

*Довгань С.М., Азюковский А.А., Цыпленков Д.В., Самойленко А.А. кандидаты техн. наук*

*(Украина, Днепрпетровск, Национальный горный университет)*

## УРАВНЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ МНОГОПРИВОДНОЙ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ШАХТНОГО ПОДЪЕМА С МНОГОКАНАТНЫМИ ВЕДУЩИМИ ШКИВАМИ

**Постановка проблемы и её связь с прикладными задачами.** Существенным преимуществом неуравновешенной системы подъема по сравнению с уравновешенной системой является отсутствие хвостовых канатов, которые наиболее подвержены поперечным колебаниям. В ряде случаев поперечные колебания могут быть причиной усталостного разрушения проволок и преждевременного выхода из строя каната в целом [1]. Капитальные затраты на строительство неуравновешенной системы подъема меньше на 10% [2]. Однако двухканатные неуравновешенные подъемные установки с жестким креплением канатов к барабанам имеют существенный недостаток – многослойную навивку канатов, которой требуется специальная конструкция подъемной машины [2]. Таких недостатков лишена неуравновешенная система подъема, которая состоит из нескольких подъемных машин со шкивами трения, соединенных последовательно с общим тяговым органом (рис. 1). Преимущества такой системы подъема становятся более ощутимые для шахт глубиной более 1000-1200м. Таким образом, обоснование математической модели рассмотренной перспективной неуравновешенной многоприводной системы шахтной подъемной установки (ШПУ) с многоканатными ведущими шкивами трения является актуальной научной задачей, решение которой позволит разработать рациональные законы взаимосвязанного управления ведущими приводами.

**Анализ исследований и публикаций.** Выполненные ранее исследования в данном направлении позволили получить ряд интересных взаимосвязей движущих усилий приводных машин (рис. 1). В [2] установлено, что оптимальному режиму работы системы соответствует режим, который обеспечивает распределение общей передаваемой мощности между приводами таким образом, что увеличение нагрузки сверхдопустимой приводит к пробуксовке всех барабанов одновременно. Работа в таком оптимальном режиме характеризуется следующими соотношениями тяговых усилий каждого приводного барабана ( $F_{Д1}, F_{Д2}, F_{Д3}$ ) к общему тяговому усилию  $F_O$  при одинаковых углах обхвата:

$$\left. \begin{aligned}
 \frac{F_{Д1}}{F_O} &= \frac{1}{1 + \left(\frac{S_{нб}}{S_{сб}}\right)^{-\frac{1}{3}} + \left(\frac{S_{нб}}{S_{сб}}\right)^{-\frac{2}{3}}}; \\
 \frac{F_{Д2}}{F_O} &= \frac{1}{1 + \left(\frac{S_{нб}}{S_{сб}}\right)^{\frac{1}{3}} + \left(\frac{S_{нб}}{S_{сб}}\right)^{-\frac{1}{3}}}; \\
 \frac{F_{Д3}}{F_O} &= \frac{1}{1 + \left(\frac{S_{нб}}{S_{сб}}\right)^{\frac{1}{3}} + \left(\frac{S_{нб}}{S_{сб}}\right)^{\frac{2}{3}}}; \\
 F_O &= F_{Д1} + F_{Д2} + F_{Д3}
 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где  $S_{нб}$ ,  $S_{сб}$  – усилия со стороны набегающей и сбегающей ветвей канатов.

