

УДК 621.22

Д. А. Лозинский, к. т. н.; Л. Г. Козлов, к. т. н.; М. Н. Лозинская; В. А. Сенченко;
Е. И. Шевчук

ИССЛЕДОВАНИЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПРОПОРЦИОНАЛЬНЫМ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКИМ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЕМ

Разработанная математическая модель и проведены исследования системы управления пропорциональным электрогидравлическим распределителем.

Проведены имитационные исследования распределения давлений в системе управления с помощью программы COSMOS FLOWWORKS, на основе результатов исследований модернизирована конструкция системы, что позволило повысить давление управления.

Определены границы значений конструктивных параметров системы управления, которые обеспечивают устойчивую работу распределителя, на основе исследований по математической модели установлена зависимость быстродействия золотника второго каскада распределителя от расходных характеристик дроссельных элементов первого каскада и быстродействия клапана первого каскада.

Определены совокупности значений конструктивных параметров, которые обеспечивают максимальное быстродействие срабатывания клапана первого каскада и золотника второго каскада распределителя.

Ключевые слова: распределитель, система управления, математическая модель, быстродействие, имитационные исследования.

Вступление

В современных мобильных машинах наблюдается тенденция перехода к гидроприводам на базе пропорциональных электрогидравлических распределителей, которые в большинстве случаев имеют несколько каскадов, работающих по принципу электрогидравлического усилителя [1, 2].

Статические и динамические характеристики электрогидравлических распределителей в значительной степени зависят от работы первого каскада, который выполняет роль системы управления [3, 4].

Целью статьи является исследование работы первого каскада пропорционального электрогидравлического распределителя на основе клапанного запорно-регулирующего элемента.

Исследованию одно- и многокаскадных электрогидравлических агрегатов посвящено значительное количество работ, в частности авторов [1 – 4], однако вопросам влияния проводимости площадей дроссельных элементов системы управления на характеристики работы распределителя, по нашему мнению, уделено недостаточно внимания.

На рис. 1 представлена схема исследуемого распределителя [5, 6]. Основные его элементы: линия питания 1, клапан первого каскада 2 с пропорциональным электромагнитом 3; на схеме также изображены золотник второго каскада 4 с пружиной 5.

Работает система управления следующим образом. При отсутствии сигнала на обмотках 6 электромагнита 3 клапан 7 находится в верхнем положении под действием пружины 8. Жидкость от линии питания 1 проходит через дроссель 9, клапан первого каскада и гидролинию 10 к сливу, при этом $Q_{S1} \rightarrow Q_{N1}$, $Q_1 \rightarrow 0$. Золотник второго каскада 4, под действием пружины 5 находится в крайнем правом положении, поскольку давление p_1 управляющего потока Q_1 является недостаточным для его сдвига.

При подаче сигнала (напряжения U_m) к пропорциональному электромагниту 3, шток 11 под действием электромагнитной силы и пружины 12 смещается вниз, толкая клапан 7, уменьшая площадь проводимости первого каскада 2 и поток Q_{S1} и увеличивая поток, который поступает от гидролинии 1 через дроссель 13 к торцу золотника второго каскада 4 – Q_1 , что приводит к увеличению разницы давлений $p_2 - p_1$. Жидкость под давлением p_1 действует на золотник второго каскада 4 и перемещает его влево пропорционально к напряжению управления U_m .

COSMOSFloWorks основывается на последних достижениях в гидродинамике и позволяет решать широкий круг разных задач: исследование двумерных, трехмерных, ламинарий и турбулентных потоков, потоков несжимаемых и сжимаемых текучих сред, стационарных и нестационарных потоков многокомпонентных текучих сред в каналах или вокруг тел, с учетом гравитации, шероховатости стенок и др.

$$K_{II.E} = 0,15; L_m = 20; R = 2,2 \text{ OM}; K_{Fi} = 4,5; d_3 = 16 \cdot 10^{-3} \text{ м}; d_x = 8 \cdot 10^{-3} \text{ м}; d_{xI} = 4 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$\beta = 0,5 \cdot 10^{-9} \text{ мм}; \rho = 900 \text{ кг/м}^3; W_A = 0,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3; W_B = 0,05 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3; \mu = 0,7; c = 7,831 \cdot 10^4 \text{ Н/м};$$

