

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.

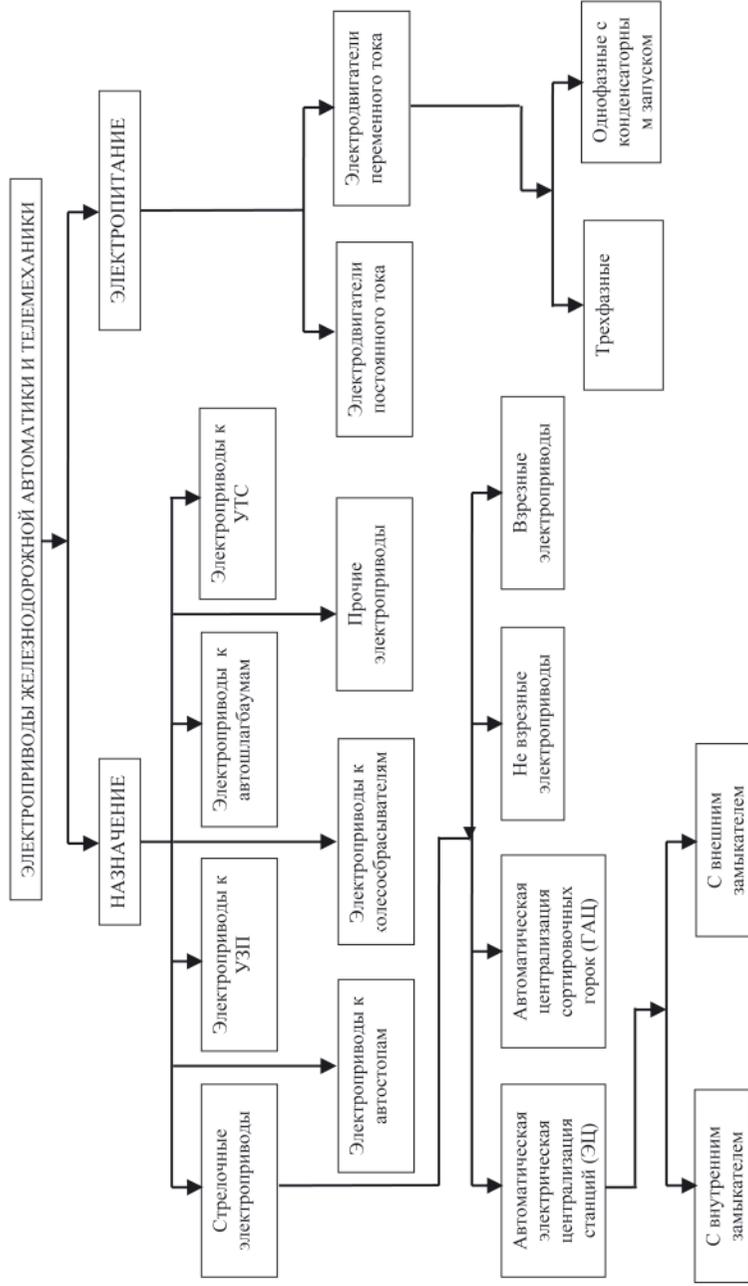


Рис. 1. Классификация электроприводов железнодорожной автоматики и телемеханики

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	
<b>Тип электродвигателя</b>											
А	+	-	-	+	-	-	+	-	-	-	-
Б	-	+	-	-	+	-	-	+	-	-	+
В	-	-	+	-	-	+	-	-	-	+	-
<b>Расчет на прочность</b>											
А	+	-	-	+	-	-	+	-	-	-	-
Б	-	+	-	-	+	-	-	+	-	-	+
В	-	-	+	-	-	+	-	-	-	+	-

