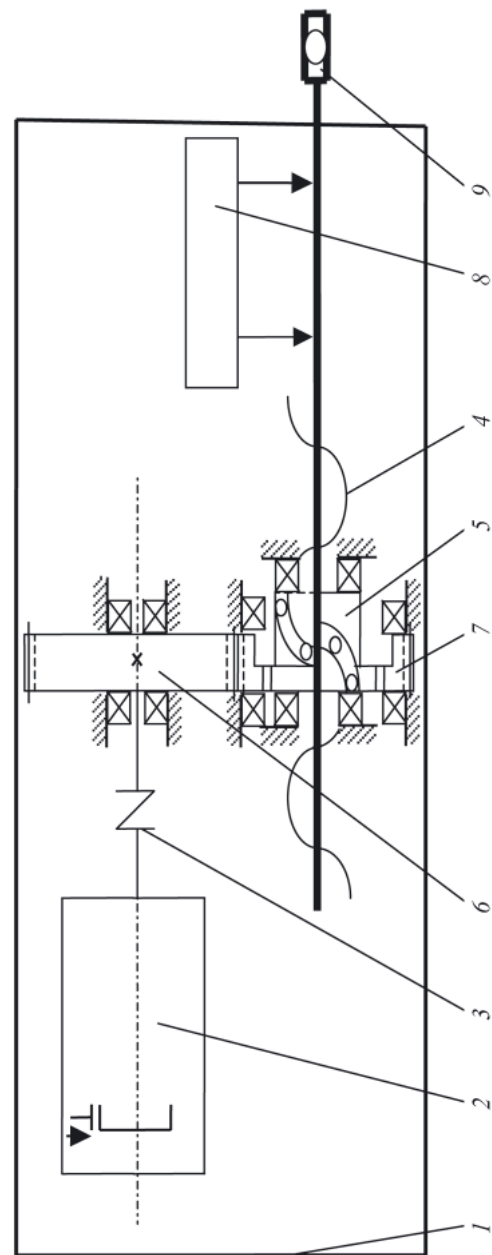


Рис. 7. Кинематическая схема быстродействующего стрелочного электропривода ВСПГ-1:

1 — корпус; 2 — электродвигатель с электромагнитным тормозом; 3 — муфта кулачковая; 4 — винт шарико-винтовой пары; 5 — гайка шарико-винтовой пары; 6 — колесо зубчатое (ведомое); 7 — колесо зубчатое (ведущее); 8 — датчики положения шибера (автопереключатель); 9 — шибер

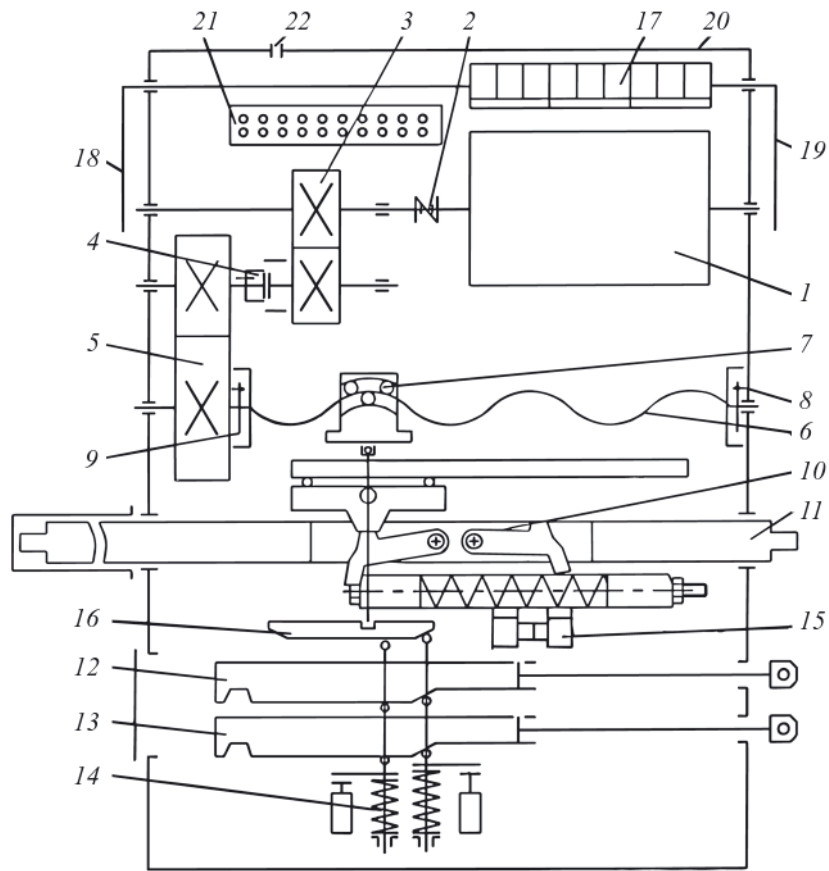


Рис. 8. Электропривод стрелочный ВСП-220:

1 — электродвигатель; 2 — кулачковая муфта; 3 — 1-я ступень редуктора; 4 — фрикционная муфта; 5 — 2-я ступень редуктора; 6 — гайка шарико-винтовой пары; 7 — винт шарико-винтовой пары; 8, 9 — демпфирующие устройства; 10 — механизм запирания и взреза; 11 — шибер; 12 — устройство контроля взреза; 13, 14 — контрольные линейки; 15 — автопереключатель; 16 — клемная колодка; 17 — контакты безопасности; 18 — корпус; 19 — курбельная заслонка; 20 — корпус; 21 — клемная колодка; 22 — контакты безопасности.

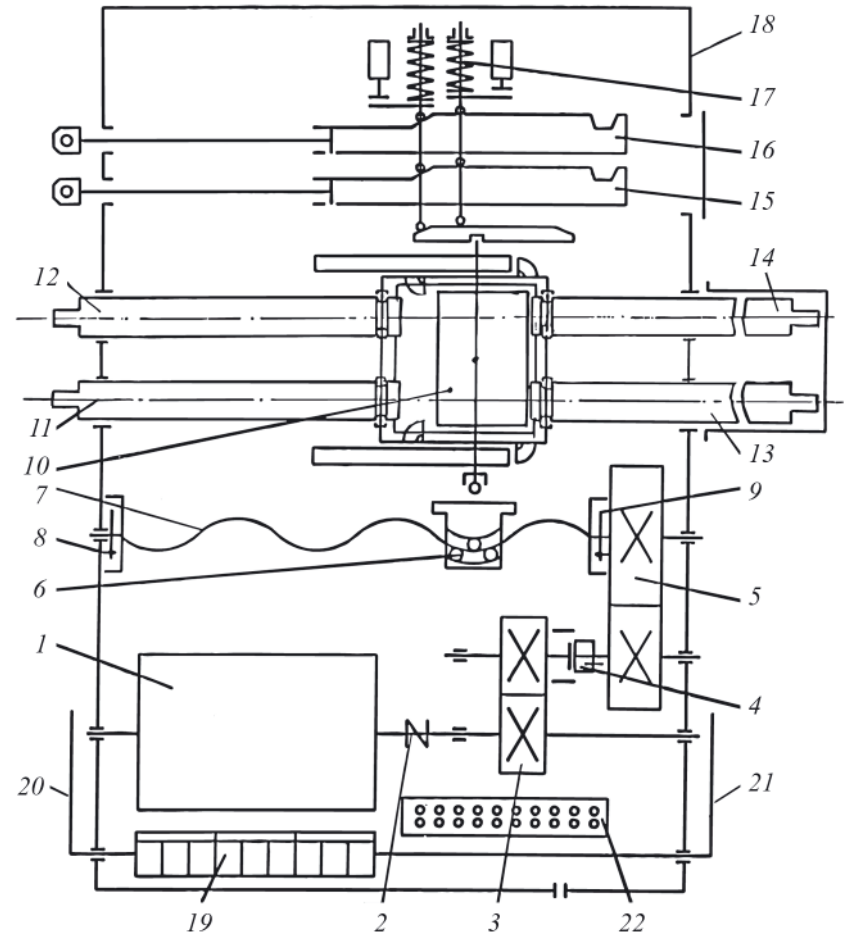


Рис. 9. Электропривод стрелочный ВСП-2x150:

1 — электродвигатель; 2 — кулачковая муфта; 3 — 1-я ступень редуктора; 4 — фрикционная муфта; 5 — 2-я ступень редуктора; 6 — гайка шарико-винтовой пары; 7 — винт шарико-винтовой пары; 8, 9 — демпфирующие устройства; 10 — механизм запирания; 11, 12, 13, 14 — шиберы; 15 — автопереключатель; 16 — клемная колодка; 17 — контакты безопасности; 18 — корпус; 19 — курбельная заслонка; 20 — корпус; 21 — клемная колодка; 22 — контакты безопасности.

II. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ ЗАДАНИЯ

1. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ

1.1. Решение контрольной работы должно содержать:

- описание назначения и принципа работы электропривода;
- кинематическую схему и исходные данные для расчета;
- перечень пунктов задания, подлежащих исполнению;
- расчетную часть;
- список использованной литературы.

1.2. Общие исходные данные должны строго соответствовать варианту задания.

1.3. В контрольной работе должны быть даны ответы на все пункты задания и приведено обоснование выбора контрольных элементов привода и его узлов.

2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЭЛЕКТРОПРИВОДА

2.1. Кинематический расчет заключается в определении и расчете основных конструктивных и технических показателей электропривода (в соответствии с кинематической схемой):

- передаточное число, i ;
- диаметр делительной окружности зубчатого колеса, d ;
- модуль зацепления, m ;
- коэффициент полезного действия (КПД), η ;
- величина перемещения (хода) шибера (угла поворота главного вала);
- скорость перемещения исполнительного элемента (шибера или заградительного бруса).

