

**С.С.Ільїна**

(Україна, Дніпропетровськ, Національний гірничий університет)

## **МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДИНАМІКИ СИСТЕМИ «ПОСУДИНА-АРМУВАННЯ» НЕВРІВНОВАЖЕНОЇ ПІДЙОМНОЇ УСТАНОВКИ З ПРУЖНО-ДИСИПАТИВНИМИ РОЛИКОВИМИ НАПРЯМНИМИ**

### **Стан питання**

Шахтні скіпи для підйому руди на поверхню працюють в умовах вертикального руху у стовбурах ГС-1 та ГС-2 ЗЗРК зі швидкістю до 11 м/с по двох коробчастих провідниках, що розташовані на протилежних сторонах скіпа, з якими вони взаємодіють через пружні роликові напрямні і жорсткі сталеві башмаки ковзання. Кожний скіп підвішений на одному головному канаті. Характерною особливістю цих стовбурів є те, що вони знаходяться в зоні мульди зсуву гірських порід і мають істотні порушення прямолінійності профілю провідників на локальних ділянках, де зафіксована поява підвищених контактних навантажень з боку підйомних посудин, що рухаються зі швидкістю 10–11 м/с.

Під час руху скіп здійснює вимушені горизонтальні коливання в лобовій і бічній площинах у межах кінематичних зазорів між робочими поверхнями запобіжних башмаків і провідників. Амплітуди і частоти цих коливань визначаються параметрами кривизни профілю кожного провідника і вертикальною швидкістю руху скіпа. Стовбур має ділянки провідників з різними параметрами кривизни. Крім того, скіп на відрізку розгону і уповільнення різними відрізками довжини провідників рухається з різною вертикальною швидкістю. Тому і амплітудно-частотні параметри горизонтального збудження, що діє на скіп з боку провідників і передається пружно-дисипативними вузлами роликових напрямних, на різних ділянках стовбура відрізняються.

Є ділянки стовбура, на яких відхилення провідника від вертикалі невеликі (не перевищують 3–5 мм) і розподілені вздовж протяжної ділянки стовбура, що складає 10–30 довжин посудини. На такій ділянці скіп рухається у безударному режимі, виконуючи низькочастотні коливання, обпираючись на провідники тільки через ролики в межах робочого ходу пружин напрямних, тобто здійснюючи проектний безударний режим взаємодії з армуванням.

Є ділянки, на яких локальні відхилення профілю носять знакозмінний характер або значні односторонні відхилення від вертикалі. Якщо амплітуди знакозмінних або локальних відхилень профілю провідників від вертикалі досягають 20–30 мм на довжині скіпа (це 3–4 прольоти ярусів армування), амплітуди вимушених коливань так само виходять за межі кінематичного зазору (за вимогами Правил безпеки максимальний зазор не повинен перевищувати 23 мм на сторону) і в жорсткий контакт з провідниками вступають робочі поверхні запобіжних башмаків. Експериментально встановлено, що максимальні контактні

зусилля у разі ударно-циклічної взаємодії посудини з провідниками в цих умовах досягають 50–80 кН [1].

Високий рівень експлуатаційних навантажень приводить до прискороного зносу провідників, знижує нижче за допустимий рівень динамічні запаси міцності провідників і розстрілів, вузлів їх кріплення. У деяких випадках високі динамічні контактні навантаження приводять до прискороного утворення втомних тріщин, розриву зварювальних швів провідників. Тому головним чинником, що визначає надійність і безпеку роботи системи «посудина - жорстке армування», є рівень динамічних навантажень на провідники з боку підйомної посудини.

Ці навантаження визначаються двома складовими: навантаження, що сприймається роликівим амортизатором, і навантаження, що сприймається жорстким запобіжним башмаком посудини. Максимальний рівень цих навантажень за інших рівних умов головним чином визначається кривизною провідників на локальній ділянці стовбура, вертикальною швидкістю, масою і геометрією посудини.

Роликові пружні амортизатори скіпа призначені для його утримання в центрованому положенні щодо коробчастих провідників у межах кінематичних зазорів і запобігання жорсткого контакту башмаків з провідниками при коливаннях посудини, викликаних викривленнями профілю провідників.

Основною характеристикою, що визначає роботу роликової напрямної підйомної посудини, є вид залежності між горизонтальним переміщенням точки контакту ролика з провідником і зусиллям опору. Вид цієї залежності визначається конструкцією, параметрами і пружно-дисипативними характеристиками системи напрямних.