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	$\Sigma 104,4$

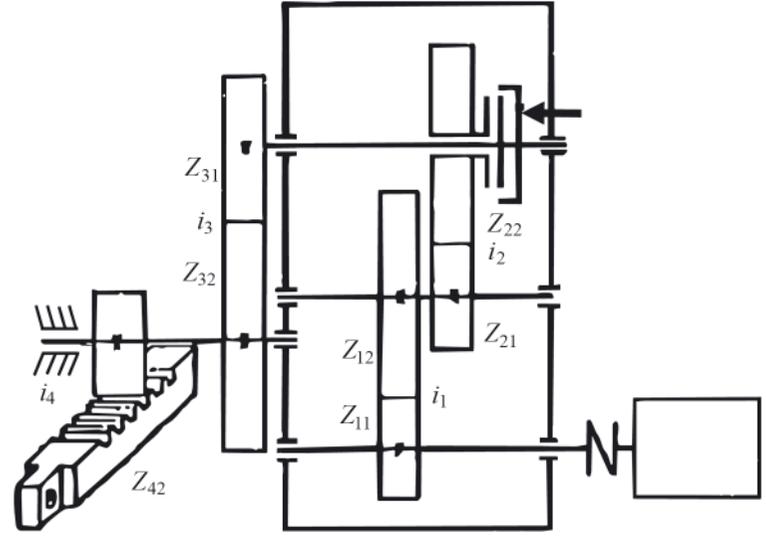


Рис. 2. Кинематическая схема силового механизма стрелочных электроприводов серии СП

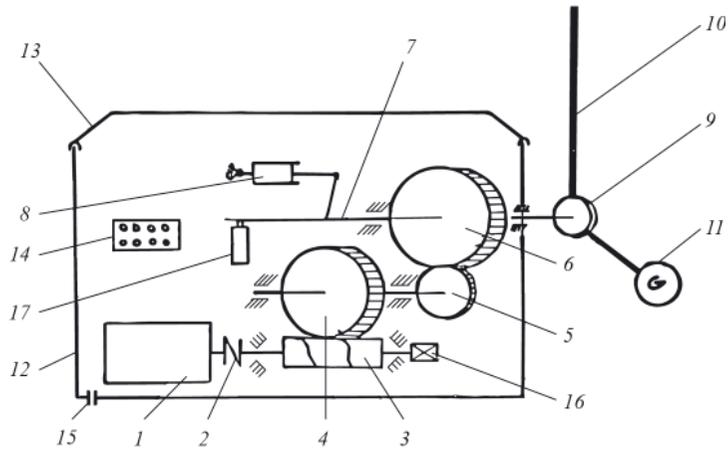


Рис. 3. Автошлагбаум типа ПАШ-1:

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

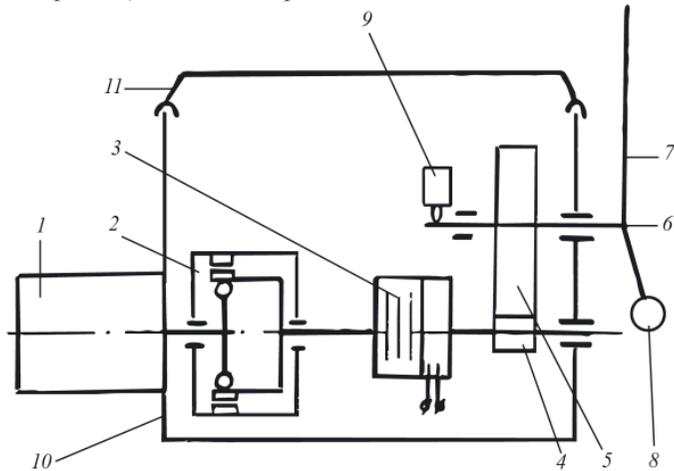


Рис. 4. Автошлагбаум типа ША:

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

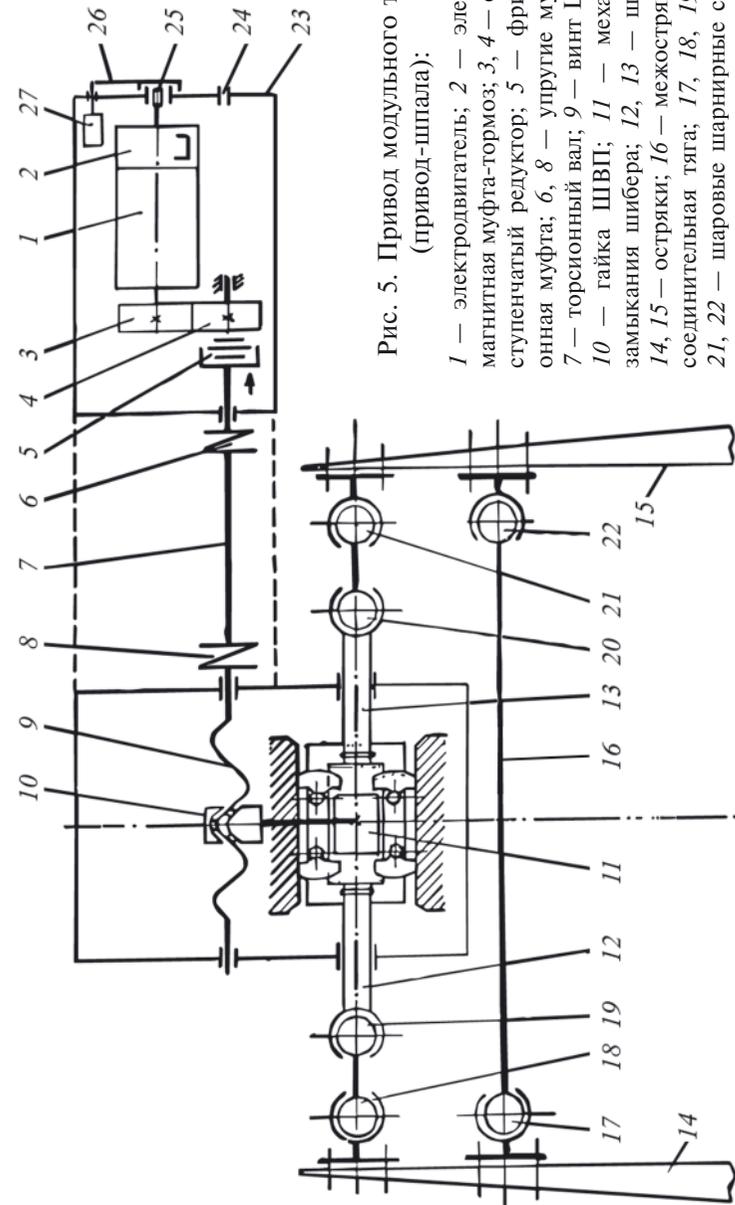


Рис. 5. Привод модульного типа (привод-шпала):

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

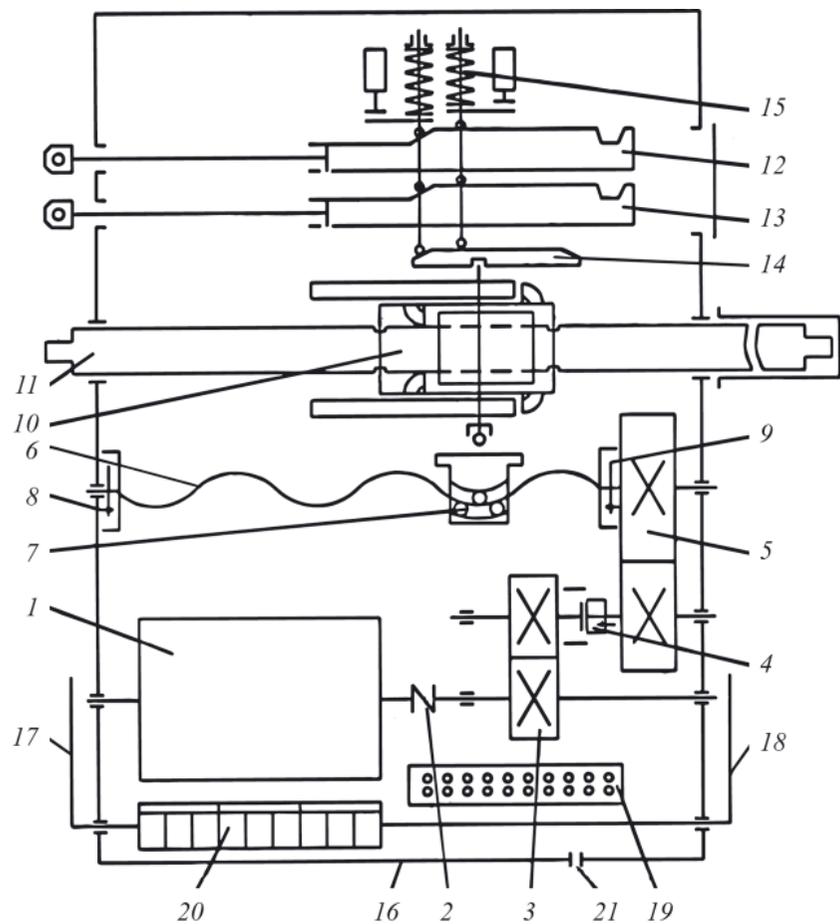


Рис. 6. Электропривод стрелочный ВСП-150:

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 запираения; 11 — шибер; 12, 13 — контрольные линейки; 14 — контрольная планка; 15 — автопереключатель; 16 — корпус; 17, 18 — кurbельная заслонка; 19 — клеммная колодка; 20 — контакты безопасности

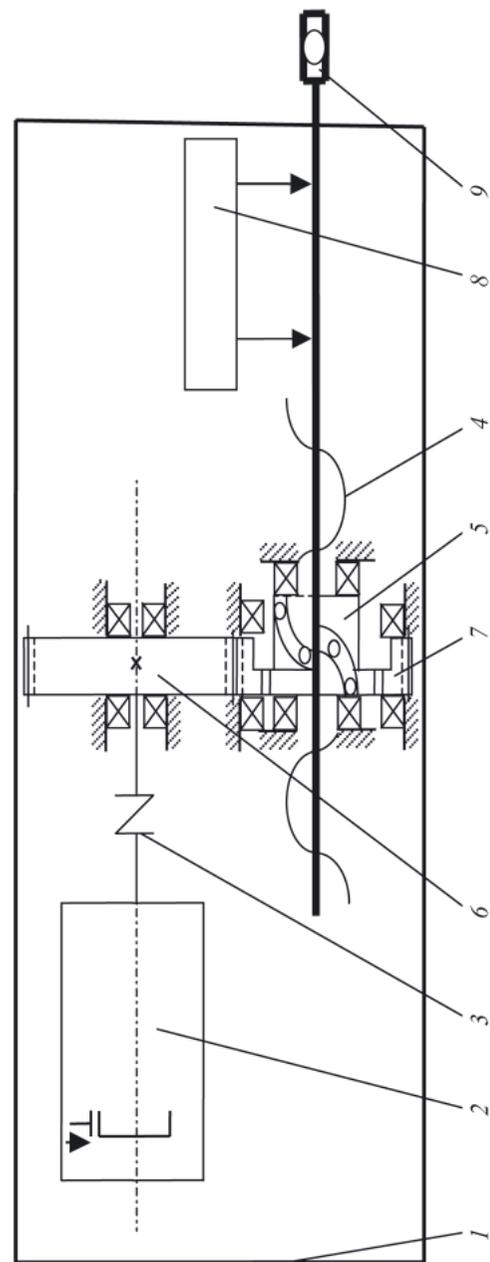


Рис. 7. Кинематическая схема быстродействующего стрелочного электропривода ВСПГ-1:

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

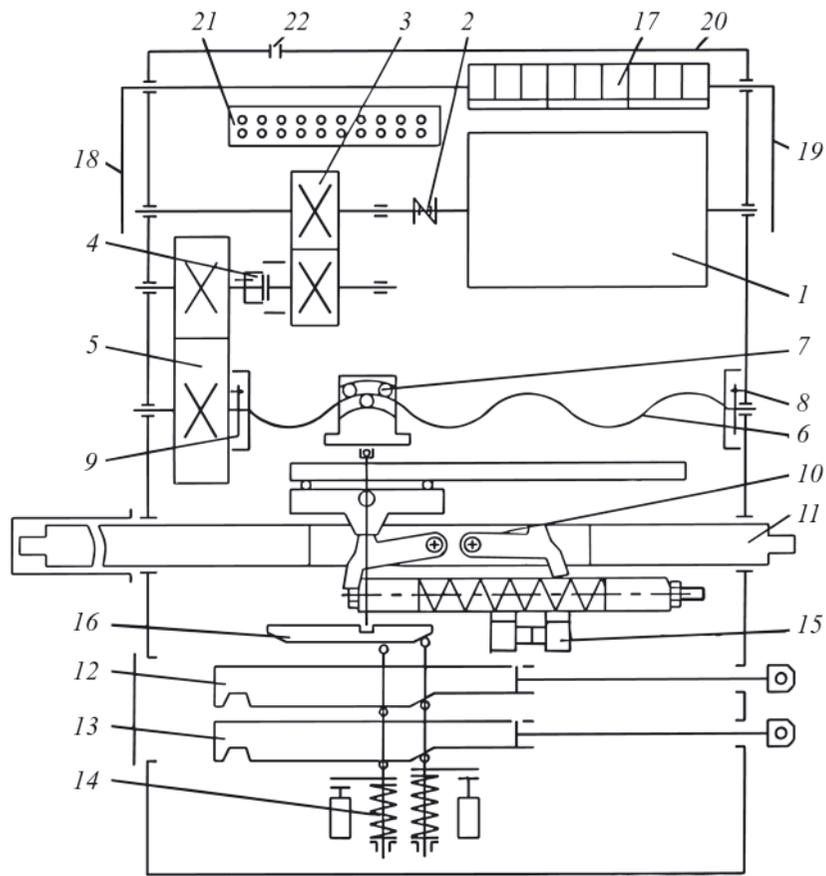


Рис. 8. Электропривод стрелочный ВСП-220:

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 — клеммная колодка; 17 — контакты безопасности; 18 — корпус; 19 — курбельная заслонка; 20 — корпус

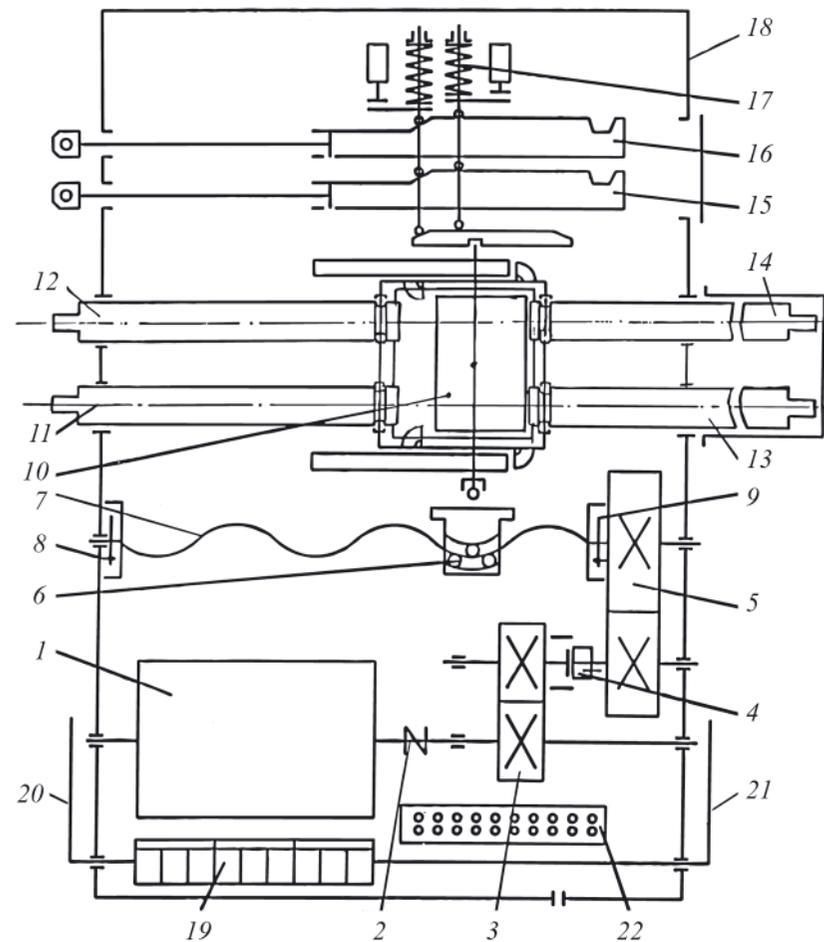


Рис. 9. Электропривод стрелочный ВСП-2x150:

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, 16 — контрольные линейки; 17 — автопереключатель; 18 — корпус; 19 — контакты безопасности; 20, 21 — курбельные заслонки; 22 — клеммная колодка

## 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),  $\eta$ ;
- 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;  
 $\Delta S$  — 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  $\eta_3$  — 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  $\Delta S$  — 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  $\alpha$  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.

