

УДК 669.045

Р.М. Пятак, аспірант

ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ МЕХАНІЗМІВ ПЕРЕМІЩЕННЯ ЕЛЕКТРОДІВ ДУГОВИХ СТАЛЕПЛАВИЛЬНИХ ПЕЧЕЙ ІЗ ГІДРОМЕХАНІЧНИМ ПРИВОДОМ

Запорізька державна інженерна академія

Приведены результаты исследований основных конструктивных и силовых параметров механизмов перемещения электродов дуговых сталеплавильных печей с гидромеханическим приводом. На основе исследований построены номограммы, позволяющие оптимизировать данный механизм с аналоговой и цифровой системой управления, что существенно улучшает качество регулирования дугового процесса.

Ключевые слова: сталеплавильная печь, механизм перемещения электродов, гидромеханический привод, система регулирования, оптимизация

Наведено результати досліджень основних конструктивних і силових параметрів механізмів переміщення електродів дугових сталеплавильних печей із гідромеханічним приводом. На основі досліджень побудовано номограми, які дозволяють оптимізувати даний механізм з аналоговою або цифровою системою управління, що суттєво покращує якість регулювання дугового процесу.

Ключові слова: сталеплавильна піч, механізм переміщення електродів, гідромеханічний привід, система регулювання, оптимізація

The results of the researches of the basic design and power parameters for mechanisms moving electrodes arc steel furnaces with hydromechanical drive have been presented. On base of the researches a nomogram, permitted to optimize this mechanism with an analogue and digital control system, that significantly affects the quality control of the adjusting of arc process, have been got.

Key words: steel furnace, a mechanism for moving of electrodes, hydromechanical drive, control system, optimization

Вступ. Важливими показниками якості роботи механізмів переміщення електродів дугових сталеплавильних печей є точність, чутливість, швидкодія та стійкість до автоколивань.

Аналіз досягнень. У роботах [1-5] подано результати досліджень, пов'язаних з визначенням впливу параметрів механізмів переміщення електродів (МПЕ) дугових сталеплавильних печей (ДСП) на їх швидкодію та стійкість до автоколивань, а також статичних характеристик рейкових МПЕ з гідромеханічним приводом об'ємного та дросельного управління. Встановлено, що найбільш прийнятною конструкцією золотника є одно- або двокаскадне виконання з позитивним перекриттям щілин [6]. Вибрано найбільш ефективну конструкцію МПЕ на базі гідроприводу [7].

Постановка завдання. Завданням досліджень є визначення оптимальних конструктивних і силових параметрів МПЕ ДСП з гідромеханічним приводом (ГМП).

Основна частина досліджень. Забезпечення нормальної роботи МПЕ перед проведенням оптимізації його параметрів потребує знання необхідного діаметра циліндра (чи плунжера) за заданим робочим тиском.

Вважаючи, що за високошвидкісним режимом роботи МПЕ має максимальне прискорення a_{\max} , діаметр циліндра D розраховують за формулою:

$$D = \sqrt{\frac{4(m_m + m_e) \cdot |a_{\max}| + (m_m + m_e) \cdot g + |T|}{\pi \cdot p_{\min} \cdot \eta_{\text{ц}}}}, \quad (1)$$

де m_m – маса механізму переміщення електроду, $m_m = (G_p + G_k) / g$; G_p , G_k – відповідно маса рукава та колони; m_e – маса електроду, $m_e = G_e / g$; G_e – маса електроду; T – сила тертя у направляючих рамках; p_{\min} – мінімальний робочий тиск, за діапазоном робочого тиску 2,5...10 МПа приймаємо $p_{\min} = 3,0$ МПа; $\eta_{\text{ц}}$ – коефіцієнт корисної дії циліндра, ($\eta_{\text{ц}} = 0,90 \dots 0,95$).

З використанням формули (1) одержують діаметр циліндра для ДСП-50: $D = 0,23$ м.

В той же час для основних параметрів циліндра передбачено стандарт [8] і встановлено ряд його діаметрів, м: 0,10; (0,11); 0,125; (0,14); 0,16; (0,18); 0,20; (0,22); 0,25; (0,28); 0,32; (0,36); 0,40; (0,45); 0,50 і так далі. Приймаємо діаметр $D = 0,25$ м, який використовуємо як перший вхідний параметр процесу оптимізації.

