

ществ, находящихся в выхлопных газах, за счет их окисления (дожигания) в камере смешения эжектора при подаче в нее высокопотенциального потока воздуха. В дальнейшем планируется провести теоретические и экспериментальные исследования по определению оптимальных параметров подачи высокопотенциального воздуха в систему обогрева для различных схем соединения газоходных каналов кузова.

Список литературы

1. Способы и средства борьбы с налипанием и намерзанием породы на карьерных автосамосвалах: монография / И.И. Демченко, С.Б. Васильев, А.И. Косолапов // Федерал. агентство по образованию. – Красноярск: СФУ, 2008. – 163 с.
2. Парунакян В.Э. Об эффективности обогрева выхлопными газами кузовов автосамосвалов и автопоездов / В.Э. Парунакян, Л.Н. Свиридова, Л.И. Добрых // Горный журнал. – 1977. – №1.
3. Демченко И. И. Для улучшения обогрева грузов в автомобиле-самосвале БелАЗ-7522 / И. И. Демченко // Автомобильный транспорт. – 1990. – №1. – С. 12, 13.
4. Протасов С. Евроазиат / С. Протасов // Грузовик Пресс. – М., 2008. – №5.
5. Томаков П.И. Оценка эффективности теплового обогрева кузовов большегрузных карьерных автосамосвалов / П.И. Томаков, Л.Н. Свиридова, В.Э. Парунакян // Горный журнал. – Известия ВУЗов. – 1976. – №4.
6. Васильев М.В. Методы борьбы с налипанием и намерзанием грунта на кузова транспортных средств / М.В. Васильев // Механизация строительства. – 1963. – №3.
7. Парунакян В.Э. Борьба с прилипанием и примерзанием горной массы к рабочим поверхностям транспортного оборудования на карьерах / В.Э. Парунакян, Р.И. Синянская. – М.: Недра, 1975.

8. Демченко И.И. О классификации способов и средств борьбы с налипанием и намерзанием горной массы на карьерном автотранспорте / И.И. Демченко // Уголь. – 1991.

9. Гольдис Л.Д. Разработка способов и технических средств борьбы с намерзанием горной массы на рабочие органы добычного оборудования: рук. дис. ... канд. техн. наук / Гольдис Л.Д. – Москва.: РГБ ОД. – 1984. – 164 с.

10. Фирсов В.И. Устройство для обогрева кузова транспортного средства. Авторское свидетельство СССР. – № 1194713. – Бюллетень изобретений. – №44, 1985 г.

Дано аналіз існуючих систем обігріву кузовів кар'єрних автомобілів-самоскидів вихлопними газами. Запропоновано нову систему, яка дозволяє підвищити ефективність обігріву без погіршення термодинамічного циклу двигуна автомобіля. Крім того дана система сприяє зменшенню кількості токсичних речовин, що знаходяться у вихлопних газах, за рахунок їх окислення в камері змішення ежектора.

Ключові слова: система обігріву, кузов, самоскид, вихлопні гази, ефективність

The analysis of the existent systems of heating of bodies of quarry cars-dump trucks by exhaust fumes is aduced. The new system is offered, allowing promotion of efficiency of heating without worsening of thermodynamics cycle of engine. Except for this system is an instrumental in diminishing of amount of toxic matters which are in the exhaust fumes, due to their oxidization in the chamber of mixing of the ejector.

Keywords: system of heating, body, cars-dump trucks, exhaust fumes, effective

Рекомендовано до публікації д. т. н. В.Є. Снитюк 12.05.2010

УДК 622.672.1

© Рутковский М.А., 2010

М.А. Рутковский

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ТОРМОЖЕНИЯ МНОГОКАНАТНОЙ ШАХТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ СО ШКИВОМ ТРЕНИЯ, ОБОРУДОВАННОЙ ДИСКОВЫМ ТОРМОЗОМ

М.А. Rutkovskiy

A SIMULATION OF THE INHIBITORY PROCESS OF THE SHAFT MULTIPLE-ROPE HOIST EQUIPPED WITH DISC BRAKES

Предложена модель для исследования процесса торможения многоканатной шахтной подъемной установки, которая дает возможность определения рациональных параметров дискового тормоза, позволяющих обеспечить требования Правил безопасности. Подъемная установка представлена как система сосредоточенных параметров в виде пятимассовой системы с невесомыми упруго-демпфирующими связями, позволяющая быстро и с достаточной точностью исследовать динамические свойства шахтной подъемной установки в процессе торможения.

Ключевые слова: дисковый тормоз, динамические усилия, динамический аналог, коэффициент массивности, модель, подъемная машина

Состояние вопроса. Подъемные машины являются важнейшими технологическими объектами угольных и рудных шахт. С ростом производитель-

ности горных предприятий и глубины разрабатываемых месторождений увеличивается масса поднимаемых грузов и растет коэффициент массивности подь-

емных установок. Эти факторы приводят к повышению требований, предъявляемых к тормозным системам подъемных машин. Применяемые в настоящее время на подъемных машинах тормозные системы радиального типа настраиваются на создание определенного тормозного усилия, независимого от величины и знака концевой нагрузки, и в ряде случаев оказываются не в состоянии обеспечить интервал величин замедлений предохранительного торможения в пределах, нормируемых Правилами безопасности.

На смену традиционно выпускаемым подъемным машинам с радиальными тормозными устройствами, зарубежными машиностроительными компаниями (ABB, ASEA, GHH, SIEMAG и др.) освоен выпуск и производство подъемных машин с дисковыми тормозами, имеющими, по сравнению с радиальными, ряд преимуществ: малую величину холостого хода, равномерное распределение давления на тормозную колодку, отсутствие силовой рычажной системы, компактность и малую металлоемкость.

