

# Том 4

## Гірнича механіка

УДК 622.673.1

Ильина И. С., к. т. н., доцент кафедры горной механики,  
Писарев В. П., студент гр. ГРмм-15-9, ММФ  
(Государственное ВУЗ “Национальный горный университет”, г. Днепр, Украина)

## ЗАВИСИМОСТЬ ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ «АРМИРОВКА-НАПРАВЛЯЮЩИЕ» ОТ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ БАРАБАНЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК

В настоящее время в горнодобывающей отрасли наблюдается постоянный рост спроса на полезные ископаемые. Это приводит к увеличению интенсивности работы всего горнодобывающего оборудования, в особенности подъемных установок, как основного звена по транспортировке полезного груза на поверхность земли. Такое положение требует увеличения уровня добычи за счет повышения массы полезного груза или скорости подъема. Поскольку срок эксплуатации большинства оборудования шахт составляет уже около 40 лет и уровень его износа 50-60%, то повышение уровня интенсивности эксплуатации такого оборудования может привести к возникновению аварий. Поскольку срабатывание предохранительного тормоза при работе подъемной установки является достаточно частым и наиболее динамически опасным процессом, то исследование процессов возникающих при этом является наиболее важной и актуальной задачей в настоящее время.

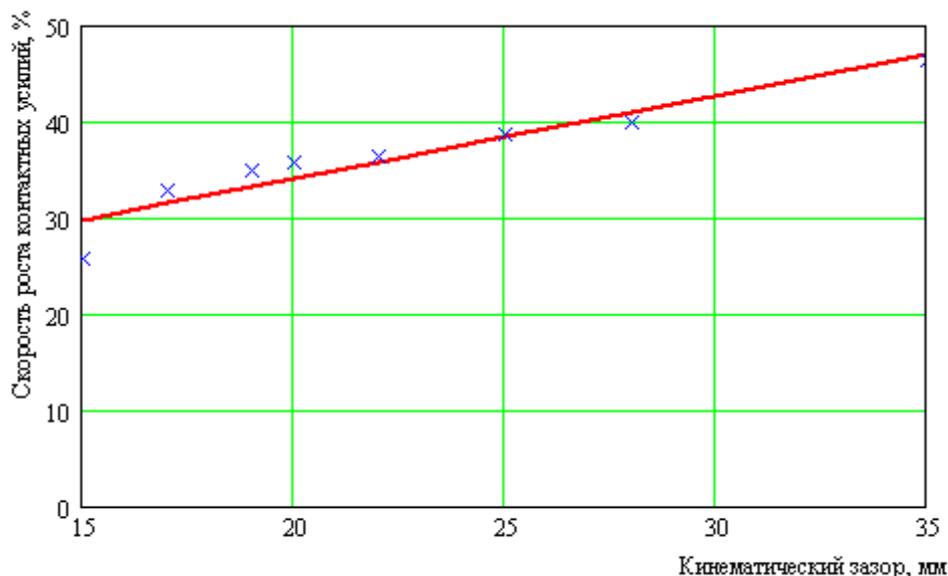


Рисунок 1 – Зависимость скорости роста максимальных контактных нагрузок на проводники со стороны подъемного сосуда во время торможения от величины кинематического зазора между проводниками и предохранительными башмаками сосуда

Исследованию процессов, возникающих при предохранительном торможении, посвящен ряд работ, в которых разработана математическая модель [1] и реализующий ее программный комплекс, позволяющий производить компьютерное моделирование процесса взаимодействия сосудов с армировкой при предохранительном торможении. На основании этих исследований было показано, что в вертикальных стволах каждой подъемной установки существуют участки проводников армировки, на которых при

предохранительном торможении возникает режим динамической неустойчивости взаимодействия сосуда с армировкой [2]. Незученным остается вопрос о характере кинематических зазоров между башмаками сосуда и проводниками на динамическое взаимодействие сосудов с армировкой в зонах неустойчивости.

Целью данной работы является установление зависимостей динамических параметров взаимодействия подъемных сосудов с армировкой при торможении от величины кинематических зазоров между башмаками сосуда и проводниками в лобовой и боковой плоскостях проводников.

То есть увеличение кинематических зазоров от 15 мм до 35 мм в данном грузоподъемном отделении приводит к увеличению скорости роста максимальных контактных нагрузок при ТП от 28% до 48%, по сравнению с нагрузками при движении с постоянной скоростью по данному участку ствола.

На рис.2 показан график зависимости средней частоты ударов по проводникам за время ТП в зависимости от величины кинематических зазоров. Видно, что не зависимо от величины зазора частота ударов остается в пределах 6,5 Гц.

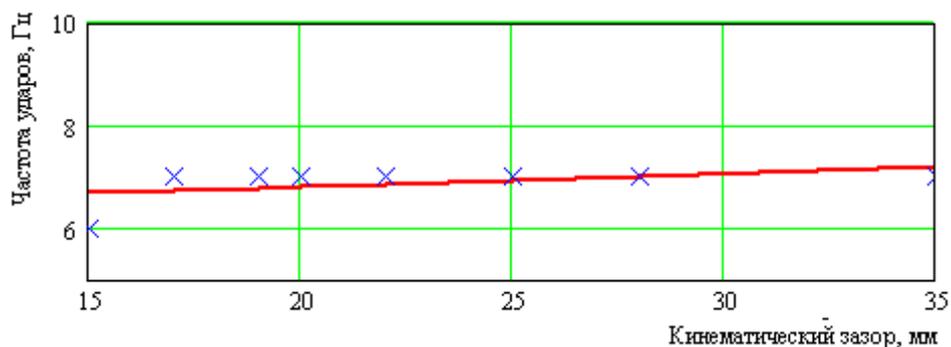


Рисунок 2 – Зависимость количества ударов башмаков сосуда о проводники при срабатывании предохранительного тормоза от величины кинематического зазора между проводником и предохранительным башмаком сосуда

Результаты проведенных численных экспериментов можно распространить и на другие системы «сосуд-армировка». Из них следует, что увеличение кинематического зазора между проводниками и башмаками сосуда при срабатывании предохранительного тормоза в «зоне неустойчивости» взаимодействия сосудов с армировкой, приводит к увеличению динамических нагрузок взаимодействия сосуда с армировкой при срабатывании предохранительного тормоза в зонах параметрической неустойчивости системы за счет перекачки энергии вертикальных колебаний сосуда в горизонтальные.

Данные зависимости позволяют для каждого отделения ствола оптимальные значения кинематических зазоров при которых даже в зонах неустойчивости не происходит опасного ударно-вибрационного взаимодействия сосуда с проводниками во время предохранительного торможения.

УДК 622.673.1

**Василькевич В.И., младший научный сотрудник***(ПАО «НИИ горной механики им. М.М. Федорова», г. Киев, Украина),***Ильин С.Р., к.т.н., с.н.с., зав. лабораторией диагностики оборудования шахтных подъемных комплексов,***(ИГТМ им. Полякова НАН Украины, г. Днепр, Украина)*

### **ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ СИСТЕМЫ «ПОДЪЕМНАЯ МАШИНА – КАНАТЫ – СКИП - АРМИРОВКА» ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ В ПРОМЫШЛЕННЫХ УСЛОВИЯХ**

Проблема обеспечения безопасности динамических процессов при длительной эксплуатации шахтных подъемных установок, работающих в стволах, подверженных влиянию сдвижения горных пород, является чрезвычайно актуальной для современного состояния угольной промышленности Украины. Наиболее эффективно эта задача может решаться с применением современных средств автоматизации и непрерывного мониторинга рабочих параметров системы подъема.

В настоящее время основные подъемные установки передовых добывающих предприятий оснащены цифровыми системами управления электроприводом и обеспечивают непрерывный контроль скорости и положения подъемных сосудов во всех технологических режимах работы. Кроме того, за рубежом, а так же на некоторых отечественных многоканатных подъемах, применяются системы постоянного контроля натяжений канатов с радиопередачей данных на АРМ механика подъема [1], в экспериментальном порядке работают и проходят испытания системы непрерывного мониторинга динамического взаимодействия скипов с армировкой ствола [2, 3]. Практическое применение таких программно-аппаратных комплексов требует разработки соответствующего методического, математического и программного обеспечения для комплексной обработки данных, поступающих на сервер системы, их анализа в режиме реального времени и режиме отложенного автоматизированного анализа.

Решению этой задачи посвящена работа авторов [4]. Для апробации и отработки полученных в ней решений был проведен ряд промышленных экспериментов на одно- и многоканатных подъемах Украины. В соответствии с Методикой измерительная аппаратура «АНКП-ДНЕПР», снабженная одним трехосным датчиком-акселерометром, монтировалась на верхнем поясе сосудов в непосредственной близости от направляющих устройств (рис.1.).

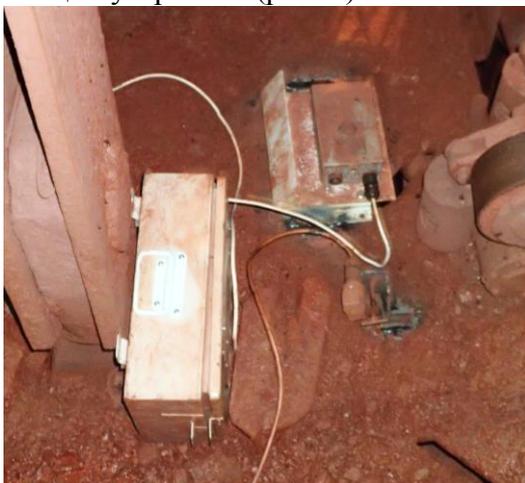


Рис.1. Аппаратура «АНКП-ДНЕПР» на скипе

В процессе экспериментов данные записывались на флэш-память встроенного контроллера. Последующая обработка данных проводилась в камеральных условиях с использованием оригинального методического и программного обеспечения на стационарном компьютере. Синхронно с данными акселерометра велась цифровая регистрация диаграммы скорости и координаты в стволе подъемного сосуда. Все данные записывались в развертке по абсолютному времени с частой квантования порядка 10 Гц

(скорость и координата с САУ ШПУ) и 400 Гц (вертикальные, лобовые и боковые ускорения сосуда, в точке установки датчика)

Особенностью вибраций корпуса подъемного сосуда при ударно-циклическом взаимодействии жестких башмаков скольжения с проводниками армировки является их поличастотность. Это потребовало разработки специальных решений (аппаратных и программных) по выделению полезного сигнала на фоне механических помех с позиций динамики системы «сосуд-армирование» для расчета параметров интенсивности ее динамического нагружения. Для получения наиболее полной информации о влиянии диаграммы скорости подъемной машины и нарушений прямолинейности профилей проводников на динамические параметры движения сосуда, данные с контроллера и САУ ШПУ были сведены в единую базу. Сводные графики их изменения в течение серии тестовых циклов спуска/подъема скипа представлены на рис.2.

