

УДК 621.621.646.49

А. И. ГАСЮК, М. Б. МАРАХОВСКИЙ

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО КЛАПАНА НЕПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ.

Запропоновано математичну модель запобіжного клапана а пропорційним керуванням. Модель дозволяє проводити аналіз статичних характеристик клапана. Отримані залежності дозволяють виробляти прогнозну оцінку статичної та динамічної характеристики запобіжного клапана для діапазону зміни струму електромагніту 0-1 А. Модель дозволяє досліджувати величину перерегулювання і постійну часу перехідного процесу запобіжного клапана.

Ключові слова: запобіжний клапан, статична характеристика, динамічна характеристика, математична модель, постійна часу, величина перерегулювання, перехідний процес.

Предложена математическая модель предохранительного клапана а пропорциональным управлением. Модель позволяет производить анализ статических характеристик клапана. Полученные зависимости позволяют производить прогнозную оценку статической и динамической характеристики предохранительного клапана для диапазона изменения тока электромагнита 0-1 А. Модель позволяет исследовать величину перерегулирования и постоянную времени переходного процесса предохранительного клапана.

Ключевые слова: предохранительный клапан, статическая характеристика, динамическая характеристика, математическая модель, постоянная времени, величина перерегулирования, переходный процесс.

A mathematical model of a safety valve is proposed, but proportional control. The model allows to analyze the static characteristics of the valve. The obtained dependences make it possible to make a predictive estimate of the static and dynamic characteristics of the safety valve for the current range of the electromagnet 0-1 A. The model allows to investigate the overshoot value and the time constant of the transient process of the safety valve. For the valve as a regulation and control system, two transient signals are identified, namely the control signal and the disturbance signal. It is shown who, when using a valve in a hydraulic system to stabilize the pressure of the working fluid, the most important is the transient process associated with an increase in flow through the valve.

Keywords: safety valve, static characteristic, dynamic characteristic, mathematical model, time constant, overshoot, transient.

Введение. В современных гидросистемах технологических машин применяют предохранительные клапаны непрямого действия. Для клапана как системы регулирования и управления существуют два сигнала переходного процесса, а именно сигнал управления (ток электромагнита) и сигнал возмущения (увеличения расхода через клапан).

При использовании клапана в гидравлической системе для стабилизации давления рабочей среды наиболее важным является переходной процесс (при заданном сигнале управления), связанный с увеличением расхода через клапан. Параметрами этого процесса является величина заброса давления на входе клапана и постоянные времени этого процесса.

С точки зрения статической характеристики клапана как объекта дистанционного пропорционального управления важен линейностью и гистерезисом этой характеристики. А как объект регулирования давления он важен характеристикой независимости настроенного давления от изменения расхода в диапазоне от Q_{\min} до Q_{\max} .

Основная часть. Нелинейная система уравнений динамики клапана приведена ниже.

Расчетная схема предохранительного клапана КПП-50/32Г с пропорциональным управлением по давлению приведена на (рис. 1).

Уравнение электрической цепи электромагнита имеет вид:

$$L \frac{di}{dt} + Ri + K_3 \frac{dx_{\text{я}}}{dt} = U_{\text{вх}}, \quad (1)$$

где L – индуктивность катушки электромагнита;
 R – сопротивление катушки электромагнита;
 i – сила тока в катушке электромагнита;

K_3 – постоянная электромеханической связи;

$U_{\text{вх}}$ – входное напряжение.

Уравнение движения [1] якоря электромагнита запишем в виде:

$$m_{\text{я}} \frac{d^2 x_{\text{я}}}{dt^2} + \lambda_{\text{н}} \frac{dx_{\text{я}}}{dt} - C_3 x_{\text{я}} = k_i i - F_{03} - C_3 (x_{\text{я}} + x_i), \quad (2)$$

где $m_{\text{я}}$ – приведенная масса якоря электромагнита с втулкой;

$x_{\text{я}}$ – перемещение якоря (положительное значение отсчитывается в направлении к седлу клапана управления от упора в корпусе);

$\lambda_{\text{н}}$ – приведенный коэффициент вязкого трения;

x_i – перемещение иглы (положительное значение отсчитывается от положения закрытия клапана);

C – электромагнитная жесткость;

k_i – коэффициент пропорциональности между силой, развиваемой электромагнитом и током;

F_{03}, C_3 – сила предварительного натяжения и жесткость пружины, расположенной между втулкой якоря и иглой.

