

Полученные эмпирические зависимости себестоимости разработки 1 м<sup>3</sup> вскрыши от производительности выемочно-транспортного оборудования можно использовать при расчете эксплуатационных затрат на проведение вскрышных работ роторными комплексами и комплексами с использованием карьерных экскаваторов (прямая лопата) и автосамосвалов.

#### Список литературы

1. Наукове обґрунтування та дослідження стратегічних напрямків підвищення ефективності відкритої розробки родовищ України: [отчет о НИР (заключительный)/ НГУ; рук. И.Л. Гуменик]. – Днепропетровск, 2007. – 173 с. – № ГР 0106U001378.

*Рекомендовано до публікації д.т.н. Дриженком А.Ю.  
Надійшла до редакції 05.11.10*

УДК 531.539.4:622.673

© В.А. Заиченко

### ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ШАХТНОГО УРАВНОВЕШИВАЮЩЕГО КАНАТА НА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ РЕЗИНОВОЙ МАТРИЦЫ НА БАРАБАНЕ ПРИЦЕПНОГО УСТРОЙСТВА

Приведены результаты исследования напряжений в резине уравнивающего плоского резинотросового каната на барабане прицепного устройства методом конечных элементов с учетом физической нелинейности резины.

Наведено результати досліджень напружень в гумі зрівноважувального гумотросового канату на барабані причіпного пристрою методом кінцевих елементів з урахуванням фізичної нелінійності гуми.

Results of the investigation of the stress in rubber of balancing steel-rubber rope on drum towed device by method of final elements with provision for physical nonlinear property of rubber are considered.

Резинотросовые уравнивающие канаты (РТК) для шахтных многоканатных установок выпускают два производителя в мире – Австро-польская фирма SAG (Польша) и ОАО «Криворожский железорудный комбинат» (КЖРК) (Украина).

На польских подъемных установках уравнивающие канаты прикрепляют к подъемным сосудам с помощью клиновых прицепных устройств, а на Украине и в странах СНГ – с помощью прицепных барабанов, как показано в разрезе на рис.1 и на рис.2.

В Украине РТК выпускают по техническим условиям ТУ У 28.7 - 00191307-020-2002 на основе 2,4,6,8 оцинкованных тросов диаметром 16,5 – 23,0 мм 11 типоразмеров. В поперечном сечении размер Н=35 мм, а ра-

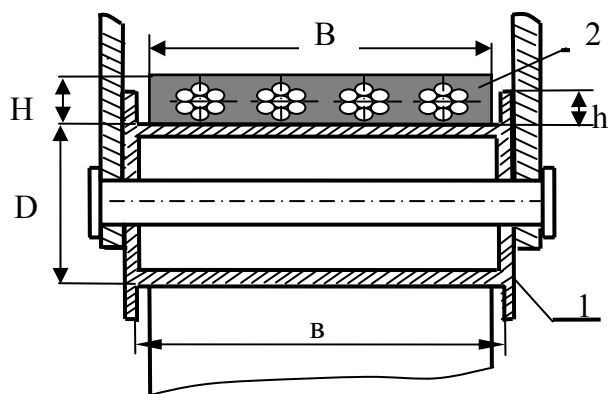


Рис.1. Расположение плоского резинотросового каната на барабане прицепного устройства под подъемным сосудом: 1- барабан; 2- резинотросовый канат

змер  $B$  изменяется в пределах 109 – 219 мм в зависимости от числа армирующих тросов и погонной массы. Типоразмерный ряд канатов соответствует следующим массам погонного метра: 8,4; 10,5; 13,0; 15,0; 16,8 кг. Барабаны прицепных устройств, спроектированные институтом «Кривбасспроект», на всех подъемных сосудах одного диаметра  $D=325$  мм, длина опорной поверхности барабана  $b=250$  мм, что больше ширины канатов  $B$  и между боковыми поверхностями РТК и ребрами барабана имеются зазоры (рис.1).

