

УДК 622.232

В.А. Трибухин, канд. техн. наук,
НИИГМ им. М.М. Федорова

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДА ПРОВЕРКИ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ МЕЖДУ КАНАТАМИ И ФУТЕРОВОЙ КАНАТОВЕДУЩЕГО ШКИВА НА ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВКАХ

Предложен новый способ определения коэффициента трения между канатами и футеровкой канатоведущего шкива. Коэффициент трения является важным параметром, определяющим безопасность эксплуатации и допустимую грузоподъемность подъемных сосудов. В основе метода лежит сочетание натуральных испытаний и численного имитационного моделирования подъемной установки в режимах предохранительного торможения. Метод позволяет более объективно и точно определять фактическую величину коэффициента трения в условиях конкретной подъемной установки.

шахтная подъемная установка, безопасность эксплуатации, футеровка приводного шкива, коэффициент трения, испытание предохранительного тормоза, математическое моделирование

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

В связи с ростом добычи угля на ряде шахт вновь стала актуальной задача обеспечения безопасности эксплуатации многоканатных подъемных комплексов при максимальных нагрузках. Важнейшим параметром, определяющим допустимую нагрузку и верхнюю границу допустимых значений тормозного момента из условия предотвращения скольжения канатов по приводному шкиву, является коэффициент трения между канатами и футеровкой шкива. Его расчетное значение (μ) принимается равным 0,25 для футеровок всех типов из искусственных материалов, допущенных к эксплуатации. В отдельных случаях по результатам опытной проверки фактического значения коэффициента трения и стабильности его значений в процессе эксплуатации допускается принимать $\mu = 0,3$ [4]. Известны случаи, когда фактическое значение коэффициента трения между канатами и футеровкой оказывалось меньше расчетного значения, что приводило к проскальзыванию канатов по приводному шкиву. В этой связи важно уметь определять фактическое значение коэффициента трения в условиях конкретной подъемной установки. Проблема разработки достоверных методов проверки фактической величины коэффициента

трения пары канаты-футеровка имеет практическое значение и является актуальной.

Анализ исследований и публикаций. Методы определения фрикционных свойств футеровок разрабатывались в НИИГИ им. М.М. Федорова, МакНИИ и других институтах на основе ряда исследований, результаты которых отражены в научно-технических отчетах и публикациях. В результате выполненных исследований разработаны специальные стенды для испытаний футеровок в лабораторных условиях, а также методики испытаний с целью определения ряда физико-механических свойств футеровочных материалов. Установлено, что на величину коэффициента трения существенное влияние оказывают не только свойства футеровки, но и многие факторы окружающей среды – температура, присутствие воды, смазки, угольной и породной пыли и др.

Известные методы определения коэффициента трения пары канаты-футеровка приводного шкива основаны на расчетах с применением формулы Эйлера. Исходные данные для расчета определяются опытным путем. При проведении испытаний для измерения усилий в набегающей и сбегавшей ветвях канатов обычно применяются динамометры. В шахтных условиях такие испытания являются трудоемкими и сопряжены со значительными затратами времени. Известный метод [7] является наименее трудоемким, поскольку не требует применения динамометров. Недостатком метода является зависимость точности результата от квалификации исполнителя.

Постановка задачи. Опыты по определению фрикционных свойств футеровок могут производиться с образцами футеровки в лабораторных условиях на стенде, либо в натуральных условиях на шахтной подъемной установке. Результаты, полученные при испытаниях на стенде и на подъемных установках, могут существенно отличаться даже в тех случаях, когда на стенде создаются равные с натурными величины удельных давлений канатов на футеровку. Очевидно, что кроме удельных давлений на величину реализуемого коэффициента трения существенное влияние оказывают еще многие факторы: реальные геометрические формы, характер окружающей среды (угольная или породная пыль, вода, температура) и др. Естественно, что наиболее достоверные результаты получаются в натуральных условиях. В данной работе ставится задача совершенствования метода определения фрикционных свойств футеровки по результатам шахтных испытаний подъемной установки.

Изложение основного материала.