Уравнение движения клапана:

$$m_k \frac{d^2 x_k}{dt^2} + C_{\text{ск}} = S_A P_A - S_0 P_0 - F_0 - 2\mu_k^2 \pi d_k \sin \gamma \cos \theta P_A X_k, \quad (3)$$

где x_k – перемещение клапана (положительное направление движения отсчитывается от положения закрытия клапана);

m_k – приведенная масса клапана; масса клапана и пружины соответственно;

P_A, P_D – давление на входе и выходе клапана;

P_0 – давление в надклапанной полости;
 μ_k - коэффициент расхода клапана;
 d_k - диаметр клапана;
 θ - угол наклона струи жидкости протекающей через клапан;
 γ - половина угла конуса седла клапана.

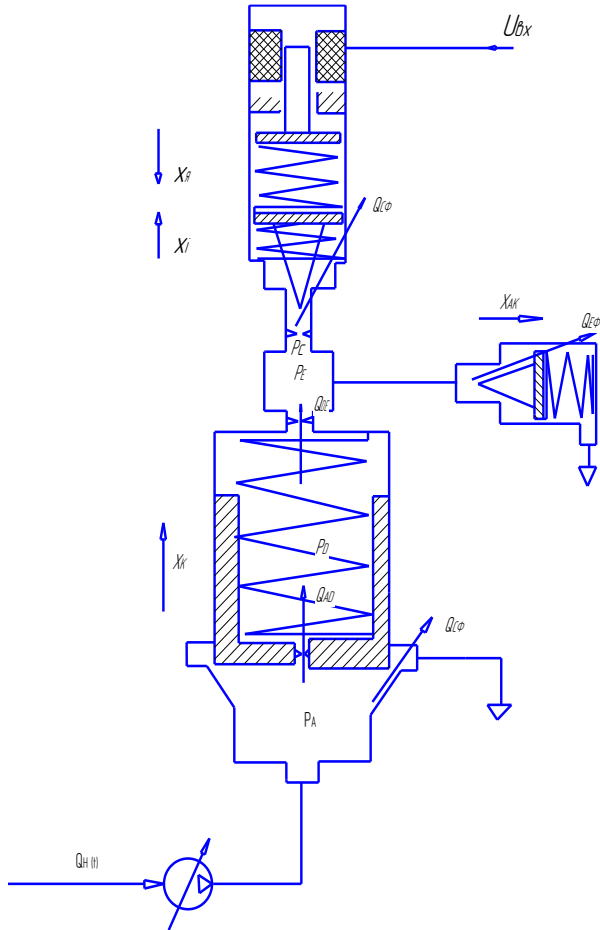


Рис. 1 - Расчетная схема предохранительного клапана.

Уравнение движения аварийного клапана [3]:

$$m_{Ak} \frac{d^2 x_{Ak}}{dt^2} + C_{Ak} x_{Ak} = S_{Ak} P_E - F_{A0}, \quad (4)$$

где x_{Ak} - перемещение клапана (положительное направление движения отсчитывается от положения закрытия клапана);

$m_{Ak}, m_{пр}$ - приведенная масса клапана; и пружины соответственно;

P_E - давление на входе клапана;

F_{A0}, C_{Ak} - сила предварительного натяжения и жесткость пружины аварийного клапана.

Уравнение движения иглы клапана управления:

$$m_i \frac{d^2 x}{dt^2} + C_i x_i + C_3 (x_i - x_y) = S_i P_C - F_{03} + F_{02}, \quad (5)$$

где x_i - перемещение иглы (положительное направление движения отсчитывается от положения закрытия клапана);

$m_i = \overline{m_i} + 1/3 m_{пр}$ - приведенная масса иглы;

$\overline{m_i}, m_{пр}$ - масса иглы и пружины соответственно;

P_C - давление в полости седла;

F_{02}, C_i - сила предварительного натяжения и жесткость пружины, расположенной между иглой и седлом.

Уравнение неразрывности во входной полости клапана A:

$$\frac{V_A dP_A}{Edt} = Q_H(t) - \mu_k \pi d_k x_k \sin \gamma \sqrt{\frac{2(P_A - P_0)}{\rho}} \cdot \text{sign}(P_A - P_0) - \mu_{AP} \frac{\pi d_{AP}^2}{4} \sqrt{\frac{2(P_A - P_0)}{\rho}} \text{sign}(P_A - P_0) - S_A \frac{dx_k}{dt} \quad (6)$$

где V_A - объем входной полости A;

E - модуль упругости жидкости;

$Q_H(t)$ - расход подаваемый на вход клапана;

μ_{AP}, d_{AP} - коэффициент расхода и диаметр дросселя между входной и надклапанной полостями клапана.

