

## Влияние на температурата на работния флуид върху собствената честота на електрохидравлична следяща система

Красимир Орманджиев, Мирослав Петров, Христофор Лазаров

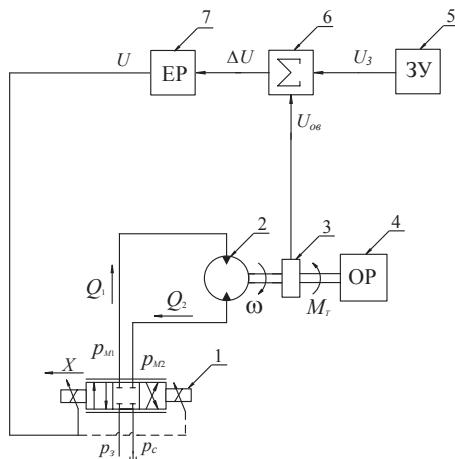
**Effects of Liquid Temperature on Natural Frequency of Electro-Hydraulic System** The article describes the operation of electro-hydraulic system with rotary actuator. There is provided a mathematical model by taking into account the influence of temperature change on the system parameters. Determined is the system natural frequency as a function of the temperature for different configurations of the pressure pipeline.

**Key words:** hydraulic system, automatic system, natural frequency, dynamic process.

### ВЪВЕДЕНИЕ

Следящите електрохидравлични задвижващи системи се характеризират с гъвкаво управление, възможност за лесно формиране на необходимия закон на регулиране и реализирането на големи изходни мощности. При продължителна работа на електрохидравличните системи работния флуид променя своята температура. Това води до изменение на някои параметри на течността като плътност, вискозитет, свиваемост, топлопроводност и др., които оказват съществено влияние върху протичащите динамични процеси в системата [6, 9].

Математични модели на хидравлични сервосистеми за възвратно-постъпателно и възвратно-въртеливо движение са представени в [3, 4, 12]. В [10] е изследвана електрохидравлична задвижваща система за възвратно-въртеливо движение на изпълнителния механизъм при различни режими на работа на системата с отчитане влиянието на нагнетателните тръбопроводи. Нелинейен алгоритъм за управление на скоростта на електрохидравлична сервосистема е представен в [8], а в [11] е предложена нова схема за управление.



**Фиг.1 Схема на следящата електрохидравлична система**

1 – пропорционален разпределител, 2 – хидравличен мотор, 3 – сензор за обороти, 4 – обект на регулиране, 5 – задаващо устройство, 6 – сумиращо устройство, 7 – електронен регулатор.

Влиянието на температурата на работния флуид върху работата на следяща електрохидравлична система е отчетено в [1, 7]. В [5] е представен алгоритъм,

използваш метода на Калман, с който се подобрява значително динамичната точност на измерваните сигнали в автоматичната системата.

Разработеният аналитичен метод в [2] дава възможност за по-точно определяне на работния обем на зъбни помпи с външно зацепване, с което се повишава прецизността при определяне постъпващия обемен дебит към системата.

В настоящата работа са разработени нелинеен и линеаризиран математичен модел, описващ работата на електрохидравлична следяща система с ротационен изпълнителен механизъм. Изведена е зависимост за собствената честота на системата. Получени са характеристики за изменението на собствената честота като функция на температурата на работния флуид, дебелината на стената и дължината на нагнетателния тръбопровод.

На фиг.1 е показана схема на следящата електрохидравлична задвижваща система с ротационен изпълнителен механизъм.

### МАТЕМАТИЧЕН МОДЕЛ НА СИСТЕМАТА

Работата в динамичен режим на електрохидравличната следяща система с ротационен изпълнителен механизъм и къси нагнетателни тръбопроводи (фиг.1) се описва със следните уравнения:

1. Уравнение на сумиращото устройство:

$$\Delta U = U_3 - U_{oe} \quad (1)$$

където:  $U_3$  - задаващо напрежение;  $\Delta U$  - напрежение на изхода на сумиращото устройство;  $U_{oe} = K_{oe}\omega$  - напрежение на обратната връзка;  $K_{oe}$  - коефициент на обратната връзка;  $\omega$  - ъглова скорост на вала на хидромотора.

