

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ДЕЛИТЕЛЯ ПОТОКА С РЕГУЛИРУЮЩИМ ОРГАНОМ ИЗ ЭЛАСТОМЕРА

В. В. Сыркин, И. Н. Квасов, Ю. Ф. Галуза, М. А. Федорова

Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

Рассматриваются динамические процессы делителя потока рабочей жидкости, систем гидроприводов и гидроавтоматики. Конструкция делителя оригинальна, защищена патентом и отличается от традиционных делителей наличием регулирующего органа, выполненного из эластомера, что позволяет значительно упростить конструкцию делителя, снизить её стоимость и чувствительность к загрязнению рабочей жидкости частицами износа элементов гидравлических управляющих устройств. Регулирующий орган из эластомера позволяет объединить функции регулирования параметров режимов работы и герметизации рабочих полостей делителей. Представлены результаты исследования влияния динамических процессов в делителе потока и сжимаемости рабочей жидкости на точность деления потоков жидкости; определены критерии указанных процессов, позволяющие более рационально разрабатывать конструкции указанных регуляторов в соответствии с предъявляемыми требованиями в составе гидравлических систем.

Ключевые слова: делитель потока, сжимаемость рабочей жидкости, расход и давление рабочей жидкости гидросистем.

В известных конструкциях [1–6] делителей потока жидкостей используются регулирующие органы, выполненные в виде дорогостоящих золотниковых устройств, обладающие чувствительностью к загрязнению рабочей жидкости и др. Рассматриваемая конструкция делителя потока [7, 8] в значительной степени лишена указанных недостатков.

Делительный клапан (рис. 1) работает следующим образом.

При одинаковых нагрузках синхронных исполнительных органов (например, гидроцилиндров) возникает разность давлений в полостях 15 и 16 отвода и в полостях 9 и 10 делительного клапана. Если давление в какой-либо магистрали питания потребителя, например, в полости питания 15 отвода, повышается (в результате повышения нагрузки на поршень гидроцилиндра), то увеличивается давление в полости 9. При этом нарушается равновесие регулирующего органа (РО) 4, который при этом смещается вправо, увеличивая рабочее окно регулируемого дросселя 14, давление в полости 9 понижается, а в полости 10 — повышается до тех пор, пока перепад давления между полостями 9 и 15 не уравнивается с перепадом давления между полостями 10 и 16. Равенство перепадов давления приводит к равенству расходов рабочей жидкости через полости 15 и 16, т. е. к равенству скоростей поршней гидроцилиндров.

При делении потока с использованием гидравлического делителя потока с эластичным регулируемым органом в гидравлических системах с сосредоточенными параметрами (гидроцилиндр с жёсткими стенками, упругий трубопровод) под действием переменных сил происходит изменение объёма рабочей жидкости как за счёт

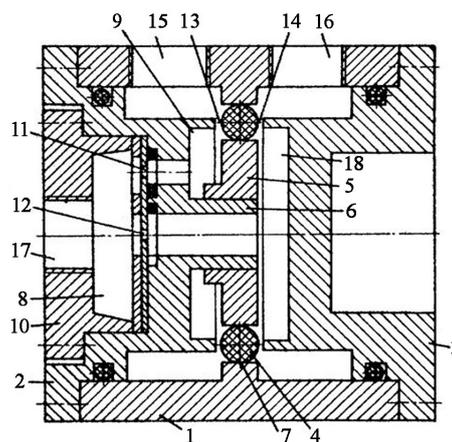


Рис. 1. Делитель потока с регулирующим органом из эластомера
Fig. 1. Flow divider with regulatory elastomer equipment

сжатия рабочей среды, так и из-за её притока и оттока [9, 10].

На устойчивость деления потока рабочей жидкости и сохранения регулирующих свойств делителя при возбуждении колебаний давлений в исполнительных устройствах гидравлических приводов большое влияние оказывают конструктивные и эксплуатационные параметры делителей потока, которые характеризуются динамическими показателями, получаемыми в экспериментальных исследованиях в режиме постоянного давления.

При ступенчатом изменении давления в отводе делителя 15 (рис. 1) от $p_1 = 1,5$ МПа до нуля при $p_2 = 0$ (отвод 14) в момент $t = 0$ происходит перемещение регулирующего органа 4 влево.