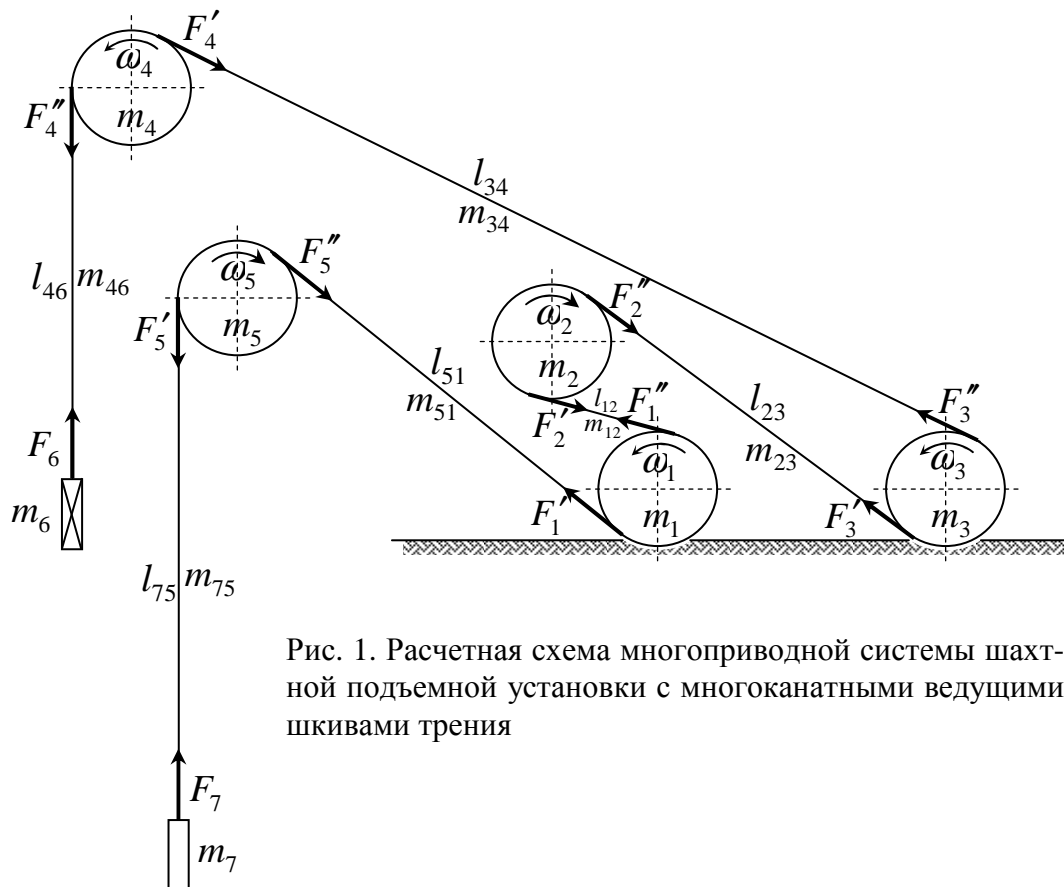


Рис. 1. Расчетная схема многоприводной системы шахтной подъемной установки с многоканатными ведущими шкивами трения

Так как непосредственное измерение усилий в набегающей и сбегающей ветвях каната является достаточно сложной практической задачей, целесообразно определять отношение  $S_{нб}/S_{сб}$  косвенно по общему тяговому усилию. В [2] предлагается следующая зависимость отношения  $S_{нб}/S_{сб}$  от  $F_O$ :

$$\frac{S_{нб}}{S_{сб}} = \frac{F_m + F_O}{F_m - F_O}; \quad (2)$$

где  $F_m = S_{нб} + S_{сб}$ .

Используя совместное решение уравнений (1) и (2) на рис. 2 представлена графическая зависимость тяговых усилий приводных барабанов от суммарного при одинаковых углах обхвата и  $F_m = 3 \cdot 10^6$  Н.