Для вирішення задачі оптимізації параметрів МПЕ ДСП застосовували варіаційне числення з використанням ЕОМ, що дозволяє оптимізувати наступні функціонали для МПЕ з аналоговою системою регулювання (САР) та з цифровою системою управління (САУ).

$$\begin{aligned} (p_{\text{cp}})_{\text{екс}} &= p_{\text{cp}}(d_2, d_{\text{мп}}, l_{\text{мп}}, k_n, k_{\text{нм}}); t_{\text{p}_{\text{онм}}} = \min\{t_p(d_2, d_{\text{мп}}, l_{\text{мп}}, k_n, k_{\text{нм}}, (p_{2n})_{\text{екс}})\}; \\ k_{\text{v}_{\text{онм}}} &= \min\{k_v(d_2)\}; z_{\text{н}_{\text{онм}}} = \{z_n(k_n, k_{\text{нм}}, \delta_n)\}, \end{aligned} \quad (2)$$

де $t_{\text{p}_{\text{онм}}}$, $k_{\text{v}_{\text{онм}}}$, $z_{\text{н}_{\text{онм}}}$ - відповідно оптимальне значення тривалості перехідного процесу, коефіцієнта посилення за швидкістю, зони нечутливості щодо переміщення електродів; $p_{\text{cp}}(d_2, d_{\text{мп}}, l_{\text{мп}}, k_n, k_{\text{нм}})$, $t_p(d_2, d_{\text{мп}}, l_{\text{мп}}, k_n, k_{\text{нм}}, (p_{2n})_{\text{екс}})$ - просторові функції відповідно показника стійкості та швидкодії для МПЕ з аналоговою САР і цифровою САУ; $k_v(d_2)$, $z_n(k_n, k_{\text{нм}}, \delta_n)$ - відповідно просторові функції показника точності та чутливості; $(p_{\text{cp}})_{\text{екс}}$, $(p_{2n})_{\text{екс}}$ - відповідно експлуатаційні граничний підведений і підведений тиск.

На підставі практики експлуатації МПЕ й урахування технічних і стандартних вимог можна представити допустимі значення параметрів $d_2, d_{\text{мп}}, l_{\text{мп}}, k_n, k_{\text{нм}}$ (табл. 1).

Таблиця 1 - Допустимі значення параметрів МПЕ [2]

Параметри	Од. вимір.	Система автоматичного регулювання:	
		аналогова	цифрова
Діаметр скалки золотника d_2	м	0,024...0,032	0,024...0,032
Діаметр маслопроводу $d_{\text{мп}}$	м	0,032...0,040	0,032...0,040
Довжина маслопроводу $l_{\text{мп}}$	м	10...30	10...30
Коефіцієнт перетворення для САР k_n	В/м	20...200	-
Коефіцієнт перетворення для САУ $k_{\text{нм}}$	кг·м/м	-	500...1000

На базі результатів обчислень на ЕОМ побудовано номограми оптимізації параметрів МПЕ у вигляді сукупності сімейств суміщених графіків просторових функцій показників регулювання (рис. 1,2).

