

В.И. Александров, Р.Б. Кускильдин

НЕОБХОДИМОСТЬ ПОДТОРМАЖИВАНИЯ ПОДЪЕМНЫХ СОСУДОВ ПРИ ОСУЩЕСТВЛЕНИИ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО ТОРМОЖЕНИЯ НА ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВКАХ

Проанализированы основные недостатки осуществления предохранительного торможения шахтных подъемных установок только за счет приложения тормозного усилия к приводному барабану. В этом случае торможение груженого сосуда в режиме подъема груза осуществляется за счет ослабления усилий в канате, что приводит к значительным перегрузкам в стальном канате после остановки подъемной машины. Предохранительное торможение предлагается осуществлять в зависимости от положения сосуда в шахтном стволе, причины срабатывания сигнала на осуществление торможения, от режима работы подъемной установки. С целью снижения динамических нагрузок на канат от приложения тормозного усилия, и снижения нагрузок после стопорения подъемной машины предлагались различные способы основанные на регулировании характера нарастания тормозного усилия и поддержания требуемой величины тормозного усилия на приводном барабане. Общим недостатком таких методов является увеличение пути предохранительного торможения. Одним из способов снижения динамических нагрузок на канат, не увеличивающим путь предохранительного торможения является способ торможения с приложением тормозного усилия непосредственно к подъемному сосуду. В этом случае возможно осуществлять торможение с высокой величиной замедления шахтной подъемной установки не опасаясь набегания подъемного сосуда на канат, и значительно снизить динамические нагрузки на канат после стопорения подъемной машины. Данный способ будет полезен и для многоканатных подъемных установок с канатоведущим шкивом трения. Он позволит снизить вероятность проскальзывания канатов по футеровке барабана при предохранительном торможении.

Ключевые слова: предохранительное торможение, подтормаживание подъемного сосуда, переподъем сосуда, напуск каната, динамические нагрузки на канат.

Предохранительное торможение на шахтных подъемных установках приводит к возникновению более высоких динамических нагрузок на канат по сравнению с перегрузками, возникающими в рабочем цикле подъема. Применяемые в настоящее время способы снижения динамических нагрузок на стальной канат подъемных установок в основном ориентированы на регулирование нарастания тормозного усилия на приводных барабанах и поддержания постоянной величины замедления подъемной машины. При этом тормозное усилие прикладывается только к приводным барабанам,

а торможение непосредственно сосудов осуществляется за счет ослабления усилия в канате (для поднимающегося сосуда) и нарастания усилия в канате (для опускающегося сосуда).

В этом случае сложно избежать существенных перегрузок действующих на канат как в режиме подъема груза, так и в режиме спуска груза.

Способы снижения динамических нагрузок на канат описанные в источнике [1] можно условно разделить на две группы:

- ориентированные на снижение амплитуды колебаний, возникших от приложения тормозного усилия;

- ориентированные на снижение динамических нагрузок на канат после стопорения подъемной машины.

К первой группе относятся способы:

- приложение тормозного усилия в две равные ступени с приложением второй ступени через время равное половине периода колебаний;

- приложение тормозного усилия по линейному закону за время кратное периоду колебаний системы.

Недостатком способа связанного с приложением тормозного усилия в две ступени является то, что при ошибке связанной с определением величины периода колебаний не произойдет полного погашения колебаний. Чем короче будет груженная ветвь, тем выше будет относительная ошибка. Разница будет складываться из следующих составляющих:

- неточность значения упругости (коэффициент упругости имеет переменное значение и меняется в период эксплуатации каната, к концу срока службы каната изменение может достигать до 20%);

- неточность определения веса поднимаемого груза;

- неточность определения местоположения сосуда в момент осуществления предохранительного торможения.