Известный метод [7] опытного определения фактических значений коэффициента трения канатов по футеровке приводного шкива включает испытания установки в режимах предохранительного торможения и расчеты фрикционных параметров на основе результатов испытаний. Фактически реализуемый коэффициент трения канатов по футеровке приводного шкива по методике [7], разработанной в рамках квазидинамической концепции, определяется по формуле

$$\mu = \frac{1}{\alpha} \ln \frac{k_{cm} \cdot (g + a_{кр})}{g - a_{кр} \cdot (1 + g \cdot \frac{G_{шк}}{T_k})}$$

где: α , рад. – угол обхвата канатами канатоведущего шкива;

k_{cm} – отношение статических натяжений ветвей канатов;

$g=9,81$ м/с² – ускорение свободного падения;

$a_{кр}$, м/с² – величина критического замедления подъемной установки;

$G_{шк}$, кг – приведенная к радиусу органа навивки масса отклоняющего шкива;

T_k , Н – статическое натяжение ветви канатов.

Величина критического замедления определяется по результатам испытаний подъемной установки в режимах предохранительного торможения.

Критическим замедлением считается такое, при котором происходит разрыв фрикционной связи канатов с футеровкой приводного шкива. По величине критического замедления определяется коэффициент трения покоя (сцепления). По величине замедления системы "канаты-сосуды" при длительном скольжении определяется коэффициент трения скольжения с использованием той же формулы 1.

Режимы торможения, при которых возникает кратковременное и длительное проскальзывание канатов по канатоведущему шкиву реализуются путем перенастройки предохранительного тормоза.

В случае расположения подъемных сосудов в середине ствола для режима перегона порожних сосудов формула для вычисления коэффициента трения запишется в виде:

$$\mu = \frac{1}{\alpha} \ln \frac{(g + a_{кр})}{g - a_{кр} \cdot (1 + g \cdot \frac{G_{шк}}{T_k})}$$

Данный режим наиболее целесообразно использовать при определении фрикционных свойств футеровки, поскольку исключается

необходимость определения массы груза в скипе, чем повышается точность решения задачи. Также повышается безопасность проведения испытаний, поскольку режим предохранительного торможения при движении груженого сосуда вниз является аварийно опасным, особенно при низкой термостойкости материала футеровки.

В качестве иллюстрации метода ниже представлены результаты испытаний подъемной установки угольного подъема шахты "Красноармейская-Западная" №1 и расчет величины коэффициента трения.

Осциллограмма процесса предохранительного торможения подъемной установки представлена на рис.1. Регистрировались следующие параметры:

ТП - момент разрыва цепи защиты,

$V_{н.шк}$ – линейная скорость приводного шкива подъемной машины на радиусе навивки,

$V_{н.кан}$ – линейная скорость перемещения головных канатов,

F_t - усилия нормального прижатия колодок к тормозному ободу.

Цена деления отметчика времени 0,1 с/дел.

Максимальная скорость движения сосудов 6 м/с.

В процессе обработки результатов испытаний установлены следующие параметры процесса предохранительного торможения:

время холостого хода тормоза: – 0,3 с;

замедление при перегоне порожних сосудов:

критическое – $a_{кр}=3,33 \text{ м/с}^2$;

допустимое (расчетное из условия предотвращения скольжения канатов) – не более $3,62 \text{ м/с}^2$;

величина кратковременного проскальзывания канатов по шкиву при испытаниях - 0,4 м.

Используя полученные результаты испытаний ($a_{кр}=3,33 \text{ м/с}^2$) и ниже приведенные данные угольного подъема шахты Красноармейская-Западная №1:

$\alpha = 3,37$ рад. – угол обхвата канатами канатопроводящего шкива;

$G_{шк} = 4000$ кг – приведенная масса отклоняющего шкива;

$T_{к0} = 540$ кН – статическое натяжение порожней ветви канатов,

по формуле (2) находим

$$\mu = \frac{1}{3,37} \ln \frac{(9,81 + 3,33)}{9,81 - 3,33 \cdot \left(1 + 9,81 \cdot \frac{4000}{540000}\right)} = 0,22$$

Нормативная величина расчетного коэффициента трения канатов по футеровке шкива $\mu=0,25$, фактический коэффициент трения $\mu=0,22$. Полученная величина фактического коэффициента трения канатов по футеровке приводного шкива меньше нормативного значения, что является причиной скольжения канатов при предохранительном торможении в условиях, когда фактическая величина замедления не превышает допустимое расчетное значение.