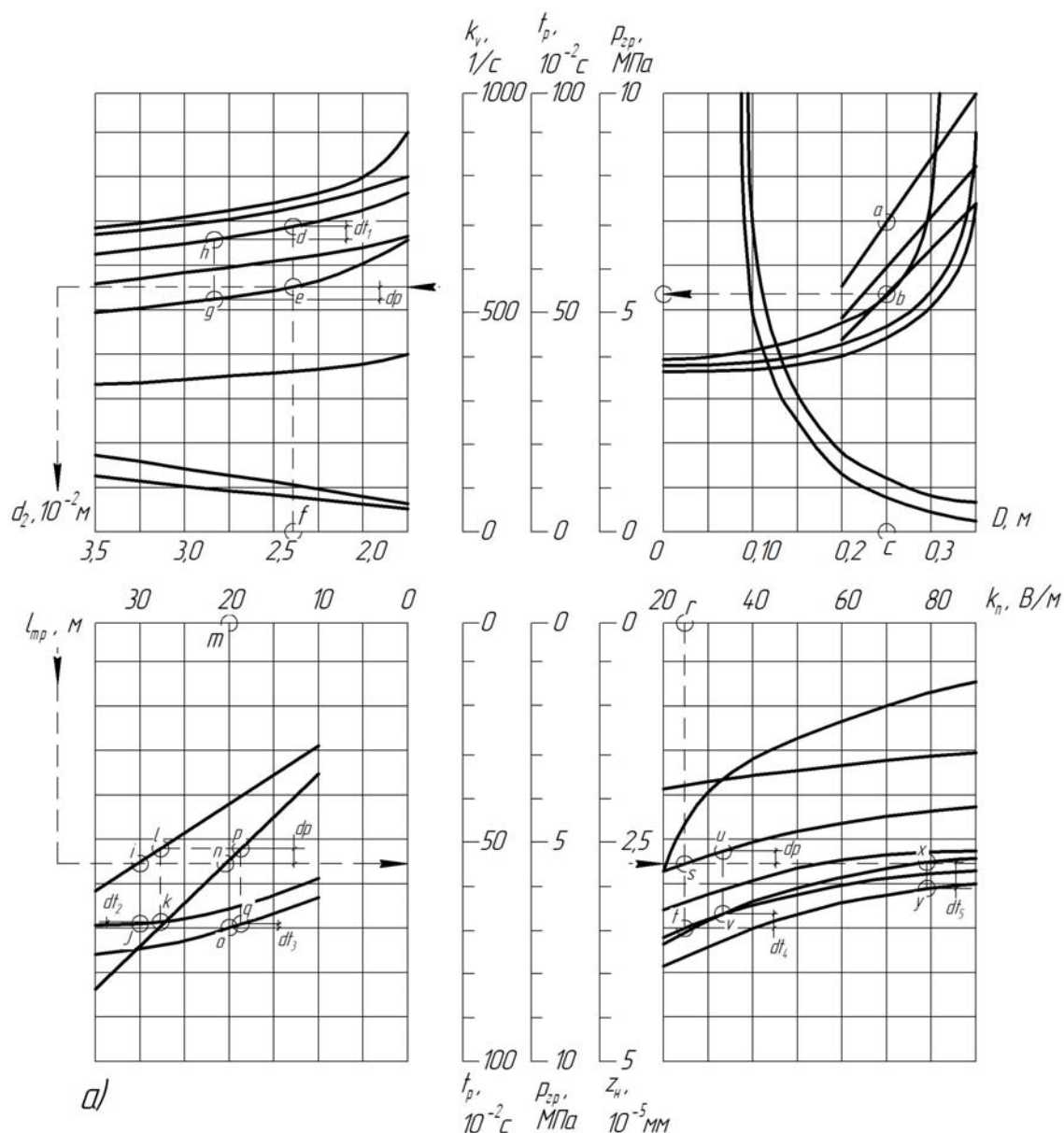


Рисунок 1 – Номограма оптимізації параметрів МПЕ на базі ГМП з аналоговою САР

На практиці застосовують насоси з тиском 6,3 або 10,0 МПа. Вважаємо, що для цього МПЕ використовують насос з робочим тиском 6,3 МПа, тоді з урахуванням втрат робочий тиск насоса складає 5,5...6,0 МПа.

Для забезпечення високої робочої ефективності ущільнень гідравлічних елементів за важких умов роботи МПЕ (високі температура та навантаження) приймають експлуатаційний підведений тиск $(p_{2n})_{екс} = 4,0$ МПа, а для забезпечення певного запасу стійкості - експлуатаційний граничний тиск $(p_{zp})_{екс} = 5,0$ МПа, який є другим вхідним параметром процесу оптимізації.

За даних початкового варіанту: $D = 0,25$ м, $d_2 = 2,40$ см, $d_{mp} = 3,20$ см, $l_{mp} = 20$ м, $k_n = 25$ В/м, $k_{nm} = 750$ кг·м/м, $J_p = 0,01$ кг·м², $p_{2n} = 4,0$ МПа, - аналогова САР має граничний підведений тиск $p_{zp} = 5,5$ МПа та тривалість перехідного процесу $t_p = 0,699$ с (рис. 1, контур «abc-def-mno-rst»), а цифрова САУ - $p_{zp} = 62$ МПа та тривалість перехідного процесу $t_p = 0,327$ с (рис. 2, контур «abc-def-nop-stu»), тому завданням

оптимізації, з урахуванням вимог табл. 1, є процес зниження граничного підведеного тиску початкового варіанту до 5,0 МПа, одночасно величини тривалості перехідного процесу, зони нечутливості за швидкістю мають бути одержані з можливо мінімальним значенням, а коефіцієнт посилення - з можливо максимальним значенням.