Уравнение неразрывности в надклапанной полости D

$$\frac{V_D dP_D}{Edt} = \mu_{AD} \frac{\pi d_{AD}^2}{4} \sqrt{\frac{2(P_A - P_D)}{\rho}} \cdot \text{sign}(P_A - P_D) - \mu_{DE} \frac{\pi d_{DE}^2}{4} \sqrt{\frac{2(P_D - P_E)}{\rho}} \text{sign}(P_D - P_E) - S_D \frac{dx_k}{dt} \quad (7)$$

где $V_D = V_0 - S_D x_k$ - текущее значение объема полости D;

V_0 - начальное значение объема полости D;

μ_{DE}, d_{DE} - коэффициент расхода и диаметр дросселя между полостями D и E;

P_E - давление в полости E.

Уравнение неразрывности в полости E:

$$\frac{V_E dP_E}{Edt} = \mu_{DE} \frac{\pi d_{DE}^2}{4} \sqrt{\frac{2(P_D - P_E)}{\rho}} \cdot \text{sign}(P_D - P_E) - \mu_{EC} \frac{\pi d_{EC}^2}{4} \sqrt{\frac{2(P_E - P_C)}{\rho}} \text{sign}(P_E - P_C) - \mu_{Ak} \pi d_{Ak} x_{Ak} \sin \gamma_A \sqrt{\frac{2(P_E - P_0)}{\rho}} \cdot \text{sign}(P_E - P_0) \quad (8)$$

где V_E - объем полости E;

μ_{EC}, d_{EC} - коэффициент расхода и диаметр жиклера между полостями E и C;

P_C - давление в полости C;

μ_{Ak}, d_{Ak} - коэффициент расхода и диаметр седла аварийного клапана;

γ_A - половина угла конуса аварийного клапана.

Уравнение неразрывности в полости сопла C:

$$\frac{V_C dP_C}{Edt} = \mu_{EC} \frac{\pi d_{EC}^2}{4} \sqrt{\frac{2(P_E - P_C)}{\rho}} \cdot \text{sign}(P_E - P_C) -$$

$$-\mu_c \pi d_c x_i \sin \gamma_i \sqrt{\frac{2P_C}{\rho}} \quad (9)$$

где d_c - диаметр седла;
 P_C - давление в полости сопла;
 μ_c - коэффициент расхода дросселя сопло-иглы;
 γ_i - половинный угол конуса иглы.

Нелинейная система уравнений статики клапана.

Равновесное состояние клапана (статика) описывается нелинейной системой алгебраических уравнений [4, 5].

Нелинейная система уравнений статики относительно перечисленных переменных \bar{l} , \bar{x}_k , \bar{x}_i , \bar{x}_y , \bar{x}_{Ak} , \bar{P}_A , \bar{P}_D , \bar{P}_E , \bar{P}_C , приведена ниже [6]:

$$R_i = \bar{U}_{вх}, \quad (10)$$

$$-C_3 \bar{x}_y = k_i i - F_{03} - C_3 (\bar{x}_y - \bar{x}_i), \quad (11)$$

$$C_i \bar{x}_i + C_3 (\bar{x}_i - \bar{x}_y) = S_i \bar{P}_C - F_{03} + F_{02}, \quad (12)$$

$$C_{Ak} \bar{x}_{Ak} = S_{Ak} \bar{P}_E - F_{A0}, \quad (13)$$

$$(2\bar{P}_A \mu_k^2 \pi d_k \cos \theta \sin \gamma + C) \bar{x}_k = S_A \bar{P}_A - S_0 \bar{P}_0 - F_0, \quad (14)$$

$$Q_H - \mu_k \pi d_k \bar{x}_k \sin \gamma \sqrt{\frac{2(P_H - P_0)}{\rho}} -$$

$$-\mu_{AD} \frac{\pi d_{AD}^2}{4} \sqrt{\frac{2(P_H - P_D)}{\rho}} = 0 \quad (15)$$

$$\mu_{AD} \frac{\pi d_{AD}^2}{4} \sqrt{\frac{2(P_H - P_D)}{\rho}} - \mu_{DE} \frac{\pi d_{DE}^2}{4} \times$$

