

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«ПЕРМСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

А.П. Кошкин, Г.Д. Трифанов

ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ТОРМОЗА ШАХТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ

Утверждено Редакционно-издательским
советом университета в качестве
учебно-методического пособия

Издание 2-е, переработанное и дополненное

Издательство
Пермского государственного технического университета
2007

Рецензенты:

Заслуженный изобретатель РФ, доктор технических наук,
главный научный сотрудник Горного института УрО РАН

Н.И. Алыменко;

кандидат технических наук, доцент Пермского
государственного технического университета

М.С. Озорнин

Кошкин, А.П.

К76 Поверочный расчет тормоза шахтной подъемной машины: учеб.-метод. пособие. – 2-е изд., перераб. и доп. / А.П. Кошкин, Г.Д. Трифанов. – Пермь: Изд-во Перм. гос. техн. ун-та, 2007. – 60 с.
ISBN 978-5-88151-674-1

Приведена методика поверочного расчета тормоза шахтных подъемных машин, выполняемая при сдаче в эксплуатацию вновь смонтированных подъемных установок, при первичном составлении отчета по ревизии и наладке, при изменении массы полезного груза, канатов или подъемных сосудов, изменении высоты или наклонной длины подъема или профиля наклонной выработки.

Рассмотрены методы расчета параметров тормозов с внутренним расположением и многоэлементных дисковых.

Предназначено для слушателей курсов повышения квалификации специалистов по специальности 150402 «Горные машины и оборудование».

УДК 622.673.1

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие.....	4
1. Требования к тормозным устройствам.....	5
2. Поверочный расчет тормоза.....	9
2.1. Статические натяжения ветвей канатов, максимальные разности статических натяжений и статические моменты нагрузки подъемных машин.....	10
2.1.1. Вертикальный подъем с цилиндрическим органом навивки или шкивом трения.....	11
2.1.2. Вертикальный подъем с бигидроконическим барabanом.....	13
2.1.3. Одноконцевой наклонный подъем с постоянным углом наклона выработки.....	17
2.1.4. Одноконцевой наклонный подъем с переменным углом наклона выработки.....	17
2.1.5. Двухконцевой подъем с постоянным углом наклона выработки.....	18
2.1.6. Двухконцевой наклонный подъем с переменным углом наклона выработки.....	19
2.2. Выбор тормозных моментов.....	20
2.2.1. Барабанные подъемные машины.....	20
2.2.2. Многоканатные подъемные машины, установленные на башенном копре.....	25
2.2.3. Особенности выбора тормозных моментов многоканатных подъемных машин при наземном расположении и машин с одноканатным шкивом трения.....	29
2.3. Расчет параметров тормозных приводов.....	30
2.3.1. Определение передаточного числа рычажного механизма тормоза.....	30
2.3.2. Определение параметров тормозных приводов.....	34
2.3.3. Проверка фактических параметров тормозных приводов.....	40
Список литературы.....	45
Приложение.....	46

ПРЕДИСЛОВИЕ

Основным средством защиты и управления шахтных подъемных машин являются тормозные устройства, совершенство конструкции и правильная настройка которых в значительной степени определяют надежность и безопасность работы всей подъемной установки.

Значение тормозных устройств возрастает в связи с увеличением движущихся масс и скоростей их перемещения.

Тормозное устройство шахтной подъемной машины должно обеспечивать:

1) заданный режим движения подъемных сосудов и фиксацию их в требуемом положении (рабочее торможение);

2) остановку подъемной машины на возможно коротком пути при нарушениях нормального режима работы (предохранительное торможение).

Поверочный расчет тормозов шахтной подъемной машины относится к базовым факторам, обеспечивающим их правильную настройку.

При расчете тормозных устройств исходным параметром является тормозной момент. К его величине при торможении подъемной машины в различных режимах предъявляются противоречивые требования. Поэтому в пособии приведены методы определения величины тормозных моментов для всего многообразия конструкций тормозов, возможных схем применения и режимов работы подъемных машин.

В пособии отражены расчеты новых типов тормозных устройств – с внутренним расположением и многоэлементных дисковых, не освещенных в отечественной справочной литературе.

В приложении приведены данные о параметрах наиболее распространенных тормозных устройств подъемных машин.

При составлении учебного пособия использован опыт проектирования и эксплуатации тормозных устройств, накопленный в конструкторских бюро заводов-изготовителей, а также фундаментальные положения и результаты научных исследований, выполненных авторами на кафедре горных и нефтепромысловых машин.

Предназначено для слушателей курсов повышения квалификации специалистов по специальности 150402 «Горные машины и оборудование».

1. ТРЕБОВАНИЯ К ТОРМОЗНЫМ УСТРОЙСТВАМ

Каждая подъемная машина и лебедка должны иметь рабочий и предохранительный тормоз с независимым включением привода. Тормоз должен воздействовать на орган навивки каната.

В проходческих лебедках и лебедках для спасательных лестниц (скорость движения концевого груза которых соответственно не более 0,2 и 0,35 м/с) должны быть: маневровый тормоз на валу двигателя или на промежуточном валу, предохранительный тормоз, стопорное устройство на барабане (храповичный останов) и блокировка, исключающая пуск электродвигателя в направлении спуска груза при включенных предохранительном тормозе и стопорном устройстве.

К тормозным устройствам шахтных подъемных машин (лебедок) установлен ряд требований, выполнение которых должно быть обеспечено постоянно. Наладочная организация обязана проверить выполнение этих требований, произвести инструментальную проверку состояния тормозного устройства, наладку и испытание тормоза [1].

1. В заторможенном (неподвижном) состоянии подъемной машины (лебедки) отношение величин моментов, создаваемых предохранительным тормозом, к максимальным статическим моментам (коэффициента статической надежности тормоза K) должны быть не менее приведенных в табл. 1

Коэффициент статической надежности предохранительного тормоза:

$$K = \frac{M_{\tau}}{M_{\text{ст}}} \geq [K], \quad (1)$$

где M_{τ} – тормозной момент, кН·м; $M_{\text{ст}}$ – максимальный статический момент на коренном валу подъемной машины, создаваемый разностью натяжений ветвей канатов, кН·м.

Рабочий тормоз в случае необходимости должен обеспечивать получение тормозного момента такой же величины.

При переменном угле наклона выработки величина тормозного момента должна обеспечивать требуемый коэффициент статической надежности тормоза для каждого участка выработки с относительно постоянным углом наклона.

2. Для двухбарабанных подъемных машин и машин с разрезным барабаном величина коэффициента статической надежности тормоза при перестановке барабанов K' как предохранительного, так и рабочего тормоза должна быть не менее 1,2:

$$K' = \frac{M'_\tau}{M'_{\text{ст}}} \geq 1,2, \quad (2)$$

где M'_τ – тормозной момент, создаваемый на одном тормозном ободе, кН·м; $M'_{\text{ст}}$ – максимальный статический момент, создаваемый массой порожнего подъемного сосуда (противовеса) и каната на одном барабане (части барабана), кН·м.

Таблица 1

Зависимость минимально допустимого коэффициента статической надежности предохранительного тормоза $[K]$ от угла наклона выработки α

Угол наклона выработки α , град	До 15	16	17	18	19	20	21	22
Минимально допустимый коэффициент статической надежности предохранительного тормоза $[K]$	1,80	1,84	1,88	1,92	1,96	2,00	2,12	2,24
Угол наклона выработки α , град	23	24	25	26	27	28	29	30 и более
Минимально допустимый коэффициент статической надежности предохранительного тормоза $[K]$	2,36	2,48	2,60	2,68	2,76	2,84	2,92	3,00

3. Для двухконцевых барабанных подъемных машин величина коэффициента статической надежности предохранительного тормоза при обрыве одного из канатов K'' должна быть не менее 1,2:

$$K'' = \frac{M_\tau}{M''_{\text{ст}}} \geq 1,2, \quad (3)$$

где $M''_{\text{ст}}$ – статический момент, создаваемый максимальным натяжением одного каната, кН·м.

4. Величина коэффициента статической надежности рабочего тормоза K_p машин и лебедок с грузовым приводом тормоза должна быть не менее 1,5:

$$K_p = \frac{M_{\text{тр}} i_{\text{ред}}}{M_{\text{ст}} \eta_{\text{ред}}} \geq 1,5, \quad (4)$$

где $M_{\text{тр}}$ – тормозной момент рабочего тормоза, приведенный к коренному валу, кН·м; $i_{\text{ред}}$ – передаточное отношение редуктора; $M_{\text{ст}}$ – максимальный статический момент, кН·м; $\eta_{\text{ред}}$ – коэффициент полезного действия редуктора.

5. Продолжительность холостого хода предохранительного тормоза $t_{\text{х.х}}$ действующих подъемных машин не должна превышать:

- 0,3 с – при пневмопружинном и гидропружинном приводах, а также для всех вновь создаваемых конструкций тормозных устройств;
- 0,5 с – при пневмогрузовом приводе тормоза;
- 0,6 с – при гидрогрузовом приводе тормоза;
- 1,5 с – для проходческих лебедок.

Продолжительность холостого тормоза – это время, протекающее с момента разрыва цепи защиты до момента появления усилий в исполнительном органе тормоза.

6. Время срабатывания предохранительного тормоза $t_{\text{ср}}$ (с учетом времени холостого хода) не должно превышать 0,8 с.

Время срабатывания тормоза – время, протекающее с момента разрыва цепи защиты до момента нарастания тормозного усилия до величины, равной статическому (разности статических натяжений канатов).

7. Величина среднего замедления подъемной установки при подъеме расчетного груза как при предохранительном, так и при рабочем торможении в экстренных случаях $[a_n]$ не должна превышать значений, приведенных в табл. 2.

Величина среднего замедления подъемной установки при спуске груза при предохранительном торможении $[a_c]$ должна быть не менее $0,75 \text{ м/с}^2$ при угле наклона выработок до 30° и не менее $1,5 \text{ м/с}^2$ – при угле наклона выработок более 30° .

На подъемных установках с углами наклона выработок до 30° допускаются замедления менее $0,75 \text{ м/с}^2$, если при этом обеспечивается остановка поднимающегося сосуда в пределах пути переподъема, а опускающегося – на свободном участке пути, расположенном ниже посадочной площадки.

Под средним замедлением понимается отношение максимальной скорости ко времени, протекающему с момента начала торможения до полной остановки подъемной машины. На подъемных установках со шкивами трения величина среднего замедления определяется на установившемся участке процесса торможения.

В выработках с переменным углом наклона величина замедления подъемной установки для каждого из участков пути с постоянным углом не должна превышать соответствующих значений, приведенных в табл. 2.

В установках со шкивами трения замедление как при рабочем, так и при предохранительном торможении не должно превышать величины, обусловленной возможностью проскальзывания каната по шкиву.

Таблица 2

Зависимость допустимого замедления при предохранительном торможении при подъеме расчетного груза от угла наклона выработки

Угол наклона выработки α , град	Допустимое замедление при предохранительном торможении при подъеме расчетного груза $[a_n]$, м/с^2 , не более	Угол наклона выработки α , град	Допустимое замедление при предохранительном торможении при подъеме расчетного груза $[a_n]$, м/с^2 , не более
5	0,80	28	3,30
6	0,88	29	3,40
7	0,96	30	3,50
8	1,04	31	3,60
9	1,12	32	3,70
10	1,20	33	3,80
11	1,32	34	3,90
12	1,44	35	4,00
13	1,56	36	4,10
14	1,68	37	4,20
15	1,80	38	4,30
16	1,94	39	4,40
17	2,08	40	4,50
18	2,22	41	4,55
19	2,36	42	4,60
20	2,50	43	4,65
21	2,60	44	4,70
22	2,70	45	4,75
23	2,80	46	4,80
24	2,90	47	4,85
25	3,00	48	4,90
26	3,10	49	4,95
27	3,20	50 и более	5,00

В отдельных случаях на действующих одноканатных и многоканатных скиповых подъемных установках со шкивами трения с целью исключения скольжения канатов допускается ограничивать нижний предел за-

медления величиной $1,2 \text{ м/с}^2$ при условии оборудования таких установок блокировкой, исключающей возможность спуска груза со скоростью более 1 м/с .

Подъемные установки со шкивами трения, на которых регулировкой тормозной системы невозможно обеспечить требуемые замедления, должны оснащаться системами избирательного или автоматически регулируемого предохранительного торможения.

Требования п. 7 не распространяются на проходческие лебедки и лебедки спасательных лестниц (при скорости движения концевой груза не более соответственно $0,2$ и $0,35 \text{ м/с}$).

2. ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ТОРМОЗА

Поверочный расчет тормоза производится:

- при сдаче в эксплуатацию вновь смонтированной подъемной установки или при первичном составлении отчета по ревизии и наладке установки;

- при изменении массы полезного груза, канатов или подъемных сосудов (противовеса);

- при изменении высоты или наклонной длины подъема;

- при изменении профиля наклонной выработки.

Расчет тормоза заключается в:

- а) определении фактических нагрузок на подъемную машину;

- б) выборе тормозных моментов предохранительного и рабочего торможения для обеспечения требований, изложенных в п. 1;

- в) определении параметров тормозных приводов (массы тормозных грузов, величины затяжки пружинных блоков, давления масла или воздуха и т.д.).

Если фактическая нагрузка на подъемную машину (максимальное статическое натяжение каната, максимальная разность статических натяжений канатов) превышает допустимую или существующее тормозное устройство не может обеспечить выполнение требований, изложенных в п. 1, шахтой (рудником) совместно с заводом-изготовителем подъемной машины, проектной и наладочной организацией принимается решение об уменьшении нагрузки или замене приводов тормоза на больший типоразмер.

Исходные данные для поверочного расчета тормоза (выдаются наладочной организации за подписью главного механика и главного маркшейдера шахты):

H – высота подъема, м; L – наклонная длина подъема, м;

h – расстояние от верхней приемной площадки до оси копрового или канатоведущего шкива, м; l – расстояние от верхней приемной площадки до оси органа навивки, м (для наклонного подъема без копровых шкивов);

h_y – высота петли уравнивающих канатов в зумпфе, м;
 p – масса 1 м головного каната, кг/м; для многоканатного подъема – суммарная масса 1 м головных канатов;
 q – масса 1 м уравнивающего каната, кг/м; для многоканатного подъема – суммарная масса 1 м уравнивающих канатов;
 Q_c – масса подъемных сосудов с подвесными и парашютными устройствами, кг;
 m – число вагонеток в клет; для наклонного подъема – число вагонеток или скипов в партии;
 Q – масса вагонеток или наклонного скипа, кг;
 $Q_{пр}$ – масса противовеса, кг;
 n – максимальное число людей в клет или составе вагонеток;
 α – угол наклона выработки, град; для выработок с переменным углом наклона должен быть построен профиль с разбивкой на ряд участков с указанием длины каждого участка и преобладающего угла наклона на каждом участке;
 $Q_{гр}$ – расчетная масса груза в скипе или вагонетке, кг. При определении расчетной массы груза для людского подъема масса одного человека принимается равной 80 кг.
 Для подъемов с бигилиндроконическим барабаном в дополнение к приведенным выше исходным данным необходимы следующие:
 n_b, n_k, n_m – число витков каната, навиваемых на большой барабан, коническую часть и на малый барабан соответственно;
 l_k – длина каната, навиваемая на коническую часть, м.