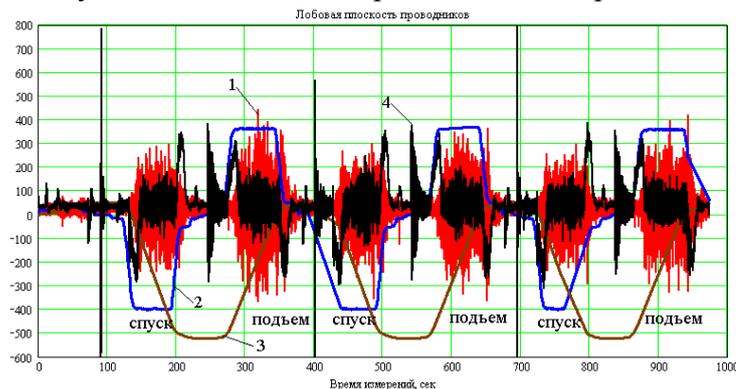


Рис. 2. Сводные графики горизонтальных, вертикальных ускорений скипа, вертикальной скорости и координаты в стволе

1- горизонтальные ускорения,  $\text{м/с}^2$ ; 2- диаграмма скорости подъема,  $\text{м/с}$ ; 3- координата скипа в стволе,  $\text{м}$ ; 4- вертикальные ускорения скипа,  $\text{м/с}^2$

Комплексный анализ полученных данных позволяет установить координаты участков армировки в стволе с повышенным уровнем динамического нагружения, рассчитать параметры процесса, установить первичные причины нарушений и на ранней стадии зарождения предупредить возникновение аварийных ситуаций на подъеме.

### Перечень ссылок

1. Ильин С.Р. Автоматизированная система контроля натяжений канатов шахтных многоканатных подъемных установок /С.Р.Ильин, П.С. Кохан, С.А. Плахотный, А.Л. Смовж, И.В. Владимир // Бюллетень МАИСК. Вып 11. – Одесса.- Изд. Астропринт.- 2017.- С. 16-29.

2. Трифанов Г.Д. Аппаратура непрерывного контроля динамических параметров систем «подъемный сосуд – жесткая армировка» шахтных стволов / Г.Д. Трифанов, А.Ю. Микрюков, Е.В. Архипов // ИГТМ НАН Украины. Геотехническая механика. Межвед. Сб-к. науч. тр. Вып. 125, Днепр. -2015. -С.130-136.

3. Ильин С.Р. Контроль безопасности движения скипов, клетей и противовесов шахтных подъемных установок / С.Р. Ильин, В.К. Радченко, А.Л. Смовж // Бюллетень МАИСК. Вып. 11. – Одесса.- Изд. Астропринт.- 2017.- С. 30-38

4. Василькевич В.И. Дворников В.И. Ильин С.Р. Определение экстремальных значений динамических нагрузок на армировку шахтных стволов / В.И. Василькевич, В.И. Дворников, С.Р. Ильин // ИГТМ НАН Украины. Геотехническая механика. Межвед. Сб-к. науч. тр. Вып. 126, Днепр. -2016 -С.71-80.

УДК 622.673.1

Львіна С.С., к.т.н., доцент кафедри гірничої механіки,  
Ульянова Я.О. студентка гр. 184-16-1, ММФ

(Державний ВНЗ "Національний гірничий університет", м. Дніпро, Україна)

### ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВЕЛИЧИНИ ВИТОЧКИ НА МІЦНІСТЬ ШИЙКИ РЕЙКОВОГО ПРОВІДНИКА

У гірничій промисловості рейковий прокат широко використовується в якості провідників жорсткого армування вертикальних стволів. Застосовуються дві схеми установки провідників щодо підйомної посудини: провідники, що стоять навпроти один одного, і односторонні. У схемі з протилежними провідниками взаємодія посудини з провідниками здійснюється через робочі башмаки відкритого профілю П-образного перетину. В односторонніх провідниках використовуються тільки башмаки закритого профілю.

Для розв'язання задачі дослідження напружено-деформованого стану рейкових провідників жорсткого армування вертикальних стволів шахт в умовах підвищеного зносу під дією бічних динамічних навантажень скористаємося спрощеною розрахунковою схемою, що дозволяє побудувати наближене аналітичне рішення.

Моменти опору прямокутних перетинів ділянок відрізка рейкового провідника  $W_i$  розраховуються за формулою (1):

$$W_i = \frac{1}{6} \cdot B \cdot h_i^2; (i=1, 2, 3), \quad (1)$$

де  $i$  – номер ділянки перетину ( $i=1$  відповідає головці рейки,  $i=2$  відповідає виточці,  $i=3$  відповідає ділянці шийки постійного перетину);  $B$  – розмір відрізка рейки, рівний висоті розстрілу (для балки 36С  $B=360$  мм);  $h_i$  – поперечний розмір перетину  $i$ -го елемента рейки в площині, перпендикулярній осі рейки (для рейки Р43:  $h_1=70$  мм,  $h_2=\delta$  – змінна величина при дослідженнях,  $h_3=14$  мм; для рейки Р38:  $h_1=68$  мм,  $h_2=\delta$  – змінна величина при дослідженнях,  $h_3=13$  мм). Відповідно напруження  $\sigma(y)$  в перетинах шийки і виточки розраховуються таким чином:

$$\sigma(y) = \frac{P \cdot y}{W_i(y)}, \quad (2)$$

де  $y$  – відстань по висоті рейки від точки додатку сили  $P$  до досліджуваного перетину.

Одержані результати показали, що у разі підвищених бічних зазорів між робочими башмаками закритого типу і головкою рейки, які приводять до появи виточки на шийці губками башмака, обмежуючим критерієм для допустимих значень бічних динамічних навантажень є напруження в перетинах шийки (концентраторів напружень), положення яких залежить від величини зносу шийки у виточці і у підставці рейки. Показано, що аварійно небезпечний напружено-деформований стан рейкового провідника за критерієм руйнування шийки у виточці виникає в тих випадках, коли в результаті виконання ремонтних робіт із заміною башмаків і приведенням бічних зазорів до нормативних значень відновлюється передача бічного контактного зусилля через головку рейкового провідника. При зносі виточки до 20% відбувається 3-х кратне підвищенні напружень в її перетині, найбільш видаленому від головки рейки.

УДК 681.518.54

**Богданович Я.С.** студент гр. ГРмм-14-9, ММФ**Науковий керівник: Діжевський Б.К.**, доцент кафедри гірничої механіки  
(Державний ВНЗ “Національний гірничий університет”, м. Дніпро, Україна)

**МОДЕРНІЗАЦІЯ ГОЛОВНОЇ ВОДОВІДЛИВНОЇ УСТАНОВКИ  
Ш. «ЗАХІДНО-ДОНБАСЬКА», ШАХТОУПРАВЛІННЯ «ТЕРНОВСЬКЕ»,  
ПАТ «ДТЕК ПАВЛОГРАДВУГІЛЛЯ»**

В сучасних умовах гірничого виробництва, коли шахти відпрацювали з початку введення в експлуатацію біля або понад півсторіччя, стаціонарні установки потребують модернізації. Вони морально та фізично зношені, крім того, суттєво змінилися гірничо - технічні умови гірничих підприємств. Збільшилися такі фактори, як: глибина горизонтів з яких видобуваються корисні копалини, змінилися об'єми добутих корисних копалин та інше.

Шахта «Західно-Донбаська» введена в експлуатацію в 1979 році. Її стаціонарні машини потребують заміни. В представленій роботі розглянуте питання модернізації головної водовідливної установки шахти.

Головна водовідливна установка шахти розташована в білястовбурному дворі горизонту 585 м в центральній насосній камері. Вода з гірничих виробок направляєється до білястовбурного двору відповідного горизонту і перепускається на гор. 585 м. По виробкам горизонту вода самопливом надходить до водозбірників. Головна водовідливна установка обладнана трьома дев'ятисекційними насосами типу

ЦНС - 300 – 600. В роботі розглядаються існуюча насосна установка і, з метою отримання оптимальних параметрів роботи водовідлива, виконаний розрахунок нової насосної станції.

Виконано розрахунок оптимальних параметрів всмоктуючої та напірної гілок трубопроводів, розраховано гідравлічний опір зовнішньої мережі та на основі цього вибрані насоси і визначено їх робочий режим роботи. Перевірено по відповідній методиці їх відповідність встановленим критеріям роботи, визначений потрібний електродвигун та основні техніко-економічні показники роботи водовідливної установки. Ці розрахунки дозволили встановити оптимальний режим роботи головної водовідливної установки. Показники установки наведені в таблиці 1.

