

вимоги до захисту від корозії»

Висновки та напрямок подальших досліджень. Отже, внаслідок аналізу видового складу рослин балки, яка знаходиться у безпосередній близькості до нафтоперекачувальної станції «Широке» ПАТ «Укртранснафта», встановлено, що в сучасних умовах стан екологічної безпеки ґрунтового покриву відповідає нормативному. Щоб надалі забезпечити надійну експлуатацію трубопроводів, необхідно, забезпечити систему заходів переізоляції надійним захисним матеріалом - асмольною стрічкою «Ліам».

Список літератури

1. **Алехин В.Г.** Биологическая активность и микробиологическая рекультивация почв, загрязненных нефтепродуктами / **В. Г. Алехин, В. Т. Емцев, Е. А. Рогозина, А.И. Фахрутдинов** - Биологические ресурсы и природопользование. – Нижневартовск: Изд-во Нижневарт. пед. ин-та, 1998. – Вып. 2. – С. 95-105.
2. **Гашева М. Н.** Состояние растительности как критерий нарушенности лесных биоценозов при нефтяном загрязнении / **М. Н. Гашева, С. Н. Гашев, А. В. Соромотин** // Экология. –1990. – № 2. – С. 77-78.
3. **Кодина Л.А.** Геохимическая диагностика нефтяного загрязнения почвы Восстановление нефтезагрязненных почвенных экосистем / **Л.А. Кодина** - М.: Наука, 1988. - С. 112 - 122.
4. Проблемы загрязнения почв нефтью и нефтепродуктами: геохимия, экология, рекультивация. / **Н. П. Солнцева, Ю. И. Пиковский** и др. - Докл. симп. VII Делегатского съезда Всесоюзн. об-ва почвоведов. - Ташкент, 1985. - С. 246 - 254.
5. Определитель высших растений Украины. - К.: Наукова думка, 1987. - 547с.

Рукопис подано до редакції 16.03.12

УДК 622.867:622.016.47

П.Г. КОМАЩЕНКО, канд. техн. наук, доц., ДВНЗ «Криворізький національний університет»
В.М. РЯСНИЙ, канд. техн. наук, ДП «НДІБПГ»

НАДІЙНІСТЬ ЗАПОБІЖНИХ ПРИСТОСУВАНЬ МАЛОГАБАРИТНОГО АВАРІЙНО-РЯТУВАЛЬНОГО МОНОРЕЙКОВОГО ПІДЙОМНИКА ЯК ОДИН З ЧИННИКІВ ПІДВИЩЕННЯ БЕЗПЕКИ ПРАЦІ ГІРНИКІВ ПІД ЧАС ПРОВЕДЕННЯ ПІДНЯТТЄВИХ ГІРНИЧИХ ВИРОБОК

Наведено структурну схему аварійно-рятувального підйомника ППР-350 та конструкцію його кліті. Детально розглянуто конструкцію автоматичного вловлювача кліті та гальмівної системи. Особливу увагу приділено теоретичним розрахункам кінематичним, енергетичним, силовим та міцнісним параметрам і характеристикам запобіжних пристосувань підйомника.

Проблема та її зв'язок з науковими та практичними завданнями. Багаторічна практика засвідчує, що існуючі до цього часу способи та технічні засоби, що застосовуються під час ведення аварійно-рятувальних робіт у піднятєвих гірничих виробках малопродатні, а в деяких випадках практично не можуть бути використані [1]. Тому що ці роботи вимагають значного часу, залучення великої кількості живої сили (аварійно-рятувальників) та матеріальних ресурсів (лісоматеріалу, різних металевих конструкцій), що негативно позначається на оперативності та надійності воєнізованих аварійно-рятувальних служб, а також на безпеці праці гірників.

Аналіз досліджень і публікацій. У 90-х роках минулого століття, на основі проведених досліджень та експериментів НДІБПГ був розроблений перший варіант малогабаритного монорейкового аварійно-рятувального підйомника ППР-200 [2,3], який пройшов ретельні лабораторно-стендові дослідження, попередні та приймальні (промислові) випробування. Застосування підйомника дозволило ліквідувати багато із зазначених проблем, що виникають під час виконання аварійно-рятувальних робіт у піднятєвих гірничих виробках. Але у зв'язку з необхідністю поліпшення його технічних параметрів, у першу чергу, пов'язаних з вантажопідйомністю, швидкістю переміщення по монорейці, висотою підйому, а також підвищення надійності функціонування в цілому, виникла необхідність модернізації конструкції ППР-200, тобто розроблення більш удосконаленого варіанта. На цьому етапі розроблення нової конструкції аварійно-рятувального підйомника здійснювалось за участю фахівців головною інституту в галузі машинобудування, розробники відомих монорейкових прохідницьких комплексів типу КПВ інституту НДПШірмаш (м. Єкатеринбург, РФ) [4].

