

**В.И. Самуся, д-р. техн. наук, С.С. Ильина, канд. техн. наук**  
(Украина, Днепропетровск, Государственный ВУЗ «Национальный горный университет»)

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ МОДЕРНИЗИРОВАННЫХ РОЛИКОВЫХ НАПРАВЛЯЮЩИХ ДЛЯ СКИПОВ, РАБОТАЮЩИХ В УСЛОВИЯХ СТВОЛОВ С НАРУШЕННОЙ ГЕОМЕТРИЕЙ

Сегодня на шахтном подъеме наибольшее распространение получили рычажные роликовые направляющие. На рис. 1 – 2 представлены: кинематическая схема и схема установки трехроликового направляющего узла, схема взаимного расположения роликоопоры, предохранительного башмака и проводника армировки, расчетная схема двухрычажной унифицированной направляющей. Для определения их жесткости необходимо найти связь между горизонтальным перемещением точки контакта ролика с проводником (параметр  $\Delta$ , рис. 2, *a*) и осевым перемещением (сжатием – растяжением) концов амортизирующего блока  $\vec{B}O'$  – параметр  $\delta$  (рис. 2, *b*).

При упругом взаимодействии ролика с проводником звено  $OA\vec{B}$  совершает угловое перемещение вокруг точки  $O$ . Звено  $\vec{B}O'$ , в котором закреплен амортизирующий блок, который совершает вращательное движение вокруг точки  $O'$  и сжимается под действием осевой силы. Эта сила появляется в результате того, что траекторией точки  $\vec{B}$  является дуга окружности с центром в точке  $O$ , постоянного радиуса  $O\vec{B}$ . Причем звено  $\vec{B}O'$  вращается вокруг точки  $O'$  с переменным для точки  $\vec{B}$  радиусом  $\vec{B}O'$  (при повороте звена по часовой стрелке длина отрезка  $\vec{B}O'$  уменьшается и его амортизатор испытывает деформацию сжатия).

На расчетной схеме показана направляющая в двух положениях – *недеформированном* ( $OA\vec{B}$ ), которое соответствует предварительному контакту ролика с проводником при центрированном расположении проводника в зеве предохранительного башмака в боковой или лобовой плоскости пары проводников, и *деформированном* на произвольный угол под действием силы  $P$  в пределах кинематического зазора между башмаком и проводником ( $OA'\vec{B}'$ ) (согласно ЕПБ кинематический зазор не должен превышать 23 мм на сторону).

