

ИССЛЕДОВАНИЕ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА УГЛЫ ПОВОРОТА СКИПОВ, В КОНСТРУКЦИЯХ КАНАТНО-ПРОФИЛЬНЫХ ПРОВОДНИКОВ

¹Рубель А.А.

¹Государственное предприятие «Объединённая компания «Укрвуглеструктуризация»

ДОСЛІДЖЕННЯ СИЛ, ЩО ДІЮТЬ НА КУТИ ПОВОРОТУ СКИПІВ, У КОНСТРУКЦІЯХ КАНАТНО-ПРОФІЛЬНИХ ПРОВІДНИКІВ

¹Рубель А.О.

¹Державне підприємство «Об'єднана компанія «Укрвуглеструктуризація»

RESEARCH OF FORCES ACTING ON THE SKIP TURN ANGLES IN THE STRUCTURES OF THE ROPE-PROFILE GUIDES

¹Rubel A.O.

¹State Enterprise «United company «Ukrvuglerekstrukturyzatsiya»

Аннотация. Для движения сосудов вертикальные стволы оборудуются жесткими и гибкими армировками. В армировках в качестве проводников используются различные направляющие: для жестких – коробчатые, рельсовые и деревянные проводники; для гибких – стальные канаты.

Исследованы поворотные нагрузки, возникающие в канатных и канатно-профильных проводниках (далее: - КПП - или проводник) под действием диссипативных сил на углы поворота сосудов (скипов), а именно: кручения канатов; аэродинамических сил; действие эксцентриситета загрузки сосудов в лобной и боковой плоскости. Исследованы преимущества и недостатки гибкой и жесткой армировки ствола, разработаны схемы компоновки сосудов в стволе с КПП, проведен сравнительный анализ показателей. Разработаны формулы расчета движения сосудов в КПП с учетом действия сил: натяжения; кручения; аэродинамических сил; эксцентриситета загрузки сосудов, и прочее. По исходным данным выполнены расчеты и результаты сведены в таблицу, позволяющую провести сравнение основных характеристик канатной и канатно-профильной армировки ствола. Разработка новых конструктивных решений для обеспечения движения сосудов в канатно-профильных проводниках позволит: снизить капитальные затраты при строительстве вследствие уменьшения диаметра ствола; снизить металлоемкость армирования в сравнении с жесткой армировкой стволов; снизить воздействие подвижных сосудов на элементы армирования за счет уменьшения углов поворота; увеличить надежность и срок службы армировки; снизить аэродинамическое сопротивление ствола до сопоставимого с гибкой армировкой уровня; повысить уровень надежности и безопасности эксплуатации армирования ствола за счет обеспечения безопасных мер зазоров; исключить необходимость применения отбойных канатов; увеличить срок эксплуатации проводников до уровня проводников жесткой армировки ствола.

Результатом внедрения разработанных конструкций и методов их расчета является повышение уровня безопасности и снижения издержек при добыче полезных ископаемых из глубоких горизонтов.

Ключевые слова: шахтные стволы, канатно-профильные проводники, консольные расстрелы, углы поворота сосудов.

Введение. Для движения сосудов вертикальные стволы оборудуются жесткими и гибкими армировками. В армировках в качестве проводников используются различные направляющие:

- для жестких – коробчатые, рельсовые и деревянные проводники;
- для гибких – стальные канаты.

Жесткая армировка стола состоит из вертикально расположенных поперечно проводников (рельсовых Р38, Р43 и коробчатых), закрепленных на установленных балках (расстрелах). Расстрелы устанавливаются по глубине ствола с различным шагом в зависимости от типа проводников.

Значительное влияние на конструкцию армировки оказывают горизонтальные нагрузки, возникающие в системе «сосуд-армировка» под влиянием различных факторов:

- загрузки сосудов с эксцентриситетом;
 - искривления проводников;
 - переменной жёсткости проводника на расстреле и между расстрелами, и пр.,
- в результате чего интенсивно выходят из строя элементы армировки.

Впервые попытка измерения горизонтальных нагрузок, действующих на жесткую армировку, была проведена фирмой GHH в Германии в 1939 году [1] путем установки на клеть самопишущего прибора. Но по полученным виброграммам можно было определить только состояние проводников.

Развитие работ в ФРГ привело к появлению в 1957 году новых постановлений горной инспекции [2]. Дальнейшие исследования на шахте «Тремония» [3–5] были направлены не на изучение динамики в системе «сосуд-армировка».

В ЮАР проводились исследования по определению горизонтальных нагрузок, действующие на проводники и расстрелы. Достоинством исследований [6, 7] явилось измерение фактической жесткости проводников и обнаружение периодической жесткости проводников, что при определенном сочетании приводило к возникновению резонансных колебаний с частотой встречи сосудом расстрелов, наиболее вероятным при расстоянии между направляющими 1,5–2,5 шагов армировки.

Оценкой структурной целостности армировки стволов и влияния на них горизонтальных нагрузок на схожих принципах занимались также исследователи и в других странах (Австралии, Польше) [8, 9].

В 1980 году при финансировании Комиссии европейских сообществ (Luxembourg - October) [10] была исследована гибкая армировка стволов Англии, ФРГ, ГДР, Чехии. Определены основные методики их расчета и предохранительные зазоры безопасности.

В 1982 году на основе исследований советских ученых в СССР вышли методики расчета гибкой армировки ствола - «Нормы безопасности на проектирование и эксплуатацию канатных проводников многоканатных подъемных установок» и «Нормы безопасности на проектирование и эксплуатацию канатных проводников одноканатных подъемных установок» [11], предназначенные для расчета и выбора основных параметров гибкой армировки.

В 1985 году на основе исследований советскими учеными динамики взаимодействия подъемного сосуда с неравномерно упругими проводниками выходит методика расчета армировок вертикальных стволов шахт [12], позволяющая наиболее полно определить параметры системы «сосуд-армировка».

В исследованиях [13] изучались технологии армирования вертикальных стволов шахт на участках деформирующегося породного массива.

В 2000 году проводились исследования [14] проводников с переменной жесткостью по глубине ствола, построенной по различным схемам расположения усиливающих элементов в армировке ствола.

В 2015 году исследовались факторы, вызывающие неустойчивость динамических процессов в системе сосуд–армировка, под влиянием:

- искривления проводников;
- горизонтальных смещений центра масс груза в сосуде;
- влияния вертикальных колебаний в головных канатах на горизонтальные смещения сосудов [15].

Функционирование транспортных систем шахты во многом зависит от бесперебойной и эффективной работы армировки вертикальных стволов, поэтому решение рассматриваемых вопросов в исследованиях [1–15] является актуальной задачей.

Анализ литературных источников и постановка проблемы. В работах [16, 17] исследовались влияние аэродинамических сил на движение сосудов в гибких проводниках в месте встречи сосудов в середине ствола. Определялись смещение сосудов в стволе с помощью моделирования процессов в программе ANSYS FLUENT 14.5. Однако вопросы компенсации выявленных горизонтальных нагрузок в месте встрече сосудов не были решены.

В работе [18] исследовались боковые колебания при движении сосудов в длинных тонких канатах, разрабатывалась математическая модель, содержащая нелинейные, стационарные дифференциальные уравнения. Снижение колебаний реализовывалось осевым движением, приводящим к снижению нелинейного отклика с прохождением через резонансы. В математической модели рассматривались наиболее общие случаи движения сосудов.

В работе [19] исследовалась поперечная нелинейная вибрация гибкого подъемного каната с изменяющейся во времени длиной. Основные уравнения гибкого подъемного каната разработаны на основе принципа Гамильтона. Проведенными экспериментами была оценена теоретическая модель и обнаружено, что экспериментальные данные хорошо согласуются с теоретическим прогнозом, который подтверждает математическую модель гибкой подъемной системы. Результаты моделирования и экспериментов показывают, что гибкая подъемная система рассеивает энергию при движении вниз (и таким образом стабилизируется), и получает энергию при движении вверх (и, таким образом, не стабилизируется). Кроме того, анализируется прохождение резонанса в подъемной системе с периодическим внешним возбуждением. Из-за изменяющейся во времени длины подъемного каната собственные частоты системы изменяются медленно, и может возникать переходный резонанс, когда одна из частот совпадает с частотой внешнего возбуждения.

