

**ВЛИЯНИЕ ОТКЛОНЕНИЙ РАДИУСОВ ЖЕЛОБОВ ШКИВА НА
ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ПОДЪЕМНОГО СОСУДА С АРМИРОВКОЙ ПРИ
МНОГОКАНАТНОМ ПОДЪЕМЕ**

У статті розглянуто та вирішено задачу дослідження впливу відносного перевантаження головних канатів багатоканатної підйомної установки на режими взаємодії підйомних посудин з армуванням. Показано, що навіть при дотриманні нормативних обмежень існує можливість виникнення аварійно небезпечного зниження кінематичних зазорів між запобіжним підкладнем та провідником, що призводить до виникнення небезпечної ударно-контактної взаємодії посудини з армуванням. Отримано розрахункові формули щодо визначення припустимого моменту від канатів, що нахилиє посудину.

**INFLUENCE EFFECTS RADIUSES CHUTE PULLEY FOR
INTERACTION LIFTING VESSELS WITH MULTIPLE-REINFORCEMENT
AT RISE**

In the article and the task of studying the influence of relative overload main rope hoist installation on multiple-modes of interaction with reinforcement lifting vessels. Shown that even with regulatory restrictions exist the possibility of a dangerous accident reduction kinematic gap between the relief bedpans and conductor, leading to a dangerous shock-contact interaction vessel with reinforcement. Retrieved formulas to determine the allowable moment from ropes that cant bowl.

Анализ натяжений головных канатов МК ШПУ

Характерным физическим явлением в работе многоканатного подъема является постоянно присутствующий разбаланс натяжений головных канатов. По проекту все канаты должны быть одинаково натянуты. Этим обеспечивается то, что линия действия равнодействующей силы их натяжений будет находиться на одной вертикали с силой веса подъемного сосуда и центрировать направляющие башмаки в колее проводников армировки.

На практике, в силу неравномерного износа футеровки желобов ведущего шкива трения и неодинаковой вытяжки канатов в навеске происходит разбалансировка натяжений канатов [1-3]. Согласно п. 439 ЕПБ и п. 399 ПТЭ допускается максимальная относительная перегрузка головных канатов на 25% при верхнем положении сосуда и на 15% при нижнем [4, 5].

При этом в ПТЭ указывается, что если «относительная перегрузка одного из канатов превысила указанные пределы, то установка должна быть остановлена для регулировки распределения нагрузок». В ЕПБ говорится об «относительной перегрузке канатов» и не уточняется их количество. Таким образом, данные формулировки допускают эксплуатацию МК ШПУ с относительными перегрузками нескольких канатов, находящихся по одну сторону от вертикальной оси сосуда, незначительно меньших указанных предельных значений и с такими же ослаблениями с противоположной.

Данные положения разработаны на основании исследований, представленных в работе [1], и направлены на обеспечение непроскальзывания отдельных канатов по шкиву трения во всех возможных режимах работы установки. Каких-либо ограничений на распределение перегрузок между канатами, расположенными по разные стороны от вертикальной оси симметрии сосуда не уста-

навливается и не учитывается, что разбаланс натяжений создает опрокидывающий момент, действующий на верхний пояс сосуда, и вызывает его перекося в колее проводников.

При перекося сосуда значительно уменьшаются кинематические зазоры в парах «башмак-проводник» в сторону перегруженных канатов (рис.1а) и меняется картина динамического взаимодействия сосуда с армировкой.

В указанных документах влияние разбаланса натяжений канатов на динамическое поведение подъемного сосуда не учитывается, хотя известно, что снижение зазоров способствует возбуждению ударного взаимодействия поджатых рабочих граней башмаков с жесткими проводниками значительной интенсивности. Качественно этот эффект аналогичен влиянию смещения центра масс груза в сосуде, исследованном в работе [6], но из-за изменения разбаланса в процессе движения сосуда по стволу имеет свои количественные особенности, не исследованные до настоящего времени.

Плоскость канатов может быть параллельна или перпендикулярна плоскости проводников. Необходимо определить влияние разбаланса натяжений головных канатов на изменение кинематических зазоров в парах «башмак-проводник» и величину динамических контактных нагрузок, обосновать предельно допустимые значения на взаимные соотношения относительной перегрузки между отдельными канатами с учетом их расположения и совместного воздействия на сосуд по динамическим критериям работы системы «сосуд-армировка». Расчетная схема системы «канаты-сосуд-армировка» представлена на рис. 2.

На рис. 1 и рис. 2 приняты обозначения: T_i^g, T_i^h - натяжения головных канатов соответственно в точках набегания на шкив и крепления к сосуду; Q - вес сосуда; $R^{(h)}$ - равнодействующая сил натяжений канатов в точках крепления к сосуду; δ - смещение равнодействующей сил натяжений канатов от оси сосуда (расстояние от оси сосуда до «центра подвеса»); $\tilde{\delta}$ - смещение центра масс сосуда C , $\tilde{\Delta}$ - смещение направляющих нижнего пояса сосуда от вертикали; F_p - сила упругости роликовой направляющей; P_x - суммарное натяжение уравновешивающих канатов; H_c - высота сосуда; h - расстояние от центра масс сосуда до точек крепления канатов.

Наибольшее влияние разбаланса натяжений канатов на подъемный сосуд будет в том случае, когда канаты с одной стороны от оси подвеса будут перегружены до предельно допустимого уровня, а с противоположной – недогружены на эту же величину (что не ограничено нормативными требованиями).

