

Вывод. Из графиков на рис. 2 и рис. 3 следует, что при деформации газожидкостного столба коэффициент скольжения фаз – величина переменная, и чем ближе к устью эрлифта, тем он меньше. Но при Q_{max} он может возрастать (рис. 3), так как газожидкостная смесь представляет собой мелко дисперсную структуру. Теоретическая кривая 1 газонасыщенного потока на рис. 2 пересекает область всех экспериментальных кривых и ни одной не подобна. Этот фактор указывает на то, что кроме явления деформации необходимо учитывать гидродинамику процесса движения жидкости.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Арманд А.А., Невструева Е.И. Исследование механизма движения двухфазной смеси в вертикальной трубе. Известия ВТИ, №2, 1960 г.
2. Крылов А.П. Потери трения и скольжения при движении жидкости и газа по вертикальным трубам.

УДК 622.673.1

СНИЖЕНИЕ ДИНАМИКИ МНОГОКАНАТНОЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ В РЕЖИМЕ ПРЕДОХРОНИТЕЛЬНОГО ТОРМОЖЕНИЯ ПУТЕМ УСТАНОВКИ ГАСИТЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ

Жлобич Н.Я. ст. пр.

Красноармейский индустриальный институт ДонНТУ

В статье рассматривается вопрос целесообразности установки гасителей колебаний в многоканатной подъемной установке с целью снижения динамики работы подъема. Сравняются два случая: а) когда гаситель колебаний имеет массу 2÷4% от массы грузенного сосуда и крепиться непосредственно к нему; б) когда гасителем колебаний является сам подъемный сосуд в системе приведения масс подъемной установки.

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

$$\left(m_1 + \frac{m_{k_2} + m_{k_3}}{3}\right) \ddot{x}_1 + \frac{m_{k_2}}{6} \ddot{x}_2 + \frac{m_{k_3}}{6} \ddot{x}_3 + c_2 \{x_1 - x_2\} + c_3 \{x_1 - x_3\} = -F_m - \{Q_1 - Q_2\};$$

$$\left(m_2 + \frac{m_{k_2}}{3}\right) x_3 + \frac{m_{k_2}}{6} x_1 - k_4 \{\dot{x}_4 - \dot{x}_2\} + c_2 \{x_2 - x_1\} - c_4 (x_4 - x_2) = 0;$$

$$\left(m_3 + \frac{m_{k_3}}{3}\right) \ddot{x}_3 + \frac{m_{k_3}}{6} \ddot{x}_1 - k_4 \{\dot{x}_5 - \dot{x}_3\} + c_3 \{x_3 - x_1\} - c_5 \{x_5 - x_3\} = 0; \quad (1)$$

$$m_4 \ddot{x}_4 + k_4 (\dot{x}_4 - \dot{x}_2) + c_4 (x_4 - x_2) = 0;$$

$$m_5 \ddot{x}_5 + k_5 (\dot{x}_5 - \dot{x}_3) + c_5 (x_5 - x_3) = 0.$$

В первом уравнении системы (1) рассматривается динамическое равновесие канатоведущих шкивов. При этом в левой части уравнения учтены силы инерции, приведенной к шкивам, массы вращающихся элементов привода m_1 , массы канатов m_{k_2} , m_{k_3} , а так же силы упругости, действующие на канаты, 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 згруженого сосуда, знак “минус” – при опускании груженого сосуда.

Для решения системы уравнений (1) нами составлены программы для персональных компьютеров “Syst-5mass-new.nb”, “Syst-5mass-popsmech.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).

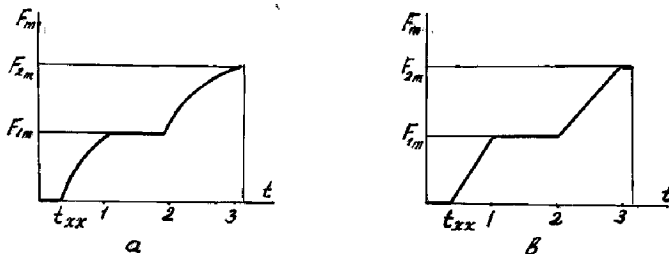


Рис.1

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 $E_{ст} = 2,2 \cdot 10^5$ 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.

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 $\dot{X}_{o1} = \dot{X}_{o2} = \dot{X}_{o3} = \dot{X}_{o4} = \dot{X}_{o5} = 2$ м/с, затем 5 м/с, 8 м/с, 12 м/с; а начальные перемещения $X_{o1} = X_{o2} = X_{o3} = X_{o4} = X_{o5} = 0$. 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 канатоведущих 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.