2.2. Передаточное число определяется соотношением:

$$i = \frac{d_2}{d_1}, \quad (1)$$

где d_1 — диаметр делительной окружности ведущего колеса;
 d_2 — диаметр делительной окружности ведомого колеса.

Диаметр делительной окружности находится по формуле:

$$d = m \cdot Z, \quad (2)$$

где m — модуль зацепления;
 Z — число зубьев колеса.

2.3. Делительный шаг:

$$P = m \cdot \pi, \quad (3)$$

2.4. Момент на валу ременной передачи:

$$M = \frac{d \cdot F_{\text{ш}}}{2\eta}, \quad (4)$$

где $F_{\text{ш}}$ — усилие на шибере;
 h — КПД звена.

2.5. Момент на винте шарико-винтовой передачи (ШВП) для передачи необходимого осевого усилия:

$$M = \frac{F \cdot \Delta S}{2\pi \cdot \eta_{\text{вп}}}, \quad (5)$$

где F — осевое усилие на винте ШВП;
 ΔS — шаг винта;
 $\eta_{\text{вп}}$ — КПД винтовой пары.

2.6. Момент на ведомом валу передачи:

$$M_2 = M_1 \cdot i \cdot \eta, \quad (6)$$

где M_1 — момент на ведущем валу передачи;
 i — передаточное число звена;
 h — КПД звена, определяемый по формуле:

$$\eta = \eta_3 \cdot \eta_{\text{п}} \text{ — КПД звена,} \quad (7)$$

где η_3 — КПД зубчатого зацепления, для цилиндрической зубчатой передачи $\eta_3 = 0,84$;
 $\eta_{пк} = 0,98$ — КПД опор подшипников качения;
 $\eta_{пс} = 0,96$ — КПД опор подшипников скольжения.

2.7. Время хода шибера:

$$t = \frac{S_{ш}}{V}, \quad (8)$$

где $S_{ш}$ — величина хода шибера;
 V — скорость движения шибера.

2.8. Скорость движения шибера для реечной передачи:

$$V = \frac{n_{эд} \cdot d_{гв} \cdot \pi}{\sum i \cdot 60}, \quad (9)$$

где $n_{эд}$ — частота вращения электродвигателя;
 $d_{гв}$ — диаметр делительной окружности шестерни главного вала;
 $\sum i$ — общее передаточное число редуктора определяется следующим соотношением:

$$\sum i = i_1 \cdot i_2 \cdot \dots \cdot i_n,$$

здесь i_1, i_2, \dots, i_n — передаточное число каждой ступени редуктора.

2.9. Скорость движения шибера для винтовой передачи:

$$V = \frac{\Delta S \cdot n_{эд}}{\sum i \cdot 60}, \quad (10)$$

где ΔS — шаг винта винтовой передачи.

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НОМИНАЛЬНОЙ МОЩНОСТИ, КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ЭЛЕКТРОПРИВОДА И НОМИНАЛЬНОГО ТОКА ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

Для осуществления перемещения главного исполнительного элемента на величину $S_{ш}$ или угол α за время t , необходимо получить из сети электроэнергию мощностью P_1 , величина которой вследствие различных потерь несколько больше мощности, затраченной на перемещение главного исполнительного элемента $P_{ш}$.

Отношение $P_{ш}/P_1$ представляет собой коэффициент полезного действия ($\eta_{эп}$) электропривода.

На рис. 10 представлена энергетическая диаграмма для определения потребляемой мощности из сети P_1 с учетом различных потерь в электроприводе. Для ее определения необходимо суммировать все энергетические потери, возникающие в электроприводе с энергией, затраченной на перемещение главного исполнительного элемента $P_{ш}$.

Согласно выбранной по варианту кинематической схемы электропривода определяется состав потерь и определяемых мощностей соответственно.

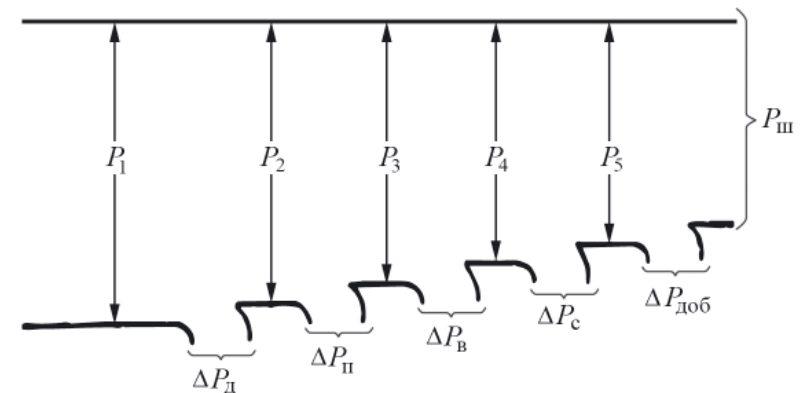


Рис. 10. Энергетическая диаграмма определения потребляемой мощности из сети

3.1. Мощность, потребляемая трехфазным электродвигателем переменного тока из сети находится по формуле:

$$P_1 = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \cos\varphi. \quad (11)$$

