

4. Махиня В.В. Способы замены канатов на многоканатной подъемных машинах с ведущим шкивом трения / В.В. Махиня // Уголь Украины №5, 1985. – С. 28 – 30.
5. Морозов В.Г. Механизованная навеска и замена канатов на многоканатных подъемных установках и средства их осуществления / В.Г. Морозов // Вопросы разработки шахтных стационарных установок: Сборник научных трудов ВНИИГМ им. М.М. Федорова.– Донецк. 1982. – С. 56 – 59.
6. Руководство по замене головных и уравнивающих канатов на многоканатных подъемных установках: Сборник научных трудов ВНИИГМ им. М.М. Федорова – РТМ 07.01.016.83.– Донецк. 1983. –147 с.
7. Коломиец А.А. Навеска канатов и клетей многоканатного подъема / А.А. Коломиец, Г.С. Платон // Шахтное строительство №12, 1988. – С. 11 – 15.
8. Гендон В.А. Навеска скипов и канатов на многоканатные подъемные установки / В.А. Гендон, Е.А. Белоцерковский // Шахтное строительство №7, 1975. – С. 20 – 22.

Рекомендовано до друку: д-ром техн. наук, проф. Шириним Л.М.

УДК 622.673.1[043.5]

В.І. Самуся, д-р техн. наук, І.С. Львіна, канд. техн. наук, С.С. Львіна, канд. техн. наук
(Україна, м. Дніпро, Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет»)

ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ЖОРСТКОСТІ ПАРАМЕТРІВ РОЛИКОВИХ НАПРЯМНИХ ПРИСТРОЇВ ШАХТНИХ ПІДЙОМНИХ ПОСУДИН

Анотація. Метою роботи є підвищення безпеки експлуатації підйомних установок шахт, що експлуатуються в умовах підвищеного зносу обладнання. Задачею роботи є дослідження жорсткісних параметрів роликів напрямних пристроїв шахтних підйомних установок з метою підвищення плавності руху підйомних посудин в провідниках жорсткого армування вертикальних стовбурів гірничих підприємств. Проведені дослідження існуючої конструкції роликів напрямних та запропоновано модернізація їх елементів. В результаті моделювання та чисельних експериментів встановлені залежності жорсткісних параметрів напрямних пристроїв від параметрів підйомної установки. Отримані залежності використовуються для отримання рекомендацій по підборі параметрів роликів напрямних, що забезпечують плавний рух посудини в армуванні для кожного стовбура індивідуально.

Ключові слова: шахтна підйомна установка, роликові напрямні пристрої, підйомна судина, гірничі підприємства

Аннотация. Целью работы является повышение безопасности эксплуатации подъемных установок шахт, которые эксплуатируются в условиях повышенного износа оборудования. Задачей работы является исследование прочностных параметров роликотных направляющих устройств шахтных подъемных установок с целью повышения плавности движения подъемных сосудов в проводниках жесткой арматурки вертикальных стволов горных предприятий. Проведены исследования, существующих конструкций роликотных направляющих и предложено модернизация их элементов. В результате моделирования и численных экспериментов установлены зависимости прочностных параметров направляющих устройств от параметров подъемной установки. Полученные зависимости используются для получения рекомендаций по выбору параметров роликотных направляющих, которые обеспечивают плавное движение сосуда в арматурке для каждого ствола индивидуально.

Ключевые слова: шахтная подъемная установка, ролики направляющие устройства, подъемный сосуд, горное предприятие

Abstract. The aim of work is to increase the safety of mine hoisting systems` operation that are in conditions of increased equipment wear. The task of work is to study the strength parameters of roller guide devices of mine hoisting systems in order to increase the smoothness of lifting vessels` movement in the guides of straight reinforcement of vertical shafts of mining enterprises. Studies were carried out on the existing design of roller directors and suggested the modernization of their elements. As a result of modeling and numerical experiments, the dependences of strength parameters of directors on parameters of lifting installation were established. The obtained dependences are used to get recommendations on selection of the roller directors` parameters , which ensure smooth movement of vessel in reinforcement for each vessel individually.

Keywords: mine lifting unit, roller guides, lifting boat, mining enterprise

В сучасних умовах інтенсифікації роботи гірничого обладнання, через зростання попиту на корисні копалини, актуальною задачею є забезпечення безаварійної експлуатації обладнання при теперішньому рівні його зношення.