Фактично треба забезпечити такий режим руху посудини відносно армування всім стовбуром (окремо в лобовій і бічній площинах), щоб всі горизонтальні збудження від провідників поглиналися за допомогою системи роликівих амортизаторів, не приводячи до жорсткого ударного контакту башмаків з провідниками, тобто забезпечити режим руху із сумарними навантаженнями на провідник не більше 10 кН [2].

Математичному моделюванню динаміки системи «посудина – армування» присвячена багато робіт. Найповніше на сьогоднішній день вони викладені і узагальнені у роботі професора В.І.Дворникова [3]. Головна особливість цих досліджень полягає в тому, що у них розв'язувалися задачі динаміки і визначення параметрів елементів системи напрямних для стовбурів з проектними параметрами профілів провідників.

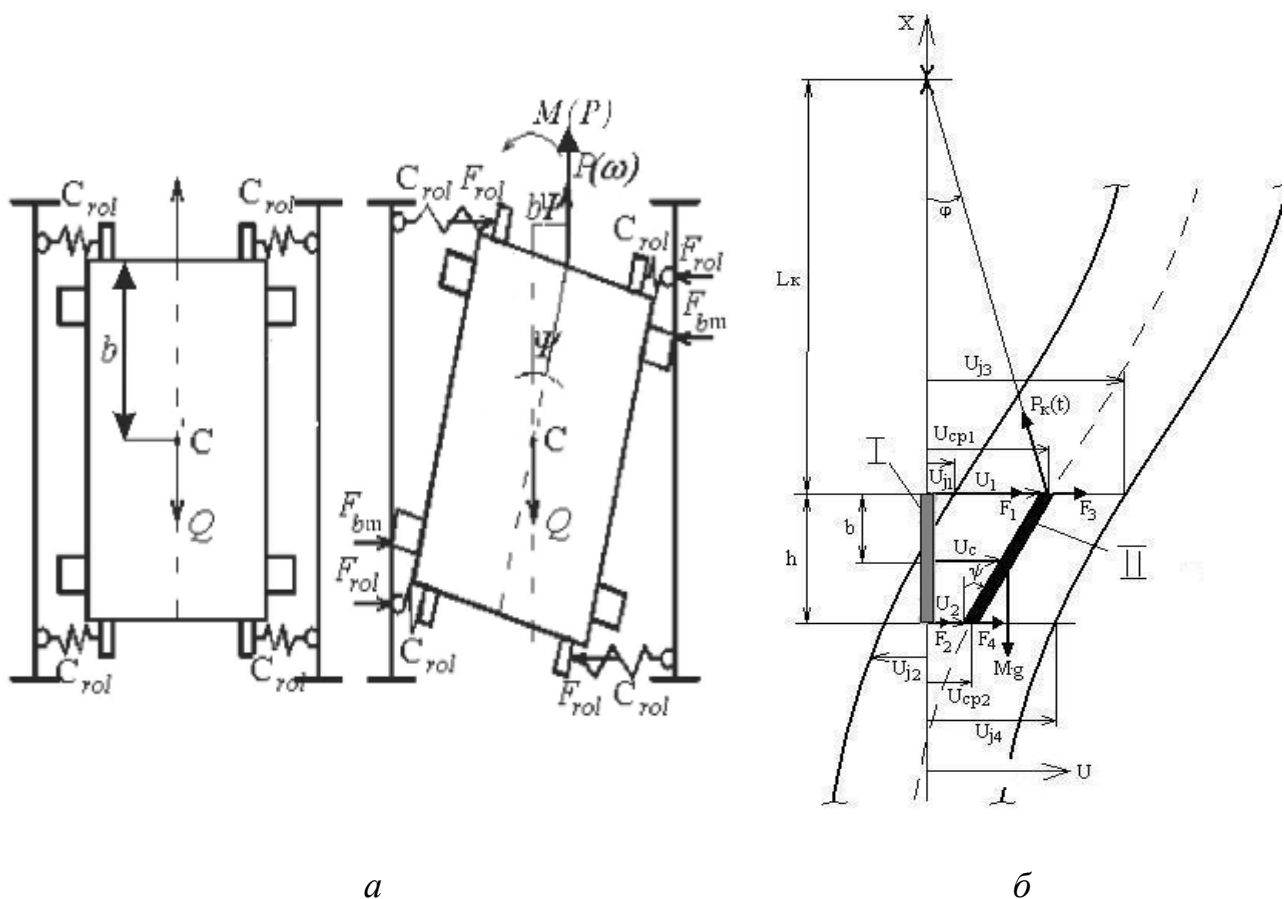
Аналіз умов роботи роликівих напрямних підйомних посудин у стовбурах на прикладі ЗАТ ЗЗРК виявив [4], що для них потрібні нові конструкції напрямних і способи гасіння ударних навантажень у порівнянні з тими, що традиційно застосовуються в сучасній практиці вітчизняної гірничорудної промисловості.

