

УДК 622.673.1

Ильин С.Р., канд. техн. наук, ст. науч. сотр.
(ИГТМ НАН Украины),

Ильина И.С. канд. техн. наук, доцент,
(ГВУЗ «Национальный горный университет»)

**ОСОБЕННОСТИ РЕГУЛИРОВКИ НАТЯЖЕНИЙ КАНАТОВ
МНОГОКАНАТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК С
МОНОБЛОЧНЫМИ ОТКЛОНЯЮЩИМИ ШКИВАМИ**

Ільїн С.Р., канд. техн. наук, ст. наук. співр.
(ІГТМ НАН України),

Ільїна І.С. канд. техн. наук, доцент
(ДВНЗ «Національний гірничий університет»)

**ОСОБЛИВОСТІ РЕГУЛЮВАННЯ НАТЯГУ КАНАТІВ
БАГАТОКАНАТНИХ ПІДЙОМНИХ УСТАНОВОК З
МОНОБЛОКОВИМИ ВІДХИЛЮЮЧИМИ ШКИВАМИ**

Pijin S.R., Tech. Ph.D. (Tech.), Senior Researcher
(IGTM NAS of Ukraine)

Pijina I.S., Ph.D. (Tech.), Associate Professor
(National Mining University)

**FEATURES OF REGULATION OF PULLS OF ROPES MULTIROPE
LIFTING OPTIONS WITH BY MONOSECTIONAL DECLINING PULLEYS**

Аннотация. В статье решена задача исследования влияния отклонений радиусов желобов многоканатных шкивов и длин канатов шахтных подъемных установок с моноблочными отклоняющими шкивами на распределение нагрузок между канатами в струне и отвесах головных канатах шахтных подъемных установок. Определены условия возникновения локальной пробуксовки отдельных канатов по отклоняющему и ведущему шкивам. Получены решения, устанавливающие количественные зависимости разбаланса натяжений канатов в отвесах и струне между шкивами.

Показано, что короткая струна канатов между шкивами является концентратором повышенного разбаланса натяжений между канатами, из-за чего пробуксовка отдельных канатов реализуется главным образом по отклоняющему шкиву и зависит от соотношения между отклонениями радиусов желобов одного каната на ведущем и отклоняющем шкивах одновременно. Показано, что предельно допустимые значения отклонений радиусов желобов зависят от упругости футеровок ведущего и отклоняющего шкивов. Разработана математическая модель процесса разбаланса натяжений канатов, адаптированная для использования в программном обеспечении автоматизированных систем контроля натяжений канатов многоканатных установок.

Получены решения, позволяющие средствами программного обеспечения определять параметры необходимой коррекции длин отдельных канатов и радиусов желобов шкивов для достижения равномерности распределения натяжений между канатами в системе силовой передачи подъемной установки.

Ключевые слова: шахтная многоканатная подъемная установка, отклонения натяжений канатов, отклонения длин канатов, многоканатный ведущий шкив, многоканатный отклоняющий шкив.

Состояние вопроса. Проблема обеспечения равномерного распределения натяжений между канатами является одной из ключевых при эксплуатации шахтных многоканатных подъемных установок (МК ШПУ). Известно, что повышенный уровень разбаланса натяжений канатов приводит к резкому сокращению срока их службы, вызывает опасность пробуксовки канатов по ведущему шкиву трения, разрушению футеровки канатоведущих желобов, негативно влияет на уровень динамического нагружения жесткой армировки стволов и устойчивость движения сосудов в проводниках гибкой армировки. При недостаточном контроле и отсутствии систематической регулировки натяжений в малых многоканатных установках (грузопассажирских лифтах), расположенных в слепых стволах или закрытых отделениях копров, повышенный разбаланс натяжений может приводить к разрушению шкива трения и спонтанной аварии на подъеме.

Самым фундаментальным трудом, в котором изложены научные и практические основы расчета натяжений в традиционных типах МК ШПУ с отдельными отклоняющими и копровыми шкивами является, написанная в 1963 г известными учеными института им. М.М. Федорова П.П.Нестеровым, Ю.П. Шабановым-Кушнарченко и Н.К. Гончаренко, монография [1]. В ней изложены результаты теоретических и экспериментальных исследований, охватывающие практически все возможные явления, связанные с необходимостью выравнивания распределение нагрузок между канатами, и обоснованы граничные значения на допускаемый разбаланс натяжений 25% при верхнем положении подъемного сосуда в стволе и 15% при нижнем. В настоящее время регулировка натяжений канатов МК ШПУ в отечественных условиях выполняется в соответствии с этими критериями по методикам, описанным в нормативном документе [2]. Применяется периодический контроль натяжений волновым или частотным методами, которые реализуются либо в ручном варианте, либо с применением автоматических приборов НИИГМ им. М.М. Федорова «Унисон» и «Волна» [3, 4].

За рубежом основным направлением минимизации различий в натяжениях канатов стало применение средств электронного контроля периодического или непрерывного действия [5-10]. В этих устройствах постоянно действующие силоизмерительные датчики встраиваются в подвесные устройства подъемных сосудов под каждым из канатов. Различные варианты электронных систем позволяют либо путем периодического подключения к ним специального оборудования определять натяжение каждого из канатов, либо передавать информацию о текущих натяжениях в конце цикла подъема при разгрузке сосуда для обработки и анализа на пульт машиниста, либо передавать ее на пульт и обрабатывать в режиме реального времени непрерывно во время работы ШПУ. Системы контроля автоматически подают сообщение на пульт

управления ШПМ, если отклонения натяжений канатов от средних значений превысили допустимый уровень. Это является сигналом для обслуживающего персонала о необходимости проведения очередной регулировки длин канатов и радиусов желобов многоканатных шкивов.

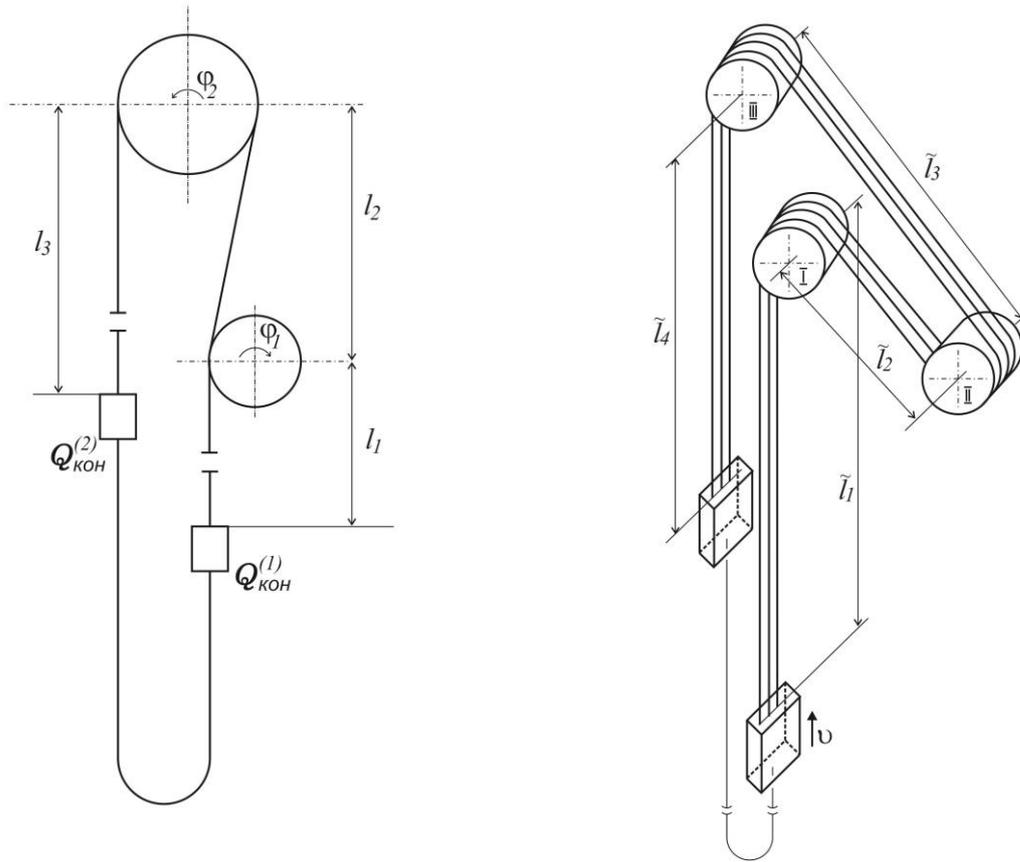
В настоящее время отечественный вариант такого аппаратно-программного комплекса проходит испытания на скиповой подъемной установке одной из шахт Украины. Практика эксплуатации таких систем показала, что в ряде случаев их применение позволило на 80% продлить срок службы канатов за счет уменьшения перегрузки и снижения числа обрывов проволок.

В 80-е годы прошлого века на зарубежных и отечественных шахтах появился новый тип подъемных установок, в которых блоки, состоящие в традиционных установках из автономных отклоняющих шкивов (ОШ), каждый из которых свободно вращался на общей оси, были заменены на цельные многоканатные шкивы барабанного типа (Рис.1). В установках с копром башенного типа используется один отклоняющий барабанный шкив, в установках с наземным расположением подъемной машины таких дополнительных барабанных направляющих шкива (НШ) два, и они установлены на подшкивной площадке укосного копра. Такие барабаны более просты и экономичны в изготовлении и обслуживании.

Однако появление одного или двух цельных многоканатных шкивов в линии канатной передачи тягового усилия от подъемной машины к сосудам, привело к существенному изменению в физической картине распределения на грузок между канатами. В канатной системе вместо двух участков набегающей и сбегавшей со шкива ветвей переменной длины, появился еще один дополнительный короткий участок струны постоянной длины между барабанными шкивами (для машин с укосным копром их появилось два). При этом каждый отклоняющий шкив, который в традиционной схеме не влиял на распределение нагрузок между канатами, стал активным звеном. Различия в радиусах его желобов стали влиять на длины перематываемых между участками канатов точно так же, как и основной ведущий шкив. Произошла суперпозиция этих влияний на коротких участках струн канатов между шкивами, у которых отклонения радиусов складываются в процессе износа случайным образом. Как показала практика, в ряде случаев это стало причиной интенсивного проскальзывания отдельных канатов по отклоняющему или копровым шкивам, интенсивного износа футеровки желобов.

Применение описанных выше средств электронного контроля натяжений на подъемных сосудах не дает достоверной информации о распределении натяжений канатов на коротких участках струн, необходимой для обоснованного проведения корректирующих мероприятий.

Научное и методическое обеспечение, устанавливающее основные закономерности протекания процессов в такой системе в зависимости от ее параметров, регламентирующее технические требования к ее обслуживанию, отсутствует и в настоящее время.



а)

б)

в)

- а) – подъемная установка с одним барабанным отклоняющим шкивом;
- б) - подъемная установка с двумя копровыми шкивами барабанного типа;
- в) - расчетная схема разбаланса длин канатов одной ветви

Рисунок 1 - Схема подъемной установок со шкивами барабанного типа

Практически на всех таких установках замечены различного рода негативные явления, вызванные несогласованностью параметров шкивов и их футеровок. В некоторых случаях это приводило к возбуждению в струне каната интенсивных колебаний резонансного характера, вызывающих негативное динамическое воздействие на конструкции копра и нарушающих нормальную работу подъемной машины, появлению трещин на шкиве [11].

Первыми работами, посвященными разработке математических моделей распределения нагрузок между канатами и их решениям в отдельных случаях для систем с несколькими барабанными шкивами, являются работы автора [12, 13]. В работе [12] получены системы дифференциальных уравнений, которые описывают процесс изменения длин и натяжений в пакете канатов в подъемных установках с одним отклоняющим или двумя копровыми шкивами барабанного типа с учетом упругости футеровок желобов на всех шкивах. В работе [13] приведены некоторые результаты вычислительных экспериментов, выполненных на базе этих математических моделей, которые впервые показали, что существуют определенные сочетания отклонений радиусов желобов на нескольких барабанных шкивах, при которых происходит интенсивное нарастание разбаланса длин и натяжений в коротких струнах канатов между шкивами и нарушение условий Эйлера по нескольжению.

Целью данной работы является установление основных закономерностей распределения натяжений между канатами на участках отвесов и струн в обоих типах многоканатных установок, разработка методов определения отклонений радиусов желобов по результатам специализированных аппаратурных измерений на действующих подъемных установках.