Оскільки основною ланкою видобувного процесу роботи шахти є транспортування корисних копалин на поверхню, то безпечна робота підйомної установки є важливою задачею на сьогодні. Аналіз ситуацію вимагає розробки нових методів по підвищенню плавності руху підйомної посудини шахтних підйомних комплексів в провідниках армування, які знаходяться в умовах підвищеного механічного та корозійного зношення з викривленням профілю напрямних.

У статті пропонується модернізація існуючих роликівих напрямних з метою підвищення плавності руху підйомних посудин в жорстких провідниках.

Експериментальні дослідження пружних властивостей пружинних і гумових амортизаторів роликівих двоохвалевих напрямних.

Для уточнення фактичних пружних характеристик уніфікованих напрямних, що застосовуються в рудопідйомних стволах, були досліджені наступні елементи роликкоопор, з тих, що експлуатуються на скіпових підйомах в багатьох шахтах України: головна пружина амортизуючого блоку; буферні гумові вставки (4 штуки) (рис. 1)

При випробуваннях пружина встановлювалася між платформами преса послідовно з еталонним динамометром Токарева. За допомогою пристрою силової передачі преса пружина стискалася зусиллям до 1500 кН з кроком 500 кН. На кожному кроці мірної лінійкою вимірювалася залишкова висота деформованої пружини. При обробці даних вимірювань було визначено, що в середньому, стиску пружини на 15 мм відповідає приріст стискаючого навантаження на 1,0 кН. Отже, жорсткість пружини дорівнює

$$C_0 = \frac{F}{\delta} = \frac{F}{\delta} = \frac{1kH}{0,015m} = 67 \text{ kH} / m . \quad (1)$$

При тестуванні гумових буферних вкладишів, за допомогою візуального огляду і контрольного вимірювання, було знайдено, що всі вкладиші з точністю до помилки при виготовленні зроблені ідентичні один одному і вільно монтується всередині головних джерел для взаємодії з опорними шайби амортизатора. Вкладиші мають наступні розміри: висота 19,5 мм; зовнішній діаметр 71 мм; прохідний 22,5 мм; марку гуми не встановлено.

Випробуванню піддавався набір з чотирьох гумових вставок, встановлених послідовно між платформами преса. Навантаження проводилось зусиллям до 3,0 кН. При обробці даних було визначено, що стисненню гумового пакета з чотирьох вставок на 5 мм відповідає приріст зусилля 3,0 кН. При таких деформаціях залежність між зусиллям і деформацією гуми вважається лінійною. Отже, повна жорсткість пакета дорівнює

$$C_{res4} = \frac{F}{\delta} = \frac{3kH}{0,005m} = 600 \text{ kH} / m = 600 \text{ H} / mm . \quad (2)$$

Так як вставки встановлені за схемою послідовного з'єднання, то жорсткість одній гумової вставки дорівнює

$$C_{res1} = 4 * C_{res4} = 2400 \text{ kH} / m = 2400 \text{ H} / mm . \quad (3)$$

Отже, реальна, наведена до точки контакту з провідником, жорсткість напрямної дорівнює:

- при ході опорних шайб амортизатора до контакту з гумовими вставками

$$C_{np} = (0,3..0,37) \cdot 67 \text{ H} / m = (20,1..24,8) \text{ H} / mm , \quad (4)$$

- при контакті опорних шайб з чотирма гумовими вставками

$$C_{nn} = (0,3..0,37) \cdot \left(\frac{2400 \text{ H} / mm}{4} + 67 \text{ H} / m \right) = (200..246) \text{ H} / mm , \quad (5)$$

- при контакті опорних шайб з трьома (згідно креслення) гумовими вставками

$$C_{nn} = (0,3..0,37) \cdot \left(\frac{2400 \text{ H} / mm}{3} + 67 \text{ H} / m \right) = (260..320) \text{ H} / mm , \quad (6)$$

- при контакті опорних шайб з двома гумовими вставками;

$$C_m = (0,3..0,37) \cdot \left(\frac{2400H/mm}{2} + 67H/m \right) = (427..511)H/mm, \quad (7)$$

- при установці по кінцях робочого ходу по одній гумовій вставці приведена жорсткість напрямної дорівнює

$$C_m = (0,3..0,37) \cdot \left(\frac{2400H/mm}{1} + 67H/m \right) = (787..955)H/mm. \quad (8)$$

Це означає, що при максимальному нормативному кінематичному зазорі на сторону 23 мм, робочий хід важеля з роликом повинен складати 46 мм. Оскільки на практиці нерідко зустрічаються системи «посудина - армування» з повним кінематичним зазором до 60-70 мм, то для ефективного гасіння навантажень непроектного рівня на цю повну деформацію повинна бути розрахована конструкція всіх вузлів уніфікованих напрямних.

