

УДК 622.673.1

ДИНАМИКА МНОГОКАНАТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ ПРИ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОМ ТОРМОЖЕНИИ

Логвинов Н.Г., докт. техн. наук, проф., Жлобич Н.Я. ст. преп.

Донецкий национальный технический университет

Решается задача снижения динамики шахтной многоканатной подъемной установки путем использования гасителей колебаний.

The problem of reduction in dynamics a mine many rope of elevating installation is solved by use of devices of clearing of fluctuations.

Проблема и ее связь с научными или практическими задачами. В статье рассматривается вопрос целесообразности установки гасителей колебаний в многоканатной подъемной установки с целью снижения динамики работы подъема. Сравниваются два случая: а) когда гаситель колебаний имеет массу 2-4% от массы груженого сосуда и крепится непосредственно к нему; б) когда гасителем колебаний является сам подъемный сосуд в системе приведенных масс подъемной установки.

Анализ исследований и публикаций. При предохранительном торможении подъемной установки с гасителями колебаний, установленными на сосудах, движение звеньев многоканатного подъема описывается системой дифференциальных уравнений для пятимассовой системы [1].

$$\left\{ \begin{aligned} & \left(m_1 + \frac{m_{k_2} + m_{k_3}}{3} \right) \ddot{x}_1 + \frac{m_{k_2}}{6} \ddot{x}_2 + \frac{m_{k_3}}{6} \ddot{x}_3 + c_2 \{x_1 - x_2\} + c_3 \{x_1 - x_3\} = -F_m - \{Q_1 - Q_2\} \\ & \left(m_2 + \frac{m_{k_2}}{3} \right) \ddot{x}_3 + \frac{m_{k_2}}{6} \ddot{x}_1 - k_4 \{\dot{x}_4 - \dot{x}_2\} + c_2 \{x_2 - x_1\} - c_4 (x_4 - x_2) = 0; \\ & \left(m_3 + \frac{m_{k_3}}{3} \right) \ddot{x}_3 + \frac{m_{k_3}}{6} \ddot{x}_1 - k_4 \{\dot{x}_5 - \dot{x}_3\} + c_3 \{x_3 - x_1\} - c_5 \{x_5 - x_3\} = 0; \\ & m_4 \ddot{x}_4 + k_4 (\dot{x}_4 - \dot{x}_2) + c_4 (x_4 - x_2) = 0; \\ & m_5 \ddot{x}_5 + k_5 (\dot{x}_5 - \dot{x}_3) + c_5 (x_5 - x_3) = 0. \end{aligned} \right. \quad (1)$$

В первом уравнении системы (1) рассматривается динамическое равновесие канатоведущих шкивов. При этом в левой части уравне-

ния учтены силы инерции, приведенной к шкивам, массы вращающихся элементов привода m_1 , массы канатов m_{k2} , m_{k3} , а так же силы упругости, действующие на канаты, и вызванные их деформациями. В правой части записаны концевые нагрузки на канаты в виде весов груженого и порожнего сосудов и силы предохранительного двухступенчатого торможения $F_m(1)$. Вес полезного поднимаемого материала равен разности весов груженого и порожнего сосудов:

$$Q_1 - Q_2 = \pm Q_n,$$

где знак “плюс” принят при предохранительном торможении поднимаемого груженого сосуда, знак “минус” – при опускании груженого сосуда.

Для решения системы уравнений (1) нами составлены программы для персональных компьютеров “Syst-5mass-new.nb”, “Syst-5mass-nonsmech.nb” и др. Сила торможения F_m прикладывается к шкивам в виде двух ступеней, с холостым ходом для первой ступени $t_{xx} = 0.3$ с и полным временем действия $t = 3,1$ с ; при этом отношение усилий $F_{2m}/F_{1m} = 2$. Кривую нарастания усилия первой ступени и переход ко второй ступени рекомендуют принимать по экспоненциальной функции (рис.1.а) [2]. В нашем решении нарастание усилий принимаем по линейному закону (рис.1.в).

