

## НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

УДК 621.365.22

А. О. ВЛАСОВ<sup>1\*</sup>, С. В. ЗДАНЕВИЧ<sup>2\*</sup>

<sup>1\*</sup>Каф. «Металургійне обладнання», Запорізька державна інженерна академія, пр. Соборний, 226, Запоріжжя, Україна, 69006, тел. +38 (061) 227 12 42, ел. пошта vlasovzgia@ukr.net, ORCID 0000-0003-3253-6435

<sup>2\*</sup>Каф. «Прикладна механіка», Національна металургійна академія України, пр. Гагаріна, 4, Дніпро, Україна, 49005, тел. +38 (050) 452 79 52, ел. пошта sergzd@i.ua, ORCID 0000-0001-8594-3806

### УДОСКОНАЛЕННЯ МЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ ЕЛЕКТРОДОТРИМАЧА ДЛЯ ЗМЕНШЕННЯ ВІБРАЦІЇ ЕЛЕКТРОДА

**Мета.** У науковій роботі необхідно: 1) розробити математичну модель і визначити динамічні параметри механічної системи балансирного електродотримача (БЕ) дугової сталеплавильної печі; 2) виконати порівняльну оцінку максимальних амплітуд і характеру змушених та вільних згасальних коливань електрода в горизонтальній площині після скидання електродинамічного навантаження для балансирного електродотримача й електродотримача з жорстким кріпленням рукава до стійки; 3) визначити характеристики демпфера сухого тертя на основі ортогонального клинового механізму з початковим натягом лінійних пружних елементів за умови урахування можливих амплітуд і частот коливань електродотримача. **Методика.** Поставлене завдання вирішувалось за допомогою методів теоретичної механіки й теорії коливань, динамічного аналізу механічної системи електродотримачів (СЕ) з урахуванням нестационарного електродинамічного збудження. Моделювання механічних коливань електрода в горизонтальній площині здійснювалось засобами MathCAD. **Результати.** Розглянуто динамічну систему балансирного електродотримача на основі подвійного фізичного маятника з пружно-дисипативними зв'язками. Визначено параметри динамічної моделі та електродинамічного збудження коливань. Складено диференціальні рівняння змушених коливань дисипативної системи з двома ступенями волі. Виконано математичне моделювання змушених і вільних коливань електрода в горизонтальній площині. Доведено можливість зменшення амплітуд коливань електродів у системі балансирного електродотримача під час дії електродинамічного збудження та скидання навантаження. **Наукова новизна.** Уперше виконаний динамічний синтез системи балансирних електродотримачів дугової сталеплавильної печі з урахуванням зміни динамічних параметрів механічної системи електродотримачів і можливих електродинамічних впливів на струмовідні елементи несної конструкції та електрод. Динамічний синтез та аналіз таких конструкцій електродотримачів раніше не виконувався. **Практична значимість.** Розроблені практичні рекомендації й аналітичні залежності щодо вибору динамічних параметрів механічної системи балансирного електродотримача за умови мінімального відхилення електрода від початкового положення в горизонтальній площині. Запропонована конструкція демпфера сухого тертя на основі ортогонального клинового механізму з лінійними пружними елементами та їх початковим натягом.

**Ключові слова:** механізм переміщення електродів; балансирний електродотримач; динамічна система; електродинамічні сили; коливання; амплітуда

#### Вступ

Електроди є елементами складної мехатронної системи трифазних дугових сталеплавильних печей (ДСП) [18], що включає механізми переміщення електродів (МПЕ), коротку стру-

мовідну мережу електродотримачів та системи автоматичного регулювання (САР) МПЕ, які пов'язані прямими та зворотними динамічними зв'язками [14, 19].

Електродинамічна взаємодія просторової системи струмопідводів і електродів ДСП збу-

## НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

джує згинальні та крутильні коливання в системі «електрод – електродотримач – стійка», які призводять до просторового переміщення електродів. Це впливає на струм дуги, електричні параметри короткої мережі ДСП, знижує середню активну потужність печі, порушує роботу САР [7].

Для особливо потужних ДСП застосовують дві основні конструкції електродотримачів зі струмовідними несними рукавами або трубошинами [1, 18]. Усі вони мають високий рівень вібрацій електродів у початковий період плавлення і для підтримки нормального режиму плавлення й уникнення автоколивальних і резонансних явищ потребують застосування САР МПЕ [9, 17]. Максимальні амплітуди коливань у трифазній ДСП виявлені в електродотримача зовнішньої фази в горизонтальній площині [15, 16].

Складений із секцій графітований електрод під час плавлення піддається комплексному механічному, електродинамічному, термічному навантаженню, що впливає на складний напружений стан і міцність матеріалу електрода і його конструктивних елементів [11]. Найбільшу небезпеку для міцності електрода й ніпельних з'єднань його секцій становлять вібраційні навантаження, які мають знакозмінний характер, що знижує характеристики міцності матеріалу, призводить до розслаблення затягування ніпельних з'єднань секцій електродів, утворення тріщин та може бути причиною руйнування електродів.

Одним із факторів руйнування електродів є вібраційне навантаження з амплітудами, які перевищують граничні значення за умовою міцності матеріалу. Тому актуальними слід вважати дослідження, що спрямовані на подальше вдосконалення механічної системи електродотримачів за допомогою використання нових конструктивних рішень із системами віброзахисту, раціональним вибором динамічних параметрів і застосування пристроїв для демпфування коливань металоконструкції, що тримає електрод.

### Мета

У науковій роботі необхідно: 1) розробити математичну модель і визначити динамічні параметри механічної системи балансного електродотримача дугової сталеплавильної печі; 2) виконати порівняльну оцінку максимальних амплітуд і характеру змушених і вільних зга-

сальних коливань електрода в горизонтальній площині після скидання електродинамічного навантаження для балансного електродотримача й електродотримача з жорстким кріпленням рукава до стійки; 3) визначити характеристики демпфера сухого тертя на основі ортогонального клинового механізму з початковим натягом лінійних пружних елементів за умови урахування можливих амплітуд і частот коливань електродотримача.

### Методика

Розв'язання поставленого завдання здійснюється на основі декомпозиції складної просторової коливальної системи БЕ трифазної ДСП і розробки наведеної до горизонтальної площини динамічної моделі електродотримача на підставі прийнятих допущень і відомих положень та методів теоретичної механіки й теорії коливань. Імітаційне моделювання коливань електрода в перехідних режимах здійснювалось за допомогою засобів MathCAD.

### Результати

Об'єктом дослідження впливу конструктивної схеми, геометричних і динамічних параметрів системи електродотримача (СЕ) ДСП на коливання електродів у горизонтальній площині є триангульована система електродотримачів трифазних ДСП-50Н2 (рис. 1, *a, б*) з гідравлічними МПЕ (рис. 1, *в*) [12, 19]. Для зменшення амплітуд коливань електродів у горизонтальній площині запропонована схема із шарнірним кріпленням рукава електродотримача до стійки [10].

Для порівняльного дослідження взяті дві розрахункові схеми (рис. 2): вихідна з жорстким кріпленням рукава електродотримача до стійки (рис. 2, *a*) і БЕ із шарнірним кріпленням рукава до стійки і пружними демпферними вузлами (рис. 2, *б*), де відповідно:

- $m_{st}$ ,  $I_{stz}$ ,  $c_1$  – маса, момент інерції щодо вертикальної осі  $z$  й крутильна жорсткість стійки;
- $m_p$ ,  $I_{pz}$  – маса й момент інерції рукава щодо осі  $z$ ;
- $L_e$ ,  $d_e$ ,  $m_e$ ,  $I_{ez}$  – довжина, діаметр, маса й момент інерції електрода щодо осі  $z$ ;
- $c_{gk}$ ,  $\lambda_{gk}$  – жорсткість пружних елементів і коефіцієнт поглинання гасника коливань;

## НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

–  $L_1, L_2$  – координати розташування шарніра рукава й гасника коливань щодо осі стійки;  
–  $L_{p1}, L_{p2}$  – геометричні розміри ділянок рукава.

