

Иоффе А. М. /к. т. н./, Мазур И. А. /к. т. н./  
НМетАУ

## Исследование режимов работы запорного седельного гидроклапана с пневматическим приводом

*В статье предложена уточненная математическая модель для исследования режимов работы гидроклапана с учетом изменения температуры в полости пневмопривода при его открытии. В результате исследований режимов работы напорного и сливного гидроклапана установлено, что при закрытии рассматриваемых клапанов результаты исследований ничем не отличаются от выполненных ранее. Полученные результаты режимов работы рассматриваемых гидроклапанов при их открывании отличаются от полученных ранее тем, что они имеют более высокое быстродействие. Это связано с изменением температуры в полости пневмопривода, которое влияет на давление в пневмоцилиндре и, как следствие, на быстродействие гидроклапана. Ил. 3. Библиогр.: 10 назв.*

**Ключевые слова:** клапан запорный, привод пневматический, дроссель игольчатый, исследование, скорость, перемещение, время срабатывания

*The paper proposes a refined mathematical model for the study of modes of hydraulic valve based on temperature changes in the cavity of the actuator when opening the hydraulic valve. As a result of research modes of pressure and drain hydraulic valve found that by closing valves considered the results of studies do not differ from previously performed. The results obtained are considered modes of hydraulic valves in their opening differ from those obtained previously by the fact that they have a high speed. This is due to the changes in temperature in cavity actuator, which influences the pressure in the pneumatic actuator and, consequently, the performance of hydraulic valve.*

**Keywords:** valves, pneumatic drive, throttle needle, research, speed, move, response time

На сегодняшний день в металлургическом оборудовании широко используются гидравлические системы, работающие на технической воде или эмульсии. Типичными представителями таких гидравлических систем являются системы: управления прессами трубного и колесо-прокатного производства; управления механизмом подачи и подающим аппаратом пилигримовых трубопрокатных установок; гидравлического сбива окалины; термического упрочнения проката; охлаждения рабочих валков прокатных станов; межклетьевого охлаждения и тому подобные. В этих гидравлических системах управление технологическим процессом расхода рабочей жидкости осуществляется с помощью стандартной, серийно выпускаемой запорной арматуры – клапанных распределителей, запорных вентилей или запорных задвижек как с ручным, так и электромеханическим приводом.

Опыт эксплуатации запорной арматуры в перечисленных выше гидравлических системах показал, что клапанные распределители, запорные вентили и запорные задвижки с электромеханическим приводом имеют один общий недостаток – большое время срабатывания, порядка 3-5 сек. Малое быстродействие данной арматуры не позволяет создавать и строить быстродействующие гидравлические системы.

В последнее время, в этих гидравлических системах, начинают широко применяться двухлинейные двухпозиционные запорные седельные гидроклапаны. Достоинствами этих гидроклапанов является герметичность, высокое быстродействие и снижение износа из-за седельного исполнения, малые потери давления как в самом клапане, так и в соединительных каналах, возможность выполнения ним нескольких функций, и др. Рассматриваемые клапаны устанавливаются как на напорных, так и сливных гидромагистральных.

Из обзора патентной и научно-технической литературы известны двухлинейные двухпозиционные запорные седельные гидроклапаны с пневматическим приводом, которые подробно рассмотрены в [1, 2]. Однако указанные гидроклапаны отличаются сложной конструкцией, требуют оснащения их гидроаппаратурой и средствами очистки масла, и поэтому ненадежны в работе.

Для упрощения средств торможения плунжера запорного седельного гидроклапана, перед посадкой его на седло, и тем самым, повышения надежности работы гидроклапана, в ИЧМ НАН Украины разработана конструкция запорного седельного гидроклапана с тормоз-



$$\left\{ \begin{array}{l} \text{при открытии:} \\ \frac{dp_{т.у.}}{dt} = \frac{E_{ж}}{(l_{т.у.}^0 + y) \cdot f_{т.у.}^{\Pi}} \left( q_{др}^p - f_{т.у.}^{\Pi} \frac{dy}{dt} \right); \\ \text{при закрытии:} \\ \frac{dp_{т.у.}}{dt} = \frac{E_{ж}}{(l_{т.у.}^0 + h_{кл} + y) \cdot f_{т.у.}^{\Pi}} \left( f_{т.у.}^{\Pi} \frac{dy}{dt} - q_{др}^p \right). \end{array} \right. \quad (2)$$

Здесь  $E_{ж}$  – модуль упругости жидкости;  $l_{т.у.}^0$  – длина начального объема рабочей полости тормозного устройства;  $h_{кл}$  – рабочий ход плунжера гидроклапана;  $q_{др}^p$  – расход рабочей жидкости через игольчатый дроссель.

