

УДК 622.674



С. Р. ИЛЬИН,
канд. техн. наук
(ИГТМ им. Н. С. Полякова
НАН Украины)



К. А. СОЛОМЕНЦЕВ,
канд. техн. наук
(ПАО «НИИГМ
им. М. М. Федорова»)



В. И. ВАСИЛЬКЕВИЧ,
инж.
(ПАО «НИИГМ
им. М. М. Федорова»)

Влияние износа направляющих устройств на динамическую устойчивость системы подъемный сосуд – жесткая армировка

Рассматривается исследование совместного влияния износа рабочих поверхностей проводников армировки и башмаков скольжения подъемных сосудов на динамическую жесткость и устойчивость системы подъемный сосуд–армировка в сложных горно-геологических и горнотехнических условиях. Определены границы допустимого изменения глубины зева башмаков по критериям кинематического зацепления и динамической устойчивости системы.

Ключевые слова: шахтная подъемная установка, армировка ствола, шахтный подъемный сосуд; система подъемный сосуд–армировка, динамическая устойчивость.

Контактная информация: niigm@ukr.net (iljin_sr@mail.ru)

Надежность кинематической связи подъемных сосудов с армировкой при двухстороннем расположении проводников относительно сосуда зависит от совместного износа их рабочих поверхностей, взаимодействующих с ними направляющих башмаков подъемного сосуда и глубины зева. Эти параметры должны определять предельно допустимые отклонения ширины колеи проводников на стадии эксплуатации от заложенных в проекте. Однако в настоящее время предельно допустимые отклонения ширины колеи, регламентированные нормативным документом [1] и заданные для армировки на этапе строительства, не учитывают влияние текущего износа проводников, вкладышей башмаков, фактических горизонтальных и вертикальных смещений ярусов армировки, динамические нагрузки и другие факторы, активно действующие на стадии эксплуатации ствола. На этой стадии целесообразнее определение безопасных значений параметров во время обследования стволов работниками специализированных организаций с учетом произошедших с момента строительства технических изменений в конструкциях.

Анализ кинематических зазоров. Обследования систем сосуд–армировка показали, что при длительной эксплуатации стволов кинематические зазоры в парах башмак–проводник на стадии эксплуатации значительно отличаются от нормированных [2, 3]. При этом отклонения могут быть как в сторону увеличения, так и в сторону уменьшения зазоров (рис. 1–3). Причем на верхних и нижних поясах одного сосуда («Верх», «Низ» на рис. 1–3) суммарные зазоры (сумма боковых зазоров для одного проводника или сумма лобовых зазоров для противостоящих проводников на одном поясе сосуда) в ряде случаев отличаются в несколько раз. Приведем несколько примеров данных, полученных авторами во время выполнения обследований в стволах с коробчатыми проводниками и П-образными башмаками скольжения (на схемах зазоры приведены в миллиметрах, цифры вну-

три коробчатого профиля обозначают номера проводников в ярусе армировки).

Суммарные зазоры не выходят за допустимые пределы (минимум 30 мм, максимум 46 мм [3]): на рис. 1, б – боковые зазоры и на рис. 2, б – боковые зазоры по правому нижнему башмаку. Остальные башмаки на сосудах эксплуатируют с повышенными суммарными зазорами – до 70–85 мм.

На рис 3, а все лобовые зазоры в норме, а боковые достигают 75 мм. На рис. 3, б по проводнику № 7 боковые зазоры на нижнем башмаке 20 мм, что меньше допустимых 30 мм. По проводнику № 8 верхний левый башмак имеет завышенные до 85 мм боковые зазоры, по нижнему поясу пара проводников № 7 и № 8 – завышенный суммарный лобовой зазор до 50 мм.

Отметим, что занижение суммарных зазоров негативно сказывается на динамике системы сосуд–армировка в стволах, имеющих значительные отклонения проводников от вертикали, так как сосуд не может быть отцентрирован роликowymi направляющими и более активно реагирует на все искривления проводника.