В работе подкачка энергии через подъемный канат в систему «сосуд-гибкая армировка» осуществлялась для одноканатных подъемов без учета многоканатных и влияния подвесных уравновешивающих канатов.

В работе [20] представлено теоретическое исследование боковых и

крутильных колебаний подъемной клетки в канатной подъемной системе, вызванных эксцентричной нагрузкой и гибкостью направляющего троса. Метод предполагаемых режимов (АММ) применяется для дискретизации подъемного троса и двух направляющих тросов, затем уравнения Лагранжа первого рода используются для получения уравнений движения, в то время как геометрические зависимости между тальманом и проводниками учитывают множитель Лагранжа. С учетом того, что все геометрические условия согласования являются приблизительно линейными, дифференциальные алгебраические уравнения (DAE) преобразуются в обычные дифференциальные уравнения (ODE). Рассчитаны динамические характеристики подъемной клетки, и получены боковые смещения проводникового каната и ограничивающие силы. Предварительная нагрузка играет важную роль в воздействии на вибрацию каркаса, поэтому анализируется влияние общей предварительной нагрузки и разности натяжения. Численные результаты показывают, что увеличение общей предварительной нагрузки может уменьшить вибрационные смещения, в то время как разность натяжения мало влияет на вибрацию, но, очевидно, может изменить силы ограничения. Кроме того, вибрационные смещения прямо пропорциональны эксцентрической нагрузке, но менее чувствительны к грузоподъемной массе.

В работе [21] исследован боковой отклик канатной подъемной системы типа проходческих подъемов. В работе уравнения движения установлены по принципу Гамильтона, получены граничные условия расчета собственных частот с измененной скоростью распространения волн. Тогда управляющее уравнение преобразуется в набор обыкновенных дифференциальных уравнений методом Галеркина, и скорость изменения энергии выводится из контрольного объема точка зрения. Проанализированы частоты системы, отклик каждого порядка и энергетические характеристики. Результаты показывают, что частоты системы сначала уменьшаются, а затем увеличиваются с увеличением длины и демонстрируют, что измененная скорость распространения волны разумна при сравнении трех подходов. Представленный метод оказывается эффективным для получения ответа на каждый заказ. По второму методу Ляпунова, скорость изменения энергии указывает на то, что канатная подъемная система испытывает стабильность и нестабильность во время нисходящих и восходящих движений соответственно.

В работе [22] разработана комплексная модель для анализа динамического поведения многокабельного двухбарабанного намоточного подъемника с гибкими направляющими с использованием принципа Гамильтона. Каждый трос, который состоит из наклонного участка и вертикального участка различной длины, моделируется в виде аксиально движущейся струны с сопряженными поперечно-продольными нелинейными колебаниями. Связь между различными кабелями описывается динамическими и кинематическими уравнениями транспортировки. Изменяющийся во времени равный момент инерции барабанов получается с учетом изменяющейся массы кабелей, намотанных на барабаны. Модель гибких направляющих, которая всегда

аппроксимировалась как пружинно-демпфирующая система, смоделирована как натянутая нить с фиксированными концами. Динамические характеристики гибких направляющих учитываются при взаимодействии между транспортным средством и гибкими направляющими посредством расчета поперечного смещения угла транспортирования и сил реакции от гибких направляющих. Динамическое поведение многокабельного двухмоторного подъемного барабана с коэффициентами дисбаланса, эксцентриситетом транспортировки и несоответствием радиуса барабана анализируется путем моделирования. Некоторые принципы проектирования предлагаются для ограничения несоответствия динамического натяжения между кабелями.

В работе [23] рассматриваются динамические характеристики параллельной (многоканатной) подъемной системы с изменяющейся во времени длиной каната и жестким наведением при отклонении привода. Разработаны дифференциальные алгебраические уравнения (DAE) с использованием уравнений Лагранжа первого рода.

Рассматривается случаи провисания подъемных канатов, при этом динамические уравнения, которые (DAE), преобразуются в обычные дифференциальные уравнения (ОДУ). Динамические реакции растяжения, кручения и ускорения анализируются с учетом ошибки радиуса барабанов, что указывает на то, что отклонение привода между канатами может оказать большое влияние на разницу натяжения и даже заставить один из подъемных канатов провиснуть. Необходимо учитывать снижение натяжения канатов для проектирования и изготовления барабана для сверхглубокого многоканатного подъема. В то же время в исследовании слабо учтена работа уравновешивающих устройств подъемных канатов.

В работе [24] исследуются вибрация подъемного каната и передача ее на движущийся сосуд, создание модели поперечной вибрации сосуда.

На основе выполненного анализа исследований горизонтальных усилий, возникающих в гибкой армировке ствола, разработаны методы снижения негативного воздействия горизонтальных усилий на армировку.

Новым методом, ранее не применявшимся в горной промышленности для снижения недостатков существующих армировок, является разработка канатно-профильных проводников (далее КПП) и применение его вместо гибких проводников в армировке ствола. Они позволили существенно снизить углы поворота сосудов в месте их встречи при движении по глубине ствола по сравнению с гибкой армировкой.

В работе [25] были проведены исследования горизонтальных нагрузок, действующих в системе «сосуд-армировка», определена (по программе ANSYS 12) изгибная жесткость проводника, и разработаны конструкции, позволяющие снизить действие горизонтальных нагрузок, по которым получен патент на изобретение [26].

Для армировок с КПП определены наиболее рациональные конструкции яруса [27], разработаны конструкции консольных расстрелов [28], позволяющих исключить применение отбойных канатов и снизить влияние

кручения сосудов под действием аэродинамических сил [29]. Однако для разработанных конструкций необходимо выполнить расчетные сравнения с существующими решениями для случая движения четырех скипов по глубине ствола, и определить практическую значимость результатов.

На основе анализа исследований [1–29] целесообразным является проведение исследования, посвященного методам расчета канатно-профильных систем с учетом всех действующих нормативных требований в горнодобывающей отрасли.

Цель и задачи исследований. Целью работы является исследование сил, действующих на углы поворота сосудов, движущихся в конструкциях КПП, и методов их расчета.

Для достижения цели были поставлены следующие задачи:

- определить общие моменты кручения скипов в системе «сосуд-КПП»;
- применить в расчетах системы «сосуд-КПП» коэффициенты динамичности и безопасности [11] нормативные зазоры [29];
- выполнить для одних и тех же исходных данных расчет для гибкой армировки и для системы «сосуд-КПП»;
- выполнить сравнение и определить достоинства и недостатки двух систем.

Материалы и методы исследования. Исследуем моменты кручения скипов, движущихся в КПП, под действием горизонтальных сил, возникающих в системе «сосуд-КПП» при влиянии различных факторов:

- кручения подъемных канатов;
- влияния исходящей струи воздуха со скоростью $V_{исх} = 16 \text{ м/с}$ для скипового подъема;
- действия сил Кориолиса;
- возникающих аэродинамических сил в месте встречи сосудов;
- загрузки скипов с эксцентриситетом.