$$c_x = 0,67 \cdot 10^3 \text{ Н/м}; c_m = 0,3 \cdot 10^3 \text{ Н/м}; H = 2,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}; H_x = 2,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}; H_m = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Проанализировав распределение давлений в первом каскаде (рис. 2), можно сделать вывод, что при соединении гидролинии 10 непосредственно со сливом (рис. 1, а), давление $p_1 \leq 0,2$ МПа ($p_{N1} = 1,5$ МПа, $x = 1,8 \cdot 10^{-3}$ м) и является недостаточным для сдвига золотника второго каскада (давление сдвига для золотника диаметром $20 \cdot 10^{-3}$ м составляет $p_1 \geq (c \cdot H + T_{sp})/F_3 \geq 0,6$ МПа). Достичь повышения давления p_1 можно за счет повышения давления p_{N1} или увеличения величины перемещения x клапана 7 или же уменьшения перепада давления на клапане 7.

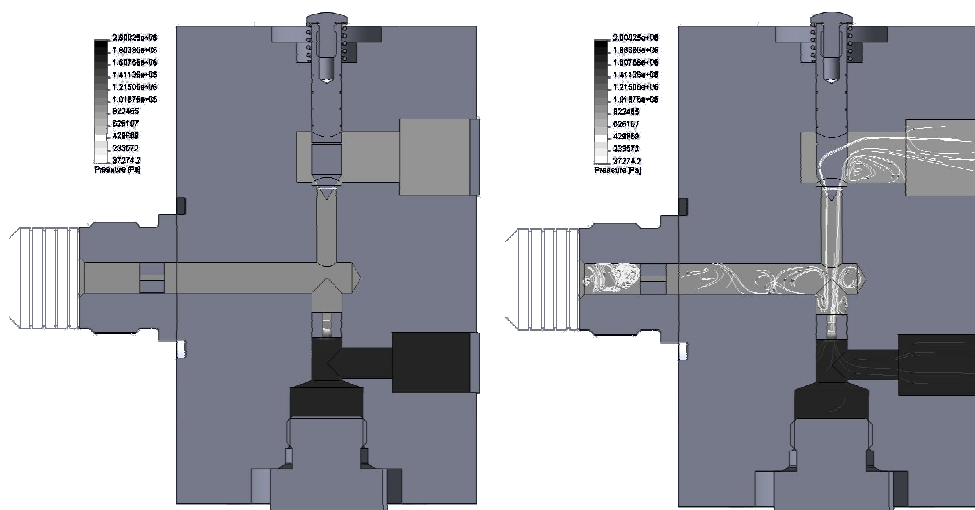


Рис. 2. Распределение давлений в первом каскаде распределителя

Для увеличения давления p_{N1} необходимо использование насосной станции большей мощности, что повысит расходы энергии. Увеличение перемещения клапана 7 уменьшит зону управления и будет нуждаться в более точных перемещениях штока электромагнита.

Поэтому для решения вышеописанной задачи в гидрочинии 12 был установлен дроссель 14 (рис. 1, б), с площадью f_3 . Целесообразность данного конструктивного решения подтверждена при имитационном моделировании (рис. 3), поскольку при неизменных начальных условиях было достигнуто увеличение давления p_1 до (0,50...0,65) МПа.

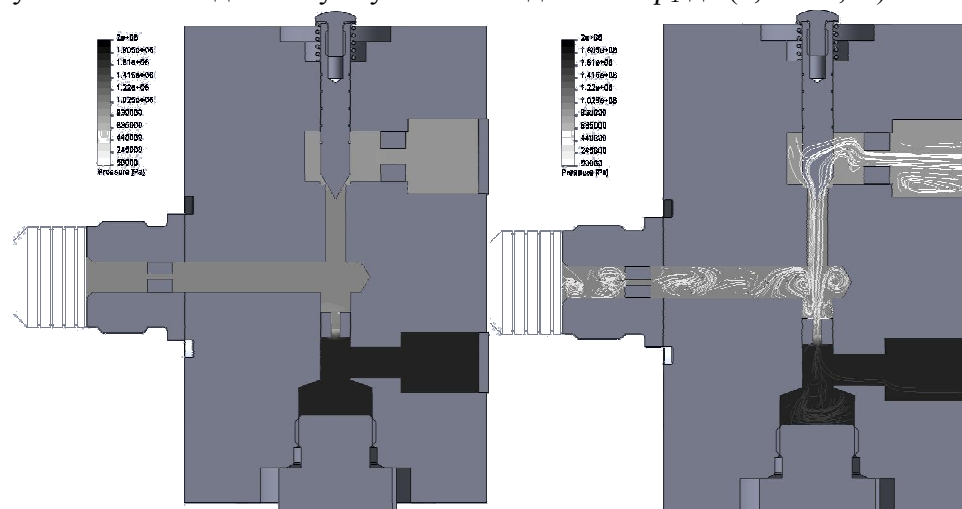


Рис. 3. Распределение давлений в первом каскаде распределителя при установке дополнительного дросселя