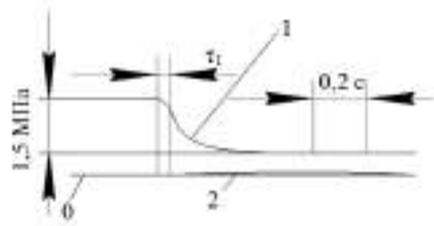


Рис. 2. Изменение давления в отводе 15 и перемещение рабочего органа в отводе 14:
1 — изменение давления;
2 — перемещение рабочего органа
Fig. 2. The change in pressure in the outlet 15 and the movement of the working body in the outlet 14:
1 — the change in pressure;
2 — movement of the working body

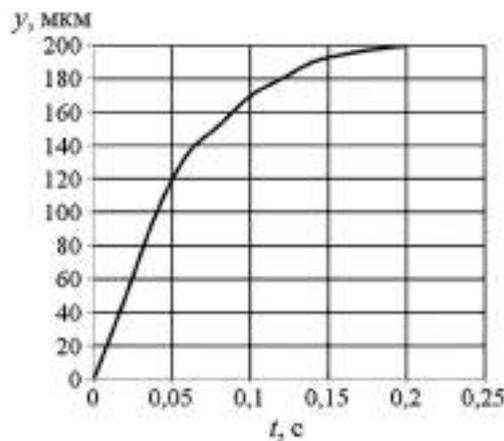


Рис. 3. Кривая разгона регулирующего органа $y = f(t)$ при $p_1 = p_2 = p_3 = 1$ МПа, $p_4 = 1,5$ МПа $\rightarrow 0$
Fig. 3. Acceleration curve of the regulator $y = f(t)$ at $p_1 = p_2 = p_3 = 1$ МПа, $p_4 = 1,5$ МПа $\rightarrow 0$

Запаздывание начала смещения регулирующего органа от момента начала возмущения близко к нулю (рис. 2).

Амплитудно-фазовые характеристики (АФХ) и переходные характеристики регулирующего органа являются решением одинаковых уравнений (в первом случае входное действие изменяется по синусоидальному закону, во втором — ступенчато). Поэтому АФХ можно определить по известной кривой разгона или получить кривую разгона по известной АФХ, не решая уравнения аналитически.

Расчётная кривая разгона регулирующего органа может быть представлена следующим уравнением

$$y(t) = K - C_1 e^{p_1 t} - C_2 e^{p_2 t} - \dots - C_n e^{p_n t} = K - \sum_{m=1}^n C_m e^{p_m t}, \quad (1)$$

где y — перемещение; $t = t_1 - \tau$ (t_1 — время от начала возмущения); $K = y(\infty)$.

Корни $p_1 - p_n$ и постоянные интегрирования $C_1 - C_n$ выражения (1) находятся методом последовательного графического приближения функций

$$y_m(t) = \sum_{m=1}^n C_m e^{p_m t}$$

при $K = 200$ мкм к экспериментальным данным. Критерием минимизации отклонений расчётных данных от экспериментальных является линейная зависимость

$$\lg \left(K - y(t) - \sum_{m=1}^n C_m e^{p_m t} \right) = f(t). \quad (2)$$

Приняв условие $K - y(t) \approx C_1 e^{p_1 t}$, по экспериментальным данным строим график (рис. 3).

Зависимости $\lg(K - y(t)) = f(t)$ и проводим к нему касательную $\lg(K - y(t)) = \lg C_1 + 0,434 p_1 t$, отсекающую отрезок $\lg C_1$. Во втором приближении принимаем условие, что $K - y(t) - C_1 e^{p_1 t}$, далее находим p_2 и C_2 .