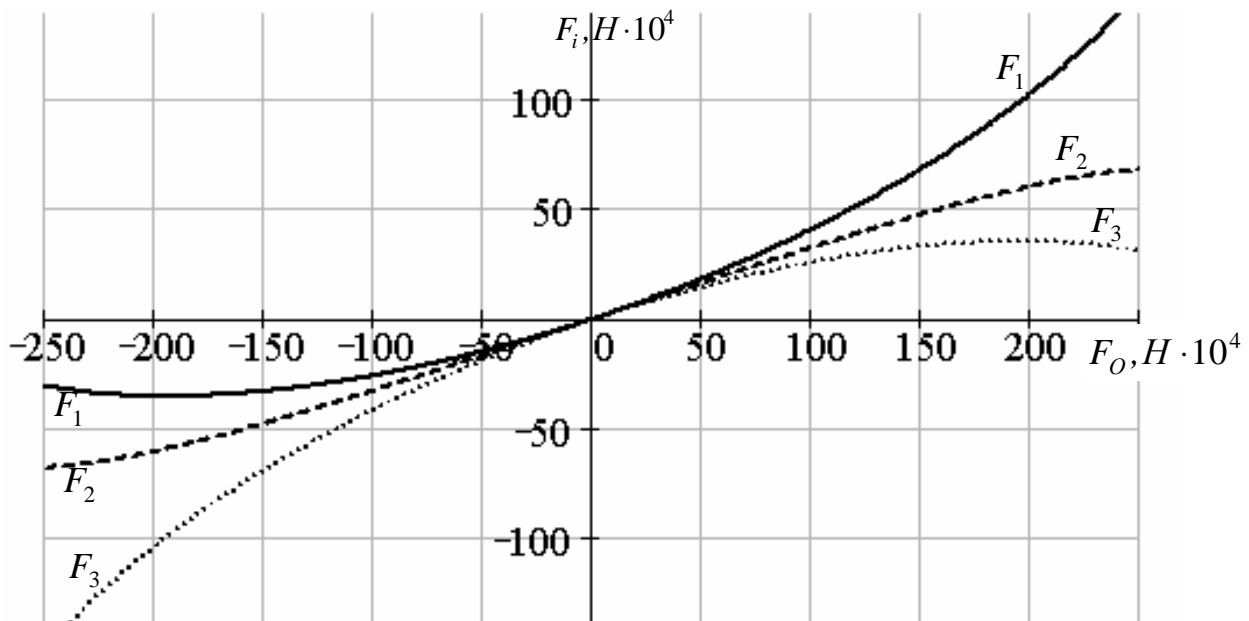


Рис. 2. Графики зависимостей тяговых усилий приводов  $F_{Д1}, F_{Д2}, F_{Д3}$  от общего тягового усилия  $F_O$

Анализ кривых показывает, что при обеспечении оптимального режима работы при подъеме движущий момент первого двигателя должен уменьшаться, а третьего – увеличиваться, в режиме спуска – наоборот. Максимальные значения моментов имеют место в периоды ограничения ускорения. Эти моменты и определяют выбор мощности первого и третьего привода, мощность которых одинаковая. При этом мощность второго привода изменяется незначительно и составляет около 30% от общей (суммарной) мощности [2].

Суммарную мощность следует определять аналогично обыкновенному расчету для неуравновешенного подъема с учетом суммарного тягового усилия и динамической составляющей.

Для описания динамических свойств рассмотренной системы подъема в [3] предлагается использовать метод граничных упругостей. Таким образом, полученных результатов исследования статики и динамики ШПУ достаточно для построения эффективной системы автоматического управления (САУ) [3].

Однако для синтеза более качественной по динамическим параметрам САУ ШПУ следует использовать при описании динамики подъема методы математической физики [4]. В связи с этим, обоснование динамической модели

электромеханической системы рассмотренной подъемной установки требует дополнительных исследований.

**Постановка задачи.** Задачей исследований является обоснование динамической модели многоприводной электромеханической системы ШПУ с многоканатными ведущими шкивами трения на базе прямого метода математической физики, что позволит синтезировать рациональные САУ.

**Основной материал и результаты исследования.** Рассмотрим методику составления структурного представления механической части статически неуравновешенной системы подъема (рис. 1) с использованием прямого метода математической физики, который позволяет наиболее точно учесть распределенные параметры элементов установки с наименьшей жесткостью (подъемных канатов) и в дальнейшем синтезировать законы управления электроприводом подъема, обеспечивающие минимизацию динамических усилий при заданном быстродействии.