$$\sqrt{\frac{2(P_D - P_E)}{\rho}} = 0 \quad (16)$$

$$\mu_{DE} \frac{\pi d_{DE}^2}{4} \sqrt{\frac{2(P_D - P_E)}{\rho}} - \mu_{EC} \frac{\pi d_{EC}^2}{4} \sqrt{\frac{2(P_E - P_C)}{\rho}} -$$

$$-\mu_{AK} \pi d_{Ak} \bar{x}_{Ak} \sin \gamma_A \sqrt{\frac{2(P_E - P_0)}{\rho}} \cdot \text{sign}(\bar{P}_E - \bar{P}_0) = 0 \quad (17)$$

$$\mu_{EC} \frac{\pi d_{EC}^2}{4} \sqrt{\frac{2(P_E - P_C)}{\rho}} - \mu_c \pi d_c \bar{x}_i \sin \gamma_i \sqrt{\frac{2P_C}{\rho}} = 0. \quad (18)$$

В этой системе величины давления являются неинформативными, поэтому их можно исключить из неё.

Из уравнений (17) и (18) величины давлений выражаются в виде

$$\bar{P}_C = K_{cd} \bar{P}_D \quad (19)$$

$$\bar{P}_E = K_{ed} \bar{P}_D \quad (20)$$

где

$$K_{cd} = \frac{1}{1 + K_1 + K_2}$$

$$K_{ED} = \frac{1}{1 + K_1 + K_2} (1 + K_2)$$

$$K_1 = \left\{ \mu_c \pi d_c \bar{x}_i \sin \gamma_i / \mu_{DE} \frac{\pi d_{DE}^2}{4} \right\}^2 \quad (21)$$

$$K_2 = \left\{ \mu_c \pi d_c \bar{x}_i / \mu_{EC} \frac{\pi d_{EC}^2}{4} \right\}^2 \quad (22)$$

Из уравнения (14) величина \bar{P}_A выражается через перемещение системы следующим образом:

$$\bar{P}_A = K_{Ad} \bar{P}_D,$$

Окончательно система уравнений статики относительно переменных \bar{P}_D , \bar{x}_k , \bar{x}_i , \bar{x}_y останется в виде:

$$-C_3 \bar{x}_y = K_i \bar{l} - F_{03} - C_3 (\bar{x}_y - \bar{x}_i) \quad (23)$$

$$C_i \bar{x}_i + C_3 (\bar{x}_i - \bar{x}_y) = S_i K_{cd} \bar{P}_D - F_{03} + F_{02} \quad (24)$$

$$(2K_{Ad} \bar{P}_D \mu_k^2 \pi d_k \cos \theta \sin \gamma + C) \bar{x}_k =$$

$$= (S_A K_{Ad} - S_D) \bar{P}_D - F_D \quad (25)$$

$$Q_H - \{ \sqrt{K_{Ad}} + K_q \sqrt{K_{Ad} - 1} \mu_k \pi d_k \times$$

$$\bar{x}_k \sin \gamma \sqrt{\frac{2P_0}{\rho}} = 0 \quad (26)$$

где

$$K_q = \frac{\mu_{AD} d_{AD}^2}{4 \mu_k d_k x_k \sin \gamma}$$

В математической модели приняты приближенные значения коэффициентов расхода жиклеров в линии уравнения клапаном.

Зависимость коэффициента расхода [2] седло – клапан $\mu_k = f(\text{Re})$ от числа Рейнольдса принята в виде

$$\mu_k = \frac{\mu_{шт} \sqrt{\text{Re}}}{\sqrt{\text{Re} + \text{Re}_k}}, \quad (27)$$

где $\mu_{шт}$ - предельное значение коэффициента щели ($\mu_{шт} = 0,77$);

Re - число Рейнольдса

$$\text{Re} = 2 \frac{Q_k}{\pi d_k v};$$

Re_k - критическое число Рейнольдса ($\text{Re}_k = 350$)

Для угла наклона струи принята линейная зависимость $Q = f(\bar{x}_k)$ от величины открытия клапана.

Выводы: 1. В результате разработана математическая модель предохранительного клапана с пропорциональным управлением КПП-50/32 Т.

2. Математическая модель позволяет определить статические характеристики клапана для диапазона изменения сигнала управления (тока электромагнита) и расхода через клапан соответственно 0-1 А и 0-1500 л/мин.

