Горные стационарные установки и машины.
Записки Ленинградского горного института. Л., 1988. Т.117

УДК 622.673

ДИНАМИКА КАНАТОВ В ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВКАХ СО ШКИВАМИ ТРЕНИЯ И НАТЯЖНЫМИ УСТРОЙСТВАМИ

С.С.НАУМОВ

В шахтном подъеме перспективным направлением является разработка подъемных установок на основе многоканатных подъемных машин со шкивами трения натяжными устройствами [1, 2] .

В настоящее время нет опыта применения натяжных устройств в подъемных установках ни на горных предприятиях Советского Союза, ни в мировой практике. Поэтому исследование распределения нагрузок в элементах таких установок, прежде всего в канатах, становится одной из актуальных задач по внедрению подобных установок в практику. Советскими и зарубежными учеными проведены многочисленные теоретические и экспериментальные исследования переходных процессов в подъемных канатах. Для исследования динамики тяговых канатов предложен метод решения интегрально-дифференциальных уравнений с переменными пределами интегрирования [3], который применительно к подъемным установкам со шкивами трения сводится к системе трех квазистатических уравнений. Отмечается [3], что, обладая определенным моментом инерции, натяжной шкив сглаживает колебания, но из-за малых значений момента инерции шкива им можно пренебречь при исследовании динамических процессов в канатах. В мощных подъемных установках для малых глубин необходимо создать значительные дополнительные усилия в ветвях, что ведет к росту массивности натяжных шкивов и, следовательно, к учету момента инерции натяжных шкивов.

Из опыта строительства шахтных стволов следует, что на разработку сооружение опытно-промышленной установки потребуется несколько лет и значительные капиталовложения. Наиболее коротким по времени и дешевым путем получения экспериментальных данных является моделирование, теория которого в настоящее время достаточно глубоко разработана [4]. С учетом реальных возможностей размещения модели подъемной установки, высота отвеса канатов которой не должна превышать 7,5-8 м, и условий использования многоканатных подъемных установок со шкивами трения и натяжными устройствами на рудниках ПО «Апатит" (высота подъема с верхних горизонтов 100-200 м) экспериментальные исследования были ограничены указанными высотами.

Масштаб высоты определяется по формуле

$$m_h = m_v^2 = \left(v_0 / v_м \right)^2 , \qquad (1)$$

где m_v - масштаб скорости распространения волны деформации по канату, м/с; v_0, $v_м$ - скорости распространения волны по канату - оригиналу и канату - модели, м/с.

Скорость распространения волны деформации по канату определяется по формуле

$$v = \sqrt{E/\gamma} \qquad (2)$$

где E – модуль упругости каната, Па; γ – плотность каната, кг/м^3.

В исследуемой модели подъемной установки применен капроновый канат, одной серии экспериментов без утяжеления, в другой – с утяжелением путем навивки равномерно по всей длине каната медной проволоки диаметром 0,7 мм. Экспериментально определены для обоих канатов модуль упругости E I,292 МПа, плотность для каната без утяжеления γ_1 = 824 кг/м^3, для каната с утяжелением γ_2 = 2492 кг/м^3.

Скорость распространения волны деформации по канату составит:

для каната без утяжеления

$$v_{M1} = \sqrt{E/\gamma_1} = \sqrt{I,292 \cdot I0^9 : 824} \approx I252 \text{ м/с};$$

для утяжеленного каната

$$v_{M2} = \sqrt{E/\gamma_2} = \sqrt{I,292 \cdot I0^9 : 2492} \approx 720 \text{ м/с};$$

для каната промышленной подъемной установки (оригинала) v_0 = 4440 м/с.

Масштаб модели подъемной установки с канатом без утяжеления m_{h1} = I2,6; с утяжеленным канатом m_{h2} = 38. Высота отвеса канатов модели равна 7,33 м. Высота отвеса канатов моделируемых подъемных установок (оригиналов) H_1 $h_M m_{h1}$ = 7,33·I2,6 = 92 м; $H_2 = h_M m_{h2}$ = 7,33·38 ≈ 280 м.