Для многоканатной подъемной установки для груженого скипа:

$$M_{\text{кр.груз.скипа}} = c k_c d Q_1 + A_1 + P_{\text{общ}}^{\text{экс}} + K + A_3, \text{ н} \cdot \text{ м}. \quad (1)$$

Для многоканатной подъемной установки для порожнего скипа:

$$M_{\text{кр.пор.скипа}} = c k_c d Q_2 + A_2 + K + A_3, \text{ н} \cdot \text{ м}, \quad (2)$$

где $c = 0,31$ – коэффициент результирующего момента, указывающий, какая часть крутящего момента передается сосуду (скипу) из-за неравномерного распределения нагрузки между головными канатами [11]; $k_c = 0,092$ – коэффициент упругой связи [11]; d , м – диаметр головных канатов; Q_1 , н – осевое растягивающее усилие, приходящееся на один головной канат от груженого скипа; Q_2 , н – осевое растягивающее усилие, приходящееся на один головной канат от порожнего скипа;

$$Q_1 = \frac{Q_{ск.у.} + Q_{з.у.} + 0,5Q_{у.у.}}{n_{з.у.}}, Н, \quad (3)$$

$$Q_2 = \frac{Q_{ск.у.} + 0,5Q_{у.у.}}{n_{з.у.}}, Н, \quad (4)$$

где $Q_{ск.у.} = m_c \cdot 0,102$, Н – собственный вес скипа; $Q_{з.у.} = (m_{с.зр} - m_c) \cdot 0,102$, Н – вес груза в скипе; $Q_{у.у.} = p_{у.у.} \cdot L_c \cdot n_{у.у.}$, Н – вес канатов; $p_{у.у.}$, Н/м – вес 1 пог. м. уравнивающего каната; L_c , м – длина канатов; $n_{з.у.} = 4$ – количество головных канатов; $n_{у.у.} = 3$ – количество уравнивающих канатов; $A_1 = 150$ Нм – закручивающий момент, возникающий при подъеме скипа со скоростью $V = 16$ м/с из-за обтекания воздухом пологой загрузки скипа [30]; $A_2 = 315$ Нм – закручивающий момент, возникающий при подъеме скипа со скоростью $V = 16$ м/с, и максимально допустимой скоростью исходящей струи $V = 12$ м/с, т.е. с общей скоростью $V = 16 + 12 = 28$ м/с при обтекания потоком пологой загрузки скипа [30]; $K = 50$ Нм – момент возникающих от действия силы Кориолиса на движущиеся скипы со скоростью $V = 16$ м/с в стволах, находящихся по азимуту [13-14]; $A_3 = 500$ Нм – момент, возникающий от силы аэродинамического удара при встрече движущихся скипов в середине ствола с суммарной скоростью $V = 16 + 16 = 32$ м/с [16, 17].

Момент сопротивления угловому повороту сосуда вокруг своей оси в системе «сосуд – КПП» с коробчатым ограждающим профилем и определим по формуле:

$$M_{сопр} = W_{КПП} \sin \phi, \quad (5)$$

где ϕ – угол поворота сосудов; $W_{КПП} = W_{огр.проф.} + M_{сопр.к}$ – момент сопротивления КПП (состоящего из: ограждающего профиля, стягивающих скоб и канатов).

Момент сопротивления канатов КПП для схемы яруса равен:

$$M_{сопр.к} = 2K_{n.min.c} (S_1^2 + S_2^2), Н / м, [11] \quad (6)$$

где

$$K_{n.min.c} = \frac{Q_{нат.с.} \cdot a_c \cdot \ln(1 + a_c)}{L_c \cdot \ln \frac{1 + a_c}{1 + a_c \xi_1}} n_k, Н \cdot м – коэффициент сопротивления натяну-$$

того каната горизонтальному усилию; $Q_{нат.с.} = \frac{Q_{разр.}}{n} - Q_{кан.с.}$, Н – вес натяжных грузов или усилие на натяжных многоручевых шкивах в копре; $Q_{разр.}$ Н – суммарное разрывное усилие всех проволок в канате; $n_{проч} = 6$ – допустимый расчетный запас прочности ПБ [29]; $Q_{кан.с.} = L_c p_n$, Н – вес каната КПП.

Расчетный запас прочности канатов КПП определяет, насколько натяжение

превышает или недостает допустимому запасу прочности согласно ПБ [29] ($n_{проч} = 6$):

$$n_{ф.с.} = \frac{Q_{разр.}}{Q_{нат. \min .c} + Q_{кан.с.}}, \quad (7)$$

$$Q_{нат. \min .c} = A(L_0 - L_c) \ln \frac{L_0}{L_0 - L_c}, \text{ Н}, \quad (8)$$

$A=125 \text{ Н/м}$ – минимальный коэффициент сопротивления канатного проводника поперечному отклоняющему усилию; $L_0 = \frac{\sigma_g}{n\gamma}, \text{ м}$ – предельная длина каната в КПП; $\sigma_g = 1372 \cdot 10^6 \text{ Па}$ – расчетное временное сопротивление разрыву каната; $\gamma = \frac{\rho_n}{S_n}, \text{ Н/м}^3$ – объемный вес каната; $\rho_n, \text{ Н/м}$ – вес 1 м.п. каната КПП; $S_n, \text{ м}^2$ – расчетная площадь сечения всех проволок каната КПП; $L_c, \text{ м}$ – длина каната КПП; $S_1 = \sqrt{a_1^2 + b_1^2}; \text{ м}$ – расстояние от одного КПП до центра сосуда; $S_2 = \sqrt{a_2^2 + b_2^2}; \text{ м}$ – расстояние от одного КПП до центра сосуда; $a_1, \text{ м}$ – расстояние от КПП до горизонтальной оси; $a_2; \text{ м}$ – расстояние от КПП до горизонтальной оси; $b_1; \text{ м}$ – расстояние от КПП до вертикальной оси; $b_2; \text{ м}$ – расстояние от КПП до вертикальной оси.

Определим момент сопротивления кручению КПП (ограждающего профиля, стяжных скоб, задней стенки) в середине пролета ($h=60 \text{ м}$) между двумя ограничивающими консольно-демпферными расстрелами. Согласно табличным данным, момент сопротивления прямоугольника, относительно оси поворота Z, т.е. вокруг вертикальной оси равен:

$$W_z = \frac{bh^2}{6} k_1 + W_z^{швел} + W_z^{планк}, \text{ м}, \quad (9)$$

$k_1 = 0.9$ – коэффициент снижения на болтовые и сварные соединения и отверстия под канаты внутри КПП;

Исходя из [31], расчет составных элементов швеллеров, уголков, пластин и т.д. следует выполнять как сплошностенчатые при условии, что наибольшие расстояния не превышают для растянутых $80I$.

В рассматриваемом КПП стяжные скобы располагаются с шагом 3000 мм т.е. $80I = 80 \frac{bh^3}{12} = 0.289h = 0.289 \cdot 200 \cdot 80 = 4624 \text{ мм}$.

Как видно из расчета, при расположении массивных стягивающих скоб (сваренных с помощью сварки в КПП) с шагом 3000 мм и с учетом коэффициентов можно принимать их для расчета нагрузок на кручение как сплошностенные по длине.

Соблюдая условие, что момент кручения от приложенных сил равен моменту сопротивления $M_{круч}^{кпн} = M_{сопр}$, из формулы $M_{кр}^{кпн} = W_{КПП} \sin \varphi$ (5) найдем:

$$\sin \varphi = \frac{M_{кр}^{кпн}}{W_{КПП}}. \quad (10)$$

Откуда номинальный угол поворота скипа будет равен:

$$\varphi = \arcsin \frac{M_{кр}^{кпн}}{W_{КПП}}, \text{ , град.} \quad (11)$$

В процессе эксплуатации иногда возникают аварийные и экстремальные режимы работы, такие как:

- обрыв одного из головных канатов;
- сверхнормативное растягивание канатов при навеске;
- падении крупногабаритных предметов и оборудования в ствол (вагонетки, крепь и т.д.).

Поэтому критические моменты поворота КПП значительно усиливаются, и с учетом [11] для расчета углов поворота сосуда применимы коэффициенты: $k_{\delta}=5$ – коэффициент безопасности; $k_{\delta}=1.5$ – коэффициент динамичности.

Т.е. с учетом всех коэффициентов формулы для расчета углов поворота для груженого и порожнего скипа примут вид:

- для груженого сосуда (скипа) [11]:

$$\varphi_{гр} = \arcsin \frac{M_{кр}}{W_{КПП}} \cdot K_{\delta} \cdot K_{\delta}, \quad (12)$$

- для порожнего сосуда (скипа) [11]:

$$\varphi_{пор} = \arcsin \frac{M_{кр}}{W_{КПП}} \cdot K_{\delta}, \quad (13)$$

Рассмотрим силы, воздействующие на проводники в результате загрузки подъемного сосуда с эксцентриситетом.

Эксцентриситет центра масс подъемных сосудов – это несимметричность, зависящая от:

- конструкции сосуда;
- расположения направляющих устройств, в этом случае, он является величиной постоянной.

