FRI-9.3-1-THPE-09

PARAMETRIC OPTIMIZATION OF ELECTROHYDRAULIC TRANSMISSION SYSTEM WITH ROTARY ACTUATOR

Assoc. Prof. Krasimir Ormandzhiev, PhD
Department of Power Engineering,
Faculty of Mechanical and Precision Engineering,
Technical University of Gabrovo, Bulgaria
Tel.:
E-mail: khormandzhiev@gmail.com

Hristofor Lazarov, PhD Student
Department of Power Engineering,
Faculty of Mechanical and Precision Engineering,
Technical University of Gabrovo, Bulgaria
Tel:
E-mail: lazarov86@gmail.com

Abstract: *The article studies a mathematical model of electrophydraulic transmission system with with rotary actuator. The adjustment of the electronic PID controller is optimal and in the admissible alteration range of the adjustment parameters. The processes, which occur in the electrohydraulic transmission system with optimal adjustment of the controller, are being simulated. The results of the simulation of transients are presented in graphical form.*

Keywords: *Electrohydraulic System, Pressure Pipeline, Optimal System, Mathematical Model, PID Controller, Rotary Actuator.*

ВЪВЕДЕНИЕ

Електрохидравличните и електропневматичние следящи системи намират широко приложение в съвременната индустрия за реализиране на възвратно постъпателно или въртеливо движение. Чрез електрохидравличните задвижващи системи се съчетава бързодействието на електронните елементи и реализирането на големи изходни мощности от хидравличната част на системата.

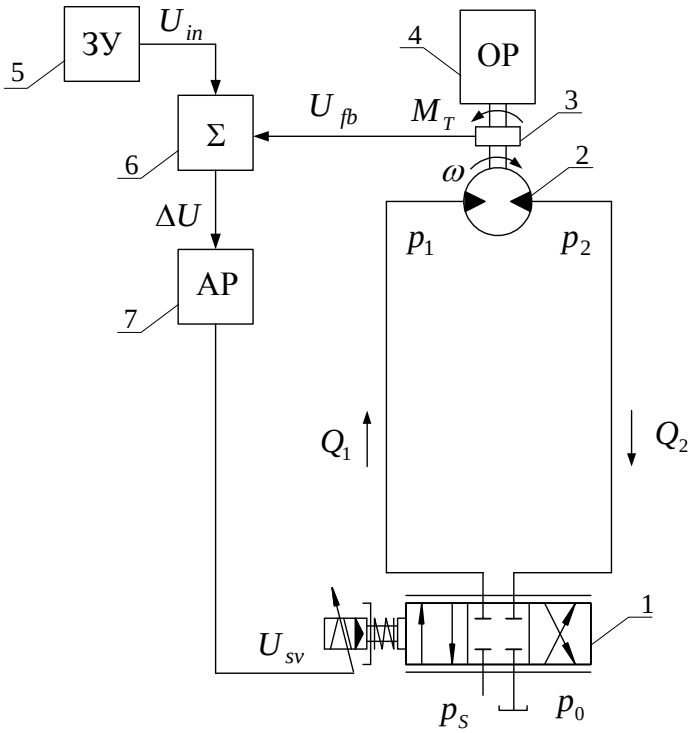
Математични модели за регулиране на скоростта на хидравличен ротационен изпълнителен механизъм са представени в (AL-Assady et al, 2013), (Xu et al, 2013) и (Basmenj et al, 2014). В (Ormandzhiev, 2006) е изследвано влиянието на дължината на нагнетателните тръбопроводи върху работата в динамичен режим на електрохидравлична следяща система с ротационен изпълнителен механизъм. В (Shafiabadi et al, 2012) е предаложена нова схема за управление на скоростта на електрохидравлична сервосистема. В (Jovanovic, 2002) е представен нелинеен алгоритъм за управление на скоростта. С разработения алгоритъм, използващ метода на Калман, се подобрява значително динамичната точност на измерваните сигнали в системата. (Dichev et al, 2015). Параметрична опримизация на параметрите на регулатора и обратната връзка на електропневматична следяща система е представена в (Орманджиев, 2013).

В настоящата работа е разработен нелинеен математичен модел, описващ работата на електрохидравлична следяща система с ротационен изпълнителен механизъм. На базата на предварително зададен еталонен процес е разработена процедура за оптимална настройка на параметрите на електронния регулатор и коефициента на обратна връзка. Резултатите от динамичните изследвания са представени в графичен вид.

ИЗЛОЖЕНИЕ

Математичен модел на системата

На фиг.1 е показана принципна схема на автоматична ЕХСС с ротационен изпълнителен механизъм. Системата се състои от следните елементи: 1 - сервоклапан; 2 – хидромотор; 3 – сензор за обороти; 4 – обект на регулиране (ОР); 5 – задаващо устройство (ЗУ); 7 – сумиращо устройство; 8 – автоматичен регулатор (АР).