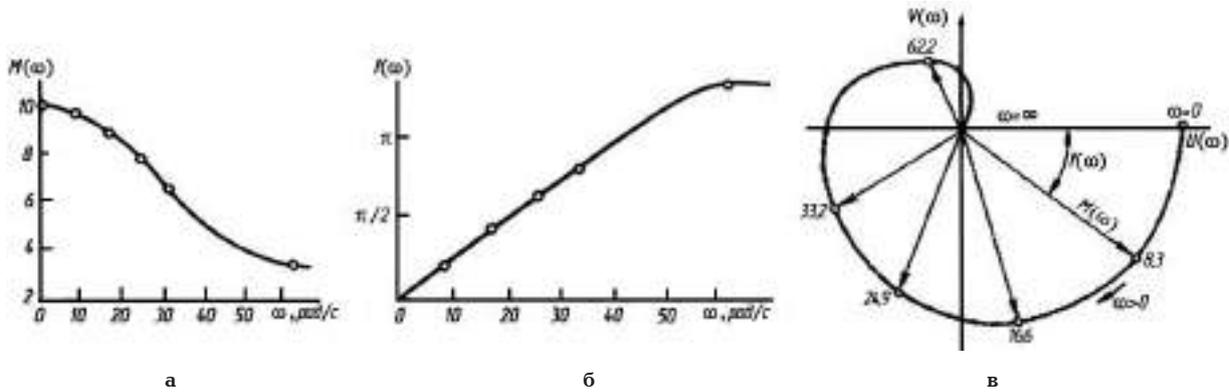


Рис. 4. Динамические характеристики:
 а — амплитудно-частотная; б — фазочастотная; в — амплитудно-фазовая
 Fig. 4. Dynamic characteristics:
 a — amplitude-frequency; b — phase frequency; c — amplitude and phase

Для данного регулятора зависимость (2) близка к линейной при $m = 2$. Тогда кривые разгона регулирующего органа аппроксимируются зависимостью

$$y(t) = K - C_1 e^{p_1 t} - C_2 e^{p_2 t}. \quad (3)$$

Найденные корни p_1 и p_2 и постоянные интегрирования C_1 и C_2 удовлетворяют начальным условиям

$$\begin{aligned} y(0) &= K - C_1 - C_2 = 0; \\ y' &= C_1 p_1 - C_2 p_2 = 0. \end{aligned} \quad (4)$$

Уравнение (3) преобразуем по Лапласу

$$y(S) = \frac{K}{S} - \frac{C_1}{S + p_1} - \frac{C_2}{S + p_2}, \quad (5)$$

где S — переменная комплексной частоты; $S = \sigma + i\omega$ ($\omega = 2\pi f$, f — частота, Гц; $\sigma = \text{Re}S$). Преобразуем левую и правую части уравнения (5) по Лапласу ступенчатого изменения нагрузки (давления) p/S . Получим передаточную функцию регулирующего органа на основании формулы (4):

$$\begin{aligned} W_1(S) &= \frac{K}{P \left(\frac{1}{p_1} S + 1 \right) \left(\frac{1}{p_2} S + 1 \right)} = \\ &= \frac{K_{yc}}{(T_1 S + 1)(T_2 S + 1)}, \end{aligned} \quad (6)$$

где $K_{yc} = K/P$; $T_1 = 1/p_1$; $T_2 = 1/p_2$.

С учётом чистого запаздывания τ передаточную функцию выразим следующим образом:

$$W(S) = W_1(S)W_2(S) = \frac{K_{yc} e^{-S\tau}}{(T_1 S + 1)(T_2 S + 1)}, \quad (7)$$

где $W_2(S)$ — передаточная функция звена чистого запаздывания.

Подставим в (7) $i\omega$ вместо S , получим выражение комплексной передаточной функции

$$W(\omega) = M(\omega) e^{-Sf(\omega)},$$

где $f(\omega) = \omega\tau + \arctg T_1 \omega + \arctg T_2 \omega$.

Вычисляя $M(\omega)$ и $f(\omega)$ при различных значениях ω , получим амплитудно-частотную (АЧХ), фазочастотную (ФЧХ) и амплитудно-фазовую характеристику (АФХ) делителя потока (рис. 4).

Полученные характеристики показывают, что делитель потока является аperiodическим звеном второго порядка с вещественными отрицательными корнями характеристического уравнения. При изменении давления в любом из отводов делителя его работа является устойчивой. При увеличении частоты изменения давления смещение регулирующего органа уменьшается, рекомендуемая $\omega_{\max} : \omega_{\max} = 1/T_2 = 42$ рад/с.

В переходных режимах работы гидропривода (разгон, торможение) большое влияние на качество исполнительных движений гидропривода оказывает сжимаемость рабочей жидкости.

Если не учитывать кинетическую энергию потока и потери давления, то давление во всей гидросистеме будет одинаково (рис. 5).