Использование дисковых тормозов позволяет осуществлять ступенчатое приложение тормозного усилия по определенному алгоритму, что обеспечивает гибкую настройку тормоза под конкретную подъемную установку. Таким образом, техническое совершенствование подъемных установок, идущее по пути снижения их металлоемкости и повышения производительности, управляемости и безопасности, не возможно без замены радиальных тормозных систем на дисковые. Применение дисковых тормозных устройств существенно повышает технический уровень машин, делает их более конкурентоспособными и является объективным результатом развития современных подъемных машин.

Однако отечественная промышленность пока не выпускает подъемные машины, оборудованные дисковыми тормозами, что в первую очередь связано с недостаточной изученностью процесса торможения подъемной установки при использовании многомодульных дисковых тормозов. Для обоснованного выбора параметров дисковых тормозных устройств, работающих в сложной динамической системе подъемной установки, необходимо провести исследования динамических явлений, протекающих во взаимосвязанных элементах: подъемных канатах, тормозной системе, упругих звеньях машины.

Разработкой конструкции и определением рациональных параметров дисковых тормозных устройств занимались Белобров В.И., Степанов А.Г., Траубе Е.С. Но выбор параметров дисковых тормозов проводился без учета динамических явлений в подъемных канатах и без проверки соблюдения требований Правил безопасности по величинам допустимых ускорений.

Димашко А.Д. [1] выбор параметров тормозной системы многоканатной подъемной установки производил на основе моделирования подъемной установки как абсолютно твердого тела, при этом предусматривая следующие допущения:

- тормозной момент имеет постоянную величину, неизменную во времени;

- не учитывается влияние колебательных процессов в подвесных канатах на уменьшение силы сцепления их со шкивом трения;

- не учитывается время холостого хода тормозного устройства.

В реальных подъемных установках величина тормозного момента переменна во времени, колебательные процессы в подвесных канатах влияют на усилия прижатия их к поверхности шкивов трения, поэтому учет этих факторов приводит к ошибкам при определении параметров дисковой тормозной системы.

Одной из последних работ по исследованию многомодульных дисковых тормозов является работа Трибухина В.А. [2]. Им было предложено ввести в математическую модель подъемной установки нулевую массу, соединяющую ветви в нижней части многоканатной подъемной установки, однако, данное допущение приводит к возможности передачи усилий между ветвями через петлю канатов, что неверно. Кроме того, при анализе динамики подъемной установки в режиме торможения не учитывалось влияние демпфирующих свойств каната, не был проведен анализ отсутствия проскальзывания каната по шкиву трения.

Таким образом, обоснование параметров дисковых тормозных устройств на основе исследования процесса торможения многоканатной шахтной подъемной установки является **актуальной научной задачей**.

Цель работы. Разработать рекомендации по выбору параметров дисковых тормозных устройств для многоканатной шахтной подъемной установки со шкивом трения.

Основная часть. В соответствии с работой [3], одномерная континуальная система многоканатной подъемной установки со шкивами трения может быть заменена дискретным динамическим аналогом, состоящим из небольшого количества масс, соединенных между собой невесомыми пружинами и демпферами. Используя данную методику, расчетная схема шахтной подъемной установки может быть представлена в следующем виде (рис. 1).

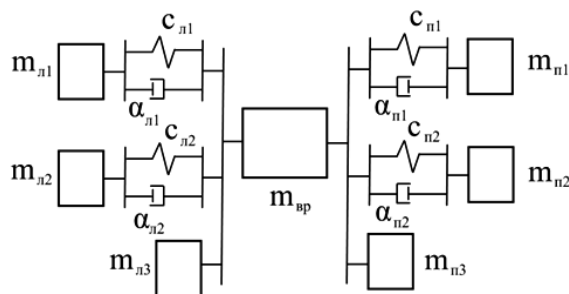


Рис. 1. Расчетная схема динамического аналога подъемной установки: $m_{вп}$ – масса вращающихся частей подъемной машины; $m_{л1}$, $m_{л2}$, – массы осцилляторов левой ветви; $c_{л1}$, $c_{л2}$ – коэффициенты жесткости осцилляторов левой ветви; $\alpha_{л1}$, $\alpha_{л2}$ – коэффициенты демпфирования осцилляторов левой ветви; $m_{л3}$ – жесткая масса левой ветви; $m_{п1}$, $m_{п2}$, $m_{п3}$, $c_{п1}$, $c_{п2}$, $\alpha_{п1}$, $\alpha_{п2}$ – соответствующие параметры правой ветви.

Массы осцилляторов определяются по формулам

$$m_{3f} = k_n \cdot m_p \cdot \frac{2 \cdot \alpha_{z,n}}{\lambda_{3f}^2 \cdot \left(1 + \frac{\sin^2 \lambda_{3f}}{\alpha_{z,n}} + \frac{\rho_y}{\rho_z} \cdot \frac{l_{y,n} \cdot \sin^2 \lambda_{3f}}{l_{z,n} \cdot \cos \left(\frac{a_z}{a_y} \cdot \beta_n \cdot \lambda_{3f} \right)} \right)} \quad (1)$$

$$m_{nf} = k_n \cdot m_p \cdot \frac{2 \cdot \alpha_{z,n}}{\lambda_{nf}^2 \cdot \left(1 + \frac{\sin^2 \lambda_{nf}}{\alpha_{z,n}} + \frac{\rho_y}{\rho_z} \cdot \frac{l_{y,n} \cdot \sin^2 \lambda_{nf}}{l_{z,n} \cdot \cos \left(\frac{a_n}{a_y} \cdot \beta_n \cdot \lambda_{nf} \right)} \right)} \quad (2)$$

где $m_p = m_c + m_{zp}$ – расчетная масса, равная массе подъемного сосуда и наибольшей массе поднимаемого груза; k_n, k_p – безразмерные параметры, характеризующие отношения масс конечных грузов соответственно левой и правой ветвей к массе расчетного груза; α_z, α_y – скорости пробега волны упругой деформации соответственно в головном и уравновешивающем канатах; ρ_z, ρ_y – погонные массы соответственно головного и уравновешивающего канатов; $l_{y,l}, l_{y,n}$ – длина уравновешивающего каната для левой и правой ветви; $l_{z,l}, l_{z,n}$ – длина головного каната для левой и правой ветви; $\lambda_{lf}, \lambda_{nf}$ – собственные числа частот колебаний левой и правой ветвей, которые определяются при решении трансцендентных уравнений графическим методом [3].

