

Рис. 5 Жорсткості напрямних, приведених до точки контакту з провідником:
 1 – НКП–320Р без виїмок, 2 – НКП–320Р з виїмками,
 3 – КМЦ–260 з виїмками, 4 – КМЦ–320 з виїмками, 5 – УРН–250

параметра $K \sim 30 \gg 1.0$. З цього випливає, що при моделюванні динаміки системи «посудина - армування» опорна жорсткість для посудини в межах кінематичного зазору до вступу в контакт башмака може вважатися рівною жорсткості ролика (для будь-якої конструкції прямої), а при контакті - жорсткості провідника для будь-якої схеми армування.

Список використаних джерел

1. Динамика канатных и гидротранспортных подъемных комплексов горных предприятий: монография / В.И. Самуся, С.Р. Ильин, В.Е. Кириченко, И.С. Ильина. – Д.: НГУ, 2015. – 302 с.
2. Ильина С.С. Исследование жесткостных параметров армировок действующих рудоподъемных стволів / С.С.Ильина // Гірничі електромеханіка та автоматика: Науково-технічний збірник. – Дн-ск., 2015.– Вип. 94. – С. 94 – 98.
3. Дубинин М.В. Влияние износа рельсовых проводников на допустимые динамические нагрузки со стороны подъемного сосуда / М.В.Дубинин, С.С. Ильина // Горное оборудование и электромеханика. №3 (121). Научно-аналит. и производственный журнал. – Москва, 2016. – С. 42 – 45

Рекомендовано до друку: д-ром техн. наук, доц. Колосовим Д.Л.

УДК 622.673.1

В.И. Самуся, д-р техн. наук, М.В. Холоменюк, канд. техн. наук, Ю.А Комиссаров, Д.А. Федоряченко
 (Україна, Днепропетровск, ГВУЗ «Национальный горный университет»)

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПНЕВМОСИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ТОРМОЗОМ ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ МАШИН

Анотація. У статті представлено математичну модель дослідження динамічних процесів в гальмівній системі підйомної машини МПБ-5 для різних співвідношень її конструктивних параметрів.

Пристрій шахтної підйомної машини, яке є важливою складовою частиною системи управління і кінцевою ланкою в ланцюзі захисту підйомної установки, забезпечує виконання заданої діаграми швидкості і стопоріння барабана під час технологічних пауз (робоче гальмування), а також запобіжне гальмування при виникненні аварійної ситуації.

Результати теоретичних досліджень динаміки пневмопружины привоу гальма дозволили зробити висновок про необхідність збільшення діаметра трубопроводів і прохідних перетинів клапанів пневмосистеми до 1,5 дюйма при максимально можливому наближенні панелі до гальмівного циліндра.

Ключові слова: математична модель, динаміка мобільної підйомної установки, запобіжне гальмування

Аннотация. В статье представлено математическую модель исследования динамических процессов в тормозной системе подъемной машины МПБ-5 для различных соотношений ее конструктивных параметров.

Устройство шахтной подъемной машины, которое является важной составной частью системы управления и конечным звеном в цепи защиты подъемной установки, обеспечивает выполнение заданной диаграммы скорости и стопорение барабана во время технологических пауз (рабочее торможение), а также предохранительное торможение при возникновении аварийной ситуации.

Результаты теоретических исследований динамики пневмопружинного привода тормоза позволили сделать вывод о необходимости увеличения диаметра трубопроводов и проходных сечений клапанов пневмосистемы до 1,5 дюйма при максимально возможном приближении панели к тормозному цилиндру.

Ключевые слова: математическая модель, динамика мобильной подъемной установки, предохранительное торможение

Abstract. The article presents a mathematical model for the study of dynamic processes in the braking system of the MPB-5 lifting machine for various relationships of its design parameters.

The device of the mine hoisting machine, which is an important part of the control system and the end link in the hoist protection circuit, ensures the performance of the specified speed diagram and the locking of the drum during technological pauses (operational braking), as well as safety braking in the event of an emergency.

The results of theoretical studies of the dynamics of the spring-loaded spring drive of the brake made it possible to conclude that it is necessary to increase the diameter of the pipelines and the cross-sections of the valves of the pneumatic system to 1.5 inches with the maximum possible approach of the panel to the brake cylinder.