Для исследования характеристик работы распределителя была создана его математическая модель, которая состоит из уравнения равновесия в электрической цепи электромагнита (1), уравнения магнитодвижущей силы электромагнита (2), уравнений сил, которые действуют на движущиеся элементы системы (3, 4) и уравнений неразрывности потоков (5 – 7).

$$U_m = L_m \cdot \frac{di}{dt} + i \cdot R + K_{\Pi.E} \frac{dx}{dt}; \quad (1)$$

$$P_s = K_{Fi} \cdot i; \quad (2)$$

$$m_x \frac{d^2 x}{dt^2} = P_s - p_2 \cdot F_x - c_x \cdot (H_x + x) - c_m \cdot (H_m + x) - b_x \frac{dx}{dt} - T_x \cdot \operatorname{sgn} \frac{dx}{dt}; \quad (3)$$

$$m_3 \frac{dV_y}{dt} = p_1 \cdot F_3 - c \cdot (H + y) - b \frac{dy}{dt} - T_3 \cdot \operatorname{sgn} \frac{dy}{dt} - R_{h3}; \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \mu \cdot f_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_{N1} - p_2|}{\rho}} \cdot \operatorname{sgn}(p_{N1} - p_2) = \mu \cdot f_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_2 - p_1|}{\rho}} \cdot \operatorname{sgn}(p_2 - p_1) + \beta \cdot W_A \cdot \frac{dp_2}{dt} + \\ + \mu \cdot \left[\frac{\pi}{2} \cdot ((x_0 - x) \cdot \sin \alpha + 2 \cdot d_{x1}) \cdot (x_0 - x) \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \right] \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_2 - p_3|}{\rho}} \cdot \operatorname{sgn}(p_2 - p_3) \end{aligned} \quad (5)$$

$$\mu \cdot \left[\frac{\pi}{2} \cdot ((x_0 - x) \cdot \sin \alpha + 2 \cdot d_{x1}) \cdot (x_0 - x) \cdot \sin \frac{V}{2} \right] \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_2 - p_3|}{\rho}} \cdot \operatorname{sgn}(p_2 - p_3) = \mu \cdot f_3 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_3}{\rho}}; \quad (6)$$

$$\mu \cdot f_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p_2 - p_1|}{\rho}} \cdot \operatorname{sgn}(p_2 - p_1) = F_3 \cdot \frac{dy}{dt} + \beta \cdot W_B \cdot \frac{dp_1}{dt}. \quad (7)$$

Уравнения математической модели составлены с такими основными допущениями и упрощениями: рассматривались сосредоточенные параметры; температура рабочей жидкости считалась постоянной; волновые процессы не учитывались; коэффициенты расхода через дроссельные и золотниковые элементы считались постоянными; потери давления в гидрوليниях не учитывались; гидродинамическая сила в клапане первого каскада не учитывалась; коэффициент податливости рабочей жидкости учитывался, как средняя величина для рассмотренного диапазона изменения давления; величина давления в гидрوليнии питания первого каскада считалась постоянной.

В математической модели обозначено:

U_m – величина напряжения управления; p_{N1} – давление на выходе насоса 1; p_1 – управление золотником второго каскада (рис. 1); p_2 – давление, которое формируется клапаном первого каскада 7; $K_{п.е}$ – коэффициент противо-ЕДС; L_m – индуктивность обмоток электромагнита; R – активное сопротивление обмотки электромагнита; I_m – величина тока управления; P_s – толкающее усилие электромагнита; K_{Fi} – коэффициент, который учитывает зависимость толкающего усилия электромагнита от силы тока управления; f_1, f_2 – площади рабочих окон дросселей 9 и 13 (в дальнейшем для удобства будем использовать f_2 и $k_f = \frac{f_1}{f_2} \geq 1$); W_A и W_B – объемы жидкости в точках А та В; F – площадь торца золотника 4; F_x – площадь входного канала клапана первого каскада 2; c, c_x, c_m – жесткость пружин 5, 8, 12; H, H_x, H_m – начальное сжатие пружин 5, 8, 12; m_3, m_x – масса золотника 4 и клапана 7; b, b_x – коэффициент вязкого трения золотника 4 и клапана 7; d_3, d_x, d_{x1} – диаметры золотника 4, клапана 7 и входного канала клапана первого каскада 2; y и V_y – координата положения и скорость золотника 4; x и V_x – координата положения и скорость клапана 7; x_0 – начальная координата положения клапана 7; T_3, T_x – силы трения, которые действуют на золотник 4 и клапан 7; R_{h3} – гидродинамическая сила, действующая на золотник 4; α – угол наклона рабочей кромки клапана 7; ρ – густота рабочей жидкости; μ – коэффициент расхода; β – коэффициент, учитывающий суммарную деформацию рабочей жидкости и резиновометаллических рукавов.