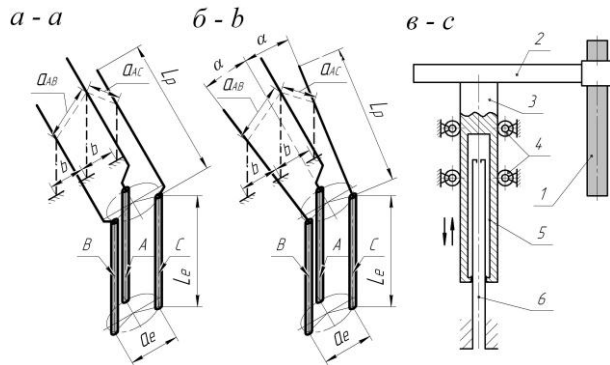


Рис. 1. Триангульована СЕ ДСП-50Н2 з паралельним (а) і непаралельним (б) розташуванням трифазного струмопідводу, МПЕ з гідравлічним приводом (в): 1 – електрод; 2 – рукав електродотримача; 3 – рухлива стійка; 4 – напрямні ролики; 5 – гідроциліндр; 6 – шток

Fig. 1. Triangulated electrode holder system EAF-50N2 with parallel (a) and non-parallel (b) location of the current leads, electrode-positioning mechanism with hydraulic drive (c): 1 – electrode; 2 – sleeve; 3 – mobile rack; 4 – guiding rollers; 5 – hydraulic cylinder; 6 – stock

Для дослідження малих коливань електрода в горизонтальній площині приведена двомасова динамічна система БЕ (рис. 3, а).

Стойка 1 умовно шарнірно закріплена (т.  $O_1$ ). Крутильна жорсткість стійки  $c_1$  електродотримача приведена до шарніра (т. В) на підставі рівності потенційних енергій:

$$c_{st} = c_1 / L_2^2. \quad (1)$$

Рукав електродотримача 2 шарнірно закріплений на стійці (т. В) і спирається (т. А) на пружні елементи гасника коливань. Пружні елементи гасника коливань у вихідному стані не деформовані. Паралельно до пружних елементів установлені демпфери, що створюють в'язкий опір. Опір від сил тертя в шарнірі (т. В) не враховуємо.

Позитивні напрямки узагальнених кутових координат ( $\varphi_1$  – стійки;  $\varphi_2$  – рукав електродотримача) взяті від положення рівноваги ( $\varphi_1 = 0, \varphi_2 = 0$ ) за годинниковою стрілкою (рис. 3, б).

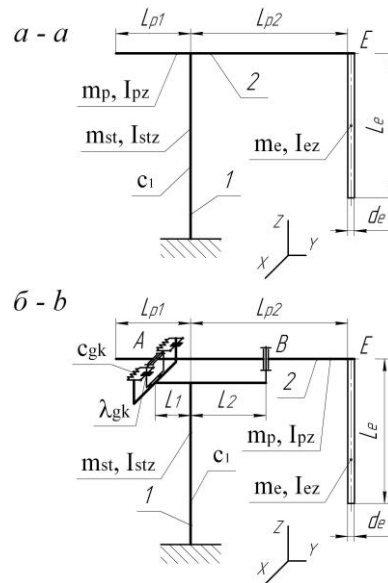


Рис. 2. Розрахункова схема системи «стійка – електродотримач – електрод»: а – із жорстким кріпленням електродотримача до стійки; б – балансного електродотримача із шарнірним кріпленням рукава до стійки і пружними демпферними вузлами (1 – стійка; 2 – рукав із електродом)

Fig. 2. Calculation scheme of the system «column – electrode holder – electrode»: а – with a rigid mounting of the electrode holder to the rack; б – balanced electrode holder with a hinged mount to the rack and elastic-damping nodes (1 – rack; 2 – sleeve with an electrode)

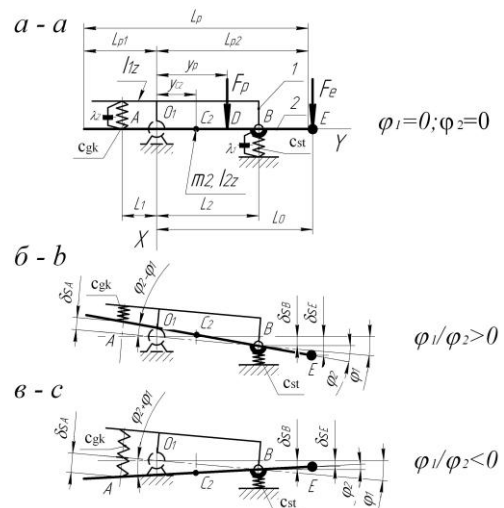


Рис. 3. Приведена двомасова динамічна модель БЕ: а – вихідне положення; б – перша форма коливань; в – друга форма коливань

Fig. 3. A two-mass dynamic model of balanced electrode holder is presented: а – initial position; б – the first form of oscillations; в – the second form of oscillations

## НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

На підставі рівнянь Лагранжа другого роду диференціальні рівняння малих змушених коливань у дисипативній системі з двома ступенями волі мають вигляд [4]:

$$\left. \begin{aligned} a_{11} \cdot \ddot{\varphi}_1 + a_{12} \cdot \ddot{\varphi}_2 + b_{11} \dot{\varphi}_1 + \\ + b_{12} \dot{\varphi}_2 + c_{11} \cdot \varphi_1 + c_{12} \cdot \varphi_2 = Q_1 \\ a_{21} \cdot \ddot{\varphi}_1 + a_{22} \cdot \ddot{\varphi}_2 + b_{21} \dot{\varphi}_1 + \\ + b_{22} \dot{\varphi}_2 + c_{21} \cdot \varphi_1 + c_{22} \cdot \varphi_2 = Q_2 \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

де  $a_{js}$ ,  $b_{js}$ ,  $c_{js}$  – відповідно інерційні, дисипативні та квазіпружні коефіцієнти;  $Q_s$  – узагальнена сила;  $j = \overline{1, 2}$ ;  $s = \overline{1, 2}$ .

На підставі кінетичної й потенційної енергії, а також дисипативної функції коливальної системи, інерційні, квазіпружні й дисипативні коефіцієнти в рівняннях (2) матимуть вигляд:

$$a_{11} = I_{1z} + m_2 L_2^2; \quad a_{12} = a_{21} = m_2 L_2 b; \\ a_{22} = I_{2c_2} + m_2 b^2, \quad \text{тут } m_2 = m_p + m_e; \quad (3)$$

$$c_{11} = c_{st} L_2^2 + c_{gk} (L_1 + L_2)^2; \\ c_{12} = c_{21} = -c_{gk} (L_1 + L_2)^2; \quad c_{22} = -c_{12}; \quad (4)$$

$$b_{11} = \lambda_1 L_2^2 + \lambda_2 (L_1 + L_2)^2; \\ b_{12} = b_{21} = -\lambda_2 (L_1 + L_2)^2; \quad b_{22} = -b_{12}, \quad (5)$$

де  $\lambda_1$  і  $\lambda_2$  – коефіцієнти непружного опору.