Таблиця 1

Таблиця техніко – економічних показників установки

| Назва показника   | Значення  |
|---|---|
| 1.Насос<br>-подача<br>-напор<br>-ККД<br>- $H_{\text{вс.вак.}}^{\text{доп}}$ | ЦНС 300-<br>120...600<br>300м <sup>3</sup> /час<br>610 м<br>70%<br>4.2м |
| 2.Електродвигун:<br>-номінальна потужність<br>-швидкість обертання<br>-ККД  | ВАО630М-4<br>630 квт<br>1480об/хв.<br>95%                               |
| 3.Середньорічна витрата електроенергії                                      | 958932квт.год/рі<br>к   |
| 4.Питома витрата електроенергії на відкачку 1м <sup>3</sup> води            | 2,8   |
| 5.Питома витрата електроенергії на 1 тонно-кілометр водопідйому             | 4.65  |

УДК 622.673:622.867

**Виниченко А.В.**, аспирант кафедры горной механики  
**Научный руководитель: Самуся В.И.**, д.т.н., профессор, зав. кафедрой горной механики  
 (Государственное ВУЗ “Национальный горный университет”, г. Днепр, Украина)

### ВЛИЯНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ МОБИЛЬНОЙ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ НА НАГРУЗКИ СИСТЕМЫ С БЕЗРЕДУКТОРНЫМ ГИДРОПРИВОДОМ

Целью исследования является определение максимальных динамических нагрузок в переходных режимах, возникающих в упругих элементах гидромеханической системы [1].

В связи с этим возникает необходимость выявить взаимное влияние основных параметров системы на характер динамических процессов в упругих связях, для чего будем последовательно решать систему уравнений при вариации отдельных параметров, фиксируя те из них, которые вызывают существенные изменения динамических нагрузок.

$$\begin{aligned}
 J_1 \ddot{\varphi}_1 + C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_{\text{эд}}(t); \\
 J_2 \ddot{\varphi}_2 - C_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) &= -K_{\text{н}}y(P_1 - P_2) - f_{\text{нзк}} \dot{\varphi}_2; \\
 J_3 \ddot{\varphi}_3 + C_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) &= q_{\text{ГМ}}(P_1 - P_2) - f_{\text{ГМЭК}} \dot{\varphi}_3; \\
 J_4 \ddot{\varphi}_4 - C_{34}(\varphi_3 - \varphi_4) + QR_n + \frac{Q}{g} R_n^2 \ddot{\varphi}_4 + \frac{Q}{g} R_n^2 \dot{\varphi}_4 \dot{f} - \frac{Q}{g} (l - \varphi_4 R_n) R_n \ddot{f} + q(l - \varphi_4 R_n) R_n \\
 + \frac{q}{g} R_n^2 (l - \varphi_4 R_n) \ddot{\varphi}_n + \frac{q}{g} R_n^2 (l - \varphi_4 R_n) \dot{\varphi}_4 \dot{f} - \frac{1}{2} \frac{q}{g} R_n (l - \varphi_4 R_n)^2 \ddot{f} &= -M(t); \\
 K_{\text{н}} \dot{\varphi}_2 y - C_{\text{н}}(P_1 - P_2) - C_{\text{у}} P_1 - q_{\text{ГМ}} \dot{\varphi}_3 - 2K_{13} \dot{P}_1 &= 0; \\
 C_{\text{н}}(P_1 - P_2) - K_{\text{н}} \dot{\varphi}_2 y - C_{\text{у}} P_2 + q_{\text{ГМ}} \dot{\varphi}_3 - 2K_{23} \dot{P}_2 &= \begin{cases} 0, & \text{при } P_2 > P_{\text{н кл}}; \\ r_{\text{кл}} P_2 - Q_{\text{нн}}, & \text{при } P_2 \leq P_{\text{н кл}}; \end{cases} \\
 \dot{M}_{\text{эд}} = \frac{1}{T_3} \left( \frac{\omega_0 - \dot{\varphi}_1}{\omega_0^y} - M_{\text{эд}} \right). &
 \end{aligned}$$

При исследовании системы уравнений варьировались следующие динамические параметры: коэффициенты утечек и перетечек ( $C_{\text{у}}$  и  $C_{\text{н}}$ ), коэффициенты эквивалентного демпфирования насоса и гидромоторов ( $f_{\text{нзк}}$  и  $f_{\text{ГМЭК}}$ ), моменты инерции органа навивки ( $J_4$ ), высота подъема ( $l$ ), угловая жесткость валов ( $C_{34}$  и  $C_{45}$ ), податливость гидролиний ( $K_{13}$ ,  $K_{23}$ ), концевая нагрузка груженой ветви ( $Q$ ), коэффициент, учитывающий вязкое внутреннее трение тягового органа ( $\alpha$ ).

Решение дифференциальных уравнений движения подъема дает возможность определить не только величины максимальных динамических нагрузок, но и закономерности их изменения во времени.

Далее представлено влияние динамических параметров, а именно изменение удельных утечек и перетечек гидропривода, влияние гидравлической податливости, демпфирование гидропривода и жесткость валопроводов на динамические нагрузки системы с безредукторным гидроприводом.

При снижении утечек и перетечек до нуля в период разгона подъемной установки возникает резкое возрастание динамических нагрузок и колебательность гидравлических и механических параметров гидромеханической системы [2]. Не менее интересен и важен вопрос поведения гидромеханической системы при увеличении утечек и перетечек. Такой режим возникает по мере износа уплотнений в процессе длительной эксплуатации гидропривода.

Таким образом, снижение утечек и перетечек увеличивает нагрузки и колебательность системы в переходных режимах, а повышенные утечки снижает динамические нагрузки и колебательность системы в динамике, увеличивает демпфирующие свойства гидропривода, но чрезмерно приводит к снижению скорости и возрастанию продолжительности разгона системы и времени цикла подъема, вследствие снижения объемного КПД гидropередачи.

Влияние повышенной податливости гидролиний на динамику гидромеханической системы наглядно можно проследить по зависимостям основных параметров в переходных режимах разгона системы. Сравнительный анализ зависимостей и коэффициентов динамичности при увеличении гидравлической податливости показывает, что динамические нагрузки всех параметров гидромеханической системы возрастают, возрастает колебательность, ухудшаются динамические характеристики. Следовательно, значительное увеличение длины трубопроводов приводит к ухудшению динамических характеристик гидропривода и системы в целом.

Влияние демпфирования на динамику гидромеханической системы можно проследить по изменениям во времени основных параметров в режиме разгона подъемной системы. При увеличении демпфирования гидромотора коэффициенты динамичности значительно снижаются. При этом угловая скорость вала гидромотора, связанного непосредственно с органом навивки, монотонно возрастает почти по линейному закону в соответствии с законом управляющего воздействия на насос.

Демпфирование насоса не влияет на максимальные амплитуды усилий динамических нагрузок в гидромеханической системе, но способствует их интенсивному затуханию.

Наибольшее влияние оказывает коэффициент демпфирования насоса на электромагнитный момент приводного электродвигателя, который возрастает за счет повышения потерь в насосе.

Исследования динамических нагрузок при изменении жесткости валопроводов проводились при изменениях коэффициентов жесткости между гидродвигателем и органом навивки. В результате установлено, что чем ниже жесткость валопроводов подъемной машины, тем выше динамические нагрузки и колебательность гидромеханической системы в динамике.

### Перечень ссылок

1. Вагин В.С. Перспективы создания малогабаритных передвижных проходческих подъемных машин // Добыча, обработка и применение природного камня: сб. науч. тр. - Магнитогорск: МГТУ, 2008. - С. 168 - 175.
2. Исследование и оптимизация гидropередач горных машин/Докукин А.В., Берман В.М., Рогов А.Я., Козин Г.Ю., Фейфец Л.С., Никитин Ю.А., Гольдин В.М., Етингоф Е.А., Климанова Т.С. - М.: Наука, 1978. - 196 с.

УДК 621.695:622

**Антоненко А.Г.** аспірант кафедри Горної механіки**Научний керівник: Кириченко Е.А., д.т.н., професор кафедри горної механіки***(Государственное ВУЗ “Национальный горный университет”, г. Днепр, Украина)***ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ТЕОРИИ МНОГОФАЗНЫХ ПОТОКОВ**

Развитие теории двухфазных потоков начиналось с простых аналитических моделей, оперирующих осредненными параметрами смеси. Однако простые модели не дают достаточно точного представления о процессе. В связи с этим актуальным является совершенствование простых моделей течения смеси, что в свою очередь приводит к усложнению математического аппарата.

Приведенная ниже составная модель снарядной структуры течения, практически является новым классом исследования движения гидросмеси, где учитывается движение твердых частиц и пульповоздушной смеси. Исходное уравнение движения одиночной твердой частицы с учетом основных действующих на нее сил принимает вид (1).

$$m_h \frac{dV_h}{dt} = R_{gr} + R_a + R_c + R_{in} = R_{\Sigma} , \quad (1)$$

тут  $m_h$  – масса твердой частицы;  $t$  – время движения частицы;  $R_{gr}$  – действующая на частицу сила тяжести;  $R_a$  – действующая на частицу сила Архимеда;  $R_c$  – сила сопротивления движению частицы;  $R_{in}$  – сила инерции;  $R_{\Sigma}$  – результирующая сил, действующих на частицу;

$$R_{gr} = -m_h \cdot g \cdot \cos \theta_p , R_a = m_e \cdot g \cdot \cos \theta_p , R_c = \frac{1}{2} S_M \cdot C_x \cdot \rho_h |W_e| W_e , R_{in} = M_{ad} \frac{dW_e}{dt} , \quad (2)$$

где  $m_e$  – масса транспортирующей среды в объеме частицы;  $S_M$  – площадь частицы по Миделю;  $C_x$  – коэффициент лобового сопротивления частицы;  $\rho_e$  – плотность транспортирующей среды;  $W_e$  – скорость движения частицы относительно транспортирующей среды;  $M_{ad}$  – присоединенная масса.

Уравнение принимает следующий вид:

$$\alpha_1 \frac{dV_e}{dt} = -a_2 + a_{3i} \cdot A_i \cdot W_e^{2-n_i} , \quad (3)$$

где: показатель степени изменяется в диапазоне  $1 \leq 2 - n_i \leq 2$ .

$$a_1 = 1 + \frac{1}{2} \frac{\rho_e}{\rho_h} . \quad (4)$$

$$a_2 = g \cdot \cos \theta_p \left( 1 - \frac{\rho_e}{\rho_h} \right) . \quad (5)$$

$$a_{3i} = \left( \frac{v_e}{d_h} \right)^{n_i} \frac{1}{2} \frac{S_M}{m_h} \rho_e = \frac{3}{4} \frac{\rho_e}{d_h \cdot \rho_h} \left( \frac{v_e}{d_h} \right)^{n_i} . \quad (6)$$

тут  $v_e$  – кинематический коэффициент вязкости транспортирующей среды;  $d_h$  – диаметр твердой частицы.