3.2. Мощность, потребляемая однофазным электродвигателем переменного тока или трехфазным электродвигателем переменного тока, работающим от однофазной сети находится по формуле:

$$P_1 = U \cdot I \cdot \cos\varphi. \quad (12)$$

3.3. Мощность, потребляемая электродвигателем постоянного тока из сети определяется как:

$$P_1 = U \cdot I. \quad (13)$$

3.4. Потери мощности в электродвигателе определяются из соотношения:

$$\Delta P_d = P_1 - P_2, \quad (14)$$

где P_2 — полезная мощность на валу электродвигателя.

3.5. Полезная мощность на валу электродвигателя находится по формуле:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_d = \frac{M_2 \cdot n_{эд}}{9,55}, \quad (15)$$

где P_2 — полезная мощность на валу электродвигателя;
 $\eta_d = 0,66$ — КПД трехфазного электродвигателя переменного тока;
 $\eta_d = 0,46$ — КПД однофазного электродвигателя переменного тока;
 $\eta_d = 0,85$ — КПД электродвигателя постоянного тока;
 M_2 = момент на выходном валу электродвигателя.

3.6. Потери мощности в опорах валов (в подшипниках) механизма вычисляются согласно следующему соотношению:

$$\Delta P_n = P_2 - P_3, \quad (16)$$

где P_3 — мощность, переданная на винт ШВП;
 $\eta_{пн}$ = КПД подшипниковых опор;

3.7. Потери мощности винтовой передачи определяются следующим образом:

$$\Delta P_{вп} = P_3 - P_4, \quad (17)$$

где $P_4 = P_3 \cdot \eta_{вп}$ — мощность, переданная на шибера;
 $\eta_{вп}$ — КПД винтовой передачи качения, $\eta_{вп} = 0,85 \div 0,95$.

Для расчетов принимаем КПД винтовой пары качения $\eta_{вп} = 0,9$.

3.8. Полезную мощность на шиберах можно определить как:

$$P_4 = P_{ш} + \Delta P_c + \Delta P_{доб}, \quad (18)$$

где ΔP_c — мощность потерь на трение скольжения шибера при движении по направляющим;

$\Delta P_{доб}$ — дополнительные потери мощности электропривода;
 $P_{ш}$ — полезная мощность на шиберах,

$$P_{ш} = \frac{F_{ш} \cdot S_{ш}}{t}. \quad (19)$$

3.9. Мощность потерь на трение скольжения шибера об направляющие определяется соотношением:

$$\Delta P_c = \frac{G_{ш} \cdot g \cdot \psi_{ш} \cdot S}{t}, \quad (20)$$

где $G_{ш} = 12$ кг — масса подвижной части механизма запирания;
 $\psi_{ш} = 0,05 \div 0,15$ коэффициент трения скольжения чугуна-сталь. Для расчета принимается значение коэффициент трения скольжения $\psi_{ш} = 0,15$;

$\Delta P_{\text{доб}}$ — дополнительные потери мощности электропривода. Эти потери по опытным оценкам не превышают 2% от значения полезной мощности на шибере.

3.10. Полезная мощность на выходном валу заградительно-го бруса (ЗБ) шлагбаума:

$$P_{\text{ЗБ}} = \frac{0,25 \cdot M_{\text{ЗБ}} \cdot 60}{9,55t}, \quad (21)$$

где $M_{\text{ЗБ}}$ — момент на выходном валу заградительного бруса;
0,25 — сектор работы ЗБ от полного оборота;
60 и 9,55 — переводные коэффициенты.

3.11. В соответствии с энергетической диаграммой мощности электропривода (см. рис. 10) и формулами 11÷21, КПД электропривода определяется следующим равенством:

$$\eta_{\text{ЭП}} = \eta_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{с}} \cdot \eta_{\text{г}} = \frac{P_{\text{ш}}}{P_1}. \quad (22)$$

3.12. Мощность, потребляемая электроприводом определяется следующим выражением:

$$P_1 = \frac{F \cdot S}{t \cdot \eta_{\text{ЭП}}}. \quad (23)$$

3.13. КПД механизма электропривода.

$$\eta_{\text{М}} = \eta_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{с}} \cdot \eta_{\text{г}} = \frac{P_{\text{ш}}}{P_2}. \quad (24)$$

Определив конкретные значения F , S , t и ΔS , легко определить исходные данные для выбора электродвигателя привода из рекомендуемой литературы [1; 6; 7; 8].

4. ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ЭЛЕКТРОПРИВОДА

4.1. Расчет зубьев цилиндрической прямозубой передачи на изгиб

По условию исходного контура, зубья колеса имеют меньшую прочность на изгиб (зуб шестерни имеет поперечное сечение из-за эвольвентности рабочей поверхности), поэтому расчет проводится по зубу колеса.

В процессе зацепления, точка приложения силы взаимодействия между зубьями перемещается по рабочей части профиля. Считаем, что силы трения малы. Тогда силу взаимодействия можно считать направленной по нормали к профилям, т.е. по линии зацепления (рис. 11) сила взаимодействия зубьев в пределах одного зацепления при передаче постоянного момента остается неизменной.

Рассмотрим случай, когда сила приложена к вершине зуба и плечо (h_p) — максимально. Рассматриваемый случай, при условии, что работает одна пара зубьев, является основным для расчета.

За расчетную схему принимаем консольную балку. Опасное сечение расположено у корня зуба в зоне наибольшей концентрации напряжений. Опасное сечение находится на расстоянии (0,1÷0,15) h от основания зуба.

Так как усталостные трещины и разрушения начинаются на растянутой стороне зубьев, то расчет ведем для этой поверхности.

Расчетное напряжение в опасном сечении:

$$\delta_p = \frac{q_n \cdot \cos \alpha h_p}{W} - \frac{q_n \cdot \sin \alpha}{F}, \quad (25)$$

где $W = \frac{S_1^2}{6}$ — момент сопротивления на изгиб опасного сечения; (26)

S_1 — толщина зуба в опасном сечении, мм²;

F — площадь опасного сечения, мм;

h_p — расчетное плечо силы, мм.

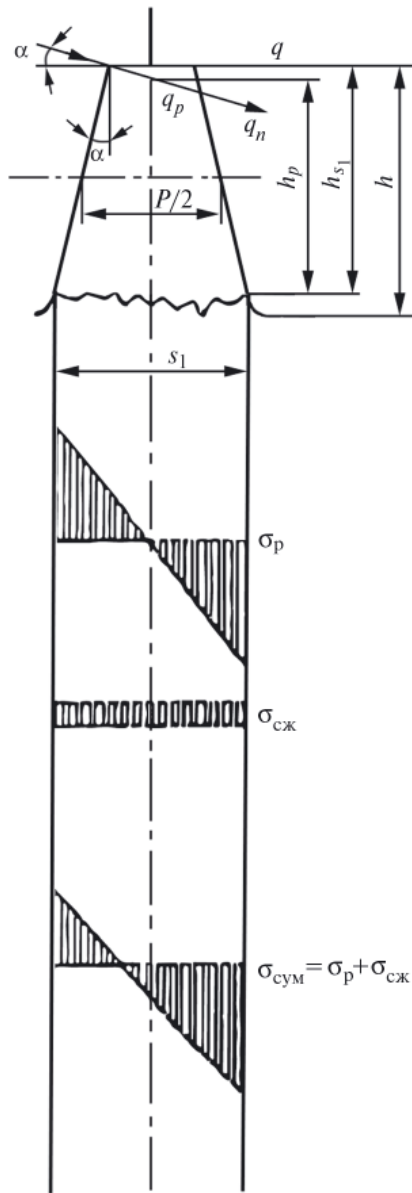


Рис. 11. Диаграмма действия сил и изгибающих моментов при расчете зубьев цилиндрической передачи на изгиб

Подставив выражение для q_n , [4] и умножив W и F на m , получим выражение для расчетного напряжения в опасном сечении δ_p :

$$q_n = \frac{q}{\cos \alpha}, \quad (27)$$

$$\delta_p = \frac{q Y_{F_n}}{m}, \quad (28)$$

$$\text{где } Y_{F_n} = \frac{1}{\cos \alpha} \left(\frac{6m \cdot h_p \cdot \cos \alpha}{S_1^2} - \frac{m \cdot \sin \alpha}{S_1} \right) - \text{номинальный коэффициент прочности зубьев.} \quad (29)$$

При расчете зубьев на изгиб пользуемся номинальным Y_{F_n} и местным Y_F — коэффициентами прочности зубьев, а также теоретическим коэффициентом концентрации напряжений

$$k_T = \frac{Y_F}{Y_{F_n}}. \quad (30)$$

Для зубчатых передач с исходным контуром коэффициенты определены ГОСТ 13755.

4.2. Расчет зубьев цилиндрической прямозубой передачи на контактную прочность

Расчет сводится к обеспечению условия, по которому контактные напряжения зубьев не должны превышать допустимые значения [12]. Расчет ведется по формуле Герца для зуба шестерни, как имеющий наибольшую концентрацию напряжений.

Исходные данные:

- материал шестерни сталь марки 40Х;
- закалка HRC 40÷45;
- текучесть материала — $\delta_m = 900$ МПа.