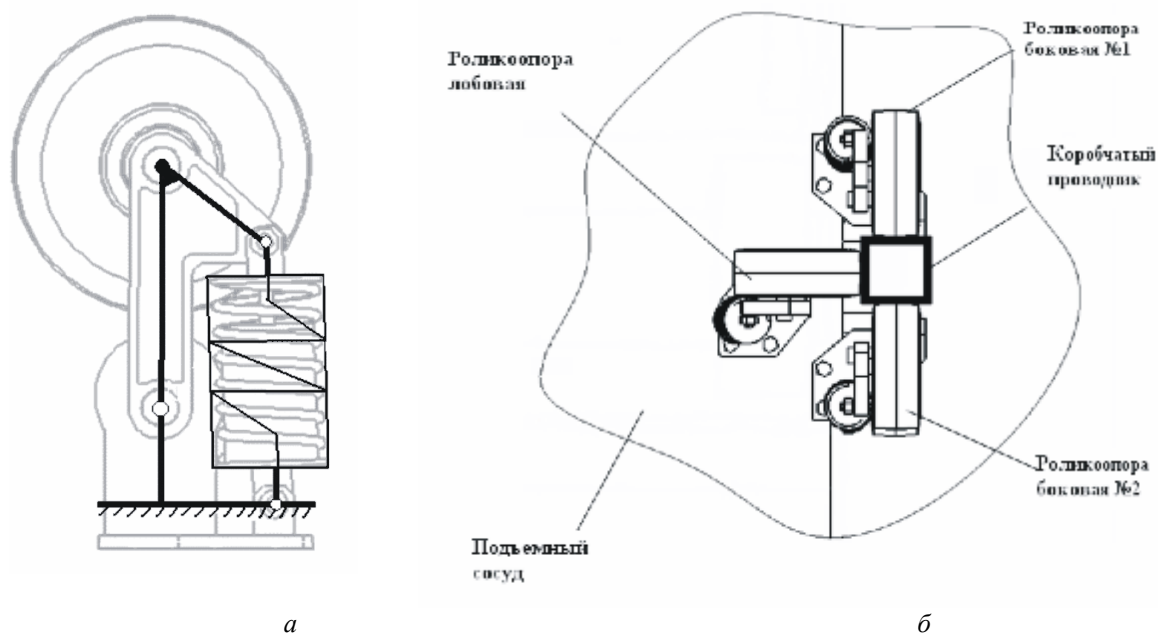


Рис. 1. Кинематическая схема узла роликовой направляющей (*a*) и схема установки трехроликового направляющего узла (*b*)

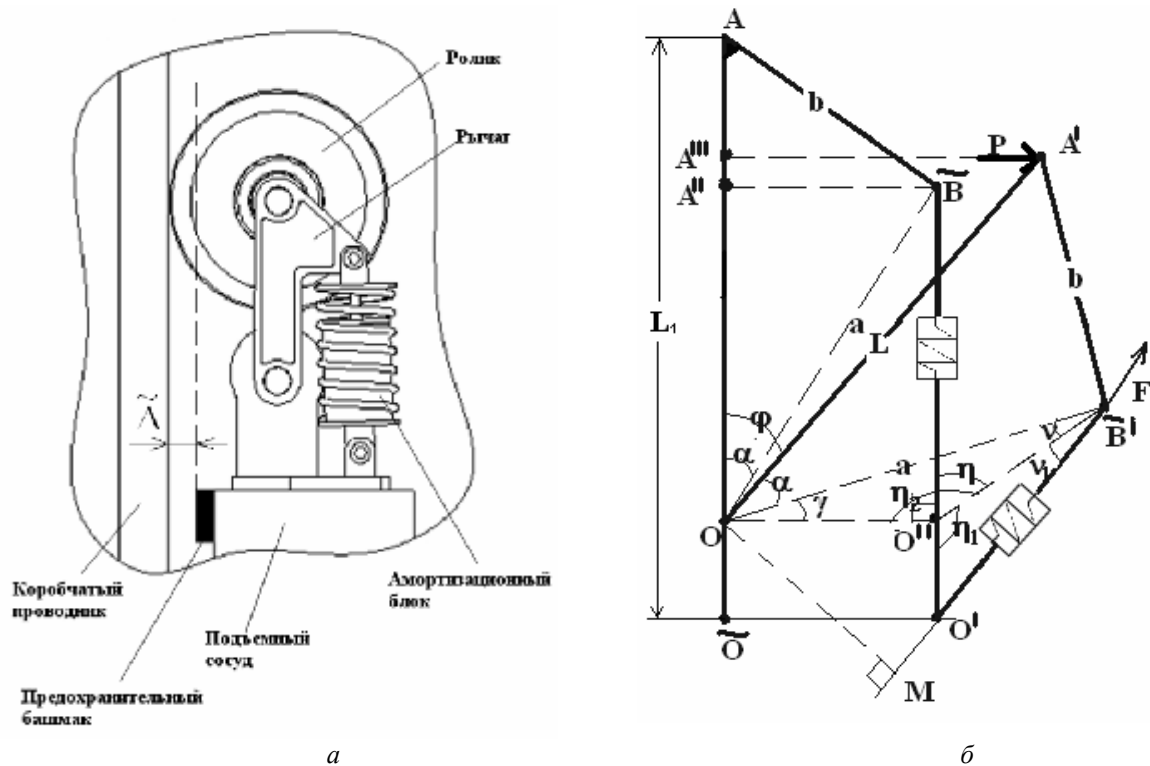


Рис. 2. Схема взаимодействия роликоопоры и предохранительного башмака с проводником армировки (а) и расчетная схема двухрычажной направляющей (б):  
 D – смещение верхней точки A в горизонтальной плоскости, мм; P – сила реакции проводника;  
 F – сила сжатия демфера;  $L_1$  – общая высота конструкции; L – длина основного рычага направляющей; a – расстояние от точки O до точки B; b – длина рычага; OM – плечо силы F;  
 $\varphi$  – угол наклона рычага направляющей

