

степенно повышаем производительность головной мельницы. По мере ее роста задел (резерв) по качеству, созданный за счет МГК-ПП, постепенно "съедается". Его можно израсходовать полностью или частично. Если частично, то имеем промежуточный результат – несколько увеличатся и качество, и производительность (этот результат наиболее часто наблюдается при испытаниях). Если ресурс по качеству израсходован полностью, то при повышенной производительности получим концентрат планового качества, но в большем количестве. За счет этого себестоимость концентрата снижается. Если же вернуться к более низкой производительности (поддерживать ее плановое значение), то за счет МГК-ПП будем иметь прежний объем производства, но выпускать более качественный (на 0,5-1,0 %) концентрат.

В заключение отметим, что испытания технологии 3-х стадийного измельчения руды с МГК-ПП показали, что средняя производительность каждой из двух головных мельниц составила 299 т/ч по сравнению с 279 т/ч по обычной схеме, при одинаковом для обеих схем качестве концентрата ~ 69% [3].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Совершенствование технологии обогащения железных руд с помощью магнитно-гидравлических аппаратов / С.Н.Жилин, В.В.Чельшкіна, О.А.Усов, Л.А.Логинова // Горный информационно-аналитический бюллетень.- М.: Изд. дом «Руда и металлы», 2007. - №5. - С.377-380
2. Надутый, В.П. Испытания первой стадии магнитной сепарации при подаче в ее питание перелива магнитного гидроконцентратора / В.П.Надутый, В.В. Чельшкіна, О.А.Усов // Геотехническая механика: межвед. сб. науч. тр. / ИГТМ НАН Украины.- Днепропетровск, 2010.– Вып.85. – С. 250-257.
3. Совершенствование технологии обогащения магнетитовых железных руд путем использования магнитно-гидравлических аппаратов на основе определения закономерностей их работы и влияния на показатели продуктов: отчет о НИР (промежуточный): 42-44 / ИГТМ НАНУ; рук. Надутый В.П.; исполн.: Чельшкіна В.В. [и др.]- Днепропетровск, 2009. - 77 с.- Библиогр.: с. 62.- № ГР 0108U001985. - Инв.№ III-41-08- 6953.

УДК 622.672.1

М.А. Рутковский, асп.
(Государственное ВУЗ «НГУ»)

ОБОСНОВАНИЕ ВЕЛИЧИНЫ ТОРМОЗНОГО МОМЕНТА ДИСКОВОГО ТОРМОЗНОГО УСТРОЙСТВА МНОГОКАНАТНОЙ ШАХТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ МАШИНЫ

Запропонована модель для дослідження процесу гальмування багатоканатної шахтної підйомної установки, яка дозволяє обґрунтовано вибрати гальмівний момент дискового гальма, що дозволяє забезпечити вимоги Правил безпеки

DETERMINING THE MAGNITUDE OF BRAKING TORQUE OF DISK BRAKE FOR MULTIPLE-ROPE MINE HOIST

A model for studying the process of braking multiple-rope hoist, which makes it possible to reasonably choose the braking torque of disk brake, that allowing secure the requirements of the Safety Regulations

Наиболее важными транспортными средствами определяющими эффективность работы горнодобывающих предприятий являются шахтные подъемные

установки. Тенденции к углублению разрабатываемых горизонтов и концентрации грузопотоков на вертикальных стволах давно имеют место в горношахтном производстве. На сегодняшний день суточная добыча угля, руды и других полезных ископаемых в шахтах и рудниках мира составляет не менее 7000 т/сутки. При этом глубина разрабатываемых горизонтов превышает отметку 1500 м (на угольных шахтах Украины) и может достигать 4200 м (на шахтах ЮАР). Подъемные установки оснащаются скипами весом до 60 тонн или клетями весом до 50 тонн. Максимальная скорость движения клетей достигает 12 м/с, скипов – 15,5 м/с. Для таких подъемных применяются многоканатные подъемные установки как наиболее эффективные. Предполагается, что в ближайшие годы глубина подъема, скорость движения и полезная емкость сосудов будут возрастать более интенсивно.

С ростом производительности горных предприятий и глубины разрабатываемых месторождений увеличивается масса поднимаемых грузов и растет коэффициент массивности подъемных установок. Но при этом возрастает ускорение свободного выбега, и действующие тормозные системы, которые настраиваются на создание определенного тормозного усилия, неизменяемого от величины и знака конечной нагрузки, в ряде случаев оказались не в состоянии обеспечить интервал величин замедлений предохранительного торможения в пределах, нормируемых современными Правилами безопасности.