Изложение основного материала. Кинематические и расчетная схема подъемных установок с одним и двумя промежуточными шкивами барабанного типа показаны на рис. 1.

Для получения решений, адаптированных к использованию в программном обеспечении систем автоматического контроля натяжений канатов при постоянном мониторинге запасов по нескольжению и отклонений радиусов желобов на шкивах, необходимо получить системы соответствующих уравнений, учитывающие характер взаимодействия канатов со шкивами, футерованными применяющимися в отечественных условиях материалами типа ПП-45, Весorit, резина на основании общих дифференциальных уравнений, приведенных в работах [12, 13].

В этом случае дифференциальные уравнения относительно отклонений длин канатов от средних значений ($\tilde{\delta}_i^{(j)}$ ($j=1, 2, 3, 4$) – номер участка, ($i=1, 2 \dots n$) – номер каната) по участкам силовой передачи установки с одним ведущим и двумя направляющими барабанными шкивами запишутся в виде:

$$\begin{aligned}
\frac{d \tilde{\delta}_i^{(1)}}{d\varphi_1} + F_{11}(\varphi_1) \tilde{\delta}_i^{(1)} &= G_1; \\
\frac{d \tilde{\delta}_i^{(2)}}{d\varphi_1} + F_{21}(\varphi_1) \tilde{\delta}_i^{(1)} + F_{22}(l_2) \tilde{\delta}_i^{(2)} &= G_2; \\
\frac{d \tilde{\delta}_i^{(3)}}{d\varphi_1} + F_{32}(l_2) \tilde{\delta}_i^{(2)} + F_{33}(l_3) \tilde{\delta}_i^{(3)} &= G_3; \\
\frac{d \tilde{\delta}_i^{(4)}}{d\varphi_1} + F_{43}(l_3) \tilde{\delta}_i^{(3)} &= G_4;
\end{aligned} \tag{1}$$

где

$$\begin{aligned}
F_{11} &= \frac{EF \mu_1 + R_{cp}^{(1)}}{l_1^0 - R_{cp}^{(1)} \varphi_1}; & G_i^{(1)} &= \Delta R_i^{(1)}; \\
F_{21} &= -\frac{EF \mu_1 + R_{cp}^{(1)}}{l_1^0 - R_{cp}^{(1)} \varphi_1}; & F_{22} &= \frac{(EF \mu_2 + R_{cp}^{(2)}) R_{cp1}^{(1)}}{l_2 R_{cp}^{(2)}}; \\
G_2 &= \Delta R_i^{(2)} \frac{R_{cp}^{(1)}}{R_{cp}^{(2)}} - \Delta R_i^{(1)}; & F_{32} &= -F_{22}; \\
F_{33} &= -\frac{l_2}{l_3^0 + R_{cp}^{(1)} \varphi_1} \cdot F_{22}; & G_3 &= \Delta R_i^{(2)} \frac{R_{cp}^{(1)}}{R_{cp}^{(3)}} - \Delta R_i^{(1)} \frac{R_{cp}^{(1)}}{R_{cp}^{(2)}}; \\
F_{43} &= -\frac{(EF \mu_3 + R_{cp}^{(3)}) R_{cp}^{(1)}}{l_3 R_{cp}^{(3)}}; & G_4 &= -\Delta R_i^{(3)}
\end{aligned} \tag{2}$$

Здесь приняты обозначения: l_j – длины участков канатов; $R_{cp}^{(k)}$ – средние радиусы шкивов; k – номера шкивов по ходу движения поднимающегося сосуда ($k=1, 2, 3$); μ_k – податливости их футеровок; $\Delta R_i^{(k)}$ – отклонения радиусов i -го желоба k -го шкива от среднего значения; EF – жесткость одного головного каната на растяжение.

В частном случае расположения подъемной машины в башенном копре применяется схема с одним отклоняющим шкивом барабанного типа. Для этой схемы система дифференциальных уравнений, описывающая отклонения длин от среднего значения, примет вид:

$$\begin{aligned}
\frac{d \tilde{\delta}_i^{(1)}}{d\varphi_1} + F_{11}(\varphi_1) \tilde{\delta}_i^{(1)} &= G_1; \\
\frac{d \tilde{\delta}_i^{(2)}}{d\varphi_1} + F_{21}(\varphi_1) \tilde{\delta}_i^{(1)} + F_{22}(l_2) \tilde{\delta}_i^{(2)} &= G_2; \\
\frac{d \tilde{\delta}_i^{(3)}}{d\varphi_1} + F_{32}(l_2) \tilde{\delta}_i^{(2)} &= g_3;
\end{aligned} \tag{3}$$

где

$$g_3 = -\Delta R_i^{(2)} \cdot \frac{R_{cp}^{(1)}}{R_{cp}^{(2)}}. \quad (4)$$

В установке с одним ведущим барабанным шкивом трения процесс разбаланса длин канатов в набегающей ветви установки описывается первым уравнением из систем (1) или (3). В силу условий неразрывности деформаций канатов отклонение длин в сбегаящей ветви вычисляется по формуле

$$\tilde{\delta}_i^{(2)}(\varphi_1) = a_i - \tilde{\delta}_i^{(1)}(\varphi_1), \quad (5)$$

При этом для всех типов подъемных установок выполняется соотношение

$$\sum_{j=1}^{Nj} \tilde{\delta}_i^{(j)}(\varphi_1) = \sum_{j=1}^{Nj} \tilde{\delta}_i^{(j)}(\varphi_{10}) = a_i \quad (6)$$

где a_i – отклонения недеформированной длины i -го каната от среднего значения в пакете канатов; $\tilde{\delta}_i^{(j)}(\varphi_{10})$ – отклонения длин канатов в начальный момент цикла подъема/спуска сосудов φ_{10} ; Nj – количество участков ($Nj = 3$ – для установки с одним цельноблочным отклоняющим шкивом, $Nj = 4$ для установки с двумя цельноблочными направляющими шкивами).

Соответственно отклонения натяжений i -го каната от среднего по участкам силовой передачи определяются по формуле

$$\Delta \tilde{Q}_i^{(j)}(\varphi_1) = \frac{\tilde{\delta}_i^{(j)}(\varphi_1)}{l_j(\varphi_1)} \cdot EF. \quad (7)$$

В силу условий (6) справедливы соотношения

$$\sum_{j=1}^{Nj} \frac{\Delta \tilde{Q}_i^{(j)}(\varphi_1)}{EF} \cdot l_j(\varphi_1) = \sum_{j=1}^{Nj} \frac{\Delta \tilde{Q}_i^{(j)}(\varphi_{10})}{EF} \cdot l_j(\varphi_{10}) = a_i \quad (8)$$

Так как автоматические системы выдают в программную систему для обработки значения натяжений канатов, то целесообразно уравнения (1) и (3) преобразовать относительно функций $\Delta \tilde{Q}_i^{(j)}(\varphi_1)$, используя соотношения (7). Для ШПУ с двумя цельноблочными направляющими шкивами получим:

$$\begin{aligned}
\frac{d\Delta\tilde{Q}_i^{(1)}(\varphi_1)}{d\varphi_1} + F_{11}(\varphi_1)\Delta\tilde{Q}_i^{(1)}(\varphi_1) - \frac{R_{cp}^{(1)}}{l_1(\varphi_1)} \cdot \Delta\tilde{Q}_i^{(1)}(\varphi_1) &= G_1 \cdot \frac{EF}{l_1(\varphi_1)} ;; \\
\frac{d\Delta\tilde{Q}_i^{(2)}(\varphi_1)}{d\varphi_1} + F_{21}(\varphi_1) \cdot \frac{l_1(\varphi_1)}{l_2} \cdot \Delta\tilde{Q}_i^{(1)}(\varphi_1) + F_{22}(l_2)\Delta\tilde{Q}_i^{(2)}(\varphi_1) &= G_2 \cdot \frac{EF}{l_2} ; \\
\frac{d\Delta\tilde{Q}_i^{(3)}(\varphi_1)}{d\varphi_1} + F_{32}(l_2) \cdot \frac{l_2}{l_3} \Delta\tilde{Q}_i^{(2)}(\varphi_1) + F_{33}(l_3)\Delta\tilde{Q}_i^{(3)}(\varphi_1) &= G_3 \cdot \frac{EF}{l_3} ; \\
\frac{d\Delta\tilde{Q}_i^{(4)}(\varphi_1)}{d\varphi_1} + F_{43}(l_3) \cdot \frac{l_3}{l_4(\varphi_1)} \cdot \Delta\tilde{Q}_i^{(3)}(\varphi_1) + \frac{R_{cp}^{(4)}}{l_4(\varphi_1)} \cdot \Delta\tilde{Q}_i^{(4)}(\varphi_1) &= G_4 \cdot \frac{EF}{l_4(\varphi_1)}
\end{aligned} \tag{9}$$

Для ШПУ с одним цельным отклоняющим шкивом

$$\begin{aligned}
\frac{d\Delta\tilde{Q}_i^{(1)}(\varphi_1)}{d\varphi_1} + F_{11}(\varphi_1)\Delta\tilde{Q}_i^{(1)}(\varphi_1) - \frac{R_{cp}^{(1)}}{l_1(\varphi_1)} \cdot \Delta\tilde{Q}_i^{(1)}(\varphi_1) &= G_1 \cdot \frac{EF}{l_1(\varphi_1)} ; \\
\frac{d\Delta\tilde{Q}_i^{(2)}(\varphi_1)}{d\varphi_1} + F_{21}(\varphi_1) \cdot \frac{l_1(\varphi_1)}{l_2} \cdot \Delta\tilde{Q}_i^{(1)}(\varphi_1) + F_{22}(l_2)\Delta\tilde{Q}_i^{(2)}(\varphi_1) &= G_2 \cdot \frac{EF}{l_2} ; \\
\frac{d\Delta\tilde{Q}_i^{(3)}(\varphi_1)}{d\varphi_1} + F_{32}(l_2) \cdot \frac{l_2}{l_3(\varphi_1)} \Delta\tilde{Q}_i^{(2)}(\varphi_1) + \frac{R_{cp}^{(1)}}{l_3(\varphi_1)} \cdot \Delta\tilde{Q}_i^{(3)}(\varphi_1) &= g_3 \cdot \frac{EF}{l_3(\varphi_1)} ;
\end{aligned} \tag{10}$$

Средние натяжения в струнах канатов равны средним натяжениям в соответствующих отвесах, находящихся по одну с ними сторону от ведущего шкива.

Полные усилия в i -ом канате в точках набегания и схода на шкивах по его участкам равны

$$Q_i^{(j)}(\varphi_1) = Q_{cp}^{(j)} + \Delta Q_i^{(j)}(\varphi_1), \tag{11}$$

где для установки с одним цельным отклоняющим шкивом

$$Q_{cp}^{(1)} = \frac{Q_{кон}^{(1)}}{n} + q \cdot H ; Q_{cp}^{(2)} = Q_{cp}^{(1)} ; Q_{cp}^{(3)} = \frac{Q_{кон}^{(2)}}{n} + q \cdot H ; \tag{12}$$

для установки с двумя барабанными копровыми шкивами

$$Q_{cp}^{(1)} = \frac{Q_{кон}^{(1)}}{n} + q \cdot H ; Q_{cp}^{(2)} = Q_{cp}^{(1)} ; Q_{cp}^{(4)} = \frac{Q_{кон}^{(2)}}{n} + q \cdot H ; Q_{cp}^{(3)} = Q_{cp}^{(4)}, \tag{13}$$

где H – полная длина набегающей ветви каната; $Q_{кон}^{(1)}$, $Q_{кон}^{(2)}$ соответственно веса

сосудов в набегающей и сбегающей ветвях установки, q – погонный вес одного каната.

Пробуксовка каната по отклоняющему или ведущему шкиву наступает когда нарушаются условия Эйлера по нескольжению.