## **Мета роботи**

Розробка математичної моделі, що описує процес динамічної взаємодії підйомної посудини з провідниками жорсткого армування із застосуванням до неї функцій, які описують роботу роликів напрямних посудини, забезпечених гідропружинними блоками з нелінійною амплітудозалежною дисипативною характеристикою, під час одночасного врахування параметричного впливу зусиль у головних канатах на горизонтальний рух посудини в провідниках. Модель призначена для дослідження залежності динамічних параметрів взаємодії посудини з провідниками від геометричних параметрів системи провідників, конструктивних і пружно-дисипативних параметрів напрямних посудини.

## Викладення основного матеріалу дослідження

Розрахункова схема взаємодії посудини з провідниками через систему роликів напрямних і башмаків наведена на рисунку.



Кінематична (а) і розрахункова (б) схеми взаємодії підйомної посудини з провідниками (I – проектне положення посудини, II – фактичне положення посудини на ділянці стовбура з викривленими провідниками)

Викривлення профілю провідників відбувається в лобовій і бічній площинах незалежно один від одного. Відновлення прямолінійності провідників під час планових ремонтних робіт у бічній площині здійснюється шляхом їх паралельного зсуву вздовж несучих розстрілів з вузлами закріплення без будь-яких принципових труднощів. Випрямлення провідника в лобовій площині без

порушення цілісності розстрілу або його перекріплювання в кріпленні стовбура можливо тільки у бік звуження колії з використанням додаткових прокладок між провідником і розстрілом. У бік розширення зсув можливий тільки шляхом підрізання полиці розстрілу, що заборонене проектом через його ослаблення, або перекріплювання всього розстрілу і вимагає великих витрат і часу.

Якщо до деформації схильна протяжна ділянка армування, то зсув одного провідника у бік звуження колії неминуче призводить до необхідності зсуву провідника, що протистоїть, у бік розширення, тобто зв'язано з великими технічними складнощами. Тому на практиці, зокрема в ЗАТ ЗЗРК, стовбури експлуатуються із значними лобовими відхиленнями систем провідників від вертикалі у лобовій площині в районі мульди зсуву гірських порід.

У зв'язку з цим в першу чергу необхідно вирішити завдання щодо забезпечення безударного режиму роботи скіпів у лобовій площині провідників і розробити відповідне математичне забезпечення для проведення необхідних досліджень і розрахунків параметрів нових технічних рішень.

Диференційні рівняння руху посудини в лобовій площині двобічних провідників, що протистоять, виведемо з урахуванням того, що на посудину діють пружні сили від роликів пружних напрямних з амортизаторами, пружні сили від запобіжних башмаків на стадії їх жорсткого контакту з провідниками, пружно-дисипативні сили від гумових демпферів, дисипативні сили від гідроамортизаторів у гідропружинних блоках напрямних, сила натягу головного каната, момент від сили натягу каната при нахилі посудини в провідниках, горизонтальна проекція сили натягу каната при відхиленні осі відділення від вертикалі. Посудину вважаємо твердим тілом, що не деформується.

Відповідно до розрахункової схеми кут нахилу посудини можна виразити через абсолютні переміщення його напрямних на верхньому і нижньому поясах:

$$y = \frac{U_2 - U_1}{h}, \quad (1)$$

де  $h$  – висота посудини;  $U_2$ ,  $U_1$  – абсолютні зсуви нижнього і верхнього поясів посудини від вертикалі.

Відповідно зсув центра мас посудини визначиться зі співвідношення

$$U_c = \frac{b}{h}U_2 - \left(\frac{b}{h} - 1\right)U_1, \quad (2)$$

де  $b$  – відстань від верхнього пояса до центра мас посудини.