2.1. Статические натяжения ветвей канатов, максимальные разности статических натяжений и статические моменты нагрузки подъемных машин

Единицей измерения статических натяжений ветвей канатов принят кН, а статических моментов нагрузки – кН·м.

При расчетах статических натяжений канатов вертикальных подъемов фактические значения расстояния h от верхней приемной площадки до оси копрового или канатопроводящего шкива учитываются только в случае установки подъемной машины на башенном копре. При установке подъемной машины на нулевой площадке принимается $h = 0$, так как участок каната от нулевой площадки до копрового шкива уравнивается струной каната и не создает усилия на окружность органа навивки.

2.1.1. Вертикальный подъем с цилиндрическим органом навивки или шкивом трения

Максимальное статическое натяжение груженого каната (груженой ветви каната или канатов) при легких уравнивающих канатах ($p > q$) или их отсутствии определяется по формуле

$$T_{\text{гр}} = g[Q_{\text{гр}} + Q_{\text{с}} + mQ + p(H + h) + qh_y]10^{-3}, \quad (5)$$

а при тяжелых уравнивающих канатах ($p < q$) по формуле

$$T_{\text{гр}} = g[Q_{\text{гр}} + Q_{\text{с}} + mQ + ph + q(H + h_y)]10^{-3}, \quad (6)$$

где g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Минимальное статическое натяжение порожнякового каната (порожняковой ветви каната или канатов) при легких уравнивающих канатах или их отсутствии определяется как

$$T_{\text{пор}} = g[Q_{\text{с}} + mQ + ph + q(H + h_y)]10^{-3}, \quad (7)$$

а при тяжелых уравнивающих ($p < q$) как

$$T_{\text{пор}} = g[Q_{\text{с}} + mQ + p(H + h) + qh_y]10^{-3} \quad (8)$$

Обычно при подъеме груза двухклетевым подъемом в опускающуюся клеть устанавливают порожние вагонетки в количестве, равном количеству поднимаемых вагонеток с грузом. Однако для барабанных машин может быть допущен режим подъема груза при порожней опускающейся клетки, если при этом не будет превышена допускаемая разность статических натяжений канатов и коэффициент статической надежности тормоза будет не менее 3. Тогда в формулах (7) и (8) принимается $mQ = 0$. В остальных случаях принимаются фактические значения m и Q , а в отчете по ревизии, наладке и испытанию подъемной машины делается запись о недопустимости подъема груза без установки порожних вагонеток в опускающуюся клеть.

При разной массе подъемных сосудов большая величина подставляется в формулу (5) или (6), а меньшая – в формулу (7) или (8).

Для однососудного подъема с противовесом вначале проверяется правильность выбора массы противовеса по формуле

$$Q_{\text{пр}} = Q_{\text{с}} + 0,5(Q_{\text{гр}} + mQ). \quad (9)$$

Фактическая масса противовеса может иметь отклонение от расчетной в ту или иную сторону. Допускаемая величина отклонения – в пределах половины массы одной наборной плиты противовеса.

Статические натяжения каната (ветви каната или канатов) противовеса определяется при верхнем и нижнем положениях последнего:

$$T_{\text{пр}}^{\text{в}} = g[Q_{\text{пр}} + ph + q(H + h_y)]10^{-3}; \quad (10)$$

$$T_{\text{пр}}^{\text{н}} = g[Q_{\text{пр}} + p(H + h) + qh_y]10^{-3}. \quad (11)$$

Максимальная разность статических натяжений канатов:

– для двухсосудного подъема

$$T_0 = T_{\text{гр}} - T_{\text{пор}} \quad (12)$$

(одноконцевой подъем является частным случаем, когда $Q_{\text{пр}} = 0$);

– для однососудного подъема с противовесом, когда масса противовеса меньше расчетной

$$T_0 = T_{\text{гр}} - T_{\text{пр}}, \quad (13)$$

в качестве $T_{\text{пр}}$ принимается: $T_{\text{пр}}^{\text{в}}$ для подъема с легкими уравновешивающими канатами или без них и $T_{\text{пр}}^{\text{н}}$ для подъема с тяжелыми уравновешивающими канатами;

– для однососудного подъема с противовесом, когда масса противовеса больше расчетной

$$T_0 = T_{\text{пр}} - T_{\text{пор}}, \quad (14)$$

в качестве $T_{\text{пр}}$ принимается: $T_{\text{пр}}^{\text{н}}$ для подъема с легкими уравновешивающими канатами или без них и $T_{\text{пр}}^{\text{в}}$ для подъема с тяжелыми уравновешивающими канатами.

Максимальный статический момент нагрузки:

$$M_{\text{ст}} = T_0 R_{\text{н}}, \quad (15)$$

где $R_{\text{н}}$ – радиус навивки каната, м.

Для двухбарабанных машин и машин с разрезным цилиндрическим барабаном определяется максимальное статическое натяжение каната при перестановке:

– для двухсосудного подъема при легких уравновешивающих канатах или их отсутствии

$$T' = g(Q_c + pH + qh_y)10^{-3}; \quad (16)$$

– для двухсосудного подъема при тяжелых уравновешивающих канатах

$$T' = g[Q_c + q(H + h_y)]10^{-3}. \quad (17)$$

При разномассовых сосудах в формулах (16) и (17) принимается значение большей массы сосуда, а для однососудного подъема с противовесом в этих формулах вместо Q_c подставляется $Q_{пр}$.

Для подъемных машин, имеющих отдельные источники усилия рабочего и предохранительного торможений, определяется максимальное статическое натяжение T'_3 каната, закрепленного на заклиненном барабане (части барабана), при перестановке, поскольку рабочий тормоз должен быть рассчитан на удержание заклиненной части, в то время как переставная часть удерживается предохранительным тормозом.

Максимальный статический момент при перестановке определяется

$$M'_{ст} = T'_3 R_n, \quad (18)$$

а максимальный статический момент на заклиненной части

$$M'_{ст.з} = T'_3 R_n. \quad (19)$$

Для двухконцевого подъема определяется максимальный статический момент в одноконцевом режиме (в случае обрыва одного из канатов)

$$M''_{ст} = T_{гр} R_n. \quad (20)$$

2.1.2. Вертикальный подъем с бигилиндроконическим барабаном

По имеющимся исходным данным строится диаграмма статических натяжений канатов в функции оборотов барабана и диаграммы статических моментов. Затем строится диаграмма разности статических моментов, из которых выбирается максимальная разность $M_{ст}$.

В случаях, когда $n_6 \geq n_k + n_m$, нет необходимости в построении диаграмм статических натяжений и моментов. При этом аналитически определяются эти величины для критических точек и из них выбираются максимальные величины статических натяжений канатов и моментов. Такими критическими точками при подъеме правого сосуда являются (рис. 1): 1 – начало подъема; 3 – выход груженого каната с конической части на большой барабан; 5 – сход порожнякового каната с конической части на малый барабан. При подъеме левого сосуда критическими точками будут соответственно 6, 4 и 2.

Статические натяжения канатов при прохождении груженым канатом критических точек составляют:

$$T_{гр}^{1,6} = g(Q_{гр} + Q_c + mQ + pH) 10^{-3}; \quad (21)$$

$$T_{пор}^{1,6} = g(Q_c + mQ) 10^{-3}; \quad (22)$$

$$T_{гр}^{3,4} = g[Q_{гр} + Q_c + mQ + p(H - 2\pi r_n n_m - l_k)] 10^{-3}; \quad (23)$$

$$T_{\text{пор}}^{3,4} = g[(Q_c + mQ + p(2\pi r_n n_m + l_k))] 10^{-3}; \quad (24)$$

$$T_{\text{гр}}^{5,2} = g[Q_{\text{гр}} + Q_c + mQ + p2\pi r_n n_m] 10^{-3}; \quad (25)$$

$$T_{\text{пор}}^{5,2} = g[Q_c + mQ + p(H - 2\pi r_n n_m)] 10^{-3}, \quad (26)$$

где R_n и r_n — соответственно радиусы наливки большого и малого барабана, м.

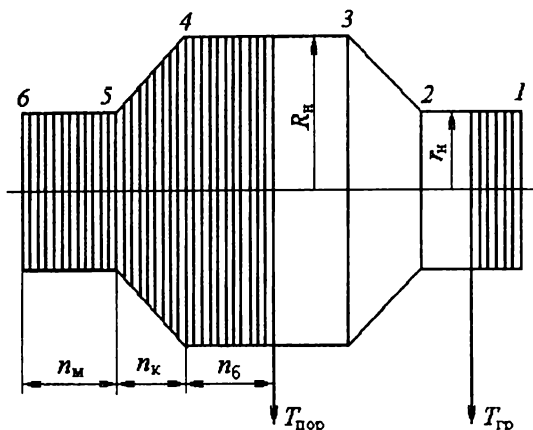


Рис. 1. Расположение критических точек на бицилиндроконическом барабане

Как и в случае двухклетевого подъема с цилиндрическим органом наливки, в формулы для определения $T_{\text{пор}}$ подставляется $mQ = 0$, если по допустимой разности статических натяжений канатов и величине тормозного момента возможен подъем груза при порожней опускающейся клетки. При разной массе подъемных сосудов большая величина массы подставляется в формулы (21), (23) и (25), а меньшая — в формулы (22), (24) и (26). При этом определяется, какие точки будут критическими (нечетные или четные согласно рис. 1).

Для однососудного подъема с противовесом проверяется правильность выбора массы противовеса по формуле (9).

Если масса противовеса меньше расчетной, то статические натяжения канатов определяются для случая подъема груза по формулам (21) — (26), причем в формулы (22), (24) и (26) вместо $Q_c + mQ$ подставляется $Q_{\text{пр}}$.

Если же масса противовеса больше расчетной, то статические натяжения канатов определяются для случая перегона порожнего сосуда:

$$T_{\text{пр}}^{1,6} = g(Q_{\text{пр}} + pH) 10^{-3}; \quad (27)$$

$$T_{\text{пор}}^{1,6} = gQ_c 10^{-3}; \quad (28)$$

$$T_{\text{пр}}^{3,4} = g[Q_{\text{пр}} + p(H - 2\pi r_{\text{н}} n_{\text{м}} - l_{\kappa})] 10^{-3}; \quad (29)$$

$$T_{\text{пор}}^{3,4} = g[Q_c + p(2\pi r_{\text{н}} n_{\text{м}} + l_{\kappa})] 10^{-3}; \quad (30)$$

$$T_{\text{пр}}^{5,2} = g(Q_{\text{пр}} + p2\pi r_{\text{н}} n_{\text{м}}) 10^{-3}; \quad (31)$$

$$T_{\text{пор}}^{5,2} = g[Q_c + (H - 2\pi r_{\text{н}} n_{\text{м}})] 10^{-3}. \quad (32)$$

Максимальная разность статических натяжений канатов для двухсосудного подъема или однососудного подъема с противовесом, масса которого меньше расчетной, определяется как

$$T_0 = T_{\text{гр}}^{1,6} - T_{\text{пор}}^{1,6}, \quad (33)$$

а для однососудного подъема с противовесом, масса которого больше расчетной, по формуле

$$T_0 = T_{\text{пр}}^{1,6} - T_{\text{пор}}^{1,6}. \quad (34)$$

Статические моменты при прохождении канатами критических точек для двухсосудного подъема или для однососудного с противовесом массой меньше расчетной определяются по формулам

$$M_{\text{ст}}^{1,6} = T_{\text{гр}}^{1,6} r_{\text{н}} - T_{\text{пор}}^{1,6} R_{\text{н}}; \quad (35)$$

$$M_{\text{ст}}^{3,4} = (T_{\text{гр}}^{3,4} - T_{\text{пор}}^{3,4}) R_{\text{н}}; \quad (36)$$

$$M_{\text{ст}}^{5,2} = T_{\text{гр}}^{5,2} R_{\text{н}} - T_{\text{пор}}^{5,2} r_{\text{н}}, \quad (37)$$

а для однососудного подъема с противовесом массой больше расчетной

$$M_{\text{ст}}^{1,6} = T_{\text{пр}}^{1,6} r_{\text{н}} - T_{\text{пор}}^{1,6} R_{\text{н}}; \quad (38)$$

$$M_{\text{ст}}^{3,4} = (T_{\text{пр}}^{3,4} - T_{\text{пор}}^{3,4}) R_{\text{н}}; \quad (39)$$

$$M_{\text{ст}}^{5,2} = T_{\text{пр}}^{5,2} R_{\text{н}} - T_{\text{пор}}^{5,2} r_{\text{н}}. \quad (40)$$

При расчете тормозных моментов из этих формул выбирается максимальная величина $M_{\text{ст}}$.

Максимальные статические натяжения канатов при перестановке для двухсосудного подъема определяются для критических точек 1 (б) и 3 (4):

$$T'_{1,6} = g(Q_c + pH) 10^{-3}; \quad (41)$$

$$T'_{3,4} = g(Q_c + p2\pi R_{\text{н}} n_6) 10^{-3}, \quad (42)$$

причем при разномассовых сосудах в эти формулы подставляется масса более тяжелого сосуда.

Для однососудного подъема с противовесом учитывается, на какую часть барабана навивается канат противовеса. Если канат навивается на переставную часть, то натяжение его в критических точках определяется по формулам (41) и (42), в которые вместо Q_c подставляется $Q_{пр}$.

Если же канат противовеса навивается на заклиненную часть, то расцепление барабана при нижнем положении противовеса невозможно, так как при этом разрез барабана занят канатом подъемного сосуда. Однако в редких случаях возможно опускание противовеса на нижнюю приемную площадку при расцепленном барабане (например, при освобождении навивочной поверхности барабана для ремонта). Поскольку такие операции производятся редко, при расчете тормоза они не учитываются. Если же возникает необходимость такой операции, то предварительно выполняется дополнительный расчет тормоза. При этом обычно уменьшается масса противовеса снятием части наборных плит. Для обычных же маневров с противовесом при расцепленном барабане принимается верхнее положение противовеса, при котором натяжение каната

$$T_{пр}^a = gQ_{пр} 10^{-3}. \quad (43)$$

Небольшим отклонением $T_{пр}^a$ от этой величины, вызванным изменением длины вертикальной части каната при маневрах, можно пренебречь.