Приведенные результаты показывают, что в промышленных условиях подъемные сосуды, спроектированные для взаимодействия с армировкой, геометрические и жесткостные параметры которой соответствуют проектным, из-за значительных нарушений вертикальности проводников, а также пространственных искривлений на коротких участках ствола эксплуатируются в технических условиях, существенно отличных от заданных (кинематические зазоры достигают 80–95 мм при нормативных 46 мм). Происходит это из-за того, что при значительных искривлениях проводников эксплуатация подъема с нормативными зазорами создает определенные трудности движению подъемных сосудов и опасность их расклинивания на искривленных участках стволов.

Из-за описанных причин во многих случаях динамические параметры систем сосуд–армировка также не соответствуют проектным, эксплуатация происходит с повышенным и ускоренным износом проводников и расстрелов, предохранительных и рабочих башмаков, высокими контактными динамическим нагрузками, накоплениями усталостных повреждений в элементах армировки и подъемных сосудов. В связи с этим необходимо совершенствовать нормативно-методическое обеспечение безопасной эксплуатации, специализированные ор-

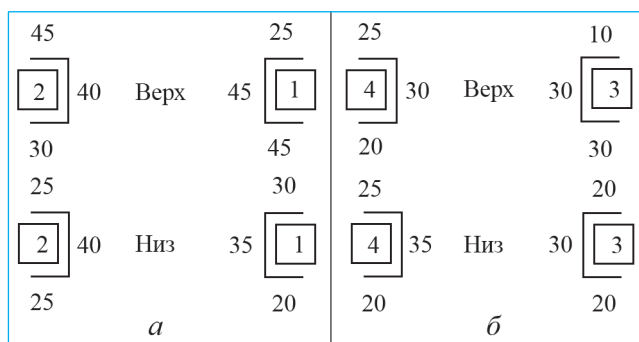


Рис. 1. Схемы зазоров в рудоподъемном стволе № 1: а и б – скипы породный и северный.

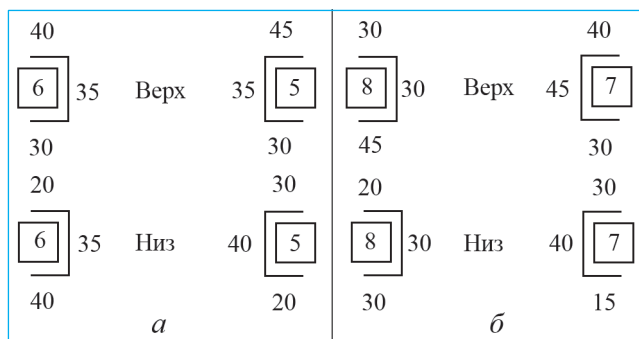


Рис. 2. Схемы зазоров в рудоподъемном стволе № 1: а – скип южный; б – контрвес скипа.

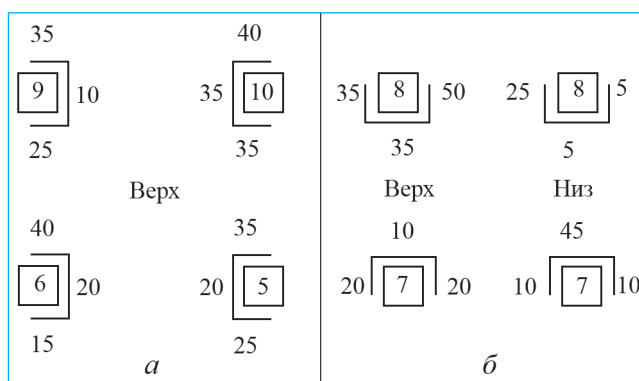


Рис. 3. Схемы зазоров в рудоподъемном стволе № 3: а и б – скипы восточный и западный.

ганизации должны осуществлять постоянный и тщательный контроль за работой шахтных подъемных комплексов.