Посудина в лобовій площині провідників виконує плоско-паралельний рух. На базі теорем про зміну моменту кількості руху і про рух центра мас посудини з урахуванням діючих на неї сил запишемо загальні диференційні рівняння взаємодії з провідниками.

$$\begin{aligned} I \cdot \ddot{\alpha} &= \tilde{M}_{z1}; \\ M \cdot \ddot{C}_c &= \tilde{F}_{z1}, \end{aligned} \quad (3)$$

де  $\tilde{M}_{zl}$ ,  $\tilde{F}_{zl}$  – відповідно головний момент і головний вектор активних сил, діючих на посудину;  $I$  – центральний момент інерції посудини;  $M$  – маса посудини;  $\alpha$  – кутове прискорення при нахилі посудини в лобовій площині щодо центральної осі інерції;  $\mathcal{C}$  – прискорення центра мас посудини.

Підставивши співвідношення (1) і (2) в (3) після необхідних перетворень отримаємо рівняння руху підйомної посудини

$$\begin{aligned}\mathcal{C}_1 &= \frac{\tilde{F}_{zl} \cdot I - b \cdot M \cdot \tilde{M}_{zl}}{M \cdot I}; \\ \mathcal{C}_2 &= \left(\frac{h-b}{I}\right)\tilde{M}_{zl} + \frac{\tilde{F}_{zl}}{M}.\end{aligned}\quad (4)$$

Головний вектор і головний момент зовнішніх сил визначаються сумою дій двох різних груп сил реакції – реакції напрямних і реакції каната. Позначимо їх відповідно

$$\begin{aligned}\tilde{M}_{zl} &= \tilde{M}_n + \tilde{M}_p(P_k); \\ \tilde{F}_{zl} &= \tilde{F}_n + \tilde{F}_p(P_k),\end{aligned}\quad (5)$$

де

$$\begin{aligned}\tilde{F}_p(P_k) &= -P_k \cdot j; \\ \tilde{M}_p(P_k) &= -P_k \cdot b \cdot y.\end{aligned}\quad (6)$$

Тут  $j$  – кут відхилення осі відділення від вертикалі,  $j = U_1/L_k$ ;  $y$  – кут нахилу посудини,  $L_k$  – довжина нахилу каната від копрового шків до посудини.

$$\begin{aligned}\tilde{F}_n &= F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + R_1 + R_2 + R_3 + R_4; \\ \tilde{M}_n &= (h-b) \cdot (F_1 + R_1 + F_4 + R_4) - b(F_3 + R_4 + F_3 + R_3).\end{aligned}\quad (7)$$

Введемо позначення:

$$\begin{aligned}A1 &= \frac{1}{M} + \frac{b^2}{I}; \quad A2 = \frac{1}{M} - \frac{b(h-b)}{I}; \quad B1 = A2; \quad B2 = \frac{1}{M} + \frac{(h-b)^2}{I}; \\ C1 &= \left(\frac{h-b}{I}\right) \cdot b; \quad C2 = \frac{1}{Lk \cdot M}; \quad C3 = \frac{b^2}{I \cdot h}.\end{aligned}\quad (8)$$

Остаточно одержимо систему рівнянь для абсолютних переміщень напрямних верхнього і нижнього поясів посудини у вигляді

$$\begin{aligned}\mathcal{C}_1 &= (F_1 + F_3 + R_1 + R_3) \cdot A1 + (F_2 + F_4 + R_2 + R_4) \cdot A2 - P_k \cdot C2 \cdot U_1 + P_k \cdot C3 \cdot (U_2 - U_1); \\ \mathcal{C}_2 &= (F_1 + F_3 + R_1 + R_3) \cdot B1 + (F_2 + F_4 + R_2 + R_4) \cdot B2 - P_k \cdot C1 \cdot (U_2 - U_1) - P_k \cdot C2 \cdot U_1.\end{aligned}\quad (9)$$

Зусилля  $F_i$ ,  $R_i$ , що входять у рівняння, є нелінійними функціями переміщень, залежних від положення провідника в зіві башмака, кожної з напрямних і враховують сумарні миттєві значення жорсткостей комплексу напрямних (роlikоопори і башмака). Контакт існує тільки через ролик або контакт через ролик і башмак одночасно.

Введемо позначення:  $C_p$  – зведена до точки контакту жорсткість пружної роlikової напрямної;  $C_b$  – зведена до точки контакту жорсткість системи «башмак-провідник»;  $U_{j1}(t) \dots U_{j4}(t)$  – миттєві значення функцій, що описують профілі провідників навпроти напрямних 1–4 у момент часу  $t$ ;  $r_0(U_{1,2}, t)$  – функції гідравлічного опору гідроамортизаторів напрямних верхнього і нижнього поясів посудини;  $l_{0,k}$  – робочі довжини пружин амортизаторів, зведені до осей роликів.