До складу підйомника, що отримав шифр ППР-350, входять: кліть, барабан шланговий, котушка кабельна (рис. 1).

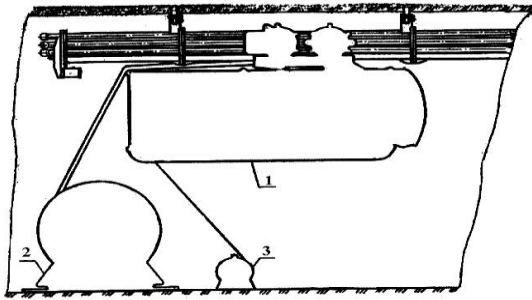


Рис. 1. Структурна схема аварійно-рятувального підйомника ПГР-350: 1 - кліть; 2 - барабан шланговий; 3 - котушка кабельна

Кліть (рис. 2) складається з рами, ходової частини, автоматичного вловлювача, кабіни та пульта керування. Ходова частина складається з пневмодвигуна та планетарно-циліндричного редуктора, гальма і механізму розгальмовування.

Передача повітря до пневмодвигуна і механізму розгальмовування ходової частини кліті регулюється з пульта керування.

люється з пульта керування.

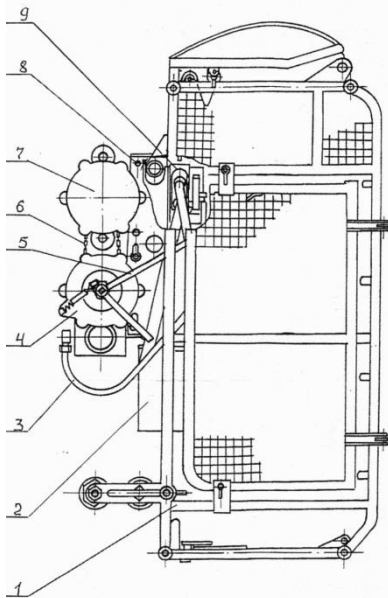


Рис. 2. Конструкція кліті малогабаритного монорейкового аварійно-рятувального підйомника ПГР-350: 1 - кабіна; 2 - ящик інструментальний; 3 - рукав; 4 - ходова частина; 5 - планетарно-циліндричний редуктор; 6 - ланцюг; 7 - автоматичний вловлювач; 8 - рама; 9 - пульт керування

Повітря до пневмодвигуна надходить від шлангового барабана через вентиль, фільтр вологовідокремлювач, маслорозпилювач і пневморозподільювач, розташований на пульті керування.

Переміщенням кліті керує гірничорятувальник із кабіни за допомогою пневморозподільювача.

Під час розроблення конструкції підйомника, який за своїми тактико-технічними параметрами не має аналогів у світовій практиці, особливу увагу приділяли саме запобіжним пристосуванням, що забезпечують безпечну його експлуатацію. У першу чергу це стосується конструкції автоматичного вловлювача кліті та гальмівної системи.

Уловлювач являє собою дискове гальмо. У разі, якщо швидкість кліті перевищує установлену, вантаж, закріплений на спеціальній опорі в корпусі вловлювача за допомогою стержнів, пружини та гайок, під дією відцентрової сили,

стискуючи пружини, повертається відносно опори, захоплює своїм кінцем один з внутрішніх виступів зубчастого колеса та повертає його. Обертання від зубчастого колеса, в свою чергу, передається валу-шестерням, які, вкручуючись у зафіксовані вилками гайки, стискають останніми через натискний диск тарілчасту пружину. Під дією цієї пружини відбувається стиснення гальмівних дисків (плавне нарощування гальмівного моменту за рахунок збільшення сил щеплення дисків) та загальмовування кліті.

Складовими частинами гальмівної системи є: тарілчаста пружина, натискний диск та гальмівні диски. У вихідному положенні тарілчаста пружина через натискний диск стискає гальмівні диски, за рахунок сил щеплення яких на вихідному валу ходової частини створюється гальмівний момент, необхідний для розгальмовування кліті на монорейці під час зупинки.

Викладення матеріалу та результати. У зв'язку з тим, що аварійно-рятувальний підйомник входить в перелік гірничошахтного обладнання, до яких пред'являються підвищені вимоги з техніки безпеки, безпосередньому розробленню, виготовленню та випробуванням саме запобіжних пристосувань передували ретельні теоретичні розрахунки їх кінематичних, енергетичних, силових та міцностних параметрів і характеристик.