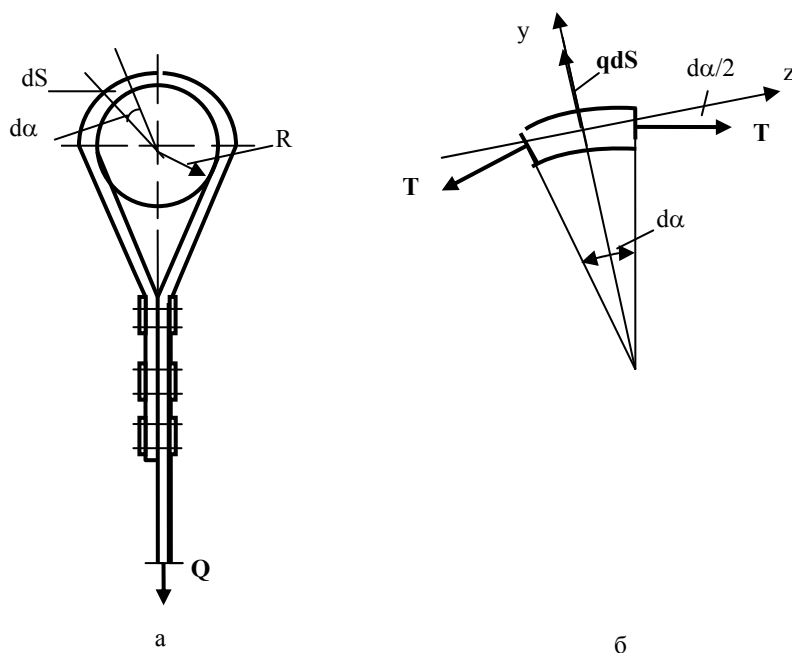


Рис. 2. Схема крепления плоского резиотросового уравновешивающего каната на прицепном барабане: а- схема крепления; б- расчетная схема сил, действующих на бесконечно малый элемент РТК

Расчетный и подтвержденный эксплуатацией срок службы РТК более 10 лет. Завулканизированные в резину оцинкованные тросы надежно защищены от коррозии, резиновая матрица практически полностью ограничивает деформации кручения тросов и их проволоки нагружены практически равномерно, что и обеспечивает длительный срок их службы. Однако в эксплуатации выявлен и существенный недостаток – при большой длине каната (большом весе РТК) тросы передавливают резину на барабане прицепного устройства. Оголение тросов может привести к коррозии и снижению срока службы. Потому нами выполнено исследование напряженно- деформированного состояния резиновой матрицы РТК на барабане прицепного устройства. Как показывает обор литературных источников, такое исследование выполняется впервые.

Сформулируем постановку задачи. Как показано на рис.2, вес отвеса уравновешивающего резиотросового каната  $Q$  с учетом динамической составляющей распределяется на две ветви каната, огибающих барабан радиуса  $R$ , усилие в каждой ветви  $T \cong Q/2$ . Из условия равновесия элемента РТК длиной  $dS$  на барабане (рис. 2, б) получаем величину интенсивности распределенной нагрузки давления единицы длины РТК на барабан  $q = T/R$ . Это давление через  $n$  армирующих тросов передается резиновой матрице. Рассматривая равновесие элемента РТК конечной длины  $\Delta$  (рис. 3) на барабане приходим к плоской задаче теории упругости: к плоскому резиотросовому элементу РТК толщиной  $\Delta$  с определенными граничными условиями (у барабана возможно наличие реборд по краям РТК) приложены сосредоточенные силы  $P$  в центрах тяжести тросовых элементов в плоскости элемента РТК. Величины этих сил определяются из следующей зависимости

$$P = \frac{Q}{2Rn} \Delta. \quad (1)$$

Как показали наши исследования и исследования других авторов [1] механические характеристики резины при испытаниях на сжатие можно принимать линейными только в пределах деформаций  $0 \leq \epsilon \leq 0,2$ . В исследованиях Отраслевой лаборатории «Прикладные методы расчета резино-технических изделий» при Рижском политехническом институте при аналитических расчетах