Зусилля, яке приймають на себе гумові вставки, залежить від того, при якому положенні ролика всередині кінематичного зазору Δ (рис. 1) відбудеться контакт опорних шайб амортизатора з гумою і скільки залишиться вільного ходу ролика на деформацію гуми до вступу металевої поверхні башмака в контакт з провідником.

Таблиця 1

Значення жорсткості важеля напрямної, приведеної до осі ролика, за даними лабораторних експериментів

Склад пружних елементів амортизатора роликостопори	Пружина	Пружина + 4 гумові шайби	Пружина + 3 гумові шайби	Пружина + 2 гумові шайби	Пружина + 1 гумова шайба
Приведена жорсткість роликостопори Н/мм (кгс/см)	20,1 24,8	200 - 246	260 - 320	427 - 511	787 - 955

Тобто, завдання полягає в тому, щоб забезпечити контакт опорної шайби з гумовою вставкою саме в тому перетині робочого ходу амортизатора, відстань від якого до перетину, де настане контакт башмака з провідником, забезпечить подальшу спільну пружну деформацію гуми і пружини з підвищеним зусиллям опору. На цьому етапі ходу жорсткість опори дорівнює сумі жорсткостей пружини і гуми.

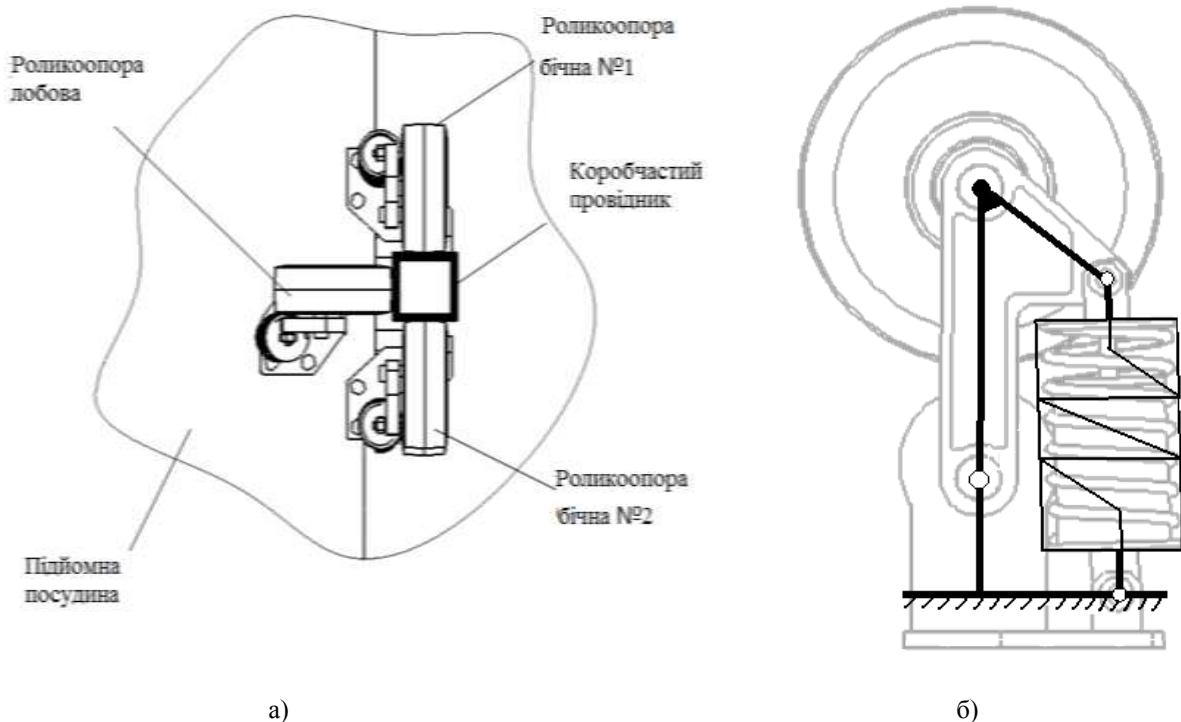


Рис. 1 Роликові двохважелеві напрямні:
а) схема установки трьохроликового напрямного вузла,
б) кінематична схема роликової напрямної