2. Уравнение на електронния ПИД регулатор:

$$U = K \left( \Delta U + \frac{1}{T_i} \int \Delta U dt + T_d \frac{d\Delta U}{dt} \right) \quad (2)$$

където:  $K$  - коефициент на усиливане на регулатора;  $T_i$  - времеконстанта на диференциране;  $T_d$  - времеконстанта на интегриране.

3. Уравнение за движение на плунжера на пропорционалния разпределител:

$$T_u \frac{dX}{dt} + X = K_u U \quad (3)$$

където:  $T_u$  - времеконстанта на пропорционалния разпределител;  $X$  - преместване на плунжера на пропорционалния разпределител;  $K_u$  - коефициент на усиливане на пропорционалния разпределител.

4. Уравнения на дебитите, протичащи през пропорционалния разпределител при  $X > 0$ .

$$Q_1 = \mu_1 \pi d X \sqrt{\frac{2(p_3 - p_{M1})}{\rho}} \quad (4)$$

$$Q_2 = \mu_2 \pi d X \sqrt{\frac{2(p_{M2} - p_c)}{\rho}} \quad (5)$$

където:  $\mu_1 \approx \mu_2 = \mu = const.$  - коефициент на дебит;  $d$  - диаметър на плунжера на пропорционалния разпределител;  $p_3, p_c$  - захранващо и сливно налягане;  $p_{M1}, p_{M2}$  -

налягане в тръбопроводите към хидромотора.

5. Уравнения на дебитите (постъпващ и изходящ) към лявата и от дясната страна на хидромотора:

$$Q_1 = w_M \omega + \frac{V_{01}}{B} \frac{dp_{M1}}{dt} \quad (6)$$

$$Q_2 = w_M \omega - \frac{V_{02}}{B} \frac{dp_{M2}}{dt} \quad (7)$$

където:  $w_M$  - специфичен обем на хидромотора;  $V_{01}$ ,  $V_{02}$  - обем на лявата (дясната) страна на хидромотора -  $V_{01} \approx V_{02} = V_0 = \frac{1}{2} q_M + V_{mp}$ ;  $B$  - модул на обемна еластичност;  $q_M$  - работен обем на хидромотора,  $q_M = 2\pi w_M$ ;  $V_{mp} = L \frac{\pi d_m^2}{4}$  - обем на тръбопровода;  $L$ ,  $d_m$  - дължина и диаметър на тръбопровода между пропорционалния разпределител и хидромотора (фиг.1).

При въвеждане на среден дебит чрез зависимостта  $Q = \frac{Q_1 + Q_2}{2}$  и извършване на преобразуване, за 4, 5, 6 и 7 се получава:

$$Q = \mu \pi d X \sqrt{\frac{p_3 - p_{XM} - p_C}{\rho}} \quad (8)$$

$$Q = w_M \omega + \frac{V_0}{2B} \frac{dp_{XM}}{dt} \quad (9)$$

където:  $p_{XM} = p_{M1} - p_{M2}$ .

6. Уравнения за въртенето на вала на хидромотора:

$$J \frac{d\omega}{dt} + k_{mp} \omega = p_{XM} w_M - M_T \quad (10)$$

където:  $J$  – приведен инерционен момент на вала на хидромотора;  $k_{mp}$  - коефициент на хидравлично триене;  $M_T$  - товарен момент.

