

INTERNATIONAL SEMINAR ON SHAFT HOISTING TECHNOLOGY

Леонид КОЛОСОВ

Горный институт, Днепропетровск, СССР

Валерий РОПАЙ

Индустриальный институт, Днепродзержинск, СССР

ПРЕДЕЛЬНЫЕ ДЛИНЫ ШАХТНЫХ УРАВНОВЕШИВАЮЩИХ КАНАТОВ

Резюме. В статье приводится оценка предельных длин круглых и плоских металлических уравновешивающих канатов по критерию устойчивости прямолинейной формы равновесия отвесов и плоских резиновых лент по допустимому запасу прочности. Обосновано, что применение плоских и круглых металлических канатов целесообразно до глубин 1500–1600 м, резиновых лент, используемых в СССР, до глубин 1900 м. Применение уравновешивающих канатов на больших глубинах потребует использования регулируемого с помощью ЭВМ управления приводом подъемной установки и будет ограничиваться другими факторами. Например, предельным давлением на футеровку барабана подъемной машины.

Основной объем добычи руд черных и цветных металлов осуществляется за счет эксплуатации месторождений, залегающих на больших глубинах. В настоящее время глубины ряда рудных шахт в СССР достигли отметки 1200–1300 м, готовятся к отработке горизонты на глубинах 1400 м и более.

Анализ работоспособности круглых уравновешивающих канатов на больших глубинах свидетельствует об их низком сроке службы, неудовлетворительной работе, имеют место случаи перехлестывания канатов.

Схема многоканатной подъемной установки с круглыми уравновешивающими канатами показана на рис. 1.

Свойство круглых канатов раскручиваться при растяжении обуславливает

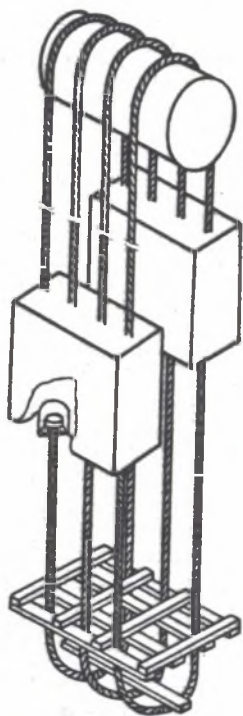


Рис. I. Схема подъемной установки

предполагалось ранее использовать шкивы с натяжными устройствами, но агрессивная среда шахтных вод и падающие из скипа куски ископаемых не позволяют их использовать. Для этой цели применяют разграничительные бревна, как показано на рис. I. Расстояние между отвесами соседних канатов ограничивается размерами вертикальных прицепных устройств и правилами безопасности, и расстояния между отвесами одного каната ограничиваются размерами ствола шахты. Вследствие отличия каната от нити, из-за его изгибной жесткости, размеры петли превышают расстояния между отвесами, канат при движении ударяется о стенки ствола. Это особенно проявляется в стволах малого диаметра, что имеет место в старых шахтах Польши.

Таким образом, если исходить из реальных условий работы подъемных установок, имеется предел использования круглых канатов в качестве уравновеши-

необходимость крепления их к подъемному сосуду с помощью вертикального прицепного устройства.

Деформации кручения круглых канатов весьма значительные, например, в шахтном эксперименте с глубиной ствола 1040 м за время спуска-подъема скипа между отметками 0-986 м верхний конец уравновешивающего каната ГОСТ 7668-69 диаметром 42 мм сделал порядка 100 оборотов, достигая угловой скорости 9 л/с при скорости движения скипа 8,4 м/с

Основной задачей уравновешивающих канатов является обеспечение постоянной нагрузки на привод подъемной машины независимо от положения подъемного сосуда в стволе шахты, то есть суммарная погонная масса и длина головных и уравновешивающих канатов должны быть одинаковыми. Для ограничения движения провисающих канатов в зумпфе ствола шахты

ващих. Это обстоятельство обусловило появление плоских металлических канатов и плоских резинотросовых канатов, которые по конструкции являются некрутящимися и крепятся к подъемным сосудам без вертлягов. Ниже приводится одна из методик оценки их предельных длин.