Определение допустимой глубины зева башмака в условиях износа проводников и башмаков. Кинематическое взаимодействие подъемного сосуда с армировкой ствола при двухстороннем расположении проводников разных типов (рельсовых

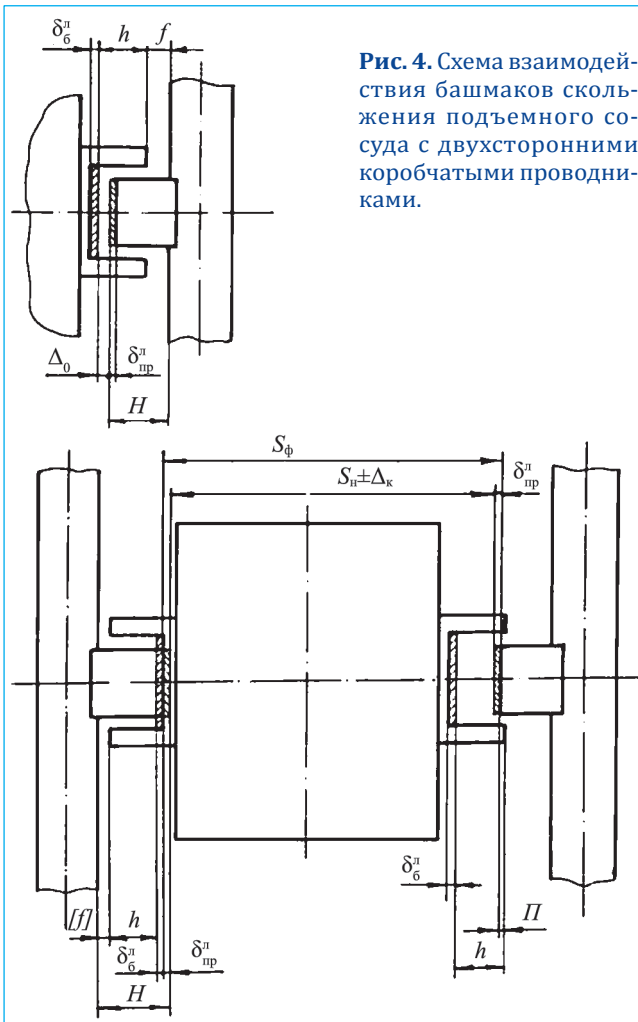


Рис. 4. Схема взаимодействия башмаков скольжения подъемного сосуда с двухсторонними коробчатыми проводниками.

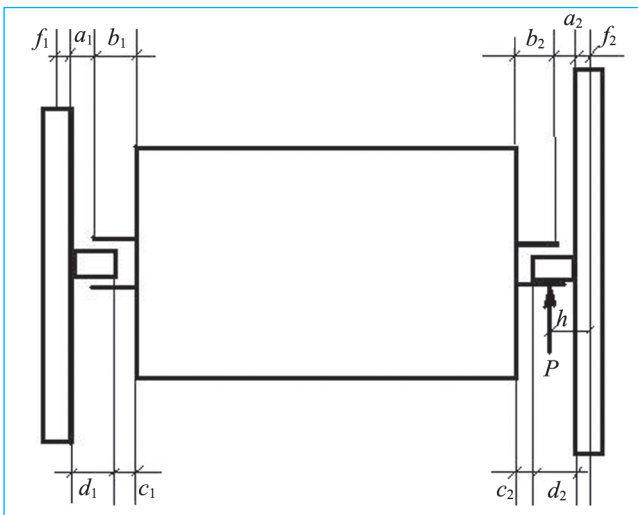


Рис. 5. Расчетная кинематическая схема системы сосуд-армирование.

или коробчатых) относительно сосудов требует одновременного обеспечения условий:

первого – гарантированного зазора между направляющими скольжения сосуда и расстрелами или элементами крепления проводника (зажимными скобами, упорами и т. п.);

второго – гарантированного перекрытия боковых поверхностей проводника контактирующими с ними поверхностями направляющих скольжения.