Узагальнені сили  $Q_1$  і  $Q_2$ , що відповідають сумарному електродинамічному впливу на рукав і електрод від рівнодійних сил  $F_p$  і  $F_e$  складають:

$$Q_1 = (F_p + F_e) L_2; \\ Q_2 = -F_p (L_2 - y_p) + F_e (L_0 - L_2) \quad (6)$$

Електродинамічні навантаження в системі є функцією часу й залежать від конфігурації контуру (рис. 1) і струмів взаємодійних фаз та набувають максимальних значень за ударних струмів короткого замикання (КЗ). Для оцінки впливу максимального електродинамічного збудження приймаємо, що рукави електро-

тримачів триангульованого струмопідводу ДСП розташовані в одній горизонтальній площині [5].

Максимальне зусилля на рукав електродотримача під час взаємодії зі струмами сусідніх фаз можна визначити за формулою:

$$F_{p \max} = 10^{-7} \cdot k_p \cdot I^2, \quad (7)$$

де  $k_p$  – геометричний коефіцієнт контуру струмів взаємодіючих фаз;  $I$  – ударний струм КЗ.

Рівнодійна сила від рівномірно розподіленого електродинамічного навантаження під час взаємодії в трифазній системі електродів, що розташовані по кутах рівностороннього трикутника зі стороною  $a_e$ , приведена до вертикальної площини, яка перпендикулярна осі рукава електродотримача, і набуває максимальних значень за струмів КЗ згідно з формулою:

$$F_{e \max} = 10^{-7} \cdot k_{KZ} \cdot k_{pr.e} \cdot \frac{L_e}{a_e} \cdot I^2, \quad (8)$$

де  $k_{KZ}$  – коефіцієнт, що залежить від виду КЗ;  $k_{pr.e}$  – коефіцієнт наведення нормальної площини до осі рукава;  $a_e$  – відстань між електродами;  $L_e$  – робоча довжина електрода.

Під час моделювання змушених коливань електродотримача зовнішньої фази в горизонтальній площині враховувався гармонійний характер зміни в часі складових електродинамічного навантаження з подвійною частотою змінного струму в трифазній мережі.

Для конструкції електродотримача з жорстким кріпленням рукава до стійки (рис. 2, а) диференціальне рівняння змушених крутильних коливань дисипативної системи з одним ступенем волі матиме вигляд:

$$\ddot{\varphi} + 2n\dot{\varphi} + k^2\varphi = Q/I_{i\delta}, \quad (9)$$

тут узагальнена сила  $Q = F_e L_0 + F_p y_p$ ; власна частота вільних коливань  $k = \sqrt{c_1/I_{np}}$ ; коефіцієнт загасання  $n = 0,5 \lambda_1/I_{np}$ , де наведений до осі стійки електродотримача момент інерції системи  $I_{np} = I_{1z} + I_{2z}$ .

## НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

Крутильну жорсткість стійки електродотримача з урахуванням наведеної жорсткості  $c_{rol}$  вузла верхніх опорних роликів (рис. 4) визначаємо за формулою:

$$c_1 = c_a(c_b + c_{rol}) / (c_a + c_b + c_{rol}), \quad (10)$$

тут крутильні жорсткості ділянок стійки (рис. 4, а): над верхніми опорними роликами  $c_a(L_e) = GJ_{st} / (L_{st0} + L_e - L_{e\min})$ , між верхніми і нижніми опорними роликами  $c_b = GJ_{st} / L_{rol}$ , де  $G$  – модуль пружності другого роду;  $J_{st}$  – полярний момент інерції перерізу стійки;  $L_{st0}$  – мінімальна довжина вертикальної ділянки стійки;  $L_{e\min}$  – мінімальна довжина робочої частини електрода;  $L_{rol}$  – довжина ділянки стійки між верхніми і нижніми опорними роликами.

Стійка електродотримача щодо вісі  $z$  може мати симетричну лінійну (рис. 4, б) або кусково-лінійну крутильну пружну характеристику (рис. 4, в) залежно від пружної характеристики вузла верхніх опорних роликів.

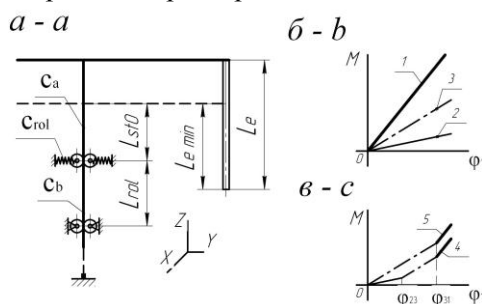


Рис. 4. Стійка електродотримача (а) з опорними роликами, лінійна (б) і кусково-лінійна (в) пружна характеристика системи «стійка – опорні ролики» у функції кутової координати за умовного заземлення:

- 1 – у верхніх опорних роликах; 2 – у нижніх опорних роликах; 3 – з урахуванням лінійної жорсткості вузла верхніх опорних роликів; 4 – із зазором ( $\varphi_{23}$ ) і 5 – з твердим упором ( $\varphi_{31}$ ) у вузлі опорних роликів

Fig. 4. Rack of the electrode holder (a) with support rollers, linear (b) and piecewise linear (c) elastic characteristic of the system of «rack-support rollers» in the function of angular coordinate during conditional locking:

- 1 – in the upper supporting rollers; 2 – in the lower supporting rollers; 3 – taking into account the linear stiffness in the nodes of the upper support rollers; 4 – with the gap ( $\varphi_{23}$ ) and 5 – with a solid stop ( $\varphi_{31}$ ) in the node of the support rollers

Результати досліджень [8] показали, що основну роль в амплітуді пружних коливань електрода відіграє фактор нежорсткого закріплення стійки електродотримача в напрямних роликах, при цьому для підвищення стійкості динамічної системи необхідно збільшити розсіювання енергії коливань у роликівих опорах і стійці.

У роботі [5] наведено розрахунки максимальних значень зосередженого електродинамічного навантаження на електрод (у діапазоні зміни його робочої довжини) і рукав крайнього електродотримача за різних варіантів режиму КЗ для максимального струму КЗ (73 кА), який зареєстрований під час експериментальних досліджень СЕ ДСП-50Н2 в режимі запалювання дуги (рис. 5, а). Логарифмічний декремент коливань електродотримача в горизонтальній площині за даними експерименту склав 0,36...0,74.

Особливо небезпечні коливання електродів виникають під час замикання електричної дуги на стінку колодязя (рис. 5, б), що утворюється в разі плавлення шихти. Унаслідок електродинамічної взаємодії струмопідводів сусідніх фаз за ударного струму КЗ, електрод розриває дугу, а потім, коли зникає струм за рахунок пружної деформації конструкції, яка приймає електрод, знову повертається в положення, що відповідає КЗ. Таким чином, виникають стійкі електромеханічні коливання з частотою, близькою до власної частоти коливань конструкції, що приймає електрод, тобто коливання є самозбудними і мають характер биття.

За алгоритмом [5] розраховані координати розташування шарніра рукава електродотримача й жорсткості пружних елементів гасника коливань за статичної дії максимальних електродинамічних сил (з урахуванням виду КЗ) на елементи струмовідного контуру електродотримача за умови мінімального відхилення точки кріплення електрода від вихідного положення.

Для крайнього БЕ ДСП-50Н2 взяті для розрахунку геометричні розміри стійки, рукава й електрода:  $L_{rol} = 2,7$  м,  $L_1 = 0,6$  м;  $L_2 = 2,85$  м;  $L_{p1} = 1,65$  м;  $L_{p2} = 4,045$  м;  $d_e = 0,5$  м;  $L_e = 2,7...5,0$  м;  $\Delta L_e = 0,4$  м.

## НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

Інерційні параметри коливальної системи:  
 $I_{1z} = 984 \text{ кгм}^2$ ;  $m_p = 5450 \text{ кг}$ ;  $I_p = 14730 \text{ кгм}^2$ ;  
 $I_{2z} = 56469 \text{ кгм}^2$ .