Расчетное напряжение в опасном сечении:

$$\delta_p = \sqrt{\frac{Eq_n}{2\pi(1-\nu^2)P_{пр}}} \langle [\delta_T] \rangle, \quad (31)$$

где $E = 2,15 \cdot 10^6$ — модуль упругости материала;
 ν — коэффициент поперечного сжатия;
 $P_{пр}$ — приведенный радиус кривизны.

$$\delta_p = z_H \cdot z_M \cdot z_\epsilon \cdot \sqrt{\frac{q}{d_1} \cdot \frac{i+1}{i}}, \quad (32)$$

где z_H — коэффициент, учитывающий форму сопрягающихся поверхностей;

$$z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha}}, \quad (33)$$

где $z_H = 86,6^{1/2}/\text{мм}$ — коэффициент, учитывающий механические свойства материала;

$z_\epsilon = 0,9$ — коэффициент, учитывающий влияние коэффициента торцевого перекрытия ϵ .

$$z_\epsilon = \sqrt{\frac{4-\epsilon}{3}}. \quad (34)$$

4.3. Расчет прочности вала-шестерни (звено Z_{31})

Вал шестерня выходного звена масляного редуктора работает в сложнагрузочном режиме при переменной нагрузке. Основными видами нагрузок являются пружинный изгиб и кручение.

За расчетную схему вала (математическая модель показана на рис. 12) принимаем балку, лежащую на опорах согласно рис. 12, а. Тогда рисунок 12, б представляет собой эпюру крутящих моментов (M_k), а рис. 12, в — эпюру изгибающих моментов (M_H).

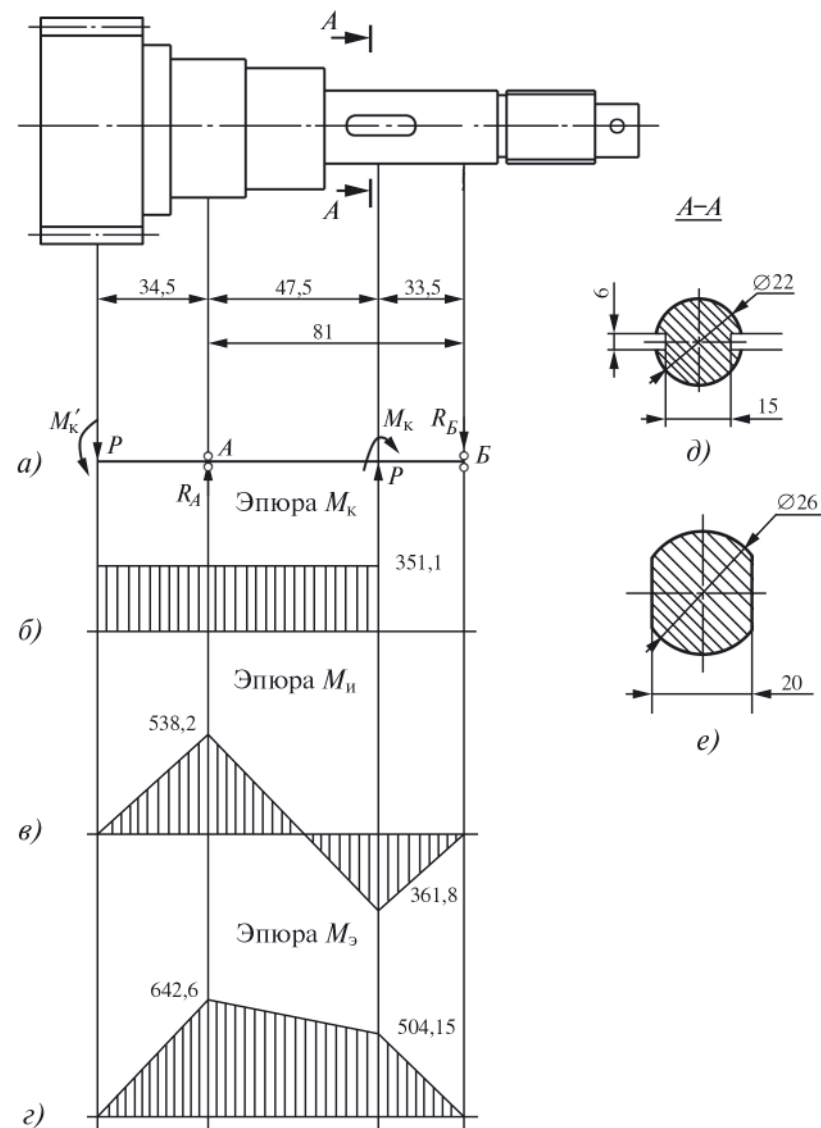


Рис. 12. Эпюры моментов вал-шестерни выходного звена редуктора

Крутящий момент M_k для вал-шестерни определен при проведении кинематического расчета. Изгибающий момент $M_{из}$ определяется из условия равновесия систем

$$\begin{cases} \sum F_x = 0 \\ \sum F_y = 0 \\ \sum M_A = 0 \\ \sum M_B = 0. \end{cases} \quad (35)$$