На рис.3 приведены кривые изменения скоростей канатов и шкивов при предохранительном торможении, когда начальная скорость канатов и шкивов составляли $\dot{X}_o = 5$ 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.

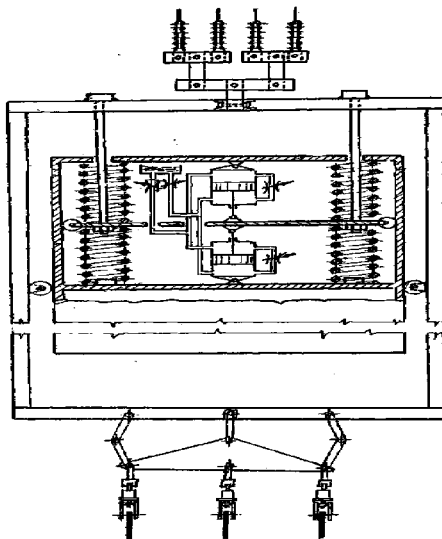


Рис. 2

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: $\dot{X}_{o_1} = 4$ м/с; $\dot{X}_{o_2} = \dot{X}_{o_3} = \dot{X}_{o_4} = \dot{X}_{o_5} = 5$ м/с то при предохранительном торможении амплитуда непогашенных скоростей канатов остаются примерно теми же - $\dot{X}_{o_i} = 0,25$ м/с. Сила торможения $F_{т}$ при этом будет немного увеличена $F_{т}=405$ кН (рис.3б)

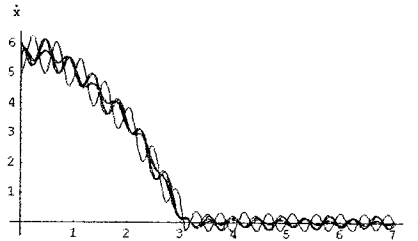


Рис.3.а

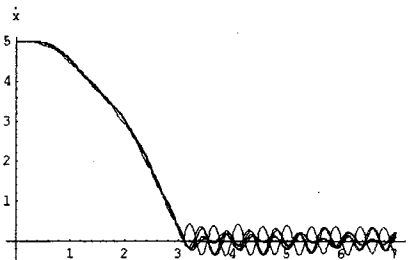


Рис.3.б

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: $m_1 = 47000$ кг; $m_2 = m_3 = 17000$ кг, $m_{к2} = m_{к3} = 12000$ кг, $m_4 = 21300$ кг, $m_5 = 11400$ кг. Параметры гасителей колебаний остаются такими же, что и для I варианта. Сила торможения $F_{т\max} = 405$ 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, 3д) 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.

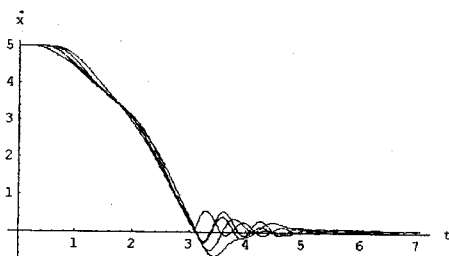


Рис.3.с

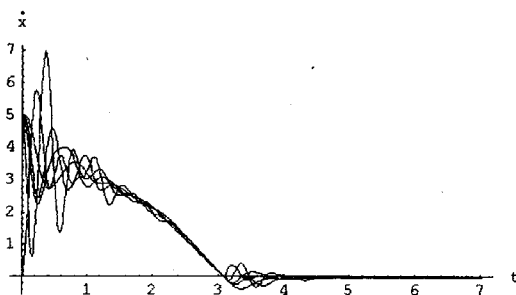


Рис.3.д

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 канатоведущих шкивов и канатов не прекращаются (рис. 4а)

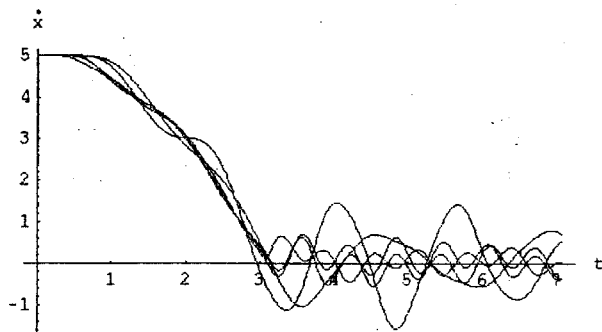


Рис.4.а

Выводы:

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.

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 .