Для ШПУ с одним отклоняющим барабанным шкивом

$$\exp(-\alpha_1 \cdot f_1) < \frac{Q_{cp}^{(1)} + \Delta Q_i^{(1)}(\varphi_1)}{Q_{cp}^{(2)} + \Delta Q_i^{(2)}(\varphi_1)} < \exp(\alpha_1 \cdot f_1), \quad (14)$$

а так же для ведущего шкива:

$$\exp(-\alpha_2 \cdot f_2) < \frac{Q_{cp}^{(2)} + \Delta Q_i^{(2)}(\varphi_1)}{Q_{cp}^{(3)} + \Delta Q_i^{(3)}(\varphi_1)} < \exp(\alpha_2 \cdot f_2). \quad (15)$$

Для ШПУ с двумя отклоняющими цельными шкивами:

для первого отклоняющего шкива

$$\exp(-\alpha_1 \cdot f_1) < \frac{Q_{cp}^{(1)} + \Delta Q_i^{(1)}(\varphi_1)}{Q_{cp}^{(2)} + \Delta Q_i^{(2)}(\varphi_1)} < \exp(\alpha_1 \cdot f_1); \quad (16)$$

для второго отклоняющего шкива

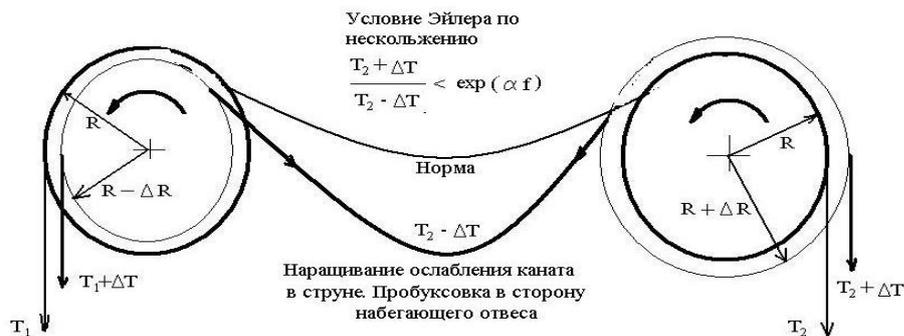
$$\exp(-\alpha_3 \cdot f_3) < \frac{Q_{cp}^{(3)} + \Delta Q_i^{(3)}(\varphi_1)}{Q_{cp}^{(4)} + \Delta Q_i^{(4)}(\varphi_1)} < \exp(\alpha_3 \cdot f_3); \quad (17)$$

для ведущего шкива

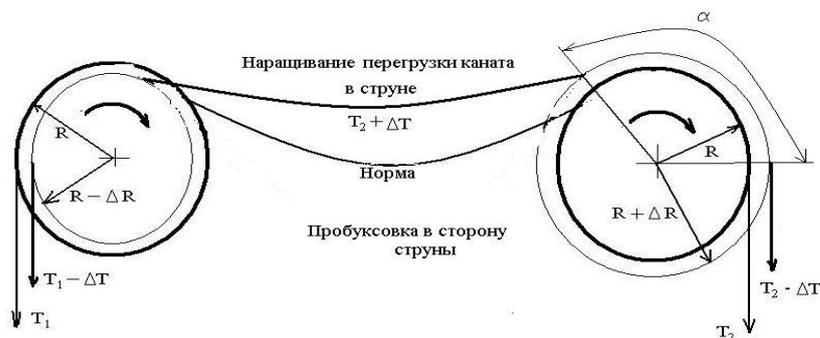
$$\exp(-\alpha_2 \cdot f_2) < \frac{Q_{cp}^{(2)} + \Delta Q_i^{(2)}(\varphi_1)}{Q_{cp}^{(3)} + \Delta Q_i^{(3)}(\varphi_1)} < \exp(\alpha_2 \cdot f_2). \quad (18)$$

Здесь α_j и f_j соответственно, углы обхвата и коэффициенты трения футеровок шкивов.

Физическая картина совместного влияния отклонений радиусов на участке струны между смежными шкивами барабанного типа проиллюстрирована на рис. 2. Для наглядности, струна расположена горизонтально. В этом случае ослабление натяжения проявляется в увеличении провисания каната ниже нормального положения при одинаковых натяжениях, а подъем соответствует перегрузке каната по сравнению со средним значением в пакете.



а)



б)

Рисунок 2 - Схема влияния отклонений радиусов желобов смежных шкивов на отклонения длин (натяжений) канатов в струне между шкивами

Видно, что если под одним и тем же канатом на смежных шкивах отклонения радиусов от средних значений имеют разные знаки, то происходит суперпозиция их влияний на отклонение натяжений в струне одного характера: либо суммирование ослабления каната в струне (рис.2.а), либо суммирование перегрузки каната (рис. 2.б). Величина суммарного отклонения натяжений зависит от амплитуд отклонений радиусов на шкивах.

Если отклонения радиусов желобов на шкивах будут одного знака, то они будут выдавать в струну отклонения длин (натяжений) противоположных знаков. В этом случае в зависимости от соотношения амплитуд отклонений радиусов суперпозиция отклонений длин, вызванных разными шкивами, приведет к взаимной нейтрализации и снижению разбаланса длин (натяжений) канатов в струне. Амплитуда остаточного отклонения натяжений в струне в этом случае будет зависеть от соотношения амплитуд отклонений радиусов желобов шкивов.

Это явление наиболее сильно проявляется в начале цикла подъема/спуска и продолжается до тех пор пока, за счет увеличения доли упругой вытяжки в длине перематываемого каната, не произойдет естественная стабилизация процесса. В результате этого процесс разбалансировки длин (натяжений) примет более монотонный характер по высоте подъема.

При нарушении условий Эйлера (14)-(18) на любом из шкивов происходит локальная пробуксовка каната. Пробуксовка имеет характер относительно кратковременного срыва так как коэффициент трения покоя, при нормальной перематке каната, больше коэффициента трения скольжения, который устанавливается между канатом и футеровкой во время скольжения.

После срыва в точках набегания и схода на шкиве устанавливаются натяжения, отношение которых несколько меньше, чем было до срыва. Так как подъемная машина продолжает свою работу, а соотношение между радиусами желобов смежных шкивов остается прежним, то нарастание отклонений длин (натяжений) канатов между шкивами и в отвесах продолжает нарастать по тому же закону, что и до срыва до тех пор, пока опять не будут нарушены условия Эйлера на каком-то из шкивов.

В действующих подъемных установках угол обхвата отклоняющего шкива не превышает $10-20^\circ$, а ведущего не меньше 180° . Как правило, коэффициент трения каната по футеровке ведущего шкива так же больше, чем отклоняющего. Поэтому срывы с пробуксовкой каната происходят, как правило, по отклоняющему шкиву несколько раз за цикл подъема.

Если коэффициент трения футеровки отклоняющего шкива очень мал (например, футеровка Бекопласт), то эти срывы могут сливаться в непрерывную серию определенной частоты и возбуждать поперечные колебания канатов в струне повышенной амплитуды. Такое явление описано в работе [11]. Переход на резиновую футеровку отклоняющего шкива с повышенным коэффициентом трения устраняет непрерывное высокочастотное возбуждение колебаний каната, но приводит к возникновению короткой серии из нескольких срывов (порядка 7 - 8 за цикл подъема) большей амплитуды.

Для исследования процесса разбаланса натяжений канатов в отвесах и струне между шкивами проведем цикл вычислительных экспериментов на примере 4-х канатной установки башенного типа с одним моноблочным отклоняющим шкивом. При выполнении серии вычислительных экспериментов будем считать, что при подъеме скипа №1 со стороны отклоняющего шкива все канаты по участкам имеют одинаковые начальные собственные (нерастянутые) длины и жесткости. Обратный цикл подъема скипа №2 со стороны ведущего шкива начинается с отклонений длин и натяжений, которые, образовались в ветви на предыдущем цикле при спуске этого сосуда.

Подъемная установка с машиной ЦШ-5х4Д, одним отклоняющим шкивом (ОШ), диаметром 3 м, (коэффициент трения футеровки 0.11-0.523, коэффициент радиальной податливости футеровки варьируется в пределах $0 - 1,46 \times 10^{-7}$ м/Н), и одним ведущим (ВШ), диаметром 5 м (расчетный коэффициент трения футеровки 0.25, коэффициент радиальной податливости варьируется в пределах $0 - 0,176 \times 10^{-7}$ м/Н) барабанными шкивами. Высота подъема 598 м. Масса порожнего скипа 37,7 т, масса груза 26 т.

Канаты головные: ТУ У 28.7-00191046-009-2003, тип 50,5-А-ГЛ-Ж-Н-Р-1570, 50,5-А-ГЛ-Ж-Л-Н-Р-1570. Канаты уравнивающие: ТУ У 28.7-00191046-008-2003, тип 54,5-Г-В-Ж-Н-Р-1470, количество канатов 3.

Жесткость одного головного каната на растяжение 1×10^8 Н. Линейная масса головного каната 9,5 кг/м, масса порожнего скипа 37,7 т, масса груза 26 т, масса одного метра уравновешивающего каната 12,76 кг/м.

Отклонения радиусов желобов на 2-х шкивах $\Delta R_2^{(j)}$ под тестируемым канатом №2 от среднего значения примем изменяющимися в пределах ± 0.5 мм.

Ниже приведены результаты численных решений уравнений (10) без учета проскальзывания канатов по шкивам при нарушении условия нескольжения Эйлера. Это позволяет установить закономерности влияния отдельных параметров системы на отклонения натяжений в отвесах и струне каната.

Цикл 1.1: подъем груженого скипа №1 со стороны отклоняющего шкива (шкив №1 в расчете). Жесткая футеровка.

Самый неблагоприятный вариант сочетаний отклонений радиусов желобов на 2-х шкивах противоположных знаков, футеровки обоих шкивов радиально жесткие. Отклонения радиусов желобов под исследуемым канатом: ОШ $\Delta R_2^{(1)} = 0,5$ мм; ВШ $\Delta R_2^{(2)} = -0,5$ мм; радиальные податливости футеровок шкивов: ОШ $\mu_1 = 0$ м/Н; ВШ $\mu_2 = 0$ м/Н. Коэффициент трения ОШ $f_1 = 0.15$, ВШ $f_2 = 0.25$.

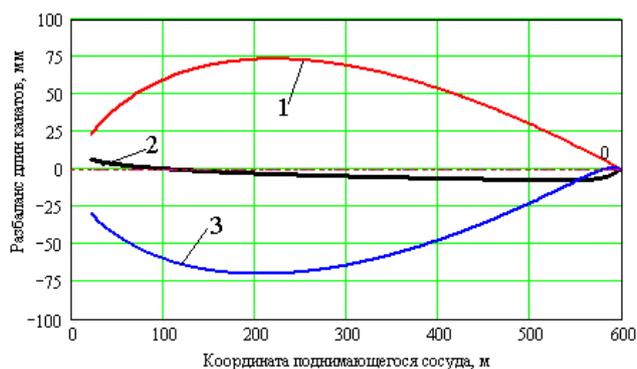
Анализ этих результатов, приведенных на рис.2, показывает, что в процессе подъема груженого скипа в поднимающемся отвесе максимальное **отклонение длин** канатов в виде перегрузки достигнет +75 мм, а в опускающемся ослабление -75 мм при прохождении поднимающимся скипом участка ствола 200 м - 248 м. В струне максимальное отклонение длин в виде ослабления/перегрузки до ± 5 мм будет в крайних точках подъема.

Отклонение натяжений канатов в поднимающемся отвесе достигает максимума перегрузки 110 кН в конце подъема при верхнем положении скипа. В опускающемся отвесе максимальное ослабление каната -25 кН достигается в первой половине спуска порожнего скипа на отметке 350 м-450 м. В струне в начале цикла на отметке груженого скипа 56м происходит концентрация отклонение натяжений каната в виде ослабления до -82 кН, затем разбаланс натяжений снижается и при подходе поднимающегося скипа к верхней точке ствола происходит перегрузка каната до +75 кН.

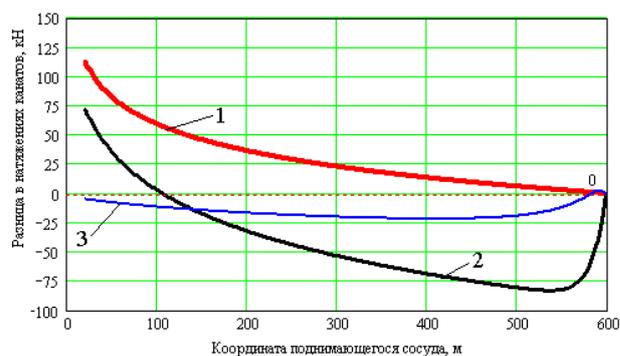
Значения К-критерия на рис. 3в, показывают, что пробуксовки каната по ведущему шкиву происходить не будет, а по отклоняющему шкиву нарушение условий по скольжению будет происходить по всей высоте подъема.