Объём упругого трубопровода

$$V_{mp} = F_{mp} L = V_{p=0} + K_{mp} p,$$

где V_{mp} — объём жидкости в трубопроводе; F_{mp} — площадь поперечного сечения трубопровода; L — длина трубопровода; $V_{p=0}$ — объём трубопровода при давлении $p = 0$; K_{mp} — коэффициент упругости трубопровода; p — давление.

Объём цилиндра

$$V_u = F_u \cdot y,$$

где V_u — объём жидкости в цилиндре без утечек; y — расстояние от торца цилиндра до поршня.

Уравнение неразрывности потока

$$V dp = -\rho dV,$$

где ρ — плотность жидкости.

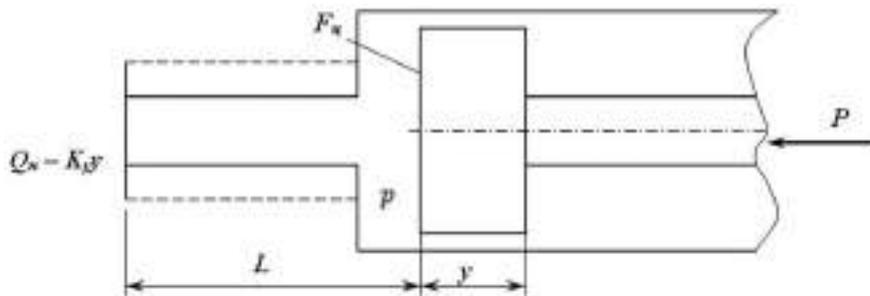


Рис. 5. Расчётная схема гидросистемы
Fig. 5. The design scheme of the hydraulic system

С учетом неразрывности потока получим

$$\rho(Q_n - K_y p) = \frac{d(\rho V_t)}{dt} = \frac{d}{dt}(\rho(V_{mp} - V_u)), \quad (8)$$

где Q_n — расход насоса; K_y — коэффициент утечек; V_t — общий объём жидкости.

Дифференцируя выражение (8), получим

$$\rho Q_n = \rho \left(\frac{dV_{mp}}{dt} + \frac{dV_u}{dt} \right) + (V_{mp} + V_u) \frac{d\rho}{dt}. \quad (9)$$

При постоянной температуре жидкости плотность определяется

$$\rho = \rho_0 + \beta \rho_0 p, \quad (10)$$

где ρ_0 — плотность при $p=0$; β — коэффициент сжимаемости.

Дифференцируя выражение (10), получим

$$\frac{d\rho}{dt} = \beta \rho_0 \frac{dp}{dt}. \quad (11)$$

Подставляя выражения для V_{mp} , V_u и (11) в уравнение (8), получим

$$\rho(Q_n - K_y p) = \rho \left(K_{mp} \frac{dp}{dt} + F_u \frac{dy}{dt} + K_y \frac{dp}{dt} \right) + (V_{mp} + V_u) \beta \rho_0 \frac{dp}{dt}, \quad (12)$$

где $V_m = (V_{mp} + V_u) = V_0 + F_u \cdot y$ (V_0 — объём жидкости при $t=0$).

Процесс разгона поршня в соответствии с выражением (12) может быть представлен нелинейными дифференциальными уравнениями третьего порядка с переменными коэффициентами:

$$M\beta(a+y) \frac{d^3 y}{dt^3} + (b+cy) \frac{d^2 y}{dt^2} + E \frac{dy}{dt} + y\omega D\beta \cos \omega t = Q_0 - \frac{\omega D\beta V_0}{F_1} \cos \omega t - \frac{DK_y}{F_1} \sin \omega t, \quad (13)$$

где M — масса перемещающихся частей и жидкости, приведенная к поршню; $a = V_0/F_1$; $b =$

$(F_2 K_1 + K_2)(\beta V_0/F_1) + (K_y M/F_1)$; $c = (F_2 K_1 + K_2)\beta F_1$; $E = (F_2/K_1 + K_2)(K_y/F_1) + F_1$; $Q_0 = Q - (K_y/F_1)(C_m + P_0)$; D и ω — амплитуда и частота переменной составляющей нагрузки; F_2 — эффективная площадь поршня в сливной полости цилиндра;

$K_1 = \frac{p_2}{dy/dt}$; $K_2 = \frac{T}{dy/dt}$ (T — сила трения в гидроцилиндре и направляющих); C_m — вес перемещающихся частей; P_0 — постоянная составляющая нагрузки.