Точность указанного метода определения коэффициента трения существенно зависит от субъективного фактора, а именно, от правильности определения критической величины замедления по осциллограмме. Сложность заключается в том, что подъемная установка является многомассовой системой с упругими связями, и замедление шкива носит колебательный характер. Причем, мгновенное значение замедления в момент нарушения фрикционной связи близко к минимальному амплитудному значению. Объясняется это тем, что разрыв фрикционной связи происходит при максимальном значении отношения усилий в сбегавшей и набегавшей ветвях канатов, соответственно максимальной их разности и минимальном замедлении приводного шкива. С учетом сказанного следует предположить, что критическое замедление нужно определять, как среднее значение за период первого тона колебаний континуальной системы, предшествующий моменту разрыва фрикционной связи. Определить это путем расшифровки осциллограммы скорости весьма сложно.

Наиболее точно коэффициент трения можно определить из формулы Эйлера по величине отношения усилий в ветвях головных канатов в момент разрыва фрикционной связи. Непосредственное измерение величин усилий в ветвях канатов с приемлемой точностью при движении сосудов - пока не решенная задача.

Одним из возможных методов определения отношения усилий может быть метод математического моделирования. Если смоделировать процесс испытаний установки в режиме предохранительного торможения и добиться близкого совпадения результатов моделирования и натуральных испытаний, можно достаточно точно определить величину критического отношения усилий в ветвях головных канатов $S_{12кр}$ следующим образом. По осциллограмме определяется момент времени, в который происходит разрыв фрикционной связи канатов с футеровкой приводного шкива. Этот момент четко виден на осциллограмме (рис.1) по разделению кривых скорости шкива $V_{н.шк.}$ и канатов $V_{н.кан.}$ Отношение усилий в головных канатах в данный момент

равно критическому значению - $S_{12кр}$. По его величине вычисляется коэффициент трения по формуле $\mu = \frac{\ln S_{12кр}}{\alpha}$.

Математическая модель [6] динамики подъемной установки в переходных режимах, разработанная в НИИГМ им. М.М. Федорова под руководством д.т.н., проф. Дворникова, позволяет достаточно точно определять кинематические и динамические параметры системы в неустановившихся режимах.

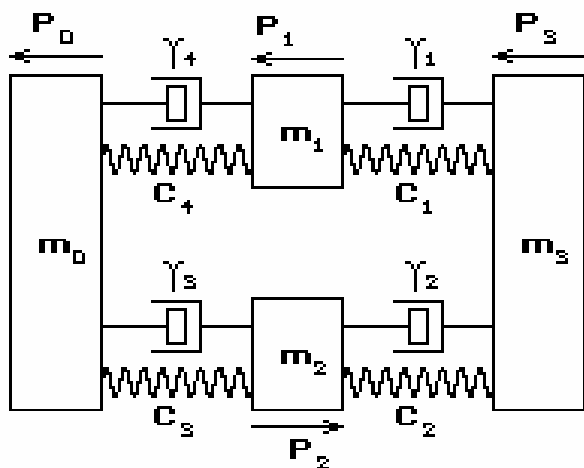


Рисунок 1 - Расчетная схема подъемной установки

Расчетная схема подъемной установки с сопряжением ветвей уравнивающих канатов в петле при помощи вписанной в нее фиктивной безынерционной вращающейся массы. Предполагается (рис. 2), что две сосредоточенные концевые массы сосудов m_1 и m_2 соединены с вращающейся массой машины m_3 упругими связями с коэффициентами жесткости C_1 и C_2 , имитирующими жесткости соответствующих ветвей головных канатов.

В то же время эти же массы соединены с вращающейся фиктивной массой $m_0 = 0$ упругими связями с коэффициентами жесткости C_3 и C_4 , имитирующими жесткости соответствующих ветвей уравнивающих канатов. Движение такой механической системы с учетом ее диссипативных свойств описывается матричным уравнением

$$I\ddot{X} + J\dot{X} + KX = P, \quad (1)$$

где I и J – матрицы дискретных масс и диссипативных коэффициентов, учитывающих вязкое трение в рамках концепции гипотезы *внутреннего трения*:

$$I = \begin{pmatrix} m_0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_3 \end{pmatrix}, \quad J = \begin{pmatrix} \gamma_3^1 + \gamma_4^1 & -\gamma_4^2 & -\gamma_3^2 & 0 \\ -\gamma_4^2 & \gamma_4^1 + \gamma_1^1 & 0 & -\gamma_1^2 \\ -\gamma_3^2 & 0 & \gamma_3^1 + \gamma_2^1 & -\gamma_2^2 \\ 0 & -\gamma_1^2 & -\gamma_2^2 & \gamma_1^1 + \gamma_2^1 \end{pmatrix}, \quad (2)$$

