

Для довільної частоти обертання n_o , об/хв одержані з останніх формул значення g_c необхідно до-множити на відношення $250/n_o$. Із аналізу графіка (рис. 4) слідує, що відносна маса активних матеріалів генератора з постійними магнітами менша такої ж індукторного генератора аж до значень $\lambda \leq 0,06$.

Стосовно генераторів з постійними магнітами треба зазначити значні витрати останніх і, як наслідок, значна вартість таких генераторів при використанні в них сучасних високоенергетичних магнітів. З іншого боку, вказані генератори не дозволяють регулювати розмір їх вихідної напруги. Вирішити вказані проблеми, на нашу думку, дозволить застосування у вітроенергетичних установках індукторних генераторів з комбінованим збудженням, наприклад, коли в пазах пакетів ротора закріплено постійні магніти і їх магнітний потік протилежний за напрямом потоку обмотки збудження. При цьому маса ротора в індукторному генераторі збільшиться за рахунок магнітів приблизно на величину маси його зубців; маса міді обмотки статора зменшиться приблизно у два рази, і на такий же розмір збільшиться коефіцієнт використання магнітного потоку збудження. Маса постійних магнітів зменшиться у два рази порівняно з витратами їх у генераторі з постійними магнітами, а генератор завдяки наявності обмотки збудження забезпечить регулювання розміру вихідної напруги.

Висновки

1. Наведено формули для розрахунку маси активних матеріалів синхронних індукторного генератора і генератора зі збудженням від постійних магнітів та надані рекомендації по вибору деяких геометричних співвідношень вказаних генераторів.

2. Отримано аналітичні залежності маси активних матеріалів генераторів від розміру відношення l/D (l – активна довжина машини; D – діаметр розточки) і визначено діапазон значень цього відношення, в якому маса активних матеріалів генератора з постійними магнітами значно менша такої в індукторному генераторі.

3. Запропоновано використання у вітроенергетичних установках синхронних генераторів з комбінованим збудженням на основі конструкції індукторного одноімпульсного генератора.

Список літератури

1. Патент UA № 49970. Вітродвигун / М.С. Голубенко, О.Л. Кадацький, В.С. Легеза та ін. // Бюл. № 10, 2002 р.
2. Балагуров В.А. Проектирование специальных электрических машин переменного тока / В.А. Балагуров. – М.: Высшая школа, 1982.
3. Альпер Н.Я., Терзян А.А. Индукторные генераторы / Н.Я. Альпер, А.А. Терзян. – М.: Энергия, 1970.
4. Бут Д.А. Бесконтактные электрические машины / Д.А. Бут. – М.: Высшая школа, 1990.

Рекомендовано до друку: д-ром техн. наук, проф. Шкрабцем Ф.П.

УДК 622.67

С.В. Самуся, канд. техн. наук¹, Ю.А. Комисаров², Д.А. Федоряченко², А.В. Виниченко²

¹ (Украина, Днепропетровск, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины)

² (Украина, Днепропетровск, ГВУЗ «Национальный горный университет»)

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ МОБИЛЬНОЙ АВАРИЙНО-СПАСАТЕЛЬНОЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ

Анотація. У статті представлена математична модель динамічних процесів в струні і отвісі канату мобільної підйомної установки в режимах гальмування і реалізовано програмне рішення системи диференціальних рівнянь за допомогою адаптованого чисельного методу Рунге-Кутта. У розробленому програмному модулі проведені чисельні експерименти для реальних параметрів підйомної установки і характеристики гальмівного зусилля, результатом яких є залежності відносних поперечних переміщень струни каната, вертикальних переміщень підйомної посудини і кінематики барабана. Встановлено, що динамічні зусилля в канаті, отримані при використанні дискретного аналога, перевищують зусилля для континуальної системи на 5 ... 7%, що забезпечує запас надійності.

Ключові слова: мобільна підйомна установка; гальмівне зусилля; барабан; динамічні процеси; канат.