Для крайнього електродотримача ДСП-50Н2, відповідно до робочої довжини електрода  $L_e$  та умов закріплення стійки, крутильна жорсткість системи «стійка – опорні ролики» може змінюватися в межах 308,73...20,2 МНм (рис. 6, а), при цьому жорсткість пружних елементів гасника коливень під час розрахунків була прийнята 162 кН/м. Електродинамічні сили, що діють на СЕ, визначені за максимального струму КЗ (73 кА) між фазами А, В і С (рис. 1, а).

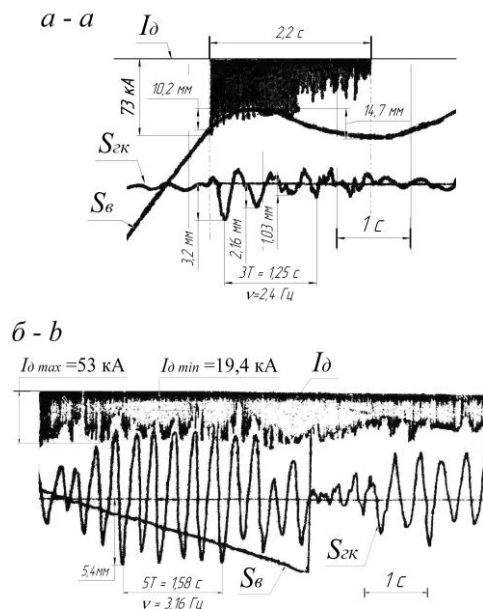


Рис. 5. Фрагмент осцилограми вертикального переміщення ( $S_e$ ) електрода та його коливань ( $S_{ek}$ ) у горизонтальній площині в процесі регулювання струму дуги ( $I_d$ ) ДСП-50Н2:  
 а – під час запалювання та розриву дуги; б – під час руху електрода нагору в проплавленому колодязі

Fig. 5. Oscilloscope fragment of the electrode vertical displacements ( $S_e$ ) and its oscillations ( $S_{ek}$ ) in the horizontal plane during the current regulation of the arc ( $I_d$ ) of EAF-50N2:  
 a – when igniting and breaking the arc; b – when moving the electrode up in a melted well

На основі системи рівнянь (2) і рівняння (9) за нульових початкових умов виконане моделювання коливань електрода (рис. 7, 8) для випадку раптового додавання електродинамічного навантаження й після його скидання в си-

стемі з жорстким і шарнірним кріпленням рукава електродотримача до стійки. Координата положення електрода  $x_E$  (рис. 2, а) під час коливань системи: для БЕ  $x_E = \varphi_1 L_2 + \varphi_2 (L_0 - L_2)$ , для вихідної конструкції електродотримача  $x_E = \varphi L_0$ .

Моделювання коливань електрода в горизонтальній площині виконувалося за розрахункових перемінних інерційних параметрів системи, які відповідають робочій довжині  $L_e$  електрода, мінімальній крутильній жорсткості стійки  $c_1$  (рис. 6, а), при постійному значенні або заданому законі зміни коефіцієнта жорсткості  $c_{gk}$  гасника коливень. Прийняті коефіцієнти  $\lambda_1 = 18 \cdot 10^3 \text{ кг/с}$ ,  $\lambda_2 = 12 \cdot 10^3 \text{ кг/с}$ .

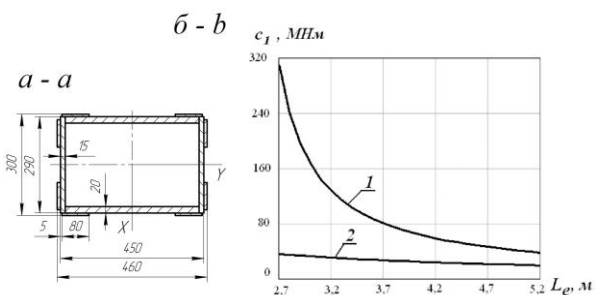


Рис. 6. Переріз (а) та крутильна жорсткість (б) стійки електродотримача ДСП-50Н2 у функції робочої довжини електрода за умовного защемлення:  
 1 – у верхніх опорних роликах;  
 2 – у нижніх опорних роликах

Fig. 6. The cross-section (a) and torsional stiffness (b) of the electrode holder rack for the EAF-50N2 in the function of operating length of the electrode during conditional locking:  
 1 – in the upper supporting rollers;  
 2 – in the lower supporting rollers

Результати моделювання змушених коливань електрода за умови електродинамічного впливу з постійною амплітудою в можливих режимах КЗ (рис. 8) з урахуванням зміни динамічних параметрів СЕ (рис. 7) і згасальних вільних коливань після скидання навантаження вказують на можливість зниження в 1,43...1,71 раза (ділянка I, рис. 7) та в 1,37...2,08 раза (ділянка II, рис. 7) максимальної амплітуди коливань електрода, порівняно з амплітудами коливань (1,3...3,6 мм) СЕ з жорстким кріпленням рукава

## НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

до стійки в разі визначених раціональних значень та закону зміни жорсткості й коефіцієнта опору гасника коливань.

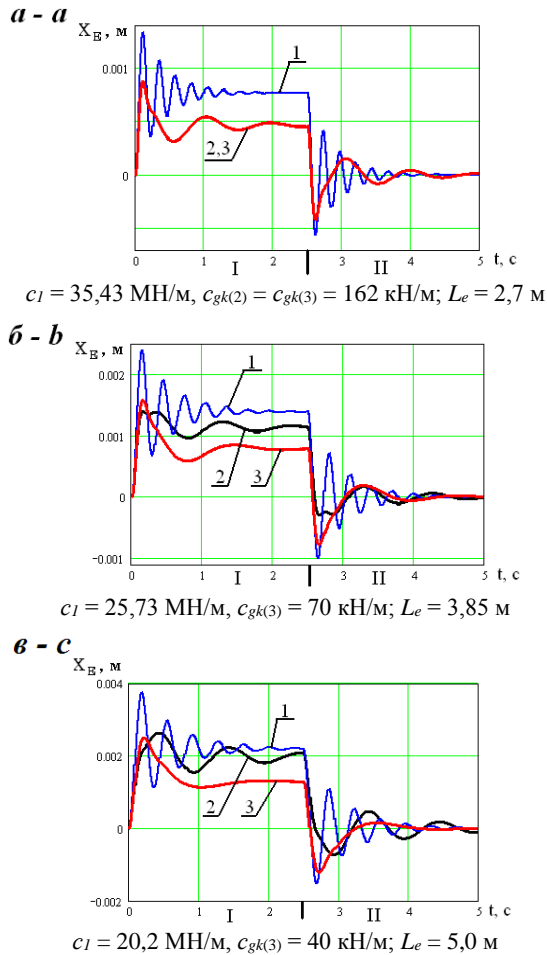


Рис. 7. Результати моделювання змущених коливань (ділянка I) електрода під час дії електродинамічного впливу в режимі КЗ між фазами ВС на систему «електродотримач – електрод» і згасальних вільних коливань (ділянка II) електрода після скидання навантаження в разі зміни параметрів жорсткості гасника коливань:

- 1 – вихідна конструкція електродотримача;  
 2 – балансірний електродотримач,  $c_{gk(2)} = \text{const}$ ;  
 3 – балансірний електродотримач,  $c_{gk(3)} = f(L_e)$

Fig. 7. Results of modeling of forced oscillations (section I) of the electrode under the action of electrodynamic effect in the short-circuit mode between phases BC on the system «electrode holder – electrode» and free decaying oscillations (section II) of the electrode after load drop when the rigidity parameters of the oscillator damper are changed:

- 1 – initial structure of the electrode holder;  
 2 – balanced electrode holder,  $c_{gk(2)} = \text{const}$ ;  
 3 – balanced electrode holder,  $c_{gk(3)} = f(L_e)$

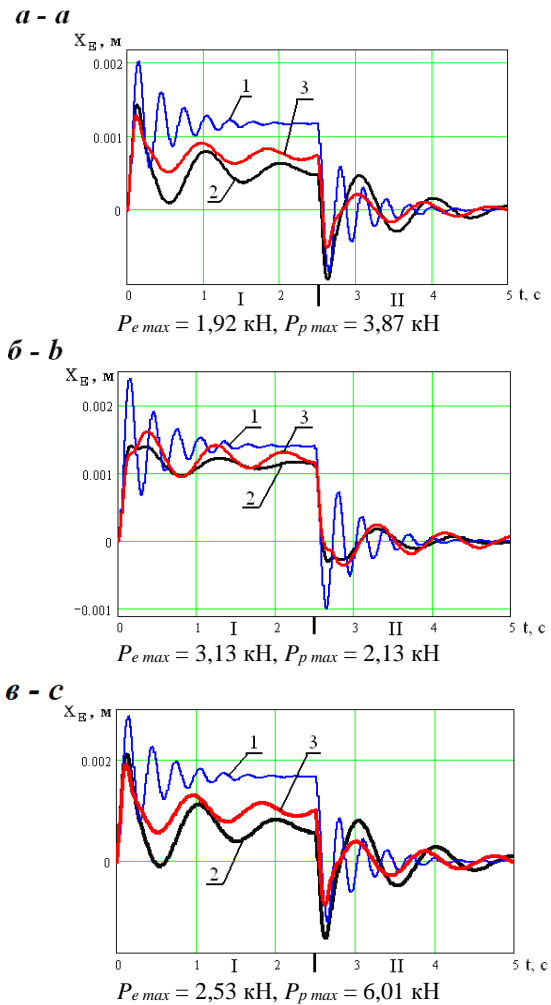


Рис. 8. Результати моделювання змущених коливань (ділянка I) електрода ( $L_e = 3,85 \text{ м}$ ) під час дії електродинамічного впливу на систему «електродотримач – електрод» у режимах КЗ між фазами АВ, АС (а), ВС (б), АВС (в) та згасальних вільних коливань (ділянка II) електрода після скидання навантаження за різних жорсткостей гасника коливань:

- 1 – вихідна конструкція електродотримача;  
 2 – балансірний електродотримач,  $c_{gk(2)} = 162 \text{ кН/м}$ ;  
 3 – балансірний електродотримач,  $c_{gk(3)} = 240 \text{ кН/м}$

Fig. 8. Results of modeling of forced oscillations (section I) of the electrode ( $L_e = 3,85 \text{ m}$ ) under the action of electrodynamic effect on the system "electrode holder – electrode" in the short-circuit mode between phases AB, AC (a), BC (b), ABC (c) and free decaying oscillations (section II) of the electrode after load drop when the rigidity parameters of the damper are different:

- 1 – initial structure of the electrode holder;  
 2 – balanced electrode holder,  $c_{gk(2)} = 162 \text{ kN/m}$ ;  
 3 – balanced electrode holder,  $c_{gk(3)} = 240 \text{ kN/m}$

## НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

Для гасіння коливань електрода в горизонтальній площині в підсистемі балансірного електродотримача (рис. 9, а) запропонована конструкція демпфера сухого тертя на основі ортогонального клинового механізму [6, 13] з лінійними пружними елементами та їх початковим натягом.

Для подальшого дослідження коливань підсистеми рукава балансірного електродотримача в горизонтальній площині складена приведена динамічна модель (рис. 9, б) коливальної системи.

Диференціальні рівняння руху приведеної динамічної моделі (рис. 9, б) отримано з урахуванням нелінійної сили тертя, що виникає на взаємодійних поверхнях клинів ортогонального клинового механізму демпфера сухого тертя [6]:

– для режиму прямого ходу ( $\text{sgn}(\dot{x}) = 1$ )

$$\begin{aligned} & (M_{np} + m_1 + m_2 \cdot i_{12}^{-2} \cdot \eta_{12}^{-1}) \cdot \ddot{x} + \\ & + F_n(x) \cdot i_{12}^{-1} \cdot \eta_{12}^{-1} = P(t) \end{aligned} \quad (11)$$

– для режиму зворотного ходу ( $\text{sgn}(\dot{x}) = -1$ )

$$\begin{aligned} & (M_{np} + m_1 - m_2 \cdot i_{21}^2 \cdot \mu_{21}) \cdot \ddot{x} + \\ & + F_n(x) \cdot i_{21} \cdot \mu_{21} = P(t) \end{aligned} \quad (12)$$

тут приведена до точки В динамічної моделі (рис. 9, б) маса електрода й момент інерції рукава електродотримача:

$$M_{np} = \left[ m_e \cdot (L_0 - L_2)^2 + I_{pz} \right] / (L_1 + L_2)^2, \quad (13)$$

де  $m_1$  і  $m_2$  – маса клинів;

– кінематичні передатні відносини прямого  $i_{12}$  та зворотного  $i_{21}$  ходу:

$$i_{21} = i_{12}^{-1} = \text{tg}(\alpha); \quad (14)$$

– ККД прямого ходу:

$$\eta_{12} = \text{tg}(\alpha) / \text{tg}(\alpha + \rho); \quad (15)$$

– коефіцієнт зворотного ходу (розгальмовування):

$$\mu_{21} = \text{tg}(\rho - \alpha) / \text{tg}(\alpha), \quad (16)$$

де  $\alpha$  – кут скосу клина;  $\rho$  – кут тертя на взаємодіючих поверхнях клинів, ( $\rho < \alpha < 90^\circ - \rho$ ).

Силами тертя між ланками механізму і стійкою зневажаємо.

На підставі математичної моделі [13] ортогонального клинового механізму з малим тертям у напрямних сумарну нелінійну силову характеристику  $F(x, \dot{x})$  (рис. 9, з) демпфера позиційного сухого тертя з початковим натягом лінійних пружних елементів, що приведена до вісі  $x$ , визначаємо за формулою:

– для режиму прямого ходу:

$$F(x, \dot{x}) = \begin{cases} c[\delta_0 + x \cdot \text{tg}(\alpha)] \cdot \text{tg}(\alpha + \rho), \\ \text{якщо } x \geq 0, \text{sgn}(\dot{x}) = 1 \\ c'[-\delta'_0 + x \cdot \text{tg}(\alpha)] \cdot \text{tg}(\alpha + \rho), \\ \text{якщо } x < 0, \text{sgn}(\dot{x}) = -1 \end{cases} \quad (17)$$

– для режиму зворотного ходу:

$$F(x, \dot{x}) = \begin{cases} c[\delta_0 + x \cdot \text{tg}(\alpha)] \cdot \text{tg}(\alpha - \rho), \\ \text{якщо } x \geq 0, \text{sgn}(\dot{x}) = -1 \\ c'[-\delta'_0 + x \cdot \text{tg}(\alpha)] \cdot \text{tg}(\alpha - \rho), \\ \text{якщо } x < 0, \text{sgn}(\dot{x}) = 1 \end{cases} \quad (18)$$

де відповідно  $c$ ,  $c'$ ,  $\delta_0$ ,  $\delta'_0$  – жорсткості та початковий натяг лінійних пружних елементів.