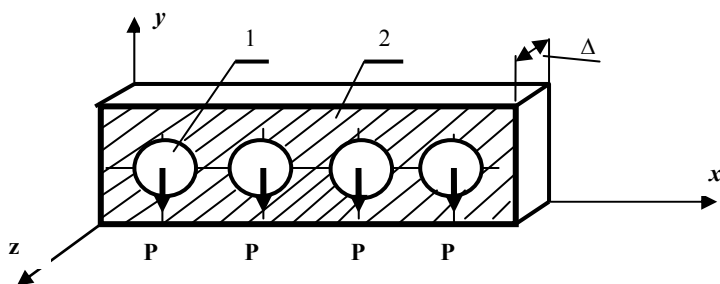


Рис. 3. Расчетная схема для исследования НДС РТК на барабане: 1- армирующий трос; 2- резиновая матрица РТК

принималось, что характеристики резины линейные в пределах до 50% деформациях, чтобы хотя бы приближенно рассчитать напряженно-деформированное состояние изделий из резины при больших деформаций [2].

Поскольку аналитические исследования

НДС резиновой матрицы РТК при значительных деформациях с учетом указанной физической нелинейности в настоящее время невозможны, исследование выполнялось методом конечных элементов с использованием программы MSC/NASTRAN [3].

Исходные данные для расчетов: трос моделировался стальным многогранным стержнем с модулем упругости  $E=2,1 \cdot 10^{11}$  Па, коэффициент Пуассона  $\nu=0,3$ . Для резины  $\nu=0,49$ , зависимость  $\epsilon(\sigma)$  принималась линейной в области растягивающих деформаций и существенно нелинейной в области сжатия (рис. 4), тип резины РМЗ-2, применяемой для изготовления РТК.

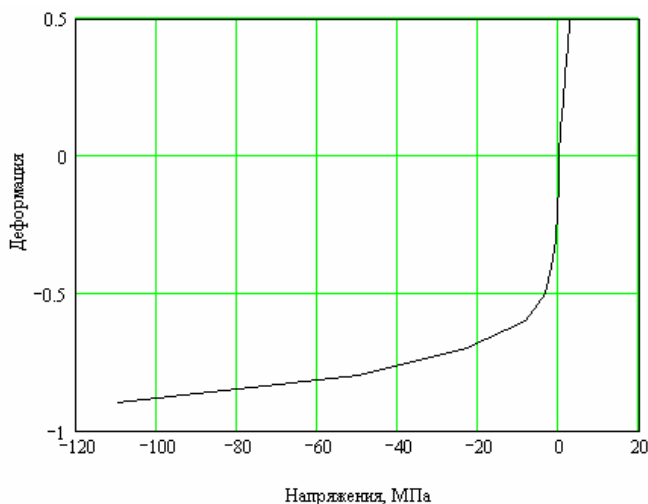


Рис. 4. Нелинейная механическая характеристика резины РМЗ-2

В нашей работе [3] было показано, что по краям РТК на прицепном барабане целесообразно делать реборды по высоте равные половине толщины РТК для ограничения горизонтальных деформаций резиновой матрицы под крайни-

ми тросами и выравнивания напряжений под всеми тросами по ширине РТК. Полагаем, что такие реборды будут установлены на всех прицепных барабанах, поэтому настоящее исследование влияния толщины резины под тросами на напряженно-деформированное состояние резиновой матрицы выполняется только для промежуточного троса РТК.

Рассматриваются варианты, когда толщина резины под тросом  $h_1$  равна 5, 10, 15 мм, то есть составляет  $0,25d$ ,  $0,5d$ ,  $0,75d$  (рис. 5). Исследуемый элемент РТК заштрихован на рис. 5.