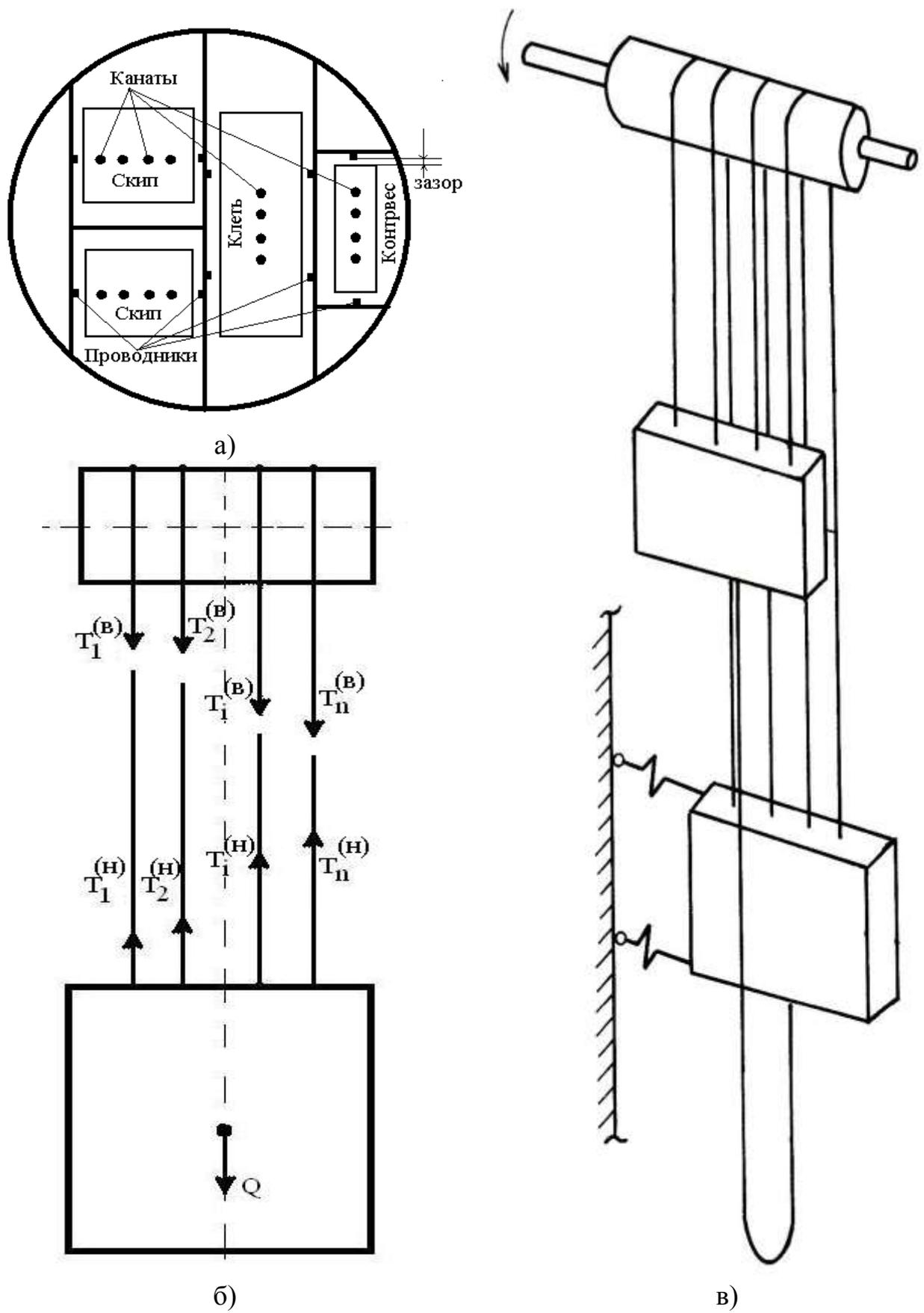


Рис. 1 - Сечение ствола (а), расчетная схема ветви многоканатной ШПУ (б),
схема уравновешенной установки (в)

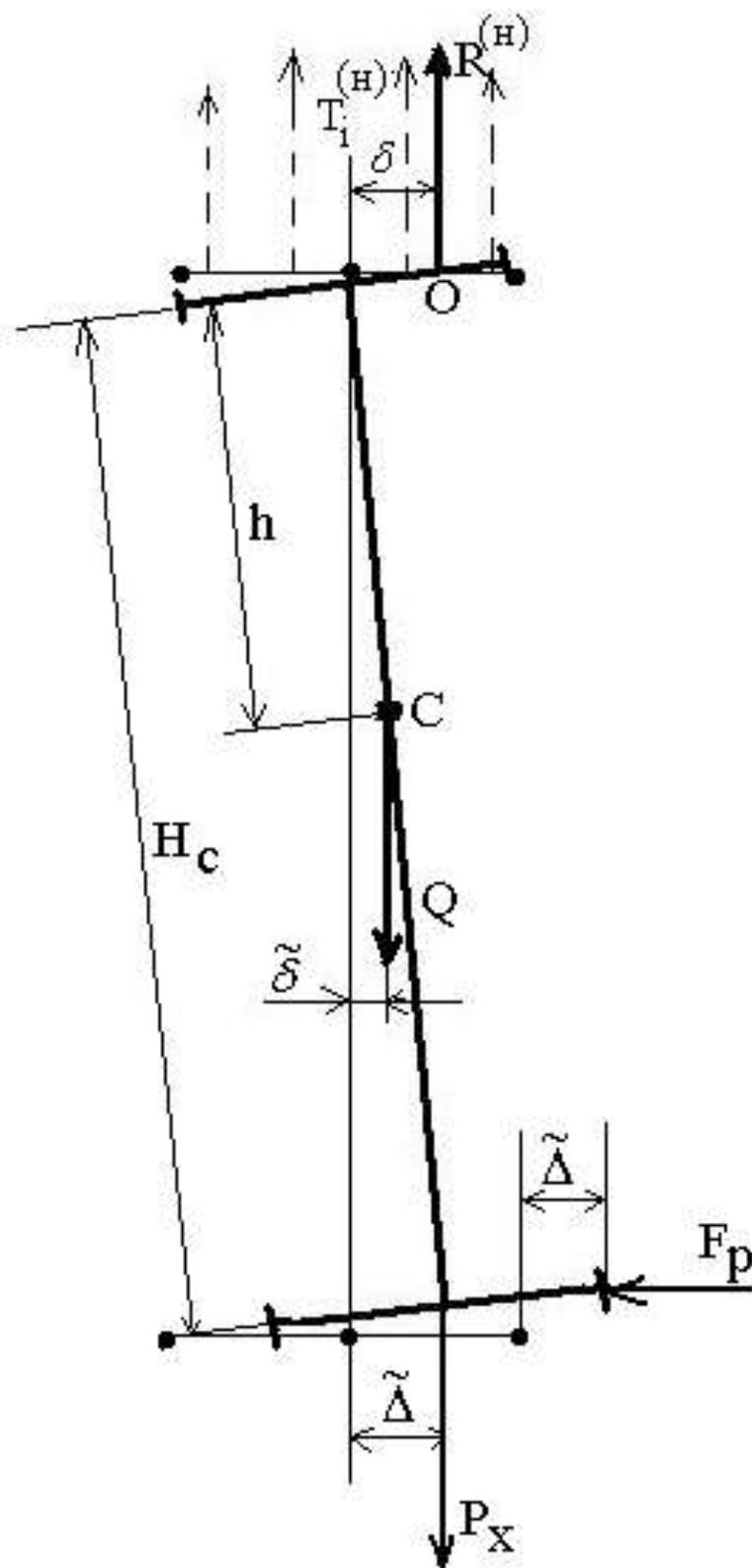


Рис. 2 - Расчетная схема системы «канаты-сосуд-армировка»

Допустимый разбаланс натяжений канатов (относительная перегрузка) устанавливается по отношению к среднему натяжению ветви в точках схода/набегания на шкиве T_{cp}^6 , которое рассчитывается по формуле

$$T_{cp}^6 = \frac{Q + n \cdot q \cdot L}{n}, \quad (1)$$

где Q - вес сосуда, n - число канатов, q - вес единицы длины головного или уравнивающего каната; L - длина каната в отвесе от шкива до петли в зумпфе уравнивающего каната;

Полное натяжение i -го каната T_i^6 , T_i^n с перегруженной стороны будет для верхних и нижних концов канатов соответственно

$$T_k^{(6)} = T_{cp}^6 + \Delta Q_i; \quad (2)$$

$$T_k^{(n)} = T_{cp}^n + \Delta Q_i, \quad (3)$$

Здесь ΔQ_i - разность натяжений между i -м канатом и средним натяжением ветви, одинаковая для верхних и нижних концов канатов.

При движении подъемного сосуда по стволу из-за неизбежной разности радиусов канатоведущих канавок на шкиве трения разбаланс натяжений постоянно изменяется и зависит от расстояния l , пройденного сосудом от начала цикла подъема/спуска.