Работата в динамичен режим на електрохидравличната следяща система, с ротационен изпълнителен механизъм и постоянна температура на работния флуид, се описва с уравнения 1, 2, 3, 8, 9 и 10. След извършване на линеаризация на математичния модел и последващо преобразуване по Лаплас, за предавателната функция на отворената система  $W(s)$ , се получава:

$$W(s) = \frac{\omega(s)}{U(s)} = \frac{k_u}{(T_u s + 1)} \frac{k_1}{(T_T^2 s^2 + 2\xi_T T_T s + 1)} \quad (11)$$

където:  $T_T$ ,  $\xi_T$  - времеконстанта и коефициент на демпфериране на товара,

$$T_T = \sqrt{\frac{V_0}{2B w^2}}; \quad \xi_T = \frac{2JBk_p + V_0 k_{mp}}{2w\sqrt{2V_0 JB}}.$$

$k_1$  - коефициент на усиливане,  $k_1 = \frac{k_x}{w}$ ;  $k_x$ ,  $k_p$  - коефициенти.

Имайки предвид, че в зависимост (11)  $T_u \ll T_T$ , то за собствената честота  $f_L$  на

системата се получава:

$$f_L = \frac{1}{2\pi T_T} \quad (12)$$

При отчитане на еластичните свойства на работния флуид и на стените на нагнетателния тръбопровод трябва да се използва приведения модул на еластичност  $E_{np}$ . След заместване на  $B$  с  $E_{np}$  в (11) и (12) се достига до зависимостта:

$$f_L = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2E_{np} W^2}{V_0 J}} \quad (13)$$

където:  $E_{np}$  - приведен модул на еластичност,  $\frac{1}{E_{np}} = \frac{1}{B} + \frac{d_m}{\delta E_m}$ ;  $d_m$ ,  $\delta$ ,  $E_m$  -

вътрешен диаметър, дебелина на стената и модул на обемна еластичност на нагнетателния тръбопровод.

В общият случай обемният модул на еластичност  $B$  е функция на температурата  $T$  и налягането  $p$  на работния флуид  $B = B(T, p)$ . При налягания до  $30MPa$  може да се използва зависимостта [1]:

$$\lg \frac{B_{T_1}}{B_{T_2}} = a(T_2 - T_1) \quad (14)$$

където:  $T_1$ ,  $T_2$  - различни температури на работния флуид;  $B_{T_1}$ ,  $B_{T_2}$  - модули на обемна еластичност съответно при температури  $T_1$  и  $T_2$ ;  $a = 2 \times 10^{-3}$ .

От уравнения (13) и (14) следва, че изменението на температурата на работния флуид ще влияе на стойностите на собствената честота на системата.

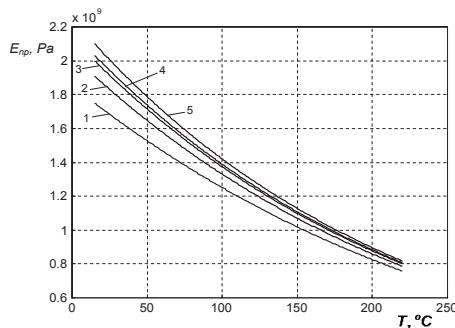
## ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИ РЕЗУЛТАТИ

За изследване влиянието на температурата на работния флуид върху собствената честота на системата е разработена програма на Matlab. Нагнетателният тръбопровод, за разглежданата електрохидравлична следяща система от фиг.1, е стоманен с вътрешен диаметър  $d_m = 10mm$  и модул на обемна еластичност  $E_m = 2.1 \times 10^{11} Pa$ . Резултатите от проведените експеримент, при  $q_M = 50 cm^3$  и  $J = 1 kg m^2$ , са представени на фиг. 2, фиг. 3 и фиг. 4.