Стандартная унифицированная роликовая направляющая, применяющаяся на скиповых подъемах рудников Украины, имеет следующие размеры:

- общая высота конструкции  $L_1 = 440$  мм;
- длина горизонтальной прямой  $A''\tilde{B}'' = 93$  мм;
- высота  $\tilde{O}A'' = 308$  мм расположения горизонтальной прямой  $\tilde{B}A''$  над основанием;
- высота расположения нижнего шарнира над основанием  $\tilde{O}O = 270$  мм;
- диаметр ролика 250 мм;
- $\tilde{J}$  – угол отклонения рычага ролика, рад;
- $\Delta$  – смещение верхней точки A в горизонтальной плоскости, мм;
- $\Delta_{\max}$  – кинематический зазор между поверхностью предохранительного башмака и проводника, мм;
- $C_0$  – жесткость основной пружины, Н/м;
- $C_{np}$  – жесткость роликоопоры, приведенная к точке контакта ролика с проводником.

Для установления зависимости жесткости роликоопоры  $C_{np}$  от смещения точки контакта ролика с проводником  $\Delta$  воспользуемся следующей цепочкой рассуждений.

Так как масса элементов роликоопоры ничтожно мала по сравнению с массой сосуда, то силами их инерции при анализе силового взаимодействия сосуда с проводниками можно пренебречь. В силу этого допущения уравнение равновесия основного рычага роликоопоры  $OAB$  под действием силы контактного взаимодействия с проводником P и реакции F упругого звена  $\tilde{B}O'$  из условия равенства нулю суммы моментов всех активных сил относительно оси вращения имеет следующий вид:

$$-PL \cos(\varphi) + F \cdot OM = 0, \quad (1)$$

где

$$P = C_{np}, \quad F = C_0 \delta; \quad (2)$$

$\delta$  – абсолютная деформация сжатия пружинного блока амортизатора.

Преобразуем уравнение (1)

$$\frac{P}{F} = \frac{OM}{L \cos(\varphi)}. \quad (3)$$

Подставим формулы (2) в (3) и получим

$$\frac{OM}{L \cos(\varphi)} = \frac{C_{np} \Delta}{C_0 \delta}. \quad (4)$$

Из (4) найдем отношение  $\frac{C_{np}}{C_0}$

$$\frac{C_{np}(\Delta)}{C_0} = \frac{OM \cdot \delta}{\Delta \cdot L \cdot \cos(\varphi)}. \quad (5)$$

В выражении (5) неизвестными являются все величины, кроме перемещения точки контакта ролика с проводником  $\Delta$ , которое является аргументом в функциональной зависимости. Для их нахождения воспользуемся средствами геометрии и рассмотрим треугольники, образуемые элементами конструкции при ее рабочем перемещении.

Из рис. 2, б видно, что величина  $L$  может быть определена следующим образом:

$$L = L_1 - \tilde{O}O. \quad (6)$$

Используя выражение (6), определим угол  $\varphi$  из прямоугольного треугольника  $OA'A''$ :

$$\sin(\varphi) = \frac{\Delta}{L}; \quad \cos(\varphi) = \sqrt{1 - \sin^2(\varphi)}; \quad \varphi = \arcsin\left(\frac{\Delta}{L}\right). \quad (7)$$

Выполнив необходимые геометрические преобразования, запишем

$$\delta = \tilde{O}A^* - \sqrt{(\tilde{O}O)^2 + (O^*\tilde{B}')^2 + 2 \cdot \tilde{O}O \cdot O^*\tilde{B}' \sin(\eta_2)}. \quad (8)$$

Для определения  $OM$  рассмотрим прямоугольный треугольник  $OMB'$ . Применив известные тригонометрические преобразования, получим

$$OM = a \sin(\nu + \nu_1) = a[\sin(\nu) \cos(\nu_1) + \cos(\nu) \sin(\nu_1)], \quad (9)$$