Будем считать, что при нижнем положении груженого сосуда все канаты справа/слева от оси сосуда соответственно перегружены/недогружены на 15%. Это значит, что при $l=0$ (l – путь, пройденный сосудом при подъеме)

$$\Delta Q_i(0) = 0,15 \cdot T_{cp}^6. \quad (4)$$

При верхнем положении сосуда $l=L$ (L - высота подъема), разбаланс достигает предельно допустимой величины 25%

$$\Delta Q_i(L) = 0,25 \cdot T_{cp}^6. \quad (5)$$

При подъеме груженого сосуда из-за отклонений радиусов желобов шкива разбаланс натяжений будет непрерывно увеличиваться до предельно допустимой величины (5). Следовательно, по мере подъема на сосуд будет действовать все больший опрокидывающий момент со стороны головных канатов, прижимающий нижние башмаки к проводникам, преодолевая сопротивление роликовых амортизаторов.

Как известно [1-3], при постоянной разности радиусов канатоведущих канавок разбаланс натяжений растет по мере подъема сосуда. Для расчетов воспользуемся формулой (128) работы [1].

$$\Delta Q_i^{no}(l) = EF \cdot \frac{\Delta R_i \cdot 2}{D} \cdot \ln\left(\frac{lo}{lo-l}\right) + 0,15 \cdot \frac{Q + n \cdot q \cdot L}{n}; \quad (6)$$

где ΔR_i - отклонения радиусов желобов от среднего значения радиуса шкива; ΔQ_i^{n0} - отклонения натяжений канатов при подъеме груза.

Действие системы параллельных сил натяжений канатов на сосуд можно заменить одной равнодействующей силой $R^{(n)}$, приложенной в точке O , которая называется «центр подвеса» (рис. 2), смещенной от оси сосуда на расстояние δ . Из физических соображений понятно, что при отсутствии упругих роликов на нижних направляющих и уравнивающего каната в состоянии равновесия сосуда точка O должна лежать на одной вертикали с его центром масс C . Наличие этих факторов уменьшает перекося сосуда от разбаланса сил натяжений головных канатов.

Равнодействующая и ее момент относительно центра подвеса при равных натяжениях канатов (опрокидывающий момент) вычисляются по формулам

$$R^{(n)}(l) = \sum_{k=1}^n T_k^{(n)}(l) = Q + n \cdot q \cdot l; \quad M^{(n)}(l) = \sum_1^n b_k \cdot T_k^{(n)}(l), \quad (7)$$

где b_k - координаты точек крепления канатов относительно оси сосуда.

Смещение равнодействующей от оси сосуда рассчитывается по формуле

$$\delta(l) = \frac{M^{(n)}(l)}{R^{(n)}(l)}, \quad (8)$$

Если упругий ролик направляющей сосуда взаимодействует с проводником в пределах кинематического зазора, то отклонение центра масс $\tilde{\delta}$ будет меньше δ , и определится из условий равновесия системы с учетом сил упругости роликоопоры F_p и действия силы веса уравнивающего каната P_x .

$$F_p = C_p \cdot \tilde{\Delta}; \quad P_x = n \cdot q \cdot l, \quad (9)$$

где C_p - жесткость роликоопоры; $\tilde{\Delta}$ - горизонтальное смещение нижнего пояса сосуда.

При смещении нижнего пояса сосуда по горизонтали лобовой или в боковой плоскостях происходит уменьшение кинематического зазора между предохранительным башмаком и соответствующим проводником на величину $\tilde{\Delta}$. В лобовой плоскости башмак вынесен от вертикали на половину ширины сосуда в колее, а в боковой находится своими рабочими щеками по обе стороны одного проводника в центральной плоскости сосуда. В обоих случаях расположения плоскости канатов относительно плоскости проводников (лобовом или боковом) рабочая грань нижнего башмака поджимается к своему проводнику из-за смещения центра подвеса сосуда.

Решая уравнения равновесия для расчетной схемы на рис. 2 получим выражения для смещения центра масс и башмака нижнего пояса сосуда

$$\tilde{\delta}(l) = \frac{(Q + n \cdot q \cdot l)}{Q + n \cdot q \cdot l + C_p \frac{H_c^2}{h} + P_x \cdot \left(\frac{H_c}{h} - 1\right)} \cdot \delta(l); \quad (10)$$

$$\tilde{\Delta}(l) = \frac{H_c}{h} \cdot \frac{(Q + n \cdot q \cdot l)}{Q + n \cdot q \cdot l + C_p \frac{H_c^2}{h} + P_x \cdot \left(\frac{H_c}{h} - 1\right)} \cdot \delta(l). \quad (11)$$

Из формул (10), (11) видно, что при отсутствии упругих роликов ($C_p=0$) и уравновешивающего каната ($P_x=0$) смещенный центр масс сосуда будет находиться на одной вертикали с центром подвеса.

Рассмотрим четырехканатную подъемную установку со следующими параметрами (ш. им. Газеты Правда, Кривбассжелезрудком):

- число головных канатов $n=4$;
- число уравновешивающих канатов $n_x=4$;
- вес подъемного сосуда $Q_c=220$ кН;
- вес груза $Q_{gp}=240$ кН;
- длина каната от зумпфа до канатопроводящего шкива $l_0=1550$ м;
- высота подъема $L=1520$ м;
- диаметр ведущего шкива $D=5$ м;
- высота сосуда $H=11$ м;
- шаг армировки $h=4$ м;
- вес одного метра головного каната $q=71$ Н;
- вес одного метра уравновешивающего каната $q=71$ Н;
- жесткость одного каната на растяжение $EF=12$ МН.
- футеровка желобов шкива радиально жесткая.

Используя формулы (4)-(6), подберем для указанной подъемной установки такие отклонения радиусов желобов ΔR_i , при которых сосуд, стартовавший вверх с допустимым разбалансом натяжений верхних концов 15%, придет в разгрузку с разбалансом 25%.

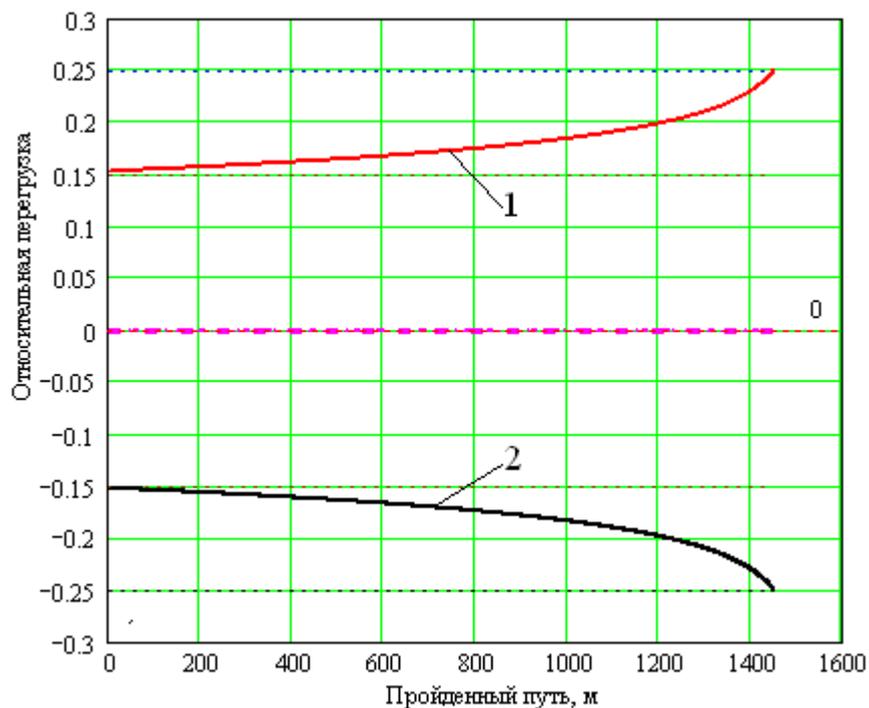
Определенные путем численных экспериментов отклонения радиусов желобов, а так же координаты точек крепления канатов к сосуду b_k приведены в таблице 1.