Определим перемещения поршня при следующих значениях параметров: $M = 1840$ кг; $\beta = 0,67 \cdot 10^{-5}$ см²/Н; $E = 117$ см²; $\omega = 157$ рад/с; $D = 7,7$ кН; $Q_0 = 159$ см³/с; $F_1 = 117$ см²; $F_2 = 74$ см²; $V_0 = 177$ см³; $K_y = 0,1$ см⁵/(Н·с) с начальными условиями: $y(0) = 0$; $\frac{dy}{dt} = 0$; $\frac{d^2 y}{dt^2} = 0$.

Преобразуем выражение (13) в систему трёх уравнений первого порядка, используя численные значения параметров гидросистемы:

$$\begin{aligned} \frac{dy_1}{dt} &= y_2; \\ \frac{dy_2}{dt} &= y_3; \\ \frac{dy_3}{dt} &= \frac{1}{1,27 \cdot 10^{-4}(1,5 + y_1)} \cdot (159 - 12,2 \cos 157t - \\ &\quad - 0,04(2 + y_1)y_3 - 117y_2 - 8,1y_1 \cos 157t), \quad (14) \end{aligned}$$

где $y_1 = y$.

На основании численного решения выражения (14) в интервале изменения скорости поршня от $V = 0$ до $V = \text{const}$ построен график (рис. 6).

При постоянном сжимаемом объёме жидкости ($F_u y = 0$) уравнение (13) примет вид:

$$\begin{aligned} a_0 \frac{d^3 y}{dt^3} + a_1 \frac{d^2 y}{dt^2} + a_2 \frac{dy}{dt} &= \\ = b_0 - b_1 \cos \omega t - b_2 \sin \omega t. \quad (15) \end{aligned}$$

Подставляя в уравнение (15) значения параметров гидросистемы, получим

$$\begin{aligned} 1,87 \cdot 10^{-4} \frac{d^3 y}{dt^3} + 0,08 \frac{d^2 y}{dt^2} + 117 \frac{dy}{dt} &= \\ = 159 - 12,2 \cos 157t - 6,6 \sin 157t. \end{aligned}$$

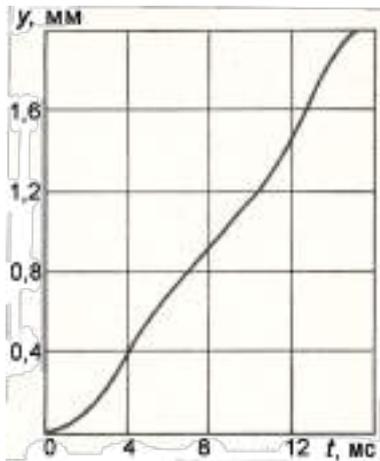


Рис. 6. График перемещения поршня в процессе его разгона от нулевой скорости
Fig. 6. The diagram of piston movement in the process of its acceleration from zero speed

Переходя к системе трёх уравнений первого порядка, получим

$$\begin{aligned} \frac{dy}{dt} &= y_1; \\ \frac{dy_1}{dt} &= y_2; \\ \frac{dy_2}{dt} &= \frac{1}{1,87 \cdot 10^{-4}} (159 - 12,2 \cos 157t - \\ &- 6,6 \sin 157t - 0,08y_2 - 117y_1). \end{aligned} \quad (16)$$

При условии, что $F_u \cdot y \ll V_0$, решения уравнений (13) и (16) практически совпадают, при этом отклонения не превышают 10^{-2} мм.

При $F_u \cdot y \rightarrow V_0$ результаты расчёта систем синхронизации практически совпадают с реальными результатами гидравлического процесса.

Список источников

1. Yao C., Li T., Zhang H. [et al.]. Study on the characters of control valve ammonia injection in selective catalytic reduction (SCR) system of coal-fired power plant // IOP Conference Series Earth and Environmental Science. 2017. Vol. 81, no. 1. 012169. DOI: 10.1088/1755-1315/81/1/012169.
2. Li Z., Zhang X., Guo K. [et al.]. A novel squeeze mode based magnetorheological valve: design, test and evaluation // Smart Materials and Structures. 2016. Vol. 25, no. 12. 127003. DOI: 10.1088/0964-1726/25/12/127003.
3. Mehrer M., Winston K. A method of determining a fault within a flow divider. EUR patent 0319030 A1; filed Aug. 9th, 2013; published Dec. 9th, 2015.
4. Nguyen K., Anderson T. Merchandiser with airflow divider. US patent 2952719 A1; filed June 9th, 2013; published Dec. 5th, 2013.

