

ИССЛЕДОВАНИЕ СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РЕЕЧНЫХ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ЭЛЕКТРОДОВ С ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ ДРОССЕЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ

Запорожская государственная инженерная академия

Наведено результати теоретичного дослідження впливу основних конструктивних і силових параметрів рейкових механізмів переміщення електродів з гідромеханічним приводом дросельного управління на їх статичну точність, жорсткість і чутливість.

Приведены результаты теоретического исследования влияния основных конструктивных и силовых параметров реечных механизмов перемещения электродов с гидромеханическим приводом дроссельного управления на их статическую точность, жесткость и чувствительность.

Введение. На промышленных дуговых сталеплавильных печах применяют самые разнообразные конструкции механизмов перемещения электродов (МПЭ) и регуляторов мощности.

Анализ достижений. Практика показала, что с технической и экономической точек зрения использование механизмов с гидромеханическим приводом (ГМП) поступательного действия на базе гидромотора имеет явные преимущества перед электродвигателями в отношении динамических характеристик:

- при приблизительно одинаковом крутящем моменте момент инерции гидромотора в несколько раз меньше момента инерции электродвигателя постоянного тока;

- гидромоторы имеют значительно меньший нижний порог оборотов при широком диапазоне регулирования (1:1000 и более), что позволяет уменьшить передаточное число редуктора или обойтись без него;

- гидромеханический привод обладает высокими демпфирующими свойствами, что резко уменьшает или полностью устраняет ударные нагрузки в звеньях механизма;

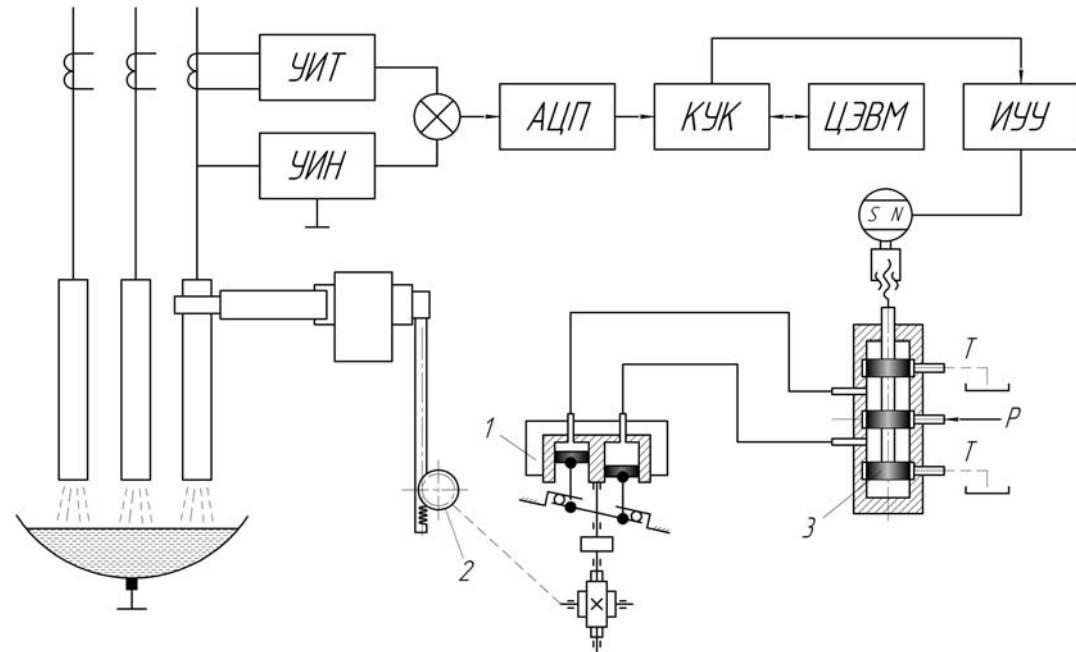
- гидромоторы могут одновременно выполнять функции двигателя и насоса, что позволяет избавиться от уравнивающих грузов, масса которых на крупных печах достигает 30 и более тонн.

Однако для окончательных выводов требуется проведение аналитических исследований с целью сравнительной оценки показателей качества регулирования указанных систем.

В предыдущих работах авторов [1-4] представлены результаты исследований, связанных с выбором наиболее эффективной схемы МПЭ. Изучено влияние основных конструктивных и силовых параметров реечных МПЭ с гидромеханическим приводом (ГМП) объемного управления на их статические характеристики [5].