Таблица 1 -Отклонения радиусов желобов и координаты крепления канатов

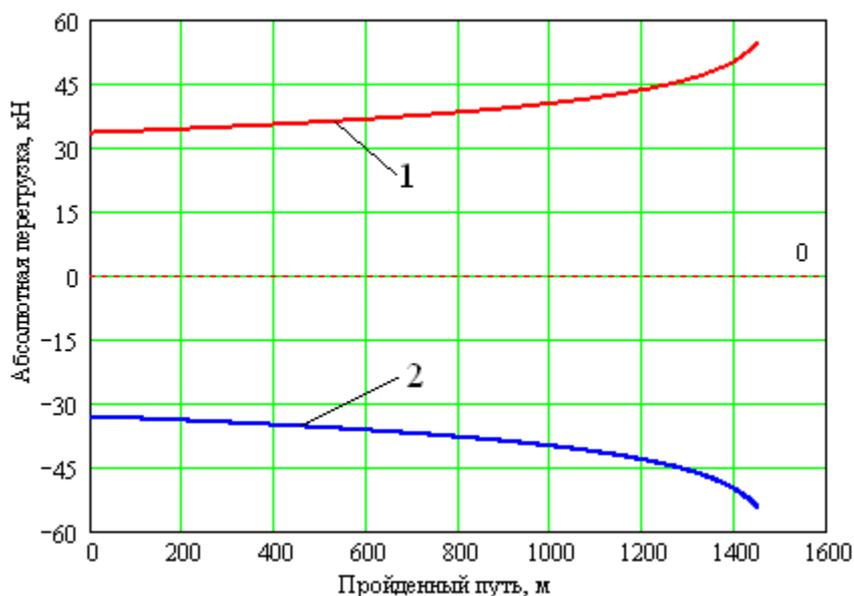
ΔR_1 , мм	ΔR_2 , мм	ΔR_3 , мм	ΔR_4 , мм
-1,2	-1,2	1,2	1,2
b_1 , мм	b_2 , мм	b_3 , мм	b_4 , мм
-450	-150	150	450

На рис. 3 и 4 приведены графики относительных и абсолютных перегрузок канатов с приведенными в таблице 1 значениями отклонений радиусов желобов канатов при начальном разбалансе натяжений 15% и конечном 25%. Видно, что

скорость нарастания разбаланса увеличивается по мере приближения сосуда к верхней приемной площадке в зоне копра.



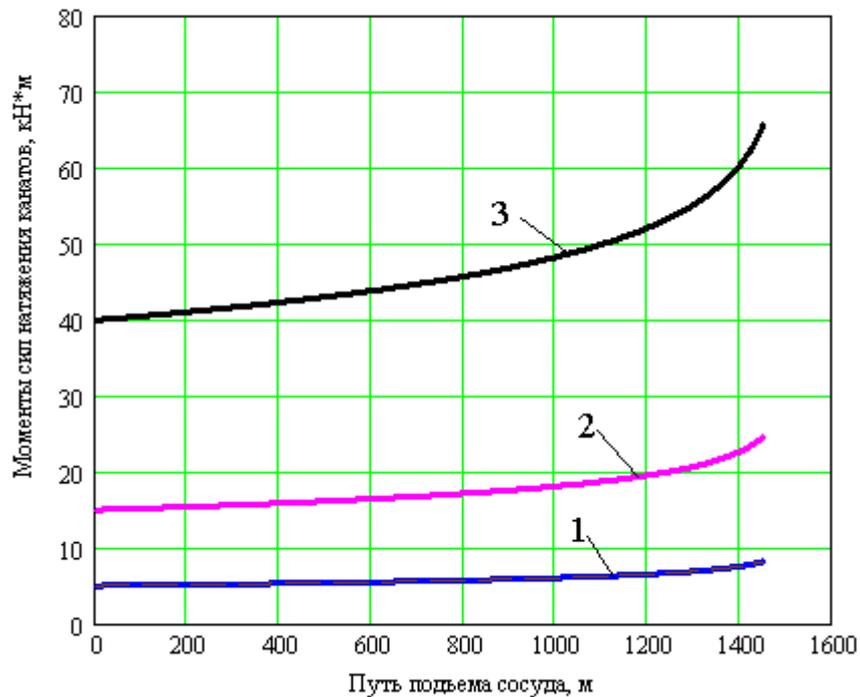
1- перегруженные канаты №№3/4; 2- ослабленные канаты №№ 1/2
Рис. 3 - Относительные перегрузки канатов при $\Delta R = 1.2\text{мм}$



1- перегруженные канаты №№3/4; 2- ослабленные канаты №№ 1/2
Рис. 4 - Абсолютные перегрузки канатов при $\Delta R = 1.2\text{мм}$

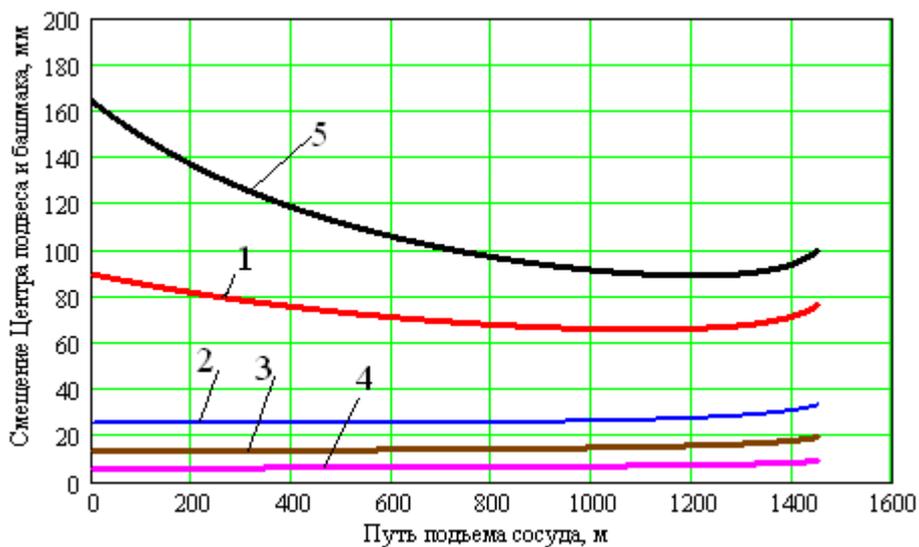
Из рисунка 5 видно, что в рассматриваемом случае предельно допустимого разбаланса сил натяжений канатов, суммарный опрокидывающий момент не остается постоянным и непрерывно нарастает при подъеме сосуда. Опрокидывающие моменты со стороны правых и левых канатов суммируются по своему

воздействию на сосуд. Максимальный суммарный момент изменяется от 40 кН*м, до 66 кН*м.