Keywords mathematical model, dynamics of hoisting machine, preventive braking

Тормозное устройство шахтной подъемной машины является основным средством защиты и управления, от технического совершенства которого зависит безопасность работы всей подъемной установки. Основным отличием серийных шахтных подъемных машин нового поколения МПБ производства Новокраматорского машиностроительного завода является компактное расположение пневмопружинного привода тормоза внутри тормозного обода, что уменьшает габариты подъемной машины и снижает ее металлоемкость. Применение одного и того же привода для рабочего и предохранительного торможения предъявляет повышенные требования к его надежности и безопасности.

Опыт эксплуатации и результаты проведенных экспериментальных исследований на действующих подъемных установках, оборудованных первыми подъемными машинами этой серии, свидетельствуют о недостаточном быстродействии тормозных систем такого типа. Большое время холостого хода приводит к увеличению пути торможения при включении предохранительного тормоза в районе приемных площадок, что явилось причиной ряда аварий на угольных и рудных шахтах Украины.

Регулирование величины тормозного момента, прикладываемого к органу навивки, осуществляется изменением давления в цилиндре тормозного привода. Для выбора рациональных параметров его пневмосистемы управления проведено исследование влияния термодинамических процессов в ее элементах на быстродействие тормозного привода.

При разработке математической модели динамических процессов в пневмопружинном тормозе были приняты следующие допущения: рычажная система тормоза с распределенными массами заменялась приведенной массой; жесткости, силы трения и зазоры в подвижных соединениях учитывались постоянной приведенной жесткостью, механическим КПД и приведенным зазором; для сжатого воздуха при невысоких давлениях применялись законы идеального газа; быстропотекающие процессы в элементах пневмосистемы принимались изоэнтропными; трубопроводы имитировались дискретными элементами емкость-дроссель; регулятор давления имитировался управляемым пневматическим дросселем.

В соответствии с принятыми допущениями уравнение динамики приведенной к поршню тормозного привода массы m имеет вид:

$$m\ddot{x}_1 + Q \frac{x_1}{|x_1|} (1 - \eta_m) + c_2 [(x_1 - a) + |x_1 - a|] \cdot 0,5 = Q, \quad (1)$$

где x_1 - перемещение поршня привода; $Q = c_1 (x_0 - x_1) - (p_1 - p_a) F_1$ - сила, действующая на штоке поршня привода; c_1 и c_2 - приведенные жесткости пружин привода и рычажной системы; p_1 и p_a - абсолютные давления в полости тормозного цилиндра и окружающей среды; η_m - механический КПД привода; F_1 - эффективная площадь поршня привода.

Элементы кинематики поршня тормозного привода:

$$\dot{x}_1 = \dot{x}_{1_0} + \int_0^t \ddot{x}_1 dt ; x_1 = x_{1_0} + \int_0^t \dot{x}_1 dt . \quad (2)$$

Если $x_1 \leq 0$, то $x_1=0$ и $\dot{x}_1 = 0$; если $x_1 \geq x_{1_m}$, то $x_1=x_{1_m}$ и $\dot{x}_1 = 0$,

где x_{1_m} - максимальное конструктивное перемещение поршня привода.

Текущее значение объема рабочей полости цилиндра привода

$$V_1 = V_{1_0} - F_1 \cdot x_1 , \quad (3)$$

где V_{1_0} - начальный объем рабочей полости.

Уравнение (1) с соответствующей корректировкой осей и знаков действующих сил в дальнейшем использовалось для моделирования динамики пневматических клапанов со встроенными поршневыми приводами.

Параметры термодинамики пневматических полостей при принятых допущениях описываются следующими уравнениями:

$$dp = \frac{k \left[R \left(T_{ni} \cdot \dot{G}_{nj} - T_{vj} \cdot \dot{G}_{vj} \right) dt - p_i dV \right]}{V_i} ; \quad (4)$$

$$G_i = G_{i0} + \int_0^t \left(\dot{G}_{nj} - \dot{G}_{vj} \right) dt ; \quad (5)$$

$$T_i = \frac{p_i V_i}{R G_i} ; \quad (6)$$

где G и T - масса и абсолютная температура воздуха; R - газовая постоянная (для воздуха); i - номер полости или дискретного элемента трубопровода; j - номер проточного элемента.