Аннотация. В статье представлена математическая модель динамических процессов в струне и отвесе каната мобильной подъемной установки в режимах торможения и реализовано программное решение системы дифференциальных уравнений с помощью адаптированного численного метода Рунге-Кутты. В разработанном программном модуле проведены численные эксперименты для реальных параметров подъемной установки и характеристики тормозного усилия, результатом которых являются зависимости относительных поперечных перемещений струны каната, вертикальных перемещений подъемного сосуда и кинематики барабана. Установлено, что динамические усилия в канате, полученные при использовании дискретного аналога, превышают усилия для непрерывной системы на 5...7%, что обеспечивает запас по безопасности.

Ключевые слова: мобильная подъемная установка; тормозное усилие; барабан; динамические процессы; канат.

Abstract. The paper presents a mathematical model of the dynamic processes in the string and plumb rope of mobile hoisting machine in the braking modes and implemented a software solution of differential equations with the help of adapted numerical method of Runge-Kutta. The developed software allows obtaining the real parameters of the hoisting machine and the characteristics of braking force, which result depending on the relative lateral movement of the rope string vertical movement of the lifting vessel and the drum kinematics. It is found, that the dynamic force in the rope is obtained by using discrete analog and calculated 5 ... 7% additional safety factor

Keywords: mobile lifting installation; braking force; drum; Dynamic processes; rope.

Актуальность темы. В настоящее время на шахтах угольной промышленности Украины эксплуатируется около 410 вертикальных стволов, по которым проводится спуск-подъем людей. Вследствие изношенности парка шахтных подъемных машин остается актуальной проблема обеспечения надежной и безопасной эксплуатации подъемных установок, что обусловлено увеличением количества аварий на людских подъемах и в шахтных стволах. При этом, как правило, невозможно обеспечить оперативную эвакуацию шахтного персонала при общешахтном отключении электроэнергии, неисправностях стационарных подъемных машин и стволового оборудования, которые трудно устранить за короткое время.

При зависании подъемных сосудов в стволах, где отсутствует второй независимый способ передвижения, в соответствии с требованиями п.4.7.6 «Правил безопасности в угольных шахтах» [1] предусмотрено применение горно-спасательной службой мобильных подъемных установок. Планами ликвидации аварий на угольных шахтах с целью эвакуации людей из зависших подъемных сосудов за время, не превышающее 10 часов, предусматривается использование мобильных подъемных установок.

Значительная неуравновешенность одноконцевой мобильной подъемной установки с малыми маховыми массами обуславливает необходимость исследования динамических процессов в канатной системе подъемной установки. При срабатывании предохранительного тормоза во всей подъемной системе возникают экстремальные динамические режимы, которые сопровождаются интенсивными продольными и поперечными колебаниями вертикального отвеса каната и его струны. При временном размещении мобильной машины в условиях шахтных дворов с имеющимися зданиями не всегда возможно обеспечить параметры струны каната (длину и угол наклона) в тех же регламентируемых пределах, что и для стационарных подъемных установок. Поэтому параметры динамических отклонений струны каната при торможении могут достигать значений, которые приводят к ее ударам по элементам надшахтных сооружений. Кроме того, предохранительное торможение в режиме подъема груза может привести к набеганию сосуда на канат и возникновению аварийных ситуаций.

Вышесказанное подтверждает необходимость разработки обоснованной комплексной математической модели динамики мобильной подъемной установки, которая учитывает взаимодействие разных ее составных частей. Результаты исследования динамических процессов позволяют разработать соответствующие рекомендации по применению мобильных подъемных установок и усовершенствованию режимов торможения, что повысит безопасность эксплуатации подъемных комплексов горных предприятий.

Поэтому установление закономерностей формирования динамических процессов в канатной системе подъемной установки с учетом взаимовлияния колебаний в струне и отвесе каната для обоснования рациональных эксплуатационных параметров мобильных подъемных установок для обеспечения их эффективного и безопасного использования при аварийно-спасательных работах в шахтных стволах является актуальной научной задачей.