1 - момент от канатов №1/4; 2 - момент от канатов №2/3; 3 - суммарный опрокидывающий момент от всех канатов
Рис. 5 - Моменты сил натяжений канатов

Графики смещения центра подвеса и снижения кинематического зазора, полученные на основании формул (10), (11), показаны на рис. 6.



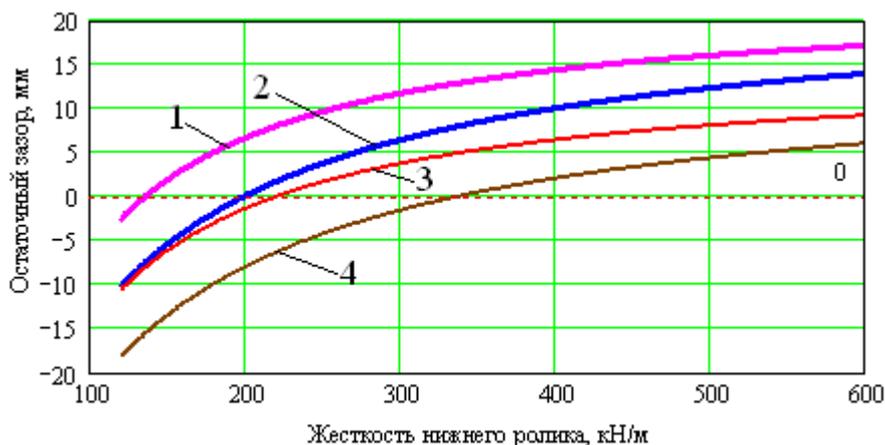
1- смещение центра подвеса; 2- смещение башмака при $C_p=120$ кН/м; 3- смещение башмака при $C_p=250$ кН/м; 4- смещение башмака при $C_p=600$ кН/м; 5- смещение башмака при отсутствии ролика
Рис. 6 - Графики смещения центра подвеса и смещения предохранительного башмака, мм

При нарушенной работе роликов ($C_p=0$) благодаря центрирующему влиянию уравновешивающего каната сосуд будет подниматься по стволу с умень-

шающимся перекосом и снижением силы поджатия нижних башмаков к проводникам.

В таком случае, динамический эффект взаимодействия сосуда с армировкой от разбаланса натяжений канатов будет похож на эффект от постоянного смещения груза в сосуде, исследованного в работе [5]. Отличие будет заключаться в переменности остаточного зазора по глубине ствола.

Отрицательные значения остаточного зазора на рис. 7 показывают, что при таких значениях жесткости роликов сосуд будет двигаться по стволу в режиме расклинивания с постоянным скольжением нижнего башмака по проводнику.



- 1- остаточный зазор в нижнем положении сосуда в стволе при начальном зазоре 23 мм;
- 2- остаточный зазор в верхнем положении сосуда в стволе при начальном зазоре 23 мм;
- 3- остаточный зазор в нижнем положении сосуда в стволе при начальном зазоре 15 мм;
- 4- остаточный зазор в верхнем положении сосуда в стволе при начальном зазоре 15 мм

Рис.7 - Графики зависимости остаточного кинематического зазора от жесткости нижних предохранительных башмаков в нижнем и верхнем положениях сосуда в стволе от жесткости нижних роликовых направляющих

На сосуды с канатными проводниками армировки данный эффект будет иметь еще большее влияние, так как горизонтальная жесткость канатных проводников намного меньше жесткости даже самых мягких роликовых направляющих.

Если сосуд движется по стволу так, что его башмак скользит по проводнику, то ударные нагрузки взаимодействия могут достигать значительных величин и превышать допустимые по критерию прочности армировки. Поэтому для реализации безударного режима башмак должен быть на некотором расстоянии от проводника и удерживаться в этом положении упругой роликовой направляющей.

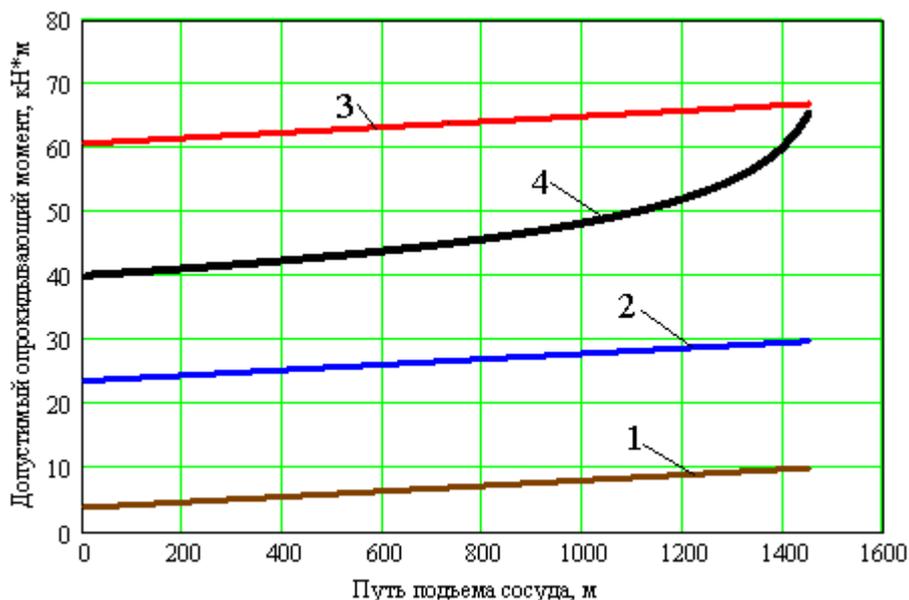
На практике часто происходит, что ролики эксплуатируются с некоторым зазором от проводника и в пределах этого зазора сосуд может свободно колебаться в колее, отражаясь при малых колебаниях от упругой поверхности роликов.

Учитывая, что при установке новых башмаков кинематический зазор должен быть равен $\Delta pr = 15 \text{ мм}$ примем это значение, как предельно допустимое для смещения башмака в зазоре из-за разбаланса натяжений головных

канатов и рассчитаем максимально допустимый опрокидывающий момент $M_{pr}(l)$ от головных канатов, который вызовет смещение башмака в зазоре, не превышающее это предельно значение. Определим этот момент для системы без роликовых направляющих (или с нарушенными роликоопорами), для системы с реальными роликовыми направляющими и сравним полученные значения, с максимальным моментом, вызванным предельно допустимыми отклонениями натяжений канатов.

$$M_{pr}(l) = \frac{\Delta p_r \cdot h}{H_c} \cdot (Q + n \cdot q \cdot l) + \frac{C_p \cdot H_c^2}{h} + P_x \cdot \left(\frac{H_c}{h} - 1\right) \quad (12)$$

На рис. 8 приведены графики предельно допустимого опрокидывающего момента от разбаланса натяжений головных канатов для сосуда без роликов, с роликоопорой жесткостью 120 кН/м и фактический момент, действующий на сосуд при предельно допустимом по ЕПБ разбалансе натяжений канатов (кривая 3 на рис.5).