Известно [2, 4], что канат представляет собой упругий элемент с распределенной по его длине массой, что приносит определенные трудности при синтезе высококачественные САУ ШПУ. С учетом определенных допущений можно достигнуть значительного упрощения задачи учета динамических свойств каната и синтезировать при этом САУ с высокими динамическими показателями.

Исследования влияние каната на динамику ШПУ целесообразно по расчетной схеме рис. 1. При составлении математической модели ШПУ приняты следующие допущения:

- подъемные сосуда двигаются в жестких направляющих устройствах [5];
- не учитывается влияние взаимодействия сосудов с армировкой столба на усилия в канатах [5];
- не учитывается влияние дуги скольжения в точке набегания (сбегания) канатов на шкивы трения на динамические процессы в канате;
- не учитывается влияние поперечных и крутильных колебаний на продольные колебания [6];
- диссипация энергии в канатах учитывается по гипотезе Фойгхта [7];
- коэффициент трения о футеровку барабана считается постоянным на всей дуге обхвата барабана канатом;
- угол обхвата канатом приводных шкивов трения одинаковый [2, 3];
- не учитывается неравномерность распределения массы по длине каната, которая обусловлена деформацией от собственного веса;
- не учитываются силы внутреннего трения в канате.
- система канатов заменена соответствующим эквивалентным канатом.

При этих допущениях расчетная схема является семимассовой, а канат можно считать идеальным упругим стержнем, динамика которого описывается волновым уравнением [8]:

$$\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} = v_6^2 \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2},$$

где  $t$  – время, с;  $x$  – лагранжевая координата сечения, м;  $u(x,t)$  – перемещение сечения с координатой из положения равновесия, м;  $v_6$  – скорость распространения волны упругой продольной деформации.

Рассмотрим алгоритм синтеза структурного представления многоприводной электромеханической системы ШПУ с многоканатными ведущими шкивами трения на базе прямого метода математической физики.

С использованием уравнений типа (3) запишем систему дифференциальных уравнений, которые описывают динамику ШПУ (рис. 1):

$$\left. \begin{aligned} m_1 \frac{d^2 h_1}{dt^2} &= F_{Д1} - F'_1 + F''_1; \\ m_2 \frac{d^2 h_2}{dt^2} &= F_{Д2} - F'_2 + F''_2; \\ m_3 \frac{d^2 h_3}{dt^2} &= F_{Д3} - F'_3 + F''_3; \\ m_4 \frac{d^2 h_4}{dt^2} &= F''_4 - F'_4; \\ m_5 \frac{d^2 h_5}{dt^2} &= F''_5 - F'_5; \\ m_6 \frac{d^2 h_6}{dt^2} &= -F_6; \\ m_7 \frac{d^2 h_7}{dt^2} &= F_7; \end{aligned} \right\} \begin{aligned} \frac{\partial^2 h_{К12}}{\partial t^2} &= v_6^2 \frac{\partial^2 h_{К12}}{\partial x_{К12}^2}; \\ \frac{\partial^2 h_{К23}}{\partial t^2} &= v_6^2 \frac{\partial^2 h_{К23}}{\partial x_{К23}^2}; \\ \frac{\partial^2 h_{К34}}{\partial t^2} &= v_6^2 \frac{\partial^2 h_{К34}}{\partial x_{К34}^2}; \\ \frac{\partial^2 h_{К51}}{\partial t^2} &= v_6^2 \frac{\partial^2 h_{К51}}{\partial x_{К51}^2}; \\ \frac{\partial^2 h_{К46}}{\partial t^2} &= v_6^2 \frac{\partial^2 h_{К46}}{\partial x_{К46}^2}; \\ \frac{\partial^2 h_{К75}}{\partial t^2} &= v_6^2 \frac{\partial^2 h_{К75}}{\partial x_{К75}^2}; \end{aligned}$$