Невыполнение какого-либо из этих условий может привести к контакту направляющих с расстрелами или элементами крепления проводника либо к потере кинематической связи движущегося сосуда с проводниками, т. е. к выходу сосуда из проводников [4].

Первое условие определяет износы лобовых поверхностей проводников и направляющих, *второе* – износы их боковых поверхностей.

Исходя из расчетной схемы (рис. 4) для коробчатых проводников *первое* условие запишем так:

$$\delta_{\text{пр}}^l + \delta_6^l \leq H - h_3 - [f], \quad (1)$$

где $\delta_{\text{пр}}^l$ и δ_6^l – износ лобовой поверхности проводника и направляющего башмака скольжения;

H – расстояние от лобовой поверхности нового проводника до элемента крепления проводника или расстрела, определяемое из чертежей либо непосредственными измерениями в стволе;

$h_3 \geq 70$ мм – первоначальная глубина зева направляющего башмака скольжения в соответствии с требованиями Инструкции [1] для коробчатых проводников;

$[f]$ – гарантированный зазор между направляющим башмаком скольжения и элементами крепления проводника или расстрелом, равный для всех типов проводников 15 мм [2].

На рис. 4 приняты следующие обозначения:

Δ_0 – первоначальный зазор на сторону в паре башмак–проводник, который согласно ПБ равен 5 мм;

Δ_k – отклонение ширины колеи проводников от номинального значения, равное для новой армировки в соответствии с существующими требованиями ± 8 мм;

S_ϕ – фактическая ширина колеи, включающая фактическое отклонение ее от номинального значения Δ_k^ϕ и фактические на данный момент износы лобовых поверхностей обоих проводников $\delta_{\text{пр}1}^\phi$ и $\delta_{\text{пр}2}^\phi$,

$$S_\phi = S_n + (\pm \Delta_k^\phi) + (\delta_{\text{пр}1}^\phi + \delta_{\text{пр}2}^\phi),$$

где S_n – номинальное значение ширины колеи.

Второе условие запишем в виде

$$\delta_{\text{пр}1}^l + \delta_{\text{пр}2}^l \leq h_3 - \delta_6^l - 2\Delta_0 - \Delta_k - D_d - \Pi, \quad (2)$$

где $\delta_{\text{пр}1}^{\text{л}}$ и $\delta_{\text{пр}2}^{\text{л}}$ – суммарный износ лобовых поверхностей первого и второго проводников в одном сечении ствола (например, на ярусе);

D_0 – первоначальный зазор «на сторону» в паре башмак–проводник, равный согласно требованиям [2] равен 5 мм для коробчатых проводников;

$D_{\text{к}}$ – предельное отклонение ширины колеи проводников от номинального значения, равное согласно требованиям [1] для новой армировки 8 мм (в условиях эксплуатации определяется расчетом);

$D_{\text{д}}$ – максимальный прогиб проводника в лобовом направлении под действием горизонтальной динамической нагрузки в точке контакта его с башмаком, определяемый из расчета по динамике взаимодействия сосуда с армировкой (максимально допустимое значение 4,5 мм);

$\Pi = 5$ мм – гарантированное перекрытие контактирующих боковых поверхностей башмака и проводника.

Из формул (1) и (2) следует, что первоначальная глубина зева башмаков h_3 непосредственно влияет на допустимый износ лобовых поверхностей проводников. Поэтому предварительно необходимо определить для новой армировки оптимальную глубину зева направляющих башмаков, при которой допустимый износ проводников будет максимальным.