Функцией основного программного модуля является моделирование динамических процессов в канатной системе мобильной подъемной установки в режиме предохранительного торможения. Он позволяет задавать основные технические параметры системы: приведенную массу вращающихся частей подъемной машины, линейную массу и жесткость каната, массу концевой груза, длины отвеса и струны каната, угол наклона струны, начальную скорость барабана и направление движения сосуда в стволе. В качестве параметров тормозной системы задаются время холостого хода, постоянная времени тормоза и кратность тормозного усилия по отношению к максимальному статическому усилию.

В модуле при помощи адаптированного численного метода Рунге-Кутты реализовано решение системы дифференциальных уравнений (1), описывающей динамические процессы в системе «барабан – струна – отвес каната – сосуд» для заданного промежутка времени [100].

$$\begin{cases} m_{cmp} \ddot{y} = -4 \left(Cx_{\delta} + m_{zp} j + \frac{2C}{l_k} y^2 \right) \frac{y}{l_k} - 4 \left(C\mu \dot{x}_{\delta} + 4 \frac{C\mu}{l_k} y \dot{y} \right) \frac{y}{l_k} - m_{cmp} g \cdot \cos \alpha; \\ m_{zp} \ddot{x}_{\delta} = - \left(Cx_{\delta} + \frac{2C}{l_k} y^2 \right) - \left(C\mu \dot{x}_{\delta} + 4 \frac{C\mu}{l_k} y \dot{y} \right) + m_{zp} j(t); \\ m_R \cdot j(t) = -F_{cm} \gamma_m \left(\exp\left(-\frac{t-t_{xx}}{T_m}\right) \sigma_0(t-t_{xx}) \right) + g(Q + \rho l_k) + C \left(x_{\delta} + \frac{2y^2}{l_k} \right). \end{cases} \quad (1)$$

Начальными условиями системы (1) являются условия равновесия струны и отвеса каната, которые получаются, если принять, что при $t = 0$ скорости и ускорения центра струны каната, концевой груза и барабана нулевые: $\dot{x} = 0, \dot{y} = 0, \ddot{x} = 0, \ddot{y} = 0, j = 0$. Тогда исходная система примет вид:

$$\begin{cases} 0 = -4 \left(Cx + \frac{2C}{l_k} y^2 \right) \frac{y}{l_k} - m_{cmp} g \cdot \cos \alpha; \\ 0 = - \left(Cx + \frac{2C}{l_k} y^2 \right), \end{cases} \quad (2)$$

из решения которой получим начальные значения для x и y :

$$x_0 = \frac{l_k m_{cmp}^2 \cos(\alpha)}{8m_{oms}^2}, \quad y_0 = \frac{l_k m_{cmp} \cos(\alpha)}{4m_{oms}}. \quad (3)$$

Для проведения серии численных экспериментов в программном модуле были задавались следующие параметры системы, соответствующие реальным условиям применения мобильной подъемной установки АСПУ-6,3 при проведении экспериментальных исследований на шахте им. М.И. Калинина ДП «Донецкуголь»: $\rho = 2.438$ кг/м, $\mu = 0.015$ с, $Q = 2880$ кг, $m_r = 58180$ кг, $EF = 3.2 \cdot 10^7$ Н, $l_{cmp} = 36$ м, $\gamma_m = 3$, $T = 0.6$ с, $t_{xx} = 0.3$ с, $l_{max} = 1200$ м.

Результатом решения системы дифференциальных уравнений являются зависимости относительных поперечных перемещений центра струны каната $y(t)$, вертикальных перемещений подъемного сосуда $x(t)$ и замедления барабана $j(t)$, вычисленные для моделируемого промежутка времени.

Для анализа кинематики подъемной установки в режиме торможения строятся зависимости изменения линейной скорости и ускорения барабана при торможении, а также кратности тормозного усилия. На рис. 1 приведены соответствующие графики для процесса предохранительного торможения при спуске и подъеме расчетного груза.