З урахуванням прийнятих позначень і східчастого характеру взаємодії напрямних з провідниками, пружні ( $F$ ) і дисипативні ( $R$ ) сили реакції можуть бути описані такими функціями:

$$\begin{aligned}
 F_1(U_1, t) &= \begin{cases} C_p \cdot (l_{0,1} - U_1(t) + U_{j1}(t)), & U_1(t) \geq U_{j1}(t); \\ C_b \cdot (-U_1(t) + U_{j1}(t)), & U_1(t) < U_{j1}(t); \end{cases} \\
 F_2(U_2, t) &= \begin{cases} C_p \cdot (l_{0,2} - U_2(t) + U_{j2}(t)), & U_2(t) \geq U_{j2}(t); \\ C_b \cdot (-U_2(t) + U_{j2}(t)), & U_2(t) < U_{j2}(t); \end{cases} \\
 F_3(U_1, t) &= \begin{cases} C_p \cdot (l_{0,3} - U_1(t) + U_{j3}(t)), & U_1(t) \leq U_{j3}(t); \\ C_b \cdot (-U_1(t) + U_{j3}(t)), & U_1(t) > U_{j3}(t); \end{cases} \\
 F_4(U_2, t) &= \begin{cases} C_p \cdot (l_{0,4} - U_2(t) + U_{j4}(t)), & U_2(t) \leq U_{j4}(t); \\ C_b \cdot (-U_2(t) + U_{j4}(t)), & U_2(t) > U_{j4}(t); \end{cases} \\
 R_1(U_1, t) &= \begin{cases} r_0(U_1, t) \cdot (-U_1(t) + U_{j1}(t)), & U_1(t) \geq U_{j1}(t); \\ 0, & U_1(t) < U_{j1}(t); \end{cases} \\
 R_2(U_2, t) &= \begin{cases} r_0(U_2, t) \cdot (-U_2(t) + U_{j2}(t)), & U_2(t) \geq U_{j2}(t); \\ 0, & U_2(t) < U_{j2}(t); \end{cases} \\
 R_3(U_1, t) &= \begin{cases} r_0(U_1, t) \cdot (-U_1(t) + U_{j3}(t)), & U_1(t) \leq U_{j3}(t); \\ 0, & U_1(t) > U_{j3}(t); \end{cases} \\
 R_4(U_2, t) &= \begin{cases} r_0(U_2, t) \cdot (-U_2(t) + U_{j4}(t)), & U_2(t) \leq U_{j4}(t); \\ 0, & U_2(t) > U_{j4}(t). \end{cases}
 \end{aligned} \tag{10}$$

Для забезпечення гарантованого зусилля натягу ролика на провідник  $F_{нат}$  за наявності кінематичного зазору  $\Delta$  (притиснення ролика до провідника) по всій глибині стовбура повинна виконуватися умова

$$l_{0,k} \cdot C_p = F_{нат} + \Delta \cdot C_p,$$

звідки робоча довжина пружини, зведена до осі ролика, визначається як

$$l_{0,k} = \frac{F_{nam} + \Delta \cdot Cp}{Cp} \geq Ujk_{max}. \quad (11)$$

Наприклад, задаючи значення  $F_{nam} = 400$  Н, для параметрів скіпових підйомів ЗЗРК отримаємо значення  $l_{0,k} \geq 100$  мм. На практиці це значення робочої довжини пружини забезпечується установкою в амортизуючий блок пружини явно більшої довжини з подальшим додатковим стисненням її до робочого розміру при монтажі напрямної на посудину.

Повне зусилля, діюче на провідник з боку роликової напрямної, складається з суми зусиль, що центрують посудину в зазорах (сума зусиль натягу від двох напрямних одного пояса), і динамічних зусиль, що виникають при коливаннях посудини під час руху на цьому поясі:

$$\begin{aligned} F_1(U_1, t) &= F_{1,o}(U_1, t) + F_{1,n}(t); \\ F_2(U_2, t) &= F_{2,o}(U_2, t) + F_{2,n}(t); \\ F_3(U_1, t) &= F_{3,o}(U_1, t) + F_{3,n}(t); \\ F_4(U_2, t) &= F_{4,o}(U_2, t) + F_{4,n}(t); \end{aligned} \quad (12)$$