где

$$\cos(\nu) = \frac{(O^*\tilde{B}')^2 + a^2 - (OO^*)^2}{2 \cdot O\tilde{B}' \cdot a}; \quad \sin(\nu) = \sqrt{1 - \cos^2(\nu)}; \quad (10)$$

$$\cos(\nu_1) = \frac{(O^*\tilde{B}')^2 + (O'\tilde{B}')^2 - (\tilde{O}O)^2}{2 \cdot O^*\tilde{B}' \cdot O'\tilde{B}'}; \quad \sin(\nu_1) = \sqrt{1 - \cos^2(\nu_1)};$$

Таким образом, при расчете конкретных параметров роликкопоры необходимо подставить величины системы в формулы (6) – (10) и далее полученные в выражение (5). В результате вычислений получается величина  $\frac{C_{np}(\Delta)}{C_0}$ .

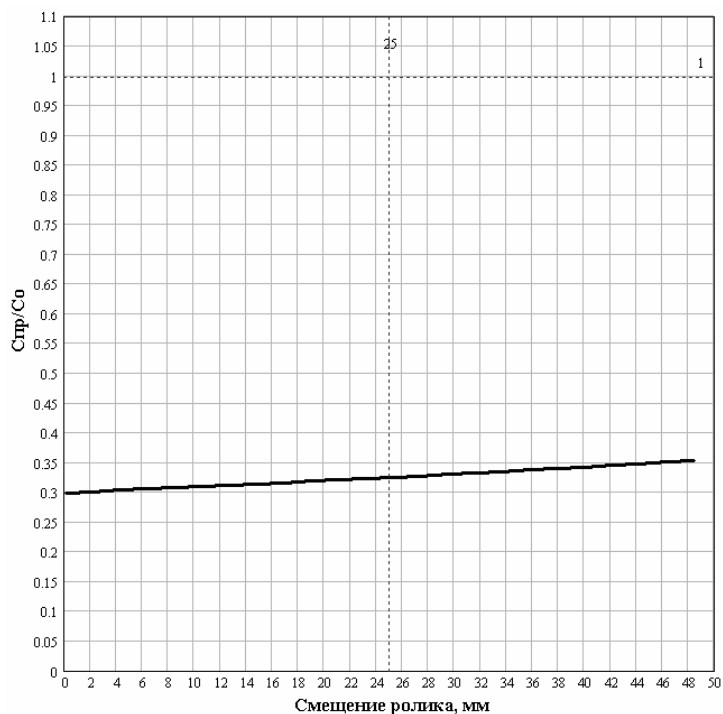
По результатам расчетов построен график (рис. 3), из которого видно, что на протяжении всего рабочего хода приведенная к точке контакта жесткость ролик опоры не является постоянной. Для системы с приведенными выше параметрами она увеличивается по мере отклонения ролика от вертикали и на интервале возможных значений перемещений ролика (до 40 – 50 мм) изменяется на 7%.

Необходимо учесть, что эта зависимость имеет двухсторонний характер. Если соответствующая данному ролику рабочая грань предохранительного башмака приближается к проводнику, то жесткость опоры увеличивается. При удалении этой же грани башмака и приближении к нему противоположной грани после прохождения системой положения равновесия, где жесткость будет минимальной, приведенная жесткость снова начнет возрастать по этой же зависимости. Поскольку на противоположной стороне трехроликового узла находится такая же ролик опора, то суммарная жесткость системы удвоится.