Так, енергію кліті, яку потрібно погасити гальмівним пристроєм E , розраховували за формулою

$$E = P_{ст} \cdot S_r \frac{m_k V_n^2}{2}, \quad (1)$$

де $P_{ст}$ - сила тяжіння кліті, Н; S_r - гальмівний шлях, м; m_k - маса кліті, кг ($m_k=910$); V_n - швидкість переміщення кліті в момент спрацьовування автоматичного вловлювача, м/с.

Енергію, що накопичувалася гальмівним пристроєм E (при лінійній характеристиці), визначали за формулою

$$E_r = \frac{1}{2} M_r \cdot \varphi, \quad (2)$$

де M_{Γ} , - гальмівний момент. Н·м; φ - кут повороту гальма, радіан.

Прирівнюючи рівняння (1) та (2), визначили гальмівний момент, який необхідно створити на гальмівному пристрої для того, щоб погасити енергію кліті. Тобто

$$P_{\text{ст}} \cdot S_{\Gamma} + \frac{m_{\text{к}} V_{\text{п}}^2}{2} = \frac{1}{2} M_{\Gamma} \cdot \varphi, \quad (3)$$

Звідки

$$M_{\Gamma} = \frac{2(P_{\text{ст}} \cdot S_{\Gamma} + \frac{m_{\text{к}} V_{\text{п}}^2}{2})}{\varphi} \quad (4)$$

$$\varphi = \frac{2S_{\Gamma}}{d_3} = \frac{2 \cdot 0,08}{0,12} = 1,33 \text{ радіан}, \quad (5)$$

де d_3 - діаметр початкового кола цівкової зірочки вловлювача, мм (d_3 -120 мм)

$$M_{\Gamma} = \frac{2(8930 \cdot 0,08 + \frac{910 \cdot 0,65^2}{2})}{1,33} = 1360 \text{ Н} \cdot \text{м} (\approx 140 \text{ кгс} \cdot \text{м})$$

Осьове зусилля на гальмо Q' визначали за формулою

$$Q' = \frac{M_{\Gamma}}{Z \cdot f_{\text{тер}} \cdot R_{\text{сп}}}, \quad (6)$$

де Z - кількість пар тертя гальмівних дисків; $f_{\text{тер}}$ - коефіцієнт тертя фрікційної пари сталь - металокераміка та змащування; $R_{\text{сп}}$ - середній радіус поверхонь тертя, м

$$Q' = \frac{1360}{8 \cdot 0,25 \cdot 0,0955} = 7120 \text{ Н} (\approx 730 \text{ кгс}).$$

Статичний момент на валу гальма (M'_{Γ}), необхідний для надійного утримання кліті на вертикальній монорейці, розраховували за формулою

$$M'_{\Gamma} = \frac{P_{\text{ст}} \cdot d_3}{2} \cdot n_{\text{ц}} = \frac{8930 \cdot 0,12}{2} \cdot 0,94 = 504 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (7)$$

Розрахунки показали, що запас по гальмівному моменту складає

$$K = \frac{M_{\Gamma}}{M'_{\Gamma}} = \frac{1360}{504} = 2,7. \quad (8)$$

У результаті дії автоматичного вловлювача відбувається поглинання кінетичної енергії, придбаной кліттю під час її переміщення по монорейці. Цю кінематичну енергію визначали за формулою

$$E_{\text{к}} = \frac{m_{\text{к}} V_{\text{п}}^2}{2} \quad (9)$$

Динамічне навантаження (під час спрацьовування вловлювача (без урахування коливань) розраховували $F_{\text{дин}}$ формулою

$$F_{\text{дин}} = \frac{E_{\text{к}}}{S_{\Gamma}} = \frac{m_{\text{к}} V_{\text{п}}^2}{2S_{\Gamma}}. \quad (10)$$

Динамічний коефіцієнт $K_{\text{дин}}$ розраховували за формулою

$$K_{\text{дин}} = \frac{P_{\text{ст}} + F_{\text{дин}}}{P_{\text{ст}}} = \frac{m_{\text{к}} V_{\text{п}}^2}{2S_{\Gamma} P_{\text{ст}}}. \quad (11)$$

З останнього рівняння витікає, що динамічний коефіцієнт при заданій швидкості переміщення кліті по вертикальній монорейці в момент спрацьовування автоматичного вловлювача залежить від маси кліті та шляху гальмування.