Цикл 2.1: подъем груженого скипа №1 со стороны отклоняющего шкива (шкив №1 в расчете). Жесткая футеровка ВШ, упругая резина ОШ.

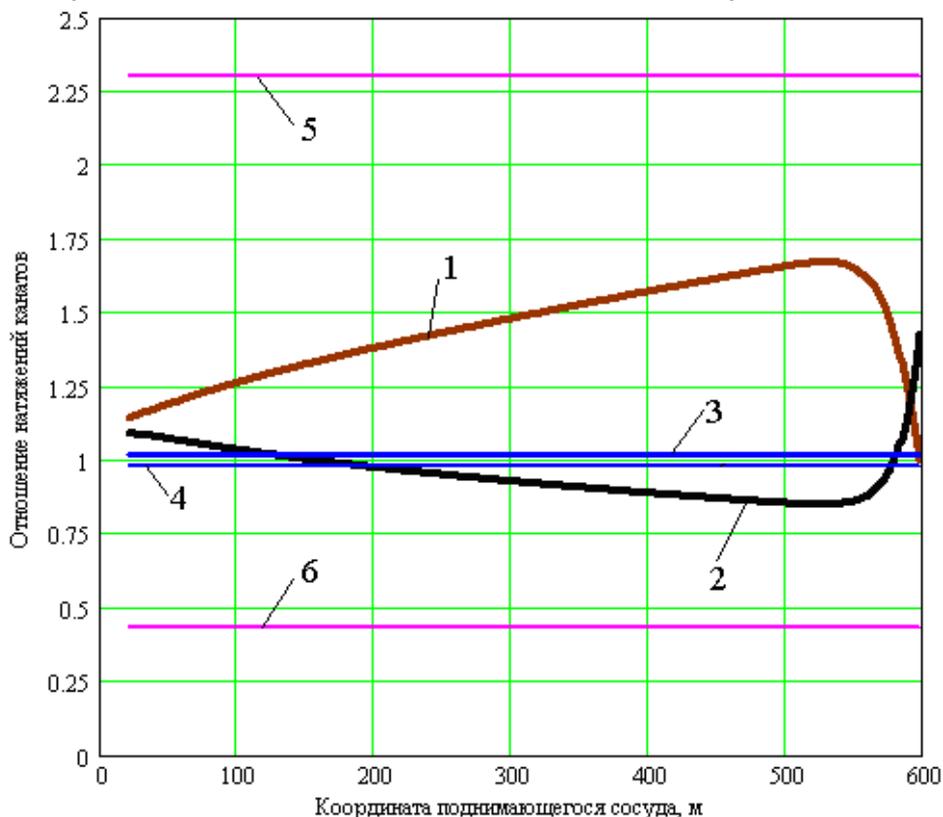
Самый неблагоприятный вариант сочетаний отклонений радиусов желобов на 2-х шкивах противоположных знаков. Отклонения радиусов желобов №2: ВШ $\Delta R_2^{(2)} = -0,5$ мм; ОШ $\Delta R_2^{(1)} = +0,5$ мм; податливости футеровок шкивов: отклоняющий шкив футерован резиной с податливостью ОШ $\mu_1 = 1,25 \times 10^{-7}$ м/Н; футеровка ведущего шкива жесткая ВШ $\mu_2 = 0$ м/Н. Коэффициент трения ОШ $f_1 = 0.35$, ВШ $f_2 = 0.25$.



а) 1- поднимающийся отвес; 2- струна;
3- опускающийся отвес



б) 1- поднимающийся отвес; 2- струна;
3- опускающийся отвес

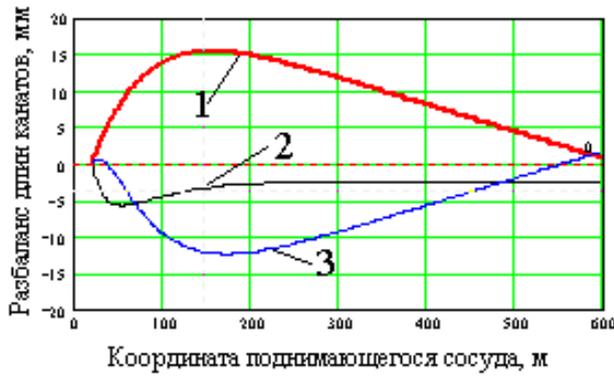


в)

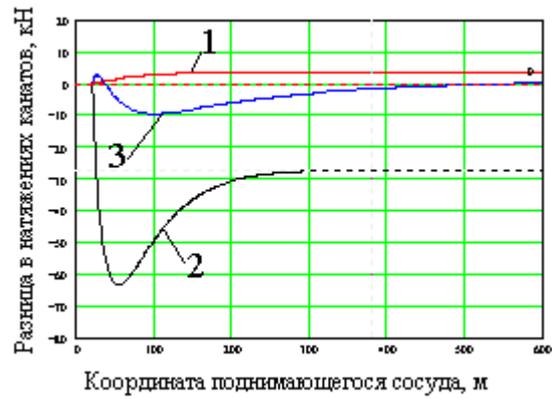
1- отклоняющий шкив; 2- ведущий шкив; 3 – нижний предел отклоняющего шкива;
5 – верхний предел отклоняющего шкива; 5 – верхний предел ведущего шкива;
6- нижний предел отклоняющего шкива

Рисунок 3 - Отклонения длин каната по участкам (а); отклонения натяжений каната (б); значения параметра К-критерия по нескольжению канатов на шкивах (в).

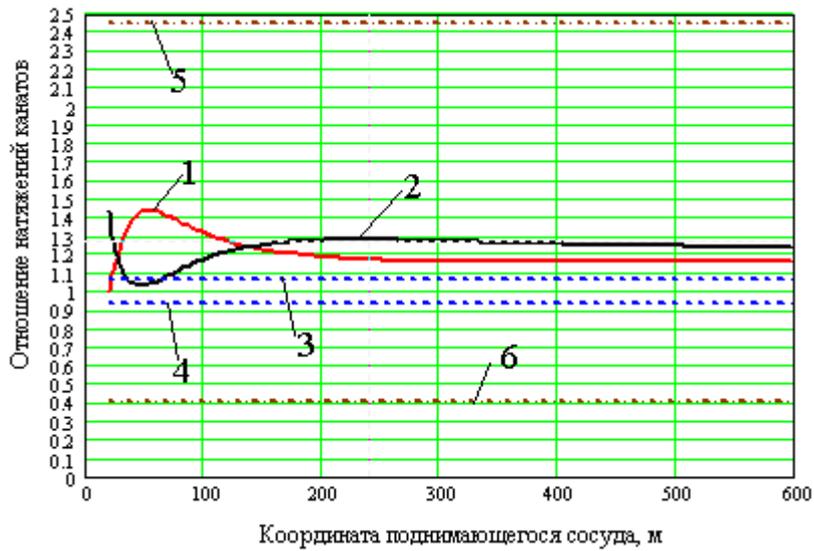
Графики на рис. 4 показывают влияние упругости футеровки отклоняющего шкива на отклонения длин и натяжений канатов в отвесах и струне. Видно, что в процессе подъема груженого скипа в *поднимающемся отвесе* максимальное отклонение *длин* канатов в виде перегрузки достигнет -15 мм при прохождении поднимающимся скипом отметки 598 м-150 м=448 м. В опускающемся отвесе порожнего скипа максимальное отклонение длин канатов в виде ослабления достигнет 13 мм при прохождении опускающимся скипом отметки 170 м.



А) 1- поднимающийся отвес; 2- струна;
3- опускающийся отвес



б) 1- поднимающийся отвес; 2- струна;
3- опускающийся отвес



в)
1- отклоняющий шкив; 2- ведущий шкив; 3 – нижний предел отклоняющего шкива;
5 – верхний предел отклоняющего шкива; 5 – верхний предел ведущего шкива;
6- нижний предел отклоняющего шкива

Рисунок 4 - Отклонения длин канатов (а); отношения натяжений канатов на шкивах (б); значения параметра К-критерия по нескольжению канатов на шкивах (в)

В струне максимальное отклонение длин в виде ослабления до -6 мм достигается в начале подъема, а потом снизится и стабилизируется на уровне 3 мм до конца подъема.

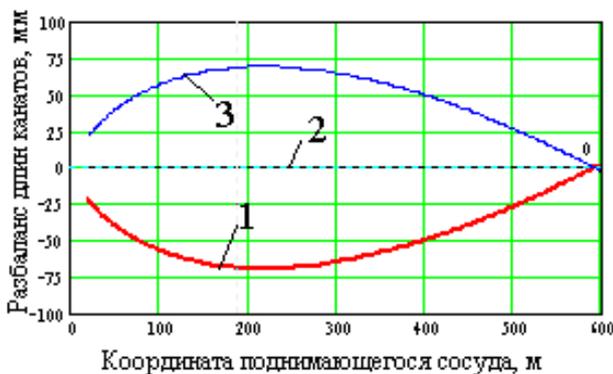
Отклонение *натяжений* канатов в поднимающемся отвесе в виде перегрузки достигает максимума 3 кН в конце подъема при верхнем положении скипа. В опускающемся отвесе ослабление достигнет -10 кН. По мере подъема разбаланс натяжений в нем снижается практически до нуля в конце подъема. В струне максимальная ослабление в начале цикла достигает минимума -63 кН и затем стабилизируется на уровне -28 кН. Сравнение графиков на рис. 3б и рис. 5б показывает, что с резиновой футеровкой выбранной податливости отклонение натяжений в струне снижается в 7 раз.

Рис. 4в показывает, что проскальзывания по ведущему шкиву не происходит по всей глубине ствола. По отклоняющему шкиву условия для проскальзывания

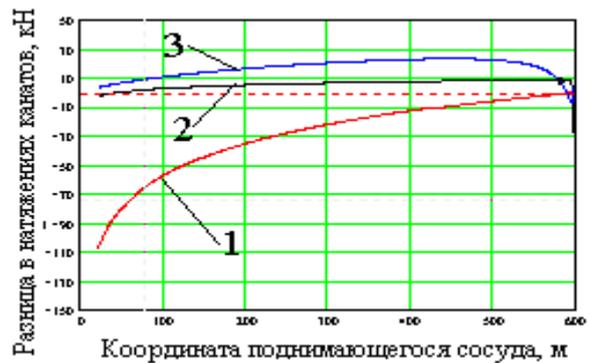
реализуются практически на протяжении всего подъема скипа, так как отношение натяжений канатов выходит за допустимые пределы по нескольжению (кривые №4 и №6).

Цикл 2.2: подъем груженого скипа №2 со стороны ведущего шкива (шкив №1 в расчете). Самый неблагоприятный вариант сочетаний отклонений радиусов желобов на 2-х шкивах. Отклонения радиусов желобов №2: ВШ $\Delta R_2^{(1)} = -0,5$ мм; ОШ $\Delta R_2^{(2)} = +0,5$ мм; податливости футеровок шкивов: ОШ $\mu_2 = 0$ м/Н; ВШ $\mu_1 = 1,25 \times 10^{-7}$ м/Н (футеровки ОШ резиновая). Коэффициент трения ОШ $f_2 = 0.35$, ВШ $f_1 = 0.25$.

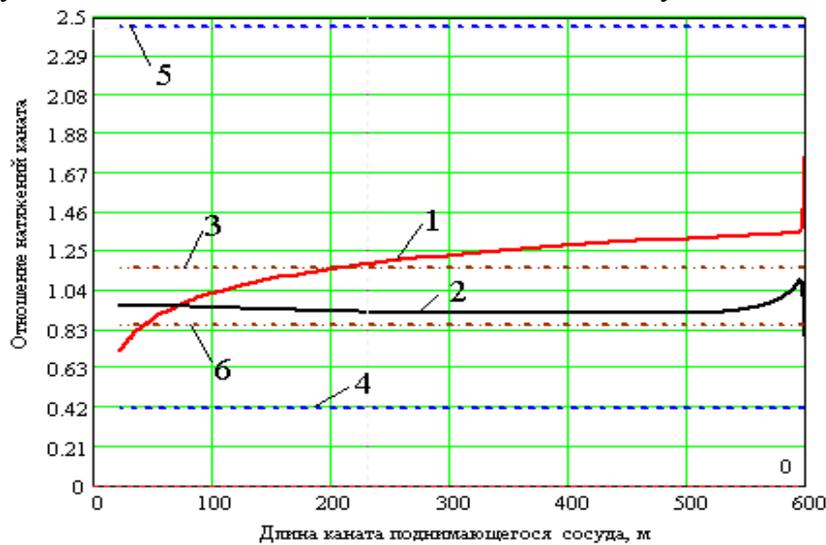
Результаты, представленные на рис. 5, показывают влияние упругости футеровки отклоняющего шкива на отклонения длин и натяжений канатов в отвесах и струне.