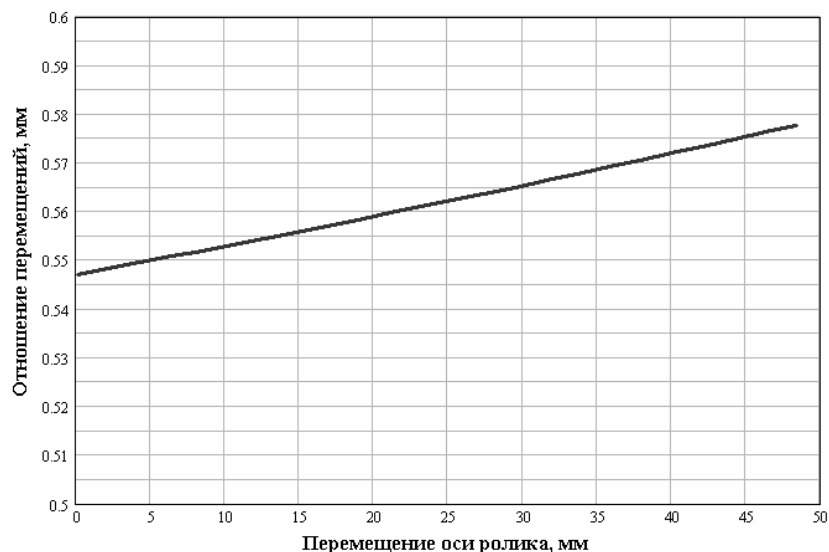
Кроме того, из графика видно, что приведенная к точке контакта с проводником полная жесткость ролик опоры составляет только 30% от жесткости встроенной пружины. В действующих направляющих применяются пружины с жесткостью 90 – 120 кН/м. Это значит, что жесткость направляющей будет не более 30 – 40 кН/м, и она не сможет удерживать сосуд от жесткого столкновения башмаков с проводниками. При установке параллельно пружинам дополнительных резиновых шайб, включающихся в работу в конце рабочего хода, полная жесткость возрастает. Однако наблюдения за износом поверхности проводников в условиях эксплуатации показывают, что и выбранные параметры направляющих не спасают систему от нештатных соударений.

Полученная зависимость является основной при расчете параметров диссипативных блоков, используемых для усиления виброгасящих свойств направляющих в ударно-циклическом режиме движения подъемного сосуда по участкам ствола с искривленным профилем проводников. Дополнительные блоки монтируются параллельно упругому звену внутри корпуса амортизирующего блока  $\tilde{B}O'$  или рядом с ним.

На рис. 4 изображен график отношения перемещений ролика и штока пружинного блока в зависимости от перемещения оси ролика в пределах кинематического зазора. Видно, что в среднем величина перемещение ролика в два раза больше величины перемещения штока пружинного блока. Так как эти перемещения происходят синхронно относительно друг друга, то такая же зависимость будет и для их скоростей, т.е. скорость перемещения штока внутри блока будет в 2 раза меньше скорости перемещения ролика относительно корпуса подъемного сосуда.



**Рис. 3. Зависимость приведенной жесткости ролик опоры, отнесенной к жесткости базовой пружины, от рабочего смещения ролика**



**Рис. 4. Зависимость отношения рабочего смещения ролика и деформации базовой пружины от рабочего смещения ролика**

Следовательно, определив путем численных экспериментов относительные скорости упругого смещения ролика с учетом общей диссипации направляющей, приведенной к точке контакта ролика с проводником, мы найдем скорости относительных перемещений штока в предлагаемом пружинно-гидравлическом блоке. Таким образом можно рассчитать требуемые конструктивные параметры гидравлического сопротивления дополнительного гидравлического демпфера, обеспечивающего безударность режима взаимодействия сосуда с проводниками.

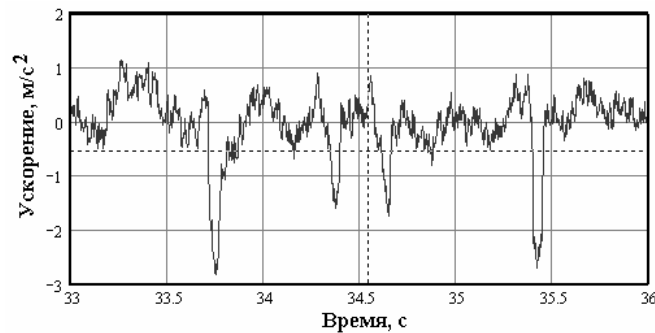
Полученные зависимости являются базовыми при расчете параметров дополнительных диссипативных блоков, применяемых для усиления виброгасящих свойств направляющих в ударно-циклическом режиме движения подъемного сосуда по участкам ствола с искривленным профилем проводников.

Для того, чтобы роликовая направляющая принимала на себя достаточное усилие сопротивление при раскачке сосуда в искривленных проводниках, ее амортизатор должен быть точно настроен на фактические колебания скапа для максимального поглощения энергии и предотвращения жесткого соударения предохранительного башмака с проводником.