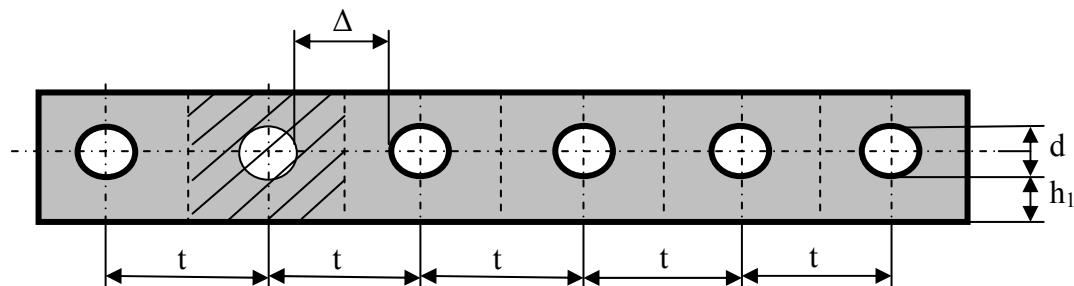


Рис. 5. Поперечное сечение РТК

На рис. 6 представлена конечно-элементная модель участка РТК вокруг промежуточного армирующего троса. По нижней кромке участка резины считается жестко заземленными, а по боковым граням в узлах наложены связи, ограничивающие для средних тросов только горизонтальные перемещения (в экспериментальных исследованиях на образцах РТК проведенные краской вертикальные прямые линии не искривлялись при нагружении).

Нагрузка в виде сосредоточенной силы  $P$  на рассматриваемый элемент РТК от натяжения троса  $T$  прикладывалась в центре тяжести троса и вычислялась по формуле (1). Толщина элемента РТК принималась в расчете равной 2 мм. Величина силы  $P=400$  Н.

В процессе расчета исследовались величины максимальных значений эквивалентных напряжений в резиновой матрице, вычисленные по гипотезе энергии формоизменения Мизеса [4] для плоской задачи

$$\sigma_{\text{э}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + \sigma_y^2 + \sigma_x^2 + 6\tau_{xy}^2} \quad (2)$$

и максимальные значения касательных напряжений  $\tau_{\text{max}}$ .

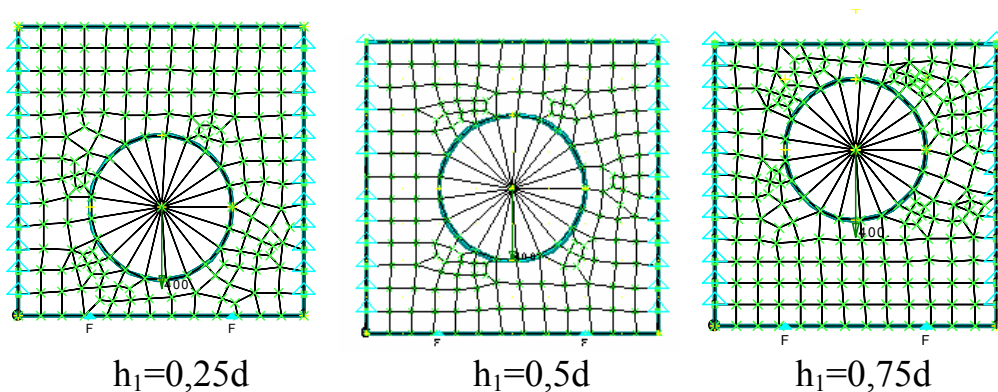


Рис. 6. Конечно-элементные модели участка РТК вокруг промежуточного армирующего троса

На рис. 7 показан характер деформирования поперечного сечения РТК вокруг среднего троса и распределения касательных напряжений в резине. Зона больших значений  $\tau_{\max}$  располагается под 8 секторами на тросе, то есть охватывает нижнюю область под тросом на дуге порядка  $70^\circ$ . В нижнем ряду К.Э., примыкающих непосредственно к поверхности барабана, касательные напряжения в резине ниже почти на 25%.