В процессе решения системы вычисляется текущая линейная скорость барабана с учетом характеристики прилагаемого тормозного усилия и колебаний, вызванных динамическими процессами в канате. При снижении скорости барабана до нуля решаемая модель «размыкается» – скорость и ускорение барабана, входящие в решаемую систему уравнений, становятся равными нулю. Это приводит к резкому изменению значений перемещений и усилий в момент времени $t = 1,95$ с для режима спуска груза и $t = 1,20$ с – для режима подъема груза.

Для этих параметров подъемной установки при длине отвеса каната $l_{oms} = 96$ м построены зависимости относительных вертикальных перемещений подъемного сосуда, центра струны каната, а также динамических усилий в канате, приведенные для режима торможения на рис.2 при спуске груза и рис. 3 при подъеме груза.

Как видно из графиков, при заданных параметрах системы имеет место соотношение частот собственных продольных и поперечных колебаний в канате близкое к единице, в результате чего возникает модуляция, приводящая к увеличению амплитуд соответствующих перемещений центра струны и подъемного сосуда.

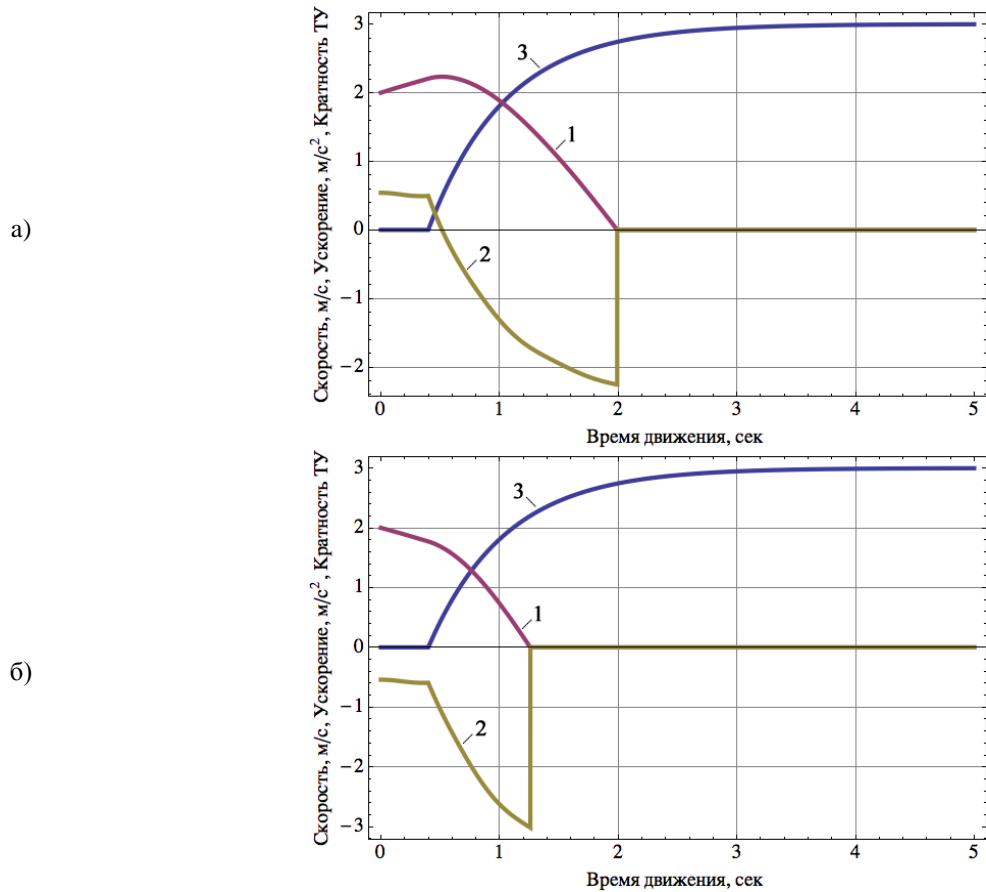


Рис. 1. Графики скорости (1) и ускорения (2) барабана, кратности тормозного усилия (3) для спуска (а) и подъема (б) расчетного груза

Полученные на основе решения системы динамические усилия в канате вычисляются по формуле

$$T(t) = Cx(t) + \frac{2C}{l_{cnp}} y^2(t). \quad (4)$$

Помимо режима вычислений с учетом влияния струны на динамические процессы в канате подъемной установки, в разработанном программном модуле присутствует упрощенный режим - без такого учета, предназначенный для оценки адекватности математической модели дискретного аналога. В этом режиме вычисления производятся по аналогичной схеме, а в решаемой системе уравнений (4.1) положено, что $y(t) = 0$.

