

А.Я. Жук, зав. кафедрой, к.т.н., профессор

А.А. Власов, ст. преподаватель

М.В. Буканова, аспирант

Май Фьюк Туан, аспирант

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТОЧНОСТИ И ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТИ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ЭЛЕКТРОДОВ ПЕЧЕЙ ДСП

Запорожская государственная инженерная академия

Наведено результати теоретичного дослідження впливу основних конструктивних і силових параметрів на точність і чутливість механізмів переміщення електродів дугових сталеплавильних електропечей з гідроприводом поступальної дії для аналогової та цифрової автоматизованих систем управління дуговим процесом.

Приведены результаты теоретического исследования влияния конструктивных и силовых параметров на точность и чувствительность механизмов перемещения электродов дуговых сталеплавильных электропечей с гидроприводом поступательного действия для аналоговой и цифровой автоматизированных систем управления дуговым процессом.

Введение. К важным показателям качества работы механизмов перемещения электродов (МПЭ) относятся точность, чувствительность, быстродействие и устойчивость против автоколебаний. Влияние параметров МПЭ на их быстродействие рассмотрено в работе [1]. Основным инструментом для исследований принят метод варьирования, для чего разработаны алгоритм и подпрограммы расчетов на ЭВМ.

Анализ достижений. В работах [2,3] представлены результаты исследований влияния структурных элементов гидравлических МПЭ печей ДСП на их статические и динамические характеристики, что позволило выбрать определенную модель конструкции механизма на основе гидропривода поступательного действия.

Постановка задачи. Задачей данных исследований служит выявление влияния конструктивных и силовых параметров МПЭ печей ДСП на их точность и чувствительность, а также создание для них инженерных методик расчетов.

Основная часть исследований. Результаты исследования точности и чувствительности МПЭ рассматриваем поэтапно.

Согласно работе [4], статическую точность МПЭ оценивают коэффициентом усиления по скорости. На основании формулы

$$\overline{k_V} = \left. \frac{dV}{dP} \right|_{\overline{N}=0} \quad (1)$$

с учетом соотношений

$$V = k_{V20} \cdot P_n \cdot \sqrt{\frac{N}{p_{2m} \cdot F}}, \quad V = k_{V2} \cdot P_n \cdot \sqrt{1 - \frac{N}{p_{2n} \cdot F}}$$

можно записать:

– при перемещении скалки управляющего золотника вправо имеет место опускание электрода под действием собственной массы электрододержателя, то есть

$$k_V = 0 ; \quad (2)$$

– при перемещении скалки управляющего золотника влево происходит подъем электрода

$$k_V = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot \mu}{F} \cdot \sqrt{\frac{2g \cdot p_{2n}}{\gamma}}, \quad (3)$$

где V – скорость перемещения электрододержателя при смещении скалки золотника вправо и влево соответственно; P_n, P_d – возмущающее воздействие на скалку золотника при ее смещении вправо и влево соответственно; N – нагрузка на гидроцилиндр; k_{V20}, k_{V2} – коэффициенты усиления по скорости при смещении скалки вправо и влево соответственно; p_{2m} – максимальное давление рабочей жидкости в полости; p_{2n} – давление рабочей жидкости, подведенное к золотнику; F – площадь гидроцилиндра; d_2 – диаметр скалки золотника; μ – расходный коэффициент; g – ускорение силы тяжести; γ – плотность рабочей жидкости.

С использованием уравнения (3) получены графики (рис.1) зависимостей $k_V = f_1(p_{2n})$ – кривая 1, $k_V = f_2(d_2)$ – кривая 2 и $k_V = f_3(D)$ – кривая 3.