Статические моменты при перестановке барабанов определяются как

$$M'_{ст 1,6} = T'_{1,6} r_n; \quad (44)$$

$$M'_{ст 3,4} = T'_{3,4} R_n. \quad (45)$$

Из формул (44) и (45) выбирается максимальная величина $M'_{ст}$, которая и учитывается при расчете тормоза.

Как и для машин с цилиндрическим органом навивки, для проверки рабочего тормоза определяется максимальный статический момент на заклиненной части барабана $M'_{ст.з}$ при перестановке,

$$M'_{ст.з} = T_{пр}^a R_n. \quad (46)$$

Максимальные статические моменты при обрыве одного из канатов определяются для критических точек 1 (6) и 3 (4):

$$M''_{ст 1,6} = T_{гр}^{1,6} r_n; \quad (47)$$

$$M''_{ст 3,4} = T_{гр}^{3,4} R_n, \quad (48)$$

из которых выбирается максимальная величина $M''_{ст}$.

2.1.3. Одноконцевой наклонный подъем с постоянным углом наклона выработки

Статическое натяжение каната при подъеме расчетного груза

$$T_{гр.п} = g \{ Q_c + m(Q_{гр} + Q) \} (\sin \alpha + f_1 \cos \alpha) + p(L + l) (\sin \alpha + f_2 \cos \alpha) \cdot 10^{-3}, \quad (49)$$

где f_1 – коэффициент сопротивления движению вагонетки по наклонной выработке (табл. 3); f_2 – коэффициент трения каната о ролики и частично о почву выработки, $f_2 = 0,3$.

Статическое натяжение каната при спуске расчетного груза

$$T_{гр.с} = g \{ Q_c + m(Q_{гр} + Q) \} (\sin \alpha - f_1 \cos \alpha) + p(L + l) (\sin \alpha - f_2 \cos \alpha) \cdot 10^{-3} \quad (50)$$

Если $\sin \alpha < f_2 \cos \alpha$ (при угле наклона 16° и менее) в формуле (50) принимается $L = 0$.

Максимальный статический момент нагрузки

$$M_{ст} = T_{гр.с} R_n. \quad (51)$$

Таблица 3

Зависимость коэффициента сопротивления движению от параметров подъема

Полная масса вагонетки, т	Скорость движения вагонеток, м/с					
	до 3			от 3 до 5		
	Число вагонеток в партии					
	1–5	5–9	10 и более	1–5	6–9	10 и более
	Коэффициент сопротивления движению вагонеток по наклонным выработкам угольных шахт					
До 1,0	0,026	0,036	0,040	0,039	0,054	0,060
От 1,0 до 2,0	0,020	0,028	0,033	0,030	0,042	0,050
От 2,0 до 3,0	0,016	0,022	0,027	0,024	0,033	0,040
Более 3,0	0,015	0,020	0,024	0,022	0,030	0,030

2.1.4. Одноконцевой наклонный подъем с переменным углом наклона выработки

Статические натяжения каната при подъеме расчетного груза для нижних точек каждого участка выработки с постоянным углом наклона для n -го участка определяется

$$T_{гр.н} = g\{[Q_c + m(Q_{гр} + Q)](\sin \alpha_n + f_1 \cos \alpha_n) + p\Sigma[l_i(\sin \alpha_i + f_2 \cos \alpha_i)] + pl'_n(\sin \alpha_n + f_2 \cos \alpha_n)\} 10^{-3}, \quad (52)$$

где l_n и α_n – длина и угол наклона n -го участка; l_i и α_i – длина и угол наклона всех вышележащих участков.

Из вычисленных значений $T_{гр.н}$ выбирается максимальная величина.

Статические натяжения каната при спуске расчетного груза для нижних точек каждого участка выработки с постоянным углом наклона (на участках с углом наклона 16° и менее – для верхних точек) для n -го участка определяется как

$$T_{гр.с} = g\{[Q_c + m(Q_{гр} + Q)](\sin \alpha_n - f_1 \cos \alpha_n) + p\Sigma[l_i(\sin \alpha_i - f_2 \cos \alpha_i)] + pl'_n(\sin \alpha_n - f_2 \cos \alpha_n)\} 10^{-3}, \quad (53)$$

для верхней точки n -го участка принимается $l_n = 0$.

Максимальный статический момент нагрузки определяется по формуле (51), причем в качестве $T_{гр.с}$ принимается его максимальная величина из полученных по формуле (53) для различных точек выработки.

2.1.5. Двухконцевой подъем с постоянным углом наклона выработки

Статические натяжения груженого каната в нижней точке выработки (при любом угле наклона) при подъеме расчетного груза определяется по формуле (49), а при спуске груза – по формуле (50).

Для определения статических натяжений порожнякового каната в верхней точке выработки используются формулы:

– при подъеме порожняка

$$T_{пор.п} = g[(Q_c + mQ)(\sin \alpha + f_1 \cos \alpha) + pl(\sin \alpha + f_2 \cos \alpha)] 10^{-3}, \quad (54)$$

– при спуске порожняка

$$T_{пор.с} = g[(Q_c + mQ)(\sin \alpha - f_1 \cos \alpha) + pl(\sin \alpha - f_2 \cos \alpha)] 10^{-3} \quad (55)$$

Максимальное статическое натяжение каната при перестановке

$$T'_{пор} = g[(Q_c + mQ)(\sin \alpha - f_1 \cos \alpha) + p(L + l)(\sin \alpha - f_2 \cos \alpha)] 10^{-3}, \quad (56)$$

при угле наклона 16° и менее принимается $L = 0$.

Максимальная разность статических натяжений канатов:

– при подъеме расчетного груза

$$T_{0п} = T_{гр.п} - T_{пор.с}; \quad (57)$$

– при спуске расчетного груза

$$T_{0c} = T_{гр.с} - T_{пор.п}. \quad (58)$$

Максимальные статические моменты нагрузки:

– при спуске расчетного груза

$$M_{ст} = T_{0c} R_n; \quad (59)$$

– при перестановке барабанов

$$M'_{ст} = T'_{пор} R_n; \quad (60)$$

– при обрыве каната порожняковой ветви

$$M''_{ст} = T_{гр.с} R_n. \quad (61)$$

При $\sin \alpha < f_2 \cos \alpha$ (при угле наклона 16° и менее) в формуле (61) принимается значение $T_{гр.с}$, вычисленное для верхней точки выработки, т.е. для $L = 0$.

2.1.6. Двухконцевой наклонный подъем с переменным углом наклона выработки

Статические натяжения каната при подъеме расчетного груза для нижних точек каждого участка выработки с постоянным углом наклона определяются по формуле (52), а для верхних – по этой же формуле, приняв $l_n = 0$. По полученным значениям строится диаграмма $T_{гр.п} = f(l)$, из которой выбирается максимальное значение $T_{гр.п}$ и сравнивается с допустимым максимальным натяжением каната для данной машины.

Статические натяжения каната при спуске порожняка для нижних точек каждого участка выработки с постоянным углом наклона определяются как

$$T_{пор.с} = g\{(Q_c + mQ)(\sin \alpha_n - f_1 \cos \alpha_n) + p \sum [l_i (\sin \alpha_i - f_2 \cos \alpha_i)] + \\ + pl_n (\sin \alpha_n - f_2 \cos \alpha_n)\} 10^{-3} \quad (62)$$

и для верхних точек участков по этой же формуле, приняв $l_n = 0$.

По полученным значениям строится диаграмма $T_{пор.с} = f(l)$, из которой выбирается максимальное значение $T_{пор.с}$.

Статические натяжения каната при спуске расчетного груза для нижних точек каждого участка выработки с постоянным углом наклона определяются по формуле (53) и для верхних точек участков – по этой же фор-

муле, приняв $l_n = 0$. По полученным значениям строится диаграмма $T_{гр.с} = f(l)$.

Статические натяжения каната при подъеме порожняка для нижних точек каждого участка выработки с постоянным углом наклона определяются как

$$T_{пор.п} = g\{(Q_c + m)(\sin \alpha_n + f_1 \cos \alpha_n) + p\Sigma[l_i(\sin \alpha_i + f_2 \cos \alpha_i)] + p l_n(\sin \alpha_n + f_2 \cos \alpha_n)\} 10^{-3} \quad (63)$$

и для верхних точек участков также, приняв $l_n = 0$. По полученным значениям строится диаграмма $T_{пор.п} = f(l)$.

Строится диаграмма разности статических натяжений канатов при подъеме и спуске расчетного груза и определяется максимальная разность статических натяжений канатов при подъеме $T_{0п}$ и спуске расчетного груза $T_{0с}$.

Максимальные статические моменты нагрузки:

- при спуске расчетного груза – по формуле (59);
- при перестановке барабанов

$$M'_{ст} = T_{пор.с} R_n; \quad (64)$$

- при обрыве порожнякового каната – по формуле (61).

2.2. Выбор тормозных моментов

Единицей измерения тормозных моментов принят килоньютонметр (кН·м).

2.2.1. Барабанные подъемные машины

Величина тормозного момента должна удовлетворять следующим условиям:

- 1) для всех подъемных машин

$$M_T \geq [K] M'_{ст}; \quad (65)$$

- 2) для двухбарабанных машин и машин с разрезным барабаном

$$M'_T \geq 1,2 M'_{ст}. \quad (66)$$

Момент M'_T при двух приводах тормозов определяется усилием, создаваемым одним из приводов, а при одном приводе его следует принимать

$$M'_T = 0,45 M_T. \quad (67)$$

При наличии двух приводов тормоза они, как правило, настраиваются на создание одинаковой величины тормозного момента. Допускается настройка приводов тормоза на создание разных тормозных моментов. При этом выполнение условия (66) должно быть соблюдено для каждого привода раздельно.

У машин, имеющих раздельные источники усилия для рабочего и предохранительного торможения, момент, создаваемый рабочим тормозом на ободе заклиненного барабана, должен быть также не менее 1,2 максимального статического момента, создаваемого на этом барабане при перестановке,

$$M'_{\text{тр}} \geq 1,2 M'_{\text{ст.з}}; \quad (68)$$

3) для двухконцевых барабанных подъемных машин

$$M_{\text{т}} \geq 1,2 M''_{\text{ст}}; \quad (69)$$

4) из условия создания требуемого замедления в процессе предохранительного торможения при спуске расчетного груза

$$M_{\text{т}} \geq M_{\text{ст}} + [a_c] M_{\text{пр}} R_{\text{н}} 10^{-3}, \quad (70)$$

где $[a_c]$ – допустимое замедление подъемной установки в процессе предохранительного торможения при спуске расчетного груза, м/с^2 ; $M_{\text{пр}}$ – приведенная масса установки, кг (определяется расчетным путем, либо экспериментально; методика определения приведенной массы на действующей подъемной установке приведена в приложении).

$$M_{\text{пр}} = Q_{\text{гр}} + \Sigma Q_{\text{с}} + \Sigma Q_{\text{к}} + G_{\text{им}} + G_{\text{ip}} + \Sigma G_{\text{идв}} + \Sigma G_{\text{иш}}, \quad (71)$$

где $\Sigma Q_{\text{с}}$ – суммарная масса подъемных сосудов (двух сосудов, сосуда и противовеса или одного сосуда при одноконцевом подъеме), включая массу парашютных устройств, прицепных устройств для головных и уравновешивающих канатов и массу всех вагонеток, участвующих в движении, кг; $\Sigma Q_{\text{к}}$ – суммарная масса головных и уравновешивающих канатов (при определении массы канатов принимается полная их длина с учетом запасных витков, витков трения, длины струны, петли в зумпфе и т.д.), кг; $G_{\text{им}}$ – приведенная масса органа навивки с коренным валом, муфтой и другими вращающимися деталями, кг. Если известен маховой момент машины $M_{\text{м}}$ в $\text{тс} \cdot \text{м}^2$, то приведенная масса определяется как

$$G_{\text{им}} = 1000 \frac{M_{\text{м}}}{D_{\text{н}}^2}; \quad (72)$$

$D_{\text{н}}$ – диаметр органа навивки, м; G_{ip} – приведенная масса редуктора, кг,

$$G_{ip} = \frac{(GD^2)_p}{gD_n^2}; \quad (73)$$

$(GD^2)_p$ – маховой момент редуктора, $\text{Н} \cdot \text{м}^2$; $\Sigma G_{i_{дв}}$ – суммарная приведенная масса роторов двигателей,

$$\Sigma G_{i_{дв}} = \frac{n_{дв} (GD^2)_{дв}}{gD_n^2} i_{ред}^2, \quad (74)$$

здесь $n_{дв}$ – число подъемных двигателей; $(GD^2)_{дв}$ – маховой момент ротора подъемного двигателя, $\text{Н} \cdot \text{м}^2$.

Если момент редуктора или двигателя приведен в $\text{кгс} \cdot \text{м}^2$, то при подстановке его в формулы (73) и (74) исключается из них ускорение свободного падения g ; $i_{ред}$ – передаточное число редуктора; $\Sigma G_{i_{ш}}$ – суммарная приведенная масса копровых (отклоняющих) шкивов, кг ;

$$\Sigma G_{i_{ш}} = \frac{n_{ш} (GD^2)_{ш}}{gD_{ш}^2}, \quad (75)$$

здесь $n_{ш}$ – число копровых (отклоняющих) шкивов; $(GD^2)_{ш}$ – маховой момент копрового (отклоняющего) шкива, $\text{Н} \cdot \text{м}^2$.

5) из условия создания требуемого замедления в процессе предохранительного торможения при подъеме расчетного груза

$$M_T \leq [a_n] M_{пр} R_n 10^{-3} - M_{ст}, \quad (76)$$

где $[a_n]$ – допустимое замедление подъемной установки в процессе предохранительного торможения при подъеме расчетного груза, м/с^2 .

Для наклонного подъема с переменным углом наклона выработки M_T определяется по формуле (76) раздельно для каждого участка выработки с относительно постоянным углом наклона. При этом каждый раз в формулу (76) подставляется значение $[a_n]$ из табл. 1, соответствующее углу наклона участка, а $M_{ст}$ определяется по наибольшей разности статических натяжений канатов при подъеме груза, которая может иметь место на данном участке. Из полученных значений M_T выбирается наименьшая величина.