Система при этом принимает вид:

$$\begin{cases} m_{sp} \ddot{x}_o = -Cx - C\mu\dot{x} + m_{sp}j(t); \\ m_R \cdot j(t) = -F_{cm} \gamma_m \left(\exp\left(-\frac{t-t_{xx}}{T_m}\right) \sigma_0(t-t_{xx}) \right) + Cx. \end{cases} \quad (5)$$

Для сравнения используем непрерывную математическую модель, описывающую динамику торможения одноконцевой подъемной установки [2, 3]. Модель сведена к решению системы дифференциальных уравнений в усилиях:

$$\begin{cases} \ddot{T}_i + a_i \dot{T}_i + b_i T_i = c_i j \\ j = -\frac{1}{m_R} \left(F_{cm} \gamma_m \left(\exp\left(-\frac{t-t_{xx}}{T_m}\right) \sigma_0(t-t_{xx}) \right) + T_n \right) \end{cases}, \quad (6)$$

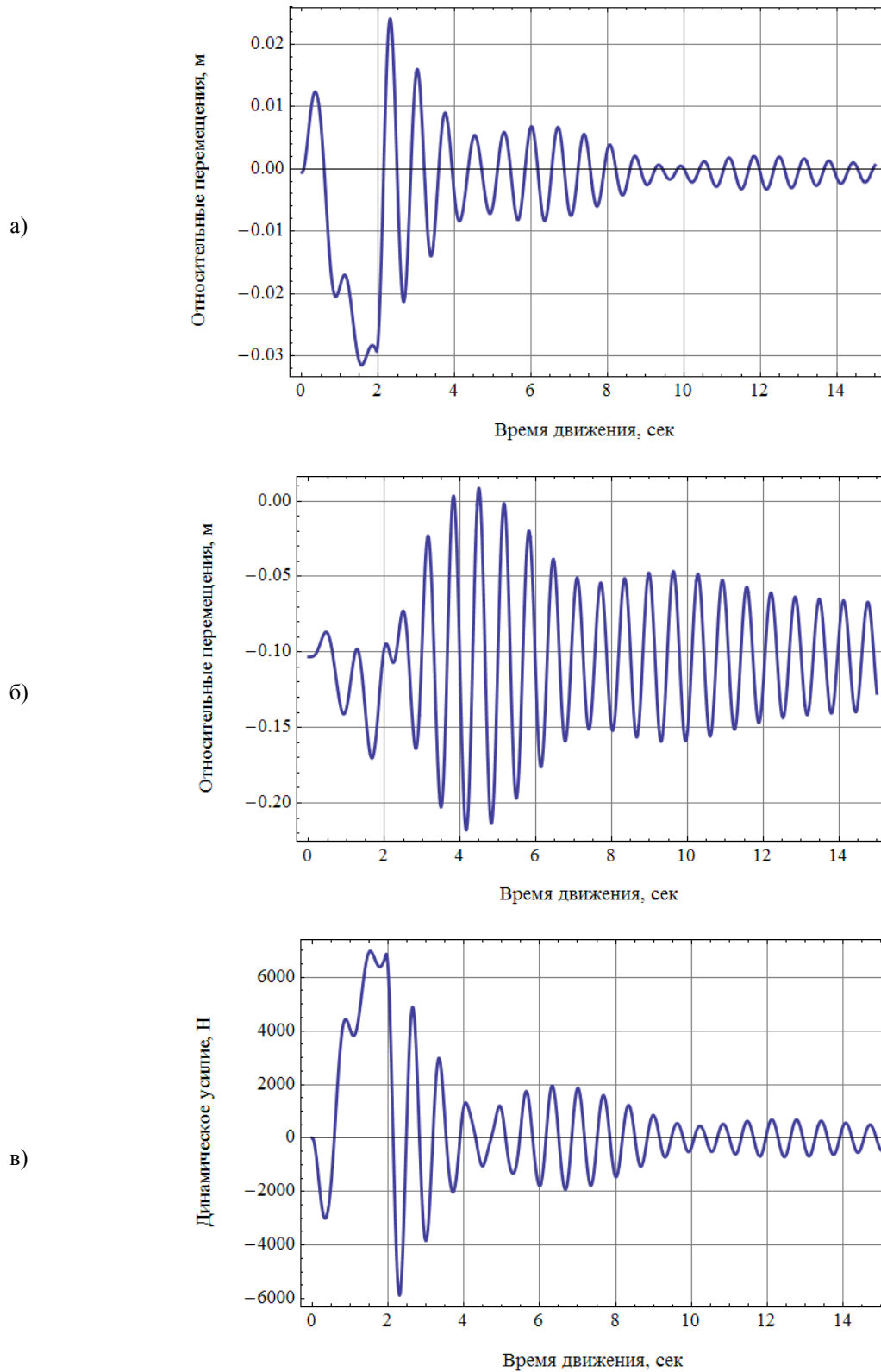


Рис. 2. Зависимости относительных вертикальных перемещений подъемного сосуда (а), центра струны каната (б) и динамических усилий в канате (в) для режима спуска груза

где T_i - i -й тон колебаний, a_i, b_i, c_i - численные константы, соответствующие этому тону, а $T_n = T_{cm} + T_d$ - полное усилие в канате.