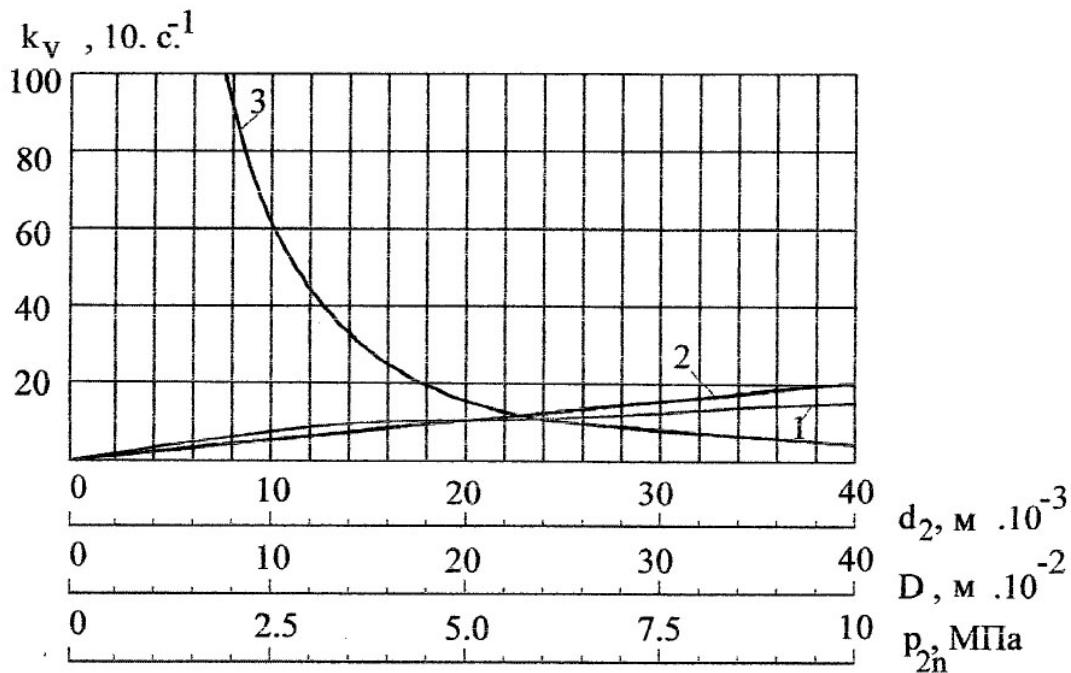


Рисунок 1 – Зависимости коэффициента усиления по скорости от параметров золотника $k_V = f_1(p_{2n})$; $k_V = f_2(d_2)$; $k_V = f_3(D)$

Анализ представленных зависимостей позволяет сделать следующие выводы:

- увеличение давления рабочей жидкости, подведенного к золотнику, способствует повышению коэффициента усиления по скорости;
- при увеличении диаметра скалки золотника возрастает коэффициент усиления по скорости и статическая точность механизма перемещения;
- увеличение диаметра цилиндра снижает коэффициент усиления по скорости и статическую мощность механизма.

При оптимизации этих параметров на практике следует, прежде всего, задаться величиной давления, которое развивает насос (исходя из нормированного ряда давлений). После этого, используя нагрузку, действующую на гидроцилиндр,

определяют его площадь и диаметр, а при известных значениях полезной площади гидроцилиндра и требуемой скорости перемещения электрода устанавливают необходимую производительность насоса [5]. С учетом величины расхода рабочей жидкости и давления (учитывая потери в гидросистеме) выбирают соответствующий управляющий золотник. Из представленных графиков видно, что лучшие показатели точности могут быть получены при работе механизма на повышенном давлении. Чувствительность может быть охарактеризована через величину зоны нечувствительности. Величина половины зоны нечувствительности МПЭ, зависящая от моментов сил трения и сил деформации пружины управляющего золотника (для перемещения скалки золотника за пределы зоны нечувствительности), может быть определена по следующим формулам [6,7]:

– для аналоговой автоматизированной системы управления дуговым процессом (САР)

$$Z_n \approx \frac{r_{ш}}{k_{rd} \cdot C_{wn}} \cdot (C_{pr} \cdot \Delta_n + N_{mp}); \quad (4)$$

– для цифровой автоматизированной системы управления дуговым процессом (САУ)

$$Z_n \approx \frac{r_{ш}}{k_{rd} \cdot k_{nm}} \cdot (C_{pr} \cdot \Delta_n + N_{mp}); \quad (5)$$

где $r_{ш}$ – радиус шестерни реечной передачи управляющего золотника; C_{pr} – коэффициент жесткости пружины, $C_{pr} = P_{pr} / P$; P_{pr} – сила нажатия пружины, пропорциональная перемещению скалки золотника; Δ_n – величина перекрытия щелей золотника, $\Delta_n = 0,02 \Delta_{max}$; Δ_{max} – максимально возможное открытие щелей золотника; N_{mp} – суммарная сила трения, приведенная к валу двигателя управляющего золотника (к валу двигателя с полым ротором или шагового двигателя); k_{rd} – передаточное отношение зубчатой (винтовой) передачи устройства перемещения скалки управляющего золотника; C_{wn} – коэффициент обратной связи, зависящий от коэффициента преобразования k_n САР; k_{nm} – коэффициент преобразования САУ.

На основании формул (4) и (5) построены графики (рис. 2) зависимостей $Z_n = f_1(\delta_n)$ – кривая 1, $Z = f_2(k_n)$ – кривая 2, $Z_n = f_3(k_{nm})$ – кривая 3. Из представленных графиков можно сделать следующие выводы:

– с увеличением ширины перекрытия Δ_n щелей золотника зона нечувствительности Z_n привода увеличивается (рис. 2, кривая 2,3);

– с уменьшением суммарной силы трения, приведенной к валу двигателя управляющего золотника, зона нечувствительности Z_n уменьшается.

Из представленных на рис. 2 кривых видно, что наибольшее влияние на зону нечувствительности оказывает перекрытие проходных щелей управляющего золотника. Поскольку практически невозможно изменить величину перекрытия (золотники имеют разное исполнение), то оптимизацию следует выполнять за счет варьирования величин k_n и k_{nm} .