Как показывает многолетний опыт зарубежных машиностроительных компаний (ABB, Twiflex Limited, SIEMAG и др.) применение многомодульных аксиальных дисковых тормозных устройств с гидравлическим размыканием и пружинным замыканием колодок, оснащенных системами автоматически регулируемого предохранительного торможения, позволяет обеспечить нормируемые Правилами безопасности величины замедлений, сократить время конечных операций и тем самым повысить производительность шахтного подъемника.

В начале 80-х годов впервые в условиях отечественной промышленности заводом Донецкгормаш освоено производство подъемных установок с дисковыми тормозными устройствами [1]. Первые подъемные машины типа ЦШ с пружинно-гидравлическими тормозами высокого давления были установлены на нескольких производственных подъемах шахт Украины. В настоящее время эти подъемные установки демонтированы, а дисковые тормоза не производятся ни на одном машиностроительном заводе Украины, что свидетельствует о недостаточной изученности процессов торможения подъемной установки при использовании многомодульных дисковых тормозов.

Разработкой конструкции и определением рациональных параметров дисковых тормозных устройств занимались Белобров В.И., Степанов А.Г., Траубе Е.С. Одной из последних работ по исследованию многомодульных дисковых тормозов является работа Трибухина В.А. [2]. Автором 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 уравновешивающих канатов, что не соответствует физике тормозного процесса.

Кроме того, при анализе динамики подъемной установки в режиме торможения не учитывалось влияние демпфирующих свойств каната.

По традиционной методике Димашко А.Д. [3] выбор тормозного момента подъемной установки производился 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.

Для определения тормозного момента должны быть известны: конструктивные и расчетные данные подъемной установки (масса отдельных элементов, моменты инерции элементов механизма, высота подъема); упруго-демпфирующие свойства головных и уравнивающих канатов; номинальная скорость движения сосудов в стволе.

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 тормозного момента 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 (см. рис.1).

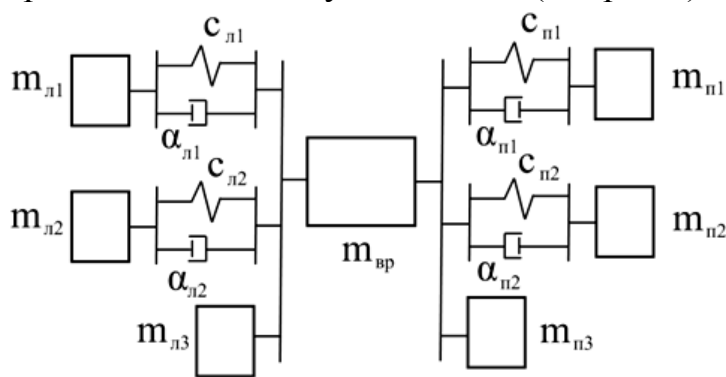


Рис.1 - Расчетная схема динамического аналога подъемной установки

На схеме (см. рис.1) обозначено:

$m_{вр}$ – 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;

$m_{n1}, m_{n2}, m_{n3}, c_{л1}, c_{л2}, \alpha_{л1}, \alpha_{л2}$ – соответствующие параметры правой ветви.

Массы осцилляторов определяются по формулам приведенным в работе [3].

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

$$\begin{cases} m_{л1} \cdot \ddot{x}_{л1}(t) + c_{л1}(x_{л1}(t) - x_{gp}(t)) + \alpha_{л1}(\dot{x}_{л1}(t) - \dot{x}_{gp}(t)) = 0, \\ m_{л2} \cdot \ddot{x}_{л2}(t) + c_{л2}(x_{л2}(t) - x_{gp}(t)) + \alpha_{л2}(\dot{x}_{л2}(t) - \dot{x}_{gp}(t)) = 0, \\ m_{gp} \cdot \ddot{x}_{gp}(t) - c_{л1}(x_{л1}(t) - x_{gp}(t)) - c_{л2}(x_{л2}(t) - x_{gp}(t)) + \\ + c_{n1}(x_{n1}(t) - x_{gp}(t)) + c_{n2}(x_{n2}(t) - x_{gp}(t)) - \alpha_{л1}(\dot{x}_{л1}(t) - \dot{x}_{gp}(t)) - \\ - \alpha_{л2}(\dot{x}_{л2}(t) - \dot{x}_{gp}(t)) + \alpha_{n1}(\dot{x}_{n1}(t) - \dot{x}_{gp}(t)) + \alpha_{n2}(\dot{x}_{n2}(t) - \dot{x}_{gp}(t)) = -F_T, \\ m_{n1} \cdot \ddot{x}_{n1}(t) - c_{n1}(x_{n1}(t) - x_{gp}(t)) - \alpha_{n1}(\dot{x}_{n1}(t) - \dot{x}_{gp}(t)) = 0, \\ m_{n2} \cdot \ddot{x}_{n2}(t) - c_{n2}(x_{n2}(t) - x_{gp}(t)) - \alpha_{n2}(\dot{x}_{n2}(t) - \dot{x}_{gp}(t)) = 0. \end{cases} \quad (3)$$