Пружна складова характеристики (рис. 9, в) матиме вигляд:

$$F_n(x) = \begin{cases} F_0 + c_{np} \cdot x, \text{ якщо } x \geq 0 \\ -F'_0 + c'_{np} \cdot x, \text{ якщо } x < 0 \end{cases}; \quad (19)$$

тут зусилля початкового натягу пружних елементів  $F_0 = c_{np} \cdot \delta_0$ ,  $F'_0 = c'_{np} \cdot \delta'_0$ , де  $c_{np} = c \cdot \text{tg} \alpha$ ,  $c'_{np} = c' \cdot \text{tg} \alpha$ .

Для визначення симетричної пружної характеристики ( $c = c'$ ,  $\delta_0 = \delta'_0$ ) застосовуємо рівняння:

$$F_p(x) = F_0 \cdot \text{sgn}(x) + c_{np} \cdot x. \quad (15)$$

Коефіцієнт поглинання чи відносний гістерезис [2] демпфера становитиме:

$$\psi = W/U, \quad (20)$$

де  $W$  – енергія, що розсіюється за один період гармонічного коливання (площа, обмежена гі-



## НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

терезисною петлею на рис. 9, з);  $U$  – повна механічна енергія за цикл навантаження.

Для симетричної пружної й дисипативної характеристики енергія становитиме:

$$W = c [tg(\alpha + \rho) - tg(\alpha - \rho)] \times \times [\delta_0 A + 0,5 A^2 \cdot tg(\alpha)] \quad (21)$$

$$U = c \cdot tg(\alpha + \rho) \cdot [\delta_0 A + 0,5 A^2 \cdot tg(\alpha)]. \quad (22)$$

Тоді коефіцієнт поглинання:

$$\psi = 1 - tg(\alpha - \rho) / tg(\alpha + \rho). \quad (23)$$

Коефіцієнт поглинання  $\psi$  за сили опору, що пропорційна зсуву, не залежить від амплітуди коливань, тому декремент коливань постійний, при цьому послідовні амплітуди складають геометричну прогресію [2, 3].

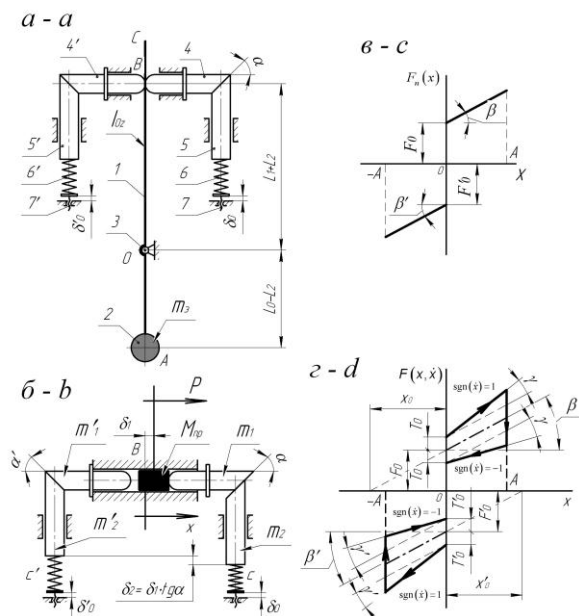


Рис. 9. Підсистема балансного електродотримача з демпфером сухого позиційного тертя й початковим натягом лінійних пружних елементів: а) кінематична схема (1 – рукав; 2 – електрод; 3 – шарнір рукава; 4, 4', 5, 5' – клини; 6, 6' – пружини; 7, 7' – натискні гвинти); б) приведена динамічна модель; в) пружна характеристика; з) петля гістерезису демпфера сухого тертя

Fig. 8. Subsystem of balanced electrode holder with a dry friction damper and an initial tension of linear elastic elements:

a) kinematic scheme (1 – sleeve hinge; 2 – sleeve; 3 – electrode; 4, 4', 5, 5' – wedges; 6, 6' – springs; 7, 7' – pressure screws); b) dynamic model; c) elastic characteristic; d) hysteresis loop of the dry friction damper

Для випадку змушених коливань у системі з сухим позиційним тертям у разі гармонійного збудження з частотою  $\omega$  амплітуда коливань приблизно може бути визначена за формулою [2]:

$$A = \frac{P_0}{c_{np} \sqrt{[1 - (\omega/p)^2]^2 + (\psi/2\pi)^2}} < [A]; \quad (25)$$

тут  $p^2 = c_{np} / M_{np}$ , де  $P_0$  – амплітуда приведеної електродинамічної сили, що збуджує коливання.

Амплітуда коливань електрода не повинна перевищувати допустиму амплітуду  $[A]$  за критерієм міцності електрода й має бути обмежена за рахунок раціонального вибору геометричних і дисипативних параметрів демпфера.

### Наукова новизна та практична значимість

Запропоновано нову конструкцію балансирних електродотримачів із шарнірним кріпленням струмовідного рукава, що дозволяє зменшити амплітуди коливань електродів у горизонтальній площині у випадку дії нестационарного електродинамічного збудження.

Розроблено комплекс розрахункових схем і математичних моделей для дослідження динамічних властивостей механічної системи балансирного електродотримача й коливань електродів у горизонтальній площині в перехідних режимах із урахуванням можливих видів КЗ у триангульованій системі короткої мережі ДСП, зміни інерційних, пружних і дисипативних параметрів коливальної системи.

### Висновки

Наявні конструкції СЕ трифазних ДСП із жорстким кріпленням рукава електродотримача до його рухливої стійки мають низьку вібраційну стійкість, що може призводити до збільшення амплітуд змушених коливань до значень, граничних для міцності графітованого електрода.

На підставі аналітичного дослідження й моделювання змушених і вільних коливань електрода в системі балансирного електродотримача ДСП-50Н2 встановлена можливість зниження

## НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

максимальних амплітуд в 1,43...1,71 раза, порівняно з амплітудами коливань (1,3...3,6 мм) електродотримача із жорстким кріпленням рукава до стійки й зміни характеру коливань електрода в разі дії нестационарного електродинамічного збудження за рахунок раціонального вибору динамічних параметрів системи балан-

сирного електродотримача, жорсткості й параметрів дисипації гасника коливань.