Через випадковість характеру розподілу по стволу кривизни провідників, нерівномірності їх зносу по глибині ствола, нерівномірності зносу вкладишів башмаків, забезпечити необхідну точність взаємного розташування всіх рухомих пружних деталей для прецизійного сприйняття необхідної частки навантажень по всій глибині ствола з неоднорідною поверхнею контакту, запобігання непрямої зіткнення з башмаком практично не можливо.

Спостереження за зносом поверхні провідників в умовах експлуатації та вимірювання контактних навантажень показують, що параметри напрямних на практиці встановлюються так, що не запобігають непрямої зіткненням металевих поверхонь башмаків і провідників один з одним. При цьому відбувається руйнування поверхні провідників і вкладишів башмаків. Це вимагає створення більш досконалої системи амортизації підйомних посудин для роботи в стволах зі значними викривленнями профілю провідників в зонах зрушення гірських порід.

Дослідження напрямних типу НКП

На рис. 1.3 наведені графіки результатів цифрової обробки даних лабораторних досліджень залежностей статичних пружних зусиль напрямних від величини радіального стиснення, таких як: каток КМЦ-260 (320) з виїмками (рис. 1.7, вихідні дані взяті з [1]), каток НКП-320р без осьових виїмок в катках і з виїмками при повному і частковому контакті катка з опорою, каток НКП-320КР (каток після тривалої експлуатації з зносом по діаметру до 10 мм), каток двохвалевий універсальної напрямної (далі УРН-250) з гумо-пружинним амортизатором [2].

Обробка результатів вимірювань показала, що експериментальні дані залежності сили від величини стиснення досліджених гумових катків (навантажувальні характеристики) в межах робочих деформацій 0...24 мм досить точно описуються параболічної регресією.

$$P(x) = C1 \cdot x + C2 \cdot x^2, \tag{9}$$

де $P(x)$ – сила статичного стиснення, кН, $C1, C2$ – коефіцієнти регресії, x – стиснення, мм.

Для катка НКП-320Р цільного $C1=0.621$; $C2=0.02$. Для катка НКП-320Р с виїмками $C1=0.605$; $C2= 0.014$. Для катка НКП-260 с виїмками $C1= 0.223$; $C2= 0.012$. Для катка НКП-320 с виїмками $C1= 0.194$; $C2= 0.011$.

За аналогією з лінійною завданням можна ввести функцію жорсткості катка напрямної у вигляді

$$C_p(x) = C1 + C2 \cdot x. \tag{10}$$

Тоді сила пружності катка виглядає так

$$P_p(x) = C(x) \cdot x. \tag{11}$$

Про поведінку функції навантажувальної характеристики катків за межами зазначеного робочого діапазону і оцінки точності її опису параболічної регресією (або кривої більш високого порядку) можна судити тільки на підставі обробки даних більших лабораторних експериментів конкретних катків за межами нормованого робочого діапазону деформацій.

Цікавим є отримання аналітичної залежності між діючою силою і величиною пружного стиснення катка. Така залежність може бути отримана на підставі розв'язання задачі Герца про контакт двох пружних тіл. Skorиставшись рішенням, представленим в роботі [2] про контакт двох пружних циліндрів, і вважаючи провідник циліндром нескінченно великого радіуса з модулем пружності, у багато разів перевищує модуль пружності гуми, отримуємо формулу

$$x(P) = \frac{2 \cdot P}{\pi \cdot h} \left[\frac{0.75}{Epr} \left(\ln \left(\frac{2 \cdot R}{0.128 \sqrt{\frac{0.75 \cdot P \cdot R}{h \cdot Epr}}} \right) + 0.407 \right) \right], \tag{12}$$