С учетом образованных безразмерных параметров уравнение (3) принимает следующий вид:

$$(1+0,5\bar{\rho}_e) \frac{d\bar{W}_h}{dt} = \frac{1-\bar{\rho}_e}{E} - \frac{3}{4} \frac{\bar{\rho}_e \cdot A_i}{F^{n_i} \cdot d_h^{n_i+1}} \bar{W}_h^{2-n_i}, \quad (4)$$

где  $i$  – диапазон изменения параметра  $Re$ ;  $E$  и  $F$  – безразмерные комплексы;  $\alpha$  – ускорение.

Безразмерная предельная относительная скорость движения твердой частицы определяется так:

$$\bar{W}_{fni} = \left( \frac{3 \alpha_e \cdot F^{n_i}}{4 A_i \cdot E} \bar{d}_f^{n_i+1} \right)^{\frac{1}{2-n_i}}, \quad (5)$$

$$\alpha_e = (1 - \bar{\rho}_e) / \bar{\rho}_e. \quad (6)$$

Второй частью составной модели является уравнение описывающее движение пульвоздушной смеси. В рамках сделанных предположений двухскоростная однотемпературная модель “снарядной” структуры течения, описывающая одномерное установившееся изотермическое течение гидросмеси в подъемном трубопроводе глубоководного эрлифтного гидроподъема с учетом массообменных процессов, базируется на уравнениях сохранения массы газовой фазы, массы смеси и уравнении движения смеси:

$$\rho_g \cdot \varphi_g \frac{dV_g}{dx} + \rho_g \cdot V_g \frac{d\varphi_g}{dx} + V_g \cdot \varphi_g \frac{d\rho_g}{dx} = M_{s,g}; \quad (7)$$

$$\rho_s (1 - \varphi_g) \frac{dV_s}{dx} + (\rho_g \cdot V_g - \rho_s \cdot V_s) \frac{d\varphi_g}{dx} + \left( \rho_g \frac{dV_g}{dx} + V_g \frac{d\rho_g}{dx} \right) \varphi_g = 0; \quad (8)$$

$$\begin{aligned} (1 - \varphi_g) \cdot \rho_s \cdot V_s \frac{dV_s}{dx} + \varphi_g \cdot \rho_g \cdot V_g \frac{dV_g}{dx} = - \frac{dp}{dx} - g \cdot \cos \theta_p [\rho_s (1 - \varphi_g) + \rho_g \cdot \varphi_g] - \\ - (V_s - V_g) (G_s + G_g) \frac{d\chi}{dx} - \frac{\lambda_c}{2 \cdot D_p} [\varphi_g \cdot \rho_g \cdot V_g^2 + (1 - \varphi_g) \rho_s \cdot V_s^2], \end{aligned} \quad (9)$$

где  $M_{s,g}$  – приведенная скорость фазовых переходов;  $\rho_i$  – плотность фазы;  $V_i$  – истинная скорость фазы;

$\theta_p$  – угол наклона трубопровода к вертикали;  $\chi$  – расходное массовое газосодержание.

Окончательный вывод о достоверности данной модели может быть сделан путем сравнения расчетных результатов с экспериментальными данными, полученными на современных установках. Однако «воплотить в жизнь» такие работоспособные установки невозможно без решения широкого спектра научно-исследовательских задач на этапе предпроектных исследований.

#### Перечень ссылок

1. Кириченко Евгений.Алексеевич. Механика глубоководных гидротранспортных систем в морском горном деле: Монография /Е.А.Кириченко.- Днепропетровск : НГУ, 2009. – 344 с.

2. Mohamad S., Ghidaoui Zhao, Duncan A. McInnis and David H. Axworthy. A Review of

Water Hammer Theory and Practice – American society of Mechanical Engineers. – Vol 58(2005), pp. 49 – 76.

3. T., Horvat A., Cerne G., Iztok P. WAHALoads-two-phase flow water hammer transients and induced loads on materials and structures of nuclear power plants. – Nuclear Energy of New Europe . – Vol 12(2003), pp.1 – 49.

УДК 622.673

**Козин А.И.** студент гр. ГРммС-15-2, ММФ**Научный руководитель: Комиссаров Ю.А.,** старший преподаватель кафедры горной механики*(Государственный ВУЗ "Национальный горный университет", г. Днепр, Украина)*

### **МНОГОКАНАТНАЯ ПОДЪЕМНАЯ УСТАНОВКА ЧАО «ЗАПОРОЖСКИЙ ЖРК» С НАЗЕМНЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ**

Железные руды на разведенных участках Белозерского бассейна отличаются очень высоким качеством, как по своему химическому и минералогическому составу, так и по физическим свойствам. При решении задач дальнейшего развития Запорожского железорудного комбината важным аспектом является совершенствование подъемного комплекса, представляющего одно из самых ответственных звеньев технологической цепи добычи полезного ископаемого.

В настоящее время участок подъема Запорожского железорудного комбината оснащён подъёмными установками с машинами типа БЦК – 8/5х2,7. Загрузочное устройство находится на глубине 940 м, высота копра 64 м. Скиповые подъёмные установки центральной группы стволов находятся в эксплуатации более 40 лет. 70 % всего поднимаемого материала осуществляется подъемной установкой №5 (ПУ-5).

Для отработки нижележащих горизонтов главный ствол №1 был углублен и загрузочное устройство ПУ-5 перенесено на горизонт 1110 м. Общая высота подъема составила 1153 м, при этом снизилась грузоподъемность скипа, что негативно отразилось на производительности предприятия.

Для устранения недостатков одноканатного подъема и замены подъемной машины БЦК – 8/5х2,7 ПУ-5, у которой заканчивается срок эксплуатации, предложен проект многоканатной подъемной установки имеющей движущий шкив трения.

Для установки выбрана выпускаемая Новокраматорским машиностроительным заводом подъемная машина МПМН 5х4 с безредукторным приводом. Отличительной особенностью машины является её наземное расположение на месте БЦК после реконструкции фундамента (рис 1).



Рисунок 1 – Многоканатная подъемная машина с наземным расположением

Расчетом определены рациональные параметры многоканатной подъемной установки и выбрано основное электромеханическое оборудование (таб.1). Для заводки подъемных канатов в ствол необходима реконструкция верхней части копра и подшкивных площадок для размещения двух блоков направляющих шкивов.

Для управления подъемной машиной с учетом [1] предполагается использование тихоходного двигателя постоянного тока с тиристорным преобразователем и тормозная система с осевым перемещением колодок (дисковый тормоз), обеспечивающая высокое быстродействие и надежность [3,4].

Таблица 1

## Основные параметры многоканатной подъемной установки

|   |               |
|---|---------------|
| Скипы   |               |
| тип   | СНМ           |
| грузоподъемность, кг                                | 25000         |
| расчетная скорость движения, м/с                    | 10            |
| Подъемные канаты                                    |               |
| тип   | круглопрядные |
| количество  | 4             |
| диаметр, мм   | 41            |
| Диаметр шкива трения, м                             | 5             |
| Приводной двигатель                                 |               |
| марка   | П26-105-7К    |
| мощность, кВт                                       | 4000          |
| частота вращения, об/мин                            | 40            |
| Продолжительность одного цикла подъема, с           | 170           |
| расход электроэнергии на тонно-километр, кВт×ч/т×км | 3,5           |
| КПД установки, %                                    | 80            |

Применение многоканатной установки позволит повысить производительность подъемного комплекса ЧАО «Запорожский ЖРК» с повышением безопасности эксплуатации по критерию прочности канатов, выполнять дальнейшее углубление ствола для разработки нижележащих горизонтов. К недостаткам предлагаемого проекта стоит отнести сложность навески и замены подъемных канатов, необходимость контроля и выравнивания в них нагрузок.

## Перечень ссылок

1. Правила безпеки у вугільних шахтах / Державний комітет України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду: Наказ від 22.03.2010 за № 62 [Електронний ресурс] // Офіц. вісн. України. – Режим доступу: <http://zakon3.rada.gov.ua/laws/show/z0398-10>.

2. Методичні вказівки до розрахунку підйомних установок з дисципліни "Стаціонарні машини" студентами напряму підготовки 0902 «Інженерна механіка» (виконання курсових і дипломних проєктів) / Упоряд.: В.Г. Дерюгін, І.С. Ільїна, Ю.О. Комісаров, В.І. Самуся, – Д.: Національний гірничий університет, 2007. – 33 с.

3. Шахтный подъем. Научно-производственное издание / Бежок В.Р., Дворников В.И., Манец И.Г., Пристром В.А; общ. ред. Б.А Грядущий, В.А. Корсун. — Донецк: Юго-Восток Лтд, 2007. — 624 с.

4. Найденко И.С. Шахтные многоканатные подъемные установки. Изд.2, перераб. и доп. / И.С. Найденко, В.Д. Белый. – М.: Недра, 1979. – 391 с.

УДК 622.6:629.435:621.313.8

**Бобришов А.А., старший преподаватель кафедры горной механики**  
(Государственный ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепр, Украина)

## ТРАНСПОРТНАЯ МОНОРЕЛЬСОВАЯ СИСТЕМА С ПОДВЕСОМ НА ПОСТОЯННЫХ МАГНИТАХ

Перемещение полезных ископаемых, продуктов обогащения и отходов горнопромышленного производства является насущной необходимостью горной промышленности. Чем более эффективно, надежно и экономически выгодно будет осуществляться данный производственный процесс, тем больше будет итоговая прибыль промышленности. Новые средства транспортировки могут существенно этому способствовать.

Разработанная транспортная монорельсовая система обобщенно представляет собой конвейер, перемещающийся вдоль монорельса и группу из отдельных модулей. Шаг размещения модулей равен 1 м, модули между собой соединены гибкими связями.