Приложение тормозного усилия по линейному закону предпочтительнее, т.к. даже в случае ошибки при определении величины периода колебаний колебания амплитуда колебаний все равно заметно снизится за счет снижения интенсивности нарастания замедления. Однако, по мнению, высказанному в работе Е.С. Траубе, И.С. Найдено [3, с. 30], снижение динамических нагрузок на канат за счет значительного снижения темпа роста тормозного усилия ($\tau > 0,75T$, τ – время нарастания тормозного усилия, T – период собственных колебаний подъемной установки) допускается только в тех случаях, когда можно

не учитывать увеличение пути торможения.

Например, в случае застревания порожнего скипа или противовеса в направляющих величина периода колебания может быть большой, поэтому нарастание тормозного усилия за время кратное периоду колебаний вызовет большую величину напуска каната, что недопустимо.

Следует отметить, что, конечно, после стопорения подъемной машины возникнут значительные динамические нагрузки на канат в обоих случаях.

Ко второй группе относятся следующие способы [1]:

- Отключение второй ступени при скорости подъемной машины

$$V = \frac{0,5 \cdot F \cdot T}{m_{\Sigma} \cdot 2}$$

где F – тормозное усилие, равное сумме первой и второй ступени тормозного усилия; T – период колебаний каната, с; m_{Σ} – общая масса подъемной установки, кг.

- Приложение тормозного усилия одной ступенью равной

$$F = \frac{V \cdot m}{n \cdot T} + F_{\text{ст}}$$

где V – скорость подъемной машины в момент торможения, м/с; m – масса подъемного устройства, приведенная к органу навивки, кг; n – кратность времени остановки подъемной машины периоду продольных колебаний каната.

- Снижение замедления подъемной машины за время кратное периоду колебаний.

Отключение второй ступени торможения является действенным способом снижения динамических нагрузок на канат после стопорения подъемной машины. Даже в случае существенной ошибки при определении периода колебаний снизится среднее замедление подъемной установки, что вызовет снижение величины ослабления усилия

в канате. Недостатками этого способа являются увеличение пути торможения и высокие требования к точности момента отключения второй ступени.

Приложение тормозного усилия одной ступенью в случае ошибки при определении периода колебаний может вызвать достаточно большие динамические нагрузки на канат. Также при больших значениях периода колебаний заметно увеличится путь предохранительного торможения.

Плавное снижение замедления подъемной машины за время кратное периоду колебаний выглядит более предпочтительным, однако на данный момент времени снижение тормозного усилия до нуля может противоречить требованиям безопасности.

На наш взгляд следует все же рассмотреть возможность подтормаживания грузовых подъемных сосудов в период осуществления предохранительного торможения.

Подъем груза является основной операцией для грузовых подъемных установок, поэтому возникновение ситуаций требующих осуществление предохранительного торможения именно при этом режиме наиболее вероятно. Поэтому рассмотрим сначала предохранительное торможение при подъеме груза.

А.Г. Степановым сделан вывод о том, что максимальные напряжения тяговый канат испытывает после стопорения подъемной машины. Амплитуда динамических нагрузок определяется величиной замедления сосуда в момент достижения нулевой скорости подъемной машины [1, с. 63].

В применяемых на сегодняшний день подъемных установках тормозное усилие прикладывается к приводному барабану подъемной установки. Замедление же непосредственно грузящего сосуда осуществляется за счет ослабления усилий в канате ΔS (в режиме подъема груза). После полной остановки подъемной машины подъемный сосуд будет двигаться вниз, пока усилие в канате не станет равным величине $G_{гр} + \Delta S_{стоп}$ ($G_{гр}$ – суммарный вес груза и скипа, $\Delta S_{стоп}$ – величина ослабления усилия в канате относительно состояния $G_{гр} = S$, в момент полной остановки подъемной машины).

Поэтому точнее будет звучать утверждение о том, что величина динамических нагрузок на канат (без учета веса каната) определяется величиной разности усилия в канате $S_{стоп}$ в момент стопорения подъемной машины и веса грузящего сосуда $G_{гр}$ (при условии, что скорость сосуда будет равна нулю к этому моменту), т.е.