3. Разработанная математическая модель дает возможность исследовать динамические характеристики (величина перерегулирования, и постоянная времени переходного процесса) предохранительного клапана

Список литературы

1. Данилов Ю. А. Аппаратура объемных гидроприводов. Рабочие процессы и характеристики / Ю. А. Данилов, Ю. Л. Кирилловский, Ю. Г. Колтаков. – М. : Машиностроение, 1990. – 272 с.
2. Седач В. В. О рациональном проектировании конических клапанов гидро- и пневмосистем // В. В. Седач // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. 1986, № 22. с. 107 – 110.
3. Ситников Б. Т., Расчет динамических характеристик предохранительно-переливных клапанов непрямого действия. / Б. Т. Ситников, В. В. Усманов // В сб. научных трудов «Гидравлические системы металлорежущих станков» – М. : Станкин. – 1981. – № 6, с. 51 – 61.
4. Tonyan M. J. Electronically controlled proportional valves. M. J. Tonyan New York. – 1985. – 180 p.
5. Thoma J. U. La Conception des Systems hydrauliques dans laage du Microordinaten / J. U. Thoma // Energie Fluide – 1987. – № 1.
6. Лурье З. Я. Динамика гидропривода в режиме перегрузки с предохранительным клапаном непрямого действия / З. Я. Лурье, А. И. Гасюк // Вестник Национального технического университета Украины «Киевский политехнический институт». Машиностроение. – Сумы: СумГУ. – 2000. – № 38. – С. 93–97.

References (transliterated)

1. Danilov, YU. A., YU. L. Kirillovskiy, and YU. G. Kolpakov Apparatura ob'yemnykh gidroprivodov. Rabochiye protsessy i kharakteristiki. Moscow: Mashinostroyeniye, 1990. Print.
2. Sedach, V. V. "O ratsional'nom proyektirovani konicheskikh klapanov gidro- i pnevmosistem." *Gidroprivod i gidropnevmootomatika*, No 22. 1986. 107 – 110. Print.
3. Sitnikov, B. T. and V. V. Usmanov "Raschet dinamicheskikh kharakteristik predokhranitel'no-perelivnykh klapanov nepryamogo deystviya." *V sb. nauchnykh trudov «Gidravlicheskiye sistemy metallovezhushchikh stankov»*. Moscow: Stankin, No 6. 1981. 51 – 61. Print.
4. Tonyan, M. J. *Electronically controlled proportional valves*. New York. 1985. Print.
5. Thoma, J. U. "La Conception des Systems hydrauliques dans laage du Microordinaten". *Energie Fluide*. No 1. 1987. Print.
6. Lur'ye, Z. YA. and A. I. Gasyuk "Dinamika gidroprivoda v rezhime peregruzki s predokhranitel'nykh klapanom nepryamogo deystviya". *Vestnik Natsional'nogo tekhnicheskogo universiteta Ukrainy «Kiyevskiy politekhnicheskiy institut»*. *Mashinostroyeniye*. Sумы: SumGU. No 38. 2000. 93-97. Print.

Поступила (received) 24.10.2017

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

Математична модель для дослідження статичних і динамічних характеристик запобіжного клапана непрямої дії. / А. І. Гасюк, М. Б. Мараховський // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. - Харків: НТУ «ХПІ», 2017. – № 42(1264). – С. 73–76. – Бібліогр. 6 назв. - ISSN 2411-3441.

Математическая модель для исследования статических и динамических характеристик предохранительного клапана непрямого действия. / А. И. Гасюк, М. Б. Мараховский // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 42(1264). – С. 73–76. – Библиогр. 6 назв. – ISSN 2411-3441.

Mathematical model for the study of static and dynamic characteristics of the safety valve of indirect action. / A. I. Gasyuk, M. B. Marakhovsky // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Hydraulic machines and hydrounits. – Kharkov : NTU "KhPI", 2017. – No. 42 (1264). – P. 73–76. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2411-3441.

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Гасюк Олександр Іванович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (097) 862-08-26; e-mail: Galexfom@gmail.com.

Гасюк Александр Иванович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (097) 862-08-26; e-mail: Galexfom@gmail.com.

Gasyuk Alexander Ivanovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic machine"; tel.: (097) 862-08-26; e-mail: Galexfom@gmail.com.

Мараховський Михайло Борисович – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Гідравлічні машини»; тел.: (050) 464-16-73; e-mail: marakhovsky@ecopolitech.com.

Мараховский Михаил Борисович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры «Гидравлические машины»; тел.: (050) 464-16-73; e-mail: marakhovsky@ecopolitech.com.

Marakhovsky Mikhail Borisovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute", Associate Professor at the Department of "Hydraulic machine"; tel.: (050) 464-16-73; e-mail: marakhovsky@ecopolitech.com.