а) 1- поднимающийся отвес; 2- струна; 3- опускающийся отвес



б) 1- поднимающийся отвес; 2- струна; 3- опускающийся отвес



в)

1- отклоняющий шкив; 2- ведущий шкив; 3 – нижний предел отклоняющего шкива; 5 – верхний предел отклоняющего шкива; 5 – верхний предел ведущего шкива; 6- нижний предел отклоняющего шкива

Рисунок 5 - Отклонения длин канатов, мм (а); отношения натяжений канатов на шкивах (б); значения параметра К-критерия по нескольжению канатов на шкивах (в)

Видно, что в процессе подъема груженого скипа в поднимающемся отвесе максимальное отклонение длин канатов в виде ослабления достигнет -70 мм при прохождении поднимающимся скипом отметки -367 м. В опускающемся отвесе порожнего скипа максимальное отклонение длин канатов в виде перегрузки достигнет +70 мм при прохождении опускающимся скипом отметки 204 м. В струне максимальное отклонение длин в виде перегрузки до +1 мм остается постоянным по всей глубине ствола.

Отклонение натяжений канатов в поднимающемся отвесе в виде ослабления достигает максимума -110 кН в конце подъема при верхнем положении скипа. В опускающемся отвесе начальное ослабление в -4 кН на коротком участке переходит в перегрузку максимальная перегрузка каната 23 кН реализуется в начале подъема скипа внизу ствола в районе отметки -447 м. По мере подъема разбаланс натяжений снижается до 4 кН в конце подъема. В струне максимальная ослабление в начале цикла на коротком участке переходит в перегрузку до 9 кН достигается в начале подъема на отметке -590 м, и достигает минимума -1,7 кН в конце цикла. Сравнение графиков на рис. 3б и рис. 5б показывает, что с резиновой футеровкой выбранной податливости отклонение натяжений в струне снижается в 7 раз.

Рис. 5в показывает, что проскальзывания по ведущему шкиву не происходит по всей глубине ствола. По отклоняющему шкиву проскальзывание происходит только в самом начале цикла на протяжении 2 м подъема скипа, после чего отношение натяжений канатов входит в допустимые пределы по нескольжению (кривые №4 и №6).

Таким образом, даже в самых неблагоприятных сочетаниях отклонений радиусов +/-0,5 мм на обоих шкивах противоположных знаков резиновая футеровка позволяет при подъеме груженого скипа со стороны ведущего шкива исключить пробуксовку каната по отклоняющему шкиву.

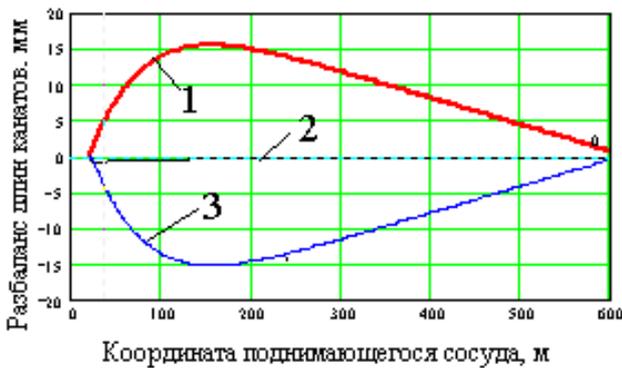
Цикл 3.1: подъем груженого скипа №2 со стороны отклоняющего шкива (шкив №1 в расчете). Футеровки ОШ и ВШ из упругой резины

Самый неблагоприятный вариант сочетаний отклонений радиусов желобов на 2-х шкивах. Отклонения радиусов желобов №2: ВШ $\Delta R_2^{(1)} = -0,5$ мм; ОШ $\Delta R_2^{(2)} = +0,5$ мм; податливости футеровок шкивов: отклоняющий шкив футерован резиной с податливостью ОШ $\mu_1 = 1,25 \times 10^{-7}$ м/Н; футеровка ведущего шкива упругая ВШ $\mu_2 = 1,25 \times 10^{-7}$ м/Н. Коэффициент трения ОШ $f_1 = 0.35$, ВШ $f_2 = 0.35$.

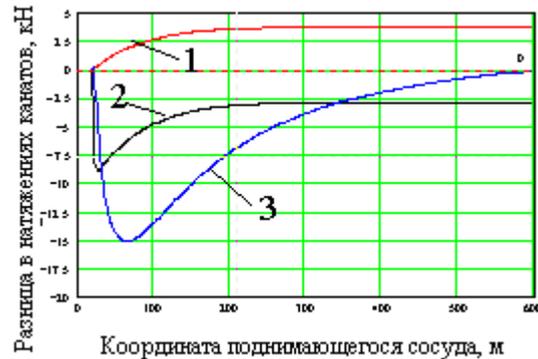
Исследуем влияние упругости резиновой футеровки ведущего шкива на возможность проскальзывания канатов по отклоняющему шкиву на полном цикле спуска/подъема скипов.

Результаты, представленные на рис. 6, показывают влияние упругости футеровки ведущего и отклоняющего шкивов на отклонения длин и натяжений канатов в отвесах и струне. Видно, что в процессе подъема груженого скипа в поднимающемся отвесе максимальное отклонение длин канатов в виде перегрузки достигает 15 мм при прохождении поднимающимся скипом отметки -350 м. В опускающемся отвесе порожнего скипа максимальное отклонение

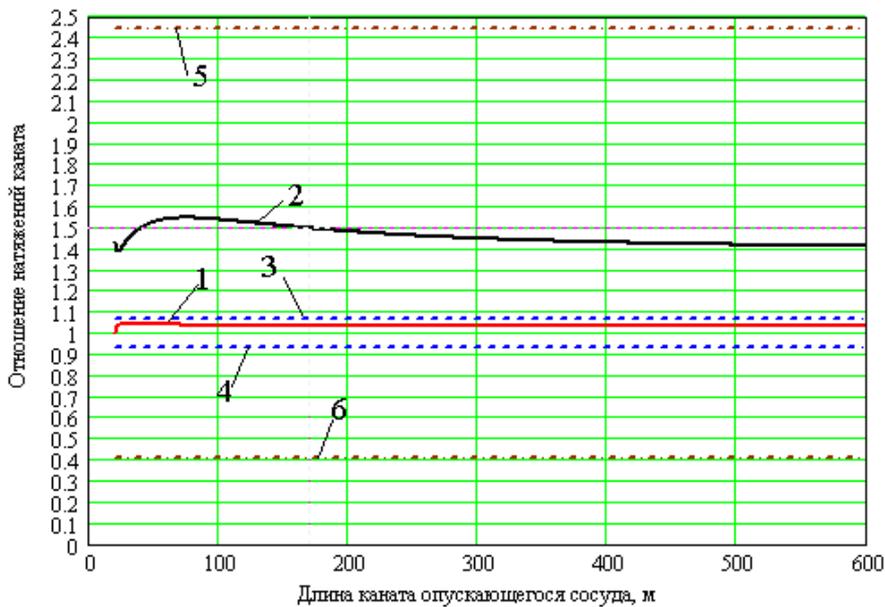
длин канатов в виде ослабления так же не превышает -15 мм при прохождении опускающимся скипом отметки -150 м. В струне максимальное отклонение длин в виде перегрузки до +/-1 мм остается постоянным по всей глубине ствола.



а) 1- поднимающийся отвес; 2- струна; 3- опускающийся отвес



б) 1- поднимающийся отвес; 2- струна; 3- опускающийся отвес



в)

- 1- отклоняющий шкив; 2- ведущий шкив; 3 – нижний предел отклоняющего шкива;
 5 – верхний предел отклоняющего шкива; 5 – верхний предел ведущего шкива;
 6- нижний предел отклоняющего шкива

Рисунок 6 - Отклонения длин канатов, мм (а); отношения натяжений канатов на шкивах (б); значения параметра К-критерия по нескольжению канатов на шкивах (в)

Отклонение натяжений канатов в поднимающемся отвесе в виде перегрузки медленно нарастает до максимума 15 кН и с отметки -350 м положения поднимающегося скипа остается постоянным. В опускающемся отвесе начинается интенсивное нарастание ослабления каната до -15 кН на коротком участке до отметки -65 м, которое затем медленно снижается и к концу подъема натяжения в канатах выравниваются. В струне максимальная ослабление в начале цикла на коротком участке достигает максимума -9 кН на отметке опускающегося скипа -35 м и затем медленно снижается и с отметки -300 м

остається постійним -2 кН до кінця циклу. Сравнение графиков на рис. 5б и рис. 6б показывает, что с резиновой футеровкой ведущего шкива выбранной податливости отклонение натяжений в струне снижается в 4 раза.

Рис. 6в показывает, что проскальзывания по ведущему и отклоняющему шкивам не происходит по всей глубине ствола.

Таким образом, даже в самых неблагоприятных сочетаниях отклонений радиусов +/-0,5 мм на обоих шкивах противоположных знаков резиновая футеровка позволяет при подъеме груженого скипа со стороны отклоняющего шкива исключить пробуксовку каната по отклоняющему шкиву и снизить разбаланс натяжений на участках отвесов.

Цикл 3.2: подъем груженого скипа №2 со стороны ведущего шкива (шкив №1 в расчете). Самый неблагоприятный вариант сочетаний отклонений радиусов желобов на 2-х шкивах. Отклонения радиусов желобов №2: ВШ $\Delta R_2^{(1)} = +0,5$ мм; ОШ $\Delta R_2^{(2)} = -0,5$ мм; податливости футеровок шкивов: отклоняющий шкив футерован резиной с податливостью ОШ $\mu_1 = 1,25 \times 10^{-7}$ м/Н; футеровка ведущего шкива упругая ВШ $\mu_2 = 1,25 \times 10^{-7}$ м/Н. Коэффициент трения ОШ $f_1 = 0.35$, ВШ $f_2 = 0.35$.

Из рис. 7 видно, что в процессе подъема груженого скипа в поднимающееся отвесе максимальное отклонение длин канатов в виде ослабления достигнет -22 мм при прохождении поднимающимся скипом отметки -178 м. В опускающемся отвесе порожнего скипа максимальное отклонение длин канатов в виде перегрузки достигнет +22 мм при прохождении опускающимся скипом отметки 407 м. В струне максимальное отклонение длин в виде перегрузки до +1 мм остается постоянным по всей глубине ствола.

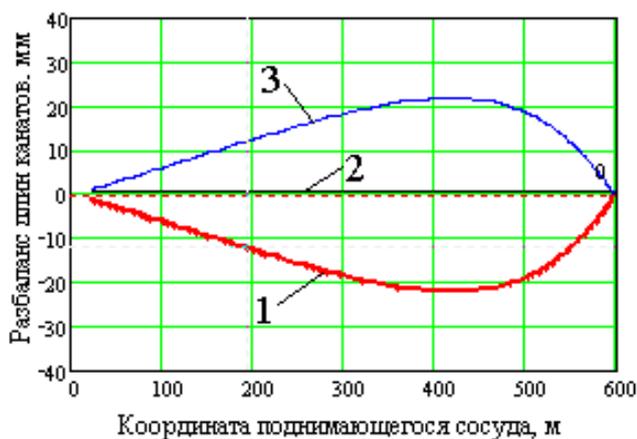
Отклонение натяжений канатов в поднимающемся отвесе в виде ослабления достигает максимума -7 кН и остается постоянным до конца подъема. В опускающемся отвесе на коротком участке 50 м перегрузка возрастает до +17 кН. По мере подъема разбаланс натяжений снижается до 0,1 кН в конце подъема. В струне на протяжении 10 м перегрузка резко возрастает до 9 кН достигается в начале подъема на отметке -590 м, и медленно снижаясь достигает минимума 5 кН в конце цикла. Сравнение графиков на рис. 4б и рис. 7б показывает, что с резиновой футеровкой ведущего шкива выбранной податливости отклонение натяжений в струне снижается в 7 раз.