K , X и P – матрицы коэффициентов жесткости упругих связей между дискретными элементами системы, перемещений дискретных тел и внешних сил:

$$K = \begin{pmatrix} C_3^1 + C_4^1 & -C_4^2 & -C_3^2 & 0 \\ -C_4^2 & C_4^1 + C_1^1 & 0 & -C_1^2 \\ -C_3^2 & 0 & C_3^1 + C_2^1 & -C_2^2 \\ 0 & -C_1^2 & -C_2^2 & C_1^1 + C_2^1 \end{pmatrix}, \quad X = \begin{pmatrix} x_0 \\ x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{pmatrix}, \quad P = \begin{pmatrix} 0 \\ -m_1 g \\ m_2 g \\ P_3 \end{pmatrix}. \quad (3)$$

Здесь g – ускорение свободного падения, P_3 – сила, действующая на машину.

В работе впервые введено понятие *динамических жесткостей* головных и уравновешивающих канатов, определяемых как:

$$C_k^1 = C_k \mu_{jk} \operatorname{ctg} \mu_{jk}, \quad C_k^2 = C_k \mu_{jk} \sin^{-1} \mu_{jk}, \quad \mu_{jk} = \lambda_k \omega_j (l_{2k} - l_{2k-1}), \quad (4)$$

где $k = 1, 2, 3, 4$, а l_{2k} и l_{2k-1} являются лонгальными координатами примыкающих к дискретным массам концов соответствующих ветвей канатов; $1/\lambda_{1,2}$ и $1/\lambda_{3,4}$ – соответственно скорости распространения продольных волн деформаций в головном и уравновешивающем канатах; ω_j ($j = 0, 1, 2, \dots$) – собственные частоты рассматриваемой механической системы как корни трансцендентного уравнения

$$(C_1^1 + C_2^1 - m_3 \omega_j^2) \Phi_{j3} - C_1^2 \Phi_{j1} - C_2^2 \Phi_{j2} = 0, \quad (5)$$

в котором собственные формы вычисляются с помощью формул:

$$\left. \begin{aligned} c\Phi_{j0} &= -C_4^2 C_1^2 (C_3^1 + C_2^1 - m_2 \omega_j^2) - C_3^2 C_2^2 (C_4^1 + C_1^1 - m_1 \omega_j^2), \\ c\Phi_{j1} &= C_1^2 (C_4^1 + C_3^1) (C_3^1 + C_2^1 - m_2 \omega_j^2) + C_3^2 (C_4^2 C_2^2 - C_3^2 C_1^2), \\ c\Phi_{j2} &= C_2^2 (C_3^1 + C_4^1) (C_4^1 + C_1^1 - m_1 \omega_j^2) + C_4^2 (C_3^2 C_1^2 - C_4^2 C_2^2), \\ c\Phi_{j3} &= (C_3^1 + C_4^1) (C_3^1 + C_2^1 - m_2 \omega_j^2) (C_4^1 + C_1^1 - m_1 \omega_j^2) - \\ &\quad - C_3^2 C_3^2 (C_4^1 + C_1^1 - m_1 \omega_j^2) - C_4^2 C_4^2 (C_3^1 + C_2^1 - m_2 \omega_j^2), \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

где $c = C_4 C_1 (C_3 + C_2) + C_3 C_2 (C_4 + C_1)$.

В рамках гипотезы *внутреннего трения* считается, что $J = \gamma K$, где γ – обобщенный коэффициент диссипации энергии колебаний. Тогда, четыре числа Φ_{j0} , Φ_{j1} , Φ_{j2} , Φ_{j3} , образующие матрицу-столбец

собственной формы Φ_j , удовлетворяют следующим условиям ортогональности:

$$\Phi_j^* I \Phi_k = \delta_{jk} N_k^2, \quad \Phi_j^* K \Phi_k = \delta_{jk} N_k^2 \omega_k^2, \quad \Phi_j^* J \Phi_k = \delta_{jk} N_k^2 \omega_k^2 \gamma, \quad (7)$$

где δ_{jk} – символ Кронекера, $N_k^2 = \Phi_k^* I \Phi_k$ – символьное представление нормировочных постоянных (знак “*” означает операцию транспонирования матрицы).