Для пятимассовой системы, представленной на рисунке 1, процесс торможения подъемной установки описывается следующей системой дифференциальных уравнений

$$\begin{cases} m_{n1} \cdot \ddot{x}_{n1}(t) + c_{n1}(x_{n1}(t) - x_{gp}(t)) + \alpha_{n1}(\dot{x}_{n1}(t) - \dot{x}_{gp}(t)) = 0, \\ m_{n2} \cdot \ddot{x}_{n2}(t) + c_{n2}(x_{n2}(t) - x_{gp}(t)) + \alpha_{n2}(\dot{x}_{n2}(t) - \dot{x}_{gp}(t)) = 0, \\ m_{gp} \cdot \ddot{x}_{gp}(t) - c_{n1}(x_{n1}(t) - x_{gp}(t)) - c_{n2}(x_{n2}(t) - x_{gp}(t)) + \\ + c_{n1}(x_{n1}(t) - x_{gp}(t)) + c_{n2}(x_{n2}(t) - x_{gp}(t)) - \alpha_{n1}(\dot{x}_{n1}(t) - \dot{x}_{gp}(t)) - \\ - \alpha_{n2}(\dot{x}_{n2}(t) - \dot{x}_{gp}(t)) + \alpha_{n1}(\dot{x}_{n1}(t) - \dot{x}_{gp}(t)) + \alpha_{n2}(\dot{x}_{n2}(t) - \dot{x}_{gp}(t)) = -F_T, \\ m_{n1} \cdot \ddot{x}_{n1}(t) - c_{n1}(x_{n1}(t) - x_{gp}(t)) - \alpha_{n1}(\dot{x}_{n1}(t) - \dot{x}_{gp}(t)) = 0, \\ m_{n2} \cdot \ddot{x}_{n2}(t) - c_{n2}(x_{n2}(t) - x_{gp}(t)) - \alpha_{n2}(\dot{x}_{n2}(t) - \dot{x}_{gp}(t)) = 0. \end{cases} \quad (3)$$

где F_T – усилие, развиваемое тормозом, которое определяется выражением

$$F_T(t) = \begin{cases} -\text{sign}(\dot{x}_3) \cdot \gamma \cdot \mu \cdot M \left[1 - e^{-\frac{t-t_{x,x}}{T_F}} \right] \cdot \sigma(t-t_{x,x}), & \text{если } \dot{x}_3 \neq 0, \\ A & \text{если } \dot{x}_3 = 0 \text{ и } |A| \leq \gamma \cdot \mu \cdot M \left[1 - e^{-\frac{t-t_{x,x}}{T_F}} \right] \cdot \sigma(t-t_{x,x}) \\ \text{sign}(x_3) \cdot \gamma \cdot \mu \cdot M \left[1 - e^{-\frac{t-t_{x,x}}{T_F}} \right] \cdot \sigma(t-t_{x,x}), & \text{если } \dot{x}_3 = 0 \\ u|A| > \gamma \cdot \mu \cdot M \left[1 - e^{-\frac{t-t_{x,x}}{T_F}} \right] \cdot \sigma(t-t_{x,x}), \end{cases} \quad (4)$$

где $\mu = \frac{Q_{av}}{M}$ – коэффициент массивности подъемной

установки [3]; $Q_{gp} = m_{zp} \cdot g$ – вес полезного груза; $M = m_{gp} + \sum m_{ni} + \sum m_{ni}$ – масса всей установки; $\gamma = \frac{M_T}{M_{\dot{n}0}}$ –

кратность статического момента тормоза; $t_{x,x} \leq 0,5$ с – время холостого хода тормоза; $T_F = \frac{t_{cp} - t_{x,x}}{\ln \gamma - \ln(\gamma - 1)}$ –

постоянная времени тормоза; sign – функция, возвращающая знак переменной; $\sigma_0(t - t_{x,x})$ – единичная функция Хевисайда;

$$A = -c_{n1}(x_{n1} - x_3) - c_{n2}(x_{n2} - x_3) + c_{n1}(x_3 - x_4) + c_{n2}(x_3 - x_5).$$

Начальные условия

$$x_{n1} = x_{n2} = x_{gp} = x_{n1} = x_{n2};$$

$$\dot{x}_{n1} = \dot{x}_{n2} = \dot{x}_{gp} = \dot{x}_{n1} = \dot{x}_{n2}.$$

Система дифференциальных уравнений (6) решена в MathCad с использованием функции rkfixed, реализующей метод Рунге-Кутты четвертого порядка с постоянным шагом интегрирования

$$Z = \text{rkfixed}(x, L1, L2, m, D), \quad (5)$$

где x – вектор начальных условий; $L1$ – начало интервала интегрирования; $L2$ – конец интервала интегрирования; m – число шагов интегрирования; D – вектор производных в явном виде.

Зависимость тормозного усилия от времени торможения была принята соответствующей рис. 2 для рассматриваемой подъемной машины МПМН 6,3×2.