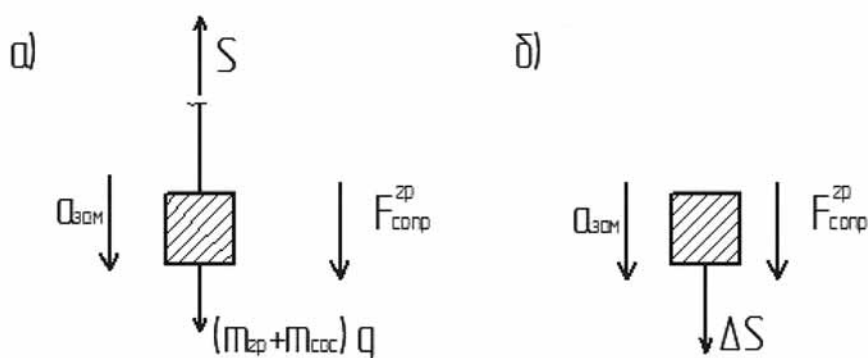


Рис. 1. Схема сил, действующих на сосуд в период торможения в режиме подъема груза а) действительная, б) условная; $a_{зам}$ – замедление грузящего сосуда при торможении; $\Delta F_{сопр}^{гр}$ – сила сопротивления движению грузящего сосуда

$$\Delta S_{\text{стоп}} = G_{\text{гр}} - S_{\text{стоп}} = (m_{\text{гр}} + m_{\text{сос}})g - S_{\text{стоп}}, \quad (1)$$

где $\Delta S_{\text{стоп}}$ – ослабление усилий в канате в точке крепления сосуда к канату относительно равновесного значения ($S = G_{\text{гр}}$), Н; $m_{\text{гр}}$ – масса груза, кг; $m_{\text{сос}}$ – масса сосуда, кг; g – ускорение свободного падения, м/с²; $S_{\text{стоп}}$ – усилие в канате в момент стопорения, Н.

Конечно, если пренебречь силами сопротивления движению сосуда, то величина ослабления усилий в канате будет пропорциональна $a_{\text{зам}}$.

$$\Delta S_{\text{стоп}} = (m_{\text{гр}} + m_{\text{сос}})a_{\text{зам}} \quad (2)$$

С учетом сил сопротивления величина ослабления усилий в канате приведенная выше формула преобразуется в вид:

$$\Delta S_{\text{стоп}} = (m_{\text{гр}} + m_{\text{сос}})a_{\text{зам}} - F_{\text{сопр}}^{\text{гр}} \quad (3)$$

где $F_{\text{сопр}}^{\text{гр}}$ – сила сопротивления движению груженого сосуда.

Сила сопротивления движению $F_{\text{сопр}}^{\text{гр}}$ в этом случае снижает величину ослабления усилий в канате, а значит снизит и величину динамических перегрузок после стопорения подъемной машины в режиме подъема груза.

В свою очередь величина ΔS в период торможения является переменной величиной. И к моменту стопорения она будет равна:

$$\Delta S_{\text{стоп}} = \Delta S_{\text{ср}} \pm S_{\text{ф}} \quad (4)$$

где $\Delta S_{\text{ср}}$ – средняя величина ослабления усилий каната; $S_{\text{ф}}$ – величина отклонения от средней величины колебаний

Величина $\Delta S_{\text{ср}}$ пусть характеризует ослабление усилий в канате со средним замедлением $a_{\text{ср}}$ (в случае если бы сосуда и подъемная машины были бы жестко соединены). Величина $S_{\text{ф}}$ будет равна отклонению от средней величины $\Delta S_{\text{ср}}$ вследствие возникновения колебаний от приложения тормозного усилия. Максимальная вели-

чина $S_{\text{ф}}$ при этом будет равна амплитуде колебаний возникших в период нарастания тормозного усилия.