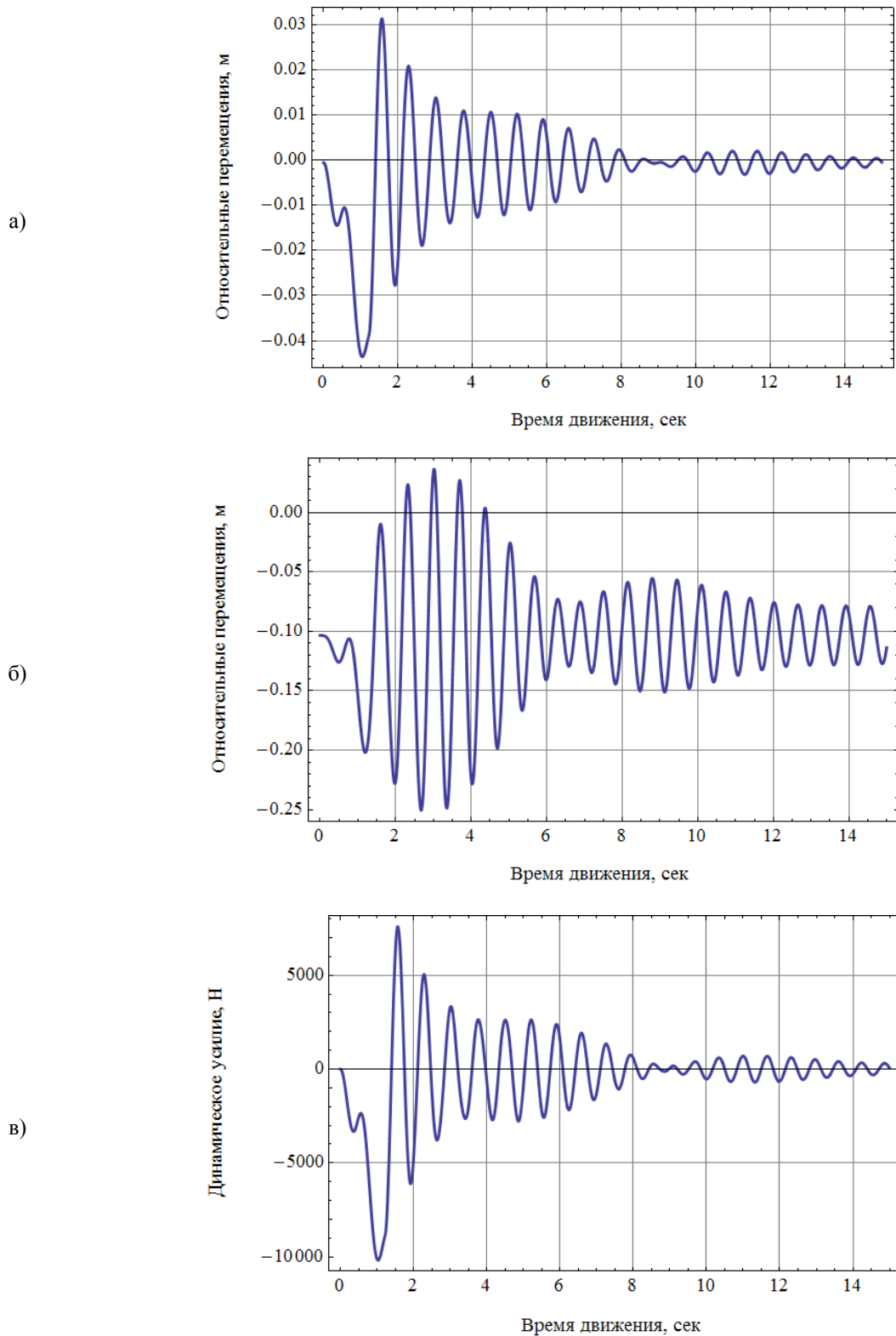


Рис. 3. Зависимости относительных вертикальных перемещений подъемного сосуда (а), центра струны каната (б) и динамических усилий в канате (в) для режима подъема груза

Динамическое усилие в нижнем сечении каната согласно модели вычисляется по формуле

$$T_0(x) = \sum_i T_i + \mu \dot{T}_i \cos \frac{\lambda_i}{l_k} x \tag{7}$$

и представляет собой сумму i -ых тонов динамических усилий в канате.

Учитывая, что собственные числа модели λ_i отстоят друг от друга на величину близкую к π , множитель $\cos \frac{\lambda_i}{l_k} x$ при $x = l_k$ имеет знакопеременный характер. Поэтому можно предположить, что учет 2-х и более тонов колебаний при вычислении динамического усилия в нижнем сечении каната для континуальной модели лишь уменьшает его абсолютную величину.

Это подтверждается численным экспериментом по определению динамических усилий, результаты которого приведены на рис. 4.

Наименьшее по модулю значение имеет динамическое усилие, полученное, как сумма ряда (4.4) в силу его знакопеременного характера (кривая 1). Динамическое усилие, представляющее собой лишь первый тон колебаний (кривая 2), превышает его на 3...5%. Решение дискретного аналога (кривая 3) превышает решение континуальной системы на 5...7%, что объясняется принятыми допущениями и обеспечивает запас по безопасности при исследовании условий для возникновения экстремальных режимов торможения. Полученные результаты подтверждают правомочность допущений, принятых при разработке математической модели дискретного аналога.