В применяющихся на практике роликовых амортизаторах используется два способа поглощения энергии – внутреннее трение в материале (как правило – резине) и гидравлическое сопротивление при движении поршня в жидкости. В первом случае задающим параметром является амплитуда перемещения, во втором – скорость перемещения. Диссипативные свойства стальной пружины ничтожно малы. Поглощение энергии за счет внутреннего трения в резине гораздо сильнее, но проявляется только при длительных колебаниях в резонансных режимах, не свойственных современным системам «сосуд – армировка».

Для анализа реальных характеристик применяющихся рычажных направляющих были проведены лабораторные исследования их амортизирующего блока с резиновыми ограничителями [2]. Они показали, что приведенная к оси ролика жесткость направляющей при ходе опорных шайб амортизатора до контакта с резиновыми вставками очень мала и находится в пределах 20,1 – 24,8 Н/мм, при контакте опорных шайб с тремя резиновыми вставками жесткость возрастает до 260 – 320 Н/мм.

На рис. 5 изображена осциллограмма горизонтальных ускорений роликовых направляющих верхнего пояса груженого скапа при подъеме на скорости 12 м/с. Из осциллограммы видно, что низкочастотные колебания сосуда в пределах кинематического зазора между проводником и башмаком с ускорениями до  $1 \text{ м/с}^2$  сопровождаются кратковременными ударными импульсами с перегрузками до  $2,8 \text{ м/с}^2$ . В течение этих импульсов и реализуются наибольшие контактные нагрузки на проводники. Если в качестве приближенной оценки величины контактных нагрузок использовать формулу Бэра, то можно сказать, что в данном случае нагрузки составляют 8 – 10% от веса груженого скапа, то есть 30 – 40 кН.



**Рис. 5. Фрагмент оциллограммы лобовых ускорений верхнего пояса груженого скипа на участке ударно-циклического взаимодействия с армировкой при скорости подъема 12 м/с**

Эти данные показывают, что роликовые рычажные направляющие с такой жесткостью и параметрами амортизирующих блоков, несмотря на наличие поглощающих элементов в виде резиновых вставок, не защищают армировку от жестких ударов предохранительных башмаков по проводникам с нагрузками порядка 40 – 50 кН на скорости 10 – 12 м/с. Это говорит о необходимости совершенствования средств стабилизации движения большегрузных сосудов, работающих на повышенных скоростях в условиях действующих стволов в зоне сдвижения горных пород.

Для соответствия современным условиям эксплуатации шахтного оборудования предлагается модернизировать существующую роликовую направляющую. В качестве базовой модели выбирается роликовая двухрычажная унифицированная направляющая с диаметром ролика 250 мм, которая применяется на скиповых и клетевых подъема ЗЖРК (рис. 1, а).

Проведенные расчеты показали, что в применяющихся конструкциях рычажных направляющих длины плеч основных рычагов выбраны так, что рабочий ход и скорость перемещения штока в резино-пружинном демпфирующем блоке примерно в 2 раза меньше, чем на оси направляющего ролика. Это говорит о том, что для обеспечения требуемой по проекту жесткости всей направляющей, приведенной к точке взаимодействия ролика с проводником, жесткость опорного блока должна быть в 2 раза больше.

Активный участок рабочего хода штока демпфера, где ролик будет оказывать сопротивление сближению башмака сосуда с проводником, должен соответствовать максимальному кинематическому зазору между предохранительным башмаком и проводником, который в свою очередь согласно Правилам безопасности не может превышать 23 мм на сторону. Из этого следует, что активный участок рабочего хода штока упругого блока не должен превышать 12 – 13 мм (в качестве кинематического запаса можно ограничиться рабочим ходом до 30 – 40 мм).

В качестве основного предмета модернизации с целью придания направляющей противоударных свойств в стволах с нарушенной геометрией дополним резиновый демпфер специальным гидроамортизатором, который установим перпендикулярно пружинному блоку на отдельной стойке. Это создает условия для максимальной приближенности скорости перемещения плунжера в корпусе к скорости относительного перемещения оси ролика на корпусе сосуда.