Рис. 7в показывает, что проскальзывания по ведущему и отклоняющему шкивам не происходит по всей глубине ствола.

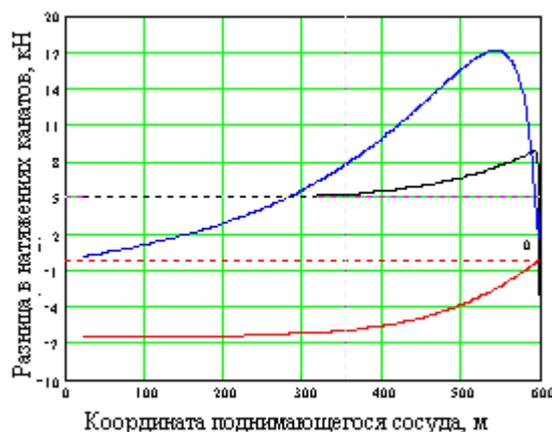
Таким образом, даже в самых неблагоприятных сочетаниях отклонений радиусов +/-0,5 мм на обоих шкивах противоположных знаков резиновая футеровка ведущего и отклоняющего шкивов позволяет при подъеме груженого скипа со стороны ведущего шкива исключить пробуксовку каната по отклоняющему шкиву и снизить разбаланс натяжений на участках отвесов.

В системе с 2-мя шкивами барабанного типа появляется практическая необходимость определения разности радиусов перемотки каждого каната по обоим шкивам в промышленных условиях. В ШПУ с отдельными

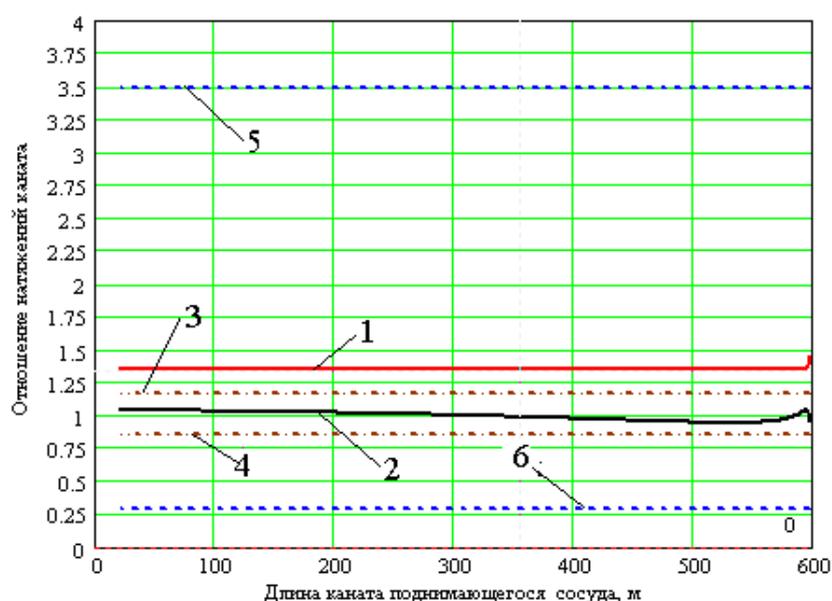
отклоняющими шкивами (одним ведущим барабанным шкивом) это проводится согласно положений документа [2]. Приведенные выше результаты показали, что при разных сочетаниях отклонений радиусов желобов на 2-х шкивах отклонения натяжений и длин канатов могут быть совершенно различными. Поэтому прямое применение «метода меток» [2] к двухшкивной системе не может дать адекватных результатов при переходе меток в сбегаящий отвес.



А) 1- поднимающийся отвес; 2- струна;
3- опускающийся отвес



б) 1- поднимающийся отвес; 2- струна;
3- опускающийся отвес



в)

1- отклоняющий шкив; 2- ведущий шкив; 3 – нижний предел отклоняющего шкива;
5 – верхний предел отклоняющего шкива; 5 – верхний предел ведущего шкива;
6- нижний предел отклоняющего шкива

Рисунок 7 - Отклонения длин канатов, мм (а); отношения натяжений канатов на шкивах (б); значения параметра К-критерия по нескольжению канатов на шкивах (в)

Возникает естественный вопрос: как на действующем подъеме определить *начальные значения отклонений длин или натяжений в промежуточных ветвях* между шкивами для последующего использования в автоматических

расчетах при наличии датчиков натяжений только в отвесах на подъемных сосудах. Для этой цели возможно только применить частотный или волновой методы с любым прибором-частотомером из выпускающихся в серийном производстве. В системе подъема с несколькими барабанными шкивами и промежуточными струнами определить отклонения длин и натяжений, а значит, и рассчитать текущее значение запасов по несложению каждого каната можно только путем математического моделирования на основании приведенных выше уравнений.

При анализе полученных результатов расчета следует учитывать, что изменение радиуса перемотки каната является суммой нескольких процессов:

1- изменение «геометрического» радиуса желоба в процессе истирания футеровки (если материал футеровки является абсолютно жестким в пределах действующих нагрузок);

2 – упругое изменение радиуса при податливой футеровке под действием радиального давления. Так как давление меняется по дуге окружности, то просадка футеровки больше на том участке дуги, где давление (натяжение) каната больше. Следовательно, можно говорить только о каком-то усредненном, «эквивалентном упругом» изменении радиуса, если считать в модели, что желоб сохраняет на дуге охвата форму цилиндра постоянного радиуса. В то же время регулировка геометрических радиусов методом проточки возможна только по цилиндрической поверхности постоянного радиуса;

3 – изменение радиуса перемотки за счет сплющивания каната в желобе и приближения его нейтральной линии к оси вращения шкива.

4 – изменение радиуса перемотки за счет изменения диаметра каната по его длине в пределах допуска по Техническим условиям.

При этом каждый из этих геометрических параметров зависит от разных физических параметров системы «желоб-канат». 1-й зависит только от истираемости футеровки. 2-й должен зависеть от натяжений как в набегающей, так и в сбегающей ветвях, но модель этой зависимости не известна. Зависимость только от натяжения в набегающей ветви является общепринятой и использована в работе [1]. Зависимость от суммы двух натяжений использована в работах [12, 13]. В общем случае, предполагается наличие некоторого коэффициента влияния натяжения в сбегающей ветви, который должен быть тем больше, чем больше податливость (меньше жесткость) футеровки. 3-й должен зависеть от натяжения каната в сбегающей и набегающей ветвях одновременно, от формы желоба и степени погружения в него поперечного сечения каната. То есть от степени поперечной стесненности сечения каната, препятствующей его сплющиванию. 4-й является случайным фактором, который формируется на заводе-изготовителе, фиксируется при навеске и сохраняет свое значение при дальнейшей эксплуатации.

Этот анализ показывает, что единственными доступными для корректировки в промышленных условиях параметрами являются изменение «геометрического радиуса» и податливости материала футеровки желобов.

Как видно из принятых в настоящее время методик корректировки радиусов, величина диапазона регулировки отклонения геометрических радиусов имеет порядок от 0,1 мм до 1,0-2,0 мм. При радиусе шкива порядка 1,5 м... 2,5 м такая точность корректировки является технически очень сложной задачей.

Кроме того, появляется естественная необходимость в разработке нормативов на предельно допустимые отклонения натяжений канатов в промежуточных ветвях коротких струн канатов. Необходимо определить правомерность распространения на них требований, установленных для отвесов канатов и оценить возможность их технического обеспечения.

В многоканатных подъемных установка с несколькими барабанными шкивами, оснащенными системами непрерывного контроля натяжений каждого каната, для определения радиусов навивки канатов на каждом шкиве можно воспользоваться аналитическими зависимостями между отклонениями натяжений, отклонениями длин и отклонениями радиусов желобов.

В работе [14] обоснован метод определения разности радиусов ведущего шкива по измеренным в двух точках ствола натяжениям канатов для установки с отдельными отклоняющими шкивами и радиально жесткой футеровкой. При наличии барабанного отклоняющего шкива и упругой футеровки процесс будет описываться более сложной математической моделью, приведенной выше. Однако для установки с одной промежуточной струной между двумя барабанными шкивами можно воспользоваться тем, что первое дифференциальное уравнение, описывающее отклонение длин канатов на участке поднимающегося отвеса, не зависит от разбаланса натяжений в промежуточной струне между шкивами.

Выполним необходимые преобразования на основании уравнений (3), (4). Найдем значение отклонений радиусов в первом по ходу поднимающегося сосуда шкиве. В данном случае это будет отклоняющий шкив с радиально упругой футеровкой. Отклонение радиусов желобов отклоняющего шкива входит в свободный член этого уравнения. Автоматическая система контроля регистрирует натяжения канатов. Из ее показаний не трудно в режиме мониторинга средствами программного обеспечения системы оперативно вычислять отклонения натяжений в каждом канате от средних значений. Следовательно, чтобы воспользоваться этими данными для расчета геометрического значения отклонений радиусов желобов шкива с учетом упругости его футеровки необходимо преобразовать эти уравнения относительно разностей натяжений, используя формулы (7). Получим

$$\begin{aligned}
\frac{d\Delta Q_i^{(1)}(\varphi_1)}{d\varphi_1} + F_{11}(\varphi_1)\Delta Q_i^{(1)}(\varphi_1) - \frac{R_{cp}^{(1)}}{l_1^0 - R_{cp}^{(1)}\varphi_1} \cdot \Delta Q_i^{(1)}(\varphi_1) &= G_1 \cdot \frac{EF}{l_1^0 - R_{cp}^{(1)}\varphi_1}; \\
\frac{d\Delta Q_i^{(2)}(\varphi_1)}{d\varphi_1} + F_{21}(\varphi_1) \cdot \frac{l_1^0 - R_{cp}^{(1)}\varphi_1}{l_2} \Delta Q_i^{(1)}(\varphi_1) + F_{22}(l_2)\Delta Q_i^{(2)}(\varphi_1) &= G_2 \cdot \frac{EF}{l_2}; \\
\frac{d\Delta Q_i^{(3)}(\varphi_1)}{d\varphi_1} + F_{32}(l_2) \cdot \frac{l_2}{l_3^0 + R_{cp}^{(1)}\varphi_1} \Delta Q_i^{(2)}(\varphi_1) + \frac{R_{cp}^{(1)}}{l_3^0 + R_{cp}^{(1)}\varphi_1} \cdot \Delta Q_i^{(3)}(\varphi_1) &= g_3 \cdot \frac{EF}{l_3^0 + R_{cp}^{(1)}\varphi_1};
\end{aligned} \tag{11}$$

Воспользовавшись этими соотношениями с учетом обозначений (2), найдем выражение для геометрического отклонения радиусов первого шкива:

$$\Delta R_i^{(1)} = \frac{l_1^0 - R_{cp}^{(1)}\varphi_1}{EF} \cdot \left[\frac{d\Delta Q_i^{(1)}(\varphi_1)}{d\varphi_1} + \left(F_{11}(\varphi_1) - \frac{R_{cp}^{(1)}}{l_1^0 - R_{cp}^{(1)}\varphi_1} \right) \cdot \Delta Q_i^{(1)}(\varphi_1) \right] \tag{12}$$

В правой части этого выражения стоит производная от функции отклонений натяжений канатов. При автоматической цифровой обработке непрерывных показаний датчиков натяжений ее не сложно вычислять численным методом. Эта формула является универсальной по отношению к значениям входящих в нее параметров и обрабатывается одним алгоритмом во всех случаях.

Можно так же воспользоваться тем, что первое уравнение системы (3) допускает аналитические решения. Однако эти решения являются различными для случаев упругой и жесткой футеровок и не могут автоматически переходить одно в другое при подстановке в них соответствующих значений жесткости в одном алгоритме обработки.