На рис.I представлена схема модели подъемной установки, состоящей из ведущего шкива 8, футерованного пластикатом ПП–45, с приводом 9, натяжного шкива 2 с грузами I, подъемных сосудов 5, соединенных между собой тяговым канатом 7, охватывающим ведущий шкив, и натяжным канатом 4, охватывающим натяжной шкив. На грузовой и порожней ветвях установлены измерительные блоки 6, состоящие из двух неподвижных роликов II и одного подвижного I0, воздействующего на измерительную балку I2, на которой закреплены тензорезисторы. Натяжное устройство оснащено винтами 3 для фиксации натяжного шкива. В качестве двигателя применен генератор постоянного тока АТЭ-I I5I-0 мощностью 440 Вт при напряжении I2 В, соединенный через редуктор Ч-80-40 с ведущим шкивом. Управление двигателем осуществлялось посредством кольцевого реостата с электроприводом.

В ходе экспериментов исследовались режимы подъема и спуска груза, перегона порожних сосудов при нефиксированном положении натяжного шкива (соответствует подъемным установкам с грузовым натяжным устройством) и фиксированном положении (подъемные установки с гидравлическими натяжными устройствами). При нефиксированном положении натяжного шкива винты 3 вывернуты, натяжной шкив с грузом имеет возможность перемещения в процессе работы установки. При фиксированном положении вес натяжного груза задается заведомо бо́льшим, чем динамические приращения усилий в ветвях установки. После

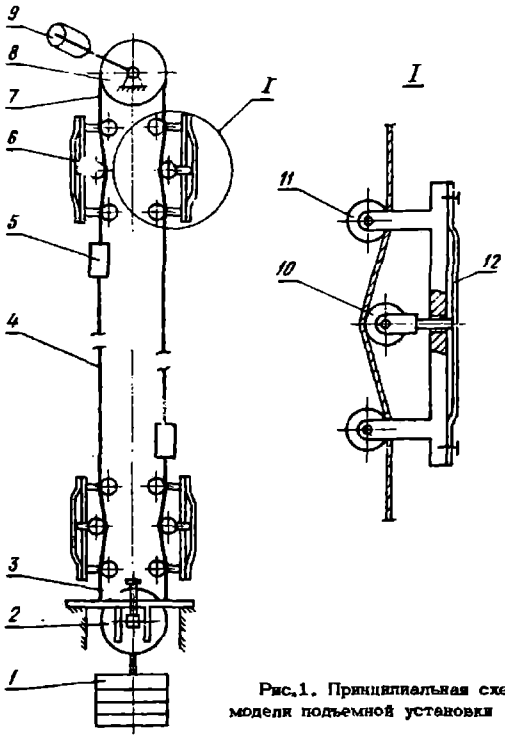


Рис.1. Принципиальная схема модели подъемной установки

нагружения установки в соответствии с планом эксперимента винты 3 вводятся до соприкосновения с подшипниковыми опорами натяжного шкива, после чего натяжной груз снимается.

Измерение усилий в канатах осуществлялось тензорезисторами типа 2ПКБ-10-100Б с последующим усилением тензометрической станцией УТС-1-ВТ-12 и регистрацией на осциллографе Н117/1. Тахограмма снималась с применением в качестве датчика электронного тахометра ТЭЗО-5Р, сигнал с которого выводился на осциллограф.

Первоначально было отснято несколько осциллограмм при настройке измерительной системы на измерение полного усилия в канатах установки. Так как изменения усилий вследствие динамики относительно малы, то на полученных осциллограммах они не прослеживались. Поэтому была изменена методика измерений. Измерительная система настраивалась на измерение динамического приращения усилий, что достигалось следующим образом: устанавливались заданные по условиям эксперимента грузы и натяжной шкив в соответствующее фиксированное или нефиксированное положение; производилось 3–4 перегона подъемных сосудов; проверялось положение натяжного шкива; измерительные приборы тензометрической станции устанавливались на нуль; проводилось запланированное число экспериментов с регистрацией процессов на осциллографе.