де $x(P)$ – пружне стиснення ролика; P – сила статичного стиснення; Epr – приведенний модуль пружності катка [3]

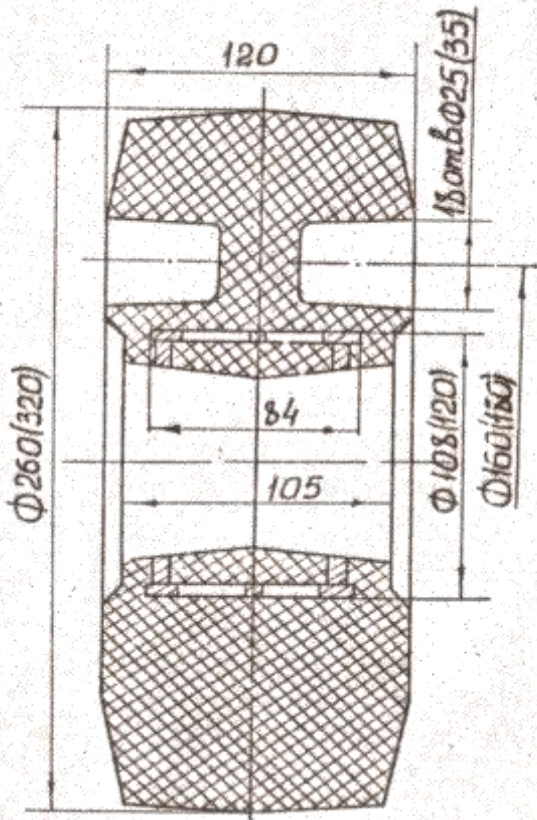


Рис. 2 Конструкція амортизуючих елементів КМЦ-260(320) напрямних типа НКП

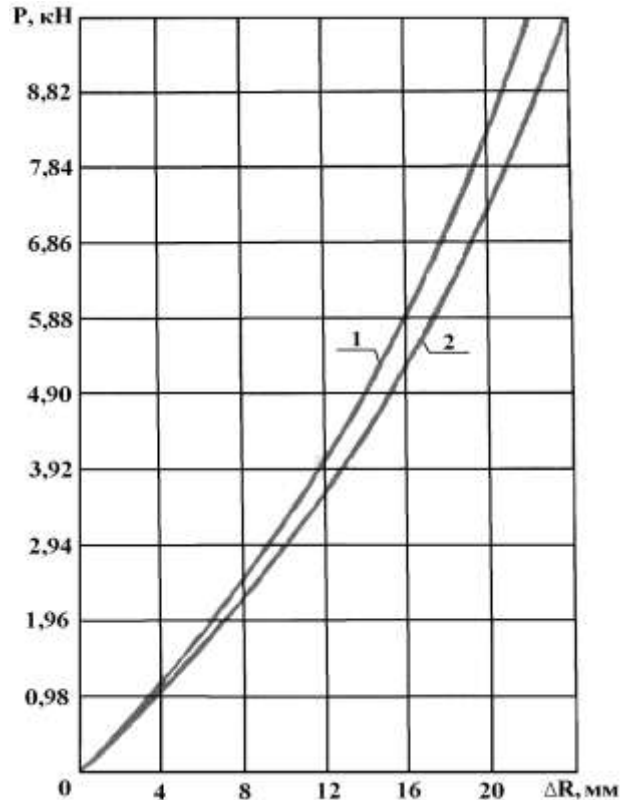


Рис. 3 Графіки залежностей стискаючих зусиль амортизуючих елементів КМЦ-260 (кр. 2) й КМЦ-320 (кр. 1) напрямних типа НКП від величини радіального стиснення катків

$$E_{pr} = E_p \frac{R^2}{R^2 - r^2}, \quad (13)$$

де E_p – модуль пружності гуми; h – товщина катка, R, r – зовнішній і внутрішній радіуси гумової оболонки катка, відповідно.