Шлях гальмування S_{Γ} в залежності від маси кліті визначали за формулою (1). Враховуючи, що $\varphi = 2S_{\Gamma}/d_3$ при постійному значенні M

$$S_{\Gamma} = \frac{m_{\text{к}} V_{\text{п}}^2}{\left(\frac{M_{\Gamma}}{d_3} - P_{\text{ст}}\right) \cdot 2} \quad (12)$$

Залежність динамічного коефіцієнта від маси кліті представлено на рис. 3.

Розрахунок відцентрового механізму автоматичного вловлювача кліті полягав у визначенні сили, що діє на пружину механізму, та виборі самої пружини.

Відцентрову силу вантажу $P_{\text{ц}}$ в момент спрацьовування механізму визначали за формулою

$$P_{\text{ц}} = m_{\text{вант}} \rho (2\pi \bar{\omega})^2, \quad (13)$$

де $m_{\text{вант}}$ - маса одного вантажу, кг; ρ - радіус інерції одного вантажу, м.

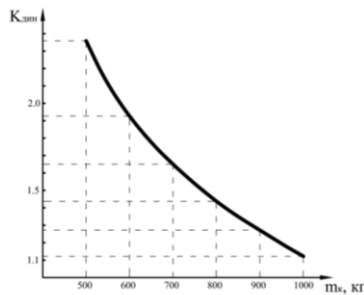


Рис. 3. Залежність динамічного коефіцієнта від маси кліті

Для визначення радіуса інерції попередньо встановлювали координати центра мас вантажу (рис. 4).

Значення площ та координат центрів мас елементів одною вантажу зведено в табл. 1 за формулами

$$x_c = \frac{\sum F_i x_i}{\sum F_i}, \quad \text{та} \quad y_c = \frac{\sum F_i y_i}{\sum F_i}, \quad (14)$$

F_i - площа i -го елемента вантажу, мм^2 ; x_i, y_i - координати центра маси i -го елемента вантажу, мм .

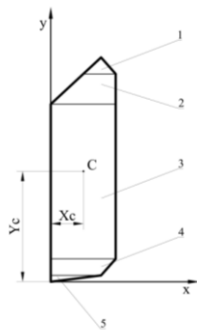


Рис. 4. Координати центра мас вантажу

При встановлених координатах центра мас вантажу радіус інерції складав $\rho = 0,068$ м. Тоді

$$P_{\text{ц}} = 1 \cdot 0,068(2 \cdot 3,14 \cdot 1,72)^2 = 7,9 \text{ Н.}$$

Силу стиснення пружини P_n визначали за формулою

$$P_n = P_{\text{ц}} \frac{L_{\text{ц}}}{L_n}, \quad (15)$$

де $L_{\text{ц}}$ - плече дії відцентрової сили, м; L_n - плече дії сили пружини, м.

$$P_n = 7,9 \frac{0,04}{0,008} = 39 \text{ Н} (\approx 4 \text{ кгс}).$$

Висновки та напрямок подальших досліджень. Результати розрахунків автоматичного вло-вловача показують, що відцентровий механізм обмежувача швидкості не дозволяє перевищення швидкості переміщення кліті по вертикальній монорейці вище встановленої, а фрикційний галь-мівний пристрій забезпечує надійне її гальмування.

Дані розрахунки були підтверджені результатами лабораторних досліджень, що проводилися на спеціальних стендах. Так, для встановлення шляху переміщення кліті до зупинки під час спрацьовування автоматичного вловлювача кліть з вантажем 385 кг піднімали на вертикальну ділянку монорейки стенда-копра. Далі відмічали положення кліті на монорейці, відключали повітря, від'єднували від пневмодвигуна та заглушували повітропостачальні рукави. Рукоятку пневморозподільвача встановлювали і надійно фіксували в положенні „Спуск”. Находячись на безпечній відстані від кліті, включали повітря. Після спрацьовування вловлювача за допомогою металевої рулетки вимірювали гальмівний шлях. Випробування проводили не менш як 3 рази. При кожному з трьох вимірювань шлях переміщення кліті по монорейці до її зупинки під час спрацьовування уловлювача не перевищував 300 мм.

Перевірку роботи нормально-замкненого дискового гальма здійснювали за такою методикою. Кліть з вантажем 440 кг піднімали на вертикальну ділянку монорейки стенда-копра. Відмічали положення кліті на монорейці. У такому стані кліть витримували на протязі 10 хв. За час досліджень кліть жодного разу не опускалася по монорейці від вихідного положення.

Розрахункові та лабораторно-стендові дослідження дозволили зробити висновок щодо ефективності та надійності конструктивних рішень автоматичного вловлювача та гальмівної системи аварійно-рятувального підйомника та доцільності його широкомасштабної перевірки в промислових умовах.