1. Круглые уравнивающие канаты.

Одной из первых работ, посвященных устойчивости и перехлестыванию канатов, была статья Билевича А.Ф. [1], в которой исследовалась устойчивость прямолинейной формы равновесия отвеса круглого каната, как вesoмого скручиваемого стержня. Для конкретных граничных условий: верхний конец каната закреплён от изгиба в двух плоскостях, а нижний зашeмлен подвижно от изгибов получено следующее соотношение для определения критических нагрузок

$$\left(\frac{M^2}{4D} - \frac{P}{D}\right)\sqrt[3]{\frac{4}{9} \frac{D^2}{q^2}} = 1,78, \quad (1)$$

где q - погонный вес каната, P и M - концевой груз и концевой закручивающий момент, D - изгибная жесткость, принимаемая постоянной. Характерной особенностью полученного результата является то, что критические нагрузки не зависят от длины каната. Поскольку натяжные устройства не используются, то, полагая $P = 0$, получаем из (1)

$$M_{кр} = 3,06 \sqrt{qD^2} \quad (2)$$

Изгибная жесткость каната существенно увеличивается при натяжении. Численная величина изгибной жесткости верхних сечений каната длиной 1000 м может быть больше на два порядка соответствующих значений для нижних сечений каната.

По методике, изложенной в [2] была сделана оценка влияния изменения изгибной жесткости по длине каната на величину критического крутящего момента и установлено, что изменение этого параметра каната в реальных пределах (до двух порядков) не влияет на величину критической нагрузки. В формуле (2) необходимо принимать минимальное значение D , определяемое суммой изгибных жесткостей проволок каната.

В статике момент упругих сил каната уравнивается моментом трения в подшипнике вертляга

$$M_{тр} = ql \frac{d_n}{2} f, \quad (3)$$

где l - длина отвеса каната, d_n - диаметр упорного подшипника вертлуга, f - коэффициент трения качения. Если определять предельную длину отвеса каната в статике, приравнявая значения $M_{кр} = M_{тр}$, то получим

$$l = \frac{6,12}{d_n f} \sqrt[3]{\left(\frac{\pi}{q}\right)^2} \quad (4)$$

Оценивая численные значения l , принимая $d_n = 0,2 - 0,3$ м, $f = 0,003$, находим для канатов $d = 28,5$ мм ГОСТ 7668-69 $l = 2200 - 3300$ м, а для канатов $d = 27,8$ мм ГОСТ 16828-71 $l = 3000 - 4000$ м.

Из переходных режимов работы подъемной установки загрузка подъемного сосуда на весу, трогание с места, внезапное торможение - самым опасным с точки зрения динамических усилий в уравновешивающем канате следует считать внезапное торможение, при котором замедление сосуда достигает 5 м/с^2 , как регламентировано Правилами Безопасности.

Был рассмотрен этот режим, который задавался кинематически движением верхнего конца уравновешивающего каната с постоянным ускорением j . Рассматривался один отвес каната и расчетные схемы, представленные на рис.2.

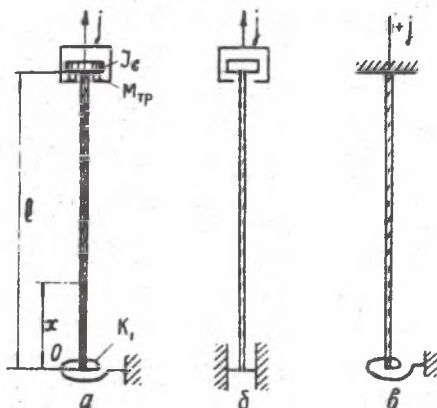


Рис.2. Расчетные схемы для исследования продольно-крутильных колебаний отвеса каната.