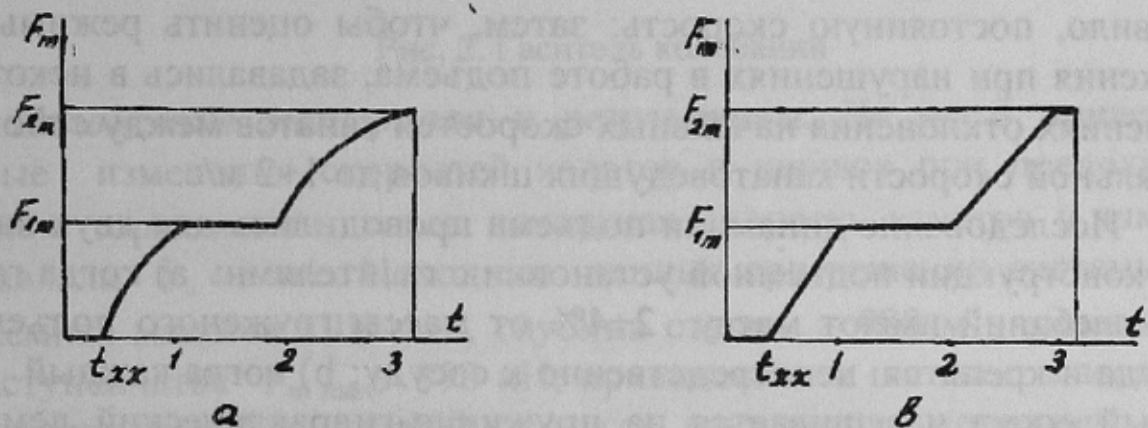


Рис.1. Графики нарастания силы торможения по двухступенчатому экспоненциальному закону (1, а) и по линейному закону (1, в)

Сила торможения F_m , прикладываемая к шкивам и передаваемая грузовым канатам, огибающим канатоведущие шкивы, реализуется в пределах дуги обхвата шкивов канатами. Максимальный тормозной момент по ТБ, прикладываемый к канатоведущим шкивам определяется как

$$M_{m \max} \geq 3 M_{cm},$$

где $M_{cm} = Q_n \cdot R_{шк}$, $R_{шк}$ – радиус канатоведущего шкива.

Жесткости канатов C_2 и C_3 определялись, исходя из площади сечения, свободной длины и модуля упругости. Длины канатов зависят от положения подъемных сосудов в стволе. Модуль упругости канатов E зависит от их конструкции, свободной длины, плотности, запаса прочности и износа в процессе эксплуатации, но он всегда ниже модуля упругости эквивалентного канату цилиндрического стержня $E_{\text{пр}}=2,2 \cdot 10^5$ Н/мм. [3],[4]. Для определения E канатов использовались зависимости, предложенные в работе [4]; при этом принималось, что динамическая и статическая жесткости канатов одинаковы для многоканатного подъема. Для машин типа ЦШ 4×4 назначались канаты с металлическим сердечником по ГОСТ 7669-80, диаметром 39 и 45,5 мм.

Постановка задачи. При решении систем уравнений (1) по указанным программам с использованием компьютеров начальные условия при предохранительном торможении выбирались такими: при $t=0$, в начале торможения, начальные скорости $\dot{X}_{o_{11}} = \dot{X}_{o_2} = \dot{X}_{o_3} = \dot{X}_{o_4} = \dot{X}_{o_5} = 2$ м/с, затем 5 м/с, 8 м/с, 12 м/с; а начальные перемещения $X_{o_1} = X_{o_2} = X_{o_3} = X_{o_4} = X_{o_5} = 0$. Решения выполнялись при торможении шкивов с канатами, имеющими, как правило, постоянную скорость; затем, чтобы оценить режимы торможения при нарушениях в работе подъема, задавались в некоторых решениях отклонения начальных скоростей канатов между собой и от начальной скорости канатопроводящих шкивов до $1 \div 2$ м/с.

Исследование динамики подъема проводилось для двух вариантов конструкции подъемной установки с гасителями: а) когда гасители колебаний имеют массу $2 \div 4\%$ от массы груженого подъемного сосуда и крепятся непосредственно к сосуду; б) когда каждый подъемный сосуд навешивается на пружинно-гидравлический демпфер-гаситель, прикрепляемый к раме подъемного сосуда (рис.2). Во втором случае масса рамы с приведенным к ней массами канатов мало отличается (имеет одинаковый порядок) по величине от массы подъемного сосуда с грузом, а эффективность гашения колебаний при этом выше.