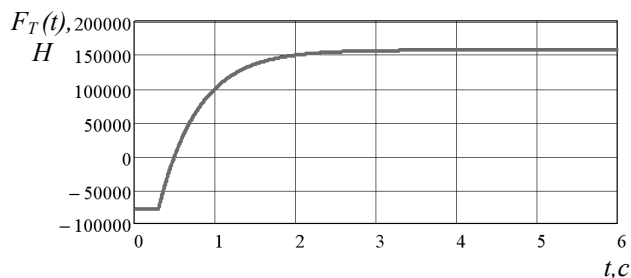


Рис. 2. Характеристика тормозного усилия

Вектор производных в явном виде

$$D(t, x) := \text{if} \left[\begin{array}{l} x_5 > 0, \frac{c_{n1}}{m_{ep}}(x_0 - x_4) + \frac{c_{n2}}{m_{n2}}(x_2 - x_4) - \\ - \frac{c_{n1}}{m_{n1}}(x_0 - x_4) - \frac{\alpha_{n1}}{m_{n1}}(x_1 - x_5) - \\ x_3 \\ - \frac{c_{n2}}{m_{n2}}(x_2 - x_4) - \frac{\alpha_{n2}}{m_{n2}}(x_3 - x_5) \\ x_5 \\ \frac{c_{n1}}{m_{ep}}(x_0 - x_4) + \frac{c_{n2}}{m_{n2}}(x_2 - x_4) - \\ - \frac{c_{n1}}{m_{n1}}(x_0 - x_4) - \frac{c_{n2}}{m_{ep}}(x_4 - x_6) + \\ + \frac{\alpha_{n1}}{m_{ep}}(x_1 - x_5) + \frac{\alpha_{n2}}{m_{ep}}(x_3 - x_5) - \\ - \frac{\alpha_{n1}}{m_{ep}}(x_1 - x_5) - \frac{\alpha_{n2}}{m_{ep}}(x_3 - x_5) - \\ - \frac{F_T(t)}{m_{ep}} \\ x_7 \\ \frac{c_{n1}}{m_{n1}}(x_4 - x_6) + \frac{\alpha_{n1}}{m_{n1}}(x_1 - x_5) \\ x_9 \\ \frac{c_{n2}}{m_{n2}}(x_4 - x_6) + \frac{\alpha_{n2}}{m_{n2}}(x_3 - x_5) \end{array} \right], 0 \quad (6)$$

В результате решения была получена матрица $Z_{i,j}$, состоящая из 10 столбцов. В первом столбце содержатся значения текущего времени t , а в остальных находятся значения функций смещений и скоростей масс, входящих в систему дифференциальных уравнений.

Используя найденные значения смещений и скоростей, были рассчитаны усилия в пружинах осцилляторов по формулам

$$F_{л1} := -c_{л1}(S_1 - S_3) - \alpha_{л1}(V_1 - V_3); \quad (7)$$

$$F_{л2} := -c_{л2}(S_2 - S_3) - \alpha_{л2}(V_2 - V_1); \quad (8)$$

$$F_{п1} := -c_{п1}(S_3 - S_4) - \alpha_{п1}(V_1 - V_4); \quad (9)$$

$$F_{п2} := -c_{п2}(S_3 - S_4) - \alpha_{п2}(V_1 - V_5). \quad (10)$$

Уравнения (1–10) представляют собой математическую модель динамического аналога многоканатной подъемной установки.

Для тестирования этой модели сравним результаты вычислений динамических усилий в сечениях канатов в режиме торможения с результатами, полученными в SolidWorks/Motion для многоканатного подъема глубиной $H = 1025$ м, оборудованного подъемной машиной МПМН 6,3×2 со скипами 2СН 9,5-2.

Значения параметров пятимассовой системы многоканатной подъемной установки, представленной на рисунке 1, приведены в таблице 1.

Таблица 1

Значения параметров пятимассовой модели

Массы осцилляторов	$m_{л1}$, кг	$1,4 \cdot 10^4$	$m_{п1}$, кг	$2 \cdot 10^4$
	$m_{л2}$, кг	$1,77 \cdot 10^4$	$m_{п2}$, кг	$1,89 \cdot 10^3$
	$m_{л3}$, кг	$1,55 \cdot 10^3$	$m_{п3}$, кг	$1,52 \cdot 10^3$
Упругие элементы	$c_{л1}$, Н/м	$4,87 \cdot 10^5$	$c_{п1}$, Н/м	$2,36 \cdot 10^5$
	$c_{л2}$, Н/м	$3,5 \cdot 10^6$	$c_{п2}$, Н/м	$3,4 \cdot 10^5$
Демпфирующие элементы	$\alpha_{л1}$, Н·с/м	$3,97 \cdot 10^3$	$\alpha_{п1}$, Н·с/м	$3,28 \cdot 10^3$
	$\alpha_{л2}$, Н·с/м	$1,2 \cdot 10^4$	$\alpha_{п2}$, Н·с/м	$1,2 \cdot 10^3$

Графики усилий в упругих элементах пятимассовой системы, рассчитанные в пакете MathCad, представлены на рисунке 3. Из приведенных графиков (рис. 3) видно, что процесс торможения сопровождается интенсивными колебаниями усилий в ветвях, которые имеют явно выраженный затухающий характер. Время торможения вращающейся массы m_{ep} , после остановки которой все тела системы начинают колебаться относительно своих положений равновесия, составляет примерно 6,5 с.