Фиг.1 Схема на следящата електрохидравлична система

В установен режим на работа на автоматичната система на определена стойност на задаващото напрежение U_{in}, формирано от ЗУ, съответства определена ъглова скорост на въртене ω_0 на хидромотор 2. При намаляване на товарния момент M_T оборотите на въртене на вала на хидромотор 2 първоначално се повишават при което се формира грешка ΔU в сумиращото устройство 6. Сигналът се обработва от автоматичния регулатор 7 и постъпва към сервоклапан 1. В следствие на това плунжера му се премества така, че преминаващия дебит през разпределителя започва да намалява. Обратната връзка се осъществява с помощта на сензор за обороти 3. Преходният процес в системата продължава докато оборотите на въртене се установят до първоначалните или близки до тях (зависи от типа на електронния регулатор 7). Ако товарния момент нарасне процеса протича аналогично в противоположна посока. При увеличаване (намаляване) на входния сигнал U_{in} в системата ще протича преходен процес, след протичането на който ъгловата скорост ω на вала на хидромотора ще нараства (намалява).

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

1. Уравнение за въртене вала на хидромотора:

$$J\frac{d\omega}{dt} + k_f\,\omega = w_m\left(p_1 - p_2\right) - M_T \tag{1}$$

където:

J –приведен инерционен момент към вала на хидромотора;

k_f – коефициент на хидравлично триене;

w_m – специфичен обем на хидромотора;

ω - ъглова скорост на вала на хидромотора;

p_1, p_2 – налягания от лявата (дясната) страна на хидромотора.

2. Уравнение на сумиращото устройство:

$$\Delta U = U_{in} - U_{fb} \tag{2}$$

където:

ΔU_{fb} – напрежение на обратната връзка, $\Delta U_{fb} = k_{fb}\omega$;

U_{in} – задаващо напрежение;

k_{fb} – коефициент на обратна връзка;

ΔU – грешка.

3. Уравнение на електронния PID-регулатор:

$$U_{sv} = k\left(\Delta U + \frac{1}{T_I}\int \Delta U\,dt + T_D\frac{d\Delta U}{dt}\right) \tag{3}$$

където:

k – коефициент на усилване на регулатора;

T_I, T_D – времеконстанти на интегриране и диференциране на регулатора.

4. Уравнение на сервоклапана:

$$T_{sv}\frac{dx_{sv}}{dt} + x_{sv} = k_{sv}U_{sv} \tag{4}$$

където:

k_{sv}, T_{sv} – коефициент на усилване и времеконстанта на сервоклапана;

x_{sv} – преместване на плужера на сервоклапана, $x_{\min} \le x_{sv} \le x_{\max}$.

5. Уравнение за преминаващте дебити през хидромотора с отчитане свиваемостта на работния флуид:

$$Q_1 = w_m\omega + \frac{V_1}{B}\frac{dp_1}{dt}sign(\omega) \tag{5}$$

$$Q_{2m} = w_m\omega - \frac{V_2}{B}\frac{dp_2}{dt}sign(\omega) \tag{6}$$

където:

Q_1, Q_2 – постъпващ и изходящ дебит към (от) хидромотора;

$V_1 = V_2 = q_m/2$;

q_m - работен обем на хидромотора, $q_m = 2\pi w_m$.6. Уравнения на преминаващите дебити през сервоклапана:

$$Q_1 = \begin{cases} \mu_1 \pi\, d\, x_{sv} \sqrt{\dfrac{2(p_S - p_1)}{\rho}}, & 0 \le x_{sv} \le x_{\max} \\ \mu_1 \pi\, d\, x_{sv} \sqrt{\dfrac{2(p_1 - p_0)}{\rho}}, & x_{\min} \le x_{sv} < 0 \end{cases} \tag{7}$$

$$Q_2 = \begin{cases} \mu_2 \pi\, d\, x_{sv} \sqrt{\dfrac{2(p_2 - p_0)}{\rho}}, & 0 \le x_{sv} \le x_{\max} \\ \mu_2 \pi\, d\, x_{sv} \sqrt{\dfrac{2(p_S - p_2)}{\rho}}, & x_{\min} \le x_{sv} < 0 \end{cases} \tag{8}$$

където:

Q_1, Q_2 – преминаващи дебитипрез сервоклапана;

μ_1, μ_2 – коефициенти на дебит;

ρ - плътност на хидравличното масло;

d – диаметър на плунжера на сервоклапана;

p_S, p_0 - захранващо и сливно налягане.