Канат рассматривался как весомый, естественно-закрученный стержень [3]. Пренебрегалось изменением его длины за время торможения. Для обоснования граничного условия для нижнего конца отвеса каната были выполнены эксперименты по прокручиванию каната в петле, которые показали, что ее можно представить упругой на кручение опорой жесткости K_T . Дифференциальные уравнения продольно-крутильных колебаний были получены в виде

$$\left. \begin{aligned} A \left(1 + \mu \frac{\partial}{\partial t}\right) \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{q}{g} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} &= q + k \frac{q}{g} \frac{\partial^2}{\partial t^2} [v(l,t) - v(x,t)] \\ B_k \left(1 + \mu \frac{\partial}{\partial t}\right) \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} - m \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} &= -k A \left(1 + \mu \frac{\partial}{\partial t}\right) \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \end{aligned} \right\} (5)$$

Граничные условия для схем рис. 2

$$a) \quad x=0 \quad \frac{\partial u}{\partial x} = 0; \quad B_k \frac{\partial v}{\partial x} = K_1 v;$$

$$x=l \quad \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = j; \quad M(l,t) = -J_B \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} - M_{TP} \operatorname{sign} \dot{v};$$

$$б) \quad x=0 \quad \frac{\partial u}{\partial x} = 0; \quad v = 0; \quad (6)$$

$$x=l \quad \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = j; \quad M(l,t) = -J_B \frac{\partial^2 v}{\partial t^2};$$

$$в) \quad x=0 \quad \frac{\partial u}{\partial x} = 0; \quad B_k \frac{\partial v}{\partial x} = K_1 v;$$

$$x=l \quad \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = j; \quad v = 0;$$

где A , B_k - жесткость каната при растяжении и кручении, q - погонный вес каната, m - момент инерции I_m длины каната относительно его продольной оси, k - коэффициент раскрутки каната, K_1 - жесткость петли на кручение, u , v - продольное и угловое перемещения сечений каната, J_B - момент инерции вращающихся частей вертлюга, M_{TP} - момент сил трения в подшипнике вертлюга, μ - коэффициент вязкого трения. Выполнялось решение задачи операционным методом для схемы (б) с численной реализацией на ЭВМ и методом Б.Г.Галеркина разложением решения по собственным функциям усеченных уравнений, получаемых из (5) отбрасыванием правых частей уравнений и сведением задачи к бесконечной системе уравнений. В практических вычислениях из бесконечной системы дифференциальных уравнений удерживалось шесть: два первых, соответствующих первому и второму тону продоль-

ных колебаний, и 4 для описания крутильных колебаний.

В результате решения этой задачи установлено, что:

1. Влияние трения в подшипнике вертлюга, как и величины момента инерции вертлюга на динамические крутящие моменты в нижнем сечении отвеса каната незначительно (рис.3).
2. Колебания подъемного сосуда при предохранительном торможении не изменяют существенно характер распределения

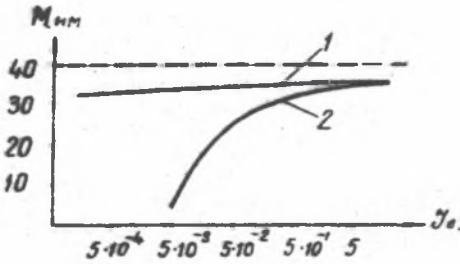


Рис.3. Влияние момента инерции вертлюга на значение максимального момента в нижнем (1) и верхнем (2) сечениях каната.

Пунктирная линия - то же из точного решения операционным методом при $J_0 = \infty$ ($l = 1000$ м, $d = 28,5$ мм ГОСТ 7668-69 $j = 5$ м/с²)

существенно характер распределения и величины крутящих моментов в сечениях каната (рис.4).

3. При колебаниях отвеса уравновешивавшего каната реализуется в основном вторая форма крутильных колебания (рис.5), что подтвердилось в результате проведенного шахтного эксперимента [6].

Таким образом, эксперимент подтвердил правильность принятой расчетной схемы.

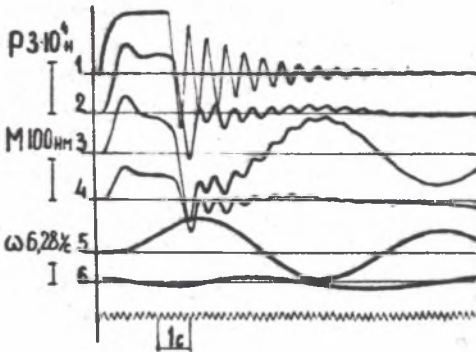


Рис.4.