Параметры в формулах (1) и (2), кроме показателей $\delta_{\text{пр}}^{\text{л}}$ и $\delta_{\text{б}}^{\text{л}}$, для конкретной установки являются постоянными величинами. Обозначив в этих формулах $A = H - [f]$, $B = 2D_0 + D_{\text{к}} + D_{\text{д}} + \Pi$ и приняв $\delta_{\text{пр}1}^{\text{л}} = \delta_{\text{пр}2}^{\text{л}} = \delta_{\text{пр}}^{\text{л}}$, запишем

$$h_3 \leq A - (\delta_{\text{пр}}^{\text{л}} + \delta_{\text{б}}^{\text{л}}), \quad h_3 \geq B + 2\delta_{\text{пр}}^{\text{л}} + \delta_{\text{б}}^{\text{л}}. \quad (3)$$

Подставляя в формулу (3) значения $\delta_{\text{пр}}^{\text{л}}$ и $\delta_{\text{б}}^{\text{л}}$ с учетом требований Единых правил [2] к износу проводников и башмаков ($\delta_{\text{пр}}^{\text{л}} + \delta_{\text{б}}^{\text{л}} \leq 10$ мм и $\delta_{\text{б}}^{\text{л}} \leq 8$ мм), найдем предельные (граничные) значения зева башмаков скольжения, а также убедимся в выполнении условий кинематической связи формулы (3) в текущем эксплуатационном состоянии.

Так, для данной армировки ($H = 180$ мм), для которой в силу указанных нормативных требований $\delta_{\text{пр}}^{\text{л}} + \delta_{\text{б}}^{\text{л}} \leq 10$ мм, $\delta_{\text{б}}^{\text{л}} \leq 8$ мм, а также при $A = 165$ мм, $B = 27,5$ мм ($D_{\text{к}} = 8$ мм, $[f] = 15$ мм, $D_0 = 5$ мм), из формулы (3) находим, что

$$h_3 \leq 165 - (\delta_{\text{пр}}^{\text{л}} + \delta_{\text{б}}^{\text{л}}), \quad h_3 \geq 27,5 + 2\delta_{\text{пр}}^{\text{л}} + \delta_{\text{б}}^{\text{л}}. \quad (4)$$

Требование $h_3 \geq 70$ мм, указанное в ПБ, обеспечивает выполнение второго условия – невыхода сосуда из проводников. Таким образом, получаем оптимальную глубину зева башмака в пределах 70–155 мм, что удовлетворяет требованиям Единых правил [2], первому и второму условиям кинематического взаимодействия сосуда с проводниками.

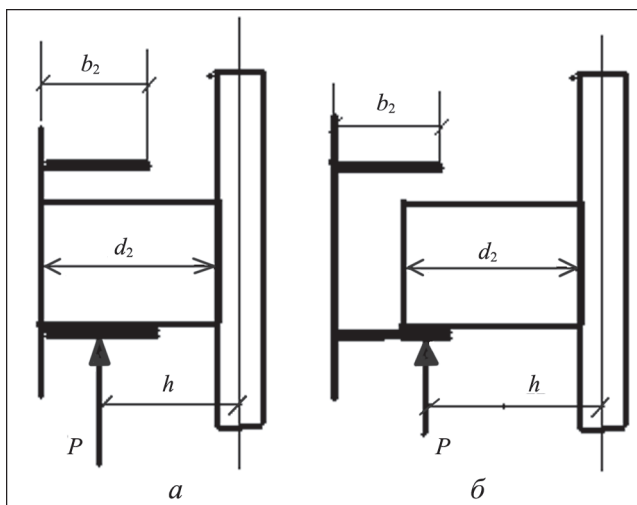


Рис. 6. Кинематические схемы взаимодействия башмаков с проводниками: а – состояние полного контакта лобовых поверхностей проводника с башмаком; б – состояние полного раскрытия лобового кинематического зазора.

На практике используют башмаки с зевом глубиной 70–110 мм, что попадает в указанный диапазон.

Анализ изменения плеча боковой силы при износе проводников и расстрелов. Исследуем изменение плеча динамического усилия, действующего на проводник со стороны предохранительного башмака в боковой плоскости (боковой силы), в зависимости от размера лобового зазора для рассматриваемого скипового отделения ствола.