При несимметричной загрузке сосуда и влияния различных факторов, таких как износ проводников, износ вкладышей направляющих лап и прочих, эксцентриситет является переменной вероятностной величиной, зависит от различных факторов, и может достигать для скипов по данным ВНИИОМШСа

до $0,1 - 0,5 Q_{груза}$, где $Q_{груза}$ – суммарный вес груза.

При смещении груза в произвольном направлении в горизонтальной плоскости, через четыре направляющих устройства создаются боковые и лобовые усилия на проводники, определяемые по формуле:

$$P_{бок}^{экс} = \frac{mg(\sqrt{1 + (\frac{0,15a_c}{s})^2} - 1)}{2\sqrt{1 + k^2}} \sin(\arctg \frac{a_c}{b_c}), [32], \quad (14)$$

где a_c , и b_c – размеры скипов в плане соответственно вдоль осей x и y ; a лобовые соответственно по формуле:

$$P_{лоб}^{экс} = \frac{0,075mgb_c}{h} \cos(\arctg \frac{a_c}{b_c}), [32]. \quad (15)$$

В результате их общая сила будет равна:

$$P_{общ}^{экс} = \sqrt{(P_{лоб}^{экс})^2 + (P_{бок}^{экс})^2} / 2, \quad (16)$$

где a_c , и b_c – размеры скипов в плане соответственно вдоль осей x и y ; h_n – расстояние между направляющими устройствами сосуда; s – ширина колеи, м.

2 – обозначает работу в лобовые и боковые направления четырех направляющих лап.

Для рассматриваемого поворота четырех скипов типа 1СНМ 35-235-1,1 (СМУ 35.00.000) в сечении ствола диаметром $\varnothing 7000$ мм (рис. 1) коэффициенты равны: $a_c = 1,9$ м, и $b_c = 2,35$ м, $h = 12$ м, $s = 2$ м, $k = \frac{h}{s} = \frac{12}{2} = 6$ м.

Лобовые и боковые силы при шаге армировки $H = 60$ м в середине пролета КПП при произвольном эксцентриситете в лобовом и боковом направлениях определяются как

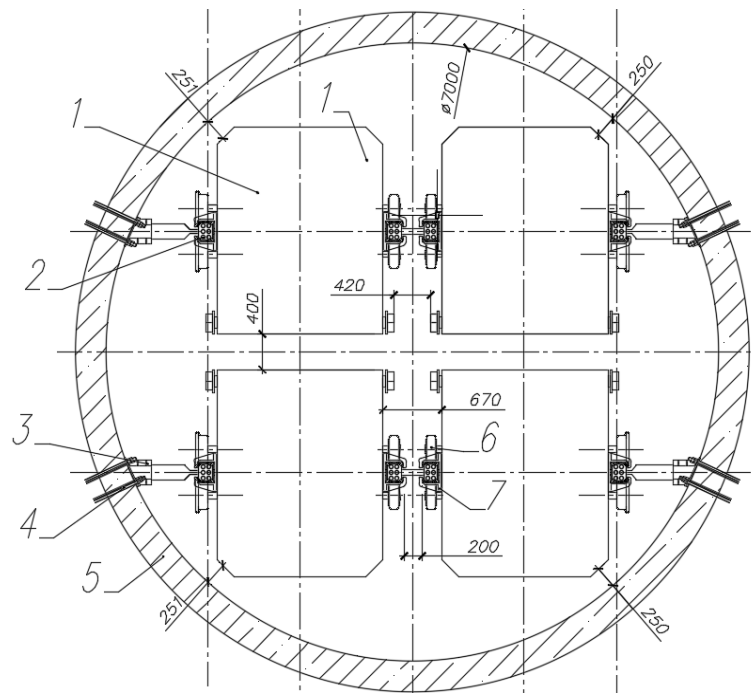
$$M_{кр}^{экс} = P_{общ}^{экс} \cdot b_c / 2. \quad (17)$$

Движение сосуда под действием аэродинамических сил, для скипов с поверхностью более 10 м^2 определяется по формуле [13]:

$$\Delta_n = 50 + 2,5(V_{max} + V_{дв.см.}), \quad (18)$$

где $V_{max} = 16$ м/с – максимальная скорость движения сосуда; $V_{дв.см.} = 12$ м/с – скорость движения струи по стволу; $\Delta_z = 50$ мм – предохранительный зазор между сосудами;

Схема расположения четырех скипов типа СНМ 35-235-1,1 (СМУ 35.00.000) представлена на рис. 1.



1 – подъемный сосуд (скип СНМ 35-235-1,1); 2 – КПП; 3 – консольный расстрел; 4 – анкера;
5 – крепь ствола; 6 – роликовые направляющие; 7 – предохранительная лапа

Рисунок 1 - Сечение ствола с четырьмя угольными скипами и КПП

По приведенным выше формулам для двух смежных подъемных установок (состоящих из двух скипов типа СНМ 35-235-1,1) расчет армировки с КПП в соответствии с нормативными документами [23] можно провести расчеты и выбрать основные параметры:

- натяжения канатов;
- определение зазоров;
- определение диаметра ствола;
- определение зазоров безопасности;
- компоновки сосудов в стволе и прочее.

Для гибкой армировки (4 канатных проводника на сосуд) выполним расчеты по методике [13], исходные данные и результаты расчетов сведем в табл. 1.

Отклонение стенок крепи ствола по радиусу для движения сосудов в КПП принимаем $\Delta_{c.c} = 20$ мм; так как проводник по длине ограничен консольными расстрелами, то отклонение происходит только на величину зазоров в направляющих предохранительных лапах.

Как видно из результатов расчета (табл. 1), внедрение КПП для одних и тех же параметров подъема и схем армировки масса грузов в зумпфе сокращается в 2,5 раза, при этом вес грузов может располагаться по горизонтали, а не по вертикали, как для гибкой армировки, что позволяет снизить длину зумпфовой части ствола.

Таблица 1 – Исходные данные и результаты расчет поворота сосудов (скипов) в КПП и гибкой армировки

Обозначение	Наименование	Ед. изм.	Гибкая армировка (4 каната по ф52)	2 КПП (6 канатов ф42)
ГОСТ	Тип используемого каната в качестве проводников	-	7669-80	7669-80
	Сечение ограждающего профиля проводника	мм	–	200x180x6
\emptyset	Диаметр канатов проводника	мм	52,00	42,00
	Тип канатов	–	52,0-Г-1-Н-1372	42,0-Г-1-Н-1372
	Количество проводников канатов в стволе на 4 сосуда	шт	16,00	48,00
	Количество отбойных канатов в стволе на 4 сосуда	шт	4,00	–
A	Минимальный коэффициент сопротивления одного каната поперечному отклоняющему усилию	Н/м	125,00	125,00
L_0	Предельная длина каната	м	2 566,20	1 781,07
h_c	Высота подвеса канатных проводников в копре	м	60	–
L_c	Длина отвеса канатного проводника	м	1 300,00	1 300,00
G_B	Расчетное временное сопротивление разрыву проволок одного каната	МПа	1 372,00	989,50
$n_{проч}$	Запас прочности канатов		6,00	6,00
$\gamma = \frac{P}{S}$	Объемный вес каната определяется из выражения	$H / м^3$	89 107,01	92 593,91
P	Вес одного метра смазанного каната	Н/м	116,2	78,14
S	Площадь поперечного сечения всех проволок одного каната	$м^2 \cdot 10^{-6}$	1304,05	843,90
n	Расчетный запас прочности принятого каната	-	6,79	6,41
$Q_{разр}$	Суммарное разрывное усилие всех проволок в канате	Н	1 785 000,00	1 155 000,00
$Q_{кан.с}$	Вес смазанного одного каната	Н	151 060,00	101 582,00
$Q_{нат.с}$	Величина дополнительного натяжения одного каната с учетом нормативн. запаса прочности $n=6$	Н	146 440,00	90 996,00
$Q_{гр.с}$	Масса натяжного груза для одного каната	кг	14 936,88	9 281,59
$Q_{огр.пр}$	Масса ограждающего короба одного КПП	кг	–	39 429,00
$Q_{гр.КПП}$	Масса натяжного груза КПП (6 канатов по ф42)	кг	–	16 260,55
-	Количество натяжных грузов в зумпф всей армировки	шт.	22,00	8,00