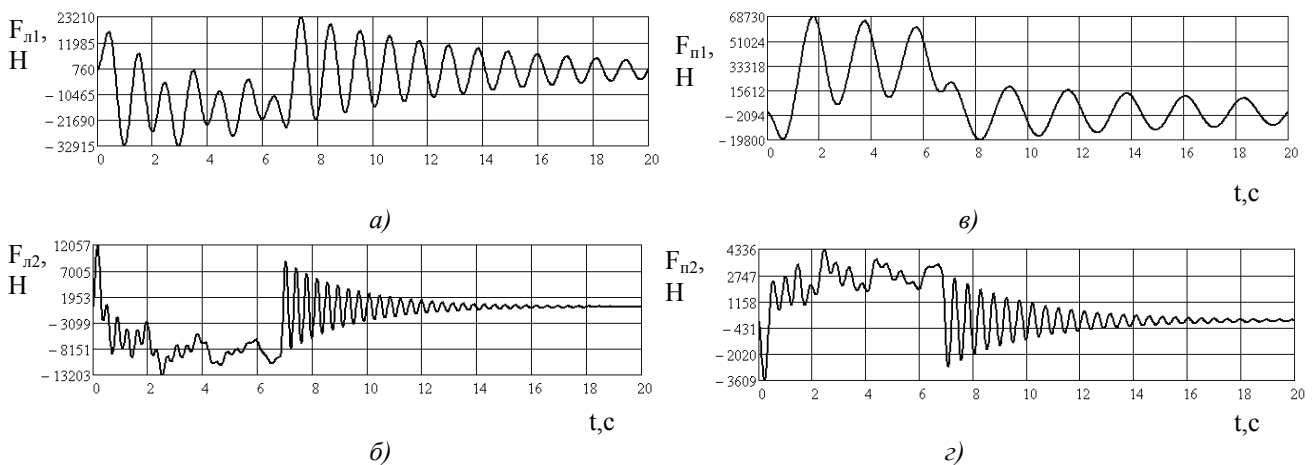


Рис. 3. Графики усилий в упругих элементах пятимассовой системы, рассчитанные в пакете MathCad:

а) в левой ветви для массы $m_{л1}$; б) в левой ветви для массы $m_{л2}$; в) в правой ветви для массы $m_{п1}$; г) в правой ветви для массы $m_{п2}$

Полные усилия в верхних сечениях головных канатов определяются по формулам

$$F_l = \sum_{f=1}^2 F_{lf} + a_{ш} \cdot m_{л.о} + g \cdot m_l; \quad (11)$$

$$F_n = \sum_{f=1}^2 F_{nf} + a_{ш} \cdot m_{н.о} + g \cdot m_n; \quad (12)$$

где $\sum_{f=1}^2 F_{lf}$, $\sum_{f=1}^2 F_{nf}$ – сумма усилий в упругих элементах левых и правых осцилляторов соответственно;
 На рисунке 4 представлены графики изменений полных усилий в верхних сечениях канатов. Видно, что усилия в канатах достигают максимума после 6,5 с, в момент остановки барабана подъемной установки.

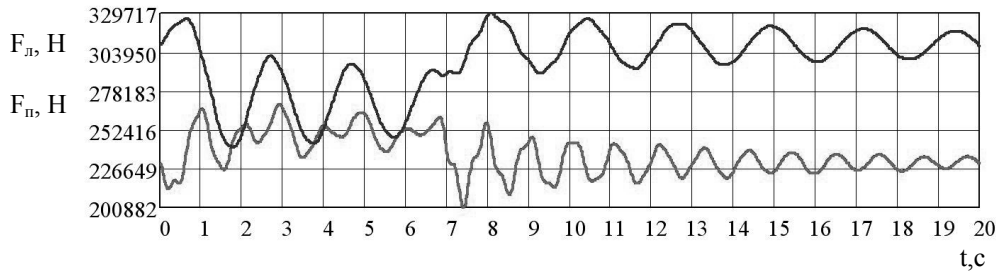


Рис. 4. Полные усилия в верхних сечениях канатов

Наибольшие усилия в левой спускаемой ветви с грузом достигают $3,3 \cdot 10^5$ Н. Колебания имеют затухающий характер. Анализируя полученные графики полных усилий следует отметить, что основная частота колебаний имеет преобладающий характер.

Влияние, которое оказывают на нее другие частоты, незначительно и ими можно пренебречь.

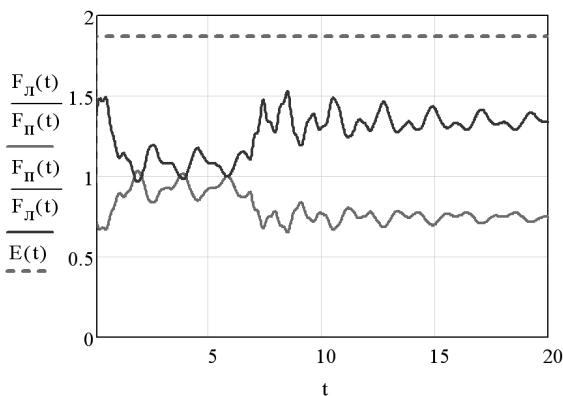


Рис. 5. Отношение усилий в верхних сечениях канатов для определения условия отсутствия проскальзывания каната по шкиву трения

Для проверки условия отсутствия проскальзывания каната по шкиву трения были рассчитаны и построены графики функций $y1(t) = \frac{F_l}{F_n}$ и $y2(t) = \frac{F_n}{F_l}$ (рис. 5), представляющие отношения усилий в верхних сечениях канатов, а также график максимально допустимого отношения по условию отсутствия проскальзывания каната по шкиву трения $E(t) = \frac{e^{f\alpha}}{\beta_{оин}}$.

Так как максимальные значения функций $y1(t)$ и $y2(t)$ не превышают предельно допустимого по условию отсутствия проскальзывания канатов значения

функции $E(t)$ (рис. 5), то проскальзывания канатов по поверхности шкивов трения в процессе торможения не произойдет.

С целью проверки правильности результатов, полученных при моделировании процесса торможения многоканатной машины в программе MathCad, был выполнен расчет динамики пятимассовой системы в программе SolidWorks/Motion.

В графическом редакторе SolidWorks была создана твердотельная модель пятимассовой системы динамического аналога подъемной установки, представленная на рисунке 6.