где F_T - усилие, развиваемое тормозом, которое определяется выражением:

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

где $\mu = \frac{Q_{gp}}{M}$ – коэффициент массивности подъемной установки [3]; $Q_{gp} = m_{gp} \cdot g$ –

вес полезного груза; $M = m_{gp} + \sum m_{ли} + \sum m_{ни}$ – масса всей установки; $\gamma = \frac{M_T}{M_{cm}}$ –

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, воз-

вращающая знак переменной; $\sigma_0(t - t_{x.x})$ – единичная функция Хевисайда;

$$A = -c_{л1}(x_1 - x_3) - c_{л2}(x_2 - x_3) + c_{n1}(x_3 - x_4) + c_{n2}(x_3 - x_5).$$

Начальные условия:

$$\begin{aligned} x_{л1} &= x_{л2} = x_{gp} = x_{n1} = x_{n2}, \\ \dot{x}_{л1} &= \dot{x}_{л2} = \dot{x}_{gp} = \dot{x}_{n1} = \dot{x}_{n2}. \end{aligned}$$

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.

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:

$$F_{л1} := -c_{л1}(S_1 - S_3) - \alpha_{л1}(V_1 - V_3) \quad (6)$$

$$F_{л2} := -c_{л2}(S_2 - S_3) - \alpha_{л2}(V_2 - V_1) \quad (7)$$

$$F_{п1} := -c_{п1}(S_3 - S_4) - \alpha_{п1}(V_1 - V_4) \quad (8)$$

$$F_{п2} := -c_{п2}(S_3 - S_4) - \alpha_{п2}(V_1 - V_5) \quad (9)$$

Уравнения (1) – (9) представляют собой математическую модель динамического аналога многоканатной подъемной установки.

Используя разработанную математическую модель были получены графики зависимости коэффициента запаса тормозного момента от коэффициента массивности подъемной установки, приведенные на рис.2.

Диаграмму можно разбить на 3 зоны. В первой зоне $0,1 \leq \mu \leq 0,8$ величина кратности тормозного усилия γ ограничивается линиями подъема груза 3 и спуска груза 4.

Во второй зоне $0,8 \leq \mu \leq 1,0$ величина кратности тормозного усилия γ ограничивается линией 5 спуска груза с максимально допустимым ускорением и линией 4 для спуска груза с минимально допустимым ускорением $1,5 \text{ м/с}^2$.

В третьей зоне $\mu > 1,0$ необходимо применять тормозную систему со ступенчатым изменением тормозного усилия.

Выводы

В результате проведенного исследования была решена **актуальная научная задача** по выбору тормозного момента дискового тормозного устройства для многоканатной шахтной подъемной установки. Для расчетного случая шахтная подъемная установка со шкивом трения – твердое тело и тормозное усилие прикладывается дискретно, допустимое соотношение между коэффициентом запаса тормозного момента γ и коэффициентом массивности μ , определенное из

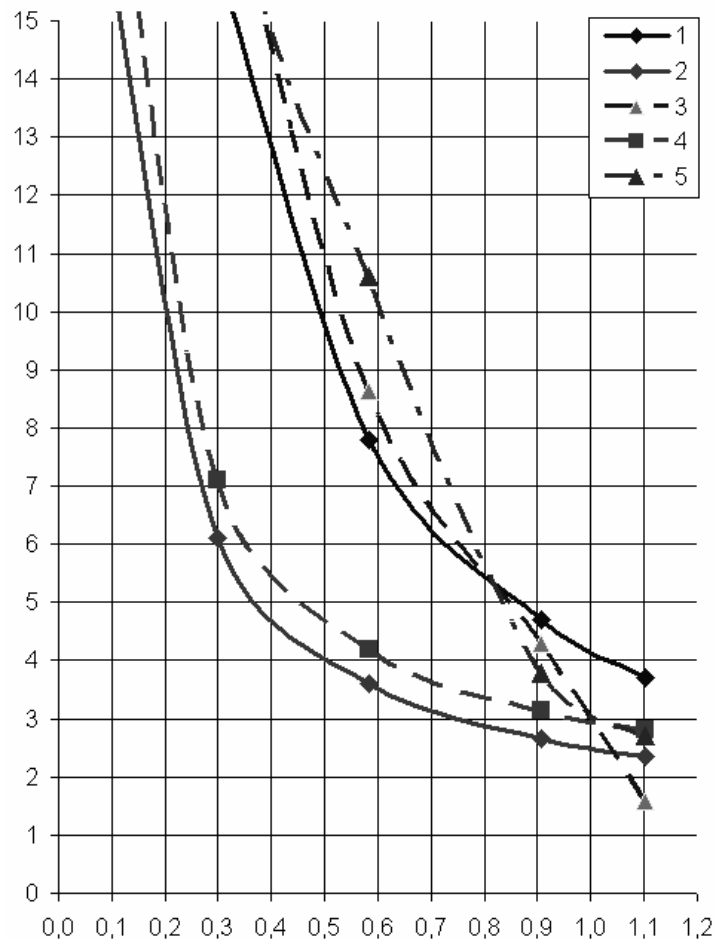


Рис. 2 - Зависимость коэффициента запаса тормозного момента от коэффициента массивности подъемной установки