Результат решения на аналоговой модели. Распределение динамических продольных усилий и крутящих моментов в канате $d = 42$ мм ГОСТ 7668-69, $l = 950$ м, $J_0 = 0,5$ кгм², $\sigma_n = 0,3$ м, $\mu = 0,2$ с. Линии:

- 1 - ускорение верхнего конца каната,
- 2 - продольные усилия в верхнем сечении,
- 3, 4, 5 - крутящие моменты в верхнем, среднем и нижнем сечениях каната,
- 6 - угловая скорость вертлюга

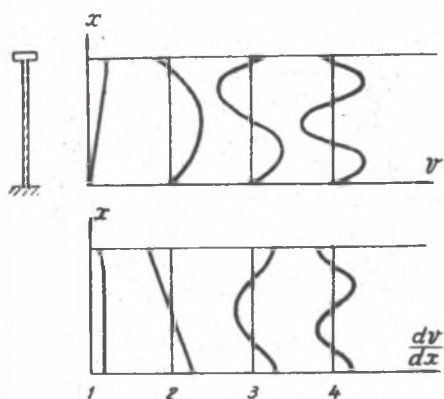


Рис.5. Собственные формы крутильных колебаний

4. Величина первого максимума динамического крутящего момента в нижнем сечении отвеса каната пропорциональна его длине l , коэффициенту раскрутки каната K и ускорению движения подъемного сосуда.

Эти результаты позволили получить следующее упрощенное аналитическое выражение для первого максимума динамического крутящего момента в нижнем сечении отвеса каната при предохранительном торможении подъемной установки:

$$M_0 = \xi \frac{j}{g} K q l \quad , \quad (7)$$

где ξ - безразмерный коэффициент, равный 0,75 для однослойных канатов и 0,94 для более жестких на кручение многослойных малокрутящихся канатов.

В связи с тем, что динамические крутящие моменты в сечениях каната пропорциональны его длине, опасным следует считать торможение в начальный период опускания подъемного сосуда.

Приравнявая сумму статического (3) и динамического (7) крутящих моментов критическому значению (2) получаем выражение для оценки предельных длин отвесов круглых уравновешивающих канатов в виде:

$$l_{\text{пр}} = \frac{3,06 \sqrt{\left(\frac{\pi}{q}\right)^2}}{\xi \frac{1}{g} k + \frac{d_n}{2} f} \quad (8)$$

Таким образом, значения предельных глубин подъемов определяются:

- а) параметрами каната - его изгибной жесткостью, погонным весом, коэффициентом раскрутки;
- б) параметрами, характеризующими вертляжное прицепное устройство - диаметром его подшипника, коэффициентом трения;
- в) настройкой тормоза подъемной машины - величиной замедления подъемного сосуда при торможении.

Из теории подобия и размерностей из (8) следует, что l пропорциональны $d^{1/3}$, то есть, на глубоких шахтах целесообразно использование канатов большего диаметра. В табл. I приведены параметры и предельные длины двух типов круглых уравновешивающих канатов, применяемых в настоящее время.

2. Плоские металлические уравновешивающие канаты.

Плоские канаты являются крутящимися по своей конструкции. Однако, несовершенство технологии изготовления, обрывы проволок прядей, приводят к возникновению нескомпенсированного крутящего момента $M_{\text{кр}}$. Так, при навеске для испытаний образца нового каната сечения 124x20 мм (ГОСТ 3092) длиной 2,7 м в свободном состоянии без груза нижний конец его был закручен относительно верхнего почти на 90° . Величина крутящего момента составила около 1,5 Нм. В работах [5], [6] исследуется устойчивость колебаний плоских уравновешивающих канатов и делается оценка их предельных длин. Попробуем подойти к оценке предельных длин по иной методике.

Критическое значение крутящего момента будем оценивать для плоского каната как и для круглого (2), принимая в расчет минимальное значение его изгибной жесткости X_1 .