Общее решение матричного уравнения (1) представляется в виде

$$X(t) = \sum_j \Phi_j \psi_j(t), \quad (8)$$

где суммирование производится по всем корням характеристического уравнения (5), $\psi_j(t)$ – координатные функции, которые в силу (7) являются решениями системы независимых неоднородных дифференциальных уравнений:

$$\ddot{\psi}_k + \gamma \omega_k^2 \dot{\psi}_k + \omega_k^2 \psi_k = \Phi_k^* P / N_k^2 \quad (k = 0, 1, 2, \dots), \quad (9)$$

где $\Phi_k^* P$ представляет собой скаляр, вычисляемый по специальному правилу:

$$\Phi_j^* P = \sum_{i=1}^3 \Phi_{ji} P_i - \rho_\Gamma g \left(\int_{l_1}^{l_2} U_{j1} ds - \int_{l_3}^{l_4} U_{j2} ds \right) + \rho_Y g \left(\int_{l_5}^{l_6} U_{j3} ds - \int_{l_7}^{l_8} U_{j4} ds \right),$$

причем подобно этому в (7)

$$N_j^2 = \Phi_j^* I \Phi_j = \sum_{i=1}^3 m_i \Phi_{ji}^2 + \rho_\Gamma \left(\int_{l_1}^{l_2} U_{j1}^2 ds + \int_{l_3}^{l_4} U_{j2}^2 ds \right) + \rho_Y \left(\int_{l_5}^{l_6} U_{j3}^2 ds + \int_{l_7}^{l_8} U_{j4}^2 ds \right).$$

Здесь обозначено:

$$U_{jk} = \frac{\widehat{\Phi}_{jk+1} \sin \lambda_k \omega_j (s - l_{2k-1}) - \widehat{\Phi}_{jk} \sin \lambda_k \omega_j (s - l_{2k})}{\sin \lambda_k \omega_j (l_{2k} - l_{2k-1})},$$

$$\widehat{\Phi}_{j1} = \Phi_{j1}, \quad \widehat{\Phi}_{j2} = \Phi_{j3},$$

$$\widehat{\Phi}_{j3} = \Phi_{j2}, \quad \widehat{\Phi}_{j4} = \Phi_{j0}.$$

Уравнения (9) для координатных функций решаются численным интегрированием с помощью специально разработанных программных модулей.

Динамические усилия в верхних сечениях набегающей и сбегающей ветвей канатов определяются в соответствии с разложением (9) следующим образом:

$$S_{наб} = \sum_{j=1}^{\infty} (\Phi_{j1} C_1^2 - \Phi_{j3} C_1^1) \psi_j(t), \quad S_{сбег} = \sum_{j=1}^{\infty} (\Phi_{j2} C_2^2 - \Phi_{j3} C_2^1) \psi_j(t). \quad (10)$$

Координатные функции и их первые производные для вырожденного состояния системы (в момент остановки машины), определяются соотношениями:

$$\tilde{\psi}_j(t_0) = \frac{1}{\tilde{N}_j^2} \sum_i (\tilde{\Phi}_j^* \tilde{I} \Phi_i) \psi_i(t_0), \quad \frac{d\tilde{\psi}_j(t_0)}{dt} = \frac{1}{\tilde{N}_j^2} \sum_i (\tilde{\Phi}_j^* \tilde{I} \Phi_i) \frac{d\psi_i(t_0)}{dt}, \quad (11)$$

где t_0 – момент остановки машины; знак « \sim » указывает на принадлежность соответствующих матриц, функций и чисел к вырожденной системе.

Соотношения (1-11) являют собой основу математической модели динамических состояний подъемной установки.

Результаты.