Список літератури

1. Умнов А.Е., Рясной В.М., Комащенко П.Г. Способы и технические средства, применяемые при ведении

аварійно-спасательних работ в восстающих горных выработках. //Бюллетени научно-технической информации «Черная металлургия». -М.-Черметинформация. - 1990. -№11 С 41-51.

2. **Оконеvский А.Ф., Рясной В.М., Комащенко П.Г.** Повышение эффективности горноспасательных работ при механизированной проходке восстающих горных выработок. //Горный журнал, - 1985. С. 53-54.

3. **Рясной В.М., Комащенко П.Г., Мельников Г.П.** Подъемник для спасательных работ в восстающих выработках. И Безопасность труда. - 1986.

4. **Умнов А.В., Рясной В.М., Моргунов Е.Г.** Горноспасательный подъемник для восстающих горных выработок. // Горный журнал. - 1991. - №2. С.51-52.

Рукопис подано до редакції 01.04.12

УДК 629.1.05

А.В. ВЕСНІН, канд. техн. наук, доц., О.Д. ПОЧУЖЕВСЬКИЙ, асистент
ДВНЗ «Криворізький національний університет»

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ СКЛАДНОСТІ МАРШРУТУ РУХУ, ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ТА УЗГОДЖЕНОСТІ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ «ДВИГУН-ТРАНСМІСІЯ» КАР'ЄРНИХ САМОСКІДІВ

Сформовано та обґрунтовано методики визначення показників складності маршруту руху, ефективності роботи та узгодженості параметрів системи «двигун-трансмiсія» кар'єрних самоскидів

На сьогодні на відкритих розробках світу більше половини видобутої гірничої маси транспортують кар'єрні самоскиди. В Україні майже весь парк даної техніки представлений машинами виробництва РУПП БелАЗ, з яких близько 97 % машин мають вантажопідйомність 30-55 т і оснащуються гідромеханічною трансмісією. Основною проблемою експлуатації даної техніки є велика доля витрат на транспортування, яка сягає 50-60 % від загальної собівартості видобутку корисних копалин, при цьому питома вага палива, у даних витратах, складає близько 30 % [1].

Головною специфікою експлуатації кар'єрних самоскидів є те, що з початку вводу в експлуатацію і до списання, ці машини працюють на одному підприємстві з однаковою універсальною комплектацією (моделлю двигуна та передаточними числами трансмісії), яка забезпечує можливість використання даних машин у будь-яких гірничотехнічних умовах (характеристиках доріг). Однак дані умови між підприємствами, і навіть у межах одного підприємства, можуть досить сильно відрізнятися. Це, у свою чергу, приводить до того що, під час експлуатації двигун працює не в раціональних режимах - унаслідок чого збільшуються експлуатаційні витрати палива, знижуються тягово-швидкісні властивості, продуктивність та загальна ефективність роботи даних машин.

У зв'язку з тим, що покращення основних факторів умов експлуатації в більшості випадків вкрай складно або взагалі неможливо, а конструктивне вдосконалення кар'єрних самоскидів обмежене існуючими матеріалами та технологіями виробництва, підвищення ефективності експлуатації даних машин вважається можливим за рахунок підвищення ККД тих систем, в яких втрати енергії є найбільшими. Для машинобудування і зокрема кар'єрних самоскидів, такою є система «двигун-трансмiсія».

Однак для вирішення даного питання необхідно мати відповідний математичний апарат, за допомогою якого можна аналізувати та характеризувати умови експлуатації, ефективність роботи та раціональне поєднання характеристик двигуна та передаточних чисел трансмісії.

Питанням підвищення загальної ефективності експлуатації кар'єрних самоскидів присвячені праці таких вчених як Ю.І. Аністратов, М.В. Васильєв, І.В. Зирянов, О.О. Кулешов, Ю.І. Лель, П.Л. Марієв та інші. Однак у напрямку використання раціональних параметрів системи «двигун-трансмiсія» відносно конкретних умов експлуатації, дане питання не розглядалося.

Крім цього існуючі показники оцінки гірничотехнічних умов (характеристики доріг) - поздовжній, керуючий та середньозважений ухил не дозволяють адекватно їх охарактеризувати.

Ефективність роботи машин взагалі для кожного підприємства є індивідуальним балансом між витратами палива та продуктивністю роботи, яку на сьогоднішній день неможливо визначити одним показником, адже його поки що з поміж існуючих не визначено. Узгодженість роботи двигуна та трансмісії оцінюється універсальним показником у вигляді динамічного фактору машини однак він є змінним з обертами і не дозволяє характеризувати загальну узгодже-