Разработеният математичен модел, уравнения от (1) до (8), описва работата на електрохидравличната следяща система (фиг. 1) в динамичен режим.

Параметрична оптимизация на системата

На база разработения математичен модел, описващ работата на електрохидравличната следяща система от фиг. 1 в динамичен режим, е съставен съответстващ аналогов модел. За моделиране и симулиране на преходните процеси, протичащи в автоматичната система, е използван Matlab Simulink.

За определяне на стойностите на параметрите на настройка на следящата електрохидравлична система е разработена идентификационна процедура на *Matlab*, която е базирана на метода за нелинейна оптимизация. Чрез нея се минимизира квадратичния интегрален критерий за близост *J*:

$$J = \int_0^{t_n} \varepsilon(t)^2\, dt \tag{9}$$

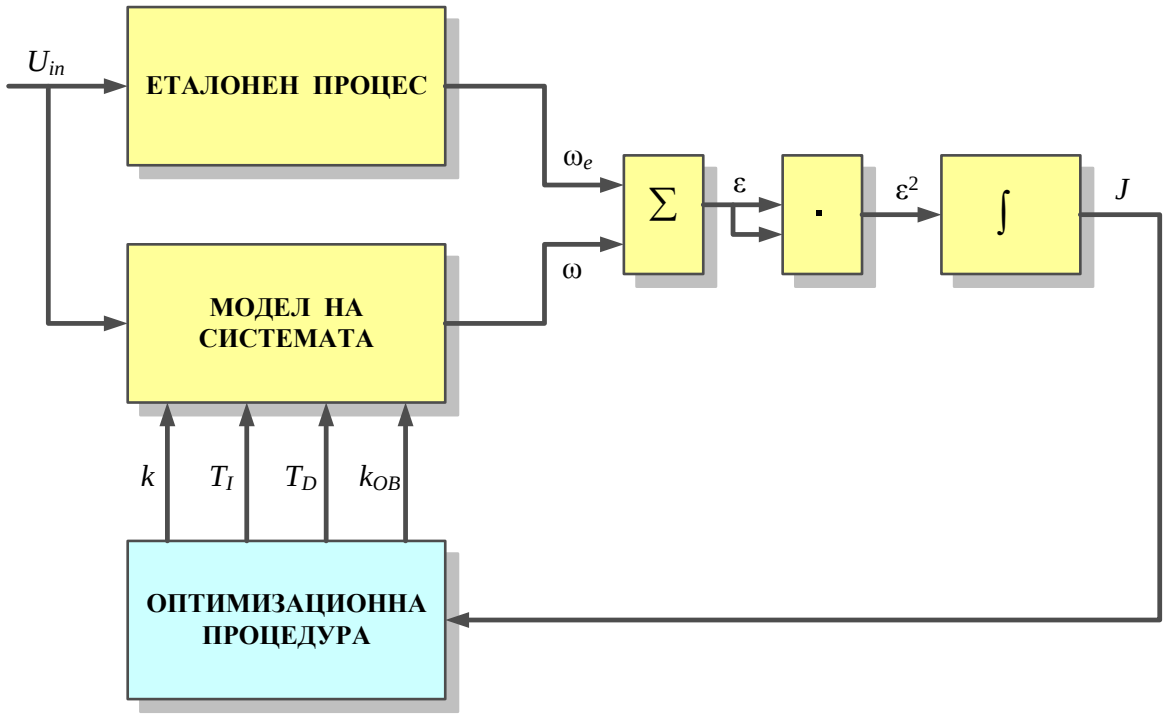
където:

$\varepsilon = \omega_e - \omega$;

t_n - време за протичане на преходния процес;

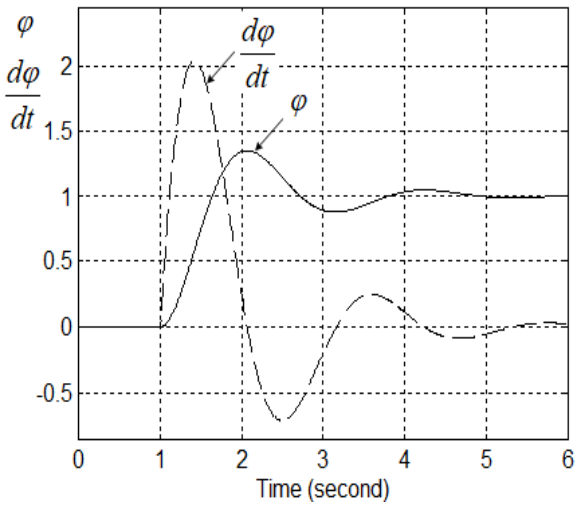
ω_e - ъглова скорост на въртене на вала на пневмомотора от еталонния процес.