В качестве иллюстрации метода на рис. 3 в графической форме представлены результаты численного моделирования процесса предохранительного торможения подъемной установки угольного подъема шахты "Красноармейская-Западная" №1. Моделировался реальный процесс, осциллограмма которого представлена на рис. 1. Сравнение реальных и рассчитанных на модели параметров скорости, тормозных усилий в функции времени имеют хорошую сходимость. Из осциллограммы (рис. 1) по разделению кривых скорости шкива ($V_{н.шк.}$) и канатов ($V_{н.кан.}$) находим, что начало скольжения канатов соответствует моменту времени через 2,9 с после разрыва цепи защиты. Используя результаты моделирования (рис. 3.), видим, что в данный момент времени отношение усилий в ветвях канатов достигает экстремального значения, равного 1,97. Следовательно, критическое отношение усилий в ветвях канатов $S_{12кр}=1,97$, откуда

$$\mu = \frac{\ln S_{12кр}}{\alpha} = \frac{\ln 1,97}{3,37} = 0,2.$$

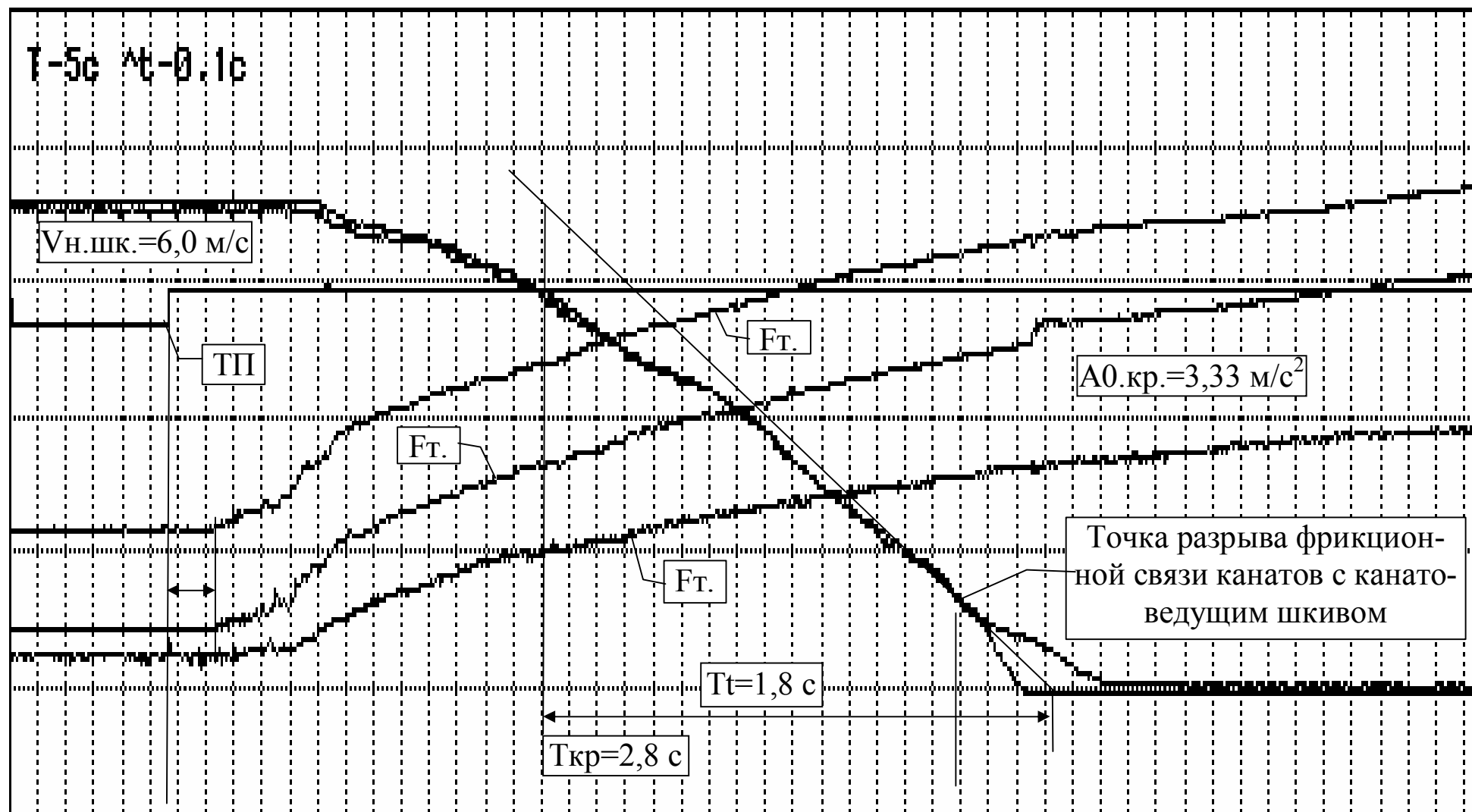


Рисунок 2 – Ш. Красноармейская-Западная №1. Угольный подъем ЦШ-5х4.
Осциллограмма процесса предохранительного торможения. Перегон порожних сосудов (левый вверх).