Постановка задачи. Задачей данных исследований является изучение влияния конструктивных и силовых параметров реечных МПЭ с гидромеханическим приводом дроссельного управления на их статическую точность, жесткость и чувствительность.

Основная часть исследований. На схеме (рис. 1) рабочую жидкость из нерегулируемого насоса подают в полости нерегулируемого гидромотора 1 посредством однокаскадного следящего золотника 3. Применение нерегулируемых насоса и гидромотора позволяет упростить гидравлическую систему и снизить за счет этого себестоимость гидромеханического привода механизма перемещения электрода.



УИТ, УИН - устройство задания и измерения тока и напряжения дуги соответственно;
 АЦП - аналогово-цифровой преобразователь; КУК - контроллер кодирования и управления каналами; ЦЭВМ - центральная электронная вычислительная машина;
 ИУУ - импульсно-усилительное устройство;
 1 - нерегулируемый гидромотор; 2 - зубчатая шестерня; 3 - управляющий золотник.

Рисунок 1 – Расчетная схема для аналитического исследования МПЭ с ГМП дроссельного регулирования

На основании расчетной схемы (рис. 1) уравнения расхода жидкости, протекающей через полости золотника, можно записать как [6]:

– при перемещении скалки золотника вверх

$$\begin{cases} Q_1 = S_1 + \Delta S_1 \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \cdot (p_n - p_1)}; & Q_2 = 0; \\ Q_3 = S_3 + \Delta S_3 \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \cdot p_2}; & Q_4 = 0. \end{cases} \quad (1)$$

– при перемещении скалки золотника вниз

$$\begin{cases} Q_1 = 0; & Q_2 = S_2 + \Delta S_2 \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \cdot (p_n - p_2)}; \\ Q_3 = 0; & Q_4 = S_4 + \Delta S_4 \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \cdot p_1}. \end{cases} \quad (2)$$

где Q_1, Q_2, Q_3, Q_4 – расходы соответствующих проходных сечений золотника; S_1, S_2, S_3, S_4 – площади проходных сечений окон золотника; $\Delta S_1, \Delta S_2, \Delta S_3, \Delta S_4$ – приращения площади проходных сечений за счет смещения золотника из

нейтрального положения (следует отметить, что $\Delta S_3 \gg \Delta S_1$, $\Delta S_4 \gg \Delta S_2$); μ – коэффициент расхода проходных сечений; g – ускорение силы тяжести; p_1, p_2 – давления в соответствующих полостях нерегулируемого гидромотора 1; p_n – давление, подводимое к золотнику.

Давление в полости низкого давления значительно меньше давления в полости высокого давления и имеет малое значение, поэтому для дальнейших расчетов принимаем:

– при перемещении скалки золотника вверх: $p_2 \approx 0$, $p_e \approx p_1$;

– при перемещении скалки золотника вниз: $p_1 \approx 0$, $p_e \approx p_2$, p_e – давление, подводимое к гидромотору.

С учетом приведенных соотношений системы уравнений (1) и (2) будут иметь вид:

– при перемещении скалки золотника вверх:

$$\begin{cases} Q_1 = S_1 + \Delta S_1 \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \cdot (p_n - p_a)}; & Q_2 = 0; \\ Q_3 = S_3 + \Delta S_3 \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \cdot p_2}; & Q_4 = 0. \end{cases} \quad (3)$$

– при перемещении скалки золотника вниз:

$$\begin{cases} Q_1 = 0; & Q_2 = S_2 + \Delta S_2 \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \cdot (p_n - p_a)}; \\ Q_3 = 0; & Q_4 = S_4 + \Delta S_4 \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \cdot p_1}. \end{cases} \quad (4)$$

При перемещении скалки золотника на расстояние δ , величины приращения площади проходных сечений можно записать:

$$\Delta S_1 = \Delta S_2 = \pi \cdot d \cdot \delta, \quad (5)$$

где d – диаметр золотника; δ – эффективное перемещение скалки золотника.