де зусилля натягу

$$\begin{aligned} F_{1,n}(t) &= Cp \cdot (l_{0,1} - U_{cp1}(t) + Uj1(t)); \\ F_{2,n}(t) &= Cp \cdot (l_{0,2} - U_{cp2}(t) + Uj2(t)); \\ F_{3,n}(t) &= -Cp \cdot (l_{0,3} + U_{cp1}(t) - Uj3(t)); \\ F_{4,n}(t) &= -Cp \cdot (l_{0,4} + U_{cp2}(t) - Uj4(t)) \end{aligned} \quad (13)$$

Миттєві координати середніх точок колії пари провідників навпроти верхнього і нижнього поясів посудини при її русі

$$\begin{aligned} U_{cp1}(t) &= \frac{Uj1(t) + Uj3(t)}{2}; \\ U_{cp2}(t) &= \frac{Uj2(t) + Uj4(t)}{2}. \end{aligned} \quad (14)$$

Динамічні складові повних контактних зусиль

$$\begin{aligned}
F_{1,\delta}(U_1,t) &= \begin{cases} -Cp \cdot U_1(t), & U_1(t) \geq Uj1(t); \\ -C\delta \cdot (U_1(t) + Uj1(t)), & U_1(t) < Uj1(t); \end{cases} \\
F_{2,\delta}(U_2,t) &= \begin{cases} -Cp \cdot U_2(t), & U_2(t) \geq Uj2(t); \\ -C\delta \cdot (U_2(t) + Uj2(t)), & U_2(t) < Uj2(t); \end{cases} \\
F_{3,\delta}(U_1,t) &= \begin{cases} -Cp \cdot U_1(t), & U_1(t) \leq Uj3(t); \\ -C\delta \cdot (U_1(t) - Uj3(t)), & U_1(t) > Uj3(t); \end{cases} \\
F_{4,\delta}(U_2,t) &= \begin{cases} -Cp \cdot U_2(t), & U_2(t) \leq Uj4(t); \\ -C\delta \cdot (U_2(t) - Uj4(t)), & U_2(t) > Uj4(t). \end{cases}
\end{aligned} \tag{15}$$

Щоб визначити параметри руху посудини всередині колії пари провідників, уведемо нові, рухомі системи координат, пов'язані з центрами колії провідників на рівнях верхнього і нижнього поясів посудини і що виконують поступальний рух по траєкторії центрів колії провідників разом з посудиною. Переміщення цих систем скривленим стовбуром є переносним. Рух посудини всередині цих систем є відносним. У такому уявленні абсолютні переміщення верхнього і нижнього поясів посудини є сумами їх переносного і відносного переміщень, тобто

$$\begin{aligned}
U_1(t) &= U_{1,e}(t) + U_{1,r}(t); \\
U_2(t) &= U_{2,e}(t) + U_{2,r}(t),
\end{aligned} \tag{16}$$

де  $U_{1,e}(t)$ ,  $U_{2,e}(t)$  – переносні переміщення ( $U_{1,e}(t) = U_{cp1}(t)$ ,  $U_{2,e}(t) = U_{cp2}(t)$ );  $U_{1,r}(t)$ ,  $U_{2,r}(t)$  – відносні переміщення верхнього і нижнього поясів посудини від центрів колії.

Координати провідників у новій системі запишуться так:

$$\begin{aligned}
Uj1_r(t) &= Uj1(t) - U_{cp1}(t); \\
Uj2_r(t) &= Uj2(t) - U_{cp2}(t); \\
Uj3_r(t) &= Uj3(t) - U_{cp1}(t); \\
Uj4_r(t) &= Uj4(t) - U_{cp2}(t).
\end{aligned} \tag{17}$$

Відповідно вирази для центруючих сил натягу в нових координатах і вирази для динамічних складових контактних зусиль приймуть такий вигляд:

$$\begin{aligned}
F_{1,n}(t) &= Cp \cdot (l_{0,1} + Uj1(t)); \\
F_{2,n}(t) &= Cp \cdot (l_{0,2} + Uj2(t)); \\
F_{3,n}(t) &= -Cp \cdot (l_{0,3} - Uj3(t)); \\
F_{4,n}(t) &= -Cp \cdot (l_{0,1} - Uj4(t));
\end{aligned} \tag{18}$$