Расход рабочей жидкости через игольчатый дроссель при наполнении или опорожнении рабочей полости гидравлического тормозного устройства определяется из выражения:

$$q_{др}^p = \mu_{др}^p f_{др}^p \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{п.к.} - p_{т.у.}| \text{sign}(p_{п.к.} - p_{т.у.})}, \quad (3)$$

где  $\mu_{др}^p$  – коэффициент расхода через игольчатый дроссель;  $f_{др}^p$  – площадь проходного сечения игольчатого дросселя.

Уравнение (1) движения плунжера гидроклапана необходимо рассматривать совместно с уравнениями изменения давления сжатого воздуха в полости пневмопривода, которые подробно рассмотрены в работах [6, 9, 10].

Уравнение изменения давления сжатого воздуха в полости пневмопривода при открытии гидроклапана имеет вид

$$\frac{dp_{п.п.}}{dt} = - \frac{k \mu_{п.п.} f_{п.п.} K p_{п.п.} \sqrt{RT_{п.п.}}}{F_{п.п.}^{\Pi} (h_{кл} + l_{п.п.}^0 + y)} \varphi(\sigma_1) + \frac{kp_{п.п.}}{h_{кл} + l_{п.п.}^0 + y} \times \frac{dy}{dt}, \quad (4)$$

где  $k$  – показатель адиабаты;  $\mu_{п.п.}$  – коэффициент расхода через пневмомагистраль при истечении газа из полости пневмопривода;  $f_{п.п.}$  – площадь проходного сечения пневмомагистрали;  $R$  – газовая постоянная;  $T_{п.п.}$  – температура сжатого воздуха в полости пневмопривода;  $h_{кл}$  – ход плунжера гидроклапана;  $l_{п.п.}^0$  – длина начального объема полости пневмопривода;  $K = \sqrt{2k/(k-1)}$  – коэффициент;  $\varphi(\sigma_1)$  – расходная функция, определяемая из выражений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \varphi(\sigma_1) = \sqrt{\frac{2}{\sigma_1^k} - \sigma_1^k} \quad \text{при } 0,528 < \sigma_1 < 1; \\ \varphi(\sigma_1) = 0,2588 \quad \text{при } 0 < \sigma_1 \leq 0,528. \end{array} \right. \quad (5)$$

Здесь  $\sigma_1 = (p_{п.п.}/p_{п.к.})$  – функция отношения давлений;  $p_{п.п.}$  – давление сжатого воздуха в пневмомагистрали.

В методике, рассмотренной в [5], температура сжатого воздуха  $T_{п.п.}$  в уравнении (4) была принята постоянной и равной температуре сжатого воздуха в пневмомагистрали. Согласно законам термодинамики известно, что при изменении давления в полости пневмопривода температура сжатого воздуха тоже изменяется. С учетом этого температура сжатого воздуха  $T_{п.п.}$  в уравнении (4) может быть выражена через давление  $p_{п.п.}$  на основании уравнения адиабаты:

$$p_{п.п.}/p_{п.к.} = (T_{п.п.}/T_{п.к.})^{k/(k-1)}. \quad (6)$$

Тогда получим следующее уравнение изменения давления сжатого воздуха в полости пневмопривода при открытии гидроклапана, которое будет иметь следующий вид [9, 10]

$$\frac{dp_{п.п.}}{dt} = - \frac{k \mu_{п.п.} f_{п.п.} K p_{п.п.}^{(3k-1)/2k} \sqrt{RT_{п.п.}}}{F_{п.п.}^{\Pi} (h_{кл} + l_{п.п.}^0 + y) p_{п.п.}^{(k-1)/2k}} \varphi(\sigma_1) + \frac{kp_{п.п.}}{h_{кл} + l_{п.п.}^0 + y} \cdot \frac{dy}{dt}. \quad (7)$$