С учетом выражения (5) из уравнений (3) и (4) можно вывести общее уравнение расхода жидкости Q , протекающей через полость высокого давления гидромотора в виде:

$$Q = \pi \cdot d \cdot \delta \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \cdot (p_n - p_a)} = \tilde{N}_v \cdot \delta \cdot \sqrt{\left(1 - \frac{p_a}{p_n}\right)}, \quad (6)$$

где $\tilde{N}_v = \pi \cdot d \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma}}$.

Согласно работе [5], текущее и максимальное значения расхода жидкости через полости гидромотора определяются по формулам:

$$Q_a = \frac{q_a \cdot i_{\delta a} \cdot v}{2\pi \cdot r_\theta}; \quad (7)$$

$$Q_{a_{max}} = \frac{q_{a_{max}} \cdot i_{\delta a} \cdot v_{max}}{2\pi \cdot r_\theta}, \quad (8)$$

где q_z , $q_{\dot{a}_{\max}}$ – утечки гидромотора соответственно при текущей и максимальной нагрузке; $r_{ш}$ – радиус шестерни; i_{pd} – передаточное отношение редуктора; v , $v_{\max}$ – соответственно текущая и максимальная скорость механизма перемещения электродов.

Принимая, что $Q = Q_{\dot{a}}$, $Q_{\max} = Q_{\dot{a}_{\max}}$, можно записать:

$$\frac{Q}{Q_{\max}} \approx \frac{Q_{\dot{a}}}{Q_{\dot{a}_{\max}}} \cdot \frac{v}{v_{\max}} = \bar{v}, \quad (9)$$

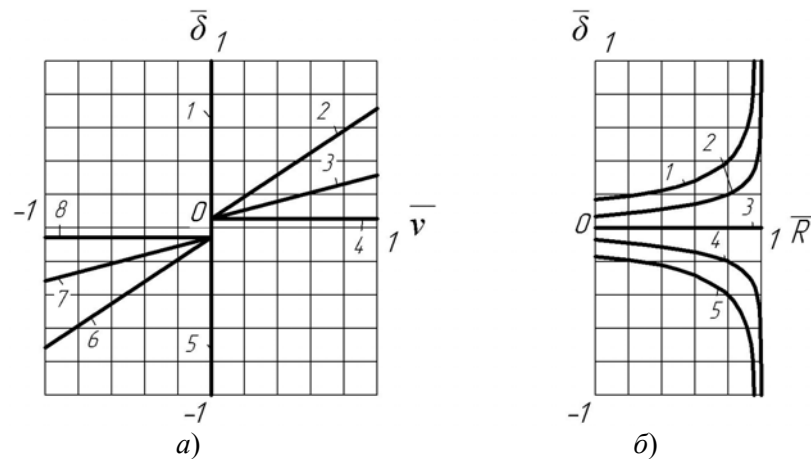
где $\bar{v}$ – относительная скорость.

На основании уравнений (6) и (9) с учетом, что $p_z / p_n \approx \bar{R}$ после преобразований получаем уравнение статических характеристик:

$$\bar{v} = \alpha \cdot \bar{\delta} \cdot \sqrt{1 - \bar{R}}, \quad (10)$$

где $\alpha = \frac{2\pi \cdot r_{\theta} \cdot \delta_{\max} \cdot C_v}{q_{\dot{a}_{\max}} \cdot i_{\dot{a}} \cdot v_{\max}}$; $\bar{\delta}$, $\bar{R}$ – соответственно относительное рассогласование и относительная нагрузка; $\delta_{\max}$ – максимальное эффективное перемещение скалки золотника.

С использованием уравнения (10) построены статические характеристики речных МПЭ с ГМП дроссельного регулирования (рис. 2).



1-4 – при перемещении скалки золотника вверх;
5-8 – при перемещении скалки золотника вниз

Рисунок 2 – Графики статических характеристик речных МПЭ с ГМП дроссельного регулирования

На рис. 2,а представлено семейство прямых 1,5; 2,6; 3,7; 4,8, которые соответствуют уравнениям зависимости $\bar{\delta} = f(\bar{v})$ при относительных нагрузках ($\bar{R} = 0; 0,9975; 0,9999; 1,00$), на рис. 2,б – семейство кривых 1, 2, 3, 4, 5, соответствующих уравнениям зависимости $\bar{\delta} = \psi(\bar{R})$ при относительных скоростях ($\bar{v} = 1,0; 0,5; 0; -0,5; -1,0$).