Для гасіння поперечних коливань електрода в системі балансірного електродотримача запропонована конструкція демпфера позиційного сухого тертя на основі ортогонального клинового механізму з попереднім натягом лінійних пружних елементів.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Бершицкий, И. М. Электрододержатели дуговых печей / И. М. Бершицкий, В. А. Военный, А. А. Никулин // *Электрометаллургия*. – 2001. – № 5. – С. 22–28.
2. Бидерман, В. Л. Теория механических колебаний : учебник для вузов / В. Л. Бидерман. – Москва : Высш. шк., 1980. – 408 с.
3. Вибрации в технике : справочник : в 6 т. / ред. совет В. Н. Челомей [и др.]. – Москва : Машиностроение, 1978–1981. – Т. 2 : Колебания нелинейных механических систем / под ред. И. И. Блехмана. – 1979. – 351 с.
4. Власов, А. А. Исследование динамической системы балансірного электрододержателя дуговой сталеплавильной печи / А. А. Власов, С. В. Зданевич // *Системні технології : регіон. міжвуз. зб. наук. пр. – Дніпро*, 2018. – Вип. 4 (117). – С. 10–18.
5. Власов, О. А. Вибір жорсткості пружних елементів гасителя коливань балансірного електродотримача дугової сталеплавильної печі / О. А. Власов, С. В. Зданевич // *Теория и практика металлургии*. – 2017. № 1-2. – С. 77–81.
6. Гидаспов, И. А. Динамика самотормозящихся механизмов / И. А. Гидаспов, В. Л. Вейц. – Ленинград : Изд-во Ленингр. ун-та, 1987. – 140 с.
7. Горева, Л. П. Электродинамические взаимодействия в дуговых сталеплавильных печах / Л. П. Горева, Р. А. Бикеев, Д. С. Власов // *Известия высш. учеб. завед. Электромеханика*. – 2012. – № 6. – С. 55–58.
8. Грезина, А. В. Математическое моделирование динамики системы электрододержателей дуговых сталеплавильных печей / А. В. Грезина // *Вестн. Сарат. гос. техн. ун-та*. – 2004. – № 4. – С. 5–10.
9. Марущак, Я. Ю. Математическая модель механизма перемещения электродов дуговой сталеплавильной печи на основе представления Денавита-Хартенберга / Я. Ю. Марущак, А. П. Кушнир // *Электротехнические и компьютерные системы*. – 2016. – № 22 (98). – С. 20–27.
10. Пат. 43610А, Україна, МПК Н 05 В 7/10. Пристрій для кріплення електродотримача дугової сталеплавильної печі / Власов А. О., Коваль М. В., Жук А. Я., Лебедева І. В., Беляев С. Ю., Бейник В. В. ; заявник та патентовласник Запорізь. держ. інж. акад. – № 2001042291 ; заявл. 06.04.2001 ; опубл. 17.12.2001, Бюл. № 11.
11. Про підвищення надійності роботи електродів дугових сталеплавильних печей / М. В. Коваль, В. К. Тарасов, С. С. Пилипенко, Ю. П. Єгоров, А. О. Власов // *Металургія : зб. наук. пр. / Запорізь. держ. інж. акад.* – Запоріжжя, 2016. – Вип. 1 (35). – С. 58–62.
12. Сапко, А. И. Исполнительные механизмы регуляторов мощности дуговых электропечей / А. И. Сапко. – Москва : Энергия, 1980. – 134 с.
13. Турпаев, А. И. Самотормозящие механизмы / А. И. Турпаев. – Москва : Машиностроение, 1976. – 208 с.
14. Brusa E. G. M. Compact Modeling of Electric Arc Furnace Electrodes for Vibration Analysis, Detection and Suppression / E. G. M. Brusa, E. Franceschinis, S. Morsut // *Computer Modeling in Engineering and Sciences*. – 2009. – Vol. 42, No. 2. – P. 75–106.
15. Brusa, E. G. M. Design and Structural Optimization of the Electric Arc Furnace Through a Mechatronic-Integrated Modeling Activity / E. G. M. Brusa, S. Morsut // *IEEE/ASME Transaction on Mechatronics*. – 2015. – Vol. 20. – Iss. 3. – P. 1099–1107. doi: 10.1109/TMECH.2014.2364392
16. Computer modeling and experimental validation of an electric arc furnace [Електронний ресурс] / P. Grygorov, E. Hovestadt, O. N. Jepsen, H. J. Odenthal, F. Theobald // 10th European Electric Steelmaking Conf. : Conf. Paper. – Graz, 2012. – Режим доступу: [https://www.researchgate.net/publication/279206081\\_Computer\\_modelling\\_and\\_experimental\\_validation\\_of\\_an\\_Electric\\_Arc\\_Furnace](https://www.researchgate.net/publication/279206081_Computer_modelling_and_experimental_validation_of_an_Electric_Arc_Furnace) – Назва з екрана. – Перевірено : 13.07.2018.

17. Gerhan, R. E. Secondary system mechanical resonance in new tall-shell SDI-butler arc furnaces: Detection and solutions / R. E. Gerhan, Y. Krotov, N. Lugo // AISTech 2010 : Iron and steel technology conf. proc. (May 3–6, Pittsburgh, Pa., USA). – Pittsburgh, 2010. – P. 947–957.
18. Lupi, S. Fundamentals of Electroheat. Electrical Technologies for Process Heating / S. Lupi. – Cham : Springer International Publishing Switzerland, 2017. – 620 p. doi: 10.1007/978-3-319-46015-4
19. Nikolaev, A. A. Mathematical model of electrode positioning hydraulic drive of electric arc steel-making furnace taking into account stochastic disturbances of arcs / A. A. Nikolaev, P. G. Tulupov, D. A. Savinov // International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (16–19 May 2017). – Saint Petersburg, Russia, 2017. doi: 10.1109/ICIEAM.2017.8076205

A. A. ВЛАСОВ<sup>1\*</sup>, С. В. ЗДАНЕВИЧ<sup>2\*</sup>

<sup>1\*</sup>Каф. «Металлургическое оборудование», Запорожская государственная инженерная академия, пр. Соборный, 226, Запорожье, Украина, 69006, тел. +38 (061) 227 12 42, эл. почта vlasovzgia@ukr.net, ORCID 0000-0003-3253-6435

<sup>2\*</sup>Каф. «Прикладная механика», Национальная металлургическая академия Украины, пр. Гагарина, 4, Днипро, Украина, 49005, тел. +038 (050) 452 79 52, эл. почта sergzd@i.ua, ORCID 0000-0001-8594-3806

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРОДОДЕРЖАТЕЛЯ ДЛЯ УМЕНЬШЕНИЯ ВИБРАЦИИ ЭЛЕКТРОДА

**Цель.** В научной работе необходимо: 1) разработать математическую модель и определить динамические параметры механической системы балансирного электрододержателя дуговой сталеплавильной печи; 2) выполнить сравнительную оценку максимальных амплитуд и характера вынужденных и свободных затухающих колебаний электрода в горизонтальной плоскости после сбрасывания электродинамической нагрузки для балансирного электрододержателя и электрододержателя с жестким креплением рукава к стойке; 3) определить характеристики демпфера сухого трения на основе ортогонального клинового механизма с начальным натягом линейных упругих элементов при условии учета возможных амплитуд и частот колебаний электрододержателя. **Методика.** Поставленная задача решалась с помощью методов теоретической механики и теории колебаний, динамического анализа механической системы электрододержателей с учетом нестационарного электродинамического возбуждения. Моделирование механических колебаний электрода в горизонтальной плоскости осуществлялось средствами MathCAD. **Результаты.** Рассмотрена динамическая система балансирного электрододержателя на основе двойного физического маятника с упруго-диссипативными связями. Определены параметры динамической модели и электродинамического возбуждения колебаний. Составлены дифференциальные уравнения вынужденных колебаний диссипативной системы с двумя степенями свободы. Выполнено математическое моделирование вынужденных и свободных колебаний электрода в горизонтальной плоскости. Доказана возможность уменьшения амплитуд колебаний электродов в системе балансирного электрододержателя во время действия электродинамического возбуждения и сброса нагрузки. **Научная новизна.** Впервые выполнен динамический синтез системы балансирных электрододержателей дуговой сталеплавильной печи с учетом изменения динамических параметров механической системы электрододержателей и возможных электродинамических воздействий на токопроводящие элементы несущей конструкции и электрод. Динамический синтез и анализ таких конструкций электрододержателей ранее не выполнялся. **Практическая значимость.** Разработанные практические рекомендации и аналитические зависимости по выбору динамических параметров механической системы балансирного электрододержателя при условии минимального отклонения электрода от начального положения в горизонтальной плоскости. Предложена конструкция демпфера сухого трения на основе ортогонального клинового механизма с линейными упругими элементами и их начальным натягом.