Характер полученных осциллограмм подтверждает положение о сглаживании динамических колебаний вследствие инерции натяжного шкива. Колебательные процессы ярко выражены на поднимающейся ветви, по форме напоминает синусоиду, и почти незаметны на опускающейся ветви независимо от режима работы установки (подъем или спуск груза, перегон порожних сосудов).

В одноконцевых подъемных установках без уравновешивающих канатов усилие в заданном сечении каната определяется уравнением

$$p(x,t)=4Qa\sum\frac{\cos\beta_i\,\frac{x}{l_0}}{2\beta_i+\sin 2\beta_i}\left\{\frac{a}{\beta_i}\left(\sin\beta_i-\beta_i\cos\beta_i\right)\sin\beta_i\,\frac{Wt}{l_0}-\right.$$

$$\left.-\sin\beta_i\cos\beta_i\,\frac{Wt}{l_0}\right\}+\left[Q+p(l_0-x)\right](g+a)\,, \qquad (3)$$

где Q - масса концевого груза, кг; a - ускорение, м/с^2; β_i - круговая частота колебаний соответствующего тока, с$^{-1}$; x - путь перемещения исследуемого сечения, равный пути перемещения подъемных сосудов, м; l_0 - начальная высота отвеса тягового каната, м; W - скорость распространения волны деформации по канату, м/с; t - время от начала движения, с; ρ - масса I м каната, кг; g - ускорение свободного падения, м/с^2.

Круговая частота колебания связана с отношением массы каната к массе концевого круга равенством [3]

$$\alpha = \beta \operatorname{tg} \beta = \rho l_0 / Q \qquad (4)$$

Динамические процессы в канатах уравновешенной подъемной установки со шкивом трения определенным образом взаимодействуют и взаимно обусловлены. Предположим, что круговая частота колебаний таких установок выражена через отношение масс ветвей установок. По экспериментальным данным для каждого исследуемого процесса известны начальная высота отвеса каната, скорость распространения волны деформации и период колебания. Каждому промежутку времени соответствует определенная фаза колебания ω.

Из уравнения (3) следует

$$\cos\omega = \cos\beta \frac{Wt}{l_0}, \qquad (5)$$

по свойству косинуса

$$\cos\omega = \cos(2\pi - \omega). \qquad (6)$$

Принимая для построения графика функции n делений в единице времени, изменение фазы колебания за промежуток времени n^{-1} составит:

$$\omega = 2\pi / nT, \quad \cos\omega = \cos 2\pi (1 - n^{-1}T), \qquad (7)$$

где T - период колебания, с.

Из сравнения выражений (5) и (7) следует, что

$$\beta W t / l_0 = 2\pi (1 - n^{-1}T), \qquad (8)$$

откуда круговая частота колебания

$$\beta = 2\pi l_0 / (n - T^{-1}) W \qquad (9)$$

По формуле (9) на основе экспериментальных данных находим круговую частоту колебаний, а по формуле (4) можем найти некоторое значение отношения α, отражающее параметры подъемной установки.

Из выражения (4) следует, что отношение α прямо пропорционально массе каната, поэтому справедливо равенство

$$\alpha / \rho = \alpha' / \rho' \quad \text{или} \quad \alpha = \frac{\alpha'}{\rho'} \rho, \qquad (10)$$

где ρ и ρ' - массы I м соответствующих канатов.