Видно, що отримання зворотного аналітичної залежності сили від стиснення, аналогічної (7), з цієї формули практично неможливо. Її можна використовувати тільки для численних експериментів, побудувавши таблицю значень $x_i(P_i)$, а по ній відповідний графік в координатах рисунка 4. Варіюючи значення E_p , можна домогтися того, що отримана крива співпадає з кривою навантаження відповідного суцільного катка з мінімальною похибкою. Суцільні лінії 1-8 - результати параболічної регресії даних експериментів. Точкова крива 9 на рис. 4 показує, що значення навантажувальної характеристики катка НКП-260Р, отримані за формулою (5), практично збігаються з даними лабораторних експериментів і з їх апроксимацією параболічної регресією при підбраній шляхом численних експериментів величиною модуля пружності матеріалу катка $E_p = 6.9 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$ (з параметрами $R = 0.13 \text{ м}$, $r = 0.05 \text{ м}$, $h = 0.12 \text{ м}$).

З графіків на рис. 4 і рис. 5 видно, що при однакових значеннях радіального стиснення пружні зусилля катків значно відрізняються один від одного. При величині стиснення 20 мм катки НКП-320р майже в 2,5 рази більше жорсткі, ніж катки КМЦ-320 і НКП-320КР і в 10 разів жорсткіші, ніж двохвалеві напрямні з гумо-пружинним демпфером. В межах проектних деформацій (радіальне стиснення до 24 мм) приведена жорсткість зростає з величиною їх радіального стиснення від 2,5 до 3,5 раз, в той час як приведена жорсткість важеля напрямної практично залишається постійною на всьому робочому ході деформації амортизатора (збільшується до 7%).

Жорсткість катка КМЦ-260 перевищує жорсткість КМЦ-320 не більше, ніж на 15%, (вплив діаметра катка), а жорсткість суцільного катка НКП-320р перевищує жорсткість його аналога НКП-320р з виїмками на 20% (вплив виїмок). Так як конструкції котків КМЦ-320 і НКП-320р з виїмками однакові, то відмінності в їх опорних жорсткості можуть бути пояснені тільки тим, що вони виготовлені в різних умовах з матеріалів з істотно різними модулями пружності і складом вихідної сировини.

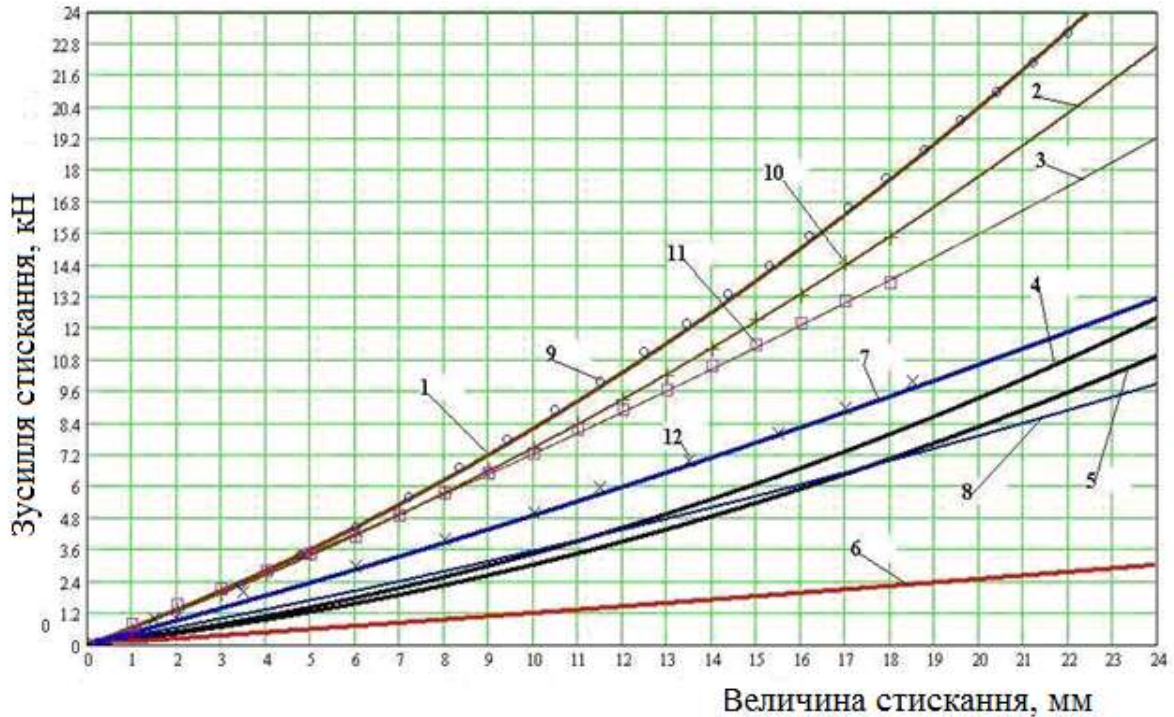


Рис. 4 Графіки навантажувальних характеристик роликових напрямних:

- 1 - суцільний каток НКП-320р (повне спирання на провідник);
- 2 - каток НКП-320р з бічними виїмками (повне спирання на провідник);
- 3 - суцільний каток НКП-320р (часткове спирання на вузьку смугу в середині по ширині катка, ширина зони контакту 68 мм);
- 4 - каток КМЦ-260 з виїмками; 5 - каток КМЦ-320 з виїмками, 6 - універсальна двохважелева напрямна;
- 7 - каток НКП 320КР (знос після експлуатації 10 мм по діаметру, повне спирання, твердість за Шором 68 од.);
- 8 - каток НКП 320КР (часткове спирання на смугу, ширина зони контакту 38 мм);
- 9 - розрахунки для суцільного катка НКП-320р за формулою (10);
- 10 - дані експериментів для НКП-320р з бічними виїмками; 11 - дані експериментів для регресійної кривої 3;
- 12 - дані експериментів для регресійної кривої 7.

Крім цього, порівняння між собою кривих 1 і 3, а також 8 і 7 показує, що вплив зсуву бокового катка з провідника при утворенні неповного контакту так само істотно знижує опорну жорсткість напрямних (до 35% в лабораторному експерименті).

У тих випадках, коли сила інерції посудини, що виникає через горизонтальні збудження її руху викривленими провідниками перевищує максимально можливу, в межах робочого кінематичного зазору, силу пружності ролика, жорсткий башмак вступає в контакт з провідником, і опорна жорсткість визначається сумарною взаємодією пружного ролика і пружного провідника в прольоті або в ярусі.

На практиці, в залежності від конкретних виробничих умов, напрямні типу НПК можуть одночасно застосовуватися з суцільними роликами, з перфорованими роликами; встановлюватися з повними по ширині ролика контактом з провідником або з частковим, що змінюється під час руху; з зазором між роликом і провідником або з гарантованим притисненням ролика до провідника (тільки останній варіант відповідає керівництву по експлуатації напрямних).

Всі ці комбінації вибираються на підприємствах, виходячи з інтуїтивних уявлень про способи компенсації відхилень параметрів армування від проекту (наприклад, наднормативних відхилень від вертикалі в зоні зрушення гірських порід, занижених при будівництві зазорів між виступаючими елементами конструкції бічних роликів і вузлами кріплення провідників до розстрілів), і не базуються на результатах наукових досліджень і обґрунтувань.

Дослідження впливу цих технічних реалізацій на динаміку системи «посудина - армування» є спеціальним завданням наукових досліджень, спрямованих на розробку рекомендацій і технічних рішень щодо забезпечення проектного режиму взаємодії в даних виробничих умовах, що розв'язується в даній роботі.

Крім того, дослідженням показало, що жорсткості роликових напрямних лежать в межах від 100 кН/м (важільних) до 600-1500 кН/м (НКП). Жорсткості провідників - від 3000 кН/м до 90000 кН/м. На практиці при відносно «м'якому» армуванні використовуються «м'які» важільні напрямні, а при відносно «жорстких» - більш жорсткі напрямні типу НКП. Порівнюючи між собою жорсткості роликових напрямних і жорсткості провідників, бачимо, що вони різняться між собою в 30 і більше разів. Тобто значення