В литературе считается, что амплитуда колебаний сосуда определяется средним замедлением $a_{\text{ср}}$ чем выше его значение тем выше амплитуда [3, с. 20; 1, с. 47]. При этом предельное значение максимального замедления равно $2a_{\text{ср}}$. Т.е. перегрузка каната в его нижней точке может быть равна весу груза со скипом. При наличии демпфирующих сил значение замедления a стремится именно к этой величине [1, с. 61].

По аналогии с этими высказываниями можем предположить, что средняя величина ослабления усилия в канате будет определять амплитуду колебаний после полной остановки подъемной машины. А величина $S_{\text{ф}}$ может быть равна величине $\Delta S_{\text{ср}}$.

Величина $\Delta S_{\text{ср}}$ при осуществлении плавного нарастания тормозного усилия по линейному закону будет больше величины $S_{\text{ф}}$. В этом случае создав сопротивление движению равное $\Delta S_{\text{ср}}$ можно значительно снизить перегрузку каната после стопорения подъемной машины.

В работе [2, с. 95] выполнен анализ осциллограммы переходного процесса при предохранительном торможении. Подъемная машина разогналась до максимальной скорости 8 м/с в режиме подъема груза, и включался предохранительный тормоз. Значение среднего замедления барабана составило $a_{\text{ср}} = 3,1$ м/с² при максимальном мгновенном замедлении в конце периода торможения $a_{\text{стоп}} = 4,6$ м/с². Канат в нижнем сечении поднимающей ветви разгрузился на 54%, а коэффициент динамичности в нижнем сечении составил $k_d = 1,46$.

Не учитывая снижения амплитуды колебаний от приложения тормозного усилия. Ориентируясь на среднее значение замедления создадим сопротивление движения равное

$$\Delta F_{сопр}^{тр} = 3,1 * (m_{гр} + m_{сос}),$$

тогда ослабление усилий в канате в момент стопорения будет равно:

$$\begin{aligned} \Delta S_{стоп} &= (m_{гр} + m_{сос})a_{стоп} - F_{сопр}^{тр} = \\ &= 4,6 \cdot (m_{гр} + m_{сос}) - 3,1 \cdot (m_{гр} + m_{сос}) = \\ &= 1,5 \cdot (m_{гр} + m_{сос}) \end{aligned}$$

Разгрузка каната при этом будет равна 15% от веса груза со скипом. Если предположить, что вся величина разгрузки каната перейдет в повышение усилия в канате, то коэффициент динамичности при этом будет равен $k_d = 1,15$. Учитывая, что нарастание максимальных нагрузок на канат произойдет только через полпериода после полной остановки приводного барабана, то возможно произойдет полное погашение динамических нагрузок за это время.

Конечно, в таком случае потребуется создать большое усилие. Однако мы можем снизить эту величину, ориентируясь на допустимую перегрузку в рабочем цикле подъема.

Ускорение и замедление при стопорении (в кривых) не должно превышать величины $0,3 \text{ м/с}^2$. Тогда перегрузку каната при таком замедлении будем считать допустимой.

Так же в источнике [1, с. 92] сказано, что при перемене знака скорости величина амплитудного ускорения уменьшается на величину $2a_{тр}$, где $a_{тр}$ – замедление под действием сил сухого трения. Тогда для погашения среднего значения ослабления усилия каната реально потребуется усилие в два раза меньше.

Так же необходимо будет учесть при этом естественный уровень сопротивления движению сосуда. Обычно