Для случая упругой футеровки в первом со стороны набегающего отвеса шкиве

$$\Delta Q_i^{(1)}(\varphi_1) = \left[\frac{\Delta R_i^{(1)}}{\mu_1} \cdot \left(1 - \left(\frac{l_1^0 - R_{cp}^{(1)}\varphi_1}{l_1^0} \right)^{\frac{EF \cdot \mu_1}{R_{cp}^{(1)}}} \right) + \Delta Q_i^{(1)}(\varphi_1^0) \cdot \left(\frac{l_1^0 - R_{cp}^{(1)}\varphi_1}{l_1^0} \right)^{\frac{EF \cdot \mu_1}{R_{cp}^{(1)}}} \right] \tag{13}$$

где $\Delta Q_i^{(1)}(\varphi_1^0)$ - отклонение натяжения каната от среднего значения в момент начала цикла подъема. Для установки с жесткой футеровкой отклоняющего шкива или подъема сосуда со стороны ведущего шкива с жесткой футеровкой выражение для отклонения натяжений в поднимающейся ветви имеет вид.

$$\Delta Q_i^{(1)}(\varphi_1) = \left[\Delta Q_i^{(1)}(\varphi_1^0) - \frac{\Delta R_i^{(1)}}{R_{cp}^{(1)}} \ln \left(\frac{l_1^0 - R_{cp}^{(1)}\varphi_1}{l_1^0} \right) \right] \tag{14}$$

Следует отметить, что данные формулы эквивалентны соответствующим

формулам, полученным в работе [1] для установки с одним ведущим многоканатным шкивом.

Соответственно выражения для отклонений радиусов желобов первого шкива со стороны набегающего отвеса будут:

для упругой футеровки

$$\Delta R_i^{(1)} = \frac{\Delta Q_i^{(1)}(\varphi_1) - \Delta Q_i^{(1)}(\varphi_1^0) \cdot \left(\frac{l_1^0 - R_{cp}^{(1)} \varphi_1}{l_1^0} \right)^{\frac{EF \cdot \mu_1}{R_{cp}^{(1)}}}}{\frac{1}{\mu_1} - \frac{EF}{l_1^0 - R_{cp}^{(1)} \varphi_1} \cdot \left(\frac{l_1^0 - R_{cp}^{(1)} \varphi_1}{l_1^0} \right)^{\frac{EF \cdot \mu_1}{R_{cp}^{(1)}}}} \quad (15)$$

для жесткой футеровки

$$\Delta R_i^{(1)} = \frac{[\Delta Q_i^{(1)}(\varphi_1) - \Delta Q_i^{(1)}(\varphi_1^0)] \cdot R_{cp}^{(1)}}{EF \cdot \ln \left(\frac{l_1^0 - R_{cp}^{(1)} \varphi_1}{l_1^0} \right)} \quad (16)$$

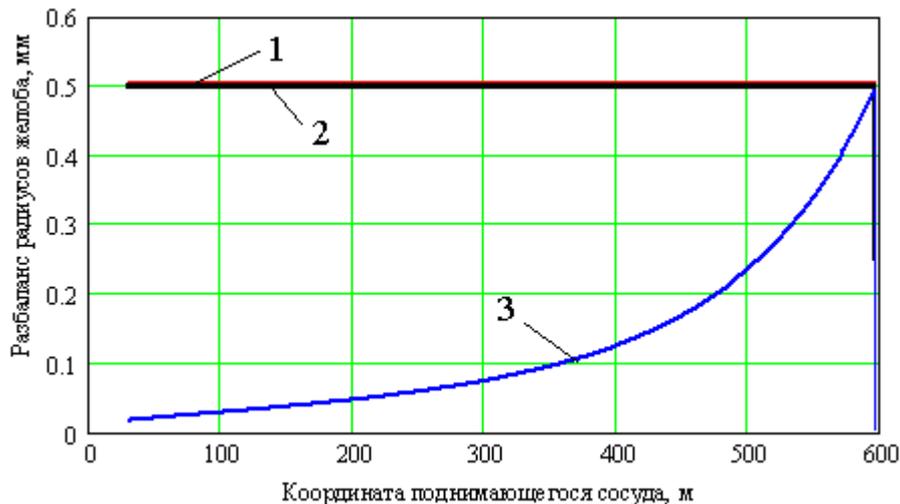
Выражение, эквивалентное (16), было получено в работе [14] для определения отклонений радиусов желобов ведущего шкива с радиально жесткой футеровкой. Таким образом, мы имеем три альтернативные расчетных формулы для определения отклонений радиусов желобов первого по пути подъема шкива многоканатной установки с двумя шкивами барабанного типа: (12), (15) и (16). Их применение возможно только в том случае, когда испытываемый шкив находится со стороны поднимающегося сосуда. Это значит, что процедуру расчета радиусов шкивов необходимо синхронизировать с циклами подъема соответствующего сосуда или проводить их в специальном тестовом режиме. Решение о применении той или иной из этих формул зависит от упругости футеровки шкивов и определяется на этапе разработки рабочих алгоритмов программного обеспечения автоматической системы контроля натяжений канатов. При нижнем положении сосуда натяжение каждого каната является начальным для процесса дальнейшего разбаланса натяжений и длин.

Сложнее обстоит дело в установках с двумя копровыми шкивами барабанного типа. Этим методом можно определить только геометрические значения отклонения радиусов на крайних копровых шкивах, а для основного шкива даже применение метода меток из-за влияния смежных направляющих шкивов даст некорректные результаты.

Проиллюстрируем применение формул (12), (15) и (16) на рассматриваемой подъемной установке для определения радиуса желоба на ОШ с резиновой футеровкой (Цикл 1.1.)

Из рис. 8 видно, что используя данные измерений натяжений канатов в

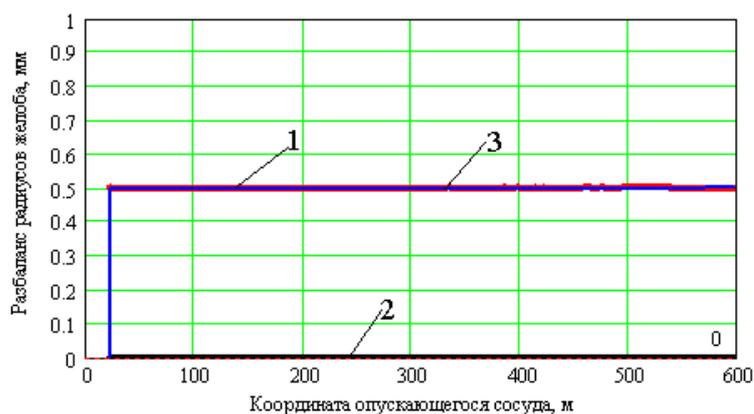
любой точке ствола можно достоверно рассчитать геометрические отклонения радиусов для шкива с упругой футеровкой только по формуле (12). Формула (15) сходится к точному значению только к середине подъема, формула (16) дает значения отклонений значительно заниженные против реальных, так как упругость футеровки уменьшает значения полных отклонений натяжений и формула дает соответственно меньшие значения отклонений радиусов.



1- формула (12); 2- формула (15); 3- формула (16)

Рисунок 8 - Расчет отклонения радиуса желоба на отклоняющем шкиве с упругой футеровкой

На рис. 9 приведены результаты расчета отклонений радиуса желоба ведущего шкива с жесткой футеровкой при обратном цикле подъема скипа с его стороны.



1- формула (12); 2- формула (15); 3- формула (16)

Рисунок 9 - Расчет отклонения радиуса желоба на ведущем шкиве с жесткой футеровкой

Из рис. 9 видно, что в этом случае формула (15) не применима, так как в ней возникает неопределенность, связанная с необходимостью вычисления предельного перехода при податливости стремящейся к нулю. Результатом предельного перехода является формула (16), которая дает точные значения

отклонений радиуса по шкиву с ведущему шкиву с жесткой футеровкой.

Традиционно, на практике, система контроля радиусов желобов, как правило, применяется только на ведущем шкиве с футеровкой, имеющей очень большую радиальную жесткость. Мониторинг отклонений радиусов желобов моноблочного отклоняющего шкива не применяется, хотя приведенные выше расчеты показали, что именно эти отклонения являются основной причиной систематической пробуксовки канатов по его желобам срывного характера, рывков подъемного сосуда, горизонтальных ударов сосудов по проводникам армировки.

Если при подъеме идет пробуксовка какого-либо каната по одному из шкивов, то значения натяжений и их отклонений не удовлетворяют приведенным выше дифференциальным уравнениям, а формулы для расчета отклонений радиусов дают ложные результаты. Таким образом, для достоверного определения отклонений радиусов на отклоняющем шкиве надо добиться отсутствия проскальзывания хотя бы на некотором протяженном участке ствола и брать в расчет значения отклонений натяжений на этом участке. Если программное обеспечение системы контроля обнаруживает неожиданное снижение значений расчетных отклонений радиусов, то это говорит о начавшемся процессе пробуксовки каната по отклоняющему шкиву.

Следует иметь в виду, что данные формулы являются очень чувствительными к неизбежным погрешностям в определении исходных параметров (коэффициентов податливости футеровок, отклонений натяжений канатов, синхронности измерения текущих координат сосудов с показаниями измерительных датчиков натяжений на подъемном сосуде, погрешностей в определении коэффициентов тарировки измерительных каналов системы контроля натяжений и их стабильности при длительной эксплуатации в сложных технических условиях шахтного ствола и пр.). Малые отклонения во входных параметрах вызывают большие отклонения в результатах расчета. Поэтому их прямое применение в расчетах путем автоматической подстановки данных с измерительной аппаратуры приводит к ошибочным результатам с большой погрешностью, неприемлемой для практического применения.

Эта ситуация требует разработки и использования для условий конкретного подъема специальной математической процедуры «настройки» приведенной математической модели, а так же специальной предварительной обработки исходных сигналов, приходящих с аппаратуры на подъемном сосуде и с аппаратуры управления подъемной машиной и, кроме того, определенного тестового режима движения сосудов, методики измерения начальных натяжений в струне канатов и расчета необходимых констант. В публикациях польских коллег, эксплуатирующих такие системы, говорится о специальной фильтрации, хотя в реальности данная процедура имеет более широкий состав математических операций [4].

В силу этих особенностей на практике, автоматические системы контроля натяжений за рубежом применяются в функции «систем мониторинга», а коррекцию радиусов желобов выполняют методом последовательных

приближений на серии циклов проточки желобов от самого большого радиуса к меньшему, используя возможность оперативного наблюдения изменения разности натяжений на пробных проездах по стволу после каждой подрезки без оперативного контроля «запасов по нескольжению» канатов на шкивах [4-10].

Выводы

1. Если отклонения радиусов ΔR_1 , ΔR_2 равны и одного знака (например, больше нуля) то каждый шкив перематывает за поворот на одинаковый угол равную суммарную длину каната ΔL (упругое удлинение плюс неупругая часть). На отвесе из-за большей длины нерастянутая часть больше, чем на короткой струне. Второй шкив забирает из нее точно такую же полную длину ΔL . Но в ней теперь из-за большего напряжения будет больше нерастянутой части, чем перенес в струну первый шкив. В результате второй шкив будет отбирать из струны больше нерастянутой длины, чем туда выдает первый, в струне будет накапливаться перегрузка каната. В сбегавшем отнесе будет накапливаться ослабление каната. Чтобы обеспечить полную вытяжку из струны нерастянутой длины каната, которая перемотана первым шкивом, нужно реализовать специальное соотношение радиусов шкивов.

2. Если разности радиусов равны и разных знаков, например, $\Delta R_1 > 0$, $\Delta R_2 < 0$, то получается следующее:

В набегающем отнесе накапливается ослабление каната, в струну первый шкив выдает ослабление, но часть нерастянутой длины в перемотанном участке ΔL , в струне при распределении упругого удлинения по всей длине короткой струны меньше, чем забранная из набегающего отвеса.

Второй шкив отбирает из струны меньше полной длины, чем туда перемотал первый шкив. Поэтому от него в струне будет накапливаться ослабление. Эти ослабления от первого и второго шкивов *будут суммироваться* на участке струны и создавать "большое ослабление" с опасностью нарушения условия Эйлера на каком-то из шкивов. Если знаки отклонений радиусов противоположны указанным, то в струне будет накапливаться «большая перегрузка» и пробуксовка по шкиву с наименьшим допустимым отношением натяжений канатов (как правило, это отклоняющий шкив с меньшим углом обхвата).

3. Разность радиусов на втором шкиве равна нулю, на первом больше нуля. В этом случае второй шкив не влияет на отклонения натяжений в струне и сбегавшем отнесе. Так как на первом шкиве $\Delta R_1 > 0$, то в струне будет накапливаться ослабление, но гораздо меньшего уровня, чем в том случае, когда на втором шкиве была разность радиусов $\Delta R_2 < 0$, и это ослабление будет передаваться в сбегавший отвес, распределяясь по его большей длине, чем в струне. Следовательно, отклонения натяжений в виде перегрузки в сбегавшем отнесе будет меньше, чем в струне.