условия отсутствия переподъема сосуда ($a_{зам} > 1,5 \text{ м/с}^2$), определяется с погрешностью 10-15% а из условия отсутствия набегания сосуда на канат ($a_{зам} < 5 \text{ м/с}^2$), - 12-15%.

При использовании модели шахтной подъемной установки со шкивом трения в виде твердого тела с дискретным приложением тормозного усилия, погрешность в определении области использования тормозных систем с одноступенчатым регулированием может составлять 30-40%.

Допустимое соотношение между коэффициентом запаса тормозного момента γ и коэффициентом массивности μ необходимо определять для шахтной подъемной установки со шкивами трения, как системы с распределенными параметрами с учетом плавности нарастания тормозного момента и ограничением по проскальзыванию каната по шкиву.

Наибольшие допустимые значения коэффициента γ при заданном коэффициенте μ необходимо определять для расчетного случая подъем груза для $\mu \leq 0,8$ и спуск груза $\mu \geq 0,8$.

Для шахтных подъемных установок со шкивом трения при коэффициенте массивности μ больше 1 необходимо регулировать настройки предохранительного торможения в зависимости от спуска или торможения груза.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шахтный подъем: Научно-производственное издание / Бежок В.Р., Дворников В.И., Манец И.Г., Пристром В.А.; общ. ред. Б.А. Градуший, В.А. Корсун.— Донецк: ООО «Юго-Восток, Лтд», 2007.— 624 е., 494 ил., 233 библиогр.
2. Трибухин В.А. Обоснование параметров и режимов торможения шахтных подъемных машин с много-модульным дисковым тормозом: автореф. дис. на соискание научн. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.06 «Горные машины» / Трибухин Валерий Анатольевич; НИИ горной механики им. М.М.Федорова (НИИГМ им. М.М.Федорова). – Донецк, 2003. – 16 с: ил., табл. – Библиогр.:с. 17-18.
3. Димашко А.Д. Шахтные электрические лебедки и подъемные машины / Димашко А.Д., Гершиков И.Я., Кривневич А.А. – М.:Недра, 1973.- 310 с.
4. Вертикальный транспорт на горных предприятиях / [Потураев В.Н., Червоненко А.Г., Колосов Л.В., Безпалько В.В.] – М.:Недра, 1975.- 351с

УДК 662.418+413.4 (088.8)

**И.А. Шайхлисламова, к.т.н.
(Государственное ВУЗ «НГУ»)**

ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ СВЯЗИ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РУДНИЧНОГО ВОЗДУХА

Запропонована нова система функціональних зв'язків термодинамічних параметрів рудникового повітря, що дозволило пов'язати вологовміст, ентальпію і ентропію повітря з двома незалежними змінними, що спрощує розрахунки складних термодинамічних процесів при вирішенні завдань гірничої теплофізики, рудникової вентиляції і кондиціонування рудникового повітря в глибоких шахтах

FEATURES OF THERMODYNAMIC PARAMETERS OF MINE AIR

The new system of functional relationships of the thermodynamic parameters of ore-nikov air, allowing moisture to associate, enthalpy and entropy of the air with two independent variables, which simplifies the calculations of complex thermodynamic processes in solving problems of Mining Thermophysics, mine ventilation and air conditioning air mine-tion in deep mines

Рудничный воздух при движении по горным выработкам подвергается нестационарным политропным процессам теплообмена с горным массивом, в связи с чем он претерпевает существенные изменения, особенно в глубоких шахтах. Изменяется газовый состав воздуха, его барометрическое давление, температура, относительная влажность, влагосодержание, и, как следствие, изменяются интегральные показатели воздуха: плотность, энтальпия (теплосодержание), энтропия, негэнтропия (информационная составляющая) и другие термодинамические параметры и функции состояния воздуха [1].

При решении задач горной теплофизики, вентиляции, кондиционирования рудничного воздуха, холодильной техники, применяемой в шахтах возникает необходимость определения термодинамических параметров и расчета термодинамических процессов рудничного воздуха. Аналитический аппарат, используемый для этих целей, требует применения громоздких таблиц и не обеспечивает достаточной оперативности и наглядности анализа термодинамических процессов. Что касается существующих графических методов расчета влажного