Обозначение	Наименование	Ед. изм.	Гибкая армировка (4 каната по ф52)	2 КПП (6 канатов ф42)
-	Общая масса натяжных грузов в зумпфе всего ствола	кг	328 611,36	130 084,42
-	Тип подъемного сосуда		СНМ 35-235-1,1	СНМ 35- 235-1,1
$m_{с.гр}$	Масса груженого сосуда	кг	62 000	62 000
m_c	Масса порожнего сосуда	кг	27 400	27 400
a_c	Размер сосуда по ширине в горизонтальном сечении	м	1,9	1,9
b_c	Размер сосуда по длине в горизонтальном сечении	м	2,35	2,35
h_n	Расстояние между направляющими лапами	м	14,34	14,34
S	Ширина колеи	м	2	2
A_1	Момент от сил аэродинамического влияния на груженный сосуд из-за обтекания загрузки потоком	Н м	180	180
A_2	Момент от сил аэродинамического влияния на порожний сосуд из-за обтекания загрузки потоком	Н м	–	315
A_3	Момент от силы аэродинамического удара при встрече движущихся скипов	Н м	–	500
K	Момент от силы Кориолиса	Н м	–	50
$P_{\text{лоб}}^{\text{экс}}$	Сила от эксцентриситета в лобовом направлении	Н	–	$6946,7/2=$ 3473,35
$P_{\text{бок}}^{\text{экс}}$	Сила от эксцентриситета в боковом направлении	Н	–	$803,3/2=$ 401,65
$P_{\text{общ}}^{\text{экс}}$	Суммарная сила от эксцентриситета сосуда при смещении центра масс сосуда в произвольном направлении при действии лобовой и боковой силы на проводники	Н	–	3496
$M_{\text{общ}}^{\text{экс}}$	Момент кручения сосуда от результирующей силы эксцентриситета груза	Н м	–	4108
$M_{\text{кр.груз. скипа}}$	Момент кручения груженого скипа	Н м	252,08	5380,49
$M_{\text{кр.порож скипа}}$	Момент кручения порожнего скипа	Н м	154,54	1174,54
$\varphi_{гр}$	Угол поворота груженого сосуда под действием сил	град.	2,74	0,239
$\varphi_{пор}$	Угол поворота порожнего сосуда под действием сил	град.	1,7	0,27

Обозначение	Наименование	Ед. изм.	Гибкая армировка (4 каната по ф52)	2 КПП (6 канатов ф42)
K_D	Коэффициент динамичности	-	5	5
K_B	Коэффициент безопасности	-	1,5	1,5
$\varphi_{гр}$	Итого угол поворота груженого сосуда с учетом Кб и Кд	град	20,55	2,06
$\varphi_{пор}$	Итого угол поворота порожнего сосуда с учетом Кб	град	2,55	0,09
Δ_n	Величина поступательного движения сосуда	мм	120	120
Δ_3	Предохранительный зазор между сосудами	мм	50	50
$\Delta_{с.с}$	Отклонение стенок крепи ствола по радиусу по центру	мм	80	20
$\Delta_{общ.см.сос}$	Общий зазор между движущимися сосудами смежных подъемов		мм	330
σ_c	Предохранительный зазор для канатных проводников	мм	350	-

По результатам расчетов (табл. 1) разработаем компоновку сосудов в стволе, с учетом всех действующих в системе «сосуд-КПП» диссипативных сил (рис. 2), которая вписывается в ствол диаметром ф7000 мм.

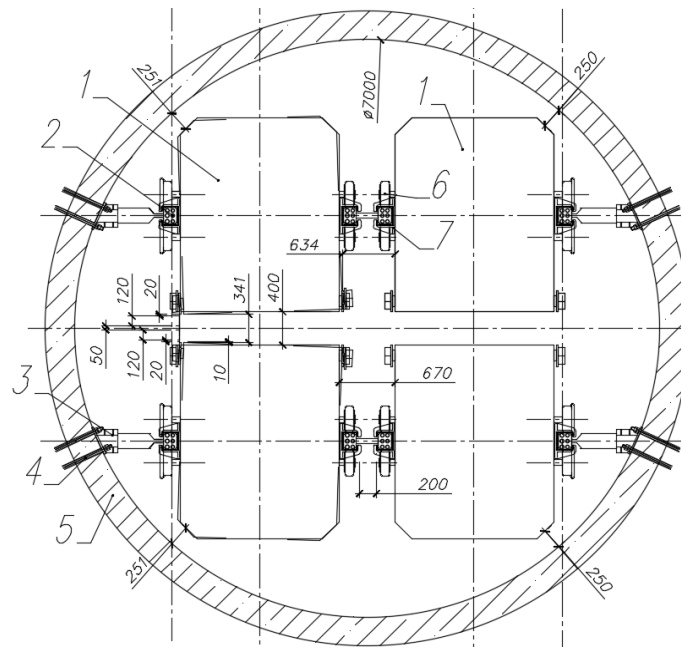
Как видно из компоновки (рис. 2), с учетом всех требуемых нормативными документами (ПБ) [27] зазоров, расстояние между движущимися сосудами одного подъема составляет 670 мм (по ПБ [23] не менее 300 мм). А для смежных подъемов должно составлять – не менее 350 мм [23] (на рис. 2 – 400 мм).

На рисунке 3 представлена схема компоновки четырех сосудов (типа СНМ 35-235-1,1) в стволе, движущихся в канатных проводниках, с учетом всех требуемых нормативными документами [13, 23] зазоров между сосудами в стволе.

При этом расстояние между крайними точками при максимальном повороте вокруг своей оси навстречу друг другу составляет – 450 мм согласно [13], а диаметр ствола \varnothing 7865мм (ближайший стандартный равен \varnothing 8000 мм).

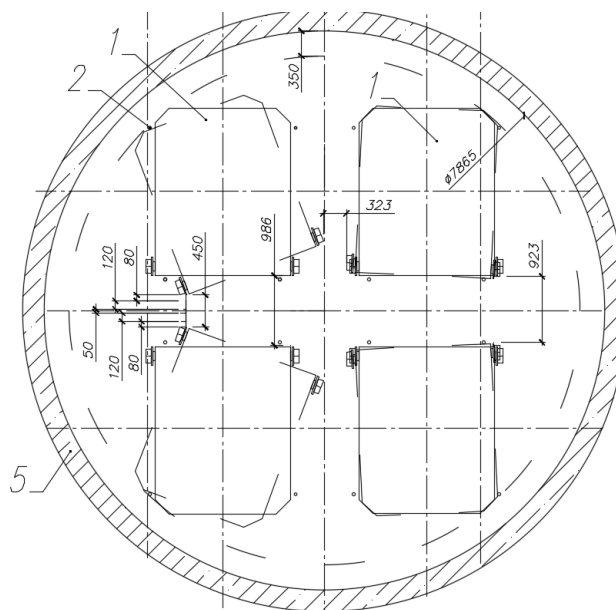
Результаты исследований исследования

Согласно результатам исследований углов поворотов скипов, движущихся в конструкциях КПП, и расчета системы «сосуд-КПП» построена компоновка сосудов в КПП, углов их поворота вокруг своей оси. Определены диссипативные силы (5,4 кН), возникающие при сочетании самых неблагоприятных факторов.



1 – подъемный сосуд (скип СНМ 35-235-1,1); 2 – КПП; 3 – консольный расстрел; 4 – анкера; 5 – крепь ствола; 6 – роликовые направляющие; 7 – предохранительная лапа

Рисунок 2 - Сечение ствола с четырьмя угольными скипами при повороте в КПП



1 – подъемный сосуд (скип СНМ 35-235-1,1); 2 – консольный расстрел; 3 – канатно-профильный проводник; 5 – крепь ствола.

Рисунок 3 - Сечение ствола с четырьмя угольными скипами при повороте их в канатных проводниках

Для гибкой армировки согласно [11] расчет производится по кручению сосудов в месте их встречи, и момент кручения сосуда для рассматриваемого случая составляет 252 Н. Также закладываются предохранительные зазоры 350 мм на сторону по всей длине ствола (табл. 1).