При выборе тормозного момента по приведенным условиям возможны следующие варианты:

1) тормозной момент из условий 1 – 3 удовлетворяет условиям 4 и 5. Этот вариант наиболее распространен для двухконцевого вертикального подъема с барабанными машинами. Тормозная система может быть настроена на создание момента предохранительного и рабочего торможения

от минимальной величины, удовлетворяющей условиям 1 – 3, до максимальной величины, удовлетворяющей условию 5;

2) тормозной момент из условий 1 – 3 удовлетворяет условию 5, но не удовлетворяет условию 4, причем по условию 5 величина момента больше, чем по условию 4. Этот вариант наиболее распространен для двухконцевого подъема, когда по фактической разности статических натяжений канатов машина недогружена. Тормозная система может быть настроена на создание момента предохранительного и рабочего торможения от минимальной величины, удовлетворяющей условию 4, до максимальной величины, удовлетворяющей условию 5;

3) тормозной момент условия 5 меньше момента из условий 1 – 3 и больше момента, выбранного из условия 4. Этот вариант распространен для одноконцевых вертикальных подъемов и наклонных одно- и двухконцевых подъемов при угле наклона $15-18^\circ$ и более и сравнительно небольшой разнице в углах наклона участков ствола. Тормозная система должна быть настроена из условия создания двухступенчатого предохранительного торможения. Тормозной момент M_1 первой ступени принимается такой величины, которая обеспечивает выполнение условий 4 и 5, а второй ступени – выполнение условий 1 – 3. Задержка наложения второй ступени торможения должна быть достаточной для остановки машины, двигающейся с максимальной скоростью при подъеме груза, при ее торможении первой ступенью. Ориентировочно время задержки определяется как

$$t = t_{x.x} + \frac{V_{\max}}{a_n}, \quad (77)$$

где $t_{x.x} = 0,3-0,6$ – ожидаемое время холостого хода тормоза (меньшие значения принимаются для машин с пружинными тормозами), с; $V_{\max}$ – максимальная скорость подъема, м/с; a_n – ожидаемое (желаемое) замедление при предохранительном торможении при подъеме груза, м/с².

Для систем, имеющих отдельные источники усилия для рабочего и предохранительного торможений, момент рабочего торможения настраивается равным или близким к моменту первой ступени предохранительного торможения. В то же время момент, создаваемый одним приводом при рабочем торможении, должен удовлетворять условию 2 по отношению к сосуду, навешенному на заклиненный барабан;

4) тормозной момент из условия 5 меньше момента из условия 4. Этот вариант распространен для одноконцевых наклонных подъемов при малых углах наклона выработки и при значительной разнице углов наклона участков выработки. Для таких установок невозможно одновременное выполнение требований для замедлений при предохранительном торможении при спуске и подъеме расчетного груза, если торможение в обоих режимах осуществляется одним и тем же тормозным моментом, даже при

двухступенчатом торможении. В отдельных случаях тормозной момент, выбранный из условия 5, оказывается меньше максимального статического момента. Тогда, если момент первой ступени настроить согласно условию 5, то в случае предохранительного торможения при спуске груза в течение времени действия первой ступени подъемные сосуды будут двигаться с ускорением, что недопустимо. Кроме того, время срабатывания тормоза окажется больше допустимого.

Такие установки должны быть оборудованы устройствами избирательного торможения, позволяющими получать разные законы нарастания тормозного момента при предохранительном торможении в зависимости от того, происходит подъем груза или его спуск.

Для машин, оборудованных устройствами избирательного торможения, тормозной момент первой ступени M_1 при подъеме груза принимается из условия 5 и может быть равен нулю (свободный выбег системы). Вторая ступень торможения, обеспечивающая выполнение условий 1 – 3, включается в момент остановки машины или снижения скорости до малой величины (примерно 0,5 м/с). При спуске же груза торможение может быть одноступенчатым, т.е. сразу включается вторая ступень торможения.

До оборудования машин устройствами избирательного торможения временно допускается принимать замедление в процессе предохранительного торможения при спуске груза мене $0,75 \text{ м/с}^2$, но не менее $0,4 \text{ м/с}^2$. При таком допущении снизится величина момента, требуемая согласно условию 4, и может оказаться, что одной и той же величиной тормозного момента первой ступени можно обеспечить выполнение условий 4 и 5. Тогда тормозной момент первой ступени принимается из условия 5, но не менее максимального статического момента.

Следует отметить, что устройства избирательного торможения позволяют изменять закон нарастания момента только при предохранительном торможении. При рабочем же торможении, осуществляемом машинистом, имеется возможность создания замедлений выше допустимых при подъеме груза.

При наладке тормозных систем предварительно (до испытания тормоза) следует регулировать приводы на создание минимальных допустимых тормозных моментов первой и второй ступени предохранительного торможения, а также рабочего торможения. В наиболее опасных случаях величину момента первой ступени торможения следует устанавливать даже несколько ниже расчетной. Это вызвано тем, что фактический коэффициент трения колодок об обод, как правило, оказывается выше расчетного и, следовательно, фактические тормозные моменты выше расчетных. По этой причине иногда возникает необходимость применять двухступенчатое торможение там, где оно по расчету не требуется.

Окончательно соответствие параметров предохранительного торможения вышеуказанным требованиям, необходимость корректировки вели-

чин тормозных моментов и закона нарастания тормозного момента определяются при испытании тормоза.

Следует отметить, что лишь две тормозные системы допускают четкую настройку двухступенчатого торможения с удержанием первой ступени неизменной в течение определенного промежутка времени. Это системы с грузопневматическим приводом и пружинно-грузовым пневматическим приводом тормоза. При других тормозных системах после наложения первой ступени происходит непрерывное нарастание тормозного момента до максимальной величины, что вызывает определенные трудности при их наладке, особенно на наклонных подъемных установках.

2.2.2. Многоканатные подъемные машины, установленные на башенном копре

Для подъемных машин с многоканатным или одноканатным шкивом трения кроме условий, приведенных в формулах (65), (70) и (76), тормозные устройства должны обеспечивать в любом режиме работы (подъем, спуск расчетного груза, перегон порожних подъемных сосудов) замедления при предохранительном и рабочем торможении таких величин, при которых коэффициент безопасности против скольжения канатов по футеровке канатоведущего шкива σ будет не менее 1,25.

Для определения величин замедлений, удовлетворяющих этому требованию, необходимы дополнительно следующие исходные данные:

μ – коэффициент трения канатов о футеровку, принимаемый для пластика ПП-45 равным: 0,25 – для канатов с круглыми и фасонными прядями и 0,2 – для канатов закрытой конструкции; для футеровки, выполненной из других материалов, – по данным завода-изготовителя;

φ – угол охвата каната канатоведущего шкива, рад.

Наибольшие допустимые значения замедлений, обеспечивающие требуемую величину коэффициента безопасности против скольжения $\sigma = 1,25$, определяются:

– для подъема более нагруженной ветви канатов, расположенных со стороны отклоняющих шкивов,

$$a_n^\sigma = g \frac{T_1(e^{\mu\varphi} - 1) + \sigma(T_1 - T_2)}{\sigma(T_1 + T_2 + gG_{\text{ш}} 10^{-3}) + (T_1 + gG_{\text{ш}} 10^{-3})(e^{\mu\varphi} - 1)}; \quad (78)$$

– для подъема более нагруженной ветви канатов, расположенных со стороны, не имеющей отклоняющих шкивов,

$$a_n^\sigma = g \frac{T_1(e^{\mu\varphi} - 1) + \sigma(T_1 - T_2)}{\sigma(T_1 + T_2 + gG_{\text{ш}} 10^{-3}) + T_1(e^{\mu\varphi} - 1)}; \quad (79)$$

– для спуска более нагруженной ветви канатов, расположенных со стороны отклоняющих шкивов,

$$a_c^{\sigma} = g \frac{T_2(e^{\mu\varphi} - 1) - \sigma(T_1 - T_2)}{\sigma(T_1 + T_2 + gG_{\text{ш}} 10^{-3}) + T_2(e^{\mu\varphi} - 1)}; \quad (80)$$

– для спуска более нагруженной ветви канатов, расположенных со стороны не имеющей отклоняющих шкивов,

$$a_c^{\sigma} = g \frac{T_2(e^{\mu\varphi} - 1) - \sigma(T_1 - T_2)}{\sigma(T_1 + T_2 + gG_{\text{ш}} 10^{-3}) + (T_2 + gG_{\text{ш}} 10^{-3})(e^{\mu\varphi} - 1)}, \quad (81)$$

где T_1 и T_2 – натяжения ветвей канатов, причем $T_1 > T_2$, кН; $G_{\text{ш}}$ – приведенная масса отклоняющих шкивов, кг; e – основание натуральных логарифмов, $e = 2,71$.

Числовые значения $e^{\mu\varphi}$ приведены в табл. 4.

Расчеты по формулам (79) – (81) выполняются для следующих режимов:

1) подъем и спуск расчетного груза, причем для двухсосудного подъема с отклоняющими шкивами расчет выполняется для случаев наличия груза в одном и втором сосудах отдельно;

2) перегон порожних сосудов при обоих направлениях движения.

Расчет T_1 и T_2 для каждого режима производится для таких положений подъемных сосудов, при которых возникает максимальная статическая неуравновешенность.

Таблица 4

Значения $e^{\mu\varphi}$ от угла охвата α и коэффициента трения μ

Угол охвата φ , град	Коэффициент трения μ			Угол охвата φ , град	Коэффициент трения μ		
	0,20	0,25	0,30		0,20	0,25	0,30
180	1,874	2,193	2,566	188	1,927	2,271	2,676
181	1,881	2,202	2,579	189	1,934	2,281	2,690
182	1,887	2,212	2,593	190	1,941	2,291	2,704
183	1,894	2,222	2,607	191	1,947	2,301	2,718
184	1,900	2,231	2,620	192	1,954	2,311	2,732
185	1,907	2,241	2,634	193	1,961	2,321	2,747
186	1,914	2,251	2,648	194	1,968	2,331	2,761
187	1,920	2,261	2,662	195	1,975	2,341	2,776

Из полученных значений замедлений для дальнейших расчетов выбираются минимальные величины a_n^{σ} и a_c^{σ} при подъеме и спуске расчет-

ного груза и минимальные величины $a_{п.пер}^{\sigma}$ и $a_{с.пер}^{\sigma}$ при подъеме и спуске более нагруженной ветви канатов в режиме холостого перегона сосудов.

Если $a_{п.пер}^{\sigma}$ или $a_{с.пер}^{\sigma}$ окажется меньше $1,5 \text{ м/с}^2$, то это означает, что для данной системы подъема при предохранительном торможении в режиме спуска расчетного груза (противовеса) не могут быть одновременно обеспечены минимально допускаемая величина замедления и коэффициент безопасности против скольжения канатов $\sigma \geq 1,25$.

В таких случаях решается вопрос об уменьшении отношения $\frac{T_1}{T_2}$ во всех режимах за счет:

- максимального уравнивания головных канатов уравнивающими;
- уменьшения массы полезного груза (противовеса);
- утяжеления обеих ветвей канатов путем одновременного увеличения массы головных, уравнивающих канатов или установки балластных грузов на подъемные сосуды. При этом не должны быть превышены допустимые величины удельного давления канатов на футеровку, допустимое по паспорту машины максимальное натяжение канатов, нагрузка на подвесное устройство, а отношение диаметра канатопроводящего шкива к диаметру головных канатов должно соответствовать требованиям правил безопасности [2, 3].

Величины тормозных моментов выбираются из следующих условий:

- 1) для обеспечения требуемого коэффициента статической надежности тормоза величина тормозного момента должна удовлетворять условию (65);
- 2) замедление в процессе предохранительного торможения при спуске расчетного груза должно быть не менее $1,5 \text{ м/с}^2$. Тормозной момент по этому условию

$$M_{\tau} \geq M_{ст} + 1,5 M_{пр} R_n 10^{-3}, \quad (82)$$

где $M_{пр}$ – приведенная масса установки, определяемая по формуле (71), кг;

- 3) замедление в процессе предохранительного и рабочего торможения при подъеме расчетного груза должно быть не более a_n^{σ} . Тормозной момент по этому условию

$$M_{\tau} \leq (a_n^{\sigma} M_{пр} 10^{-3} - T_1 + T_2) R_n; \quad (83)$$

- 4) замедление в процессе предохранительного и рабочего торможения при спуске расчетного груза должно быть не более a_c^{σ} . Тормозной момент по этому условию

$$M_{\tau} \geq (a_c^{\sigma} M_{\text{пр}} 10^{-3} - T_1 + T_2) R_n; \quad (84)$$

5) замедление в процессе предохранительного и рабочего торможения при перегоне порожних сосудов в случае подъема более нагруженной ветви канатов (противовеса) должно быть не более $a_{\text{п.пер}}^{\sigma}$. Тормозной момент по этому условию

$$M_{\tau} \leq (a_{\text{п.пер}}^{\sigma} M'_{\text{пр}} 10^{-3} - T_1 + T_2) R_n, \quad (85)$$

где $M'_{\text{пр}}$ – приведенная масса установки при порожних подъемных сосудах, кг;

$$M'_{\text{пр}} = M_{\text{пр}} - Q_{\text{гр}}; \quad (86)$$

6) замедление в процессе предохранительного и рабочего торможения при перегоне порожних сосудов в случае спуска более нагруженной ветви канатов (противовеса) должно быть не более $a_{\text{с.пер}}^{\sigma}$. Тормозной момент по этому условию

$$M_{\tau} \leq (a_{\text{с.пер}}^{\sigma} M'_{\text{пр}} 10^{-3} + T_1 - T_2) R_n. \quad (87)$$

В формулы (83) – (85) и (87) подставляются величины T_1 и T_2 , для которых были вычислены соответствующие минимальные замедления a_n^{σ} , a_c^{σ} и $a_{\text{с.пер}}^{\sigma}$.

Если тормозной момент, рассчитанный по условиям 1 и 2, не противоречит остальным условиям, то для данной установки может быть принято одноступенчатое торможение без применения каких-либо мер по задержке нарастания тормозного момента до полной величины. В случаях, когда требуемый тормозной момент по условию 1 окажется больше, чем по условию 2, рекомендуется применить двухступенчатое торможение, причем величина первой ступени тормозного момента M_1 принимается из условия 2, а второй ступени – из условия 1.

Если тормозной момент, рассчитанный по условию 1, не удовлетворяет условиям 3 – 6, то принимается двухступенчатое предохранительное торможение. Величина первой ступени тормозного момента M_1 должна удовлетворять условиям 2 – 6, а величина второй ступени – условию 1.