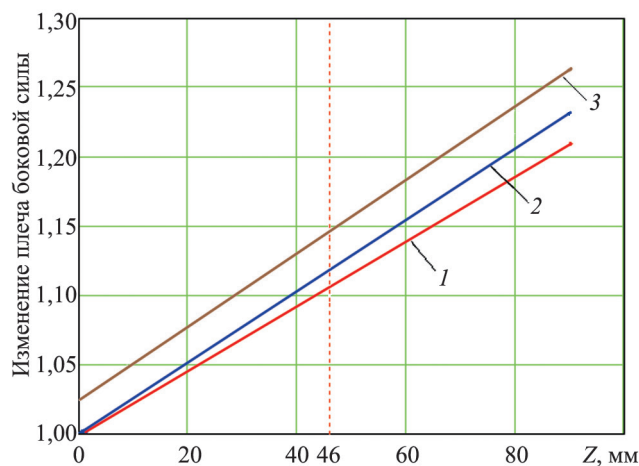


Рис. 7. Зависимости отношения максимального значения плеча боковой силы к минимальному и к нормативному: 1 – изменение плеча боковой силы для глубины зева 70 мм по отношению к минимальному значению; 2 – то же, 110 мм; 3 – отношение плеча боковой силы к нормативному значению; 46 – нормативный зазор.

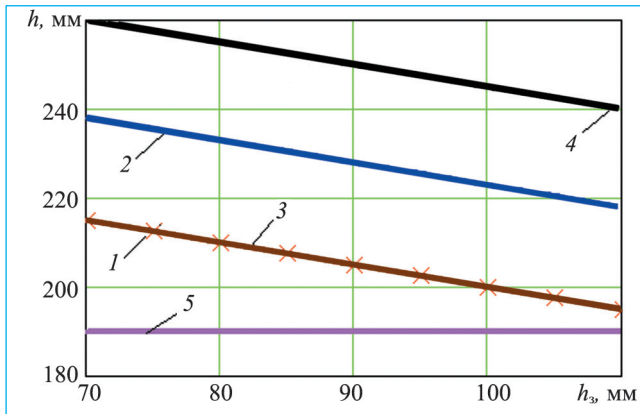


Рис. 8. Зависимости плеча боковой силы h от глубины зева h_z башмака: 1 и 2 – зазор 46 мм, плечо боковой силы минимальное и максимальное, мм; 3 и 4 – зазор 90 мм, плечо боковой силы минимальное и максимальное, мм; 5 – номинальное значение плеча боковой силы, мм.

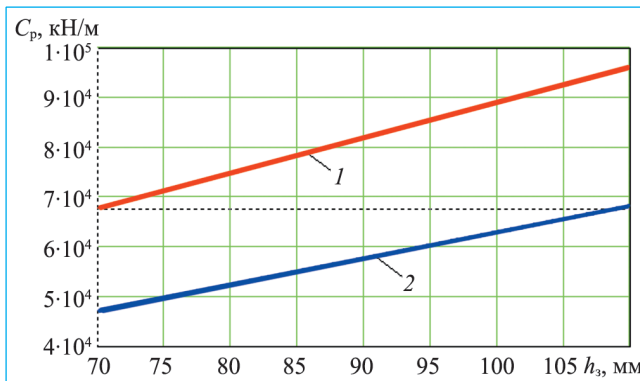


Рис. 9. Зависимости приведенной боковой жесткости расстрелов C_p от глубины зева h_z проводника: 1 и 2 – жесткость расстрела под проводниками № 1 и № 2.