Зависимость рассогласования от скорости слежения. В относительных координатах данная зависимость будет иметь вид $\bar{k}_v = \left| \frac{d\bar{v}}{d\bar{\delta}} \right|_{\bar{R}=0} = \alpha$.

Из этой зависимости с учетом формулы (10) можно сделать следующие выводы:

- с повышением передаточного отношения редуктора величина коэффициента усиления ГМП по скорости слежения $\bar{k}_v$ уменьшается;
- при увеличении размеров золотника коэффициент усиления ГМП по скорости слежения $\bar{k}_v$ увеличивается.

На рис. 2,а угол наклона прямых определяется величиной $d\bar{v}/d\bar{\delta}$ и уменьшается при повышении нагрузки. Из этого следует, что с увеличением нагрузки $\bar{R}$ коэффициент усиления ГМП по скорости слежения уменьшается.

Зависимость рассогласования от нагрузки. Из формулы (10) при $\bar{v} = 0$ $\delta = 0$, следовательно, $d\delta = 0$, поэтому $\bar{k}_v$ стремится к ∞ .

Таким образом, данный механизм перемещения электрода имеет бесконечный коэффициент усиления по нагрузке, то есть он имеет очень высокую жесткость. На рис. 2,б при $\bar{v} = 0$ функция $\bar{\delta}(\bar{v})$ представляет собой прямую, параллельную горизонтальной оси.

Зона нечувствительности золотника. Относительная зона нечувствительности золотника, имеющего положительное перекрытие, определяется соотношением $\bar{\sigma} = |\bar{\delta}_-| + |\bar{\delta}_+| = \frac{2 \cdot \delta_n}{\delta_{\max}}$, а абсолютная зона нечувствительности равна $\bar{\sigma} = 2 \cdot \delta_n$.

Выводы. Определено влияние конструктивных и силовых параметров реечных МПЭ с гидромеханическим приводом дроссельного управления дуговых сталеплавильных печей на их статические характеристики. Результаты теоретических исследований могут найти практическое применение для оптимизации конструктивных элементов при модернизации механизмов перемещения электродов с приводом указанного типа.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Май Фыок Туан. Исследование влияния характера перекрытия щелей следящего золотника на устойчивость гидроприводов механизма перемещения электродов дуговой электропечи [Текст] / Май Фыок Туан, А. Я. Жук, Н. В. Коваль // Металургія : наукові праці Запорізької державної інженерної академії. – Запоріжжя : РВВ ЗДІА, 2003. – Вып. 7. – С. 93-100.
2. Май Фыок Туан. Исследование влияния характера перекрытия щелей следящего золотника на быстродействие гидроприводов механизма перемещения электродов дуговой электропечи [Текст] / Май Фыок Туан // Металургія : наукові праці Запорізької державної інженерної академії. – Запоріжжя : РВВ ЗДІА, 2003. – Вып. 8. – С. 90-96.
3. Жук, А. Я. Исследование и выбор наиболее эффективной схемы механизма перемещения электрода дуговой сталеплавильной печи на базе гидропривода [Текст] / А. Я. Жук, Май Фыок Туан, А. А. Власов // Металургія : наукові праці Запорізької державної інженерної академії. – Запоріжжя : РВВ ЗДІА, 2007. – Вып. 16. – С. 85-89.
4. Жук, А. Я. Исследование статических характеристик механизмов перемещения электродов с гидромеханическим приводом [Текст] / А. Я. Жук, Р. Н. Пятак, Май Фыок Туан // Металургія : наукові праці Запорізької державної інженерної академії. – Запоріжжя : РВВ ЗДІА, 2011. – Вып. 23. – С. 147-153.
5. Жук, А. Я. Исследование статических характеристик реечных механизмов перемещения электродов с гидромеханическим приводом объемного управления [Текст] / А. Я. Жук, Р. Н. Пятак, Май Фыок Туан // Металургія : наукові праці Запорізької державної інженерної академії. – Запоріжжя : РВВ ЗДІА, 2011. – Вып. 25. – С. 148-154.

6. *Гамынин, Н. С.* Гидравлический следящий привод [Текст] / Н. С. Гамынин, В. А. Лещенко, Б. Л. Коробочкин. – М. : Машиностроение, 1968. – 564 с. – Библиогр. : с. 562-563.

Стаття надійшла до редакції 20.03.2012
р.

Рецензент, проф. Г.П. Малишев