Статический крутящий момент в канате, растянутом собственным весом, в случае ограничения возможности его раскручивания определяется в работе [3]:

$$M_{\text{ст}} = \frac{c}{A} \frac{q l}{2} \quad (9)$$

Таблица 1

Параметры и предельные длины круглых уравновешивающих канатов

№ пп	ГОСТ диаметр, мм	Масса 1м каната, кг	Кoeff. раскрутки $K \cdot 10^{-3}$, м	Изгибная жесткость D_0 , Нм ²	ℓ пр.			
					$f = 3 \text{ м/с}^2$		$f = 5 \text{ м/с}^2$	
					$d_n = 0,3 \text{ м}$	$d_n = 0,15 \text{ м}$	$d_n = 0,3 \text{ м}$	$d_n = 0,15 \text{ м}$
1	ГОСТ 7668-69 28,5	30,5	2,7	6,0	980	1240	710	840
					1150	1420	810	940
					1340	1610	930	1050
4	ГОСТ 16826-71 25,0	23,5	1,5	6,0	1530	2130	1190	1500
					1700	2330	1300	1650
5	27,8	29,0	1,7	9,0				

где A и C - агрегатные коэффициенты жесткости каната, q - погонный вес, l - длина отвеса каната.

Отношение $\frac{f}{A} = K$ - называют коэффициентом раскрутки.

При предохранительном торможении с замедлением сосуда j в сечениях каната возникает дополнительный крутящий момент, вызванный увеличением натяжения

$$M_a = \frac{1}{g} K q l \quad (10)$$

Пределную длину уравновешивающего каната определим из условия:

$$M_{ст} + M_a \leq M_{кр},$$

откуда получим

$$l_{пр} = \frac{6,12}{K \left(1 + 2 \frac{1}{g}\right)} \sqrt[3]{\left(\frac{M_{кр}}{q}\right)^2} \quad (11)$$

Изгибную жесткость ненапрянутого каната \mathcal{A}_0 определим как сумму изгибных жесткостей целых проволок

$$\mathcal{A}_0 = \sum E J = E (n-m) \frac{\pi \delta^4}{64}, \quad (12)$$

где E - модуль упругости при натяжении (обычно принимается равным $2 \cdot 10^{11}$ Н/м²), n - число проволок целого каната, m - количество оборванных проволок, δ - диаметр проволок.

В работе [3] приведены характеристики канатов по конструкции идентичные прядям, образующим плоский канат. По формулам геометрического подобия был сделан пересчет параметров на необходимые размеры и вычисленные значения параметров приведены в табл. 2.

Таблица 2

Тип пряди	Наименование пряди	d , мм	A , Н	C , Нм	$K \cdot 10^{-4}$, м
I + 6	с нормальным шагом свивки	3, I	II25600	I96	1,74
	с укороченным шагом свивки	3, I5	I082500	250	2,31
I + 6 + I2	с нормальным шагом свивки	5, I	2945300	I076	3,65
	с укороченным шагом свивки	5, I5	2842700	I269	4,45

Таблица 3

Значения предельных длин для венгерских уравновешивающих канатов

Параметры каната	Изгибная жесткость HM^2	Число оборванных прядей	Количество целых проволок	Коэффициент раскрутки $K \cdot 10^{-4}$, м	Пределная длина		
					$j = 3$ м/с ²	$j = 4$ м/с ²	$j = 5$ м/с ²
I40x24 $\delta = 1,5$ мм $\rho_m = 10$ кг/м	30,7	I	589	$\frac{8,69}{10,62}$	$\frac{1765}{1458}$	$\frac{1589}{1313}$	
	29,7	2	570	$\frac{17,38}{21,24}$	$\frac{863}{651}$	$\frac{777}{586}$	
		3	551	$\frac{26,07}{31,86}$	$\frac{562}{461}$	$\frac{506}{415}$	
I98x32 $\delta = 2,15$ мм $\rho_m = 20,3$ кг/м	129,6	I	589	$\frac{12,45}{15,22}$	$\frac{2005}{1641}$	$\frac{1805}{1477}$	
	125,4	2	570	$\frac{24,91}{30,44}$	$\frac{983}{804}$	$\frac{885}{724}$	
		3	551	$\frac{37,37}{45,66}$	$\frac{718}{523}$	$\frac{575}{471}$	

В числителе - для прядей с нормальным шагом свивки
 В знаменателе - с укороченным шагом свивки

В таблице 3 приведены результаты оценки предельных длин канатов венгерского производства конструкции 8х4х19, имеющих пряди конструкции 1,6х12.