Активными устройствами транспортной системы являются узел подвеса и двигатель. Кроме этого, для обеспечения работы транспортной монорельсовой системы с подвесом на постоянных магнитах необходимо иметь блоки питания и управления.

Усилия бесконтактного подвеса обеспечиваются с помощью постоянных магнитов, которые закреплены в два ряда с каждой стороны в транспортном модуле. Магниты размещаются так, что обеспечивается замыкание создаваемого ими магнитного потока по замкнутому контуру. На каждом модуле размещаются постоянные магниты системы подвеса, направляющие ролики и страховочные ролики.

Конвейерная линия приводится в действие специально размещенными и выполненными асинхронными линейными двигателями, попарно объединенными в силовые блоки. Двигатели запитываются от источника тока, позволяющего регулировать величину и частоту напряжения.

Подвес груза осуществляется за счет сил, возникающих при плоско-параллельном смещении полос постоянных магнитов относительно конструктивных элементов на неподвижной части монорельса.

Область возможного применения транспортной монорельсовой системы с подвесом на постоянных магнитах включает в себя перемещение насыпных полезных ископаемых, вмещающих пород, концентратов полезных ископаемых, отходов обогащения и горнопромышленного производства, а также пустых вскрышных или проходческих пород. Следовательно, возможно применение данной транспортной монорельсовой системы на шахтах, рудниках, карьерах, обогатительных фабриках, тепловых электростанциях, металлургических и химических производствах, а также для магистрального транспортирования между добывающими, обогатительными предприятиями и конечными потребителями или портовыми терминалами.

Достоинства предлагаемой транспортной монорельсовой системы с подвесом на постоянных магнитах включают в себя:

- независимость от климатических условий за счет применения линейных электродвигателей для привода;
- высокую надежность за счет отсутствия трения и износа;
- минимальный уровень шума за счет отсутствия контакта движущихся частей;
- полную автоматизацию транспортной системы;
- низкие капитальные затраты за счет применения дешевых ферро-бариевых магнитов и исключения контактных токосъемов;
- малые эксплуатационные затраты за счет минимальных затрат на ремонт и обслуживание системы, в том числе из-за отсутствия износа привода;

в 5 раз меньший расход электроэнергии по сравнению с ленточным конвейером;  
высокую производительность до 12 млн. м<sup>3</sup> материала в год, при максимальном  
размере куска транспортируемого материала не более 200 мм;  
использование для питания наиболее дешевого энергоресурса Украины –  
электрической энергии.

УДК 536

**Бутилкін Ю.Ю., студент гр. ГРммС-15-1, ММФ****Науковий керівник: Трофимова О.П., асистент кафедри гірничої механіки***(Державний ВНЗ „Національний гірничий університет”, м. Дніпро, Україна)*

## ОГЛЯД МЕТОДІВ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ ТЕПЛООБМІНУ В ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТАХ

Для промислових підприємств однією з основних задач є підвищення ефективності роботи теплообмінників. До сучасних теплообмінних апаратів висуваються підвищені вимоги по компактності, габаритам та масі. При заданих значеннях теплової потужності, витрат теплоносіїв і гідравлічних опорів зменшити габарити і масу апаратів можна або за рахунок збільшення коефіцієнтів теплопередачі, або за рахунок більш щільного компоновання. Щільна компоновка обмежується технологічними вимогами, тому можливості цього способу практично вичерпані. Залишається тільки зменшення габаритних розмірів і маси апарату за рахунок інтенсифікації теплообміну.

Відомо багато методів інтенсифікації теплообміну. Серед них особливе місце займає закрутка потоку в трубах за допомогою різного роду гвинтових вставок (закручені стрічки, шнеки) по всій довжині труби або на її частині, тангенціального підведення теплоносія в трубу, лопаткових завіхорувачів, розташованих на вході або періодично. Крім того, для інтенсифікації використовуються також криволінійні канали (зм'євикові і спіральні). Однак найбільш реальним, доступним і високоефективним способом інтенсифікації теплообміну є штучна турбулізація потоку. При помірному зростанні гідравлічного опору вона значно збільшує коефіцієнт тепловіддачі [1].

Для збільшення теплообміну використовують також наступні методи:

- застосування в теплообмінних апаратах ультразвуку. Цей метод дозволяє значно підвищити тепловий потік, але, в той же час, призводить до розгерметизації теплообмінника;

- збільшення різниці температур між теплоносієм і поверхнею матеріалу за рахунок збільшення температури теплоносія. Даний метод цілком ефективний і широко поширений, незважаючи на те, що зростаючий перепад температур між поверхнею і центром об'єкту перешкоджає руху вологи до поверхні;

- використання вібрації для теплообмінних поверхонь. Вібрація дозволяє збільшити знімання тепла до 20% з одиниці поверхні в тому випадку, якщо існують невеликі теплові потоки;

- накладення пульсації тиску може збільшити знімання тепла з одиниці поверхні до 80%. Але справа в тому, що цей метод передбачає настройку теплообмінника на резонансну частоту, і навіть незначне відхилення від неї повністю знецінить всі зусилля по інтенсифікації.

Важливу роль в інтенсифікації тепловіддачі також грає запобігання забруднень і профілактика апаратів від утворення солей, шламу і корозії. Для цього застосовується хімічне або фізичне очищення. Продування труб усуває гази, що накопичуються та значно знижують процес теплообміну при конденсації пари.

Досвід різних підприємств показує, що впровадження методів інтенсифікації теплообміну веде до помітного скорочення експлуатаційних витрат і економії коштів підприємства.

### Перелік посилань

1. Теплообменные аппараты: учебное пособие / Б.Е. Байгалиев А.В. Щелчков, А.Б. Яковлев, П.Ю. Гортышов. – Казань: Изд-во Казан.гос. техн. ун-та, 2012. –180 с.

УДК 621.518.54

Третьяк В.П., студент гр. 184м-17-1, ММФ, Щелкунов А.В., студент гр. ГРммС-15-2, ММФ, Оксень Ю.И., к.т.н., доцент

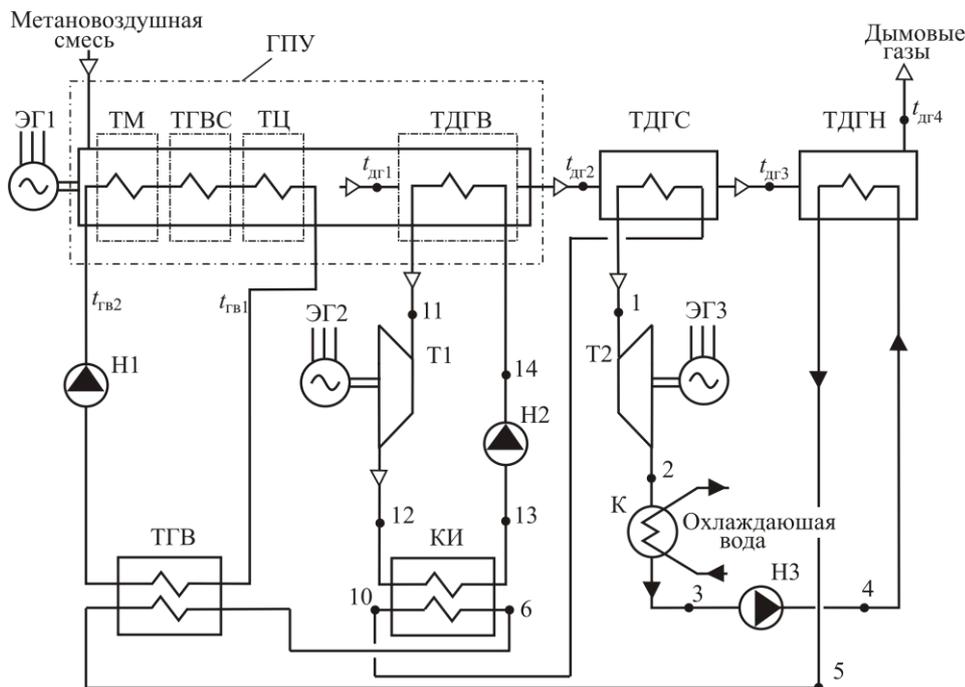
(Государственный ВУЗ “Национальный горный университет”, г. Днепр, Украина)

## ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ВТОРИЧНОГО ТЕПЛА ГАЗОПОРШНЕВЫХ УСТАНОВОК, СЖИГАЮЩИХ ШАХТНЫЙ МЕТАН, В ЭЛЕКТРОЭНЕРГИЮ

Наиболее энергоэффективным и экологически чистым способом утилизации метана, добываемого шахтными дегазационными системами, является сжигание его в газопоршневых установках (ГПУ). Типовая схема ГПУ предполагает их работу по когенерационной технологии с выработкой электрической энергии и вторичного тепла (от системы охлаждения двигателя и уходящих дымовых газов) для теплоснабжения. Однако, на практике использование вырабатываемой тепловой энергии в ряде случаев затруднено и вторичное тепло отводится в окружающую среду. В таких случаях повысить энергетическую эффективность ГПУ можно за счет преобразования вторичного тепла в электрическую энергию с помощью теплосиловых установок (ТСУ), работающих на низкокипящих рабочих телах (НРТ).

Целью настоящего исследования являлась разработка и оценка эффективности схемных решений ТСУ, преобразующих вторичное тепло ГПУ, сжигающих шахтный метан, в электрическую энергию.

Рассматривались схемы утилизации вторичного тепла ГПУ с помощью одно- и двухконтурных ТСУ. На рис. 1 приведена схема ГПУ с двухконтурной ТСУ.