- 1 - предельно допустимый момент для системы без роликов
- 2 – предельно допустимый момент для системы с роликами жесткостью 120 кН/м;
- 3 – предельно допустимый момент для системы с роликами жесткостью 345 кН/м;
- 4 – фактический опрокидывающий момент;

Рис. 8 - Предельно допустимые опрокидывающие моменты по критерию нерасклинивания сосуда в проводниках и фактический опрокидывающий момент при предельно допустимом по ЕПБ и ПТЭ разбалансе натяжений канатов

Результаты показывают, что в системе без нижних роликов или с нарушенными параметрами установки предельно допустимый опрокидывающий момент от разбаланса в 5-7 раз меньше, чем момент, который реально может создастся в пакете канатов, если половина из них с одной стороны оси сосуда будет перегружена до предельно допустимого значения, а вторая половина с противополо-

ложной стороны на столько же ослаблена. Данная ситуация не нарушает требования ЕПБ, но показывает, что сосуд будет двигаться по стволу в непроектном перекошенном положении.

Для сосуда с рычажными роликовыми направляющими традиционной жесткости $C_p=120$ кН/м, фактический момент также 3 раза превышает допустимый. Только в случае применения на нижней поясе сосуда роликовых направляющих жесткостью $C_p=345$ кН/м достигается условие предельного касания башмаком проводника, что не исключает возбуждения ударного динамического взаимодействия при взаимодействии с искривлениями профилей проводников. Для создания запаса по безударному взаимодействию жесткость нижних направляющих должна быть еще больше. Это возможно только в случае применения конструкций типа НКП и установки их с гарантированным поджатием к рабочим поверхностям проводников.

Необходимо определить допуски на сочетания между ослаблением/перегрузкой канатов с учетом координат их точек крепления к сосуду. В качестве минимально возможного, но допустимого согласно ЕПБ, разбаланса натяжений рассмотрим случай предельной перегрузки одного крайнего каната при одинаковых нагрузках (радиусах желобов) в остальных канатах.

Средний расчетный радиус перемотки для n канатов равен

$$R_{cp} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n R_i \quad (13)$$

Пусть $n-1$ канатов имеют одинаковые радиусы $R_i=R_{nom}$ ($i=1...n-1$), а n -й канат имеет больший/меньший радиус $R_n=R_{nom}+DR$. Тогда расчетный средний радиус шкива равен

$$R_{cp} = R_{nom} + \frac{DR}{n}, \quad (14)$$

а расчетные отклонения радиусов будут равны

$$\Delta R_i = -\frac{DR}{n}, (i=1...n-1); \quad \Delta R_n = \frac{n-1}{n} \cdot DR, \quad (15)$$

где DR – абсолютное превышение радиуса n -го каната над остальными.

Методом математического эксперимента по формулам (4)-(6) для параметров выбранной подъемной установки найдем, что величина абсолютного превышения радиуса n -го каната над остальными, при которой n -й канат сосуда, стартовавшего с относительной перегрузкой 15% и пришедшего в разгрузочные устройства с перегрузкой 25%, равна $DR=1.6$ мм.

Картина расчетных отклонений радиусов желобов и координат точек крепления канатов приведена в таблице 2.

Таблица 2 - Расчетные отклонения радиусов желобов и координаты крепления канатов

$\Delta R_1, \text{ мм}$	$\Delta R_2, \text{ мм}$	$\Delta R_3, \text{ мм}$	$\Delta R_4, \text{ мм}$
-0,4	-0,4	-0,4	1,2
$b_1, \text{ мм}$	$b_2, \text{ мм}$	$b_3, \text{ мм}$	$b_4, \text{ мм}$
-450	-150	150	450

График абсолютных перегрузок канатов для этого случая приведен на рис. 9.

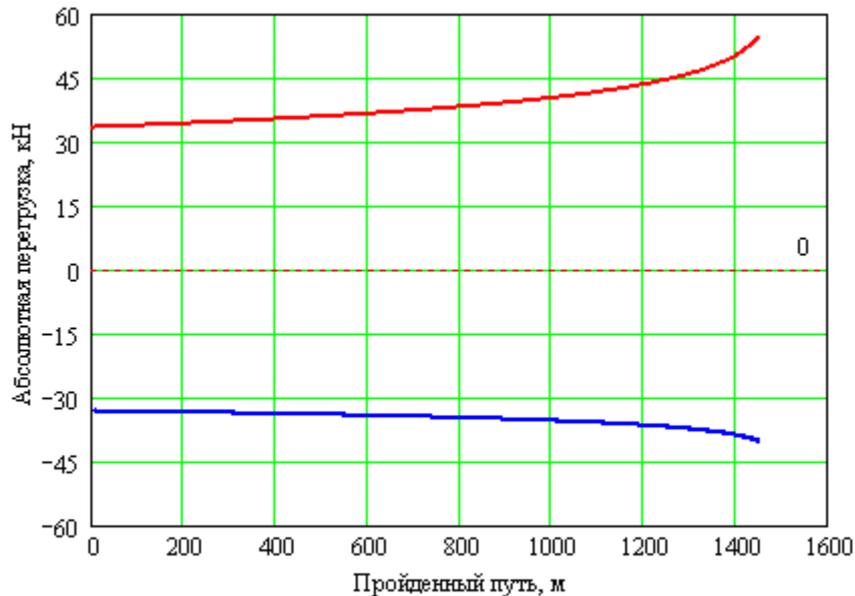
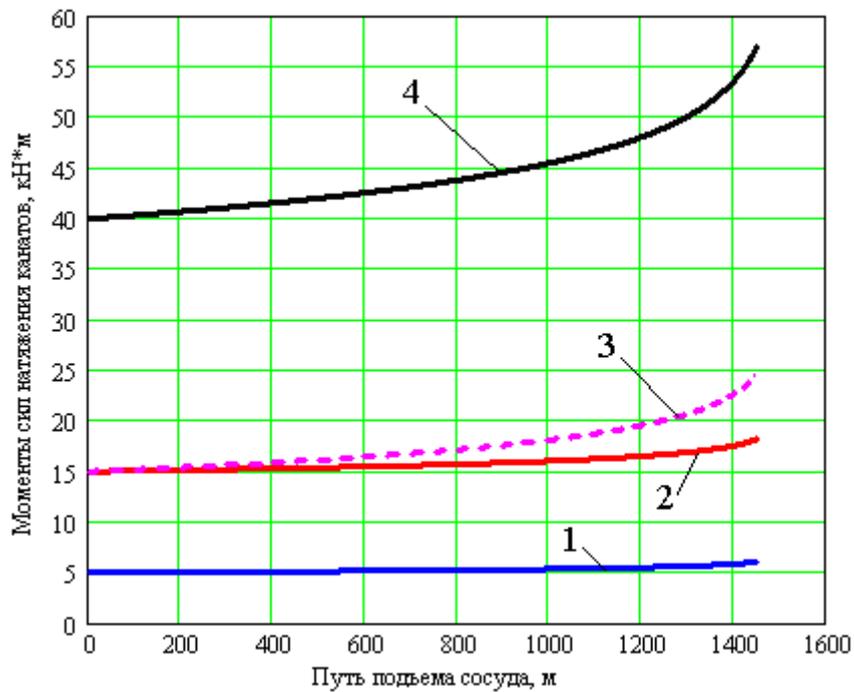


Рис. 9 - Абсолютные перегрузки канатов при $DR = 1.6 \text{ мм}$

Из рис. 9 видно, что перегруженный канат ведет себя так же как и в предыдущем случае симметричного разбаланса натяжений, а остальные 3 каната ослабевают на гораздо меньшую величину (отклонения усилий не превышают 41 кН, на фоне 55 кН в предыдущем случае).