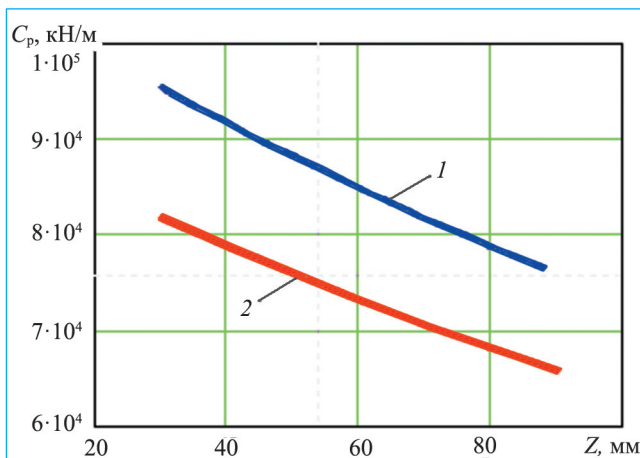


Рис. 10. Зависимости боковой приведенной жесткости расстрела C_p от лобового зазора Z при глубине зева 70 мм (1) и 110 мм (2).

Найдем зависимость плеча боковой силы от глубины зева башмака и суммарного лобового зазора. Считаем, что боковые стенки башмака равномерно прилегают к проводнику. Поэтому равнодействующая боковых сил P будет приложена к середине области захода (рис. 5).

Суммарный лобовой зазор $Z = c_1 + c_2$, глубина захода $H_2 = b_2 - c_2$. Рассмотрим два предельно возможных случая. Правый башмак, полностью исчерпав лобовой зазор, прижался к своему проводнику, в это время левый башмак отошел от своего проводника на суммарный лобовой зазор Z (рис. 6, а). Плечо боковой силы в этом положении будет минимальным:

$$h_{\min} = d_2 - (b_2/2) + \delta, \quad (5)$$

где δ – полуширина расстрела, мм.

Максимальное значение плеча боковой силы будет в случае полного отхода правого башмака от своего проводника и, соответственно, полного прижатия левого башмака к своему проводнику в лобовом направлении (рис. 6, б):

$$h_{\max} = d_2 - [(b_2/2) + (Z/2)] + \delta. \quad (6)$$

Согласно п. 388 Единых правил [2] и п. 8.1 Правил безопасности [3] глубина зева предохранительных башмаков при установке должна быть не менее 110 мм, а рабочих башмаков – не менее 70 мм. При этом плечо боковой силы при динамическом расчете считается постоянным [5]:

$$h_{\max} = \delta + (2/3) d_2. \quad (7)$$

В качестве примера рассмотрим армировку с двутавровым расстрелом 36С и проводниками сечением 180×180×12 мм. Для глубины зева башмака примем значения 70 и 110 мм.

Суммарный зазор Z должен находиться в пределах 30–46 мм [2, 3]. Как указывалось, на практике в условиях значительных нарушений вертикальности проводников и истирания вкладышей башмаков эксплуатационный суммарный зазор может достигать 70–90 мм. Рассчитаем минимальное и максимальное значения плеча боковой силы при этих исходных параметрах и построим зависимости отношения значений максимального к минимальному, а также максимального к нормативным значениям плеча боковой силы для рабочих и предохранительных башмаков (рис. 7).

Из рис. 8 следует, что при изменении лобового зазора от минимально допустимого значения 30 мм до 90 мм плечо боковой силы возрастает до 30 %. Этот параметр существенно влияет на получаемую при динамическом расчете допустимую скорость подъема. Таким образом, при росте зева башмака

от 70 мм до 110 мм (на 57 %) плечо боковой силы уменьшается на 8–10 %, т. е. чувствительность изменения плеча боковой силы от изменения глубины зева башмака в 6–7 раз меньше, чем изменение исходного параметра. Значит, при росте глубины зева должна увеличиваться расчетная приведенная боковая жесткость расстрела.

Кроме того, номинальное значение плеча боковой силы (кривая 5, рис. 8), рассчитанное по формуле (7) и не учитывающее изменение лобового зазора, имеет наименьшее из всех приведенных значений и должно давать при расчете самую большую расчетную жесткость расстрела. Так как при росте лобового зазора увеличивается плечо боковой силы (при неизменной глубине зева башмака), приведенная жесткость расстрела должна уменьшаться.