$$\begin{aligned}
F_{1,\delta}(U_{1,r},t) &= \begin{cases} -Cp \cdot U_{1,r}(t), & U_{1,r}(t) \geq Uj1_r(t); \\ -C\delta \cdot (U_{1,r}(t) + Uj1_r(t)) - Cp \cdot Uj1_r(t), & U_{1,r}(t) < Uj1_r(t); \end{cases} \\
F_{2,\delta}(U_{2,r},t) &= \begin{cases} -Cp \cdot U_{2,r}(t), & U_{2,r}(t) \geq Uj2_r(t); \\ -C\delta \cdot (U_{2,r}(t) + Uj2_r(t)) - Cp \cdot Uj2_r(t), & U_{2,r}(t) < Uj2_r(t); \end{cases} \\
F_{3,\delta}(U_{1,r},t) &= \begin{cases} -Cp \cdot U_{1,r}(t), & U_{1,r}(t) \leq Uj3_r(t); \\ -C\delta \cdot (U_{1,r}(t) - Uj3_r(t)) - Cp \cdot Uj3_r(t), & U_{1,r}(t) > Uj3_r(t); \end{cases} \\
F_{4,\delta}(U_{2,r},t) &= \begin{cases} -Cp \cdot U_{2,r}(t), & U_{2,r}(t) \leq Uj4_r(t); \\ -C\delta \cdot (U_{2,r}(t) - Uj4_r(t)) - Cp \cdot Uj4_r(t), & U_{2,r}(t) > Uj4_r(t). \end{cases}
\end{aligned} \tag{19}$$

Повні зусилля пружної реакції взаємодії напрямних з провідниками визначаються за виразами (12).

Відповідно зміняться вирази для сил дисипації гідроамортизаторів і гумових уставок. Коефіцієнт дисипації амортизації дорівнює сумі коефіцієнтів дисипації гуми і гідроблока, що працюють паралельно. У загальному випадку коефіцієнт дисипації гідроблока може залежати від положення поршня в циліндрі (при змінній по ходу площі перетину дюзи), тому його доцільно представити у вигляді

$$r_0^*(U_{k,r},t) = r_{0,\delta}(U_{k,r},t) + m_0; \quad (k = 1..4), \tag{20}$$

де  $r_{0,\delta}(U_{k,r},t)$  – коефіцієнт дисипації гідроблока;  $m_0$  – коефіцієнт дисипації гумових уставок.

Оскільки гідроамортизатор і гума деформуються тільки до тих пір, поки башмак не увійде до контакту з провідником, то на повному переміщенні напрямної коефіцієнт дисипації буде (як і жорсткість системи) східчастою функцією. У нових змінних вирази для коефіцієнтів дисипації напрямних матимуть такий вигляд:

$$\begin{aligned}
r_{0,1}(U_{1,r},t) &= \begin{cases} r_0^*(U_{1,r},t), & U_{1,r}(t) \geq Uj1_r(t); \\ 0, & U_{1,r}(t) < Uj1_r(t); \end{cases} \\
r_{0,2}(U_{2,r},t) &= \begin{cases} r_0^*(U_{2,r},t), & U_{2,r}(t) \geq Uj2_r(t); \\ 0, & U_{2,r}(t) < Uj2_r(t); \end{cases} \\
r_{0,3}(U_{1,r},t) &= \begin{cases} r_0^*(U_{1,r},t), & U_{1,r}(t) \geq Uj3_r(t); \\ 0, & U_{1,r}(t) < Uj3_r(t); \end{cases} \\
r_{0,4}(U_{2,r},t) &= \begin{cases} r_0^*(U_{2,r},t), & U_{2,r}(t) \geq Uj4_r(t); \\ 0, & U_{2,r}(t) < Uj4_r(t). \end{cases}
\end{aligned} \tag{21}$$

Тоді вирази для дисипативних сил у рівняннях (9) і співвідношеннях (10) запишуться таким чином:

$$\begin{aligned}
R_1(U_{1,r}, t) &= -r_{0,1}(U_{1,r}, t) \cdot (\mathcal{U}_{1,r}(t) - \mathcal{U}_{1,r}(t)); \\
R_2(U_{2,r}, t) &= -r_{0,2}(U_{2,r}, t) \cdot (\mathcal{U}_{2,r}(t) - \mathcal{U}_{2,r}(t)); \\
R_3(U_{1,r}, t) &= -r_{0,1}(U_{1,r}, t) \cdot (\mathcal{U}_{1,r}(t) - \mathcal{U}_{3,r}(t)); \\
R_4(U_{2,r}, t) &= -r_{0,2}(U_{2,r}, t) \cdot (\mathcal{U}_{2,r}(t) - \mathcal{U}_{4,r}(t)).
\end{aligned} \tag{22}$$