Уравнение изменения давления сжатого воздуха в полости пневмопривода при закрытии гидроклапана имеет вид [9, 10]

$$\frac{dp_{п.п.}}{dt} = \frac{k \mu_{п.п.} f_{п.п.} K p_{п.п.} \sqrt{RT_{п.п.}}}{F_{п.п.}^{\Pi} (l_{п.п.}^0 + y)} \varphi(\sigma_2) - \frac{kp_{п.п.}}{l_{п.п.}^0 + y} \cdot \frac{dy}{dt}, \quad (8)$$

где  $T_{п.п.}$  – температура сжатого воздуха в пневмомагистрали;  $\varphi(\sigma_2)$  – расходная функция, определяемая из выражений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \varphi(\sigma_2) = \sqrt{\frac{2}{\sigma_2^k} - \sigma_2^k} \quad \text{при } 0,528 < \sigma_2 < 1; \\ \varphi(\sigma_2) = 0,2588 \quad \text{при } 0 < \sigma_2 \leq 0,528. \end{array} \right. \quad (9)$$

Здесь  $\sigma_2 = (p_{п.п.}/p_{п.к.})$  – функция отношения давлений.

В качестве примера, исследуем режимы открывания и закрывания напорного и сливного гидроклапанов, входящих в состав гидромеханической системы прессы усилием 20 МН колесопрокатной линии ПАО «Интерпайп-НТЗ», при следующих параметрах:  $F_{п.п.}^{\Pi} = 0,152 \text{ м}^2$ ;  $f_{т.у.}^{\Pi} = 0,0023 \text{ м}^2$ ;  $f_{т.у.}^{\text{шт}} = 0,002123 \text{ м}^2$ ;  $f_{кл}^{\Pi} = 0,002123 \text{ м}^2$ ;  $m_{кл} = 23 \text{ кг}$ ;  $h_{кл} = 0,013 \text{ м}$ ;  $h = 2,8 \cdot 10^{-4}$ ;  $T_{тр} = 150 \text{ Н}$ ;  $C = 0,001$ ;  $k = 1,4$ ;  $E_{ж} = 2 \cdot 10^9 \text{ Па}$ ;  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ ;  $p_{п.к.} = 0,1 \text{ МПа}$ ;  $\mu_{п.п.} = 0,4$ ;  $l_{т.у.}^0 = l_{п.п.}^0 = 0,05 \text{ м}$ ;  $f_{п.п.} = 3,14 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ;  $T_{п.п.} = 288 \text{ К}$ ;  $R = 287 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$ ;  $\mu_{др}^p = 0,2$ ;  $f_{др}^p = 7,85 \cdot 10^5 \text{ м}^2$ ;  $p_{п.к.} = 0,75 \cdot 10^6 \text{ Па}$ . Давление под плунжером напорного гидроклапана  $p_{п.к.}$  было принято при его открывании и закрывании равным  $p_{п.к.} = 30 \cdot 10^6 \text{ Па}$ , исходя из на-

личия постоянного высокого давления в гидромагистрали. Давление под плунжером сливного гидроклапана  $p_{п.к.}$  было принято при его открывании равным  $p_{п.к.} = 21 \cdot 10^6$  Па, исходя из наличия в гидромагистрали высокого давления, а при его закрытии – равным  $p_{п.к.} = 0,75 \cdot 10^6$  Па, исходя из наличия низкого давления в гидромагистрали.

При этом варьируемым параметром при исследовании режимов работы запорного седель-

ного гидроклапана с пневмоприводом и гидравлическим торможением была выбрана величина площади проходного сечения игольчатого дросселя  $f_{др}^p$ .

Результаты исследования режимов работы запорного седельного гидроклапана при открытии и закрытии представлены в виде графиков скорости  $v_{кл}$  и перемещения  $u_{кл}$  плунжеров напорного (рис. 2) и сливного (рис. 3) гидроклапов в зависимости от величины  $f_{др}^p$ .