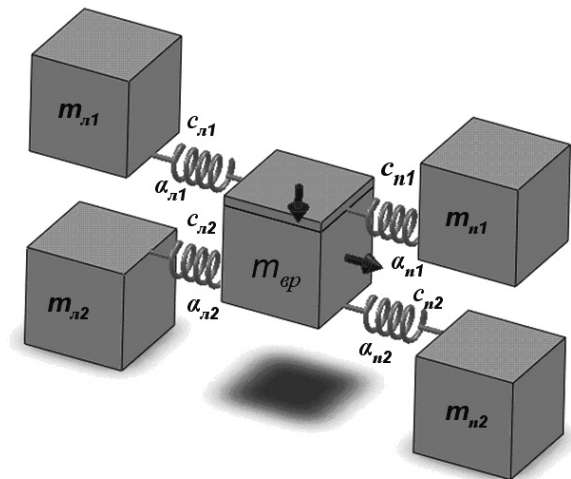


Рис. 6. Твердотельная модель динамического аналога многоканатной подъемной установки

Все массы соединены упруго-демпфирующими элементами, для моделирования которых был использован инструмент „Пружина“ со свойствами пружины растяжения-сжатия и возможностью задания коэффициента демпфирования.

При создании сборки пятимассовой твердотельной модели между боковыми и нижними гранями кубиче-

ских тел, имитирующих сосредоточенные массы системы, задавалось сопряжение „Совпадение“ для того, чтобы каждое из тел имело только одну степень свободы.

Различные значения масс кубических тел, имеющих одинаковый объем, задаются в массовых характеристиках соответствующей величиной плотности материала параметром „Массовая плотность“. Масса среднего кубического тела m_{ep} равна суммарной массе $m_{ep} + m_{n3} + m_{n3} = 44752$ кг.

Над средней массой m_{ep} расположена прямоугольная плита (рис. 6), имитирующая тормозную колодку дискового тормоза.

В SolidWorks/Motion значение тормозной силы, прикладываемой к верхней грани прямоугольной плиты (рис. 2), задавалось в виде функции времени введением в командной строке выражения.

Для обеспечения выполнения функции торможения прямоугольной плите заданы необходимые сопряжения: перемещение плиты зафиксировано и может происходить только по нормали к направлению движения средней массы m_{ep} ; между нижней гранью прямоугольной плиты и верхней гранью массы m_{ep} задано сопряжение „Совпадение“ и установлен коэффициент трения, равный 0,3.

$$IF(TIME-0.3; 0, (3*100000*(1-EXP((-TIME+0.3)/0.493))) /0.3,(3*100000*(1-EXP((-TIME+0.3) /0.493)))/0.3)$$

При выборе вкладки „Анализ движения“ в программе SolidWorks/Motion для каждого тела твердотельной пятимассовой модели задавались начальные скорости: $\dot{x}_{n1}, \dot{x}_{n2}, \dot{x}_{ep}, \dot{x}_{n1}, \dot{x}_{n2}$. Так как перед началом торможения подъемные сосуды движутся равномерно, то скорость всех тел принималась равной 7,5 м/с. Был рассмотрен режим спуска груза, как наиболее опасный случай работы многоканатной шахтной подъемной машины.

После запуска расчета параметров движения в графическом окне программы SolidWorks/Motion происходит визуализация перемещений тел пятимассовой модели. Вывод графических зависимостей усилий в упругих элементах производится из вкладки PropertyManager выбором в категории „Силы“ результирующего компонента „X-составляющая“ и в качестве определяющего компонента указанием на требуемый упругий элемент.

В результате получены графики усилий, действующих в упругих элементах при торможении, которые представлены на рисунке 7.

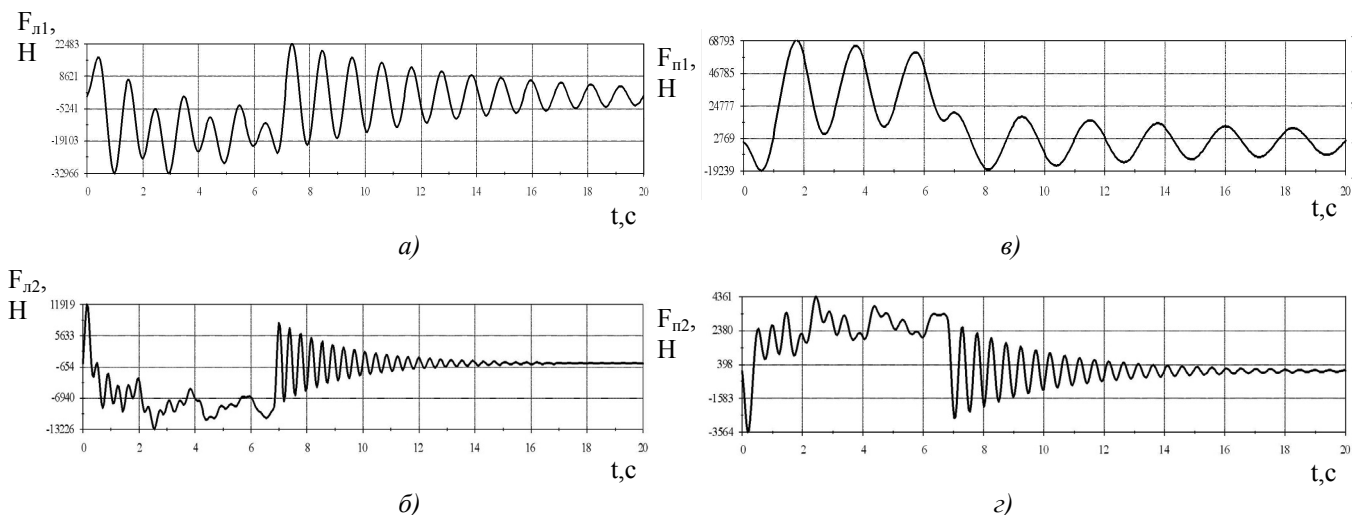


Рис. 7. Графики усилий в упругих элементах пятимассовой системы при моделировании процесса торможения многоканатной подъемной установки в SolidWorks/Motion:

- а) в левой ветви для массы $m_{л1}$; б) в левой ветви для массы $m_{л2}$;
- в) в правой ветви для массы $m_{п1}$; г) в правой ветви для массы $m_{п2}$

Как видно из приведенных на рисунках 3 и 7 графиков, результаты моделирования в MathCAD идентичны результатам расчетов в пакете SolidWorks/Motion. Ошибка при определении величин усилий в упругих элементах пятимассовой системы не превышает 4%, что говорит о правильности полученных результатов.