4. Разность радиусов $\Delta R_1 = 0$, $\Delta R_2 > 0$. Первый шкив не оказывает влияния на отклонения длин канатов в набегающем отнесе. В струне накапливается перегрузка, так как второй шкив отбирает из нее нерастянутую длину каната. В сбегавшем отнесе накапливается ослабление каната.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРЫ

1. Нестеров, П.П. Безуравнительный многоканатный подъем. / П.П. Нестеров, Ю.П. Шабанов-Кушнаренко, Н.К. Гончаренко. – Киев: Гостехиздат УССР, 1963. – 475 с.
2. Руководство по контролю и регулировке распределения нагрузки между головными канатами многоканатных подъемных установок.: РТМ 07.015-82.- Донецк: ВНИГМ им. М.М. Федорова, 1983. - 39 с.
3. Бежок, В.Р. Шахтный подъем. / В.Р. Бежок, В.И. Дворников, И.Г. Манец, В.А. Пристром.- Изд. Юго-Восток. 2007. – 623 с.
4. Манец, И.Г. Техническое обслуживание и ремонт шахтных стволов. Изд. 5. Т. 2. / И.Г. Манец, Б.А. Грядущий, В.В. Левит / Под общей редакцией С.А. Сторчака. – Донецк: «Світ книги», 2012. -457 с.
5. CPM Cuprum-Projekt we Wroclawiu Technologia kontroli naciagu lin nosnych trojpodestowego pomostu roboczego proj. 4044. II.4.24-51.0 Wroclaw 2008.
6. Adam Zygmunt, Eugeniusz Twardak. Art. pt. Bezposredni pomiar sil w nowej technologii monitoringu naciagu lin nosnych i prowadniczo - nosnych wiszacych pomostow roboczych w glebionych szybach, jako skuteczna metoda zapewnienia wlasciwego rozkadu sil w poszczegolnych linach. // Miedzynarodowa Konferencja Naukowo - Techniczna Bezpieczerstwo Pracy Tjrzqdzeh Transportowych w Gornictwie Organizowana ptzez Centrum Badan i Dozoru Gornictwa w Lgdzinach . 2008.
7. Eugeniusz Twardak: Wizuaiizacja kontroli naciagu lin nosnych i prowadniczo - nosnych wiszacych pomostow roboczych na przykadzie glebionego szybu SW-4 ziokalizowanego w KGHM "Polska Miedz" - 2009.
8. Dlubis P., Nowak M., Tytko A. Krzywe zusycia zmczeniowego lin wyciagowych – przebiegi rzeczywiste i ich komputerowe modelowanie. // Materiały 3 Konferencji Naukowo Technicznej Transport Szybowy 2007. KOMAG, Gliwice, 2005.
9. Nowacki J., Tytko A. Zusycie zmczeniowe lin nosnych gornicznych wyciagow szybowych jako skutek zmiany dlugosci skoku // Materiały 4 Konferencji Naukowo Technicznej Transport Szybowy, 2007.
10. Плaчнo M. Новe метoды прoектoвaнiя i експлoатaцiйнoй кoнтрoлi збрoєнiя пioнoвoгo шyбoвoгo гoрнiчoгo. Монографіe Wydziaiu Insynerii Mechanicznej i Robotyki AGH, KТakow, 2005.
11. Трибухин, В.А. Причины возникновения вибраций элементов многоканатной подъемной установки башенного расположения и пути их устранения / В.А. Трибухин, А.С. Мельничук, А.В. Демченко, П.Н. Гончаров // Сборник научных трудов. ПАО «НИИГМ им. М.М. Федорова»: Проблемы експлуатації обладнання шахтних стаціонарних установок. -Вып.106.-Донецк, 2012. -С. 56-64.
12. Ильин, С.Р. Перераспределение усилий между канатами при многоканатном подъеме грузов / Деп. ВИНТИ. №3288-В87. М. 1987 -11с.
13. Белобров, В.И. Динамика шахтного подъема / В.И. Белобров, В.А. Дзензерский, В.И. Самуся, С.Р. Ильин. – Днепропетровск: Изд. Днепропетровского университета, 2000 – 380с.
14. Трибухин, А.В. Алгоритм расчета параметров регулировки распределения нагрузки между головными канатами шахтной многоканатной подъемной установки. / А.В. Трибухин // Гірнича електромеханіка та автоматика. Наук. техн. зб -. Дніпропетровськ, 2006. –С.105-111.

REFERENCES

1. Nesterov, P.P., Shabanov-Kushnarenko, Ju.P. and Goncharenko, N.K. (1963), *Bezuravnitelny mnogokanatny podyom* [Without –equalized multirope winding], Gostehizdat USSR, Kiev, SU.
2. Minugleprom SSSR. VNIGM im. M.M. Fedorova (1983), RTM 07.015-82: *Rukovodstvo po kontrolju i regulirovke raspredelenija nagruzki mezhdu golovnymi kanatami mnogokanatnykh podyomnykh ustanovok.* [RTM 07.015-82 Guidance on the control and regulation of partition of load between the head ropes of multirope lifting options], Donetsk, SU.
3. Bezhok, V.R., Dvornikov, V.I., Manets, I.G. and Pristrom, V.A. (2007), *Shahtny podyom* [Mine winding], Izd. Jugo-Vostok, RU.
4. Manec, I.G., Grjadushchy, B.A. and Levit, V.V. (2012), *Tekhnicheskoye obsluzhivaniye i remont shahtnykh stvolov. Izd. 5. T. 2.* [Technical service and repair of mine trunks. Publ. 5. T. 2], Svit knigi, Donetsk, UA.
5. CPM Cuprum-Projekt we Wroclawiu Technologia kontroli naciagu lin nosnych trojpodestowego pomostu roboczego proj. 4044. II.4.24-51.0 Wroclaw 2008.

6. Adam Zygmunt, Eugeniusz Twardak. Art. pt. Bezpośredni pomiar sil w nowej technologii monitoringu naciagu lin nosnych i prowadniczo - nosnych wiszacych pomostow roboczych w glebionych szybach, jako skuteczna metoda zapewnienia wlasciwego rozkadu sil w poszczegolnych linach. // Miedzynarodowa Konferencja Naukowo - Techniczna Bezpieczerstwo Pracy Tjrzqdzech Transportowych w Gornictwie Organizowana ptzez Centrum Badan i Dozoru Gornictwa w Lgdzinach . 2008.

7. Eugeniusz Twardak. Wizuaiizacja kontroli naciagu lin nosnych i prowadniczo - nosnych wiszacych pomostow roboczych na przykadzie glebionego szybu SW-4 ziokalizowanego w KGHM "Polska Miedz" S. A. Lubin.

8. Dlubis P., Nowak M., Tltko A. Krzywe zusycia zmczeniowego lin wyciagowych – przebiegi rzeczywiste i ich komputerowe modelowanie. Materiały 3 Konferencji Naukowo Tchnicznej Transport Szybowy 2007. KOMAG, Gliwice, 2005.

9. Nowacki J., Tytko A. Zusycie zmczeniowe lin nosnych gornicznych wyciagow szybowych jako skutek zmiany dlugosci skoku. Materiały 4 Konferencji Naukowo Technicznej Transport Szybowy, 2007.

10. Plachno M. Nowe metody projektowania i eksploatacyjnej kontroli zbrojenia pionowych szybow gornicznych. Monografie Wydziaiu Insynierii Mechanicznej i Robotyki AGH, Ktakow, 2005.

11. Tribuhin, V.A., Melnichuk, A.S., Demchenko, A.V. and Goncharov, P.N. (2012), « Reasons of origin of vibrations of elements of the multirope lifting setting of tower location and way of their removal», *Sbornik nauchnyh trudov. PAO «NIIGM im. M.M. Fedorova»: Problemi ekspluatacii obladnannja shahtnih stacionarnih ustanovok*, Выр.106, pp. 56 64.

12. Ilyin, S.R. (1987), «Redistribution of efforts between ropes at the multirope getting up of loads», *Dep. VINITI. №3288-V87*, Moscow, SU.

13. Belobrov, V.I., Dzenzerskij, V.A., Samusja, V.I. and Ilyin, S.R. (2000), *Dinamika shahtnogo podyoma* [Dynamics of the mine winding], Izd. Dnepropetrovskogo universiteta, Dnepropetrovsk, UA.

14. Tribuhin, A.V. (2012), «Algorithm of calculation of parameters of regulation of partition of load between the head ropes of the mine multirope lifting setting», *Girnichia elektromekhanika ta avtomatika. Nauk. tehn. sb.*, Dnipropetrovsk, UA.

Об авторах

Ильин Сергей Ростиславович, кандидат технических наук, старший научный сотрудник старший научный сотрудник отдела горной термоаэродинамики и автоматизированных систем, Институт геотехнической механики им. Н.С.Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАНУ), г. Днепр, Украина.

Ильина Инна Сергеевна, кандидат технических наук, доцент кафедры горной механики, Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет» (ГВУЗ «НГУ»), г. Днепр, Украина.

About the autors

Ijijn Sergey, Ph.D., Senior Researcher, Senior Researcher of the Department of Rock Thermoaerodynamics and Automated Systems, Institute of Geotechnical Mechanics. named by N.S. Polyakov of National Academy of Sciences of Ukraine (NASU IGTM), Dnepr, Ukraine.

Ijijina Inna, Ph.D., Associate Professor of the Department of Mining Mechanics, State Higher Educational Institution "National Mining University" (SHEI "NMU"), Dnepr, Ukraine.

Анотація. У статті вирішена задача дослідження впливу відхилень радіусів жолобів багатоканатних шківів і довжин канатів шахтних підйомних установок з моноблоковими відхилюючими шківками на розподіл навантажень між канатами в струні і відважив головних канатах шахтних підйомних установок. Визначено умови виникнення локальної пробуксовки окремих канатів по відхилюючому та ведучому шківкам. Отримано рішення, що встановлюють кількісні залежності розбаланса натягу канатів на вертикальних ділянках та струні між шківками.

Показано, що коротка струна канатів між шківками є концентратором підвищеного розбалансу натягів між канатами, через що пробуксовка окремих канатів реалізується головним чином по відхиляючому шківу і залежить від співвідношення між відхиленнями радіусів жолобів одного каната на провідному і відхиляючому шківках одночасно. Показано, що гранично допустимі значення відхилень радіусів жолобів залежать від пружності

футеровок ведучого і відхиляючого шківів. Розроблено математичну модель процесу разбалансу натягів канатів, адаптована для використання в програмному забезпеченні автоматизованих систем контролю натягу канатів багатоканатних установок.

Отримано рішення, що дозволяють засобами програмного забезпечення визначати параметри корекції довжин окремих канатів і радіусів жолобів шківів для досягнення рівномірності розподілу натягів між канатами в системі силової передачі підйомної установки.

Ключові слова: шахтна багатоканатні підйомна установка, відхилення натягу канатів, відхилення довжин канатів, багатоканатні ведучий шків, багатоканатний відхилюючий шків.

Abstract. The paper solved the problem of the study of influence of radii deviations gutters multirope pulleys and ropes lengths of mine hoisting installations monobloc diverting pulleys on the distribution of load between the ropes in the string, and pitches head ropes for mine hoisting installations. The conditions for the emergence of a local slip of individual cables for the deflection and drive pulley. The solutions, establishing quantitative relationships imbalance tension ropes and string pitches between the pulleys.

It has been shown that a short string rope between the pulleys is a hub of high tension imbalance between the ropes, which is why slippage of individual cables is realized mainly by diverting pulley and depends on the ratio between the radii of the gutter deviations of the rope on the drive and deflection pulleys at the same time. It is shown that the limit values of the radii gutters deviations depend on the elastic lining of the leading and deflecting pulleys. A mathematical model of the process unbalance tension cables adapted for use in the software of the automated systems of control tension ropes multirope installations.

The solutions that enable software agents to determine the parameters necessary correction lengths and radii of the individual rope pulleys chutes to achieve uniform distribution of tension between the ropes in the power transmission system of the elevator installation.

Keywords: multiple-shaft elevator installation, tension rope deflection, deflection length cables, multiple-drive pulley, multiple-diverting pulley

Статья поступила в редакцию 25.01.2016

Рекомендовано к печати д-ром техн. наук А.П. Круковским