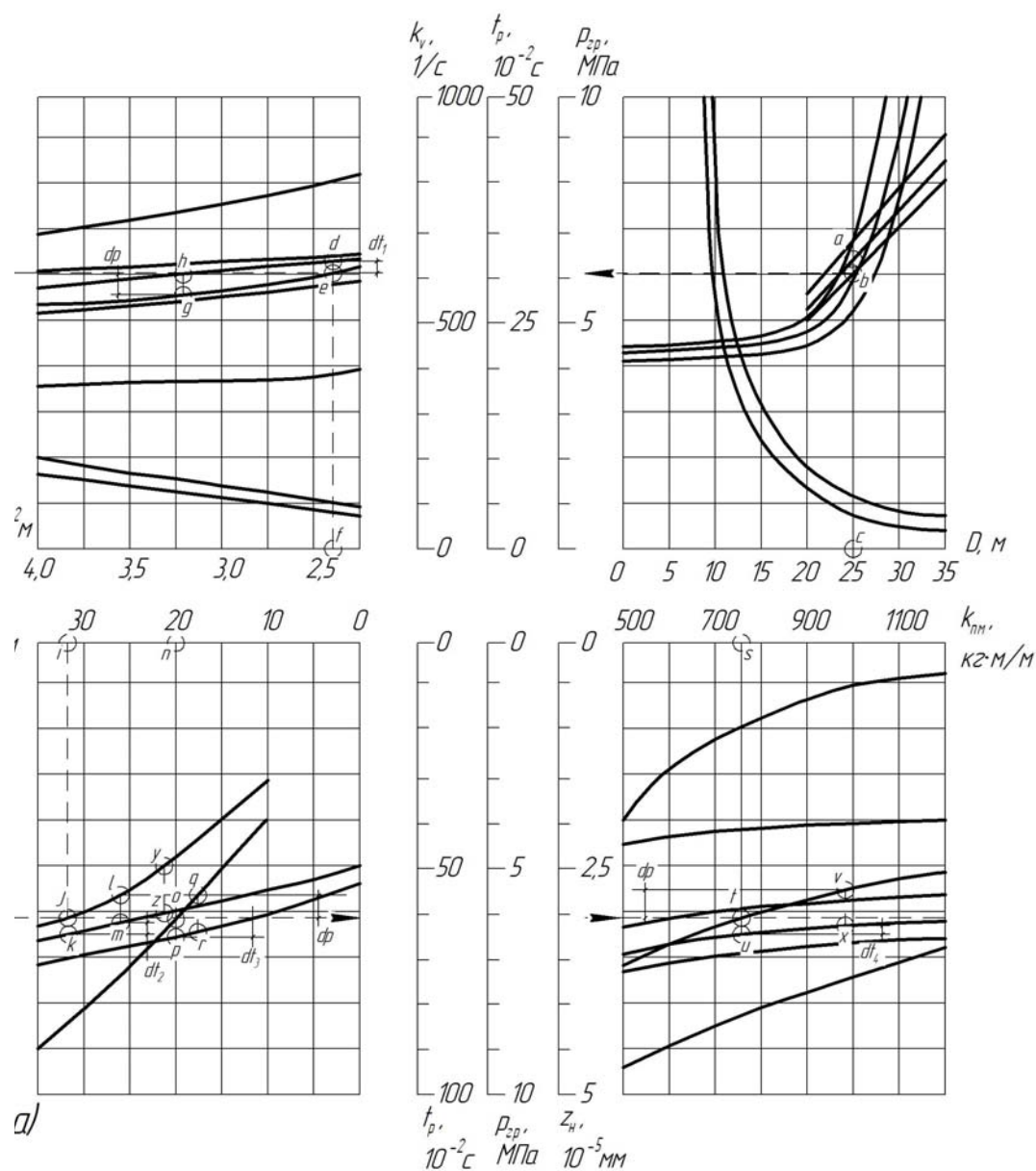


Рисунок 2 – Номограма оптимізації параметрів МПЕ на базі ГМП з цифровою САУ

При цьому слід виконати порівняння зниження тривалості перехідного процесу I_P зі зниженням граничного підведеного тиску p_{2p} між площинами золотника. За номограмами при однаковому зниженні граничного підведеного тиску на величину dp , одержують:

- на рис. 1:

$$\frac{dt_3}{dp} \approx \frac{dt_2}{dp} < \frac{dt_1}{dp} < \frac{dt_4}{dp} < \frac{dt_5}{dp} ; \quad (3)$$

- на рис. 2:

$$\frac{dt_3}{dp} < \frac{dt_4}{dp} < \frac{dt_2}{dp} \approx \frac{dt_1}{dp}, \quad (4)$$

де $dt_1, dt_2, dt_3, dt_4, dt_5$ - зниження тривалості перехідного процесу за зниженням граничного підведеного тиску на величину dp відповідно для другої, третьої та четвертої площин (рис. 1 і 2).

На рис. 1 значення dt_1 , відповідає вертикальній координаті вектора \vec{hd} , значення dt_2 - \vec{jk} , значення dt_3 - \vec{oq} , dt_4 - \vec{tv} , dt_5 - \vec{ux} , а на рис. 2 значення dt_1 відповідає вертикальній координаті вектора \vec{hd} , значення dt_2 - \vec{km} , dt_3 - \vec{pr} , dt_4 - \vec{ux} .

Із співвідношення (3) виходить, що оптимальні параметри МПЕ на базі ГМП з аналоговою САР повинні забезпечити максимально можливе значення коефіцієнта k_n , а потім діаметра скалки золотника d_2 . При цьому з номограми рис. 1 одержують оптимальний варіант параметрів МПЕ з аналоговою САР: $k_n = 1,4$ В/см (максимально можливе значення коефіцієнта k_n відповідає горизонтальній координаті точок z, w) за $l_{mp} = 30$ м, а інші параметри зберігають вище перелічені значення, тобто $D = 0,25$ м, $d_2 = 0,024$ м, $d_{mp} = 0,032$ м. Тоді показники регулювання аналогової САР будуть: $p_{ep} = 5,0$ МПа; $t_p = 0,559$ с (за $p_{2n} = 4,0$ МПа); $k_v \approx 750$ 1/с; $z_n \approx 5 \cdot 10^{-9}$ м.

Очевидно, що порівняно з початковим варіантом міра швидкодії оптимального варіанту підвищується (тривалість перехідного процесу знижується від 0,699 до 0,559 с, а зона нечутливості суттєво знижується від $75 \cdot 10^{-9}$ до $5 \cdot 10^{-9}$ м).

Згідно із співвідношенням (4), оптимальні параметри МПЕ на базі ГМП із цифровою САУ для номограми рис. 2 повинні мати максимально можливе значення діаметра скалки золотника d_2 , а потім діаметра трубопроводу d_{mp} . При цьому з урахуванням рис. 2 одержують наступний оптимальний варіант параметрів МПЕ із цифровою САУ: $d_{mp} = 4$ см (максимально можливе значення діаметра трубопроводів згідно табл. 1) при $l_{mp} = 21$ см (відповідає горизонтальній координаті точок z, w), а інші параметри зберігають вище перелічені значення, тобто $D = 0,25$ м, $d_2 = 0,032$ м, $k_{nm} = 750$ кг·м/м. Тоді показники регулювання аналогової САУ будуть такі: $p_{ep} \approx 5,0$ МПа; $t_p = 0,3077$ с; $k_v = 800$ 1/с; $z_n = 10 \cdot 10^{-9}$ м. Очевидно, що порівняно з початковим варіантом міра швидкодії оптимального варіанту підвищується (тривалість перехідного процесу знижується від 0,3270 до 0,3077 с), а зона нечутливості суттєво знижується від $75 \cdot 10^{-9}$ до $10 \cdot 10^{-9}$ м.

Остаточні результати оптимізації параметрів механізму переміщення подано у табл. 2.