Рациональные диссипативные характеристики гидроамортизатора определены в результате динамических расчетов [3]. Показано, что для профиля проводников, сглаженного до максимально достижимого уровня, рациональное значение жесткости  $C$  рычажной направляющей может быть выбрано 150 кН/м, а рациональные значения коэффициента вязкого сопротивления (КВС), дающие технически приемлемые величины контактных нагрузок свыше 170 Нс/м. При этом практически безударный режим движения скипа обеспечивается при  $КВС=10000$  Нс/м.

Из работы [1] следует, что в автомобильной промышленности серийно применяются однотрубные амортизаторы с диаметром корпуса 70 мм и  $КВС=10000 - 30000$  Нс/м. Эти амортизаторы могут быть использованы в качестве прототипа, который можно модернизировать за счет изменения диаметров дюзов в плунжере (уменьшение КВС достигается увеличением диаметра дюза) и средств регулирования КВС в промышленных условиях.

Для расчета конструктивных параметров стойки, к которой должен крепиться один конец гидроамортизатора, необходимо определить максимально возможное в реальных условиях шахтного ствола силу гидравлического сопротивления, которая будет создавать в стойке изгибающий момент (рис. 6, б).

Нижний конец стойки должен быть жестко закреплен на основании направляющей. Высота стойки равна высоте основного резино-пружинного блока направляющей. Расчетные схемы нагружения стойки реакцией амортизатора рассмотрены на рис. 6.

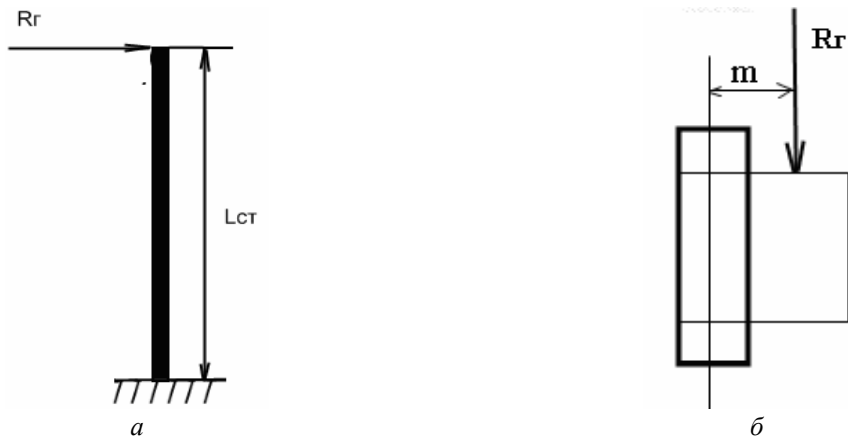


Рис. 6. Расчетные схемы деформации стойки гидроамортизатора при изгибе ее силой (а) и скручивании моментом силы реакции гидроамортизатора (б)

Рациональное значение коэффициента вязкого сопротивления гидроамортизатора, которое обеспечивает снижение контактных нагрузок до 10 кН, в условиях исследованных стволов ЗЖРК находится в пределах 170 – 1000 Нс/м. Максимальная относительная скорость перемещения плунжера при колебаниях сосуда для предложенной конструкции направляющей не превышает 0,2 м/с. В этом случае максимально возможная сила реакции на стойку при линейной зависимости силы сопротивления от скорости будет равна  $P_2 = V_{\max} \cdot KBC_{\max} = 0,2 \cdot 1000 = 200 \text{ Н}$  [3].