Для рассматриваемого случая достаточно составить и решить систему двух последних уравнений, т.к. число неизвестных равно двум R_A и R_B

$$P = \frac{2M_k}{d}, \quad (36)$$

$$\begin{cases} \sum M_A = -R \cdot 81 + P_2 \cdot 47,5 + P_1 \cdot 34,5 = 0, \\ \sum M_B = -P \cdot 115,5 - R_A \cdot 81 - P_2 \cdot 33,5 = 0. \end{cases} \quad (37)$$

Решением системы является определение реакции опор. Основные расчетные формулы к разделу 3:

$$M_{из} = P \cdot l — \text{изгибающий момент}, \quad (38)$$

где P — изгибающая сила;
 l — плечо;

$$M_{э} = \sqrt{M_{из}^2 + M_k^2} — \text{эквивалентный момент}. \quad (39)$$

Основным сечением вал-шестерни считается сечение, определенное заданием контрольной работы.

Эквивалентное напряжение в опасном сечении определяется соотношением:

$$\delta_3 = \frac{M_{э} K_H K_\delta K_D}{W}, \quad (40)$$

где $W = \frac{\pi d^3}{32}$ — момент сопротивления в опасном сечении;

$K_H = 1,2$ — коэффициент, учитывающий характер нагрузки;

$K_D = 1,3$ — коэффициент перегрузки;

K_δ — коэффициент концентрации напряжений:

• для первого варианта $K_\delta = 1,3$;

• для второго варианта $K_\delta = 1,1$.

Коэффициент запаса прочности находится по формуле:

$$n = \frac{[\delta_{из}]}{\delta_3}. \quad (41)$$

4.4. Определение запаса прочности шибера

Шибер электропривода работает в основном на сжатие и растяжение, причем усилия сжатия и растяжения одинаковые, вид нагрузки знакопеременная (симметричная). Поэтому расчет ведем по опасному сечению $I-I$ (рис. 13).

С учетом требований надежности, предъявляемых к приводам, они должны выдерживать усилие на шибере $F = 90\,000$ Н, которое и является расчетным. Материал сталь марки 45 ГОСТ 1054.

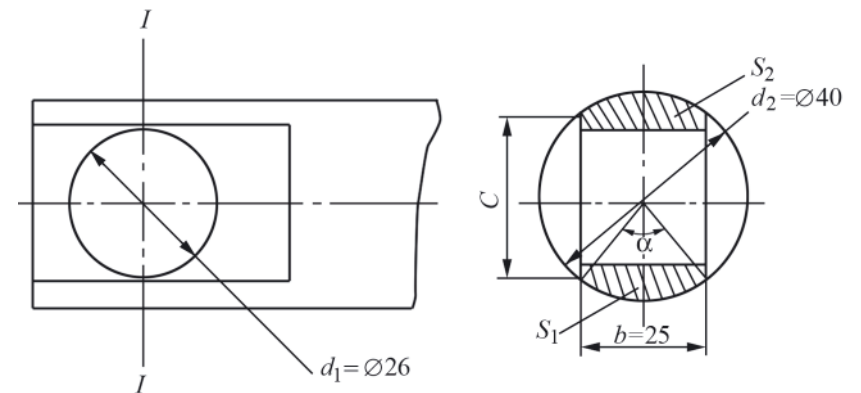


Рис. 13. Схема к расчету запаса прочности шибера

Площадь опасного сечения:

$$S = S_1 + S_2, \quad (42)$$

$$S_1 = S_2 = \frac{\alpha^\circ \cdot \pi \cdot r^2}{360^\circ} - \frac{1}{2} b \sqrt{2^2 - \frac{b^2}{4}} + \frac{1}{2} b(c - d_1), \quad (43)$$

$$\alpha = 2 \arcsin \frac{\alpha}{2}, \quad (44)$$

$$\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{b}{2r_2}, \quad (45)$$

$$c = \sqrt{d_2^2 - b^2}. \quad (46)$$

Допустимые напряжения при растяжении $\sigma_p = 160,0$ МПа.

Предел прочности при растяжении $\sigma_b = 900$ МПа.

Напряжение в опасном сечении:

$$\sigma = \frac{F}{S}. \quad (47)$$

Запас прочности:

$$n = \frac{\sigma_b}{\sigma_p}. \quad (48)$$

4.5. Расчет валика крепления рабочей тяги

По условиям конструкции валик работает на срез.

Исходные данные к заданию:

1. Диаметр валика $\varnothing = 26$ мм.
2. Материал сталь марки 3.
3. Вид нагрузки знакопеременная.
4. Допустимые напряжения на срез $[\tau_{cp}] = 40,0$ МПа.
5. Предел текучести $\tau_T = 210,0$ МПа.