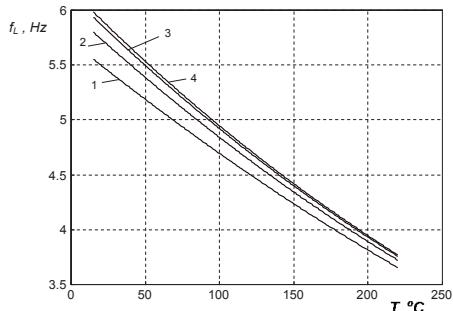
На фиг.2 е показано изменението на приведения модул на еластичност във функция на температурата на работния флуид и дебелината на стената на нагнетателния тръбопровод  $E_{np} = E_{np}(T)$  при дебелина на стената  $\delta = const$  и дължина на тръбопровода  $L = 2m$ . Номерирането на кривите са за различни дебелини на стената  $\delta$ , както следва: 1 -  $\delta = 0.5 mm$ ; 2 -  $\delta = 1.0 mm$ ; 3 -  $\delta = 1.5 mm$ ; 4 -  $\delta = 2.0 mm$ ; 5 - без отчитане на еластичните свойства на тръбопровода ( $\delta \rightarrow 0$ ). С увеличаване на температурата на работния флуид собствената честота на системата намалява. Увеличаването на дебелината на стената води до увеличаване на собствената честота на системата като доближава кривите към граничния случай - крива 5.

На фиг.3 е представено изменението на собствена честота на системата във функция на температурата и дебелината на стената  $f_L = f_L(T)$  при дебелина на стената  $\delta = const$  и дължина на тръбопровода  $L = 2m$ . Номерирането на кривите са за

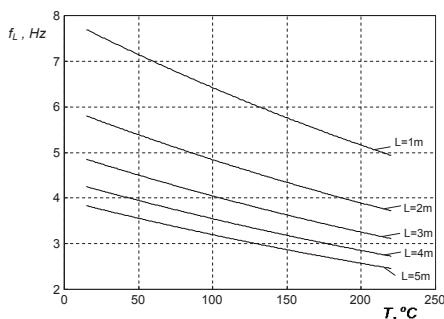
дебелини на стената  $\delta$ , както следва: 1 -  $\delta = 0.5 \text{ mm}$ ; 2 -  $\delta = 1.0 \text{ mm}$ ; 3 -  $\delta = 1.5 \text{ mm}$ ; 4 -  $\delta = 2.0 \text{ mm}$ .



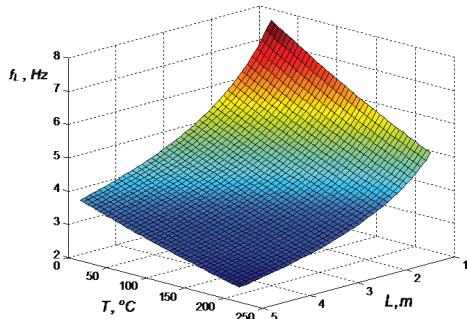
Фиг. 2 Приведен модул на еластичност  
 $E_{np} = E_{np}(T)$  при  $\delta = \text{const}$  и  $L=2\text{m}$



Фиг. 3 Собствена честота  $f_L = f_L(T)$  при при  
 $\delta = \text{const}$  и  $L=2\text{m}$



Фиг. 4 Собствена честота  $f_L = f_L(T)$   
при  $L=\text{const}$  и  $\delta = 1\text{mm}$



Фиг. 5 Собствена честота  $f_L = f_L(T, L)$   
при  $\delta = 1\text{mm}$

На фиг.4 е показано изменението на собствена честота на системата във функция на температурата на работния флуид и дължина на нагнетателния, тръбопровод  $f_L = f_L(T)$  при дължина на тръбопровода  $L = \text{const}$  и  $\delta = 1.0 \text{ mm}$ , а на фиг. 5 -  $f_L = f_L(T, L)$  при  $\delta = 1.0 \text{ mm}$ . Увеличаването на температурата на работния флуид и дължината на тнагнетателния тръбопровод довеждат до намаляване на собствената честота на системата.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Чрез разработения математичен модел може да бъде изследвано изменението на собствената честота на електрохидравлична следяща система от фиг.1 като функция на температурата при различни конфигурации на нагнетателния тръбопровод.