**Ключевые слова:** механизм перемещения электродов; балансирный электрододержатель; динамическая система; электродинамические силы; колебания; амплитуда

A. O. VLASOV<sup>1\*</sup>, S. V. ZDANEVICH<sup>2\*</sup>

<sup>1\*</sup>Dep. «Metallurgical Equipment», Zaporizhzhia State Engineering Academy, Soborny Av., 226, Zaporizhzhia, Ukraine, 69006, tel. +38 (061) 227 12 42, e-mail vlasovzgia@ukr.net, ORCID 0000-0003-3253-6435

<sup>2\*</sup>Dep. «Applied Mechanics», National Metallurgical Academy of Ukraine, Gagarin Av., 4, Dnipro, Ukraine, 49005, tel. +38 (050) 452 79 52, e-mail sergzd@i.ua, ORCID 0000-0001-8594-3806

## IMPROVING THE MECHANICAL SYSTEM OF THE ELECTRODE HOLDER TO REDUCE ELECTRODE VIBRATION

**Purpose.** The article is aimed to: 1) develop a mathematical model and determine the dynamic parameters of a mechanical system of balanced electrode holder of electric arc furnace; 2) perform a comparative estimation of the maximum amplitudes and the nature of forced and free decaying oscillations of the electrode in the horizontal plane after the electrodynamic load drop for the balanced electrode and the electrode holder with a rigid mount of the sleeve to the rack; 3) determine the characteristics of the dry friction damper based on the orthogonal wedge mechanism with the initial tension of the linear elastic elements, subject to the possible amplitudes and frequencies of oscillations of the electrode holder **Methodology.** The solution is carried out by the methods of theoretical mechanics and the theory of oscillations, dynamic analysis of the electrode holder mechanical system taking into account non-stationary electrodynamic excitation. Simulation of mechanical oscillations of the electrode in the horizontal plane was carried out by means of MathCAD **Findings.** The dynamical system of the balanced electrode holder of three-phase electric arc furnace on the basis of a double physical pendulum with elastic dissipative bonds is considered. The parameters of the dynamic model and electrodynamic excitation of oscillations are determined. Differential equations of forced oscillations of a dissipative system with two degrees of freedom are formulated. The mathematical modeling of forced and free oscillations of an electrode in a horizontal plane is executed. **Originality.** The dynamic synthesis of the balanced electrode holders of the electric arc furnace is carried out for the first time, taking into account the possible electrodynamic effects on the current-carrying elements of the bearing structure and the electrode. Dynamic synthesis and analysis of such structures of electrode holders was not performed before. **Practical value.** Practical recommendations and analytical dependencies for choosing the dynamic parameters of mechanical system of balanced electrode holder under condition of minimum deviation of the electrode from the initial position in the horizontal plane are developed. The design of dry friction damper based on orthogonal wedge mechanism with linear elastic elements and their initial tension is proposed.

**Keywords:** mechanism for moving the electrode; balanced electrode holder; dynamic system; electrodynamic forces; oscillation; amplitude

### REFERENCES

1. Bershitskiy, I. M., Voenny, V. A., & Nikulin, A. A. (2001). Elektrododerzhateli dugovykh pechey. *Elektrometallurgiya*, 5, 22-28. (in Russian)
2. Biderman, V. L. (1980). *Teoriya mekhanicheskikh kolebaniy: Uchebnik dlya vuzov*. Moscow: Vysshaya shkola. (in Russian)
3. Blekhan, I. I. (Ed). (1979). Kolebaniya nelineynykh mekhanicheskikh system. *Vibratsii v tekhnike: spravochnik: in 6 Vol.* (Vol. 2, 351 p.). Moscow: Mashinostroenie. (in Russian)
4. Vlasov, A. A., & Zdanevich, S. V. (2018). Issledovanie dinamicheskoy sistemy balansirnogo elektrododerzhatelya dugovoy stale-plavilnoy pechi. *System Technologies*, 4(117), 10-18. (in Russian)
5. Vlasov, O. A., & Zdanevich, S. V. (2017). Vybir zhorstkosti pruzhnykh elementiv hasytelia kolyvan balansyrnoho elektrodotrymacha duhovoi staleplavylnoi pechi. *Teoriya y praktyka metallurhyy*, 1-2, 77-81. (in Ukrainian)
6. Gidasov, I. A. & Veyts, V. L. (1987). *Dinamika samotormozyashchikhsya mekhanizmov*. Leningrad. (in Russian)
7. Goreva L. P., Bikeev R. A., & Vlasov D. S. (2012). Electrodynamic Interactions in Arc Steel Furnaces. *Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii. Elektromekhanika (Russian Electromechanics)*, 6, 55-58. (in Russian)
8. Grezina, A. V. (2004). Matematicheskoe modelirovanie dinamiki sistemy elektrododerzhatelye dugovykh staleplavilnykh pechey. *Vestnik Saratovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 4, 5-10. (in Russian)

## НЕТРАДИЦІЙНІ ВИДИ ТРАНСПОРТУ. МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

9. Marushchak, Y. Y., & Kushnir, A. P. (2016). Matematicheskaya model mekhanizma peremeshcheniya elektrodov dugovoy staleplavil-noy pechi na osnove predstavleniya Denavita-Khartenberga. *Electrotechnic and Computer Systems*, 22(98), 20-27. (in Russian)
10. Vlasov, A.O., Koval, M.V., Zhuk, A.Y., Lebedeva, Y.V., Beliaev, S.Y., & Beinyk, V.V. (2001). *UA Patent No. 43610A*. Kyiv: Ukrainskyi instytut intelektualnoi vlasnosti (Ukrpatent). (in Ukrainian)
11. Koval, M. V., Tarasov, V. K., Pylypenko, S. S., Yehorov, Y. P., & Vlasov, A. O. (2016). Pro pidvyshchennia nadiinosti roboty elektrodiv duhovyykh staleplavlynykh pechei. *Metalurhiia: zbirnyk naukovykh prats*, 1(35), 58-62. (in Ukrainian)
12. Sapko, A. I. (1980). *Ispolnitelnye mekhanizmy regulyatorov moshchnosti dugovykh elektropechey*. Moscow: Energiya. (in Russian)
13. Turpaev, A. I. (1976). *Samotormozyashchie mekhanizmy*. Moscow: Mashinostroenie. (in Russian)
14. Brusa, E. G. M., Franceschinis, E., & Morsut, S. (2009). Compact Modeling of Electric Arc Furnace Electrodes for Vibration Analysis, Detection and Suppression. *Computer Modeling in Engineering and Sciences*, 42(2), 75-106. (in English)
15. Brusa, E. G. M., & Morsut, S. (2015) Design and Structural Optimization of the Electric Arc Furnace Through a Mechatronic-Integrated Modeling Activity. *IEEE/ASME Transaction on Mechatronics*, 20(3), 1099-1107. doi: 10.1109/TMECH.2014.2364392 (in English)
16. Grygorov, P., Hovestadt, E., Jepsen, O. N., Odenthal, H. J., & Theobald F. (2012). *Computer modeling and experimental validation of an electric arc furnace*, 10th European Electric Steelmaking Conference, September. Graz. Retrieved from <https://www.researchgate.net/publication/279206081> (in English)
17. Gerhan, R. E., Krotov, Y., & Lugo, N. (2010). *Secondary system mechanical resonance in new tall-shell SDI-butler arc furnaces: Detection and solutions*, AISTech Conference: Iron and steel technology conference proceeding, May 3-6, Pittsburgh, Pa., USA. Pittsburgh. (in English)
18. Lupi, S. (2017). *Fundamentals of Electroheat, Electrical Technologies for Process Heating*. Springer International Publishing Switzerland. doi: 10.1007/978-3-319-46015-4 (in English)
19. Nikolaev, A. A., Tulupov, P. G., & Savinov, D. A. (2017). *Mathematical model of electrode positioning hydraulic drive of electric arc steel-making furnace taking into account stochastic disturbances of arcs*, International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM), 16-19 May. Saint Petersburg, Russia. doi: 10.1109/ICIEAM.2017.8076205 (in English)

Надійшла до редколегії: 30.04.2018

Прийнята до друку: 02.08.2018