Name: lww6v5t.txt Date: Thu Jul 08 10:26:12 2004

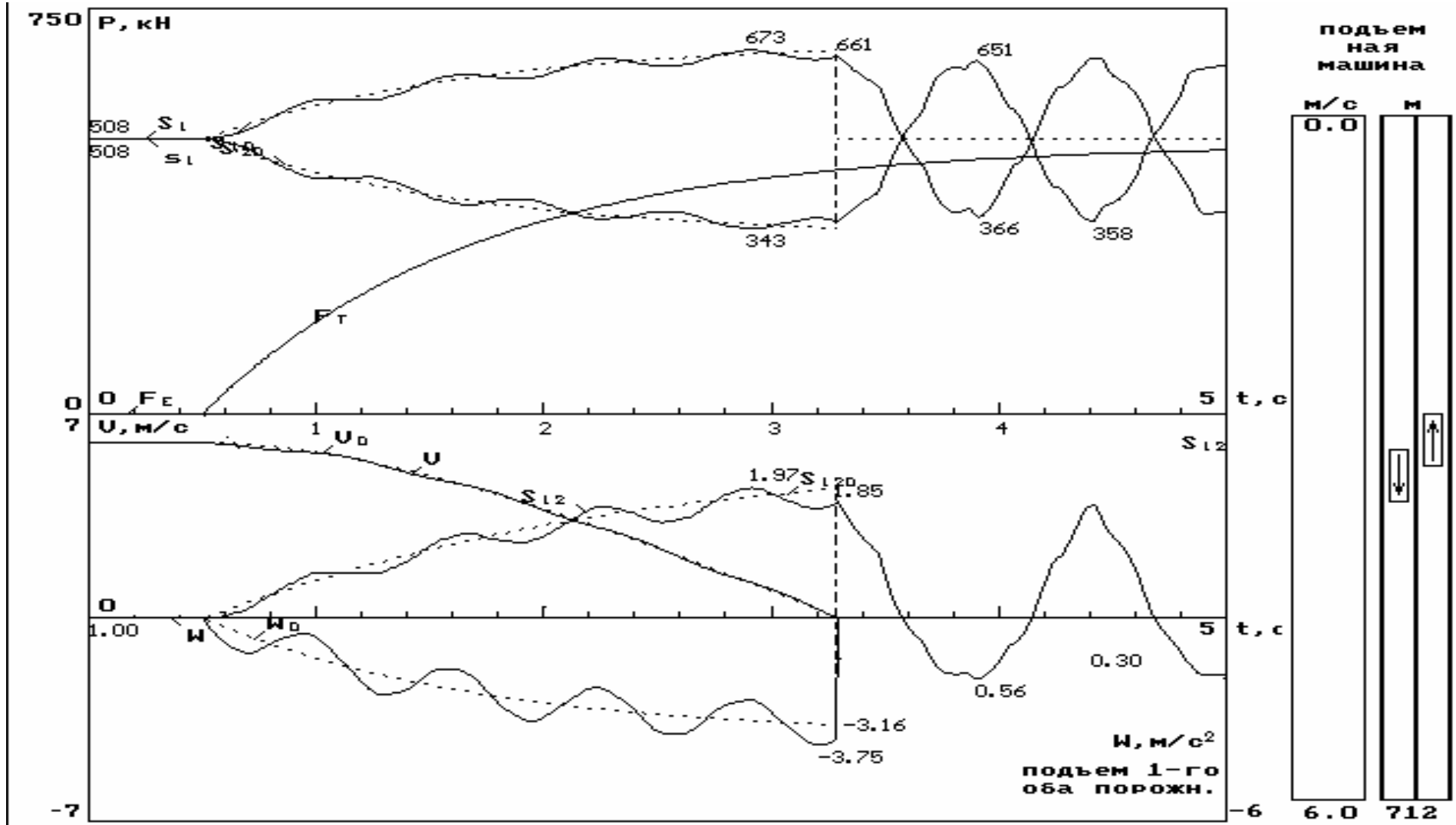


Рисунок 3 - Результаты численного имитационного моделирования процесса предохранительного торможения угольной подъемной установки ЦШ-5x4 шахты Красноармейская-Западная №1.
Перегон порожних сосудов.