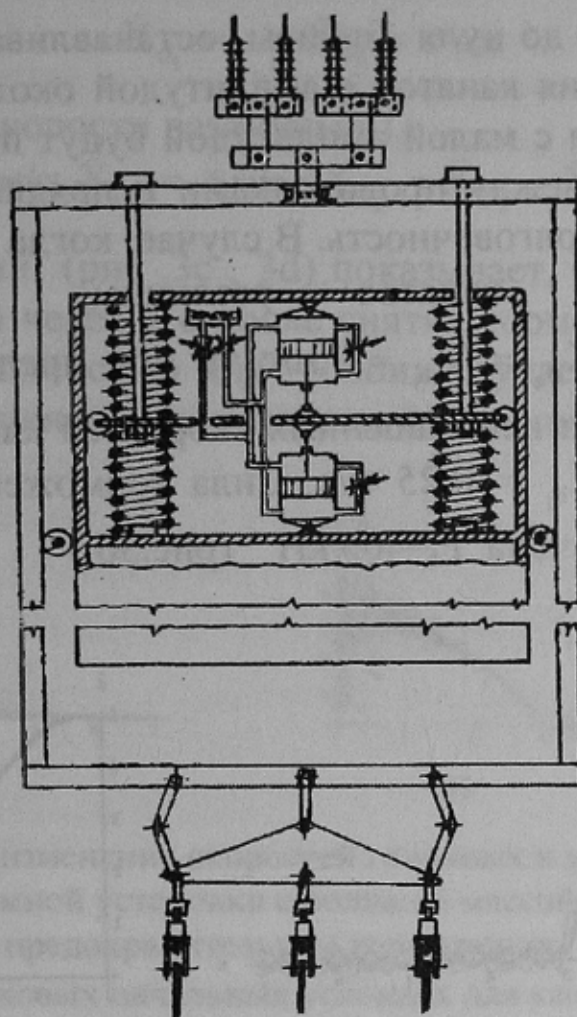


Рис. 2. Гаситель колебаний

Изложение материала и результаты. На рис.3 приведены кривые изменения скоростей канатов и шкивов при предохранительном торможении, когда начальная скорость канатов и шкивов составляли $\dot{X}_0 = 5$ м/с. Исходные данные при решении системы (1): подъемная машина ЦШ 4×4, глубина ствола - 980 м, торможение двухступенчатое $F_{m \max} = 390$ кН; приведенная к шкивам масса вращающихся частей $m_1 = 40000$ кг; массы груженого и порожнего сосудов $m_2 = 52000$ кг; $m_3 = 32000$ кг, массы головных канатов обеих ветвей $m_{к_2} = m_{к_3} = 5250$ кг; массы гасителей $m_4 = m_5 = 2000$ кг, (I вариант). Жесткости канатов поднимающейся и опускающейся ветвей головных канатов $c_2 = c_3 = 2.5 \cdot 10^6$ Н/м, пружин гасителей $c_4 = c_5 = 55000$ Н/м. Концевые грузы, т.е. веса груженого и порожнего сосудов $Q_1 = 880$ кН; $Q_2 = 490$ кН. Начальные условия $\dot{X}_{o_1} = \dot{X}_{o_2} = \dots = \dot{X}_{o_5} = 5$ м/с; $X_{o_1} = X_{o_2} = \dots = X_{o_5} = 0$ м.

Как видим из осциллограмм (рис 3.а) в процессе действия силы торможения в течении $t = 3,1$ с скорости канатов и шкивов

уменьшаются до нуля (шкивы останавливаются) и происходят малые колебания канатов с амплитудой около 0,25 м/с. Практически эти колебания с малой амплитудой будут погашены за счет внутреннего трения между проволочками и прядями в ветвях канатов, чем снижают их долговечность. В случае, когда начальные скорости шкивов и канатов различны, например: $\dot{X}_{o_1} = 4 \text{ м/с}$; $\dot{X}_{o_2} = \dot{X}_{o_3} = \dot{X}_{o_4} = \dot{X}_{o_5} = 5 \text{ м/с}$ то при предохранительном торможении амплитуда непогашенных скоростей канатов остаются примерно теми же - $\dot{X}_{o_i} = 0,25 \text{ м/с}$. Сила торможения F_H при этом будет немного увеличена $F_t = 405 \text{ кН}$ (рис.3б)