ГПУ – газопоршневая установка; ТМ – теплообменник масла; ТГВС – теплообменник газозудной смеси; ТЦ – теплообменник цилиндров; ТДГВ, ТДГС и ТДГН – теплообменники дымовых газов: высоко-, средне- и низкотемпературный; ТГВ – теплообменник горячей воды; КИ – конденсатор-испаритель; К – конденсатор; Т1, Т2 – турбины; Н1, Н2, Н3 – насосы; ЭГ1, ЭГ2, ЭГ3 – электрогенераторы;

Рисунок 1 – Схема ГПУ с двухконтурной теплоутилизационной ТСУ

На рисунке  $t_{дг1}$ ,  $t_{дг2}$ ,  $t_{дг3}$ ,  $t_{дг4}$  – температура дымовых газов на входе и выходе теплообменников ТДГВ, ТДГС и ТДГН;  $t_{гв1}$  и  $t_{гв2}$  – температура горячей воды – воды системы охлаждения ГПУ.

В высокотемпературном контуре 11-12-13-14-11 парогенератором является теплообменник ТДГВ. В связи с тем, что температура дымовых газов на входе в этот теплообменник довольно высока ( $420^{\circ}\text{C}$ ), в качестве рабочего тела данного контура применяем водяной пар. Теплота конденсации отработавшего в турбине Т1 пара передается в низкотемпературный контур. В низкотемпературном контуре 1-2-3-4-5-6-10-1 рационально применить такое НРТ, которое конденсировалось бы при небольших избыточных давлениях и обеспечивало бы в данных температурных условиях высокую эффективность преобразования теплоты в работу, например, бутан или бутан-пентановую смесь. В этом контуре подогрев рабочего тела до состояния кипения и преобразование его в пар осуществляется последовательно, с учетом температурного режима греющих сред, в теплообменниках ТДГН, ТГВ, КИ и ТДГС. Отвод теплоты конденсации отработавшего в турбине Т2 пара осуществляется в конденсаторе К.

Цикл Ренкина для высоко- и низкотемпературного контуров с учетом особенностей фазовых диаграмм состояния рабочих веществ этих контуров изображен в  $T,s$ -координатах ( $T$  – температура,  $s$  – энтропия) на рис. 2.

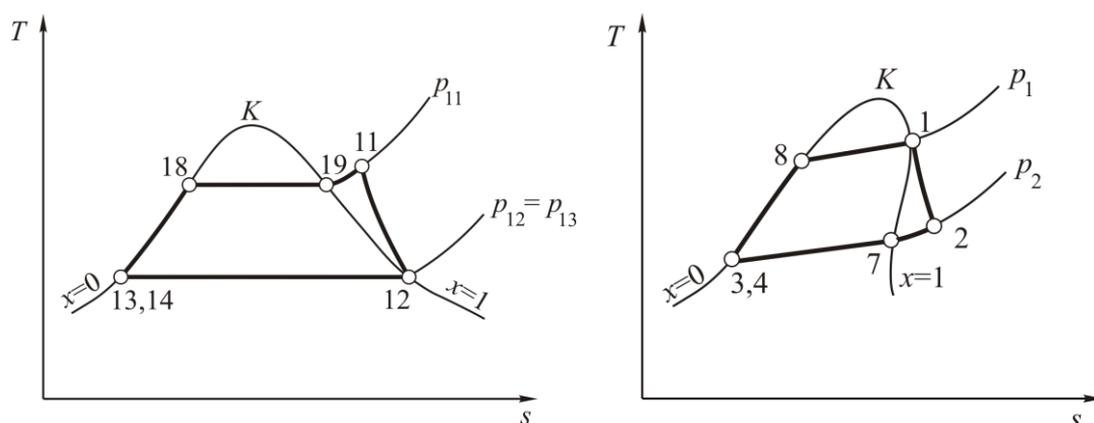


Рисунок 2 – Термодинамические циклы изменения состояния рабочих веществ в высокотемпературном (а) и низкотемпературном (б) контурах

Математическое моделирование тепловых режимов теплоутилизационной установки выполнено для когенерационной ГПУ JMS 620 «Jenbacher», которая в номинальном режиме вырабатывает 3030 кВт электрической энергии и 2920 кВт теплоты. Исходные данные для моделирования: температуры  $t_{дг1} = 420^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{гв1} = 88,6^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{гв2} = 70^{\circ}\text{C}$ , расход дымовых газов 4,872 кг/с, тепловая мощность теплообменника ТГВ 1358 кВт.

Результаты моделирования показали следующее.

Наиболее эффективной из исследованных является описанная выше двухконтурная ТСУ с водяным паром в высокотемпературном контуре и бутан-пентановой смесью (85% бутана по массе) в низкотемпературном контуре. Она позволяет дополнительно выработать 480 кВт электрической энергии, что на 75 – 80% больше, чем одноконтурные ТСУ, увеличить общую вырабатываемую мощность ГПУ с 3030 до 3510 кВт и ее КПД с 42,9 до 49,8%.

УДК 621.962.88

Щербина М.Ю., студент гр. ГРм-184-16-1, ММФ

Научный руководитель: Чеберячко И.М., к.т.н., доцент кафедры горной механики (Государственный ВУЗ "Национальный горный университет", г. Днепр, Украина)

## МЕХАНИЗМ РАЗРУШЕНИЯ ЧАСТИЦ В ВИХРЕВОМ ПОТОКЕ

Механизм разрушения частиц в вихревом потоке исследовался на экспериментальной вихревой мельнице. Общий вид схемы вихревой мельницы представлен на рис. 1. Она состоит из вихревой мельницы 1, питателя подачи исходного материала 2, классификатора 3, циклона 4, эжектора 5, завихряющего устройства 6, внутреннего цилиндро-конического корпуса 7 [1].

Кольцевая помольная камера с разными площадями сечения в горизонтальной плоскости обеспечивает необходимый перепад осевых скоростей. В нижней части цилиндрической кольцевой помольной камеры скорости осевого потока больше скоростей витания самых крупных частиц. Это обеспечивает вынос их в среднюю часть. В верхней части (цилиндрической) осевые скорости обеспечивают вынос частиц только измельченных до необходимой крупности.

Цилиндро-коническая вставка исключает из помольной камеры центральную область с пониженными тангенциальными скоростями до 0,8 от радиуса и позволяет получить тангенциальные скорости, обеспечивающие скорости проскальзывания между частицами (0,06÷0,1) м/с. Завихряющее устройство представляет собой наклонные лопатки, расположенные радиально с зазором между собой, в нижней части камеры (рис. 1).

Такая вихревая мельница была разработана в Днепропетровском горном институте. Рациональные технологические параметры и ее геометрические размеры находились опытным путем [1].

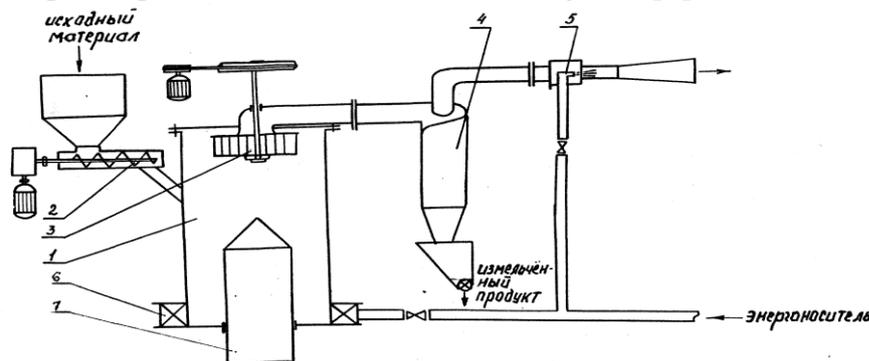


Рисунок 1 – Схема экспериментального стенда вихревой аэродинамической мельницы

1 – вихревая мельница; 2 – питатель исходного материала; 3 – классификатор; 4 – циклон; 5 – эжектор; 6 – завихрятель; 7 – внутренний корпус.

Для более широкого изучения влияния технологических параметров подача воздуха дутьевым колесом была заменена подачей воздуха от компрессора. Для полного исключения проскока крупных недоизмельченных частиц в готовый продукт в верхней части камеры был установлен центробежный классификатор.

Механизм разрушения частиц оценивается по форме измельченных частиц [2].

На рис. 2 показаны частицы исходного и измельченного железного сурика.

Частицы перед измельчением имеют неправильную форму – острые углы и шероховатую поверхность [3]. Форма частиц после вихревого измельчения приближается к округлой. Показатель формы

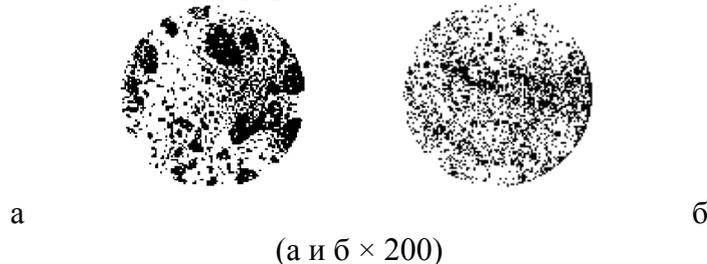


Рисунок 2 – Исходный и измельченный в вихревой мельнице железный сурик

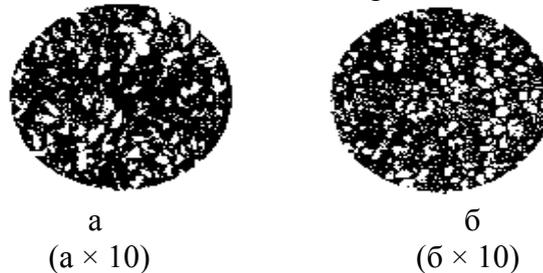


Рисунок 3 – Исходные и обработанные в вихревой мельнице частицы  $Al_2O_3$

частиц составляет  $0,72 \div 0,88$ . По таблице показателей формы частиц, приведенной в [2], можно заключить, что материал в вихревых потоках измельчается истиранием.

На рис. 3 представлены фотографии частиц  $Al_2O_3$  диаметром менее 0,1 мм: а - исходные, б - измельченные в вихревом потоке. Как видно из рисунка, у частиц отсутствуют острые выступы, и форма их приближается к округлой.

В результате исследования механизма разрушения твердых частиц в вихревом потоке получен новый научный результат, заключающийся в том, что:

- 1) в вихревом потоке практически отсутствует ударное разрушение частиц;
- 2) характер измельчения материала в вихревом потоке – истирание.