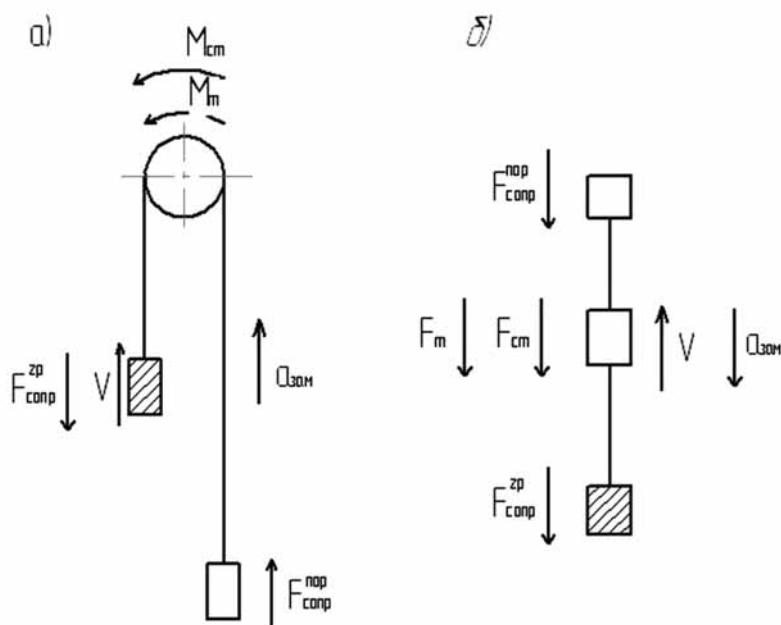


Рис. 2. Кинематическая схема шахтной подъемной установки при торможении в режиме подъема груза: общая (а), упрощенная (б): $M_{т}$ – тормозной момент; $M_{ст}$ – момент статической разности натяжения ветвей канатов; $F_{сопр}^{тр}$, $F_{сопр}^{пор}$ – сопротивление движению грузного и порожнего подъемных сосудов; V – скорость подъемной установки; $F_{ст}$ – сила статической разности натяжения ветвей канатов; $F_{т}$ – тормозное усилие на барабане приводного барабана; $a_{зам}$ – замедление подъемной установки

силу сопротивления движения учитывают в формуле М.М. Федорова при расчете тягового усилия коэффициентом 1,15 (для скипов). Отсюда величина ускорения вызываемого силой сопротивления будет ориентировочно равна $0,15 \text{ м/с}^2$.

Учитывая все вышесказанное, величина замедления которую необходимо будет осуществлять за счет приложения тормозного усилия на подъемном сосуде будет равна:

$$a_{\text{торм}} = 0,5 \cdot (a_{\text{ср}} - a_{\text{доп}}) - a_{\text{ест}} \quad (5)$$

где $a_{\text{доп}}$ – допустимое ускорение в момент стопорения; $a_{\text{ест}}$ – замедление сосуда за счет естественного уровня сопротивления сосуда.

Рассчитаем величину замедления создаваемого за счет собственного тормозного усилия подъемного сосуда для описанного выше случая.

$$a_{\text{торм}} = 0,5 \cdot (3,1 - 0,3) - 0,15 = 1,25 \text{ м/с}^2$$

Т.е. тормозное усилие, которое потребуется создать:

$$\Delta F_{\text{сопр}}^{\text{гр}} = 1,25 \cdot (m_{\text{гр}} + m_{\text{сос}})$$

Отсюда следует, что в данном случае потребуется создать усилие в 7,8 раз меньше собственного веса сосуда с грузом, для значительного снижения амплитуды колебаний после стопорения подъемной машины.

Одним из преимуществ подтормаживания подъемных сосудов является безопасное увеличение общего замедления подъемной установки. Например, средняя величина замедления для одноконцевого подъема в режиме подъема груза (рис. 2) будет равна:

$$a_{\text{зам}} = \frac{-F_{\text{т}} - F_{\text{сп}} - F_{\text{сопр}}^{\text{гр}} - F_{\text{сопр}}^{\text{пор}}}{m_{\text{пр}}}, \quad (6)$$

где, $m_{\text{пр}}$ – приведенная к окружности барабана подъемной машины масса всех движущихся частей подъемной установки.

Исходя из этих положений, можно сделать вывод о необходимости создания устройства увеличивающего силу трения на подъемном сосуде при осуществлении предохранительного торможения.

На многоканатных подъемных установках с канатоведущим шкивом трения в режиме спуска груза предохранительное торможение может привести к скольжению канатов по футеровке. При торможении в режиме спуска груза в грузовой ветви статические и динамические силы складываются, а порожняя ветвь наоборот ослабляется.