Как видно из приведенных результатов расчетов (табл. 1), угол поворота

груженого сосуда в канатных проводниках согласно [11] под действием сил кручения канатов с учетом всех нормативных коэффициентов составляет 20,55град. При этом в кручении не учитываются влияние диссипативных сил.

А при исследовании кручении сосуда в КПП с учетом действия всех диссипативных сил (5380,49Н) и тех же коэффициентах ($K_{\delta} = 5$ – коэффициент безопасности, $K_{\delta} = 1,5$ – коэффициент динамичности) поворот составляет 2,06°, что еще раз подтверждает высокую надежность системы «сосуд-КПП».

В месте встречи кромок скипов, движущихся на скорости $V=16$ м/с навстречу друг другу, возникает аэродинамический удар, величина которого достигает 1 кН согласно [14, 15]. Поэтому в этом месте устанавливается консольный расстрел с высокой степенью демпфирования для снижения динамики в системе «сосуд-КПП».

Проведенные исследования позволяют разработать методы расчета движения сосудов в КПП с учетом влияния всех моментов. А именно:

- возникающих при действии сил Кориолиса;
- сил аэродинамического удара при встрече движущихся скипов в середине ствола;
- влияния на кручения сосудов эксцентриситета загрузки сосудов, что не было отражено в существующей методике расчета.

Обсуждение результатов исследования

Полученные результаты исследования углов поворотов скипов, движущихся в конструкциях КПП, объясняются высоким сопротивлением на кручение коробчатого профиля КПП.

Особенность предложенного метода состоит в применении КПП вместо канатных проводников.

Развитие данного метода расчета состоит в учете ограничения поворотных и горизонтальных колебаний скипов, движущихся в КПП в месте установки консольно-демпфирующих расстрелов, что еще больше увеличит надежность системы.

Исследования показали применимость КПП для всех вертикальных стволов горнодобывающей промышленности, внедрение которых позволит:

- значительно уменьшить диаметр ствола (табл.1), при тех же параметрах грузоподъемности подъемных установок, условиях работы, одинаковых предохранительных зазорах, коэффициентах запаса;
- увеличить срок службы канатов за счет снижения истирания;
- снизить вес натяжных грузов;
- увеличить надежность и срок службы армировки;
- снизить аэродинамическое сопротивление ствола до сравнимого уровня с гибкой армировкой;
- исключить необходимость применения отбойных канатов;
- увеличить срок эксплуатации проводников до уровня проводников жесткой армировки ствола.

Исследования не являются продолжением ранее проведенных исследований и в дальнейшем будут развиваться.

Выводы

1. Определена методика расчета общих моментов кручения скипов в системе «сосуд-КПП».
2. Применены в расчетах системе «сосуд-КПП» коэффициенты динамичности $K_d = 1,5$ – коэффициент безопасности, $K_b = 5$ – коэффициент динамичности и нормативные зазоры [29].
3. Выполнены для одних и тех же исходных данных расчеты для гибкой армировки и для системы «сосуд-КПП», диаметр ствола снизился на 350мм на сторону по сравнению с гибкой армировкой.
4. Выполнено сравнение и определены достоинства и недостатки двух систем.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Meter E., Triebnik K. Stobmebung mit mechanisehen Schwingungsmebgeräten. Mitt. Forsch. / Anst. Yutehoffnungs – hütter – Konzers. 1939. №7. P. 231-238.
2. Bergpoliyeiverordnung der OBA Dortmund für Hauptseilfahranlagen von 1. Dortmund: H. Bellmann, 1957. P. 226.
3. Slonina W., Hupfer H. Messeinrichtungen für die an Schachtförderanlagen auftretenden dznamischen Beanspruchungen / Glückauf. Forschungshefte. 1970 (31). №5. P. 246-256.
4. Дювел К., Шефенхаген А., Слонина В. Новая опытная подъемная установка шахты «Тремония» / Глюкауф, 1967. №1. С. 21-35.
5. Arbeiten der Versuchsrube Tremonia. Quartalshefte / Yrubensicherheilige Kurzberichte der Versuchsrubensellschaft mbh. Versuchsrube Tremonia in Dortmund. – 5/76, 1/77,3/78. Dortmund.
6. Loubster R., Bull I.R.M. Loading condition in guide and button configuration on the stress distribution in and strength of button. / J. S. Afr. Mech. Eng. 1962. №11. № 9. p. 259–284.
7. Krige G.J.; Kemp A.R. The behavior and design of mine shaft steelwork and conveyances: A summary of a current research programme. / J. S. Afr. Mech. Eng. 1982, 32. № 7. p.163–169.
8. Allardice J., Mereer J. Реакция ствольных проводников на руднике №2 Mount Isa Mines Limited. / Process of the Australia Industry of Mining and metallurgy. 1961. №111 (197). p.225-238.
9. Plachno M., Ochab M., Zielinski F. Kiezsrunski postepu technicznego w zakreise eksploatacji naczyn wycia gowych / Rudy i matale neizel. 1980(25). №9. P. 371-375.
10. Slonina W., Stuhler W. Safety problems posed by rope shaft guides. Research Report, Commission of the European Communities (Mines Safety and Health Commission), Luxembourg, 1980.
11. «Нормы безопасности на проектирование и эксплуатацию канатных проводников многоканатных подъемных установок», утвержденных Минуглепромом СССР 09.08.89 и Госгортехнадзором СССР 22.02.82 и «Нормы безопасности на проектирование и эксплуатацию канатных проводников одноканатных подъемных установок» утвержденных Минуглепромом СССР 09.08.89 и Госгортехнадзором СССР 22.02.82, Макеевка - Донбасс: МакНИИ, 1982.
12. Методика расчета жестких армировок вертикальных стволов шахт. НИИГМ им. М.М. Федорова. Донецк, 1985.
13. Страданченко С.Г., Прокопов А.Ю., Мартыненко И.А., Титов Н.В. Технология армирования вертикальных стволов шахт на участках деформирующегося породного массива / Перспективы развития горных технологий в начале третьего тысячелетия: Сб. науч. тр. Алчевск: ДГМИ, 1999. С. 201 – 206.
14. Рубель А.А. О многообразии схем распределения усиленных армировок вертикальных шахтных стволов / Науковий вісник Національної гірничої академії України. 2000. №1. С. 26-27.
15. Самуся В.И., Ильин С.Р., Ильина И.С., Ильина С.С. Факторы нарушения устойчивой работы систем сосуд–армировка в сложных горно-геологических условиях вертикальных стволов / Вестник ПНИПУ. Геология. Нефтегазовое и горное дело. Днепропетровск, 2015. Вып. 17. С. 72-80. <https://doi.org/10.15593/2224-9923/2015.17.8>
16. Wu R. Y., Zhu Z. C., Chen G. A., Cao G. H., Li W. Simulation of the lateral oscillation of rope-guided conveyance based on fluid-structure interaction / Journal of Vibroengineering. 2014. Vol. 16. Issue 3, p. 1555-1563.
17. Wu R. Y., Zhu Z. C., Chen G. A., Cao G. H. Influence of ventilation on flow-induced vibration of rope-guided conveyance / Journal of Vibroengineering. 2015. Vol. 17, Issue 2. p. 1392-18716.
18. Kaczmarczyk, S. and Picton, P. (2013), "The prediction of nonlinear responses and active stiffness control of moving slender continua completed to dynamic loadings in a vertical host structure", International Journal of Acoustics and Vibration, Vol. 18, Issue 1, pp. 39-44. <https://doi.org/10.20855/ijav.2013.18.1318>
19. Bao, J. H., Zhang, P., Zhu, C. M. and Sun, W. (2014), "Transverse vibration of flexible hoisting rope with time-varying length", Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 28, Issue 2, pp. 457-466. <https://doi.org/10.1007/s12206-013-1110-y>
20. Wang, J.J., Cao, G.H., Zhu, Z.C. et al (2016), "Lateral and torsional vibrations of cable - guided hoisting system with eccentric load", J Vibroeng, 18, pp. 3524-3538. <https://doi.org/10.21595/jve.2016.17118>
21. Wang, J.J., Cao, G.H., Zhu, Z.C. et al (2015), "Lateral response of cable-guided hoisting system with time-varying length:

- theoretical model and dynamics simulation verification", *Mech Eng Sci*, 229, pp. 2908-2920. <https://doi.org/10.1177/0954406214566032>
22. Wang, J, Pi, Y.J., Hu, M. et al (2016), "Modeling and dynamic behavior analysis of a coupled multi-cable double drum winding hoister with flexible guides", *Mech Mach Theory*, 108, pp. 191-208. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2016.10.021>
23. Cao, G.H., Cai, X., Wang, N.G. et al (2017), "Dynamic response of parallel hoisting system under drive deviation between ropes with time-varying length", *Shock Vib* 2017, 6837697 (10 pp.). <https://doi.org/10.1155/2017/6837697>
24. Bao, J.H., Zhang, P. and Zhu, C.M. (2012), "Modeling and analysis of rope transverse vibration for flexible hoisting systems with time-varying length", *J Shanghai Jiaotong Univ*; 46, pp. 341-345.
25. Волошин А.И., Рубель А.А., Рубель А.В., Кураева А.В. Канатно-профильные проводники армировки вертикальных стволов шахт / Геотехнічна механіка. Дніпро: ІГТМ НАН України. 2018. Вип. 140. С. 3-12. <https://doi.org/10.15407/geotm2018.03.003>
26. Пат. 115478 Україна, (51) МПК E21D 7/00. Канатно-профільний провідник армування шахтного стовбура / А.О. Рубель (Україна) // Бюл. 2017 – 21.
27. Рубель А.О. Исследование существующих конструкций ярусов армировки вертикальных стволов и разработка схем ярусов с канатно-профильными проводниками / Геотехнічна механіка. Дніпро: ІГТМ НАН України. 2017. Вип. 134. С. 211-227. <https://doi.org/10.15407/geotm2017.134.211>
28. Волошин А.И., Рубель А.А., Рубель А.В. Консольно-демпфирующие расстрелы армировки вертикальных шахтных стволов // Геотехнічна механіка. Дніпро: ІГТМ НАН України. 2016. Вип. 127. С 89-98.
29. НПАОП 10.0-1.01-10 Правила безпеки у вугільних шахтах. - [Дійсні від 22.03.2010]. – Офіційне видання. – Київ: Основа, 2010. – 430с.
30. Рубель А.А., Рубель А.В., Жалилов А.Ш. Исследования влияния аэродинамических сил на конструкции сосудов при движении их по глубине ствола // Геотехнічна механіка. Дніпро: ІГТМ НАН України. 2018. Вип. 135. С. 266-274.
31. ДБН В.2.6-198:2014. Сталеві конструкції. Норми проектування. [Чинний від 01.01.2015. На заміну БН В.2.6-163:2010 в части раздела 1 и ДСТУ Б В.2.6-194:2013]. Вид. офіц. Київ: Мінрегіон України, 2014. 205 с.
32. Прокопов А.Ю. Влияние эксцентриситета загрузки скипов на формирование нагрузки на жесткую армировку в стволах с высокой интенсивностью подъема / Горный информационно-аналитический бюллетень. 2006. Темат. прил.: Физика горных пород. С. 366 – 378.

REFERENCES

- Meter, E. and Triebnik, K (1939), "Stobmebung mit mechanisehen Schwingungsmebgeräten", *Mitt. Forch, Anst. Yutehoffnungs - hütter – Konzers*, no. 7, pp. 231-238.
- Bergpoliyeiverordnung der OBA Dortmund für Hauptseilfahrtanlagen von 1 (1957), Dortmund: N. Bellmann.
- Slonina, W. and Hupfer, H. (1970), "Messeinrichtungen für die an Schachtförderanlagen auftretenden dznamischen Beanspruchungen", *Glückauf – Forschungshefte*, 31, No. 5, pp. 246-256.
- Duvel, K., Schefenhagen, A. and Slonina, V. (1967), "New experimental hoist installation at the Tremonia mine", *Glukauf*, no. 1, pp. 21-35.
- Arbeiten der Versuchsgrube Tremonia. Quartalshefte, *Yrubensicherheiliche Kurzberichte der Versuchsgrubensellschaft mbh. Versuchsgrube Tremonia in Dortmund*, Pp. 5/76, 1 / 77.3 / 78. - Dortmund.
- Loubster, R. and Bull, I.R.M. (1962), "Loading condition in guide and button configuration on the stress distribution in and strength of button", *J. S. Afr. Mech Eng.*, 11, no. 9, pp. 259-284.
- Krige, G.J. and Kemp, A.R. (1982), "The behavior and design of mine shaft steelwork and conveyances: A summary of a current research program", *J. S. Afr. Mech Eng.*, 32, no. 7, pp. 163-169.
- Allardice, J. and Mereer, J. (1961), "Reaction of the stem conductors in the mine No. 2 Mount Isa Mines Limited", *Process of the Australia Industry of Mining and metallurgy*, 111, No. 197, pp. 225-238.
- Plachno, M., Ochab, M. and Zielinski, F. (1980), "Kiezurunki postepu technicznego w zakreise eksploatacji naczyn wycia gowych", *Rudy i matala neizel*, 25, No. 9, pp. 371-375.
- Slonina, W. and Stuhler, W. (1980), "Safety problems posed by rope shaft guides. Research Report, Commission of the European Communities (Mines Safety and Health Commission)", Luxembourg, Luxembourg.
- MakNII (1982), "Safety Standards for the design and operation of cable conductors of multi-rope hoisting installations" approved by the USSR Ministry of Coal Industry on 09.08.89 and the USSR State Technical Supervision Service on 02.22.82 and "Safety Standards for the design and operation of cable conductors of single-cable hoisting equipment" approved by the USSR Ministry of Coal Industry on 09.08.89 and Gosgortekhnadzor USSR 02.22.82, Makeevka - Donbass: MakNII.
- NIIGM them. M.M. Fedorova (1985), *Metodika rascheta zhidkikh armirovok vertikalnykh stvolov shzkht* [Methodology for calculating the rigid reinforcement of vertical shaft shafts], NIIGM them. M.M. Fedorova, Donetsk, Ukraine.
- Stradanchenko, S.G., Prokopov, A.Yu., Martynenko, I.A. and Titov, N.V. (1999), "Technology for reinforcing vertical mine shafts in areas of a deformed rock mass", *Prospects for the development of mining technologies at the beginning of the third millennium: Sat. scientific tr*, DGMI, Alchevsk, pp. 201 - 206.
- Rubel, A.A. (2000), "About the variety of distribution schemes of reinforced reinforcing shafts of vertical mine shafts". *Science News of the National Academy of Ukraine*, no. 1, pp. 26-27.
- Samusya, V.I., Ilyin, S.R., Ilyina, I.S. and Ilyina, S.S. (2015), "Factors of violation of the stable operation of vessel-reinforcement systems in difficult mining and geological conditions of vertical shafts", *Bulletin of PNIPU. Geology. Oil and gas and mining*, Vop. 17, pp. 72-80. <https://doi.org/10.15593/2224-9923/2015.17.8>
- Wu, R.Y., Zhu, Z.C., Chen, G.A., Cao, G. H. and Li, W. (2014), "Simulation of the lateral oscillation of rope-guided conveyance based on fluid-structure interaction", *Journal of Vibroengineering*, vol. 16, Issue 3, pp. 1555-1563.