Выполненные исследования механизма разрушения частиц в вихревом потоке позволяют сделать вывод о том, что использование рассмотренного процесса разрушения позволяет более эффективно использовать энергию энергоносителя.

Предметом дальнейших исследований является определение оптимальных конструктивных параметров вихревого эжектора для организации процесса измельчения с более высокой эффективностью использования энергоносителя.

#### Перечень ссылок

1. А.с. 689723 СССР МКИ В02 с 19/06. Вихревая мельница / А.А. Иванов, В.И. Горобец, И.М. Чеберячко (СССР). - №2431483/29-33; Заявлено 20.12.76; опубл. 05.10.79, Бюл. № 37. – С. 41.
2. Горобец В.И., Горобец Л.Ж. Новое направление работ по измельчению. – М.: Недра, 1977. – 183 с.
3. Шенерг К., Румф Г. Измельчение отдельных частиц между двумя плоскостями. – В кн.: Труды Европейского совещания по измельчению. – М.: 1966. – С.111-129.

УДК 622.647

**Савченко С.О., студент гр. 184М-16з-4, ММФ****Научный руководитель: Тарасов В.И., к.т.н., доцент кафедры горной механики  
(Государственное ВУЗ «Национальный горный университет», г. Днепр, Украина)****МИНИМИЗАЦИЯ ЭНЕРГОЗАТРАТ НА ТРАНСПОРТ В ЗАКЛАДОЧНОМ КОМПЛЕКСЕ**

Для добычи руды на запорожском железорудном комбинате применена камерная система разработки с полной закладкой выработанного пространства. Приготовление закладочной смеси выполняют в закладочном цехе, производительность которого составляет 1,5 млн. кубометров в год. Он обрабатывает доменные шлаки, золошлаки, ангидриды, песок, суглинки, отходы горного и обогатительного производства.

Закладочный комплекс состоит из склада привозных компонентов, 19-ти ленточных конвейеров, бункеров, затворов, питателей, дозаторов шаровых мельниц смесителя. Все конвейеры имеют постоянную скорость ленты, которая не зависит от плотности груза и необходимой его подачи. Некоторые конвейеры являются реверсивными и транспортируют последовательно три различных вида груза. Дозировка составляющих закладочной смеси осуществляется по объему дозаторами и квантованием времени работы конвейеров. Работа конвейеров перемежается с частыми пусками и остановками.

Целью представленных исследований является минимизация удельных затрат энергии на транспортирование сыпучих грузов за счет увеличения приемной способности ленты, оптимизации тяговых возможностей привода и автоматического регулирования скорости ленты в функции линейной массы груза.

Задачу минимизации удельных затрат в общем виде можно представить следующим образом:

$$N/Q = f(S, \delta, \rho, v) \rightarrow \min,$$

где  $N$  – мощность, кВт;  $Q$  – грузопоток, т/ч;  $S$  – поперечная площадь струи груза на ленте,  $\text{м}^2$ ;  $\delta$  – угол наклона боковых роликов роликоопоры ленты к горизонту, град;  $\rho$  – плотность груза,  $\text{т}/\text{м}^3$ ;  $v$  – скорость ленты, м/с.

Методами геометрического моделирования и силового анализа сыпучей среды определены размеры сечения груза на ленте, позволяющие увеличить на 20% емкость лотковой ленты за счет увеличения угла наклона боковых роликов с 20 до 30 градусов и тем самым снизить ее необходимую скорость. Силовым анализом нагруженности роликов доказано, что средний ролик должен иметь длину меньшую, чем боковой ролик. В этом случае подшипники среднего ролика нагружены так же как и боковых роликов, т.е. они являются равнодолговечными. Вторым вариантом реализации этого решения является вынесение среднего ролика вперед на один размер равный его диаметру по отношению к боковым роликам. В этом случае в трехроликовой опоре будут применены ролики одинаковой длины для изменения формы поперечного сечения лотка ленты. Измененная форма поперечного сечения имеет устойчивое 20 –ти процентное преимущество по приемной способности в сравнении с существующей конструкцией для лент шириной от 0,4 до 1 метра.

Определение параметров режимов работы конвейеров в прямом и реверсном направлениях, пуске и торможении выполнено с использованием существующей модели тяговых расчетов. Поскольку длины конвейеров закладочного комплекса не

превышают 160 м. то ленту можна считать жестким телом. Результаты расчетов получены в виде диаграмм, построенных в координатах : натяжение ленты – длина конвейера. Диаграммы дают возможность установить максимальное натяжение ленты, по которому лента проверяется на прочность, натяжение ленты, обеспечивающее работу привода без пробуксовки ленты и по величине тягового усилия привода определить необходимую мощность двигателя. Ленты всех 19-ти конвейеров закладочного комплекса по условиям прочности могут иметь минимальное число прокладок тканевого каркаса равное трем. Это обеспечивает их минимальную поперечную жесткость и обеспечивает устойчивое движение ленты при увеличении угла установки боковых роликов до 30 градусов.

Качество использования конвейера по приемной способности можно оценить следующим выражением

$$q = Q / 3,6 v \rightarrow q_{\text{пасп}} ,$$

где  $q$  ,  $q_{\text{пасп}}$  - соответственно реальная и паспортная линейная масса груза на ленте, кг/м.  $q_{\text{пасп}}$  ограничивается геометрической емкостью грузовой ветви ленты.

Довести  $q$  до предела  $q_{\text{пасп}}$  можно уменьшением скорости ленты  $v$ . Уменьшение скорости при неизменном поступающем грузопотоке соответственно увеличивает необходимую силу тяги для перемещения ленты с грузом, при этом мощность не изменяется, и пробег ленты и роликов уменьшается. что продлевает их долговечность.

Оценка совершенства режима работы ленточного конвейера может быть выполнена в соответствии со следующей задачей :

$$q / ( q_{\text{л}} + q_{\text{р}} ) \rightarrow \max ,$$

где  $q_{\text{л}}$  ,  $q_{\text{р}}$  - соответственно линейные массы ленты и вращающихся частей роликов, кг/м.

Задача обоснования параметров автоматического регулирования режимов работы системы ленточных конвейеров закладочного комплекса по заданному массовому составу компонентов закладочной смеси решена аналитически. Модель описывает зависимости производительности, скорости ленты и мощности привода. Предложена принципиальная схема регулирования скорости ленты по массе груза на ней . Если на ленту поступает меньше груза, то система управления уменьшает скорость ленты до тех пор пока линейная масса груза на ленте не достигнет предельного значения по приемной способности. При такой загрузке скорость ленты будет минимальной, что увеличивает долговечность ленты и роликов.

При постоянной скорости ленты с уменьшением полезной нагрузки удельная мощность на транспортирование растет, а в случае регулирования скорости по массе груза на ленте остается постоянной. Выигрыш по удельной мощности может достигать 33 %. Чем меньше поступающий грузопоток, тем больше выигрыш по удельной мощности транспортирования конвейером с изменяющейся скоростью лент. Общая мощность всех конвейеров закладочного комплекса может быть снижена с 689 до 410 кВт.

Для управления скоростью ленты предложено применить асинхронный частотно регулируемый привод, который имеет диапазон регулирования по скорости от 0 до максимальной. Плавное регулирование скорости ленты обеспечивает постоянное значение линейной массы груза на ленте, что позволяет получить максимальную экономию электроэнергии при изменяющихся грузопотоке и плотности груза.

УДК 622.673:622.867

**Новостройный А.В., студент гр. 184м-16-1, ММФ****Научный руководитель: Самуся В.И., д.т.н., профессор, зав. кафедрой горной механики***(Государственное ВУЗ “Национальный горный университет”, г. Днепр, Украина)*

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЗАЩИТЫ ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК ОТ АВАРИЙНЫХ СИТУАЦИЙ

Одной из основных проблем, возникающих при эксплуатации шахтных подъемных установок (ШПУ), является значительное количество аварийных ситуаций. При этом около 50% аварий связано с нарушением режима движения подъемного сосуда (скипа) в шахтном стволе. Так, например, сдвигание проходного сечения ствола при разрушении крепи, обмерзании стенок и разгрузочных кривых, а также при неравномерном износе направляющих устройств создает опасность заклинивания в нем опускающегося сосуда. Отсутствие контроля за действительным положением сосуда в стволе может привести к тому, что сматывающаяся на него ветвь каната (напуск каната), добавляя общий вес, в конечном счете протолкнет сосуд, который начнет падать, как свободное тело, создавая аварийную ситуацию. Как показали проведенные исследования, многие технические решения устройств защиты от «напуска каната» выбираются без необходимого обоснования, а некоторые из них оказываются недостаточно эффективными для обеспечения надежной работы подъемных установок [1]. На основе анализа работы известных устройств защиты шахтных подъемных установок формируются требования к этим устройствам, определяются статические и динамические нагрузки, возникающих при аварийных ситуациях при использовании последних в качестве исходных расчетных данных.

Эффективное применение автоматизированных систем управления подъемными установками во многих случаях сдерживается из-за отсутствия надлежащих средств получения текущей информации о движении подъемных сосудов в стволе. В то же время технические возможности радиоэлектроники последних лет, появление технологий формирования интегральных микросхем и полупроводниковых высокочастотных элементов и радиоволновых методов, и средств измерения физических величин используются в недостаточной степени [2]. Указанные обстоятельства вызывают необходимость совершенствования известных способов измерения параметров работы ШПУ и поиска новых технических решений.

Поскольку аварийные ситуации имеют различную природу, то при конструировании устройств защиты они обычно не используются в качестве исходных расчетных данных. Ниже предлагается один из способов перевода этих ситуаций в разряд расчетных случаев при определении статических и динамических нагрузок в устройствах защиты.

Как известно, статические усилия при зависании подъемного сосуда для неуравновешенной системы подъема определяются разностью натяжений канатов грузовой и подъемной ветвей.