Задержка наложения второй ступени предохранительного торможения должна быть достаточной для остановки машины, двигавшейся с полной скоростью, при предохранительном торможении первой ступенью в режиме спуска расчетного груза. Ориентировочно время задержки определяется по формуле

$$t = t_{\text{cp}} + \frac{V_{\text{max}}}{a_c}, \quad (88)$$

где $t_{\text{cp}} = 0,8$ – ожидаемое время срабатывания тормоза, с, $t_{\text{cp}} = 0,8$; V_{max} – максимальная скорость подъема, м/с; a_c – ожидаемое (желаемое) замедление при предохранительном торможении при спуске расчетного груза, м/с².

2.2.3. Особенности выбора тормозных моментов многоканатных подъемных машин при наземном расположении и машин с одноканатным шкивом трения

Особенностью наземного расположения многоканатных машин и машин с одноканатным шкивом трения является наличие копровых шкивов на обеих ветвях канатов. Поэтому нет необходимости определять допустимые величины замедлений a_n^{σ} и a_c^{σ} отдельно для случая наличия груза в одном и другом сосуде. Достаточно определить их только для случая наличия груза в сосуде с большей собственной массой.

Для подъемных установок с одноканатным шкивом трения, оборудованных парашютами ПШТП, учитывается масса каната, включающего парашютное устройство, и шкива этого каната. При определении проведенной массы установки в формулу (71) добавляется выражение

$$\Delta M_{\text{пр}} = p_{\kappa} (H + 2h_{\kappa}) + G'_{\text{ш}}, \quad (89)$$

где p_{κ} – масса 1 м каната, включающего парашютное устройство, кг/м; h_{κ} – длина участка этого каната от клетки при ее верхнем положении до шкива, м; $G'_{\text{ш}}$ – приведенная масса шкива, поддерживающего канат парашютного устройства, кг.

Кроме того, при вычислении величин T_1 и T_2 вводится поправка, учитывающая ослабление натяжения головного каната за счет натяжения каната, включающего парашютное устройство. Величина этой поправки для нижнего положения клетки

$$\Delta T' = g \left[\frac{Q_n - Q_{\text{ш}}}{2} - p_{\kappa} (h_{\kappa} + H) \right] 10^{-3}; \quad (90)$$

а для верхнего положения клетки

$$\Delta T'' = g \left[\frac{Q_n - Q_{\text{ш}}}{2} - p_{\kappa} h_{\kappa} \right] 10^{-3}, \quad (91)$$

где Q_n – масса груза, осуществляющего натяжение парашютного каната, кг; $Q_{\text{ш}}$ – масса шкива парашютного каната, кг.

Например, если при легком уравновешивающем канате $T_{гр}$ определено по формуле (5) для нижнего положения груженого сосуда, то $T_1 = T_{гр} - \Delta T'$, а $T_2 = T_{пор} - \Delta T''$. Наоборот, если при тяжелом уравновешивающем канате $T_{гр}$ определено по формуле (6) для верхнего положения груженого сосуда, то $T_1 = T_{гр} - \Delta T''$, а $T_2 = T_{пор} - \Delta T'$.

Формулы для определения допустимых замедлений из условия создания коэффициента безопасности против скольжения $\sigma = 1,25$ имеют вид:

$$a_n^\sigma = g \frac{T_1(e^{\mu\varphi} - 1) + \sigma(T_1 - T_2)}{\sigma[T_1 + T_2 + g10^{-3}(2G_{иш} + \Delta M_{пр})] + [T_1 + g10^{-3}(G_{иш} + G'_{иш})](e^{\mu\varphi} - 1)}; \quad (92)$$

$$a_c^\sigma = g \frac{T_2(e^{\mu\varphi} - 1) + \sigma(T_1 - T_2)}{\sigma[T_1 + T_2 + g10^{-3}(2G_{иш} + \Delta M_{пр})] + [T_2 + g10^{-3}(G_{иш} + G'_{иш})](e^{\mu\varphi} - 1)}, \quad (93)$$

где $G_{иш}$ – приведенная масса одного копрового шкива (блока шкивов одной ветви канатов), кг.

В остальном методика выбора тормозных моментов для многоканатных машин при их наземном расположении и машин с одноканатным шкивом трения не отличается от соответствующей методики для многоканатных машин, расположенных на башенном копре.

2.3. Расчет параметров тормозных приводов

2.3.1. Определение передаточного числа рычажного механизма тормоза

При расчете передаточного числа рычажного механизма учитывается, что все тормоза подъемных машин радиального типа имеют по два тормозных поля:

а) для исполнительного органа тормоза с грузогидравлическим приводом (рис. 2, а)

$$i = \frac{ac(l_1 + l_2)}{bdl_0}. \quad (94)$$

Так как у машин типа БМ и 2БМ (кроме БМ-2000-3а и 2БМ-2000-3А) (рис. 2, б) принимается $\frac{l_1 + l_2}{l_0} = 2$, то

$$i = \frac{2ac}{bd}; \quad (95)$$

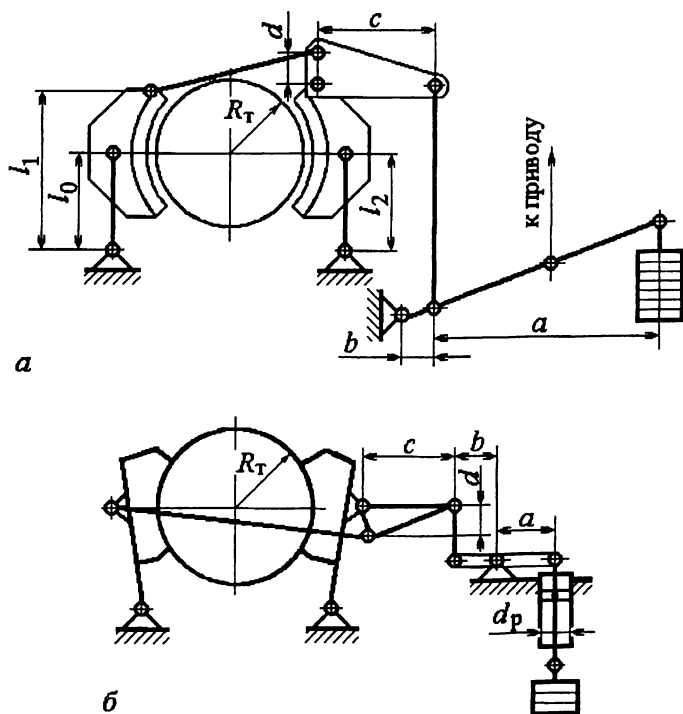


Рис. 2. Кинематические схемы исполнительного органа тормоза с грузогидравлическим приводом:
 а – подъемных машин БМ-2000-3А и 2БМ 2000-3А; б – остальных машин типа БМ и 2БМ, а также типа ШТ-7,2

б) для исполнительных органов с пружинно-гидравлическим, пружинно-пневматическим и пружинно-пневматическим грузовым приводом (рис. 3, 4 и 5)

$$i = \frac{2cl}{dl_0}; \quad (96)$$

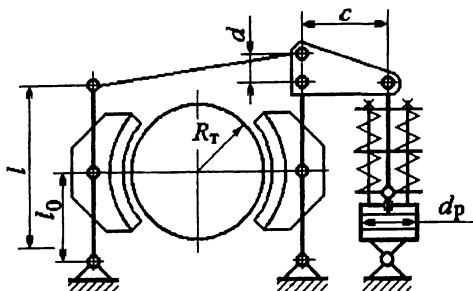


Рис. 3. Кинематическая схема исполнительного органа тормоза с пружинно-пневматическим и пружинно-гидравлическим приводом

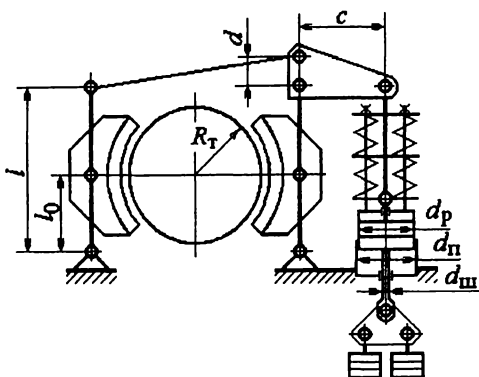


Рис. 4. Кинематическая схема исполнительного органа тормоза с пружинно-пневматическим грузовым приводом

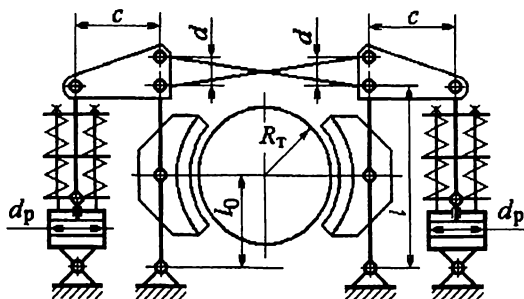


Рис. 5. Кинематическая схема исполнительного органа тормоза с двумя пружинно-пневматическими приводами

где γ – число тормозных приводов; R_r – радиус тормозного обода, м; f – коэффициент трения тормозных колодок об обод; принимается: для дерева – 0,35, для отечественной прессмассы – 0,3, для импортных материалов – по данным изготовителя (см. приложение); η – коэффициент полезного действия рычажной системы тормоза, принимается: 0,95 – для тормозов с грузопневматическим приводом и тормозов с пружинно-гидравлическим, пружинно-пневматическим и пружинно-грузовым пневматическим приводом, 0,9 – для остальных тормозов; i – передаточное число рычажного механизма тормоза.

Расчетное усилие Q'_r одного пружинного привода тормоза при перестановке барабанов определяется по формуле

$$Q'_r = \frac{1,2M'_{ст}}{if\eta R_r}. \quad (101)$$

Расчетное усилие Q''_r одного пружинного привода тормоза при обрыве каната определяется по формуле

$$Q''_r = \frac{1,2M''_{ст}}{\gamma if\eta R_r}. \quad (102)$$

По максимальному значению $Q_{r\max}$ определяется расчетная величина затяжки пружинного блока

$$F = \frac{10^3 Q_{r\max} - gG_n}{Z}, \quad (103)$$

где G_n – масса подвижных деталей привода тормоза, участвующих в предохранительном торможении, определяемая по чертежам завода-изготовителя, кг; Z – жесткость пружинного блока, принимаемая по данным завода-изготовителя, Н/мм, либо по формуле

$$Z = Z_1 \frac{n_n}{n_1}, \quad (104)$$

здесь Z_1 – жесткость одной пружины, Н/мм; n_n и n_1 – число пакетов в пружинном блоке и число пружин в пакете соответственно.

Для пружинно-пневматического грузового привода

Пружинно-пневматический грузовой привод тормоза имеет отдельные источники усилия рабочего и предохранительного торможения.

Расчетные усилия Q_r , Q'_r и Q''_r в тяге, соединяющей каждый привод тормоза с исполнительным органом, развиваемые одним грузовым приводом, определяются соответственно по формулам (100), (101) и (102).

По максимальному значению $Q_{\text{т max}}$ определяется требуемое количество наборных плит тормозного груза n

$$n = \frac{10^3 Q_{\text{т max}} - gG_{\text{п}}}{gG} \quad (105)$$

где G – масса одной наборной плиты тормозного груза, кг, принимается по данным завода-изготовителя. Контрольное взвешивание плит производят лишь в случае применения нестандартных грузов, изготовленных с отклонением от чертежа.

Величина затяжки пружинного блока из условия обеспечения требуемого коэффициента статической надежности тормоза

$$F = \frac{10^3 [K] M_{\text{ст}}}{\gamma i f \eta R_{\text{т}} Z} - \frac{gG_{\text{п}}}{Z} \quad (106)$$

где $G_{\text{п}}$ – масса подвижных деталей привода тормоза, участвующих в рабочем торможении, определяемая по чертежам завода-изготовителя, кг.

Величина затяжки пружинного блока из условия обеспечения создания тормозного момента M_1 первой ступени торможения

$$F_1 = \frac{10^3 M_1}{\gamma i f \eta R_{\text{т}} Z} - \frac{gG_{\text{п}}}{Z} \quad (107)$$

Тормозной момент M_1 первой ступени торможения определяется по формуле (76) из условия создания требуемого замедления в процессе предохранительного торможения при подъеме расчетного груза.

Величина затяжки пружинного блока F' , необходимая для создания рабочим тормозом коэффициента статической надежности тормоза $K' = 1,2$ при расцеплении барабанов,

$$F' = \frac{10^3 \cdot 1,2 M_{\text{ст.з}}}{i f \eta R_{\text{т}} Z} - \frac{gG_{\text{п}}}{Z} \quad (108)$$

Окончательно принимается большая величина затяжки пружинного блока, определенная по формулам (106) – (108).

Для тормозов с грузовым приводом

Расчетная масса $G_{\text{т}}$ тормозного груза одного привода из условия обеспечения требуемого коэффициента статической надежности тормоза определяется по формуле

$$G_{\tau} = \frac{10^3 [K] M_{\text{ст}}}{g \gamma i f \eta R_{\tau}}. \quad (109)$$

Расчетная масса тормозного груза G'_{τ} при перестановке барабанов определяется:

– при одном исполнительном органе тормоза на один привод как

$$G'_{\tau} = \frac{10^3 1,2 M'_{\text{ст}}}{g i f \eta R_{\tau}}; \quad (110)$$

– при двух исполнительных органах тормоза на один привод как

$$G'_{\tau} = \frac{10^3 1,2 M'_{\text{ст}}}{0,45 g i f \eta R_{\tau}} \quad (111)$$

Расчетная масса тормозного груза G''_{τ} при обрыве каната определяется как

$$G''_{\tau} = \frac{10^3 1,2 M''_{\text{ст}}}{g \gamma i f \eta R_{\tau}}. \quad (112)$$

По максимальному значению $G_{\tau \max}$ определяется требуемое количество наборных плит тормозного груза n

$$n = \frac{G_{\tau \max} - G_{\text{п}}}{G}. \quad (113)$$

Для машин, имеющих отдельные источники усилия рабочего и предохранительного торможения, находится расчетное усилие Q_1 в тяге, соединяющей привод тормоза с исполнительным органом, обеспечивающее создание тормозного момента M_1 первой ступени торможения:

– для грузопневматического привода II типа (см. рис. 6)

$$Q_1 = \frac{M_1 d}{2 \gamma g c f \eta R_{\tau}}; \quad (114)$$

– для грузопневматического привода III типа (см. рис. 7)

$$Q_1 = \frac{M_1 d}{4 \gamma c f \eta R_{\tau}}. \quad (115)$$

Давление воздуха P_1 (МПа) в цилиндре рабочего торможения (ЦРТ), обеспечивающее создание тормозного момента M_1 первой ступени торможения определяется по формуле

$$P_1 = \frac{4 Q_1 (a + b)}{10^3 \pi d_p^2 a}, \quad (116)$$

где d_p – диаметр поршня цилиндра рабочего торможения, м.