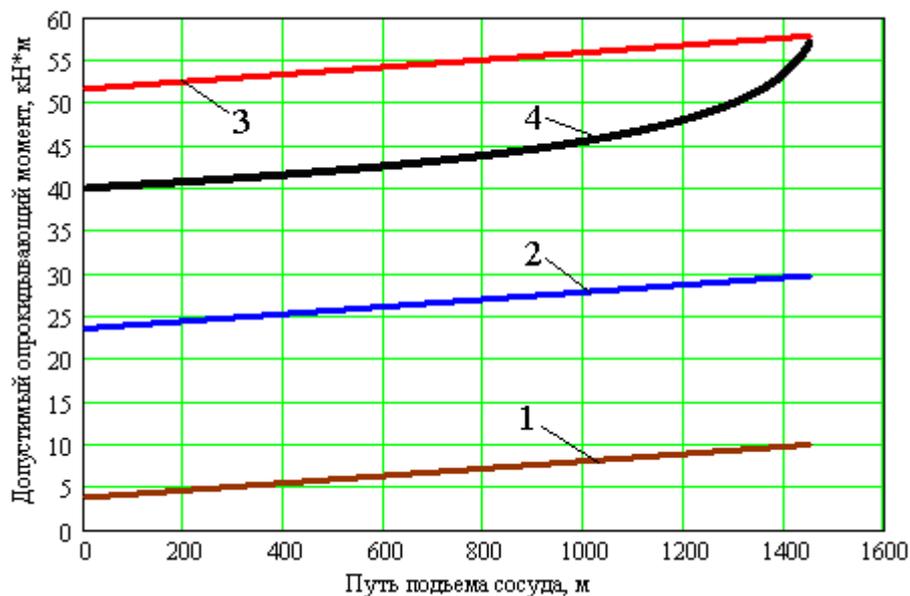
На рис. 10 приведены графики опрокидывающих моментов, действующих на сосуд. Из рис. 10 видно, что в случае, когда предельно перегружен только один крайний канат суммарный опрокидывающий момент к концу подъема нарастает несколько меньше, чем случает 2-х канатов и достигает 57 кН (против 67 кН при перегрузке 2-х канатов), хотя сам канат уже находится в состоянии предельно допустимой относительной перегрузки 25%.

Сравнивая значения фактического суммарного опрокидывающего момента для перегрузки случая одного крайнего каната со случаем перегрузки 2-х правых канатов (рис.8) мы видим, что в обоих вариантах распределения разбалансов натяжений канатов фактические опрокидывающие моменты намного превышают предельно допустимые по критерию нерасклинивания сосуда в колее проводников для рычажных направляющих.



1 - момент от средних канатов №2/3;
 2 - момент от крайнего каната №1;
 3 – момент от крайнего каната №4;
 4 - суммарный опрокидывающий момент от всех канатов
 Рис. 10 - Опрокидывающие моменты сил натяжений канатов

На рис. 11 приведены графики фактического и допустимых опрокидывающих моментов при предельной перегрузке одного крайнего каната



1 - предельно допустимый момент для системы без роликов;
 2 – предельно допустимый момент для системы с роликами жесткостью 120 кН/м;
 3 – предельно допустимый момент для системы с роликами жесткостью 290 кН/м;
 4 – фактический опрокидывающий момент.

Рис. 11 - Опрокидывающие моменты

Из рис. 11 видно, что аналогично случаю перегрузки 2-х канатов (рис. 8)

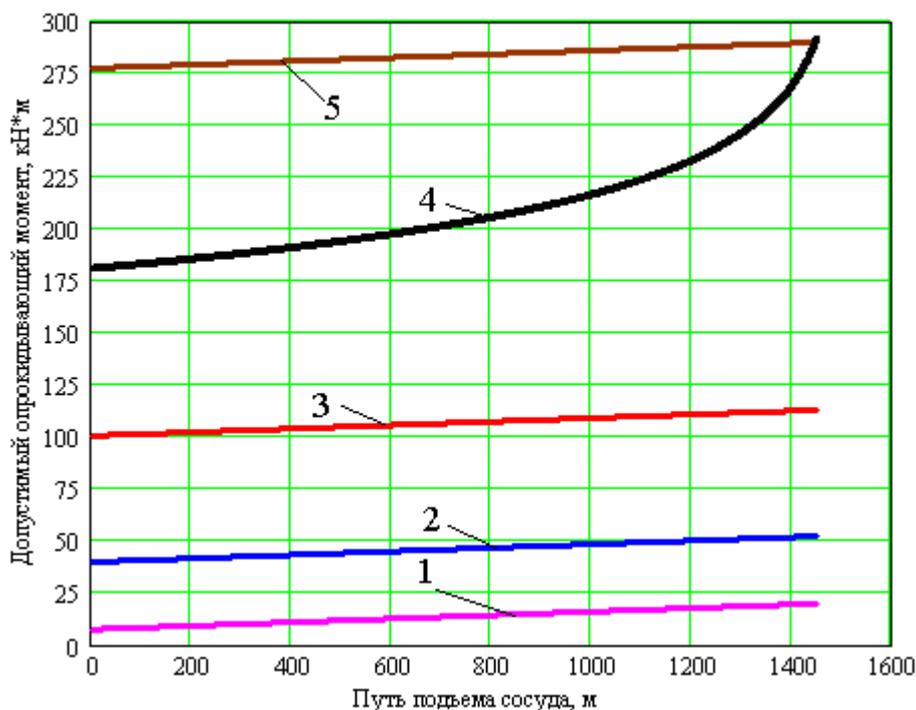
удержать сосуд от расклинивания в колее можно только применяя на нижнем поясе роликовые направляющие с жесткостью свыше 290 кН/м, что несколько меньше значения в предыдущем случае

Для сравнения рассмотрим подъемную установку ш. Родина КЖРК с восьмиканатной машиной типа ЦШ 5x8. Вес скипа 450 кН, вес полезного груза 500 кН, высота сосуда 18 м; расстояние от центра масс сосуда до верхнего пояса 9 м; число канатов $n=8$ (ш. Родина, Кривбассжелезрудком). Остальные параметры подъема идентичны параметрам рассмотренной выше установки. Отклонения радиусов желобов и координаты крепления канатов приведены в таблице 3.

Таблица 3-Отклонения радиусов желобов и координаты крепления канатов

$\Delta R_1, \text{ мм}$	$\Delta R_2, \text{ мм}$	$\Delta R_3, \text{ мм}$	$\Delta R_4, \text{ мм}$
-1,2	-1,2	-1,2	-1,2
$b_1, \text{ мм}$	$b_2, \text{ мм}$	$b_3, \text{ мм}$	$b_4, \text{ мм}$
-1250	-750	-450	-150
$\Delta R_5, \text{ мм}$	$\Delta R_6, \text{ мм}$	$\Delta R_7, \text{ мм}$	$\Delta R_8, \text{ мм}$
-1,2	-1,2	1,2	1,2
$b_5, \text{ мм}$	$b_6, \text{ мм}$	$b_7, \text{ мм}$	$b_8, \text{ мм}$
150	-450	750	1250

Графики допустимых опрокидывающих моментов для данной установки приведены на рис. 12.



- 1 - предельно допустимый момент для системы без роликов;
- 2 – предельно допустимый момент для системы с роликами жесткостью 120 кН/м;
- 3 – предельно допустимый момент для системы с роликами жесткостью 345 кН/м;
- 4 – предельно допустимый момент для системы с роликами жесткостью 1000 кН/м;
- 5 – фактический опрокидывающий момент.