На рис. 8 показано распределение максимальных эквивалентных напряжений в резиновой матрице в рассматриваемых вариантах расчетов. Видно, что зона значительных по величине напряжений в резине по ширине не превышает  $1,16d$ .

На рис. 9 приведена итоговая информация о зависимости величин максимальных напряжений в резиновой матрице РТК под армирующими тросами от толщины слоя резины под тросом. Видно, что при толщине слоя резины  $h_1 \geq d$  уровни максимальных эквивалентных и касательных напряжений в резине практически не изменяются.

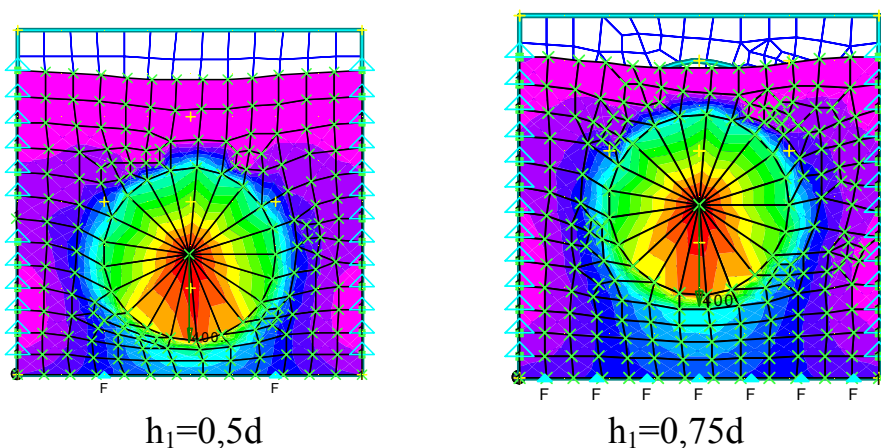


Рис. 7. Характер распределения максимальных касательных напряжений в резине вокруг промежуточного троса

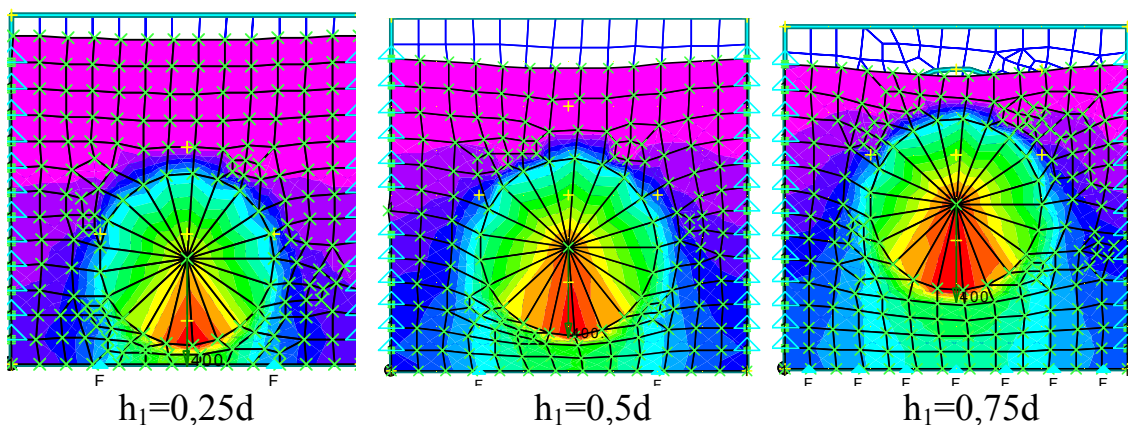


Рис. 8. Характер распределения максимальных эквивалентных напряжений в резиновой матрице

При толщине слоя резины меньше  $0,5$  диаметра троса уровни напряжений в резине существенно возрастают, так при  $h_1=0,25d$  по сравнению с вариантом  $h_1=0,5d$  уровни  $\sigma_e$  возрастают на 20%, а  $\tau_{e \max}$  – на 10%. Таким образом, из су-

шествующего типоразмерного ряда РТК, у которых одинаковая толщина каната 35 мм с диаметрами армирующих тросов 15 - 28 мм целесообразно использовать канаты с меньшими диаметрами тросов.