Давление воздуха P' в цилиндре рабочего торможения, необходимое для создания рабочим тормозом коэффициента статической надежности тормоза $K' = 1,2$ при расцеплении барабанов, определяется:

– для грузопневматического привода II типа (см. рис. 6) как

$$P' = \frac{2 \cdot 1,2 M'_{\text{ст.з}} (a+b) e d}{10^3 \pi d_p^2 a q c f \eta R_t}; \quad (117)$$

– для грузопневматического привода III типа (см. рис. 7) как

$$P' = \frac{1,2 M'_{\text{ст.з}} (a+b) d}{10^3 \pi d_p^2 a c f \eta R_t}. \quad (118)$$

Для многоэлементных дисковых тормозов

Расчетное усилие нажатия на тормозной диск Q_t одним элементом (рис. 9) из условия обеспечения требуемого коэффициента статической надежности тормоза

$$Q_t = \frac{[K] M_{\text{ст}}}{\lambda \gamma f \eta R_{\text{экв}}}, \quad (119)$$

где λ – количество поверхностей трения; $R_{\text{экв}}$ – радиус действия силы трения, эквивалентной действию всех элементарных сил трения на площади контакта фрикционной пары, м.

Расчетное значение эквивалентного радиуса $R_{\text{экв}}$ зависит от принятого закона распределения удельных давлений на рабочей поверхности. Если принять распределение удельных давлений на всей площади трения равномерным, то эквивалентный радиус [5, 6]

$$R_{\text{экв}} = \frac{2}{3} \frac{(R_{\text{нар}}^3 - R_{\text{вн}}^3)}{(R_{\text{нар}}^2 - R_{\text{вн}}^2)}, \quad (120)$$

где $R_{\text{нар}}$ и $R_{\text{вн}}$ – соответственно наружный и внутренний радиусы тормозного диска, м.

Расчетное усилие Q'_t одного элемента тормоза при перестановке барабанов определяется по формуле

$$Q'_t = \frac{1,2 M'_{\text{ст}}}{\lambda \gamma' f \eta R_{\text{экв}}}. \quad (121)$$

где γ' – число тормозных элементов, установленных со стороны заклиненного барабана.

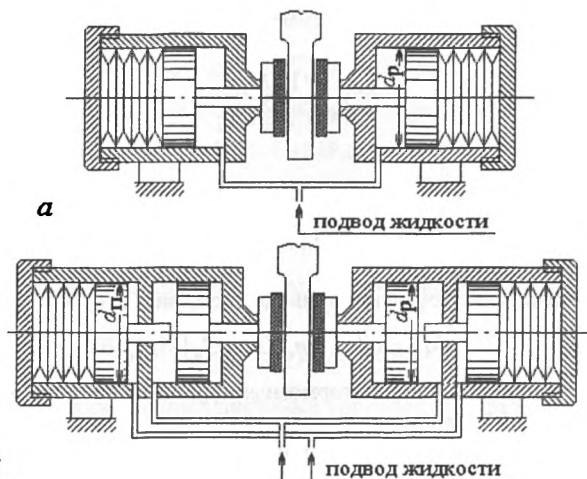


Рис. 9. Схема приводных элементов дискового тормозного устройства: а – с выпуском жидкости при торможении; б – с впуском жидкости при рабочем торможении и выпуском – при предохранительном торможении

Расчетное усилие $Q''_т$ одного элемента тормоза при обрыве каната определяется по формуле

$$Q''_т = \frac{1,2M''_{ст}}{\lambda\gamma f\eta R_{э\kappa\beta}}. \quad (122)$$

По максимальному значению $Q_{т\max}$ определяется расчетная величина затяжки пружинного блока,

$$F = \frac{10^3 Q_{т\max}}{Z}. \quad (123)$$

Для дисковых тормозов, имеющих раздельный привод рабочего и предохранительного торможения (рис. 9, б), дополнительно определяется давление воздуха P_1 (МПа) в цилиндре рабочего торможения (ЦРТ), обеспечивающее создание тормозного момента M_1 первой ступени торможения,

$$P_1 = \frac{4M_1}{10^3 \pi d_p^2 R_{э\kappa\beta}}, \quad (124)$$

где d_p – диаметр поршня цилиндра рабочего торможения, м.

Давление воздуха P' (МПа) в цилиндре рабочего торможения, необходимое для создания рабочим тормозом коэффициента статической на-

дежности тормоза $K' = 1,2$ при расцеплении барабанов определяется по формуле

$$P' = \frac{4 \cdot 1,2 M'_{\text{ст.з}}}{10^3 \pi d_p^2 R_{\text{жв}}} \quad (125)$$

2.3.3. Проверка фактических параметров тормозных приводов

Тормозной момент M_T предохранительного торможения определяется по следующим формулам:

– для тормозов с грузовым приводом (см. рис. 2, 4, 6 и 7)

$$M_T = g[(n_n + n_n)G + \gamma G_n] i f \eta R_T 10^{-3}, \quad (126)$$

где n_n и n_n – фактическое число тормозных грузов соответственно на левом и правом приводах тормоза;

– для тормозов с пружинным приводом (см. рис. 3 и 5)

$$M_T = [g G_n \gamma + Z(F_n + F_n)] i f \eta R_T 10^{-3}, \quad (127)$$

где F_n и F_n – фактическая затяжка соответственно левого и правого пружинных блоков, мм;

– для тормозов с пружинным приводом и внутренним расположением колодок (см. рис. 8)

$$M_T = g[(n_n + n_n)G + \gamma G_n] i f \eta R'_T 10^{-3}, \quad (128)$$

где R'_T – радиус трения, учитывающий эффект самоусиления тормозов за счет самоприжатия колодок при вращении барабана [7],

$$R'_T = R_T \frac{\cos \beta_1 - \cos \beta_2}{\sqrt{m^2 - n^2}}, \quad (129)$$

где β_1 и β_2 – углы установки тормозных колодок; m и n – коэффициенты.

$$m = \frac{\beta_2 - \beta_1}{2} - \frac{\sin 2\beta_2 - \sin 2\beta_1}{4}; \quad (130)$$

$$n = \frac{\cos^2 \beta_1 - \cos^2 \beta_2}{2}; \quad (131)$$

– для многоэлементных дисковых тормозов (см. рис. 9)

$$M_T = \lambda \gamma f \eta R_{\text{жв}}. \quad (132)$$

Тормозной момент M'_T на одном тормозном обode при перестановке барабанов определяется по формулам:

- для тормозов с грузовым приводом (см. рис. 4, 6 и 7)

$$M'_T = g(nG + G_n)if\eta R_T 10^{-3}; \quad (133)$$

- для тормозов с грузовым приводом (см. рис. 2)

$$M'_T = 0,45M_T; \quad (134)$$

- для тормозов с пружинным приводом (см. рис. 3 и 5)

$$M'_T = (gG_n + ZF)if\eta R_T 10^{-3}; \quad (135)$$

- для тормозов с пружинным приводом и внутренним расположением колодок (рис. 8)

$$M'_T = (gG_n + ZF)if\eta R'_T 10^{-3}; \quad (136)$$

- для многоэлементных дисковых тормозов (см. рис. 9)

$$M'_T = \lambda\gamma'f\eta R_{\text{экв}}. \quad (137)$$

При разной массе тормозного груза на приводах тормоза или разной затяжке пружинных блоков и равномассовых подъемных сосудах определяется только наименьший тормозной момент на одном барабане, а при разномассовых подъемных сосудах – на каждом барабане.

Для машин, имеющих отдельные источники усилия рабочего и предохранительного торможения, определяется максимальный момент, создаваемый рабочим тормозом на заклиненном барабане:

- для пружинно-пневматического грузового привода (см. рис. 4)

$$M'_{\text{тр}} = (gG_n + ZF)if\eta R_T 10^{-3}; \quad (138)$$

- для грузопневматического привода II типа (см. рис. 6)

$$M'_{\text{тр}} = \frac{10^{-3} \pi a q c f \eta R_T d_p^2}{2(a+b)ed}; \quad (139)$$

- для грузопневматического привода III типа (см. рис. 7)

$$M'_{\text{тр}} = \frac{10^{-3} \pi a c f \eta R_T d_p^2 P}{(a+b)d}; \quad (140)$$

- для многоэлементных дисковых тормозов (см. рис. 9, а)

$$M'_{\text{тр}} = \frac{10^{-3} \pi \lambda \gamma' f \eta R_{\text{экв}} d_p^2 P}{4}, \quad (141)$$

где P – фактическое максимальное давление в цилиндре рабочего торможения при рабочем торможении, МПа.

По формуле (1) вычисляется фактический коэффициент статической надежности предохранительного тормоза K и сравнивается с допустимым.

По формуле (2) вычисляется фактический коэффициент статической надежности тормоза при перестановке барабанов K'' и сравнивается с допустимым. При разной массе тормозного груза на приводах, разной затяжке пружинных блоков, разномассовых подъемных сосудах определяется наименьший коэффициент статической надежности.

Для машин, имеющих отдельные источники усилия рабочего и предохранительного торможения, определяется коэффициент статической надежности рабочего тормоза K'_p при перестановке барабанов,

$$K'_p = \frac{M_{тр}}{M_{ст.з}} \geq 1,2. \quad (142)$$

По формуле (3) вычисляется фактический коэффициент статической надежности тормоза K'' при обрыве каната.

Тормозной момент первой M_1 ступени предохранительного торможения определяется по формулам:

– для пружинно-пневматического грузового привода (см. рис. 4)

$$M_1 = [2gG_p + Z(F_n + F_n)] if \eta R_r 10^{-3}; \quad (143)$$

– для грузопневматического привода II типа (см. рис. 6)

$$M_1 = \frac{10^{-3} \pi \gamma a c f R_r d_p^2 P_1}{2(a+b)ed}; \quad (144)$$

– для грузопневматического привода III типа (см. рис. 7)

$$M_1 = \frac{10^{-3} \pi \gamma a c f R_r d_p^2 P_1}{2(a+b)d}; \quad (145)$$

– для многоэлементных дисковых тормозов (см. рис. 9, а)

$$M_1 = \frac{10^{-3} \pi \lambda \gamma f \eta R_{жв} d_p^2 P_1}{4}, \quad (146)$$

где P_1 – фактическая величина давления воздуха в цилиндре рабочего торможения первой ступени торможения, МПа.

Максимальный тормозной момент, создаваемый рабочим тормозом определяется:

– для грузопневматического привода (см. рис. 6 и 7) как

$$M_{тр} = \gamma M'_{тр}; \quad (147)$$

– для многоэлементных дисковых тормозов (см. рис. 9, а) как

$$M_{\text{тр}} = \frac{10^{-3} \pi \lambda \gamma f \eta R_{\text{жв}} d_p^2 P}{4}. \quad (148)$$

Необходимое давление воздуха или масла в цилиндрах предохранительного торможения по большей массе тормозного груза на одном приводе определяется:

– для гидрогидравлического привода (см. рис. 2, а) по формуле

$$P_n = \frac{5,6g(Gn + G_n)}{10^6 \pi d_n^2 \eta_n}; \quad (149)$$

– для гидрогидравлического привода (см. рис. 2, б) по формуле

$$P_n = \frac{4gnG}{10^6 \pi d_n^2 \eta_n}; \quad (150)$$

– для грузопневматического привода (см. рис. 6 и 7) по формуле

$$P_n = \frac{4g(Gn - G_n)}{10^6 \pi (d_n^2 - d_{\text{ш}}^2) \eta_n}, \quad (151)$$

где d_n и $d_{\text{ш}}$ – диаметры поршня и штока цилиндра предохранительного торможения, соответственно, м; η_n – коэффициент полезного действия цилиндра предохранительного торможения.

Необходимое давление воздуха или масла в цилиндре рабочего тормоза для полного оттормаживания машины по большей затяжке одного из пружинных блоков, а для с грузопневматическим приводом тормоза – для поднятия тормозных грузов по большей массе груза на одном приводе определяется:

– для тормозов с пружинным приводом (рис. 3, 4, 5 и 8) как

$$P_0 = \frac{4[gG_p + Z(F + h_n)]}{10^6 \pi d_p^2 \eta_p}; \quad (152)$$

– для тормозов с грузовым приводом (рис. 6 и 7) как

$$P_0 = \frac{4gnG(a + b)}{10^6 \pi d_n^2 b \eta_p \eta_n}, \quad (153)$$

где h_n – величина хода поршня цилиндра рабочего тормоза, мм; η_p – коэффициент полезного действия цилиндра рабочего тормоза, принимается 0,9 для машин с пружинными тормозами и 0,7 – для машин с грузопневматическим приводом тормоза. Такое низкое значение η_p для машин с грузопневматическим приводом тормоза объясняется двумя обстоятельствами. С одной стороны, при нижнем положении поршня цилиндра рабочего тормоза сжатый воздух воздействует не на всю площадь поршня. Из нее ис-

ключается площадь кольцевого пояса, которым поршень опирается о дно цилиндра и под который сжатый воздух практически не проникает.

Необходимое давление масла в цилиндре предохранительного тормоза для полного оттормаживания машины по затяжке пружинных блоков для многоэлементных дисковых тормозов (см. рис. 9) определяется как

$$P_0 = \frac{4ZF}{10^6 \pi d_n^2 \eta_n} . \quad (154)$$

Список литературы

1. Руководство по ревизии, наладке и испытанию шахтных подъемных установок / В.Р. Бежок [и др.] 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Недра, 1982. – 391 с.
2. Единые правила безопасности при разработке рудных, нерудных и россыпных месторождений полезных ископаемых подземным способом (ПБ 03-553-03) / ГУП НТЦ «Промышленная безопасность». Серия 03. Вып. 33. – М., 2003. – 200 с.
3. Правила безопасности в угольных шахтах (ПБ 05-618-03) / ГУП НТЦ «Промышленная безопасность». Серия 05. Вып. 11. – М., 2003. – 296 с.
4. Стационарные установки шахт / под общ. ред. Б.Ф. Братченко. – М.: Недра, 1977. – 440 с.
5. Кошкин А.П. О расчетах дисковых тормозов шахтных подъемных машин // Технология и безопасность горных работ на предприятиях Западного Урала: тез. докл. науч.-техн. конфер. / А.П. Кошкин. – Пермь: Пермский дом техники НТО, 1984. – С. 61–62.
6. Траубе Е.С. Тормозные устройства и безопасность шахтных подъемных машин / Е.С. Траубе, И.С. Найдено. – М.: Недра, 1980. – 256 с.
7. Тормозные устройства: справочник / под общ. ред. М.П. Александрова. – М.: Машиностроение, 1985. – 312 с.