17. Wu, R. Y., Zhu, Z. C., Chen, G. A. and Cao, G. H. (2015), "Influence of ventilation on flow-induced vibration of rope-guided conveyance", *Journal of Vibroengineering*, Vol. 17, Issue 2, pp. 1392-18716.
18. Kaczmarczyk, S. and Picton, P. (2013), "The prediction of nonlinear responses and active stiffness control of moving slender continua completed to dynamic loadings in a vertical host structure", *International Journal of Acoustics and Vibration*, Vol. 18, Issue 1, pp. 39-44. <https://doi.org/10.20855/ijav.2013.18.1318>
19. Bao, J. H., Zhang, P., Zhu, C. M. and Sun, W. (2014), "Transverse vibration of flexible hoisting rope with time-varying length", *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 28, Issue 2, pp. 457-466. <https://doi.org/10.1007/s12206-013-1110-y>
20. Wang, J.J., Cao, G.H., Zhu, Z.C. et al (2016), "Lateral and torsional vibrations of cable - guided hoisting system with eccentric load", *J Vibroeng*, 18, pp. 3524-3538. <https://doi.org/10.21595/jve.2016.17118>
21. Wang, J.J., Cao, G.H., Zhu, Z.C. et al (2015), "Lateral response of cable-guided hoisting system with time-varying length: theoretical model and dynamics simulation verification", *Mech Eng Sci*, 229, pp. 2908-2920. <https://doi.org/10.1177/0954406214566032>
22. Wang, J, Pi, Y.J., Hu, M. et al (2016), "Modeling and dynamic behavior analysis of a coupled multi-cable double drum winding hoister with flexible guides", *Mech Mach Theory*, 108, pp. 191-208. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2016.10.021>
23. Cao, G.H., Cai, X., Wang, N.G. et al (2017), "Dynamic response of parallel hoisting system under drive deviation between ropes with time-varying length", *Shock Vib* 2017, 6837697 (10 pp.). <https://doi.org/10.1155/2017/6837697>
24. Bao, J.H., Zhang, P. and Zhu, C.M. (2012), "Modeling and analysis of rope transverse vibration for flexible hoisting systems with time-varying length", *J Shanghai Jiaotong Univ*; 46, pp. 341-345.
25. Voloshin, A.I., Rubel, A.A., Rubel, A.V. and Kuraieva, A.V. (2018), "Rope-profile conductors of reinforcement of vertical shafts of mines", *Geo-Technical Mechanics*, no. 140, pp. 3-12. <https://doi.org/10.15407/geotm2018.03.003>
26. Rubel, A.O. (2017), *Kanatno-profilnyi providnyk armuvannya shakhtnoho stovbura* [Rope-profile conductor of mine shaft reinforcement], State Register of Patents of Ukraine, Kiev, UA, Pat. 115478 Ukraine.
27. Rubel, A.O. (2017), "Study of existing designs of tiers of reinforcing vertical trunks and the development of schemes of tiers with cable-profile conductors", *Geo-Technical mechanics*, no. 134, pp. 211-227. <https://doi.org/10.15407/geotm2017.134.211>
28. Voloshin, A.I., Rubel, A.A. and Rubel, A.V. (2016), "Cantilever-damping executions of the reinforcement of vertical shaft shafts", *Geo-Technical Mechanics*, no. 127, pp. 89-98.
29. Ministry of Coal Industry of Ukraine (2010), *NPAOP 10.0-1.01-10 Pravyla bezpeky u vuhilnykh shakhtakh* [NPAOP 10.0-1.01-10 Safety rules in coal mines], Basis, Kyiv, UA.
30. Rubel, A.A., Rubel, A.V. and Zhalilov, A.Sh. (2018), "Investigations of the influence of aerodynamic forces on the design of vessels during their movement along the depth of the barrel", *Geo-Technical Mechanics*, no. 135, pp. 266-274.
31. Ministry of Regional Development and Construction of Ukraine (2015), *DBN B.2.6-198: 2014. Stalnye konstruktsii. Normy proektuvannya* [DBN B.2.6-198: 2014. Steel structures. Design standards], Derzhstandart, Kyiv, UA.
32. Prokopov, A.Yu. (2006), "The effect of the eccentricity of skip loading on the formation of the load on the rigid reinforcement in the trunks with high lifting intensity", *Mining Information and Analytical Bulletin. Theme. adj.: rock physics*, pp. 366 - 378.

Про автора

Рубель Андрій Олександрович, кандидат технічних наук, головний енергетик, Державне підприємство «Об'єднана компанія «Укрвуглереструктуризація», Київ, Україна, AORubel@gmail.com

About the author

Rubel Andrii Oleksandrovych, Candidate of Technical Sciences (Ph.D.), Chief Power Engineer, State Enterprise «United Company «Ukrvuglerestrukturyzatsiya», Kyiv, Ukraine, AORubel@gmail.com

Анотація. Для руху посудин вертикальні стволи обладнуються жорсткими і гнучкими армуванням. У армування в якості провідників використовуються різні напрямні: для жорстких - коробчаті, рейкові і дерев'яні провідники; для гнучких - сталеві канати.

Досліджено поворотні навантаження, які виникають у канатних та канатно-профільних провідниках (далі: - КПП; - або провідник) під дією дисипативних сил на куті повороту посудин (скипів), а саме: крутіння канатів; аеродинамічних сил; дії ексцентриситету завантаження судин у лобовій та бічній площині. Досліджено переваги та недоліки гнучкого і жорсткого армування стовбура, розроблено схеми компонування судин у стовбурі з КПП, проведено порівняльний аналіз показників. Розроблено формули розрахунку руху судин у КПП з урахуванням дії сил: натягу; кручення; аеродинамічних сил; ексцентриситету завантаження судин та інше. За вихідними даними виконано розрахунки і результати зведено у таблицю, що дозволяють провести порівняння основних характеристик канатної і канатно-профільного армування стовбура. Розробка нових конструктивних рішень для забезпечення руху посудин у канатно-профільних провідниках дозволить:

- знизити капітальні витрати при будівництві, внаслідок зменшення діаметру стовбура;
- знизити металоємність армування у порівнянні з жорстким армуванням стовбурів;
- мінімізувати можливі перешкоди для рухомих посудин на елементи армування за рахунок зменшення кутів повороту;
- збільшити надійність і термін служби армування;
- знизити аеродинамічний опір стовбура до порівнянного рівня гнучкого армування;

– підвищити рівень надійності і безпеки експлуатації армування ствола, за рахунок забезпечення безпечних запобіжних зазорів;

– виключити необхідність застосування відбійних канатів;

– збільшити термін експлуатації провідників до рівня провідників жорсткого армування стовбура.

Результатом впровадження розроблених конструкцій і методів їх розрахунку є збільшення рівня безпеки і зниження витрат при видобутку корисних копалин з глибоких горизонтів.

Ключові слова: шахтні стовбури, канатно-профільні провідники, консольні розстріли, кути повороту скипів.

Abstract. For the vessels moving, vertical shafts are equipped with rigid and flexible equipment. In the shaft equipment, various guides are used: for rigid ones - box-shaped, rail and wooden guides; for flexible ones - steel ropes.

The rotary loads which occur in rope and rope-profile guides (hereinafter: - checkpoint - or guide) under the action of dissipative forces impacting on the angles of rotation of the vessels (skips) were studied, namely: - twisting of the ropes; - aerodynamic forces; - the action of the eccentricity of the vessel load in the frontal and lateral planes. The advantages and disadvantages of flexible and rigid shaft equipment were investigated, schemes for the arrangement of vessels in the shaft with a checkpoint were developed, and comparative analysis of indicators was carried out. Equations were formulated for calculating a vessel motion in the shaft with the checkpoint with taking into account the action of the following forces: - effect of tension; - torsion; - aerodynamic forces; - eccentricity of vessel loading, and others. On the basis of initial data, calculations were performed, and the results were summarized in a table for comparing the main characteristics of the rope and rope-profile shaft equipment. Development of the new design solutions for ensuring the vessels motion along the rope-profile guides will allow:

- to reduce capital costs during construction, due to a decrease in the diameter of the shaft;

- to reduce the metal consumption for the shaft equipment in comparison with the rigid shaft equipment ;

- to reduce the impact of moving vessels on the elements of the shaft equipment by reducing the angles of rotation;

- to increase the reliability and service life of the shaft equipment ;

- to reduce the aerodynamic resistance of the shaft equipment to the comparable level with flexible shaft equipment;

- to increase the level of reliability and safety of operation of the shaft equipment by ensuring safe clearance measures;

- to eliminate the need to use fenders;

- to increase the service life of the guides to the level of the guides of the rigid shaft equipment .

The result of the introduction of the developed structures and methods for their calculation is an increase in the level of safety and a reduction in costs when extracting minerals from deep horizons.

Keywords: mine shafts, rope-profile guides, cantilever firing, angles of rotation of vessels.

Стаття надійшла до редакції 02.02.2021