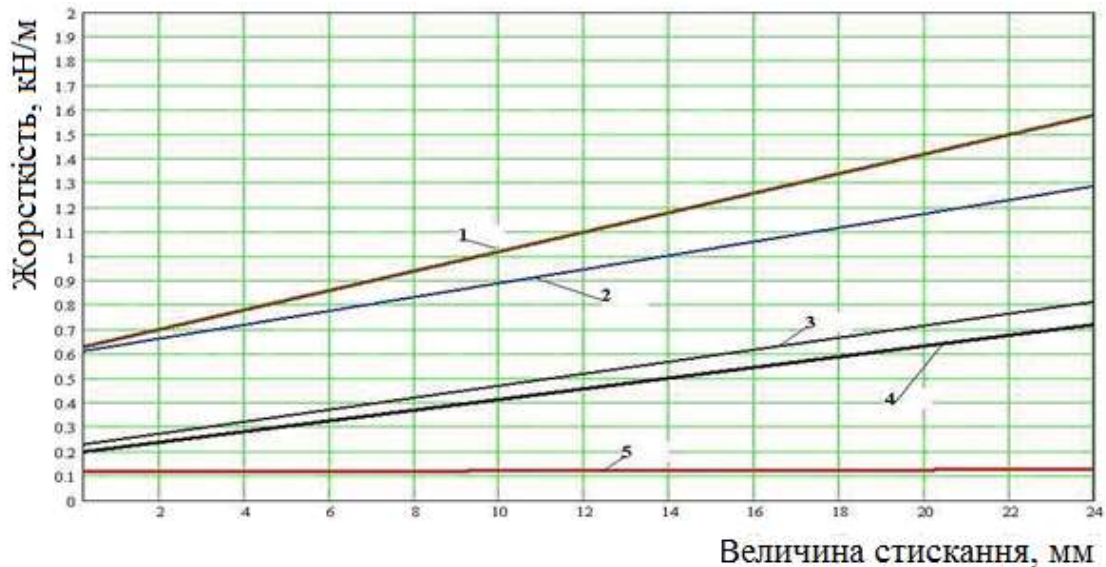


Рис. 5 Жорсткості напрямних, приведених до точки контакту з провідником:
 1 – НКП–320Р без виїмок, 2 – НКП–320Р з виїмками,
 3 – КМЦ–260 з виїмками, 4 – КМЦ–320 з виїмками, 5 – УРН–250

параметра $K \sim 30 \gg 1.0$. З цього випливає, що при моделюванні динаміки системи «посудина - армування» опорна жорсткість для посудини в межах кінематичного зазору до вступу в контакт башмака може вважатися рівною жорсткості ролика (для будь-якої конструкції прямої), а при контакті - жорсткості провідника для будь-якої схеми армування.

Список використаних джерел

1. Динамика канатных и гидротранспортных подъемных комплексов горных предприятий: монография / В.И. Самуся, С.Р. Ильин, В.Е. Кириченко, И.С. Ильина. – Д.: НГУ, 2015. – 302 с.
2. Ильина С.С. Исследование жесткостных параметров армировок действующих рудоподъемных стволів / С.С.Ильина // Гірничі електромеханіка та автоматика: Науково-технічний збірник. – Дн-ск., 2015.– Вип. 94. – С. 94 – 98.
3. Дубинин М.В. Влияние износа рельсовых проводников на допустимые динамические нагрузки со стороны подъемного сосуда / М.В.Дубинин, С.С. Ильина // Горное оборудование и электромеханика. №3 (121). Научно-аналит. и производственный журнал. – Москва, 2016. – С. 42 – 45

Рекомендовано до друку: д-ром техн. наук, доц. Колосовим Д.Л.

УДК 622.673.1

В.И. Самуся, д-р техн. наук, М.В. Холоменюк, канд. техн. наук, Ю.А Комиссаров, Д.А. Федоряченко
 (Україна, Дніпропетровськ, ГВУЗ «Національний горний університет»)

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПНЕВМОСИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ТОРМОЗОМ ШАХТНЫХ ПОДЪЕМНЫХ МАШИН

Анотація. У статті представлено математичну модель дослідження динамічних процесів в гальмівній системі підйомної машини МПБ-5 для різних співвідношень її конструктивних параметрів.

Пристрій шахтної підйомної машини, яке є важливою складовою частиною системи управління і кінцевою ланкою в ланцюзі захисту підйомної установки, забезпечує виконання заданої діаграми швидкості і стопоріння барабана під час технологічних пауз (робоче гальмування), а також запобіжне гальмування при виникненні аварійної ситуації.

Результати теоретичних досліджень динаміки пневмопружины приводу гальма дозволили зробити висновок про необхідність збільшення діаметра трубопроводів і прохідних перетинів клапанів пневмосистеми до 1,5 дюйма при максимально можливому наближенні панелі до гальмівного циліндра.

Ключові слова: математична модель, динаміка мобільної підйомної установки, запобіжне гальмування