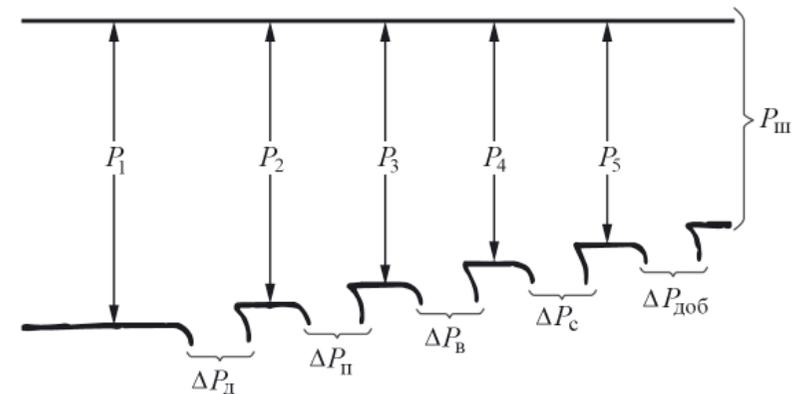


Рис. 10. Энергетическая диаграмма определения потребляемой мощности из сети

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  $\Delta P_c$  — 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 заградительного 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  $\Delta S$ , 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  $(0,1 \div 0,15) h$  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, мм<sup>2</sup>;

$F$  — площадь опасного сечения, мм;

$h_p$  — расчетное плечо силы, мм.

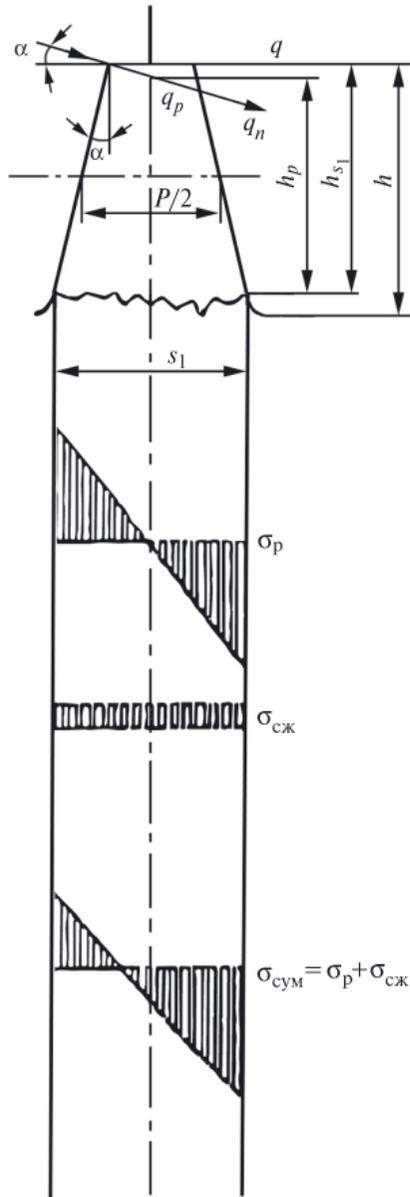


Рис. 11. Диаграмма действия сил и изгибающих моментов при расчете зубьев цилиндрической передачи на изгиб

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

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

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

$$\text{где } Y_{F_n} = \frac{1}{\cos \alpha} \left( \frac{6m \cdot h_p \cdot \cos \alpha}{S_1^2} - \frac{m \cdot \sin \alpha}{S_1} \right) -$$

— номинальный коэффициент прочности зубьев. (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;  
 $\nu$  — 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  $\epsilon$ .