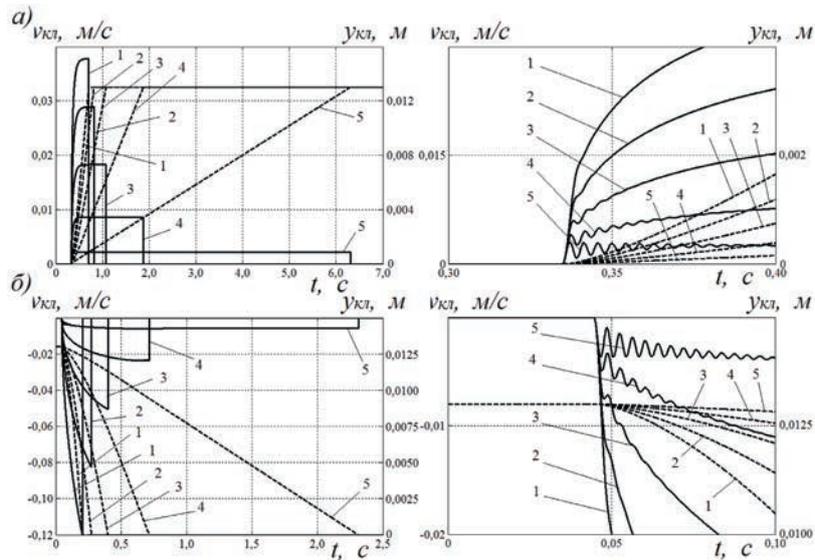


Рис. 2. Режимы работы напорного гидроклапана при закрывании (а) и открывании (б), в зависимости от площади проходного сечения дросселя  $f_{др}^p$ :

1 – при площади проходного сечения дросселя  $f_{др}^p = 7,85 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ ; 2 – при площади проходного сечения дросселя  $f_{др}^p = 5,024 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ ; 3 – при площади проходного сечения дросселя  $f_{др}^p = 2,826 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ ; 4 – при площади проходного сечения дросселя  $f_{др}^p = 1,256 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ ; 5 – при площади проходного сечения дросселя  $f_{др}^p = 3,14 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$

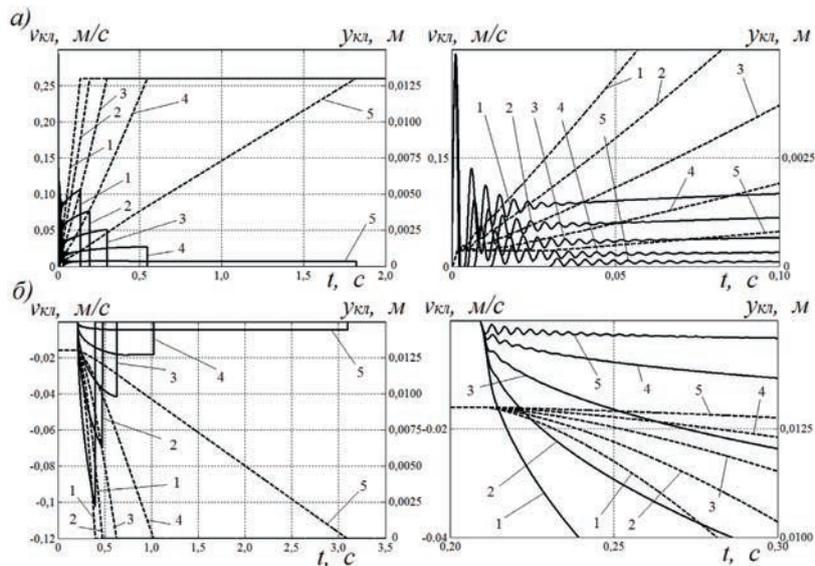


Рис. 3. Режимы работы сливного гидроклапана при закрывании (а) и открывании (б), в зависимости от площади проходного сечения дросселя  $f_{др}^p$ :

1 – при площади проходного сечения дросселя  $f_{др}^p = 7,85 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ ; 2 – при площади проходного сечения дросселя  $f_{др}^p = 5,024 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ ; 3 – при площади проходного сечения дросселя  $f_{др}^p = 2,826 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ ; 4 – при площади проходного сечения дросселя  $f_{др}^p = 1,256 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ ; 5 – при площади проходного сечения дросселя  $f_{др}^p = 3,14 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$