Напряжение среза:

$$\tau_{cp} = \frac{2F}{\pi d^2}. \quad (49)$$

При максимальном усилии на шибере:

$$\tau_{cp} = \frac{2F_{max}}{\pi d^2}. \quad (50)$$

При рабочем усилии на шибере (врез):

$$\tau_{cp} = \frac{2F_{вз}}{\pi d^2}. \quad (51)$$

5. СОСТАВЛЕНИЕ СХЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДАЛЬНОСТИ УСТАНОВКИ ЭЛЕКТРОПРИВОДА

Отвечая на этот вопрос, необходимо показать типовую схему управления электроприводом, дать описание ее работы, а также определить дальность установки электропривода в зависимости от потребляемого тока по дублированным жилам кабеля.

Электропривод ЭЦ, как правило, удалены от источника электропитания на расстоянии 20÷1500 м. Для нормальной работы электропривода важен вопрос определения максимального радиуса управления без дублирования жил кабеля.

Расчетная формула длины кабеля без дублирования жил кабеля

$$L = \frac{(U_u - U_g)}{2Ir_1}, \quad (52)$$

где

- U_u — напряжение источника;
- U_g — напряжение на зажимах электродвигателя;
- $r_1 = 0,0234$ Ом/м — сопротивление медной жилы кабеля диаметром 1 мм;
- I — рабочий ток электродвигателя.

5.1. Расчет емкости пускового конденсатора

Рабочая емкость конденсатора определяется по следующей формуле:

$$C_p = \frac{3 \cdot 10^{-6} I_\phi}{4\pi f U_\phi \sqrt{3} (\cos \varphi + \sin \varphi)}, \quad (53)$$

где I_ϕ — номинальный фазный ток;
 U_ϕ — номинальное фазное напряжение;
 $f = 50$ Гц — частота;
 $\cos \varphi$ — коэффициент мощности.

Учитывая, что работа электродвигателя происходит под нагрузкой, необходимо увеличить рабочую емкость, но двигатель в таком режиме длительное время работать не может. Электродвигатель шлагбаума работает 10÷12 с при мощности, превосходящей расчетную на 35%. Поэтому рабочую емкость следует увеличить на 50÷70%. Тогда:

$$C_n = 1,5 \cdot C_p. \quad (54)$$

Результаты расчетов показать в контрольной работе.

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

Основная

1. Резников Ю.М. Электроприводы железнодорожной автоматики и телемеханики. — М.: Транспорт, 1985.
2. Минаков Е.Ю., Шувалов В.В. Системы и технические средства обеспечения перевода стрелок. Монография. — М.: РГОТУПС, 2004.
3. Станционные системы автоматики и телемеханики: Учеб. для вузов ж.-д. трансп. / Вл. Сапожников, Б.Н. Елкин, И.М. Куприн и др.; Под ред. Вл.В. Сапожникова. — М.: Транспорт, 1997.
4. Решетов Д.М. Детали машин. — М.: Машиностроение, 1974.

5. Теория механизмов и машин /Фролов К.В. и др. — М.: Высш. шк., 1987.

Дополнительная

6. Сороко В.И., Милюков В.А. Аппаратура железнодорожной автоматики и телемеханики: Справ. Т. 1. — НПФ «Планета», 2000. — 960 с.
7. Сороко В.И., Розенберг Е.Н. Аппаратура железнодорожной автоматики и телемеханики: Справ. Т. 2. — НПФ «Планета», 2000. — 1008 с.
8. Сороко В.И., Кайнов В.М. Аппаратура железнодорожной автоматики и телемеханики: Справ. Т. 3. — НПФ «Планета», 2003. — 1120 с.
9. Ягудин Р.Ш. Надежность устройств железнодорожной автоматики и телемеханики. — М.: Транспорт, 1989.
10. Соппротивление материалов / Под ред. Смирнова А.Ф. — М.: Высш. шк., 1975.
11. Стаханов А.Н. Стрелочные переводы. — М.: Трансжелдориздат, 1973.
12. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя в 3-х т. — М.: Машиностроение, 2001.

ЭЛЕКТРОПРИВОДЫ В УСТРОЙСТВАХ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЙ АВТОМАТИКИ И ТЕЛЕМЕХАНИКИ

Задание на контрольную работу
с методическими указаниями

Редактор *Д.Н. Тихонычев*
Корректор *В.В. Игнатова*
Компьютерная верстка *Е.Ю. Русалева*

Тип. зак.	Изд. зак. 304а	Тираж 350 экз.
Подписано в печать 30.06.05	Гарнитура Times.	Офсет
Усл. печ. л. 2,0		Формат 60×90 ¹ / ₁₆

Издательский центр РГОТУПСа,
125993, Москва, Часовая ул., 22/2

Участок оперативной печати РГОТУПСа,
125993, Москва, Часовая ул., 22/2