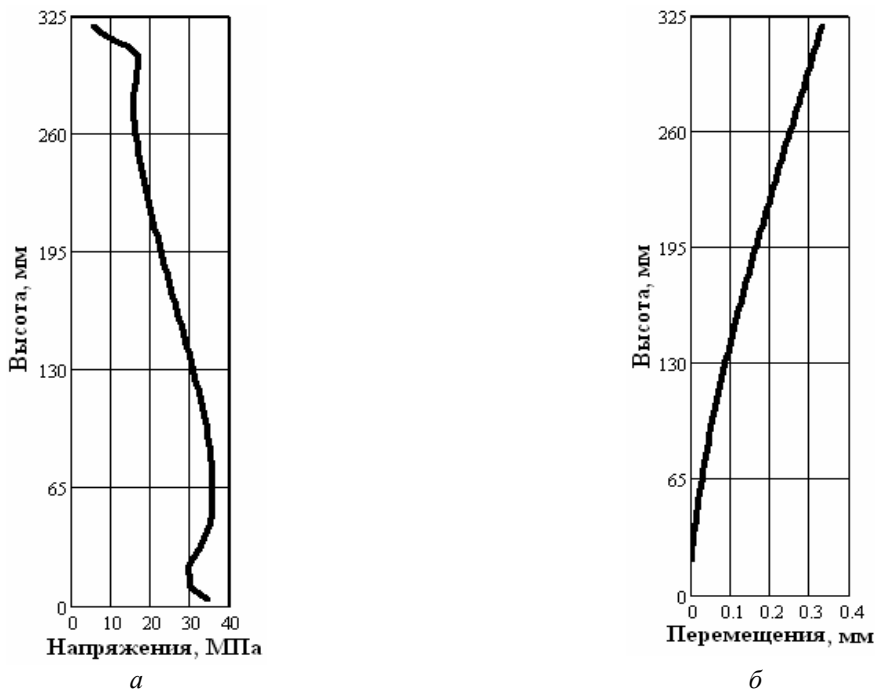


Рис. 7. Эпюры напряжений (а) и перемещений (б) стойки гидроамортизатора

С целью унификации конструкции в качестве стойки выберем элемент опоры резино-пружинного блока. Поскольку амортизатор будет крепиться к стойке сбоку через общую ось, то стойка при таком нагружении испытывает изгиб с кручением. Проверочный расчет показал (рис. 7, а), что максимальные напряжения наблюдаются в узле крепления стойки к основанию и при выбранной конструкции для  $R_2=2000 \text{ Н}$  составляют 38 МПа. Изгибно-крутильная деформация стойки не превышает 0,4 мм (рис. 7, б). Сравнивая это значение с пределом текучести  $S_T = 210 \text{ МПа}$ , видим, что запас прочности стойки  $n = \frac{S_T}{S} = 5,5$ . Это намного больше минимально допустимого значения по условию ненакопления усталостных деформаций, которое составляет 2,15. А малая величина изгибных деформаций говорит о достаточной жесткости стойки, чего вполне достаточно для надежной работы навесного гидроамортизатора в течение длительного срока эксплуатации.

Таким образом, полученные результаты показали, что в условиях действующих стволов с нарушенной геометрией, в которых систематически реализуется ударно-циклический режим взаимодействия скипов с армировкой, целесообразно применить модернизированные рычажные направляющие с дополнительным гидроамортизатором. Такой амортизатор крепится на дополнительной стойке, жестко закрепленной на основании роlikоопоры со стороны резино-пружинного блока. В качестве прототипа взят гидроамортизатор, применяющейся в автомобильной промышленности, который может быть использован после необходимой доработки в соответствии с полученными результатами в качестве навесного блока для снижения уровня ударных нагрузок на армировку.

#### Список литературы

1. Бачковский, С.В. Обоснование рациональных параметров амортизационно–демпфирующих устройств рычажных направляющих шахтных подъемных сосудов [текст]: автореф. дис... к.т.н.: 05.05.06 / С.В. Бачковский ; [ИГТМ НАН Украины] .– Д, 1991. – 18 с.
2. Ильина, С.С. Исследование жесткостных характеристик двухрычажных роlikовых направляющих шахтных подъемных сосудов [текст] / С.С. Ильина // Зб. наук. праць ІГТМ НАН Укр. – 2008. – Вип. 76.– С. 217 – 226.
3. Самуся, В.И. Влияние параметров роlikовых направляющих на контактные нагрузки в системе «сосуд - армировка» шахтных стволов с нарушенной геометрией [текст] /В.И. Самуся, С.С. Ильина // Горн. оборудование и электро-механика: науч.-аналит. и произв. журн. – 2012. – №1. – С. 8 – 13.

*Рекомендовано до друку: проф. Блохіним С.Є.*