Исследование изменения приведенной боковой жесткости расстрела от глубины зева башмака. Приведенная к точке контакта башмака с проводником боковая жесткость расстрела – основной динамический параметр системы сосуд–армировка, который определяет диапазон допустимых скоростей безопасной эксплуатации подъема по критерию устойчивости.

Зависимости приведенной боковой жесткости расстрела от глубины зева проводника показаны на рис. 9. Для обоих проводников (проводник 1 – одиночный на боковом расстреле, проводник 2 – спаренный на центральном расстреле) увеличение зева башмака вызывает рост приведенной жесткости опорного расстрела. Это вызвано тем, что увеличение зева башмака способствует уменьшению плеча боковой силы (см. рис. 8).

С повышением степени износа за счет уменьшения лобового габарита проводника уменьшается плечо боковой силы, что вызывает увеличение расчетной приведенной боковой жесткости опорного расстрела (рис. 10). Однако это справедливо только для момента полного прижатия лобовой грани башмака к своему проводнику или для номинального расчетного значения по формуле (7) в модели [5].

Если зазоры находятся в нормативных пределах (30–46 мм), то изменение плеча боковой силы при отходе башмака к противоположному проводнику незначительное (при неизменном зеве башмака) и его можно считать равным номинальному. В случаях реальных лобовых зазоров, значительно превышающих нормативные, в искривленных проводниках необходимо исследовать их влияние на допустимые скорости подъема при переменном значении параметра «плечо боковой силы».

Зависимости боковой приведенной жесткости расстрела от лобового зазора для зева башмака 70 и 110 мм (см. рис. 10). С возрастанием зазора боковая жесткость расстрела уменьшается за счет увеличения плеча боковой силы.

Выводы. При динамическом расчете во время обследования на стадии длительной эксплуатации подъемного комплекса необходимо в исходных данных учитывать фактическую переменность плеча приложения боковой силы от предохранительного башмака к рабочей поверхности проводника, вызванную увеличением суммарного лобового кинематического зазора в процессе износа, искривлением осей проводников и уширением колеи.

ЛИТЕРАТУРА

1. Инструкция по производству маркшейдерских работ / Госгортехнадзор СССР. – М.: Недра, 1987. – 240 с.
2. Единые правила безопасности при разработке рудных, нерудных и россыпных месторождений подземным способом / Госгортехнадзор СССР. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1977. – 223 с.
3. Правила безпеки у вугільних шахтах: НПАОП 10.0-1.01-10. – Харків: ФОРТ, 2010. – 244 с.
4. Василькевич В. И. Определение допустимых износов проводников и предельных отклонений ширины колеи из условия кинематического взаимодействия подъемного сосуда с жесткой армировкой ствола / В. И. Василькевич // Геотехническая механика. – 2012. – Вып. 93. – С. 210–225.
5. Методика расчета жестких армировок вертикальных стволов шахт. – Донецк: НИИГМ, 1994. – 145 с.

С. Р. Ільїн, К. А. Соломенцев, В. І. Василькевич

Вплив спрацювання напрямних пристроїв на динамічну стійкість системи підйомна посудинна – жорстке армування

Розглянуто дослідження спільного впливу спрацювання робочих поверхонь провідників армування та башмаків ковзання підйомних посудин на динамічну жорсткість і стійкість системи підйомна посудина–армування у складних гірничогеологічних і гірничотехнічних умовах. Визначено межі допустимої зміни глибини зів башмаків за критеріями кінематичного зачеплення і динамічної стійкості системи.

S. Ilin, K. Solomencev, V. Vasilkevich

Effect of wear vanes on the dynamic stability of the system lift vessel – a rigid reinforcement

The joint effect of wear of the working surfaces of the conductors and reinforcement shoes slip lifting vessels on the dynamic stiffness and stability of the system-lift vessel reinforcement in difficult geological and mining conditions are shown. The limits of acceptable change in the depth of the throat boots according to the criteria of the kinematic engagement and dynamic stability of the system are given.