На основании анализа режимов работы напорного гидроклапана при открывании и закрывании, полученных при различных величинах  $f_{др}^p$ , можно сделать заключение, что характер изменения  $v_{кл}$  скорости перемещения плунжера устройства, а, следовательно, и  $u_{кл}$  перемещения плунжера на заданную величину не одинаковы и существенно отличаются. При этом с увеличением  $f_{др}^p$  площади проходного сечения, скорость перемещения  $v_{кл}$  плунжера гидроклапана увеличивается, что в итоге сказывается на быстродействии гидроклапана. Это указывает на необходимость устанавливать площадь проходного сечения дросселя  $f_{др}^p$  исходя из необходимого времени срабатывания, и рассчитывать параметры гидромеханической системы, исключая возникновение гидроударов.

Сравнивая полученные результаты с результатами, приведенными в работе [5], видно, что графики изменения скорости движения и перемещения плунжера гидроклапана при закрытии как сливного, так и напорного гидроклапана не изменились. Изменились только графики скорости перемещения  $v_{кл}$  плунжера гидроклапана, а, следовательно, и его перемещения  $u_{кл}$  при открытии как сливного, так и напорного гидроклапана при различных параметрах площади проходного сечения игольчатого дросселя  $f_{др}^p$ . В нашем случае, время срабатывания гидроклапан при различных параметрах проходного сечения игольчатого дросселя  $f_{др}^p$  будет меньше чем в ранее проведенных исследованиях. Это обосновывается учетом изменения температуры сжатого воздуха в полости пневмопривода при открытии рассматриваемых клапанов. Изменение температуры в полости пневмопривода влияет на давление в пневмоприводе и, как следствие, на быстродействие гидроклапана.

#### Библиографический список

1. Правила технической эксплуатации гидроприводов на предприятиях черной ме-

таллургии / А. М. Иоффе, О. Н. Кукушкин, Е. К. Левчук и др. – СПб.: Гектор, 1992. – 336 с.

2. Машиностроительные материалы, конструкции и расчет деталей машин. Гидропривод / Б. Ф. Романченко. – Объемный гидропривод. – М.: ВИНТИ, 1985. – Т. 9. – С. 68-70.

3. Гидравлическое оборудование металлургических цехов / А. М. Иоффе, О. Н. Кукушкин, Ф. А. Наумчук и др. – М.: Металлургия, 1989. – 248 с.

4. Патент 46386 А України, МКИ<sup>7</sup> В30В15/16. Система керування гідравлічним пресом: Пат. 46386 А України, МКИ<sup>7</sup> В30В15/16 / А. М. Иоффе, В. К. Цапко, І. А. Мазур, Ф. К. Клименко, О. М. Кукушкін, М. В. Михайловський, К. П. Лопатенко, В. І. Ничасв (Україна); Національна металургійна академія України; Заявл. 29.10.2002; Опубл. 15.07.2003, Бюл. № 7.

5. Иоффе А. М., Мазур И. А. Конструкция и исследование режимов работы запорного седельного гидроклапана с пневматическим приводом // Металлург. и горноруд. пром-сть. – 2010. – № 5. – С. 117-121.

6. Кожевников С. Н., Пешат В. Ф. Гидравлический и пневматический приводы металлургических машин. – М.: Машиностроение, 1973. – 360 с.

7. Праздников А. В. Гидропривод в металлургии. – М.: Металлургия, 1973. – 336 с.

8. Математическое моделирование управляющих двухпозиционных седельных гидравлических клапанов с пневматическим приводом / А. М. Иоффе, В. К. Цапко, О. Н. Кукушкин, И. А. Мазур // Теория и практика металлургии. – 2002. – № 5-6. – С. 129-133.

9. Герц Е. В. Динамика пневматических систем машин. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.

10. Герц Е. В., Крейнин Г. В. Расчет пневмоприводов. Справочное пособие. – М.: Машиностроение, 1975. – 272 с.

Поступила 20.03.2015