Результаты вычислений

Параметры подъемной установки	Режим работы установки	T, с	β, $с^{-1}$	α	Ψ	C
$Q_м$ = 11, 2 кг	Подъем груза	1,8	0,5423	0,3268	2,08	,7315
Q_0 10,50 кг	Спуск груза	1,8	0,5383	0,3215	1,88	1,7876
$Q_{вр}$ = 3,08 кг	Перегон порожних сосудов					
ρl = 1,16 кг		1,4	0,5332	0,3147	1,24	1,7878
v_1 720 м/с						
$Q_м$ = 12,73 кг	Подъем груза	1,8	0,5440	0,3290	2,23	1,7220
Q_0 = 14,07 кг	Спуск груза	1,7	0,5404	0,3243	2,01	1,7268
$Q_{вр}$ = 3,08 кг	Перегон порожних сосудов					
ρl = 1,16 кг		1,4	0,5332	0,3147	1,22	1,7919
v_1 = 720 м/с						
$Q_м$ = 11,42 кг	Подъем груза	1,5	0,3082	0,0981	2,15	1,7583
Q_0 = 10,50 кг	Спуск груза	1,4	0,3066	0,0971	1,89	1,7523
$Q_{вр}$ = 3,08 кг	Перегон порожних сосудов					
ρl = 0,38 кг		1,3	0,3048	0,0959	1,26	1,7027
v_2 = 1252 м/с						
$Q_м$ = 8,42 кг	Подъем груза	1,6	0,3096	0,0990	2,48	
Q_0 = 7,08 кг	Спуск груза	1,5	0,3082	0,0981	2,03	1,7648
$Q_{вр}$ = 3,08 кг	Перегон порожних сосудов	1,4	0,3066	0,0971	1,45	
ρl = 0,38 кг						
v_2 = 1252 м/с						

Если представим отношение α'/ρ' как некоторую функцию от ρ, то можно выражение (I0) записать в виде

$$\alpha = \varphi(\rho)\rho. \qquad (II)$$

Будем искать функцию $\varphi(\rho)$ в виде

$$\varphi(\rho) = C + \Psi\rho, \qquad (I2)$$

где C – некоторая постоянная; Ψ – отношение масс ветвей подъемной установки.

для ускорения при подъеме груза

$$\Psi_1 = \frac{Q_м + Q_0 + Q_{вр} + \rho l}{Q_м + \rho l}, \qquad (I3)$$

для ускорения при спуске груза

$$\Psi_2 = \frac{Q_м + Q_0 + \rho l}{Q_м + \rho l}, \qquad (I4)$$

для периода ускорения при перегоне порожних сосудов

$$\Psi_3 = \frac{Q_м + Q_{вр} + \rho l}{Q_м + \rho l} \quad ; \qquad (15)$$

$Q_м$ - масса подъемного сосуда, кг; Q_0 - масса полезного груза, кг; $Q_{вр}$ - масса натяжного шкива, приведенная к его диаметру навивки, кг; l - длина отвеса тягового и натяжного канатов, м.

После подстановки выражения (12) в формулу (10) и решения относительно постоянной найдем