У нових змінних, що описують відносний рух посудини в провідниках, рівняння (9) запишуться так:

$$\begin{aligned}
\mathcal{U}_{1,r}(t) &= (F_{1,\delta} + F_{1,\mu} + F_{3,\delta} + F_{3,\mu} + R_1 + R_3) \cdot A1 + (F_{2,\delta} + F_{2,\mu} + F_{4,\delta} + F_{4,\mu} + R_2 + R_4) \cdot A2 - \\
&- P_k(t) \cdot C2 \cdot U_{1,r}(t) - P_k(t) \cdot C2 \cdot U_{cp1}(t) + P_k(t) \cdot C3 \cdot (U_{2,r} - U_{1,r}) + P_k(t) \cdot C3 \cdot (U_{cp2}(t) - U_{cp1}(t)); \\
\mathcal{U}_{2,r}(t) &= (F_{1,\delta} + F_{1,\mu} + F_{3,\delta} + F_{3,\mu} + R_1 + R_3) \cdot B1 + (F_{2,\delta} + F_{2,\mu} + F_{4,\delta} + F_{4,\mu} + R_2 + R_4) \cdot B2 - \\
&- P_k(t) \cdot C1 \cdot (U_{2,r} - U_{1,r}) + P_k(t) \cdot C1 \cdot (U_{cp2}(t) - U_{cp1}(t)) - P_k(t) \cdot C2 \cdot U_{1,r}(t) - P_k(t) \cdot C2 \cdot U_{cp1}(t).
\end{aligned} \tag{23}$$

Зусилля в канаті  $P_k(t)$  протягом усієї робочої діаграми швидкості визначається з розв'язання диференційного рівняння вертикального руху посудини

$$M \cdot \mathcal{Z}_c(t) = P_k(t) - M \cdot (g + W), \tag{24}$$

де  $\mathcal{Z}_c(t)$  – відносне прискорення посудини в системі координат, жорстко зв'язаної з колом барабана навівання підйомної машини (відносне прискорення при коливаннях посудини на пружному канаті);  $g$  – прискорення вільного падіння;  $W$  – колове прискорення (уповільнення) підйомної машини. У разі рівномірного безколивального руху посудини на ділянці діаграми з максимальною швидкістю зусилля в канаті є постійним і обчислюється за формулою

$$P_k(t) = M \cdot g. \tag{25}$$

## Висновки

Одержана система диференціальних рівнянь (23), (24) з урахуванням вигляду функцій, що визначають зусилля, жорсткості, дисипацію і профілі провідників, повністю визначає відносний рух посудини в лобовій площині пари провідників, що протистоять, на повному циклі спуску/підйому.

Дана система рівнянь дозволяє досліджувати вплив:

- вимушених збуджень викривлених профілів пари провідників на динаміку посудини;
- величини кінематичних зазорів на динаміку посудини за інших незмінних умов;
- величини початкового натягу роликів напрямних на динаміку посудини;
- розбіжностей між параметрами натягу напрямних на верхньому і нижньому поясах посудини на її динаміку;
- величини і закону зміни дисипації в гумових уставках і гідроблоках амортизатора на динаміку посудини;

- вертикальних коливань посудини на горизонтальні амплітуди зсуву напрямних і параметричну нестійкість горизонтальної взаємодії посудини з провідниками.

Через істотну нелінійність рівнянь дослідження доцільно проводити чисельним методом при реальних параметрах підйомної установки і реальних профілях провідників, визначених за допомогою апаратурної маркшейдерської зйомки станцією СІ.

### Список літератури

1. Гавруцкий А.Е., Мусиенко В.Д., Осадчая Л.С. Исследование горизонтальных нагрузок на армировку в скиповом стволе ЗЖРК №1 //Шахтное строительство. – 1991. – №7. – С. 13–15.
2. Инструкция по послестроительной (послеуглубочной) диагностике армировки шахтных стволов. – Кривой Рог: НИГРИ, 1994. – 9с.
3. Дворников В.И., Кърцелин Е.Р. Теоретические основы динамики шахтного подъемного комплекса. – София: М-во образования, науки и технологии Болгарии, 1997. – 363 с.
4. Ильина С.С. Анализ работы роликовых рычажных направляющих в промышленных условиях скипового подъема. //Стальные канаты: Сб. науч. тр. – 2009. – №7. – С.58-63.