Расходы через проточные элементы определяются зависимостью

$$\dot{G}_j = \mu_j f_j \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_6}} p_6 \psi(\sigma) , \quad (7)$$

где $\sigma = p_6 / p_*$ - отношение абсолютных давлений воздуха в выходном и входном сечениях элемента;

$$\text{при } \sigma < \sigma_{кр} \quad \psi(\sigma) = \sqrt{\sigma^{2/k} - \sigma^{(k+1)k}} ;$$

$$\text{при } \sigma \geq \sigma_{кр} \quad \psi(\sigma) = \psi(\sigma_{кр}) = 0,2588 ,$$

где $\sigma_{кр} = 0,528$ - критическое отношение давлений при истечении идеального газа; μ_j - коэффициент расхода для дросселя, имитирующего сопротивление участка трубопровода; f_j - проходное сечение дросселя.

Для дросселя, имитирующего сопротивление участка трубопровода

$$\mu_j = \frac{1}{\sqrt{\xi_j}} \quad \text{и} \quad \xi_j = \lambda \frac{l_j}{d_j} \left(\frac{f_y}{f_m} \right)^2 , \quad (8)$$

где ξ_j - коэффициент сопротивления линейного участка; λ - коэффициент Дарси; d_j и l_j - диаметр и длина участка трубопровода; f_y и f_m - приведенное и фактическое проходные сечения трубопровода.

Величина тормозного усилия, прикладываемого к барабану, определяется зависимостью

$$F_m(t) = KQ(t) f_{mp} , \quad (9)$$

где $Q(t)$ - усилие на штоке поршня, получаемое из уравнения (1); f_{mp} - коэффициент трения между тор-

мозными колодками и ободом; K - суммарный коэффициент передачи усилий прижатия колодок к тормозному ободу.

С помощью разработанной математической модели были исследованы динамические процессы в тормозной системе подъемной машины МПБ-5 для различных соотношений ее конструктивных параметров.

Для решения этих задач составлен алгоритм расчета динамики пневмопривода тормоза, реализация которого позволяет решить следующие задачи: определение давления в цилиндре привода и тормозного усилия; определение времени срабатывания и времени холостого хода тормоза для различных структурных схем пневмосистемы управления приводом тормоза.

Используя из уравнения (1) значение усилия на штоке поршня тормозного привода и подставляя его в (9) при моделировании получены характеристики нарастания тормозного момента, которые использованы при дальнейших исследованиях динамики подъемной установки в режимах торможения.

Для барабанной подъемной машины МПБ-5 были получены зависимости времени холостого хода тормоза от длины трубопровода между тормозным цилиндром и пневмоуправляемым трехлинейным клапаном панели управления (рисунок 1).

Время холостого хода для реальных значений параметров тормозной системы удовлетворяет требованиям Правил безопасности при длине трубопровода не более 1,8 м. Увеличение диаметра трубопровода до 1,5 дюйма позволяет снизить время холостого хода тормоза на 0,08 с. Дальнейшее увеличение диаметра трубопровода между тормозным цилиндром и панелью управления (более 2 дюймов), как следует из анализа графиков на рисунке 1, практически нецелесообразно.

Результаты, полученные при математическом моделировании свидетельствуют о необходимости увеличения диаметра трубопровода до 1,5 дюйма при максимально возможном приближении панели управления (или отдельных ускоряющих клапана) к тормозному цилиндру.

На рисунке 2 приведены зависимости времени срабатывания тормоза от диаметра дросселя, установленного на выходе из цилиндра параллельно стандартному регулируемому клапану. Анализ графиков на рисунке 2 показывает, что для получения двухступенчатой характеристики тормозного усилия (в особенности это необходимо для подъемных установок с большим замедлением свободного выбега) ограничение первой ступени сброса давления в тормозном цилиндре рационально осуществлять в диапазоне 0,2...0,4 МПа при диаметре дросселя 8...10 мм.