$$C = (\alpha - \Psi \rho^2)/\rho. \qquad (16)$$

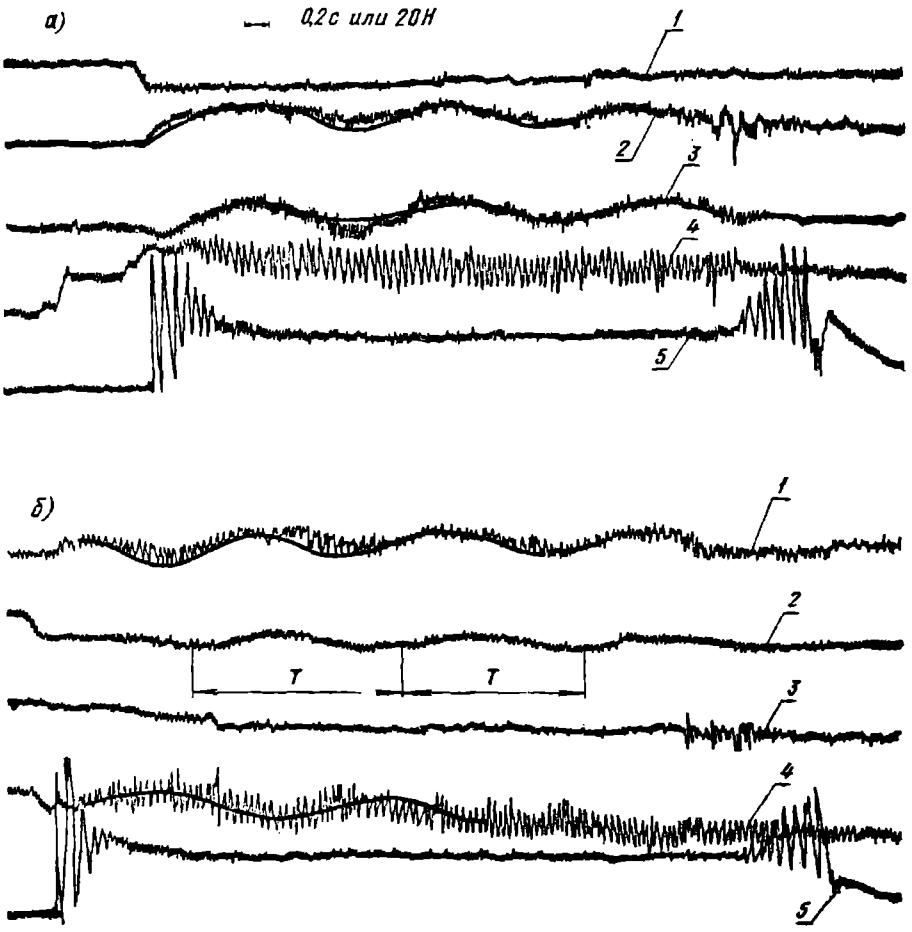


Рис.2. Осциллограммы для подъема (а) и спуска (б) груза
1 - натяжной канат порожней ветви; 2 - тяговый канат грузовой ветви; 3 - натяжной канат грузовой ветви; 4 - тяговый канат порожней ветви; 5 - тахограмма

Результаты математической обработки экспериментов сведены в таблицу.

Среднее значение постоянной отличается от $\sqrt{3}$ на 1,4 %, поэтому выражение (II) можно записать:

$$\alpha = (\sqrt{3} + \psi\rho)\rho. \qquad (I7)$$

На рис.2 представлены уменьшенные в два раза осциллограммы, на которые нанесены графики, построенные по формулам (3) и (I7). Положительное направление, соответствующее возрастанию усилия, для рис.2,а – вниз, для рис.2,б – вверх. Расчетный график с достаточной точностью отражает существо исследуемого процесса, зарегистрированного осциллографом. Наличие на осциллограммах колебаний высших тонов объясняется недостаточной жесткостью конструкции модели подъемной машины.

Анализ полученных в ходе экспериментов осциллограмм показывает, что известная методика моделирования [4], отражая в целом действительную картину, не учитывает времени затухания колебаний, что обуславливает доминирующее положение колебаний, которые возникают в период ускорения установки и затушевывают процессы, протекающие в периоды равномерного хода и замедления установки.

Выводы

I. Теоретические уравнения [3] для неуравновешенных одноканатных подъемных установок пригодны для качественной и количественной оценки переходных процессов для уравновешенных подъемных установок со шкивами трения и натяжными устройствами при определении отношения α по формуле (I7).

2. Исследования процессов в периоды равномерного хода и замедления требуют постановки экспериментов на промышленных подъемных установках.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. А.с. 1020841 (СССР). Подъемная установка/ С.С.Наумов. Бюл. изобр. 1983, 20.

2. Кабаков В.А., Факторович А.М. Пути расширения области применения многоканатного шахтного подъема со шкивами трения // Известия вузов. Горный журнал. 1960.

3. Савин Г.Н., Горошко О.А. Динамика нити переменной длины. Киев Изд-во АН УССР, 1962.

4. Трауб Е.С., Сидоренко А.Ф., Алистратова И.Е. Физическое моделирование шахтных подъемных установок // Уголь Украины. 1985. № 1.