Анализируя систему (4) и выражение тормозного момента (5) видно, что при заданных условиях подъема груза, выбранном типе подъемной установки и постоянных значениях параметров, приведенных в табл. 1 на динамические свойства системы оказывают влияние три основных фактора: коэффициент массив-

ности μ подъемной установки, постоянная времени тормоза T_F и время холостого хода тормоза $t_{x.x}$.

Тормозную систему характеризуют следующие параметры:

$t_{x.x}$ – время холостого хода тормоза, регламентируется правилами безопасности. Для действующих подъемных установок $t_{x.x} \leq 0,5$, для вновь создаваемых $t_{x.x} \leq 0,3$;

$$T_F = \frac{t_{ep} - t_{x.x}}{\ln \gamma - \ln (\gamma - 1)}$$

– постоянная времени тормоза,

характеризующая интенсивность приложения тормозного усилия;

$$\mu = \frac{Q_{ep}}{M} - \text{коэффициент массивности подъемной}$$

установки, м/сек² [2]. Физический смысл коэффициента – ускорение или замедление свободного выбега. Для большинства подъемных установок коэффициент массивности находится в пределах $0,15 \leq \mu \leq 1,9$.

Определим зависимость кратности тормозного момента γ от трех параметров: коэффициента массивности μ подъемной установки, постоянной времени тормоза T_F и времени холостого хода тормоза $t_{x.x}$ значения которых приведены в таблице 2.

Таблица 2

Значения уровней варьирования факторов

Наименование и обозначение факторов	Уровни варьирования			Интервалы варьирования
	-1	0	+1	
Коэффициент массивности, μ	0,4	0,8	1,2	0,4
Время срабатывания, T_F	0,1	0,3	0,5	0,2
Время холостого хода, $t_{x.x}$	0,1	0,2	0,3	0,1

Аппроксимирующие уравнения кратности тормозного момента для случаев подъема и спуска груза имеют вид

$$\gamma_{под}(\mu, T_F, t_{x.x}) = 6,103 + 4,714\mu - 0,552T_F + 0,039t_{x.x} - 0,661\mu T_F - 0,122\mu t_{x.x} + 0,149T_F t_{x.x} - 0,012\mu T_F t_{x.x};$$

$$\gamma_{сп}(\mu, T_F, t_{x.x}) = 7,726 - 5,277\mu + 1,645T_F - 0,088t_{x.x} - 1,292\mu T_F - 0,13\mu t_{x.x} - 0,033T_F t_{x.x} - 0,05\mu T_F t_{x.x}.$$

Определена погрешность интерполяции. Неточность интерполяционной формулы оценена абсолютной среднеквадратической ε и максимальной относительной β погрешностями:

– абсолютная среднеквадратическая погрешность определения кратности тормозного момента при подъеме груза

$$\varepsilon_r = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^n A_i^2}}{n} = 1,375;$$

– абсолютная среднеквадратическая погрешность определения кратности тормозного момента при спуске груза

$$\varepsilon_c = 0,084;$$

– максимальная относительная погрешность определения кратности тормозного момента при подъеме груза

$$\beta_n = \frac{\varepsilon_n}{\gamma_{min}} \cdot 100\% = 6,5\%;$$

– максимальная относительная погрешность определения кратности тормозного момента при спуске груза

$$\beta_{max} = \frac{\varepsilon_c}{\gamma_{min}} \cdot 100\% = 11,3\%.$$

Небольшая максимальная относительная погрешность служит основанием для такого заключения: полученная функция интерполяции является удовлетворительной математической моделью кратности тормозного момента многоканатной подъемной машины.

Используя разработанную математическую модель были получены графики зависимости коэффициента запаса тормозного момента от коэффициента массивности подъемной установки, приведенные на рис. 8.

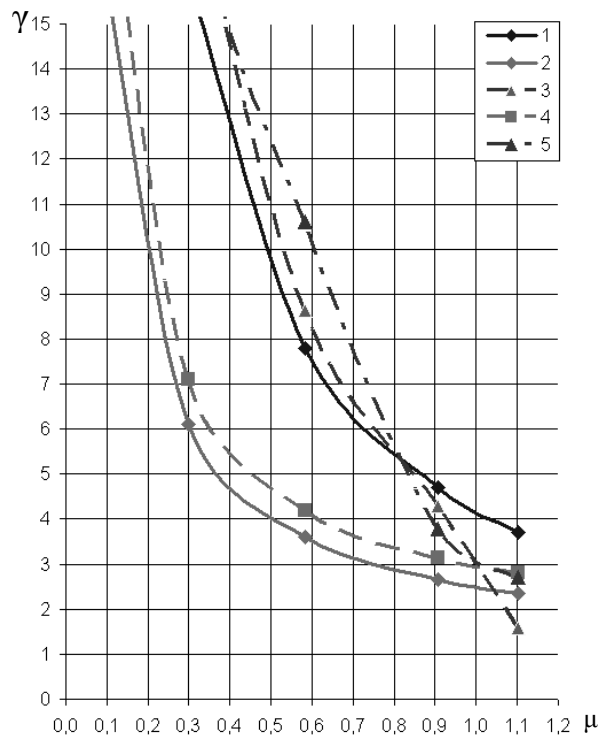


Рис. 8. Зависимость коэффициента запаса тормозного момента от коэффициента массивности подъемной установки

Линии 1 и 2 на графике соответствуют линиям $M_{т max}$ и $M_{т min}$, полученных Димашко А.Д. для режимов торможения при подъеме груза с ускорением 5 м/с^2 и спуске груза с ускорением $1,5 \text{ м/с}^2$. Линия 3 соответствует торможению при подъеме груза, ниже которой соблюдается условие отсутствия проскальзывания каната по шкиву. Линия 4 соответствует торможению при спуске груза, при котором соблюдается минимально допустимое ускорение замедления $1,5 \text{ м/с}^2$, а также выполняется условие отсутствия проскальзывания каната по шкиву. Линия 5 соответствует торможению при спуске груза, ниже которой соблюдается условие отсутствия проскальзывания каната по шкиву.