Обработка математической модели выполнена с помощью программного пакета MatLAB Simulink [9].

Уравнение математической модели решается для таких начальных условий:

$p_{N1}(0) = 1,5 \text{ МПа}$, $p_1(0) = 1,2 \text{ МПа}$, $p_2(0) = 1,4 \text{ МПа}$, $p_3(0) = 1,0 \text{ МПа}$, $y(0) = 0 \text{ м}$, $x(0) = 0 \text{ м}$.

Задачей работы является исследование влияния проводимости дроссельных элементов клапана первого каскада на статические и динамические характеристики распределителя, а именно на стойкость, быстродействие перемещений клапана первого и золотника второго каскадов.

В результате исследований выявлено, что достичь стойкости распределителя можно при следующих значениях конструктивных параметров $k_f > 0,9$ и $f_2 > 0,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, увеличение диаметра отверстия клапана первого каскада $d_{\chi 1}$, незначительно увеличивает зону стойкости (рис. 4 – штриховка направлена в зону стойкости).

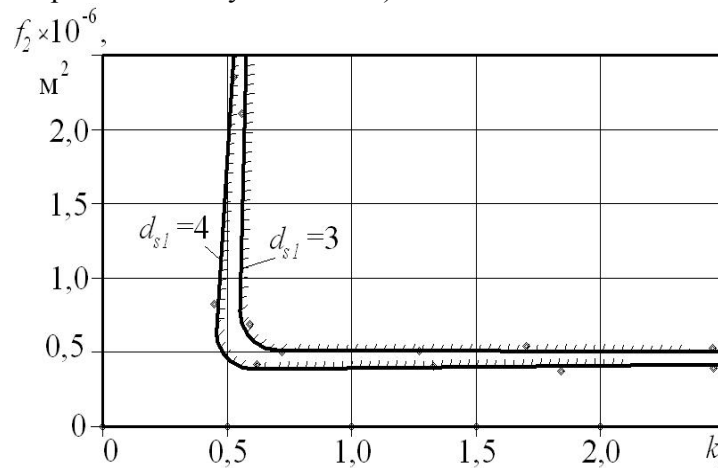


Рис. 4. Зависимость стойкости распределителя от площади окна дросселя f_2 и коэффициента k_f

Для двухкаскадных электрогидравлических распределителей одной из основных характеристик является быстродействие срабатывания, особенно элементов первого каскада, поскольку от него зависит как быстродействие работы второго каскада, так и скорость выполнения рабочих операций всего привода.

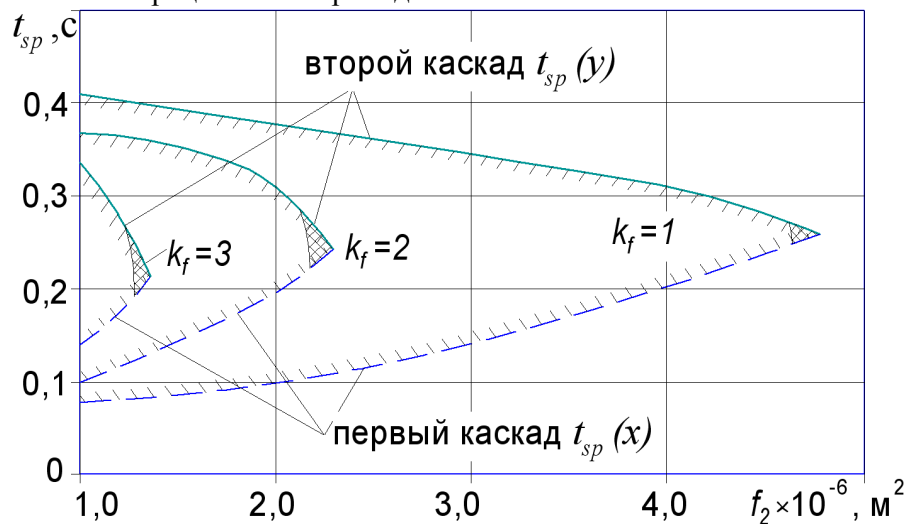


Рис. 5. Влияние площади окна дросселя f_2 на быстродействие срабатывания элементов распределителя для разных коэффициентов k_f