Методика определения приведенной массы на действующей подъемной установке

При подходе груженого подъемного сосуда к середине ствола со скоростью V отключается подъемный двигатель без наложения предохранительного тормоза. Замеряется время, протекающее с момента отключения двигателя до полной остановки подъемной машины, t_0 .

После остановки подъемная машина затормаживается.

Приведенная масса подъемной установки определяется по формуле

$$m_{\text{пр}} = \frac{1000 t_0 F_0}{Vg},$$

где t_0 – время свободного выбега подъемной машины, с; V – скорость движения сосуда в момент отключения двигателя, м/с; F_0 – разность статических натяжений канатов, кН.

Таблица П.1

Характеристики фрикционных материалов

Вид фрикционного материала	Коэффициент трения		Максимальное удельное давление, МПа	Максимальная температура нагрева, °С
	по чугуну	по стали		
Дерево:				
тополь	0,35–0,45	0,35–0,45	0,6	150
верба	0,35–0,45	0,35–0,45	0,6	150
Ферродо	0,35–0,45	0,35–0,45	0,12	240
Вальцованная лента БКВ-10	0,35–0,45	0,35–0,45	0,12	260
Прессмассы:				
6КХ-39	0,35–0,45	0,35–0,45	0,8	250
1-43-60А	0,35–0,45	0,35–0,45	1,0	250
143-63	0,35–0,45	0,35–0,45	1,0	250
3-55-67	0,35–0,45	0,35–0,45	1,0	250
Металлокерамика на железной основе	0,35–0,45	0,35–0,45	2,0	400

Параметры тормозов малых подъемных машин

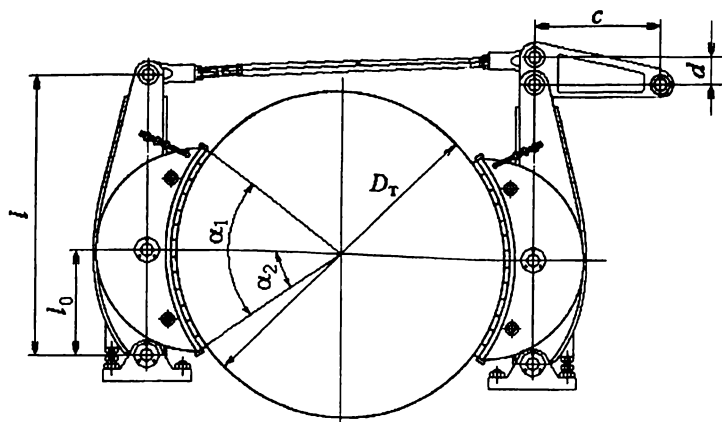


Рис. П.1. Исполнительный орган тормоза малых подъемных машин
Ц-1,2×1; 2Ц-1,2×0,8; Ц-1,6×1,2; 2Ц-1,6×0,8; Ц-2×1,5 и 2Ц-2×1,1

Таблица П.2

Параметры исполнительного органа тормоза малых подъемных машин
(см. рис. П.1)

Параметры	Машина		
	Ц-1,2×1; 2Ц-1,2×0,8	Ц-1,6×1,2; 2Ц-1,6×0,8	Ц-2×1,5; 2Ц-2×1,1
1	2	3	4
Диаметр тормозного обода, D_T , м	1,20	1,60	2,00
Максимальный тормозной момент, кН·м	22,1	47,1	9,45
Максимальное усилие на замыкающем рычаге (штоке привода) при затормаживании, кН	7950	13440	20600
Передаточное отношение тормоза	8,65	7,36	8,14
Расчетный коэффициент трения прессмассы о тормозное поле	0,30	0,30	0,30
Максимальное перемещение углового рычага в точке приложения замыкающего усилия, м	0,040	0,045	0,055

1	2	3	4
Удельное давление на тормозной колодке (максимальное), МПа	0,39	0,74	0,48
Размеры:			
c , м	0,45	0,45	0,650
d , м	0,13	0,15	0,190
l , м	1,00	1,35	1,725
l_0 , м	0,40	0,55	0,725
α , град	40	29	40
α_1 , град	81	59	80

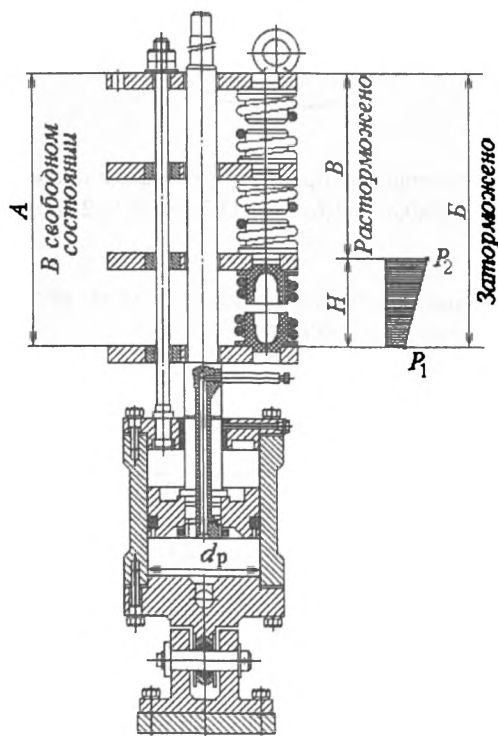


Рис. П.2. Пружинно-гидравлический привод тормозов подъемных машин
Ц-1,2×1; 2Ц-1,2×0,8; Ц-1,6×1,2; 2Ц-1,6×0,8; Ц-2×1,5 и 2Ц-2×1,1

Параметры пружинно-гидравлического привода тормоза (см. рис. П.2)

Параметры	Машина		
	Ц-1,2×1; 2Ц-1,2×0,8	Ц-1,6×1,2; Ц-1,6×0,8	Ц-2×1,5; 2Ц-2×1,1
1	2	3	4
Максимальное усилие:			
при затормаживании P_1 , кН	7950	13440	20600
при растормаживании P_2 , кН	11770	17460	28740
Максимальное давление масла, МПа	1,2	1,2	1,2
Ход поршня, м			
рабочий	0,040	0,045	0,055
полный	0,110	0,120	0,135
Диаметр цилиндра d_p , м	0,150	0,150	0,200
Жесткость пружинного блока Н/мм	93,20	90,25	148,13
Пружинный блок:			
число секций	2	2	3
число пружин в секции	3	3	6
Высота блока, м			
в свободном состоянии, A	0,470	0,508	0,820
в состоянии «заторможено», B	0,384	0,360	0,680
в состоянии «расторможено», B	0,344	0,315	0,625
Масса привода, кг	162	190	277

Параметры тормозов средних подъемных машин новой конструкции

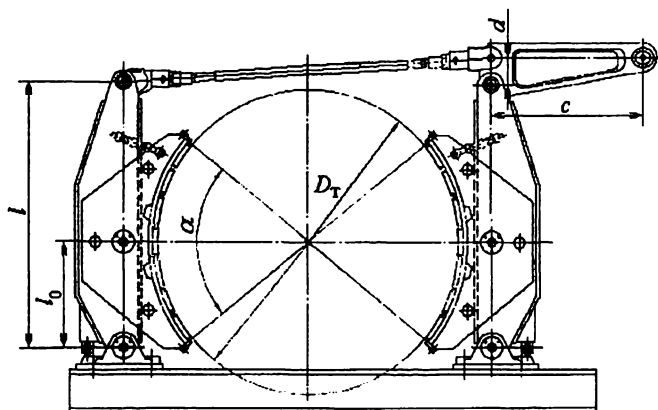


Рис. П.3. Исполнительный орган тормоза подъемных машин
1×2,5×2; 2×2,5×1,2; 1×3×2У; 2×3×1,5У

Таблица П.4

Параметры исполнительного органа тормоза средних подъемных машин новой конструкции (см. рис. П.3)

Параметры	Машина	
	1×2,5×2; 2×2,5×1,2	1×3×2У; 1×3×1,5У
1	2	3
Диаметр тормозного обода, D_t , м	2,20	3,08
Максимальный тормозной момент, кН·м	144,21	186,40
Максимальное усилие на замыкающем рычаге (штоке привода) при затормаживании, кН	22,56	17,66
Передаточное отношение тормоза	9,9	12
Расчетный коэффициент трения прессмассы о тормозное поле	0,30	0,30
Удельное давление на тормозной колодке (максимальное), МПа	0,56	0,38
Размеры:		
c , м	0,70	0,90
d , м	0,17	0,20
l , м	1,92	2,53
l_0 , м	0,80	0,95
α , град	86	70

Таблица П.5

Параметры пружинно-пневматического привода тормоза (см. рис. П.4)

Параметры)	Машина	
	1×2,5×2; 2×2,5×1,2	1×3×2У; 1×3×1,5У
1	2	3
Максимальное усилие:		
при затормаживании P_1 , кН	26,1	26,1
при растормаживании P_2 , кН	39,83	39,83
Максимальное давление воздуха, МПа	0,59	0,59
Рабочий ход поршня, м	0,105	0,105
Диаметр цилиндра d_p , м	0,34	0,34
Жесткость пружинного блока, Н/мм	130,47	130,47
Пружинный блок:		
число секций	3	3
число пружин в секции	4	4

1	2	3
Высота блока, м:		
в свободном состоянии, A	1,150	1,150
в состоянии «заторможено», B	0,950	0,950
в состоянии «расторможено», B	0,845	0,845

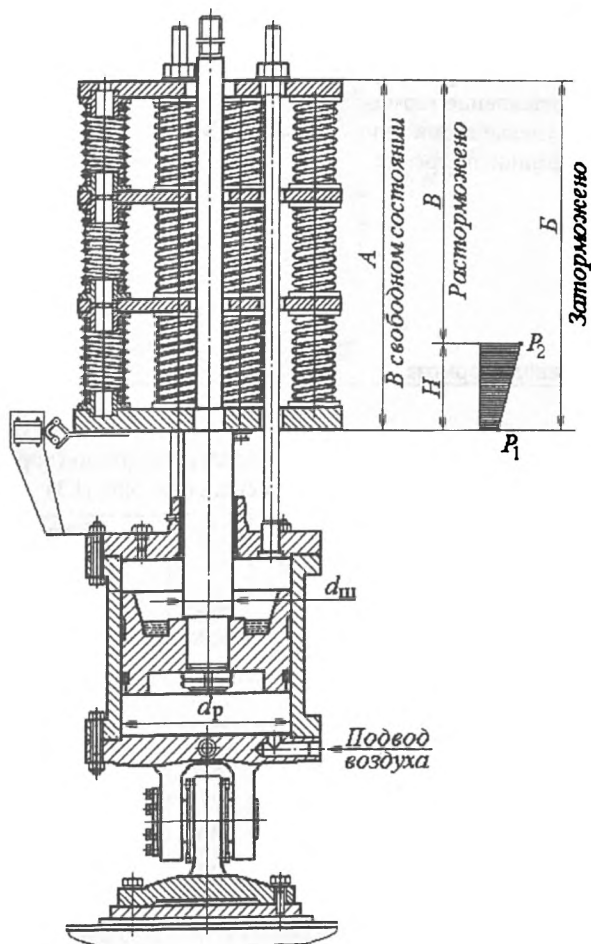


Рис. П.4. Пружинно-пневматический привод тормоза подъемных машин
1×2,5×2; 2×2,5×1,2; 1×3×2У; 2×3×1,5У

Параметры пружинно-пневматических грузовых тормозных устройств подъемных машин

Таблица П.6

Техническая характеристика исполнительных органов подъемных машин
Ц-3,5×2А и 2Ц-3,5×1,7А (рис. П.3)

Наименование параметра	Величина
Диаметр тормозного обода, мм	2900
Максимальный тормозной момент, кН·м	359,0
Усилие на замыкающем рычаге, кН	19,62
Передаточное отношение тормоза	18,7
Максимальное удельное давление на колодку, МПа	0,85
Расчетный коэффициент трения	0,3
Размеры:	
<i>c</i> , м	1,30
<i>d</i> , м	0,20
<i>l</i> , м	2,30
<i>l</i> ₀ , м	0,80
α, град	66
Типоразмер привода тормоза	II

Таблица П.7

Технические характеристики исполнительных органов тормоза
многоканатных подъемных машин (см. рис. П.3)

Типоразмер тормоза	Диаметр тормозно- го обода <i>D_т</i> , м	Максимальный тормозной момент, кН·м	Передаточное число	Максимальное удельное давление, МПа	Масса, кг	Размеры, м			
						<i>d</i>	<i>c</i>	<i>l</i>	<i>l</i> ₀
I	1,80	92,70	14,4	0,773	1210	0,85	0,15	1,65	0,65
II	2,40	200,61	15,0	0,795	2520	1,20	0,20	2,07	0,82
III	2,90	359,05	18,7	0,853	3710	1,30	0,20	2,30	0,80
IV	3,80	735,75	11,2	0,804	5480	1,50	0,35	3,08	1,18
V	4,80	931,95	25	1,001	6640	1,50	0,35	3,58	1,18

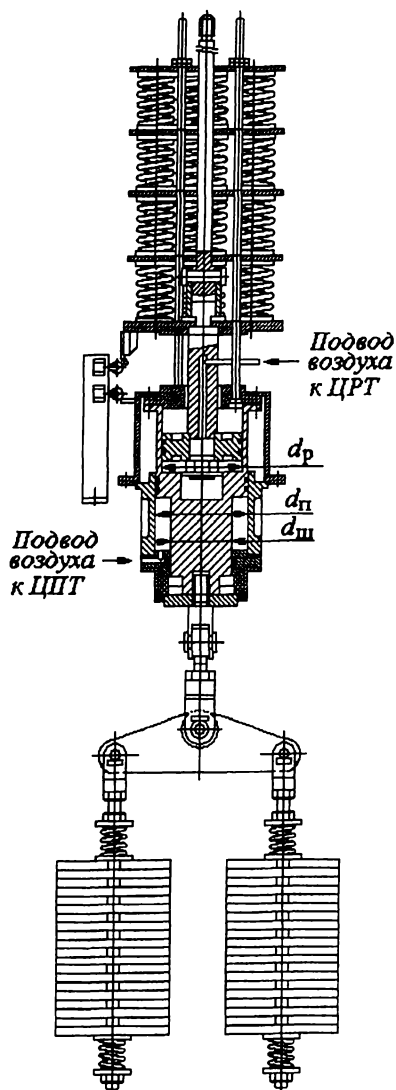


Рис. П.5. Пружинно-пневматический грузовой привод тормоза

Таблица П.8

Параметры пружинно-пневматических грузовых тормозных приводов
(см. рис. П.5)