где  $m_1, m_2, m_3$  – приведенные массы соответствующих приводных шкивов трения, кг;  $m_4, m_5$  – приведенные массы соответствующих отклоняющих шкивов, кг;  $m_6, m_7$  – масса противовеса и подъемного сосуда соответственно, кг;  $h_1, h_2, h_3, h_4, h_5, h_6, h_7$  – линейное перемещение приводных шкивов трения, отклоняющих шкивов, противовеса и подъемного сосуда соответственно, м;  $F_{Д1}, F_{Д2}, F_{Д3}$  – движущие динамические усилия соответствующих подъемных машин, Н;  $F'_1, F'_2, F'_3, F'_4, F'_5$  – полные динамические составляющие усилий в точках набегания каната на барабан, Н;  $F''_1, F''_2, F''_3, F''_4, F''_5$  – полные динамические составляющие усилий в точках сбегания каната на барабан, Н;

$F_6, F_7$  – усилия в точках присоединения каната к сосредоточенным массам (соответственно к противовесу и подъемному сосуду), Н;  $h_{K12}, h_{K23}, h_{K34}, h_{K51}, h_{K46}, h_{K75}$  – перемещение сечений канатов с соответствующими координатами  $x_{K12}, x_{K23}, x_{K34}, x_{K51}, x_{K46}, x_{K75}$  от положения равновесия, м.

**Выводы и направление дальнейших исследований.** Рассматривая полученную систему дифференциальных уравнений, которые описывают динамику многоприводной многоканатной ШПУ приводными шкивами трения, следует отметить, что полученная система уравнений механической части многоприводной многоканатной ШПУ:

– на методологическом уровне является более точной по сравнению с известными методами: Терехова, Релея, граничных упругостей, так как используемый прямой метод математической физики позволяет получить наиболее точное решение задач подъема [4];

– служит основой для построения электромеханической системы с приводами постоянного или переменного тока;

– позволяет синтезировать высококачественные системы и законы управления электроприводами.

#### Список литературы

1. Гаркуша Н.Г., Дворников В.И. Параметрические автоколебания в шахтном подъемном канате // Сб. Стальные канаты. – К.: Техника, 1968. – Вып. 5. – С. 54-56.
2. Чермалых В.М., Родькин Д.И., Каневский В.В. Системы электропривода и автоматики рудничных стационарных машин и установок. – М.: Недра, 1976. – 398 с.
3. В.М. Назаренко, В.М. Чермалых Исследование динамики многоприводной системы шахтного подъема с канатопроводящими шкивами трения // Изв. Вуз. Горный журнал. – 1976. – №10. – С.126-134.
4. Довгань С.М., Самойленко А.А. Обґрунтування раціонального представлення електромеханічної системи з податливими елементами для реалізації оптимальних систем автоматичного керування // Сборник научных трудов НГУ. – Днепропетровск: РВК НГА України. – 2002. – Том 1. – №15. – С. 167-176.
5. Гаркуша Н.Г. Экспериментальные исследования взаимодействия подъемного сосуда с упругим канатом и жесткой арматурой шахтного ствола // Сб. Стальные канаты. – К.: Техника. – 1971. – Вып. 8. – С. 225-229.
6. Флоринский Ф.В., Колосов Л.В., Обухов А.Н. О поперечных колебаниях подъемных канатов // Сб. Стальные канаты. – К.: Техника. – 1972. – Вып. 9. – С. 275-279.
7. Савин Г.Н., Горошко О.А. Динамика нити переменной длины. – К.: Изд-во АН УССР, 1962. – 257 с.
8. Католиков В.Е., Динкель А.Д., Седунин А.М. Автоматизированный электропривод подъемных установок глубоких шахт. – М.: Недра. – 1983. – 270 с.