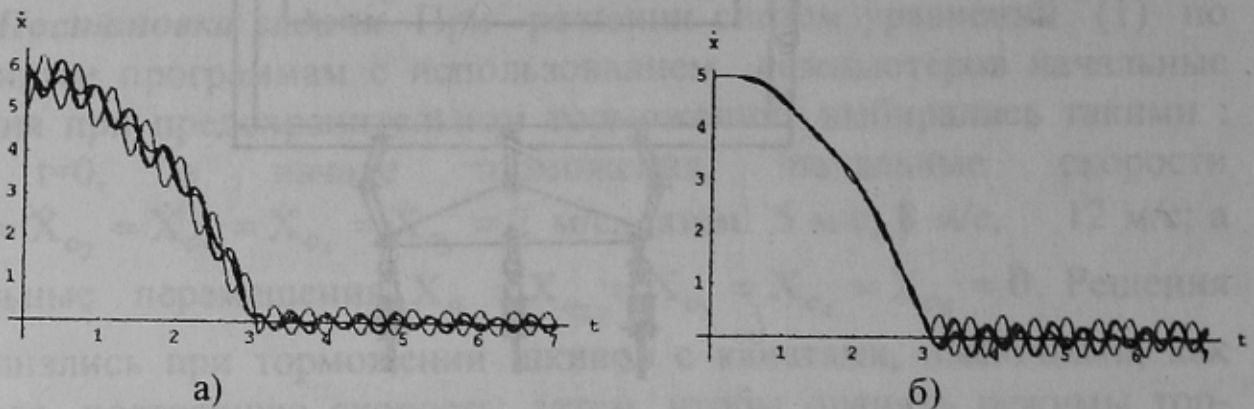


Рис.3, а, б. Графики изменения скоростей головных и уравнивающих канатов подъемной установки с малой массой гасителя (2...4%) при предохранительном торможении

а) при разных начальных условиях для канатов $\dot{X}_{o_1} = 6 \text{ м/с}$;

$$\dot{X}_{o_2} = \dot{X}_{o_3} = \dot{X}_{o_4} = \dot{X}_{o_5} = 5 \text{ м/с}$$

б) при одинаковых начальных условиях $\dot{X}_{o_1} = \dot{X}_{o_2} = \dots = \dot{X}_{o_5} = 5 \text{ м/с}$

Если гасители колебаний установить в верхней части подъемных сосудов, т.е. "навешивать" сосуды на пружинно-гидравлический демпфер (II вариант), то значения масс в пятимассовой системе изменятся. Для той же подъемной машины ЦШ 4×4, в случае когда длины головных канатов общих ветвей одинаковы, значения приведенных масс таковы: $m_1 = 47000 \text{ кг}$; $m_2 = m_3 = 17000 \text{ кг}$, $m_{к_2} = m_{к_3} = 12000 \text{ кг}$, $m_4 = 21300 \text{ кг}$, $m_5 = 11400 \text{ кг}$. Параметры гасителей колебаний остаются такими же, что и для I варианта. Сила торможения $F_{T \text{ max}} = 405 \text{ кН}$. Начальные условия, как и в I варианте взяты для двух случаев:

а) начальные скорости шкивов и канатов постоянные

$$\dot{X}_{o_1} = \dots = \dot{X}_{o_5} = 5 \text{ м/с}$$

в) начальные скорости различные

$$\dot{X}_{o_1} = 5 \text{ м/с}; \dot{X}_{o_5} = 4 \text{ м/с}; \dot{X}_{o_2} = \dot{X}_{o_3} = \dot{X}_{o_4} = 5 \text{ м/с}.$$

Анализ решений (рис .3с , 3d) показывает, что при II варианте установки гасителей через 2 с после снятия тормозного момента колебания затухают полностью для обоих случаев, когда начальные скорости канатов и шкивов одинаковы и когда они различны.