Графики зависимости быстродействия срабатывания элементов распределителя представлены на рис. 5. Верхние зависимости (основные линии) определяют быстродействие золотника второго каскада, нижние (штриховые линии) – клапана первого каскада. Штриховка определяет границы значений конструктивных параметров с работоспособными характеристиками системы (время срабатывания золотника второго каскада $t_{sp}(y)$ должно

быть больше чем клапана первого каскада $t_{sp}(x)$).

Совокупность значений $f_2 = 4,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ при $k_f = 1$, $f_2 = 2,32 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ при $k_f = 2$ та $f_2 = 1,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ при $k_f = 3$ обеспечивают максимальное быстродействие срабатывания клапана первого каскада и золотника второго каскада распределителя (заштрихованные зоны).

Выводы

Исследована работа пропорционального электрогидравлического распределителя. Определены границы значений конструктивных параметров системы управления (первого каскада), которые обеспечивают стойкую работу распределителя: $k_f > 0,9$ та $f_2 > 0,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$.

На основе исследований по математической модели была установлена зависимость быстродействия золотника второго каскада распределителя от расходных характеристик дроссельных элементов первого каскада и быстродействия клапана первого каскада. Полученные данные использованные во время разработки конструкции пропорционального клапанно-золотникового электрогидравлического распределителя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гойдо М. Е. Гидроаппаратура с пропорциональным электрическим управлением: Учебное пособие. – 2-е изд., пер раб. и доп. / М. Е. Гойдо. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2000. – 140 с.
2. Дорошко В. И. Гидрооборудование с дистанционным пропорциональным управлением / В. И. Дорошко, А. А. Гинзбург // Приводная техника. – 1996. – № 0. – С. 26 – 28.
3. Лещенко В. А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением / В. А. Лещенко. – М.: Машиностроение, 1975. – 288 с.
4. Разинцев В. И. Электрогидравлические усилители мощности / В. И. Разинцев. – М.: Машиностроение, 1980. – 120 с.
5. Пат. 41887 України, МПК⁸ F15B 11/00 Гідропривід з пропорційним електрогидравлічним управлінням / Л. Г. Козлов, Д. О. Лозінський; Заявник та патентовласник Вінницький нац. техн. університет. – №u200900907; заявл. 06.02.2009.; опубл. 10.06.2009, Бюл. №11.
6. Лозінський Д. О. Пропорційний електрогидравлічний розподільник з незалежним керуванням потоків для мобільних машин: дис. ...канд. тех. наук: 05.02.02 / Лозінський Дмитро Олександрович. – Вінниця, 2010 р. – 219 с.
7. Смирнов Е. М. Метод конечных объемов в приложении к задачам гидрогазодинамики и теплообмена в областях сложной геометрии / Е. М. Смирнов, Д. К. Зайцев // Научно-технические ведомости. – 2004. – № 2. – С. 70 – 81.
8. Алямовский А. А. SolidWorks / COSMOSWorks. Инженерный анализ методом конечных элементов / А. А. Алямовский. – М.: ДМК Пресс, 2004. – 432 с.
9. Черных И. В. Simulink: среда создания инженерных приложений / И. В. Черных. – Диалог-МИФИ, 2004. – 496 с.

Лозинский Дмитрий Александрович – к. т. н., старший преподаватель кафедры технологии и автоматизации машиностроения. Lozinskiy_dmitriy@ukr.net.

Козлов Леонид Геннадиевич – к. т. н., доцент кафедры технологии и автоматизации машиностроения, декан факультета технологии, автоматизации и компьютеризации машиностроения института машиностроения и транспорта. ftakm@inmt.vstu.vinnica.ua.

Лозинская Мальвина Николаевна – техник 1-ой категории кафедры технологии и автоматизации машиностроения.

Сенченко Виктория Александровна – преподаватель кафедры иностранных языков.

Шевчук Евгений Игоревич – студент группы 11Мт-07 факультета технологии, автоматизации и компьютеризации машиностроения. Shevae_111@mail.ru.

Винницкий национальный технический университет.