Діаграму можна розбити на 3 зони. В першій зоні $0,1 \leq \mu \leq 0,8$ величина кратності тормозного зусилля γ обмежується лініями підйому вантажу 3 і спуску вантажу 4.

Во другій зоні $0,8 \leq \mu \leq 1,0$ величина кратності тормозного зусилля γ обмежується лінією 5 спуску вантажу з максимально допустимим прискоренням і лінією 4 для спуску вантажу з мінімально допустимим прискоренням $1,5 \text{ м/с}^2$.

В третій зоні $\mu > 1,0$ необхідно застосовувати тормозну систему з поступовим змінням тормозного зусилля.

Висновки. В результаті проведеного дослідження була розв'язана **актуальна наукова задача** по обґрунтуванню параметрів дискового тормозного пристрою для багатоканатної шахтної підйомної установки. Для розрахункового випадку шахтної підйомної установки з шківом тертя – тверде тіло і тормозне зусилля прикладається дискретно, допустиме співвідношення між коефіцієнтом запасу тормозного моменту γ і коефіцієнтом масивності μ , визначене з умови відсутності перепадів вантажу ($a_{зам} > 1,5 \text{ м/с}^2$), визначається з похибкою 10–15%, а з умови відсутності набігання вантажу на канат ($a_{зам} < 5 \text{ м/с}^2$) – 12–15%.

При використанні моделі шахтної підйомної установки з шківом тертя в формі твердого тіла з дискретним прикладенням тормозного зусилля, похибка в визначенні області застосування тормозних систем з одноступінчастим регулюванням може становити 30–40%.

Допустиме співвідношення між коефіцієнтом запасу тормозного моменту γ і коефіцієнтом масивності μ необхідно визначати для шахтної підйомної установки з шківом тертя, як системи з розподіленими параметрами з урахуванням плавності наростання тормозного моменту і обмеженням по прискоренню вантажу каната по шківу.

Найбільші допустимі значення коефіцієнта γ при заданному коефіцієнті μ необхідно визначати для розрахункового випадку підйому вантажу для $\mu \leq 0,8$ і спуску вантажу $\mu \geq 0,8$.

Для шахтних підйомних установок з шківом тертя при коефіцієнті масивності $\mu > 1$ необхідно регулювати налаштування захисного торможіння в залежності від спуску або торможіння вантажу.

Список літератури

1. Трибухін В.А. Обґрунтування параметрів і режимів торможіння шахтних підйомних машин з багатомодульним дисковим тормозом: автореф. дис. на соискання наук. ступені канд. техн. наук: спец. 05.05.06 „Горные машины“ / Трибухін Валерій Анатольєвич; НІИ горної механіки ім. М.М.Федорова (НІИГМ ім. М.М.Федорова). – Донецьк, 2003. – 16 с: ил., табл. – Библиогр.: с. 17–18.
2. Димашко А.Д. Шахтні електричні лебідки і підйомні машини / Димашко А.Д., Гершиков І.Я., Кривеневіч А.А. – М.: Недра, 1973. – 310 с.
3. Вертикальний транспорт на горних підприємствах / [Потураєв В.Н., Червоненко А.Г., Колосов Л.В., Безпалько В.В.] – М.: Недра, 1975. – 351 с.

Запропоновано модель для дослідження процесу гальмування багатоканатної шахтної підйомної установки, яка дає можливість визначення раціональних параметрів дискового гальма, що дозволяють забезпечити вимоги Правил безпеки. Підйомна установка представлена як система зосереджених параметрів у вигляді п'ятимасової системи з невагомими пружно-демпфуючими зв'язками, що дозволяє швидко і з достатньою точністю досліджувати динамічні властивості шахтної підйомної установки в процесі гальмування.

Ключові слова: *дискове гальмо, динамічні зусилля, динамічний аналог, коефіцієнт масивності, модель, підйомна машина*

It is proposed the model for studying the inhibitory process of the shaft multiple-rope hoist, which makes it possible to determine the rational parameters of the disk brakes, allowing for the requirements of the safety rules. The shaft hoist is presented as a system of lumped parameters in the form of five-mass system with weightless elastic damping allowing investigation of the dynamic properties of the mine shaft multiple-rope hoist in the braking process quickly and with sufficient accuracy.

Keywords: *disc brake, dynamic forces, dynamic analog of the coefficient of massiveness, model, lifting machine*

Рекомендовано до публікації д.т.н. К.С. Заболотним 04.08.10

Вийшла друком монографія

В.І. Кривошочков, І.М. Мацюк.

Технологія переробки буровугільних шламів.

Д.: Національний гірничий університет, 2010. – 140 с. – Рос. мовою. ISBN 978-966-350-200-7

У монографії розглянуто особливості брикетування бурого вугілля. Обґрунтовано технологію безвідходної переробки буровугільних шламів брикетних фабрик. Зроблено аналіз потенціального розвитку буровугільної промисловості України.

Книга може бути корисною для спеціалістів, працюючих у сфері вуглепереробної галузі промисловості, співробітників вищих навчальних закладів, науково-дослідних і проектно-конструкторських інститутів, а також студентів і аспірантів гірничого профілю.