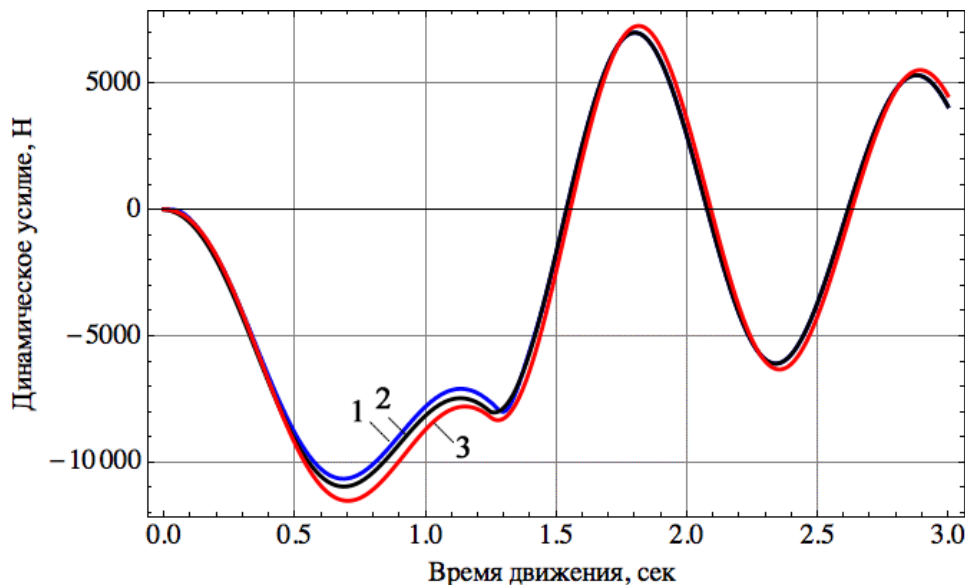


Рис. 4. Динамические усилия в нижнем сечении каната при торможении в режиме подъема груза:
1 – с учетом 5-ти тонов для континуальной модели; 2 – с учетом первого тона для континуальной модели;
3 – для дискретного аналога

Следовательно, критические параметры системы дискретного аналога, определенные из условия недопущения набегания подъемного сосуда на канат, обеспечивают запас по безопасности по сравнению с параметрами, полученными при использовании континуальной модели подъемной установки, что, в свою очередь, уменьшает вероятность возникновения аварийной ситуации при торможении подъемной установки.

Выводы

1. Для разработанной математической модели динамических процессов в струне и отвесе каната мобильной подъемной установки в режимах торможения реализовано программное решение системы дифференциальных уравнений с помощью адаптированного численного метода Рунге-Кутты.

2. В разработанном программном модуле проведены численные эксперименты для реальных параметров подъемной установки и характеристики тормозного усилия, результатом которых являются зависимости относительных поперечных перемещений струны каната, вертикальных перемещений подъемного сосуда и кинематики барабана.

3. Установлено, что при определенных параметрах механической системы подъемной установки имеет место соотношение частот собственных продольных и поперечных колебаний в канате близкое к единице, в результате чего возникает модуляция, приводящая к увеличению амплитуд соответствующих перемещений центра струны и подъемного сосуда.

4. Динамические усилия в канате, полученные при использовании дискретного аналога, превышают усилия для континуальной системы на 5...7%, что обеспечивает запас по безопасности при исследовании условий для возникновения экстремальных режимов торможения и подтверждает правомочность допущений, принятых при разработке математической модели дискретного аналога.

Список литературы

1. Правила безпеки в вугільних шахтах (НПАОП 10.0 –1.01–05). – К.: Відлуння, 2005. – 398 с.
2. Динамика шахтных подъемных установок / В.И. Белобров, В.А. Дзензерский, В.И. Самуся, С.Р. Ильин. – Днепропетровск: Изд-во Днепропетр. ун-та, 2000. – 384 с.
3. Ильин С.Р. Применение мобильных подъемных установок при аварийно-спасательных работах в шахтных стволах / С.Р. Ильин, С.В. Самуся // Материалы научн.-техн. конф. “Проблемы эксплуатации оборудования шахтных стационарных установок”. – Донецк: НИИГМ им. М.М. Федорова. – 2009. – С. 81–83.
4. Аварийно–спасательная передвижная подъемная установка / С.Н. Смоланов, О.А. Колесов, В.И. Бондаренко, В.И. Самуся, А.В. Москаленко // Уголь Украины. – 2003. – №1. – С. 43–45.
5. Пат. 51948 Україна, МПК E21F 11/00. Аварійно–рятувальна пересувна підіймальна машина / Самуся В.І., Смоланов С.М., Колесов О.А., Хіценко В.В., Москаленко О.В., Вігдергауз Л.П.; замовник та правовласник ДНКЦ НДІ ОМШБ. Опубл. 16.12.2002, Бюл. № 12

Рекомендовано до друку: к-том техн. наук, доц. Зіборовим К.А.