Рис. 12 - Опрокидывающие моменты

Данные на рис. 12 показывают, что с увеличением снаряженной массы сосу-

да в 2 раза и пропорционального увеличения числа канатов происходит трехкратное возрастание фактического опрокидывающего момента. Это происходит потому, что поперечные габариты большегрузных скипов намного больше габаритов скипов среднего веса и 8 канатов крепятся к сосуду на более широком участке его верхнего пояса. Соответственно опрокидывающие моменты от разбаланса их натяжений будут гораздо выше.

Приведенные расчеты показывают, что в этом случае удержать нижний пояс скипа колее без прижатия башмаков к проводникам можно только применяя роликовые направляющие на нижнем поясе с жесткостью от 1000 кН/м. Направляющие с такой жесткостью на практике не применяются. Это говорит о том, что при эксплуатации необходимо максимально уменьшать разбаланс натяжений головных канатов, не допуская их одностороннюю перегрузку. В противном случае при работе скипов реализуется ударный режим нагружения армировки преимущественно нижним поясом скипа. Такое явление многократно фиксировалось автором при проведении аппаратурных динамических испытаний систем «сосуд-армировка» в промышленных условиях.

Так как на практике износ футеровки желобов шкива происходит неуправляемо, то обеспечение централизованного движения сосуда в проводниках во время эксплуатации может быть достигнуто либо путем ужесточения требований к допускаемому разбалансу натяжений канатов с учетом величины некомпенсированного опрокидывающего момента, действующего на сосуд, либо применением роликовых направляющих на нижнем поясе сосуда, параметры статической жесткости которых определены с учетом изложенных результатов, а их установка гарантирует поджатие катков к рабочим поверхностям проводников.

Выводы

1. Разбаланс натяжений головных канатов МК ШПУ в пределах, допустимых действующими нормативными документами, оказывает значительное дестабилизирующее влияние на центровку подъемного сосуда в проводниках жесткой и гибкой армировок стволов (одностороннее уменьшение кинематических зазоров преимущественно по направляющим нижнего пояса).

2. Натяжение уравнивающего канат лишь незначительно компенсирует негативное влияние разбаланса натяжений канатов на центровку подъемного сосуда в проводниках.

3. При соблюдении действующих норм на относительную перегрузку головных канатов МК ШПУ установка роликовых направляющих нижнего пояса сосуда с зазором относительно жестких проводников приводит к перекосу сосуда в вертикальной плоскости и вызывает рост ударных контактных нагрузок на армировку.

4. Для компенсации разбаланса натяжений головных канатов МК ШПУ и обеспечения безударного режима взаимодействия сосуда с жесткой армировкой необходимо применять нижние ролики с жесткостью, рассчитанной на предельно допустимые значения разбаланса натяжений исходя из конкретных параметров ШПУ.

5. Для снижения негативного перекоса подъемного сосуда необходимо в

нормативной документации ограничивать не только абсолютные значения допустимых перегрузок для всего пакета канатов, но и учитывать сочетания их знаков, не допуская одновременной перегрузки канатов с одной стороны от оси сосуда и ослабления с другой.

6. При проведении аппаратурных динамических испытаний систем «сосуд-армировка» многоканатной установки необходимо предварительно выполнять выравнивание натяжений между головными канатами для исключения возбуждения ударных взаимодействий, не связанных с нарушением прямолинейности профилей проводников армировки и вызванных перекосом сосуда.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Нестеров П.П. Безуровневый многоканатный подъем / П.П. Нестеров, Ю.П. Шабанов-Кушнаренко, Н.К. Гончаренко // ГОСТЕХИЗДАТ УССР. Киев. -1963. 475с.
2. Бежок В.Р. Шахтный подъем / В.Р. Бежок - Донецк. -Юго-Восток. -2007. -623с.
3. Белобров В.И. Динамика шахтных подъемных установок / В.И. Белобров, В.И. Дзензерский, В.И. Самуся, С.Р. Ильин // Изд. ДГУ. Днепропетровск. -2000. 380с.
4. Единые правила безопасности при разработке рудных, нерудных и россыпных месторождений подземным способом. М. «Недра». 1977. -223с.
5. Правила технической эксплуатации угольных и сланцевых шахт. Изд. 2-е стереотип. М. «Недра». -1976. -303с.
6. Ильин С.Р. Влияние параметров диаграммы скорости подъема и эксцентриситета груза на динамику системы «сосуд-армировка» шахтных стволов / С.Р. Ильин // ИГТМ НАН Украины. Геотехническая механика. Межвед. Сб-к. науч. тр. Вып. 98, Днепропетровск. -2012. -С.322-348.

УДК 622.647.2:681.5

Канд. техн. наук Т. И. Жигула
(ИГТМ НАН Украины)

ДИНАМИЧЕСКОЕ ВОЗДЕЙСТВИЕ ПОДВИЖНОЙ НАГРУЗКИ НА КАНАТНЫЙ СТАВ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

На гірничих підприємствах широке використання набули стрічкові конвеєри з канатним ставом, який складається з двох паралельно натягнутих канатів, що спираються на стійки або підвішені до кривлі виробки. При русі конвеєрної стрічки з вантажем по ставу відбуваються просторові поперечні коливання канатів, що знижує експлуатаційну надійність конвеєра і веде до численних відмов. Аналіз науково-технічної літератури з питань динаміки канатного ставу стрічкового конвеєра показав, що хоча існує велика кількість досліджень з цих питань, в них розглянуто вплив далеко не всіх значущих чинників, або ці дослідження залишилися незавершеними, або проводилися з використанням спрощених моделей, які не можуть адекватно відобразити процеси функціонування стрічкових конвеєрів. Дана робота присвячена дослідженню поперечних коливань канатного ставу під дією рухомого навантаження (конвеєрної стрічки з вантажем) і визначенню динамічних зусиль, діючих на опори ставу і ґрунт виробки. При дослідженнях секція ставу моделювалася однорідним пружним стрижнем з шарнірними опорами на кінцях, по якому рухається рівномірно розподілене навантаження. Складено і вирішено рівняння поперечних коливань стрижня, що знаходиться під дією рухомого розподіленого навантаження і подовжньої розтягуючої сили. Отримано формули для розрахунку власних частот коливань системи, зусиль, що діють на стійки ставу, і критичних швидкостей руху вантажу, при яких можлива втрата стійкості системи. Для параметрів, відповідних типовому конвеєру 1Л100К, проведено розрахунок частот першого тону поперечних коливань канатів ставу і критичних швидкостей руху стрічки.

DYNAMIC INFLUENCE OF MOBILE LOADING ON ROPE BASE OF BELT CONVEYER

On mine enterprises wide distribution was got by belt conveyers with rope base – the two parallel ropes, laying on supports or suspended to the roof of working. At motion of conveyer belt with a load on base ropes accomplish spatial transversal vibrations, that lowers operating reliability of conveyer and conduces to the numerous refusals. The analysis of scientific and technical literature on the questions of dynamics of rope base of belt conveyer showed that although exist a plenty of researches on these questions, in them influencing far of not all meaningful factors is considered, either these researches remained uncompleted, or were conducted with the use of the simplified models which can not adequately reflect the processes of functioning of belt conveyers. The real work is devoted to research of transversal vibra-