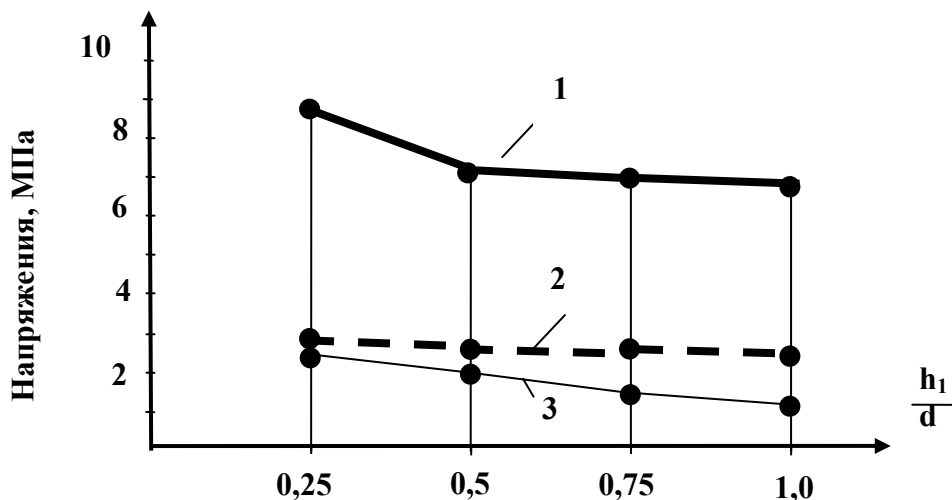


Рис. 9. Зависимость значений максимальных напряжений в резиновой матрице РТК под армирующими тросами от толщины слоя резины под тросом  
1- максимальные эквивалентные напряжения; 2- максимальные касательные напряжения; 3- уровень максимальных касательных напряжений в резине у поверхности барабана

По результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Зона значительных по величине эквивалентных и касательных напряжений располагается вокруг троса и имеет размер  $(1,1-1,16)d$ , где  $d$  – диаметр троса. Поэтому расстояния между армирующими тросами не должно быть меньше  $0,2d$ .

2. При толщине слоя резины под тросами  $h_1 \geq d$  уровни максимальных эквивалентных и касательных напряжений в резине практически не изменяются. При толщине слоя резины меньше  $0,5$  диаметра троса уровни напряжений в резине существенно возрастают, так при  $h_1=0,25d$  по сравнению с  $h_1=0,5d$  уровни  $\sigma_e$  возрастают на 20%, а  $\tau_{\max}$  – на 10%.

#### Список литературы

1. Сақун М.Г., Кулик Н.Г., Губин М.Я. Результаты исследований и перспективы внедрения резинотросовых канатов на шахтном подъеме //Горный журнал.-1978. -№3. –С. 40-42.
2. Лавендель Э.Э. Расчет резино-технических изделий. М.: Машиностроение. -1976. -332 с.
3. Ропай В.А., Заиченко В.А. Напряженно-деформированное состояние резиновой матрицы уравнивающего каната на барабане прицепного устройства шахтной подъемной установки.// Збірник наукових праць НГУ -2010. -№34, т.2.-С. 177-183.
4. Шимкович Д.Г. Расчет конструкций в MSC/NASTRAN for Windows. М.: ДМК. -2003. - 446 с.

*Рекомендовано до публікації д.т.н. Самусею В.І.  
Надійшла до редакції 02.11.10*