5. Пат. 170137 Российская Федерация, МПК F 04 B 1/26, МПК F 15 B 11/22. Аксиальный делитель потока жидкости / Мулюкин В. Л., Карелин Д. Л., Белоусов А. М. № 2016134804; заявл. 25.08.16; опубл. 14.04.17, Бюл. № 11.

6. Пат. 2580912 Российская Федерация, МПК G 05 D 11/02. Струйно-кавитационный делитель потока жидкости / Константинов С. Ю., Целищев В. А., Целищев Д. В. № 2014148904/28; заявл. 03.12.14; опубл. 10.04.18, Бюл. № 10.

7. А. с. 653433 СССР, МПК А 15 В 13/042. Делительный клапан / Немировский И. А., Сыркин В. В., Петров В. Б. [и др.]. № 2479228; заявл. 21.04.77; опубл. 25.03.79, Бюл. № 11.

8. Сыркин В. В., Саввантиди Т. И. Гидравлические регуляторы с управляющими элементами из эластомеров // Привод и управление. 2001. № 4. С. 14–17.

9. Темирканов А. Р., Рыбак А. Т. Моделирование системы гидромеханического привода рабочего органа мобильной технологической машины // Вестник ДГТУ. 2014. Т. 14 (4). С. 176–185. DOI: 10.12737/6907.

10. Антоненко В. И. Анализ статических характеристик делителя потока непрямого регулирования // Вестник ДГТУ. 2014. Т. 14 (4). С. 158–165. DOI: 10.12737/6895.

СЫРКИН Владимир Васильевич, доктор технических наук, доцент (Россия), профессор кафедры «Машиноведение».

SPIN-код: 6713-4102

AuthorID (РИНЦ): 446841

AuthorID (SCOPUS): 25930080800

Адрес для переписки: syrkinvv@mail.ru

КВАСОВ Игорь Николаевич, кандидат экономических наук, доцент (Россия), декан факультета транспорта, нефти и газа.

SPIN-код: 4379-0289

AuthorID (SCOPUS): 571955623341

Адрес для переписки: NKV1@yandex.ru

ГАЛУЗА Юрий Федорович, старший преподаватель кафедры «Основы теории механики и автоматического управления».

SPIN-код: 5375-1216

AuthorID (РИНЦ): 762147

ФЕДОРОВА Мария Александровна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Машиноведение».

SPIN-код: 8189-1115

AuthorID (РИНЦ): 984405

Адрес для переписки: marija_af@mail.ru

Для цитирования

Сыркин В. В., Квасов И. Н., Галуза Ю. Ф., Федорова М. А. Исследование динамики делителя потока с регулирующим органом из эластомера // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2018. Т. 2, № 4. С. 9–14. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-4-9-14.

Статья поступила в редакцию 01.11.2018 г.

© В. В. Сыркин, И. Н. Квасов, Ю. Ф. Галуза, М. А. Федорова

STUDY OF THE FLOW DIVIDER DYNAMICS WITH AN ELASTOMER REGULATOR

V. V. Syrkin, I. N. Kvasov, Yu. F. Galuza, M. A. Fedorova

Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

The dynamic processes of the working fluid flow divider of hydraulic systems and hydraulic automation are considered. The design of the divider is original and protected by a patent and differs from traditional dividers by the presence of a regulatory body made of elastomer, which significantly simplifies the design of the divider reducing its cost and sensitivity to contamination of the working fluid by wear particles of hydraulic control devices. The regulatory body of elastomer allows you to combine the functions of regulating the parameters of operating modes and sealing the working cavities of the dividers. The presented results of the study of the influence of dynamic processes in the flow divider and compressibility of the working fluid on the accuracy of dividing the fluid flows define the criteria for these processes allowing a more rational development of the design of these regulators in accordance with the requirements in the hydraulic systems.

Keywords: flow divider, compressibility of the working fluid, flow and pressure of the working fluid of hydraulic systems.