Едновременно се стартират двата процеса: еталонен и теоретичен от математичния модел на системата. На всяка стъпка от изчислителния процес се определя критерия *J* и се търси неговия минимум, чрез вариране с неизвестните параметри от модела. Параметрите, по които се извършва параметрична оптимизация на електропневматичната следяща система с ротационен изпълнителен механизъм са: k, T_I, T_D, k_{OB}. Принципната схема за извършване на оптимизацията на системата е показана на фиг. 2.

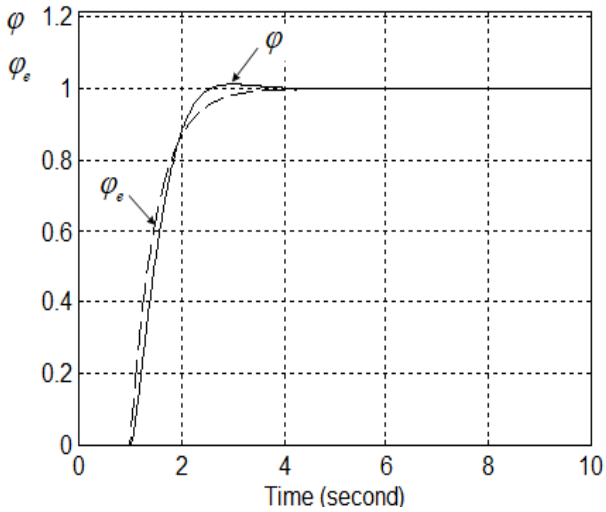


Фиг. 2 Схема за извършване на параметричната оптимизация.

На фиг. 3 са показани преходните процеси в безизмерен вид за ъгловата скорост и ускорението на вала на пневмомотора преди извършване на парамет- ричната оптимизация ($\varphi = \dfrac{\omega}{\omega_0}$ - безизмерна ъглова скорост на вала на хидромотора; ω_0 – установена ъглова скорост.)



Фиг. 3. Преходни процеси преди параметричната оптимизация.



Фиг. 4. Преходни процеси след параметричната оптимизация.

На фиг. 4 са показани преходните процеси в безизмерен вид за ъгловата скорост на въртене на вала на пневмомотора от еталонния процес φ_e и този след извършване на параметрична оптимизация - φ.

Стойностите на параметрите преди и след извършване на оптимизацията са посочени в табл. 1.

Табл. 1

k	T_I	T_D	k_{fb}	J
1.750	1.2s	0.200s	1.700	0.165
0.501	0.2s	0.011s	0.498	11.21×10^{-3}

ИЗВОДИ

Разработеният математичен модел дава възможност за определяне на динамичните процеси в разглежданата следяща електропневматична система с ротационен изпълнителен механизъм при различни закони за промяна на натоварването на хидромотора M_T и задаващото напрежение U_{in}.

Чрез използваните в системата ПИД регулатор и обратна вруъзка сравнително лесно може да се достигне до оптимална настройка, тъй като се варира с четери параметъра – k, T_I, T_D и k_{fb}.

По-точното съвпадане между еталонния и оптималния процес може да се осъществи ако се извърши структурна оптимизация и се синтезира оптимален закон за управление, на базата на който да се разработи съответен реален регулатор.

REFERENCES

AL-Assady, A., A. Hassan, M. Talib, J. AL-Khafaji, (2013). Design and Analysis of Electro-Hydraulic Servo System for Speed Control of Hydraulic Motor, Jurnal of Engineering, Nomber 5, Volume 19, May, Baghdad.

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.

Dichev, D., Koev, H., Bakalova, T., Louda, P. (2015). A Kalman Filter-Based Algorithm for Measuring the Parameters of Moving Objects, Measurement Science Review, 15 (1), pp. 19-26.

Ormandzhiev, K. (2012). Optimal Control of Electropneumatic Transmission System, Proceedings, Volume 51, Book 1.2, Ruse 2012, pp. 132-137.

Ormandzhiev K. (2006), Transient Processes in Electro-Hydraulic Follow-up System with Long Pressure Pipelines, 30th SEM HIPNEF 2006, May 24 - 26, Vrnjacka Banja, , pp. 123 – 130.

Jovanovic M.(2012), Nonlinear Control of an Electrohydraulic Velocity Servosystem, Proceedings of the American Control Conference Anchorage, AK May 8-10.

Shafiabadi M., M. Jahanshahi, A. Bidaki, (2012). 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), pp. 222-230.

Xu M., B. Jin, G. Chen, J. Ni, (2013). Speed-Control of Energy Regulation Based Varible-Speed Electrohydraulic Drive, Strojniski vestnik – Journal of Mechanical Enginneering 597-8, pp. 433-442.