Анализ расчета предельных длин для канатов венгерского производства из условий устойчивости при кручении показывает, что обрыв двух и более прядей одного направления свивки резко сокращает допустимую длину канатов. Обрыв пряди происходит в одном сечении, что в большой степени ослабляет канат, чем обрыв 10% проволок на шаге свивки, как допускается нормативными документами. Поэтому обрыв более одной пряди при эксплуатации плоского каната следует считать недопустимым. Для значений ускорения подъемного сосуда до 5 м/с^2 предельные длины плоских стальных уравнивающих канатов составляют 1500 м.

3. Резинотросовые уравнивающие канаты.

На многоканатных подъемных установках в качестве уравнивающих используются резинотросовые канаты (РТКУ), изготавливаемые согласно ТУ 38105 1424-81. В табл. 4 помещены параметры двух типоразмеров таких лент: ЛРТКУО-5НС и ЛРТКУО-6НС, изготавливаемых и используемых в настоящее время в СССР. Эти ленты имеют армирующий трос диаметром 8,25 мм, конструкции 7х19 из латунированной проволоки.

Преимущества от использования резинотросовых лент в качестве уравнивающих канатов состоят в том, что при переходе шахты на новые горизонты можно нарастить отрезок резинотросовой ленты, выполнив стыковое соединение по разработанной методике, большой срок службы ленты. Однако, нарушение целостности резиновой оболочки падающими кусками породы могут вызвать интенсивное ржавление и разрушение армирующих тросов. Это обстоятельство требует создания специальной контролирующей аппаратуры. Резинотросовая лента опасна и в пожарном отношении.

Предельную длину отвеса таких канатов оцениваем по статическому запасу прочности ($n_{ст} = 5,5$) в верхнем сечении РТКУ по формуле

$$l = \frac{P_T \cdot n \cdot 0,92}{q \cdot n_{ст}} \quad , \quad (13)$$

где P_T - агрегатная прочность армирующего троса, n - количество тросов в канате, q - погонный вес каната, 0,92 - коэффициент неравномерности распределения нагрузки между тросами.

Получено, что предельная длина существующих РТКУ составляет 1280 и 1410 м (табл.4), что недостаточно для глубин, которые предстоит осваивать в будущем. Поэтому были разработаны ТУ 38 405630-87 на создание РТКУ на базе армирующих тросов диаметром 10,6 мм. Параметры этих РТКУ пяти типоразмеров и допустимые длины отвесов приведены в табл. 4. Из предложенных РТКУ 2 типоразмера имеют шаг укладки троса $t = 20$ мм при выполнении двухступенчатого стыкового соединения ($t/d \geq 1,8$) и 3 типоразмера с шагом укладки 17 мм ($t/d \geq 1,5$) при выполнении трехступенчатого или многоступенчатого стыковых соединений. Для предложенных конструкций РТКУ предельная длина отвеса лежит в пределах от 1620 до 1720 м.

Экономически целесообразно использовать РТКУ при сроке службы их не менее 5 лет. Были оценены долговечность и запасы прочности с помощью графика (рис.6), полученного методом математического моделирования процесса разрушения резинотросового уравновешивающего каната на ЭВМ. Результаты усталостных испытаний образцов одиночного обрешиненного троса позволили получить уравнение регрессии

$$y = 14,808 - 4,817x, \quad (14)$$

где y - значение долговечности, 4,817 - коэффициент регрессии, x - уровень нагружения.