Наименование параметра	Типоразмер привода		
	I	II	III
Усилие торможения, кН	12,36	20,31	60,82
Диаметр рабочего цилиндра d_p , м	0,24	0,30	0,44
Ход поршня рабочего цилиндра, м	0,105	0,105	0,100
Диаметр рабочего цилиндра $d_{пр}$, м	0,28	0,34	0,50
Ход поршня предохранительного цилиндра, м	0,195	0,210	0,250
Давление в цилиндрах, МПа	0,60	0,60	0,55
Подъемное усилие рабочего поршня, кН	31,20	41,20	81,42
Жесткость пружинного блока, Н/мм	59,84	98,10	166,77
Масса, кг	380	655	1850

Параметры грузопневматических тормозных устройств подъемных машин

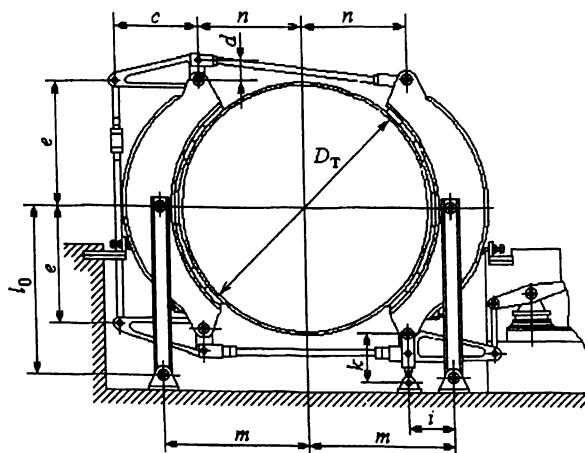


Рис. П.6. Исполнительный орган тормоза крупных подъемных машин

Таблица П.9

Параметры тормозов крупных подъемных машин (см. рис. П.6)

Размеры, м	Подъемная машина					
	Ц-3,5×2 2Ц-3,5×1,7	ЦР-4×3,2/0,6 ЦР-4×3/-,7 2Ц-4×1,8 2Ц-4×2,3	ЦР-5×3,2/0,55 2Ц-5×2,3	1×5×4,7/0,5 2×5×2,7	ЦР-6×3,2/0,5 2Ц-6×2,4	БЦК-8/5×2,7 БЦК-9/5×2,5
D_T	3,40	3,97	4,96	4,96	5,98	5,98
c	1,35	1,30	1,50	1,60	1,80	1,80
d	0,32	0,26	0,30	0,36	0,36	0,36
m	2,10	2,28	2,80	2,82	3,30	3,30
e	1,64	1,94	2,42	2,45	3,00	3,00
l_0	2,50	2,50	3,00	3,27	3,60	3,76
i	1,00	0,72	0,88	0,85	1,02	1,02
k	0,93	0,85	0,96	1,09	—	—

Таблица П.10

Параметры грузопневматических приводов тормоза (см. рис. П.3)

Диаметр d_p/d_{np} приводного цилиндра, м	Наибольшее тормозное усилие, Н	Подъемное усилие приводных цилиндров, Н	Масса замыкающего груза, кг	Размеры плеч дифференциального рычага, м	
				b	a
0,36/0,18	35000	51000/12100	1000	0,40	1,40
0,40/0,20	45500	62800/15000	1300	0,40	1,40
0,45/0,22	56000	79500/17800	1600	0,40	1,40
0,60/0,30	105000	141000/34300	3000	0,50	1,75

Таблица П.11

Наиболее употребительные приводы тормозов крупных подъемных машин

Диаметр d_p/d_{np} приводного цилиндра, м	Подъемные машины
0,36/0,18	Ц-3,5×2; 2Ц-3,5×1,7; ЦР-4×3,2/0,6; 2Ц-4×1,8
0,40/0,20	ЦР-5×3,2/0,55; 2Ц-5×2,3
0,45/0,22	2Ц-5×2,4; ЦР-6×3,2/0,5; 2Ц-6×2,4
0,60/0,30	1×5×2,7; 2×5×2,7; 2Ц-5×2,8; 2Ц-6×2,4; БЦК-8/5×2,7; БЦК-9/5×2,5

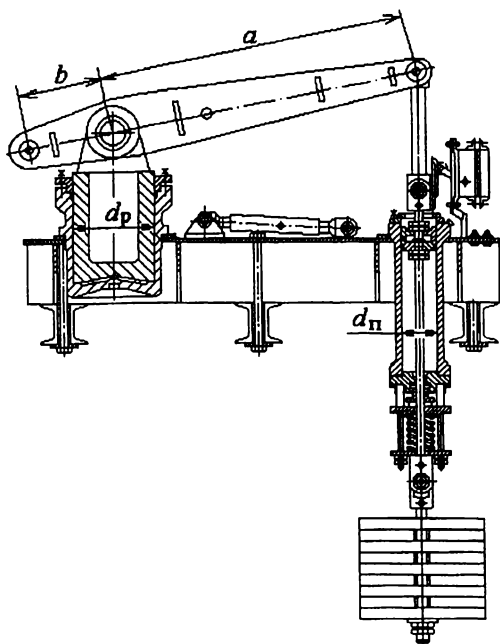


Рис. П.7. Грузопневматический привод тормоза машин

**Параметры пружинно-пневматических тормозных устройств
подъемных машин типа ЦШ5×8**

Таблица П.12

Параметры исполнительного органа подъемной машины типа ЦШ5×8
(см. рис. П.8)

Наименование параметра	Величина
1	2
Диаметр рабочего цилиндра d_p , м	4,80
Максимальный тормозной момент, создаваемый одним исполнительным органом, кН·м	1986,5
Замыкающее усилие на угловом рычаге, кН	69,65
Передаточное число тормоза	11,7
Максимальное давление на тормозной колодке, МПа	0,91
Расчетный коэффициент трения	0,3
Масса одного исполнительного органа, кг	17400

1	2
Размеры:	
c , м	1,80
d , м	0,40
l , м	4,05
l_0 , м	1,55
α , град	73

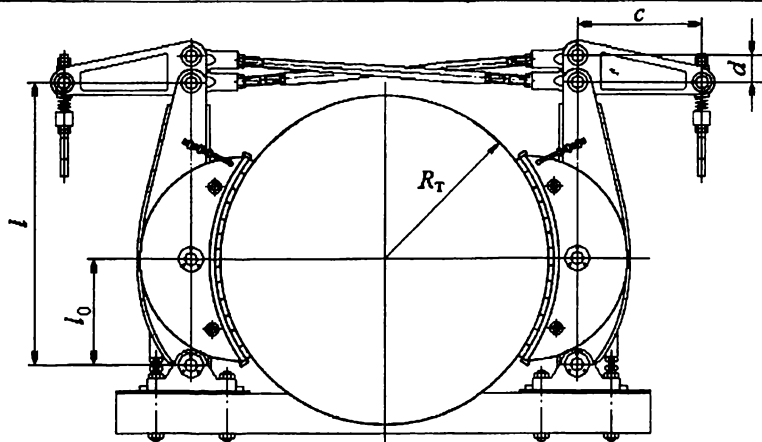


Рис. П.8. Исполнительный орган тормоза подъемных машин типа ЦШ5×8

Таблица П.13

Параметры пружинно-пневматического привода тормоза подъемной машины ЦШ5×8 (см. рис. П.9)

Параметры	Величина
1	2
Диаметр цилиндра d_p , м	0,50
Ход поршня, м:	
рабочий	0,090
полный	0,210
Максимальное давление воздуха в цилиндре при растормаживании, МПа	0,6
Подъемное усилие поршня (при давлении воздуха 0,5 МПа), кН	96,14
Жесткость пружинного блока, Н/мм	206
Масса тормозного привода, кг	2600

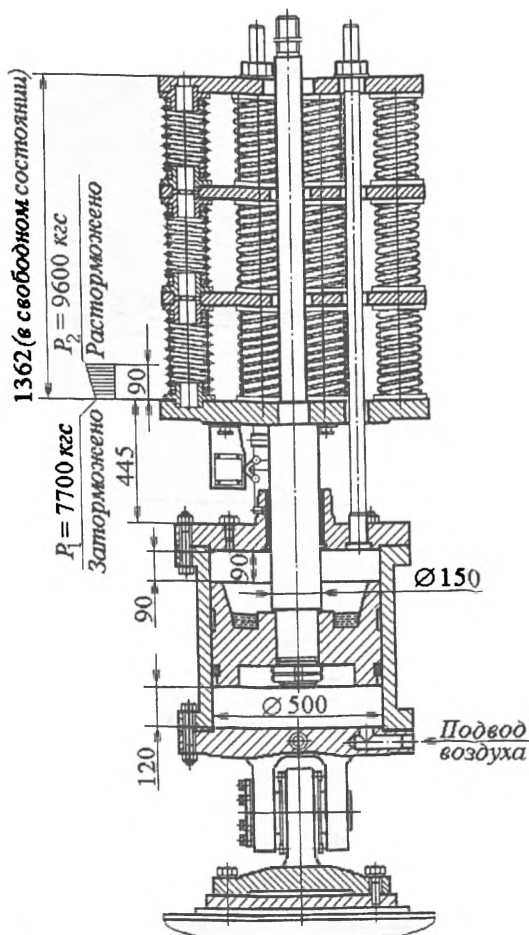


Рис. П.9. Пружинно-пневматический привод тормоза машины ЦШ5×8

Параметры тормозного устройства подъемной машины типа МПБ

Таблица П.14

Размеры исполнительного органа подъемной машины типа МПБ 6,3
(см. рис. П.10)

Машина	Размеры, м							
	R_r	a	b	c	d	l	l_0	S
МПУ 6,3-2,8-2,8	3,15	0,83	2,72	2,40	0,48	2,35	0,60	0,78

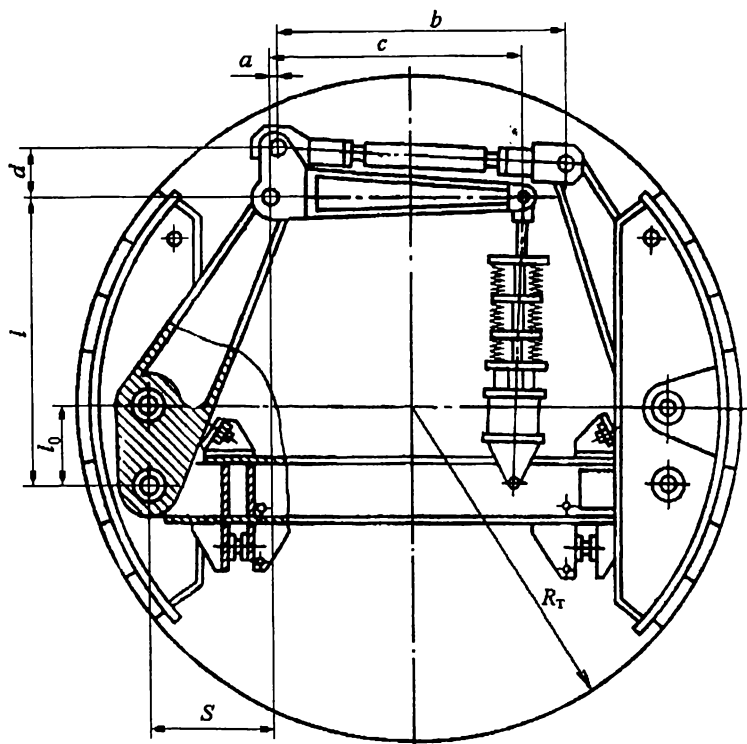


Рис. П.10. Исполнительный орган тормоза подъемных машин типа МГБ

Параметры дисковых тормозов шахтных подъемных машин

Таблица П.15

Характеристики дисковых тормозов

Наименование параметра	Типоразмер	
	I	II
1	2	3
Тормозное усилие, кН	49,1	83,4
Допускаемое удельное давление, МПа	0,98	0,98
Размеры тормозной колодки, м	0,22×0,25	0,25×0,30
Расчетный коэффициент трения	0,4	0,4
Масса одного элемента, кг	90	190

Параметры дисковых тормозов шахтных подъемных машин

Тип машины	Расчетный тормозной момент, кН·м	Средний радиус трения тормозного диска, м	Расчетное усилие прижатия комплекта из четырех колодок (при $f = 0,4$), кН	Необходимое число комплектов приводных элементов с усилием, кН	
				49,1	83,4
Ц-1,2×1,0 Ц-1,2×0,8	45	0,67	41,6	1	—
Ц-1,6×1,2 2Ц-1,6×0,8	56	0,90	66,6	2	—
Ц2-2×1,5 2Ц-2×1,1	189	1,12	105	2	—
1×2,5×2,0	337,5	1,40	150	3	—
2×2,5×1,2	281,2	1,40	126	4	—
1×3×2У	630	1,69	233	5	—
Ц-3,5×2,4	1050	1,97	333	—	4
2Ц-3,5×1,8	945	1,97	330	6	4
ЦЦ2,1×4	252	1,18	134	3	—
МК2,25×4	405	1,26	200	4	—
МК2,25×6	506,2	1,26	250	5	—
МК3,25×4	823,2	1,82	292	—	4
ЦЦ4×4	1500	2,25	416	—	5
ЦЦ5×4	2525	2,81	582	—	8
ЦЦ5×6	3750	2,81	834	—	10
ЦЦ5×8	3750	2,81	834	—	10

Учебное издание

*Кошкин Анатолий Петрович
Трифанов Геннадий Дмитриевич*

ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ТОРМОЗА ШАХТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ

Издание 2-е, переработанное и дополненное

Учебно-методическое пособие

Корректор Л.В. Лыкова

Лицензия ЛР № 020370

Подписано в печать 26.03.2007. Формат 60×90/16.
Набор компьютерный. Усл. печ. л. 3,58. Уч.-изд. л. 3,375.
Тираж 60 экз. Заказ 48/2007.

Издательство
Пермского государственного технического университета.
Адрес: 614990, г. Пермь, Комсомольский пр., 29, к. 113.
Тел. (342) 219-80-33.