Проскальзывание канатов по шкиву является самым опасным явлением для подъемных установок с канатоведущими шкивами трения.

Действительные значения полных натяжений грузовой и порожней ветви при торможении в режиме спуска груза без учета вредных сопротивлений будут равны [4, с. 140]:

$$S_{\text{полн.гр}} = S_{\text{ст.гр}} + F_{\text{дин.т}}^{\text{гр}} + F_{\text{дин.к}}^{\text{гр}} \quad (7)$$

$$S_{\text{полн.п}} = S_{\text{ст.пор}} - F_{\text{дин.т}}^{\text{пор}} - F_{\text{дин.к}}^{\text{пор}} \quad (8)$$

где $S_{\text{ст.гр}}$, $S_{\text{ст.пор}}$ – статические натяжения соответственно грузовой и порожней ветвей канатов; $F_{\text{дин.т}}^{\text{гр}}$, $F_{\text{дин.т}}^{\text{пор}}$ – составляющие динамических сил в порожней и грузовой ветви, вызванных торможением или ускорением, при абсолютно жестком канате; $F_{\text{дин.к}}^{\text{гр}}$, $F_{\text{дин.к}}^{\text{пор}}$ – дополнения к динамической силе за счет наличия колебаний в канате, вызванных его упругостью.

Условие нескольжения канатов имеет следующий вид [4, с. 139]:

$$\frac{S_{\text{полн.гр}}}{S_{\text{полн.п}}} \leq e^{f\alpha} \quad (9)$$

где e – основание натурального логарифма; f – коэффициент трения между канатом и футеровкой канатоведущего шкива; α – угол обхвата шкива канатом, рад.

Тогда в полном виде это условие будет иметь вид:

$$\frac{S_{ст.гр} + F_{дин.т}^{гр} + F_{дин.к}^{гр}}{S_{ст.пор} - F_{дин.т}^{пор} - F_{дин.к}^{пор}} \leq e^{f\alpha} \quad (10)$$

Введем в это выражение силы сопротивления движению сосудов.

$$\frac{S_{ст.гр} + F_{дин.т}^{гр} + F_{дин.к}^{гр} - F_{сопр}^{гр}}{S_{ст.пор} - F_{дин.т}^{пор} - F_{дин.к}^{пор} + F_{сопр}^{пор}} \leq e^{f\alpha} \quad (11)$$

Из формулы (11) видно, что силы сопротивления играют положительную роль при предохранительном торможении в режиме спуска груза. Создав устройство, повышающее силы сопротивления сосудов мы сможем снизить вероятность проскальзывания канатов и повысить безопасность ее работы.

Отметим, что точно выдерживать безопасную величину замедления при осуществлении предохранительного торможения ($a = 1,5 \text{ м/с}^2$) практически невозможно [4, с. 145]. Кроме того, возможны различные осложнения приводящие к проскальзыванию канатов (разбалансировка ветвей канатов, снижение коэффициента трения). Поэтому увеличение сопротивления движения сосудов позволит обезопасить режим спуска груза на многоканатной подъемной машине со шкивом трения.

Осуществление подтормаживания подъемных сосудов в период осуществ-

ления предохранительного торможения позволит:

- безопасно увеличить общее замедление подъемной установки;
- снизить величину динамических нагрузок на канат;
- быстро погасить колебания после стопорения подъемной машины;
- снизить вероятность проскальзывания канатов по футеровке барабана для многоканатных установок с канатоведущим шкивом трения.

Конечно, использование такого устройства увеличит собственную массу грузового подъемного сосуда, а также потребует внесения изменений в конструкцию армировки ствола. Но, все же следует заметить, что устройство подтормаживания не ставит своей целью удержание веса груза со скипом, поэтому увеличение собственной массы сосуда будет по сравнению с шахтными парашютами незначительным. И нагрузки на армировку ствола будут невысокими.