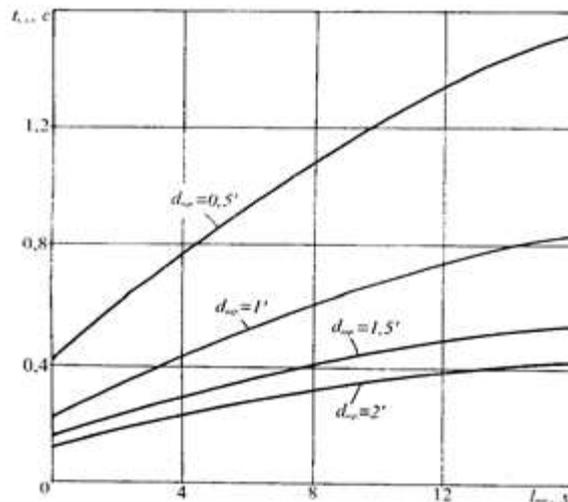


Рис. 1. Зависимости времени холостого хода тормоза от длины трубопровода между тормозным цилиндром и пневмоуправляемым трехлинейным клапаном панели управления.

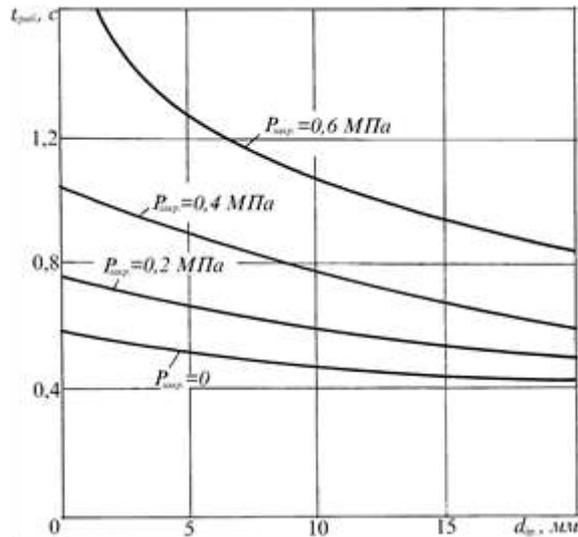


Рис. 2. Зависимости времени срабатывания тормоза от диаметра дросселя.

Выводы

Результаты теоретических исследований динамики пневмопружинного привода тормоза позволили сделать вывод о необходимости увеличения диаметра трубопроводов и проходных сечений клапанов пневмосистемы до 1,5 дюйма при максимально возможном приближении панели к тормозному цилиндру. Одним эффективных путей из путей повышения быстродействия тормоза и реализации двухступенчатой характеристики приложения тормозного усилия является применение новых конструкций ускоряющих клапанов, что позволит обеспечить выполнение требований Правил безопасности в части холостого хода тормоза и допустимых замедлений при рабочем и предохранительном торможении.

Список литературы

1. Правила безпеки в вугільних шахтах (НПАОП 10.0 – 1.01–05). – К.: Відлуння, 2005. – 398 с.
2. Правила технічної експлуатації вугільних шахт (СОУ 10.1 – 00185790 – 002 – 2005). – Київ: Мінвуглепром України. – 2005. – 353 с.
3. Самуся С.В. Анализ результатов экспериментальных исследований динамических процессов в струне и отвесе каната мобильной подъемной установки / С.В. Самуся // Гірничя електромеханіка та автоматика: Наук.-техн. зб. – 2009. – Вип. 83. – С. 118–126.
4. Ільїн С.Р. Дослідження взаємодії коливальних процесів в струні та виску каната при гальмуванні мобільної підйомної установки / С.Р. Ільїн, С.В. Самуся // Зб. наук. праць НГУ. – Дніпропетровськ: НГУ. – 2007. – №27. – С. 94–98.
5. Руководство по ревизии, наладке и испытанию шахтных подъемных установок / В.Р. Бежок, В.Г. Калинин, В.Д. Коноплянов, Е.М. Курченко. – Донецк: Донеччина, 2009. – 672 с.

Рекомендовано до друку: д-ром техн. наук, доц. Колосовим Д.Л.

УДК 622.647.21:539.4

І.В. Бельмас, д-р техн. наук, І.Т. Бобильова

(Україна, Кам'янське, Дніпровський державний технічний університет)

Д.Л. Колосов, д-р техн. наук

(Україна, Дніпро, Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет»)

БЕЗСТИКОВА СТРІЧКА КОНВЕЄРНОГО ЖИВИЛЬНИКА

Анотація. Встановлено закономірності напружено-деформованого стану безстикової стрічки конвеєрного живильника та обґрунтовано метод її розрахунку. Отримані результати можуть бути використані в інженерній практиці при проектуванні та експлуатації підйомно-транспортних машин з гнучкими тягово-несучими органами.