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

### 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 ( $M_H$ ).

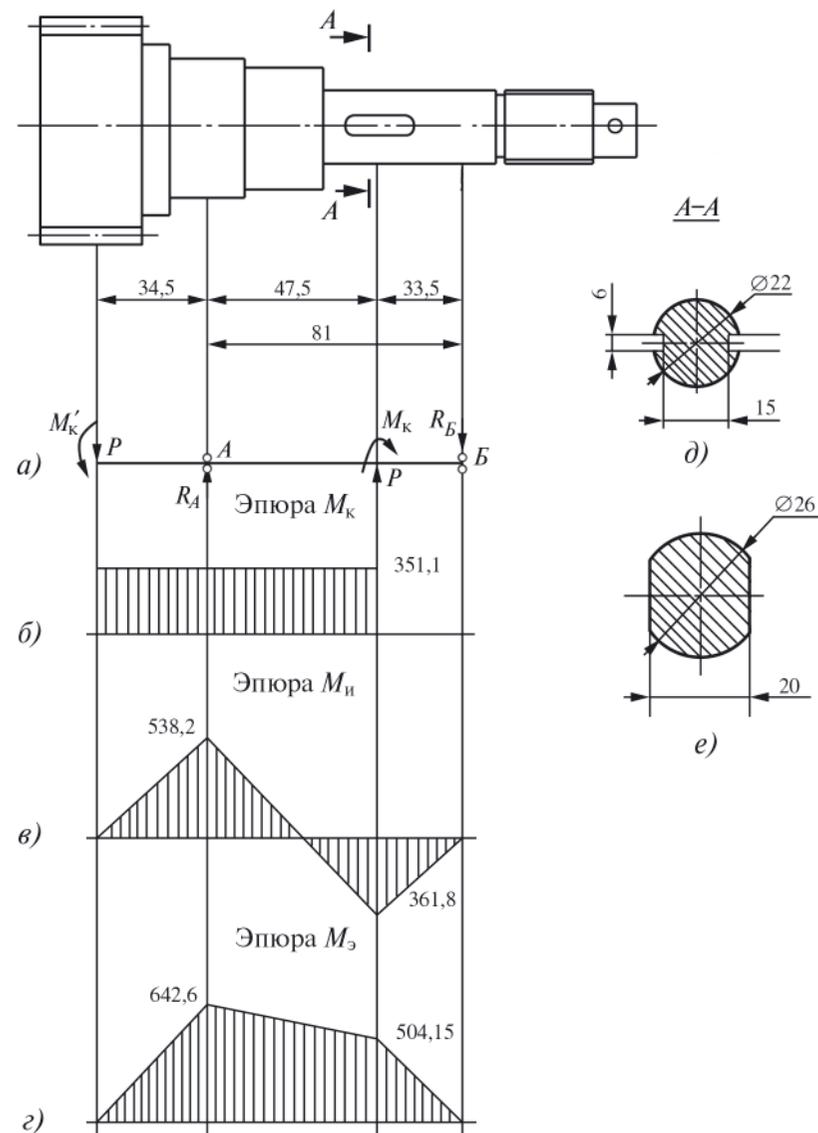


Рис. 12. Эпюры моментов вал-шестерни выходного звена редуктора

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;

$K_{\delta}$  — 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.

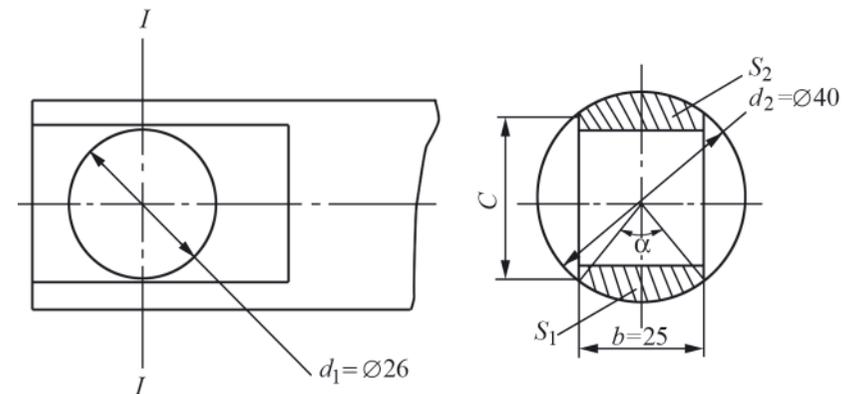


Рис. 13. Схема к расчету запаса прочности шибера

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  $I_\phi$  — номинальный фазный ток;  
 $U_\phi$  — 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 <sup>1</sup> / <sub>16</sub>

---

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

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