То есть создание устройства, повышающего сопротивление движению подъемного сосуда может быть полезным, как для одноканатных подъемных установок, так и для многоканатных подъемных установок при осуществлении предохранительного торможения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Степанов А.Г. Динамика шахтных подъемных установок. – Пермь: Уро РАН, 1994. – 203 с.
2. Белобров В.И., Абрамовский В.Ф., Самуся В.И. Тормозные системы шахтных подъемных машин / Под. ред. Ю.А. Цейтлина. – Киев: Наукова думка, 1990. – 176 с.
3. Траубе Е.С., Найдено И.С. Тормозные устройства и безопасность шахтных подъемных установок. – М.: Недра, 1980. – 256 с.
4. Песвианидзе А.В. Расчет шахтных подъемных установок. – М.: Недра, 1992. – 250 с. **ТИАБ**

КОРОТКО ОБ АВТОРАХ

Александров В.И. – доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой, e-mail: victalex@mail.ru,
Кускильдин Рафис Бурибаевич – аспирант, e-mail: rafis614321@mail.ru,
Национальный минерально-сырьевой университет «Горный».

NEED FOR SLOWDOWN OF LIFTING VESSELS IN AN EMERGENCY BRAKING ON MINE HOIST INSTALLATIONS

Aleksandrov V.I.¹, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Chair, e-mail: victalex@mail.ru,

Kuskil'din R.B.¹, Graduate Student, e-mail: rafis614321@mail.ru,

¹ National Mineral Resource University «University of Mines», 199106, Saint-Petersburg, Russia.

The paper analyzes the main shortcomings of the safety brake of mine hoist installations only by applying braking force on the drive drum. In this case, deceleration of vessel is carried out at the expense of the weakening of rope tension, which will inevitably lead to significant overloads of traction organ after stopping the lifting machine. Many researchers have expressed the idea of selective braking mode, depending on the position of the vessel in depending on the position of the vessel and causes an alarm is triggered on the implementation of the emergency braking. However, an effective method of reducing the dynamic loads on the rope in the event of sudden braking of the laden vessel at this stage is not offered. For example, the emergency braking of vessel if it hangs of empty skip and speeding at the approach to the reception platform complicated by the fact that the braking distance is limited. In these cases, the known methods of reducing dynamic loads on the rope not apply. In this paper it is proposed the implementation of a safety braking under slowdown of lifting vessel. In this case the overall slowdown of mine hoisting installation is increase and reduced the weakening of the rope relative to the equilibrium state, and therefore reducing the value of the dynamic loads after stopping the hoist machine. This method will be useful for emergency braking for lifting equipment with multi-rope traction friction. This method will reduce the probability slipping on the ropes lining the drum at the safety stop.

Key words: protecting slowdown, slowdown lifting vessel, exceeding overhoist vessel, rope looping, dynamic loads on the rope.

REFERENCES

1. Stepanov A.G. *Dinamika shakhtnykh pod'emnykh ustanovok* (Dynamics of mine hoisting units), Perm', Uro RAN, 1994, 203 p.
2. Belobrov V.I., Abramovskiy V.F., Samusya V.I. *Tormoznye sistemy shakhtnykh pod'emnykh mashin*. Pod. red. Yu.A. Tseytlina (Brake systems of mine hoisting machines. Tseytlin Yu.A. (Ed.)), Kiev, Naukova dumka, 1990, 176 p.
3. Traube E.S., Naydenko I.S. *Tormoznye ustroystva i bezopasnost' shakhtnykh pod'emnykh ustanovok* (Break mechanisms and safety of mine hoisting units), Moscow, Nedra, 1980, 256 p.
4. Pesvianidze A.V. *Raschet shakhtnykh pod'emnykh ustanovok* (Mine hoisting unit design), Moscow, Nedra, 1992, 250 p.



РИСУЕТ НАТАЛЬЯ МОИСЕЕВА



Каждый изобретатель по-своему решает задачи