Уравнение (14) устанавливает зависимость долговечности от величины действующей нагрузки. Однако, как показал анализ данных усталостных испытаний, имеет место значительное рассеяние усталостных характеристик. Это обусловлено случайным характером разрушения РТКУ, при котором вначале разрушаются отдельные тросы, затем случайные разрывы вызывает случайное перераспределение усилий в целых тросах и их случайное дальнейшее разрушение. Таким образом, процесс разрушения представляет собой многократное динамическое взаимодействие случайных явлений. Такой механизм разрушения РТКУ был положен в основу при определении долговечности с помощью метода кибернетического моделирования, который позволил свести случайный процесс к детерминированному

Таблица 4

Характеристики резинотросовых уравновешивающих канатов

Тип каната	Технические условия	Размеры, мм		Погонная масса, кг	Число тросов, n	Диам. троса d, мм	Шаг тросов t, мм	Агрегатная прочность РТ, Н	Допустимая длина отвода l, м
		В	б						
ЛРТКУО-5НО	ТУ38 105-1424-81	400	20	14,8	24	8,25	15	50960	1410
ЛРТКУО-6НС	" "	400	23	16,3	24	8,25	15	50960	1280
ЛРТКУО-1-340	ТУ38 405-630-87	340	24	15,18	15	10,6	20,0	95040	1620
ЛРТКУО-2-340	" "	340	24	15,102	15	10,6	20,0	" "	1630
ЛРТКУО-3-325	" "	325	25	15,06	15	10,6	17,0	" "	1630
ЛРТКУО-4-310	" "	310	26	15,22	16	10,6	17,0	" "	1720
ЛРТКУО-5-310	" "	310	26	15,29	16	10,6	17,0	" "	1720

9 , 10 .

Располагая уравнением регрессии и дисперсией наблюдений вокруг линии регрессии, с помощью датчика случайных чисел моделировали необходимое количество сечений РТКУ, каждому тросу назначали случайное значение долговечности, которое зависит от закона ее распределения и величины действующей

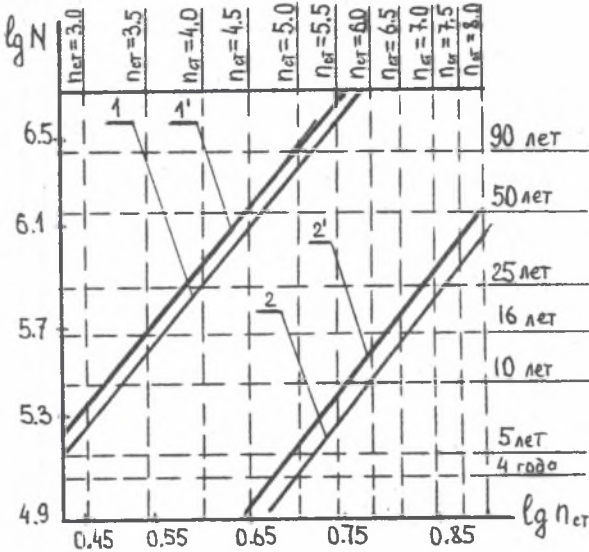


Рис.6. Графические зависимости долговечности РТКУ от запаса прочности

- 1,1 - для целого РТКУ с вероятностью безотказной работы 99% и 95%.
- 2,2 - для РТКУ с двумя оборванными по краям тросами с вероятностью безотказной работы 99% и 95%.

нагрузки, и затем условно разрушали сечение. На основании представительного статического материала была получена зависимость, приведенная на рис.6.

При определении долговечности новых типоразмеров использовались линии 2, соответствующей зависимости долговечности каната с двумя оборванными по краям тросами (крайние тросы, как правило, оголяются в самом начале эксплуатации). При всех расчетах долговечности полагали, что подъемная установка совершает $3 \cdot 10^4$ циклов в год (100 циклов в сутки). Получено, что при длине отвеса РТКУ 1500 м и при использовании канатов по ТУ38 105-1424-81 не будет обеспечен срок службы 5 лет, в то время как для канатов по ТУ38-405 630-87

срок службы составит от 9 до 14 лет (при обеспечении запаса прочности 5,5).