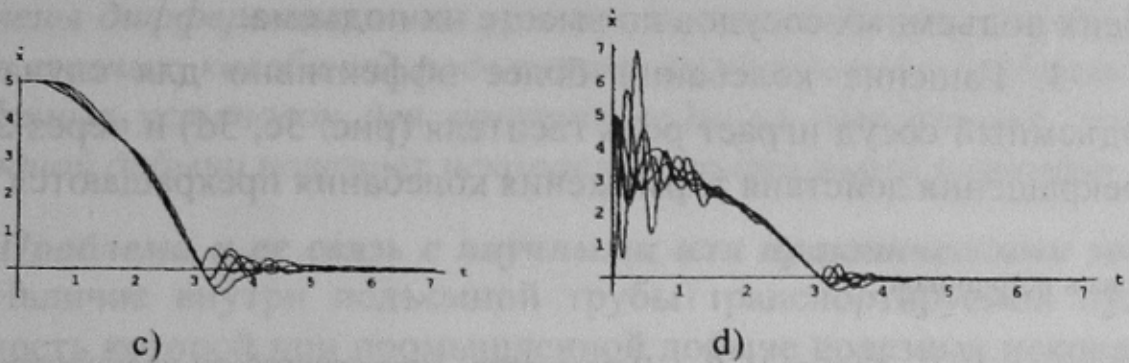


Рис.3, с, d. Графики изменения скоростей головных и уравнивающих канатов подъемной установки с большой массой гасителя при предохранительном торможении

с) при одинаковых начальных условиях для канатов; 5 м/с

d) при различных начальных условиях для канатов

Исследования показывают, что при “ненастроенном” гасителе, т. е . когда жесткость пружин гасителя c_4, c_5 и коэффициенты вязкости k_4, k_5 взяты произвольно, после снятия тормозного момента M_m , колебания канатопроводящих шкивов и канатов не прекращаются (рис. 4а)

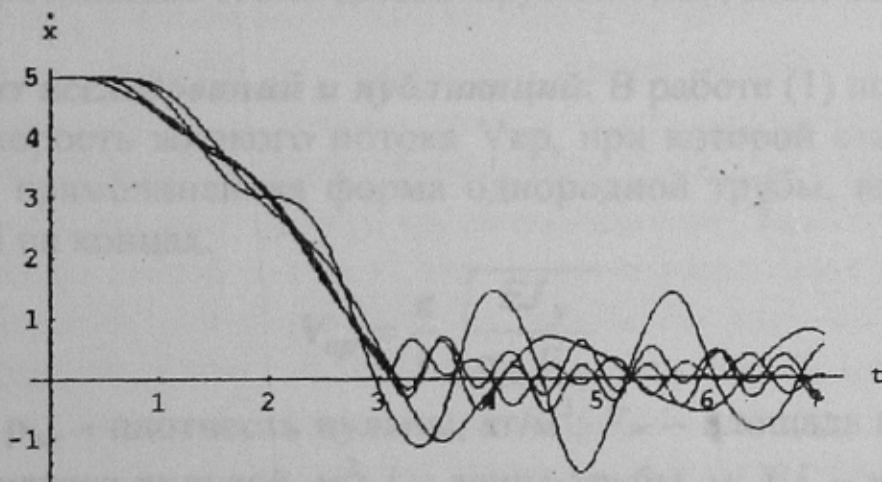


Рис.4. Графики изменений скоростей канатов подъемной установки при «ненастроенном» гасителе

Выводы и направления дальнейших исследований.

1. С целью снижения динамики многоканатной подъемной установки в режиме предохранительного торможения следует устанавливать пружинно-гидравлические демпферы (гасители) в подъемных сосудах.

2. Поскольку жесткости канатов зависят от положения сосудов в стволе, то гасители следует настраивать для среднего положения обеих подъемных сосудов по высоте их подъема.

3. Гашение колебаний более эффективно для случая, когда подъемный сосуд играет роль гасителя (рис. 3с, 3d) и через 2 с после прекращения действия торможения колебания прекращаются

Список источников

1. Логвинов Н. Г., Жлобич Н. Я. . Исследование динамики работы многоканатной подъемной установки с гасителями колебаний на подъемных сосудах. // Труды Донецкого государственного технического университета . Выпуск 16 , серия горно-электромеханическая , -Донецк : Дон ГТУ, 2000 – с .178 ÷ 180
2. Белобров В. И. , Абрамовский В. Ф. , Самуся В.Ч. Тормозные системы шахтных подъемных машин, Киев, Наукова думка , 1990 с. 77÷81 .
3. Потураев В. Н. , Белобров В. И. , Михайличенко Е. И. Анализ динамики механических систем на аналоговых ЭВМ .Киев , Выща школа ,1989 ,150 с.
4. Католиков В. Е. , Динкель А.Д. , Седунин А. М. Автоматизированный электропривод подъемных установок глубоких шахт. М. , Недра ,1983 , с. 140÷143 .