Изменението на температурата на работния флуид влияе върху собствената честота на системата и това трябва да се има предвид при избора на честоти на

входния сигнал и натоварващия момент. Честоти близки до собствената честота на системата биха довели до нежелано увеличаване на амплитудата на изходната величина и влошаване на динамичните показатели.

### **Литература**

- [1]. Орманџиев К., Х. Лазаров, М. Райкова, Н. Стефанов, Моделиране на динамичните процеси в следяща електроидравлична система при промяна температурата на работния флуид, НАУЧНИ ТРУДОВЕ НА РУСЕНСКИЯ УНИВЕРСИТЕТ - 2013, том 52, серия 1.2, Русе, 2013, стр. 97 – 101.
- [2]. Попов, Г., У. Мхана, О. Алипиеv, И. Nikolaev, Относно определяне работния обем на зъбни помпи с външно зацепване, Научни известия на НТС по машиностроене, год. XXII, брой 5 (154), ISSN: 1310 – 3946, 2014, стр. 43-46.
- [3]. AL-Assady A., A. Hassan, M. Talib, J. AL-Khafaji, Design and Analysis of Electro-Hydraulic Servo System for Speed Control of Hydraulic Motor, Journal of Engineering, Number 5, Volume 19, May 2013, Baghdad.
- [4]. Basmenj A., A. Sakhavati, Jafarghafuri, PID Controller Design Forposition Control of Electrohydraulic Actuators Using Imperialist Competitive Algorithm, Indian J. Sci. Res., 1(1), 2014, pp. 775-779.
- [5]. Dichev, D., Koev, H., Bakalova, T., Louda, P., A Kalman Filter-Based Algorithm for Measuring the Parameters of Moving Objects, Measurement Science Review, 15 (1), 2015, pp. 19-26.
- [6]. Gold P., A. Schmidt, H. Dicke, J. Loos, C. Assmann, Viscosity-Pressure-Temperature Behaviour of Mineral and Synthetic Oils, Journal of Synthetic Lubrication, 18-1 (2001), 51-79.
- [7]. Hassan J., Saif Yousif Ibrahim, An Experimental Study Into The Effect Of Temperature And Pressure on The Hydraulic System, Eng. & Tech. Jurnal, Vol.27, No.14, Mechanical Engineering Department, University of Technology – Baghdad, 2009.
- [8]. Jovanovic M., Nonlinear Control of an Electrohydraulic Velocity Servosystem, Proceedings of the American Control Conference Anchorage, AK May 8-10, 2012.
- [9]. Knezevic D., V. Savic, Mathematical Modeling of Changing of Dynamic Viscosity, as a Function of Temperature and Pressure, of Mineral Oils for Hydraulic Systems, FACTA UNIVERSITATIS, Series: Mechanical Engineering Vol. 4, No 1, 2006, pp. 27 – 34.
- [10]. Ormandzhiev K., Transient Processes in Electro-Hydraulic Follow-up System with Long Pressure Pipelines, 30<sup>th</sup> SEM HIPNEF 2006, May 24 - 26, Vrnjacka Banja, 2006, pp. 123 – 130.
- [11]. Shafabadi M., M. Jahanshahi, A. Bidaki, Feedback Error Learning using Laguerre-based Controller to Control the Velocity of an Electro Hydraulic Servo System, Australian Journal of Basic and Applied Sciences, 6(10), 2012, pp. 222-230.
- [12]. Xu M., B. Jin, G. Chen, J. Ni, Speed-Control of Energy Regulation Based Variable-Speed Electrohydraulic Drive, Strojniski vestnik – Journal of Mechanical Engineering 59(2013)7-8, pp. 433-442.

### **За контакти:**

Доц. д-р инж. Красимир Христов Орманџиев, Катедра “Енергийна техника”, Технически университет – Габрово, e-mail: khormandzhiev@abv.bg

**Докладът е рецензиран.**