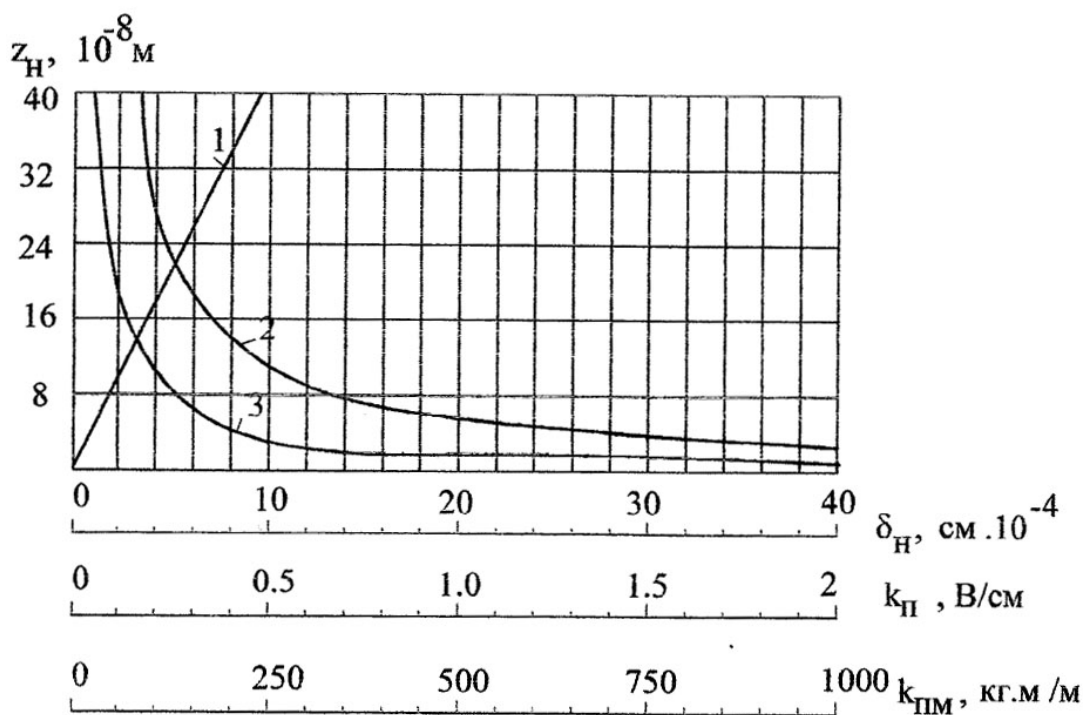


Рисунок 2 – Зависимости зоны нечувствительности механизма от его параметров $Z_n = f_1(\Delta_n)$, $Z = f_2(k_n)$, $Z_n = f_3(k_{nm})$

Выводы. Полученные результаты теоретических исследований могут найти практическое применение для оптимизации конструктивных элементов при разработке и проектировании новых механизмов перемещения электродов дуговых сталеплавильных электропечей, оснащенных как аналоговыми, так и цифровыми автоматизированными системами управления дуговым процессом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Исследование влияния параметров механизмов перемещения электродов печей ДСП на их быстродействие / А. Я. Жук, А. А. Власов, М. В. Буканова, Май Фыок Туан // *Металургія: наукові праці ЗДІА*. – Запоріжжя: РВВ ЗДІА, 2010. – Вип. 21. – С. 171-176.
2. Жук А. Я. Исследование и выбор наиболее эффективной схемы механизма перемещения электрода дуговой сталеплавильной печи / А. Я. Жук, Май Фыок Туан, А. А. Власов // *Металургія: наукові праці ЗДІА*. – Запоріжжя: РВВ ЗДІА, 2007. – Вип. 16. – С. 85-89.
3. Жук А. Я. Исследование влияния параметров механизмов перемещения электродов дуговой сталеплавильной печи на их статические характеристики / А. Я. Жук, Май Фыок Туан, А. А. Власов // *Металургія: наукові праці ЗДІА*. – Запоріжжя: РВВ ЗДІА, 2008. – Вип. 17. – С. 128-133.
4. Гамынин Н. С. Гидравлический следящий привод / Н. С. Гамынин, В. А. Лещенко. – М.: Машиностроение, 1968. – 564 с.
5. Жук А. Я. Теория и практика приводов: [учебное пособие] в 3-х книгах / А. Я. Жук, Н. К. Желябина. – Запорожье: Изд-во ЗГИА, 2001. – Книга 2. – 220 с.
6. Петров Б. И. Электропривод систем управления летательных аппаратов / Б. И. Петров. – М.: Машиностроение, 1973. – 360 с.
7. Сапко А. И. Исполнительные механизмы регуляторов мощности дуговых печей / А. И. Сапко. – М.: Энергия, 1970. – 134 с.

Стаття надійшла до редакції 25.06.2010 р.

Рецензент, проф. В.О. Ніколаєв