В нормальном режиме работы установки статическое сопротивление подъему равно:

$$F_c = F_{гр} - F_{пор} = Q_{гр} + Q_c + pK \cdot (H - x) + F_{вр} = Q_{гр} + pK \cdot (H - 2 \cdot x) + F_{вр}$$

где  $F_{гр}$  – сопротивление подъему груженого скипа;  $F_{пор}$  – сопротивление подъему порожнего скипа;  $Q_{гр}$  – масса груза в скипе;  $Q_c$  – масса скипа;  $H$  – высота подъема;  $x$  – перемещение сосуда;  $pK$  – масса метра каната;  $F_{вр}$  – вредные сопротивления,  $H$ .

При зависании опускающегося порожнего сосуда  $Q_{c(\text{пор})} = 0$ , а сопротивление на окружности барабана  $F'_c$  определяется выражением:

$$F'_c = F_{\text{гр}} - F'_{\text{пор}} = Q_{\text{гр}} + Q_c + r_k \cdot (H - x) + F_{\text{вр}} - 0 - r_k \cdot x + F_{\text{вр}} = Q_{\text{гр}} + Q_c + r_k \cdot (H - x)$$

Разность  $\Delta F_c$  при зависании и при нормальном движении будет равна:

$$\Delta F_c = F'_c - F_c = Q_{\text{гр}} + Q_c + r_k \cdot (H - x) + F_{\text{вр}} - Q_{\text{гр}} - r_k \cdot (H - x) - F_{\text{вр}} = Q_c$$

Таким образом, при зависании опускающегося порожнего сосуда будет иметь место скачок статического усилия на величину  $Q_c$ . При этом происходит снижение скорости вращения барабана, вызванное скачкообразным увеличением нагрузки, что, в свою очередь, вызовет рост тока якоря и крутящего момента двигателя. Полученный эффект может быть использован для построения защиты ШПУ от напуска каната.

Использование аварийных ситуаций в качестве расчетных данных позволяет определить пределы возможностей известных технических решений устройств защиты ШПУ и проводить целенаправленный поиск принципиально новых, что представляет несомненный интерес для их проектирования. При применении этого подхода появляется возможность существенного понижения коэффициентов запаса канатов и элементов механизмов за счет предотвращения недопустимых режимов работы.

### Перечень ссылок

1. Чудогашев Е.В., Корняков М.В. Современное состояние и перспективы развития устройств защиты шахтных подъемных установок от аварийных ситуаций // Вестник ИрГТУ. 2003. -№ 3.- С. 22–27.

2. Кузнецов Н.К. Динамика управляемых машин с дополнительными связями: монография. Иркутск : Изд-во ИрГТУ, 2009.- 288 с.

УДК 622.647.21:539.4

**Шумейко О.А., Юрченко Д.В., студенти гр. ОХВ-16-1м****Науковий керівник: Бельмас І.В., д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри технології машинобудування***(Дніпровський державний технічний університет, Кам'янське, Україна)*

### ОБҐРУНТУВАННЯ МЕТОДУ РОЗРАХУНКУ БЕЗСТИКОВОЇ СТРІЧКИ КОНВЕЄРНОГО ЖИВИЛЬНИКА

В гірничо-металургійному виробництві широко використовують стрічкові живильники. Робочий орган таких машин виконано у вигляді стрічки замкненої форми, яку забезпечують шляхом з'єднання кінців відрізка стрічки. Термін роботи з'єднань, їх надійність значно менші за термін роботи та надійність стрічки [1, 2]. Створення стрічки живильника без стикового з'єднання вимагає обґрунтування і розробки методу її розрахунку.

Забезпечити достатню міцність стрічки без стикового з'єднання можливо шляхом укладання троса по гвинтовій лінії. Кількість кінців тросів буде мінімальною та становитиме два. Для розробки методу розрахунку такої конструкції стрічки живильника побудуємо та дослідимо модель взаємодії витків троса в ній.

Приймемо наступну фізичну модель стрічки. Система гнучких, лінійно пружних, регулярно розташованих в паралельних площинах кругових незамкнених елементів армування. Перерізи розриву кілець розташовані в одній радіальній площині. Два кінці кожного незамкненого, не крайнього кільця з'єднані з кінцями двох суміжних кілець. Кожен кінець кільця з'єднано лише з одним суміжним кільцем. З'єднання кінців кілець забезпечують рівність переміщень та рівність сил, що діють в кільцях. Кінці крайніх кілець, що не приєднані до суміжних, не навантажені; їхні переміщення не обмежені. Під дією зовнішнього навантаження однаково змінюється радіус усіх кілець. Сума сил, які сприймають з'єднані кільця, дорівнює силі розтягу стрічки. Змінність внутрішньої сили, що виникає в тросах стрічки, призводить до взаємного зсуву кілець.

На живильнику стрічка взаємодіє з барабанами. На привідному барабані на неї діє сила з боку приводного барабана. Приймемо, що частина стрічки, з більшою кількістю витків троса, навантажена силами розтягу. Інша приклеєна до барабана. Така схема навантаження дозволяє вважати стрічку плоскою, не враховувати її згин та тиск стрічки на барабан. Номери частин покажемо у вигляді верхніх індексів. Вздовж стрічки спрямуємо вісь  $x$ . Початок осі розташуємо в перерізі зміни кількості витків троса. Витки в першій частині позначимо номерами від 1 до  $M + 1$ . В другій – від 1 до  $M$ . Дослідимо вплив зміни конструкції стрічки та характеру її навантаження. Приймемо, що частини стрічки безмежні. На значній відстані від перерізу  $x = 0$  зусилля розтягу та переміщення тросів стрічки ( $1 \leq i \leq M$ ) мають бути рівними

$$x \rightarrow -\infty \quad P_i^{[1]} = P_{i\pm 1}^{[1]} \quad u_i^{[1]} = u_{i\pm 1}^{[1]}, \quad x \rightarrow \infty \quad P_i^{[2]} = P_{i\pm 1}^{[2]} \quad u_i^{[2]} = u_{i\pm 1}^{[2]}. \quad (1)$$

На межі частин ( $x = 0$ ) мають місце умови сумісності деформування:

а) зусилля розтягу крайнього ( $M + 1$ ) троса першої частини стрічки

$$P_{M+1}^{[1]} = 0; \quad (2)$$

б) зусилля розтягу тросів суміжних частин та їх переміщення попарно збігаються

$$P_i^{[1]} = P_i^{[2]}, \quad u_i^{[1]} = u_i^{[2]} \quad (1 \leq i \leq M). \quad (3)$$

З першої частини виріжмо виток стрічки довжиною  $dx$  (рис. 1).

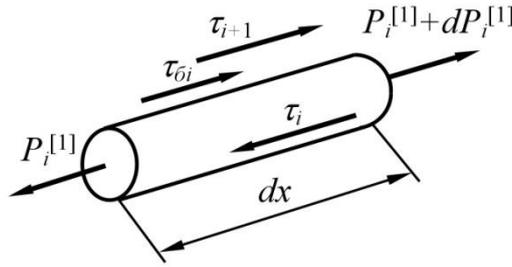


Рисунок 1 – Відрізок витка троса стрічки

Сформулюємо умову рівноваги відрізка троса довжиною  $dx$

$$dP_i^{[1]} + d \cdot (\tau_{i+1} - \tau_i - \tau_{oi}) dx = 0, \quad (4)$$

де

$$\tau_i = \frac{G}{h} k_h [u_i - u_{i-1}]; \quad (5)$$

$$\tau_{oi} = \frac{G}{z} k_z [u_i - b]; \quad (6)$$

$z$  – товщина гумової обкладинки стрічки;  $G$  – модуль зсуву матеріалу оболонки;  $h$  – відстань між витками троса;  $k_h, k_z$  – коефіцієнти, що враховують форму гуми між витками троса та між тросом й поверхнею барабана;  $b$  – переміщення поверхні барабана як жорсткого тіла, його значення прийемо рівним нулю.

Підставивши (5) та (6) у формулу (4), маємо наступну залежність

$$\frac{dP_i^{[1]}}{dx} + \frac{Gd}{h} k_h (u_{i-1} - 2u_i + u_{i-1}) - \frac{Gd}{z} k_z u_i = 0. \quad (7)$$

Отримане рівняння прийнятне для всіх тросів за винятком крайніх.

Друга ділянка стрічки не навантажена дотичними зусиллями, кількість тросів в ній менша. Внутрішні зусилля в тросах для цієї ділянки

$$P_i^{[2]} = \left\{ - \sum_{m=1}^{M-1} B_m^{[2]} e^{-\beta_m^{[2]} x} \beta_m^{[2]} \cos(\mu_m^{[2]} (i-0.5)) + a^{[2]} \right\} EF, \quad (8)$$

де  $B_m^{[2]}, a^{[2]}, b^{[2]}$  – невідомі та сталі;  $\beta_m^{[2]} = \sqrt{2 \frac{Gd}{hEF} k_h (1 - \cos(\mu_m^{[2]}))}$ ;  $\mu_m^{[2]} = \frac{\pi m}{M}$ .

Вираз (8) дозволяє сформулювати умову міцності стрічки

$$P_{max} = \frac{P}{M} - \sum_{m=1}^{M-1} B_m^{[2]} \beta_m^{[2]} \cos\left(\pi m \left(1 - \frac{1}{2M}\right)\right) EF \leq [P],$$

де  $[P]$  – допустима сила розтягу троса армування стрічки.

Отримана умова міцності троса армування стрічки дозволяє обґрунтовано підбирати її конструкцію для конвеєрного живильника.

#### Перелік посилань

1. Прушак В.Я. Численная оценка долговечности соединений резиновых конвейерных лент / В.Я. Прушак, О.Л. Миранович // Вестник БНТУ. – 2008. – № 1. – С. 35-38.

2. [Волоховский В.Ю.](#) Концентрация усилий в тросах и несущая способность резиновых конвейерных лент с повреждениями / В.Ю. [Волоховский](#), В.П. [Радин](#), М.Б. Рудяк // [Вестник МЭИ](#). – 2010. – № 5. – С. 5-12.