References

1. Yao C., Li T., Zhang H. [et al.]. Study on the characters of control valve ammonia injection in selective catalytic reduction (SCR) system of coal-fired power plant // IOP Conference Series Earth and Environmental Science. 2017. Vol. 81, no. 1. 012169. DOI: 10.1088/1755-1315/81/1/012169. (In Engl.).
2. Li Z., Zhang X., Guo K. [et al.]. A novel squeeze mode based magnetorheological valve: design, test and evaluation // Smart Materials and Structures. 2016. Vol. 25, no. 12. 127003. DOI: 10.1088/0964-1726/25/12/127003. (In Engl.).
3. Mehrer M., Winston K. A method of determining a fault within a flow divider. EUR patent 0319030 A1; filed Aug. 9th, 2013; published Dec. 9th, 2015. (In Engl.).
4. Nguyen K., Anderson T. Merchandiser with airflow divider. US patent 2952719 A1; filed June 9th, 2013; published Dec. 5th, 2013. (In Engl.).
5. Patent 170137 Russian Federation, IPC F 04 B 1/26, IPC F 15 B 11/22. Aksial'nyy delitel' potoka zhidkosti [Axial fluid flow divider] / Mulyukin V. L., Karelin D. L., Belousov A. M. No. 2016134804; filed 25.08.16; published 14.04.17, Bull. 11. (In Russ.).
6. Patent 2580912 Russian Federation, IPC G 05 D 11/02. Struyno-kavitatsionnyy delitel' potoka zhidkosti [Jet cavitation flow divider] / Konstantinov S. Yu., Tselishchev V. A., Tselishchev D. V. No. 2014148904/28; filed 03.12.14; published 10.04.18, Bull. 10. (In Russ.).
7. Patent 653433 SSSR, IPC A 15 B 13/042. Delitel'nyy klapán [Dividing valve] / Nemirovskiy I. A., Syrkin V. V., Petrov V. B. [et al.]. No. 2479228; filed 21.04.1977; published 25.03.1979, Bull. 11. (In Russ.).
8. Syrkin V. V., Savvantidi T. I. Gidravlicheskiye regulatory s upravlyayushchimi elementami iz elastomerov [Hydraulic regulators with elastomer control elements] // Privod i upravleniye. 2001. No. 4. P. 14–17. (In Russ.).
9. Temirkanov A. R., Rybak A. T. Modelirovaniye sistemy gidromekhanicheskogo privoda rabocheho organa mobil'noy tekhnologicheskoy mashiny [Modeling of hydromechanical drive system of working body for mobile technology machine] // Vestnik Donskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Vestnik of Don State Technical University. 2014. Vol. 14 (4). P. 176–185. DOI: 10.12737/6907. (In Russ.).
10. Antonenko V. I. Analiz staticheskikh kharakteristik delitelya potoka nepryamogo regulirovaniya [Static characteristics analysis of indirect control flow valve] // Vestnik Donskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Vestnik of Don State Technical University. 2014. Vol. 14 (4). P. 158–165. DOI: 10.12737/6895. (In Russ.).

SYRKIN Vladimir Vasilievich, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of Machine Science Department.

SPIN-code: 6713-4102; AuthorID (RSCI): 446841

AuthorID (SCOPUS): 25930080800

Address for correspondence: syrkinvv@mail.ru

KVASOV Igor Nikolaevich, Candidate of Economic Sciences, Associate Professor, Dean of Transport, Oil and Gas Faculty.

SPIN-code: 4379-0289; AuthorID (SCOPUS): 571955623341

Address for correspondence: NKV1@yandex.ru

GALUZA Yuriy Fedorovich, Senior Lecturer of Fundamentals of Theory of Mechanics and Automatic Control Department.

SPIN-code: 5375-1216; AuthorID (RSCI): 762147

FEDOROVA Mariya Aleksandrovna, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Machine Science Department.

SPIN-code: 8189-1115; AuthorID (RSCI): 984405

Address for correspondence: marija_af@mail.ru

For citations

Syrkin V. V., Kvasov I. N., Galuza Yu. F., Fedorova M. A. Study of the flow divider dynamics with an elastomer regulator // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2018. Vol. 2, no. 4. P. 9–14. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-4-9-14.

Received 1 November 2018.

© V. V. Syrkin, I. N. Kvasov, Yu. F. Galuza, M. A. Fedorova