Рассчитанная величина коэффициента трения $\mu=0,2$ достаточно близко совпадает с величиной, определенной по способу [7], что подтверждает достоверность метода.

Выводы и направления дальнейших исследований. Сочетание натуральных испытаний и математического моделирования позволяет более объективно и точно определять фактическую величину коэффициента трения в условиях конкретной подъемной установки. При этом объем работ, выполняемых на шахте при испытаниях, не возрастает по сравнению с ранее применяемым методом. Применение предложенного метода не требует значительных затрат времени на производство испытаний, связанных с необходимостью простоя подъема, что дает возможность производить шахтные испытания достаточно часто и исследовать зависимости фрикционных свойств футеровочного материала от сезонных изменений температуры, влажности и т.п.

Дальнейшие исследования по совершенствованию методов контроля фрикционных свойств футеровок следует вести в направлении непосредственного измерения усилий в головных канатах при работе подъемной установки.

Список литературы

1. Правила безопасности в угольных шахтах : НПАОП 10.0-1.01-10.
2. Правила технической эксплуатации угольных шахт : СОУ 10.1-00185790-002-2005.
3. Общесоюзные нормы технологического проектирования шахтных подъемных установок : ОНТП 5-86, М. 1986
4. Методические указания к расчету тормозного момента и проверочному расчету на скольжение канатов в режимах предохранительного торможения подъемных машин со шкивами трения / ВНИИГМ им. М.М. Федорова. – Донецк, 1989.
5. Руководство по ревизии, наладке и испытанию шахтных подъемных установок. – М: Недра, 1982.
6. Дворников В.И. Математическая модель динамики подъемной установки в режимах предохранительного торможения / В.И. Дворников, В.А. Трибухин // Сб. научных трудов НИИГМ имени М.М.Федорова. Проблемы експлуатації обладнання шахтних стаціонарних установок. – 2002. - Вип. 95. - С. 84 - 106.
7. Способ определения тормозного усилия подъемной установки / Н.А.Шинкаренко, А.И.Горник, А.Т.Чилин и др. - А.С. СССР №1518261 30.10.89. Бюл. №40

В.А.Трибухін. Удосконалення методу перевірки коефіцієнта тертя між канатами та футерівкою канатоведучого шківа на шахтних підйомних установках. Запропоновано новий спосіб визначення коефіцієнта тертя між канатами та футерівкою канатоведучого шківа. Коефіцієнт тертя є важливим параметром, що визначає безпеку експлуатації та припустиму вантажопідйомність підйомних посудин. В основі методу полягає поєднання натурних випробувань і чисельного імітаційного моделювання підйомної установки в режимах запобіжного гальмування. Метод дозволяє більш об'єктивно і

точно визначати фактичну величину коефіцієнта тертя в умовах конкретної підйомної установки.

шахтна підйомна установка, безпека експлуатації, футерівка привідного шківів, коефіцієнт тертя, випробування запобіжного гальма, математичне моделювання

V. Tribuchin. Perfection of the Method for Determining the Coefficient of Friction between the Ropes and Lining Traction on Mining Hoists. *A new method for determining the coefficient of friction between the ropes and lining traction is offered. The coefficient of friction is an important parameter that determines the safety of operation and allowable load capacity of lifting vessels. Method is based on a combination of field tests and numerical simulation of the lift installation in a safety mode of inhibition. Method allows us to more objectively and accurately determine the actual value of the coefficient of friction in a particular lift installation.*

mining hoist, safe operation, lining drive pulley, friction coefficient, testing safety brakes, mathematical modeling

Стаття надійшла до редколегії 23.10.2009

Рецензент: д-р техн. наук, проф. каф. ГЗТіЛ ДонНТУ В.І.Дворніков

© Трибухин В.А., 2010