Таблиця 2 – Остаточні результати оптимізації параметрів МПЕ

Параметри	Одиниця вимірювання	Система автоматичного регулювання:	
		аналогова	цифрова
Діаметр циліндра D	м	0,250	0,250
Діаметр скалки золотника d_2	м	0,024	0,024
Діаметр маслопроводу d_{mp}	м	0,032	0,040
Довжина маслопроводу l_{mp}	м	30	21
Коефіцієнт перетворення для САР k_n	В/м	140	-
Коефіцієнт перетворення для САУ k_{nm}	кг·м/м	-	750

Висновки. Таким чином, номограми, що побудовано на основі дослідження залежностей $p_{ep}(d_2, d_{mp}, l_{mp}, k_n, k_{nm})$, $t_p(d_2, d_{mp}, l_{mp}, k_n, k_{nm}, (p_{2n})_{екс})$, $k_v(d_2)$, $z_n(k_n, k_{nm}, \delta_n)$, дозволяють оптимізувати основні параметри МПЕ із аналоговою САР та цифровою САУ,

що суттєво впливає на якість регулювання дугового процесу. Все це досягнуто за рахунок раціонального поєднання головних показників системи електродотримача в цілому: чутливості, точності, швидкодії та стійкості проти автоколивань МПЕ.

ПЕРЕЛІК ЛІТЕРАТУРИ

1. *Май Фьюк Туан*. Исследование влияния типа следящего золотника на статические характеристики гидропривода механизма электродов дуговой электропечи / Май Фьюк Туан, А. Я. Жук, Н. В. Коваль // *Металургія : наукові праці Запорізької державної інженерної академії*. – Запоріжжя : РВВ ЗДІА, 2002. – Вип. 6. – С. 114-120.
2. *Жук, А. Я.* Исследование влияния параметров гидравлического механизма перемещения электрода ДСП на его устойчивость к автоколебаниям [Текст] / Жук А. Я., Пятак Р. Н., Май Фьюк Туан // *Металургія : наукові праці Запорізької державної інженерної академії*. – Запоріжжя : РВВ ЗДІА, 2011. – Вип. 23. – С. 147-153.
3. *Жук, А. Я.* Теоретические исследования статических и динамических характеристик гидравлического механизма перемещения электродов дуговых электропечей [Текст] / А. Я. Жук, Р. Н. Пятак, Май Фьюк Туан // *Металлургические процессы и оборудование*. – 2011. – № 1 (23). – С. 18-23.
4. *Жук, А. Я.* Исследование статических характеристик реечных механизмов перемещения электродов с гидромеханическим приводом объемного управления [Текст] / А. Я. Жук, Р. Н. Пятак, Май Фьюк Туан // *Металургія : наукові праці Запорізької державної інженерної академії*. – Запоріжжя : РВВ ЗДІА, 2011. – Вип. 25. – С. 148-154.
5. *Пятак, Р. Н.* Исследование статических характеристик реечных механизмов перемещения электродов с гидромеханическим приводом дроссельного управления [Текст] / Р. Н. Пятак, А. Я. Жук // *Металургія : наукові праці Запорізької державної інженерної академії*. – Запоріжжя : РВВ ЗДІА, 2012. – Вип. 2 (27). – С. 143-147.
6. *Май Фьюк Туан*. Исследование влияния характера перекрытия щелей следящего золотника на устойчивость гидроприводов механизма перемещения электродов дуговой электропечи [Текст] / Май Фьюк Туан, А. Я. Жук, Н. В. Коваль // *Металлургия : научные труды Запорожской государственной инженерной академии*. – Запорожье : РИО ЗГИА, 2003. – Вип. 7. – С. 93-100.
7. *Май Фьюк Туан*. Исследование влияния характера перекрытия щелей следящего золотника на быстрдействие гидроприводов механизма перемещения электродов дуговой электропечи [Текст] / Май Фьюк Туан // *Металлургия : научные труды Запорожской государственной инженерной академии*. – Запорожье : РИО ЗГИА, 2003. – Вип. 8. – С. 90-96.
8. ГОСТ 6540-68 Гидроцилиндры и пневмоцилиндры. Ряды основных параметров. Технические требования [Текст]. – Введ. 1969-01-07. – М. : Изд-во стандартов, 1969. – 7 с.

Стаття надійшла до редакції 03.04.2013 р.
Рецензент, проф. А.Я. Жук