Применение двухслойного стыкового соединения позволяет выполнить состыкование отдельных отрезков РТК при шаге укладки тросов $t/d \geq 1,2$. В соответствии с этим, можно рекомендовать к изготовлению РТКУ на основе троса диаметром 10,6 мм со следующими параметрами: число тросов $n = 19$, шаг укладки тросов $t = 14$ мм, толщина каната $b = 25$ мм, ширина каната $B = 300$ мм, масса I м 15,55 кг. Предельная глубина применения этого уравнивающего каната составит 2000 м, а срок службы, согласно рис.6 - 6,2 года.

Л и т е р а т у р а

1. Билевич А.Ф. Устойчивость и перехлестывание канатов.- В сб.Стальные канаты вып. 6, Киев, Техника, 1964, с.65-71.
2. Флоринский Ф.В., Колосов Л.В., Ропай В.А. Об устойчивости прямолинейной формы равновесия ветви круглого уравнивающего каната. -В сб.:Горная электромеханика и автоматика, вып.24, Харьков, изд-во ХГУ,1974,с.13-17.
3. Глушко М.Ф. Стальные подъемные канаты. Киев, Техника,1966, с.327.
4. Флоринский Ф.В., Колосов Л.В., Ропай В.А. Продольно-крутильные колебания круглых уравнивающих канатов. Известия вузов, Горный журнал № 1,1975, с.134-138.
5. Флоринский Ф.В., Колосов Л.В., Ропай В.А. Динамические усилия и крутящие моменты в круглых уравнивающих канатах шахтных подъемных установок при переходных режимах движения. Деп.№ 215 в ЦНИИУголь, с.29, РЖ Механика, реф. 7В 327-74.
6. Ропай В.А. Экспериментальные исследования крутильных деформаций круглых уравнивающих канатов на действующей подъемной установке.Деп. ВИНТИ, реф. № 1(175),1983, с.98.
7. Дворников В.И., Фомичева Л.Я. Устойчивость движения уравнивающих органов подъемных установок. - Изв. вузов, Горный журнал, 1978, № 4, с.89-93.
8. Дворников В.И. Уравнения динамики шахтных уравнивающих канатов. В кн. : Прочность и долговечность стальных канатов.Киев,Техника,1975, с.71-75.

9. Степнов Н.М. Статическая обработка результатов механических испытаний.
М.:Машиностроение, 1972-132.
- Ю.Марин Н.И. Статическая выносливость элементов авиационных конструкций.
М.:Машиностроение,1968, -162 с.

Recenzent: Prof.zw.dr hab.inż. Jerzy Antoniak

Wpłynęło do Redakcji w październiku 1990 r

GRANICZNE DŁUGOŚCI LIN WYCIĄGOWYCH WYRÓWNAWCZYCH

S t r e s z c z e n i e

W artykule przedstawiono ocenę dopuszczalnych długości metalowych lin wyrównawczych okrągłych i płaskich z uwagi na kryterium statecznego prostoliniowego kształtu zwisających gałęzi lin oraz podano dopuszczalne współczynniki bezpieczeństwa lin wyrównawczych płaskich stalowo-gumowych. Wykazano, że celem jest stosowanie metalowych lin płaskich i okrągłych przy głębokości do 1500-1600 m, a lin płaskich stalowo-gumowych do tej pory stosowanych w ZSRR do głębokości 1900 m. Stosowanie lin wyrównawczych przy dużych głębokościach wymaga stosowania napędu maszyn wyciągowych sterowanego za pomocą EMC i będzie ono również ograniczone innymi czynnikami, na przykład naciskiem jednostkowym liny na wykładzinę bębna pędnego.

EXTREME LENGTH OF BALANCE ROPE

S u m m a r y

Allowable length for balance wire ropes, both round and flat ones are described in the paper taking into account criterion of static straightlined shape of rope. Allowable values of factor of safety for flat steel-rubber balance ropes are presented. Applications of flat wire ropes and round balance ropes are recommended for shaft depth of up to 1600 m whereas for flat steel-rubber balance ropes to 1900 m. Suggestion to apply computer to control drive of mine winder due to balance ropes behaviour in deep shafts is formulated. Limitations coming from the hoisting rope pressure exerted on rope groove lining are also mentioned.