Mr Živojin Grujić,
pukovnik, dipl. inž.

SINTEZA HIDRAULIČKOG SERVOSISTEMA SA POVRATNOM VEZOM PO PRITISKU

U radu su izvedene diferencijalne jednačine i prenosne funkcije hidrauličkog servosistema sa povratnom vezom po pritisku. Za konkretan primer izvršena je analiza prenosnih funkcija na digitalnom računaru i dati uporedni vremenski odzivi za servosistem sa i bez korekcionog elementa.

Uvod

Hidraulički servosistem sa hidrauličkim cilindrom (za translatorska kretanja) ili hidrauličkim motorom (za obrtna kretanja) i hidrauličkim servorazvodnikom spada u grupu hidrauličkih servosistema sa prigušenim upravljanjem.

Karakteristike prigušnog upravljanja ocenjuju se, pored ostalog, i brzinskom statičkom karakteristikom, koja izražava funkciju brzine kretanja izvršnog elementa, u zavisnosti od pomaka klipa servorazvodnika. Ta karakteristika je, u osnovi, nelinearna. U opštem slučaju diferencijalne jednačine servosistema sa prigušenim upravljanjem su nelinearne, zbog nelinearne funkcije protoka fluida kroz servorazvodnik:

$$Q_s = f(x, p_t)$$

gde su:

- Q_s — protok kroz servorazvodnik,
- x — pomak klipa servorazvodnika,
- p_t — korisni pad pritiska u cilindru.

Radi pojednostavljenja dinamičkih razmatranja, pri izvođenju lineariziranih jednačina servosistema, uvode se sledeće pretpostavke:

— dinamički proces odvija se u okolini stacioniranog stanja, pri srednjem položaju klipa u cilindru, a funkcije protoka fluida nema prekida;

— suvo trenje se zamenjuje viskoznim trenjem;

— modul elastičnosti fluida je konstantna veličina i ne zavisi od pritiska i temperature;

— u hidrauličnom servosistemu nema vazduha;

— temperatura fluida je konstantna;

— pritisak napajanja servorazvodnika je konstantan;

— oscilatorni procesi u vodovima, zbog male dužine, ne utiču na dinamiku hidrauličkog servosistema.

Na osnovu navedenih pretpostavki, hidraulički servosistem moguće je opisati lineariziranim sistemom diferencijalnih jednačina, na osnovu:

— jednačine dinamičke ravnoteže,

i

— jednačine kontinuiteta protoka.

Pri projektovanju hidrauličkih i elektrohidrauličkih servosistema sa dominantnim inercionim opterećenjem, po pravilu, pojavljuje se problem stabilnosti servosistema. Inerciono opterećenje, izvršni element i upravljački element obrazuju oscilatorni sistem, što dovodi do nestabilnosti čitavog sistema upravljanja.

Jedan od efikasnih načina povećanja stabilnosti sistema može biti uvođenje povratne veze po pritisku, što se

ostvaruje ugradnjom dodatnog hidrauličkog elementa između servorazvodnika i hidrauličkog cilindra.

Diferencijalne jednačine i prenosne funkcije servosistema

Razmatranjem fizikalnih zbivanja u hidrauličkom servosistemu (sl. 1), a na osnovu uvodnih postavki, hidraulički servosistem može se opisati sledećim sistemom diferencijalnih jednačina:

$$\begin{aligned}(p_1 - p_2)A_3 &= k_z(x_3 - x_4) \\ k_z(x_3 - x_4) &= m \, d^2x_4/dt^2 + f_t \, dx_4/dt \\ k_{pr_{qp}}(p^*_1 - p_2) &= A_2 \, dx_2/dt + A_1 \, dx_1/dt \\ k_Q x_1 &= A_3 \, dx_3/dt + k_{qp}(p_1 - p_2) \\ (x^i_1 - x_1)k_1 &= A_1(p^*_1 - p_2) \\ x_2k_2 &= A_2(p_1 - p^*_1) \\ p_1 - p_2 &= (p_1 - p^*_1) + (p^*_1 - p_2)\end{aligned}$$

gde su:

- x_1, x_2, x_3 i x_4 — pomaci klipa servorazvodnika, prigušivača, cilindra i opterećenja;
- x^i_1 — pomak klipa servorazvodnika izazvan strujom u upravljačkom namotaju;
- A_1, A_2, A_3 — efektivne površine klipa servorazvodnika, prigušivača i cilindra;
- p_1 i p_2 — pritisci u komorama hidrauličkog cilindra;
- p^*_1 — pritisak u komori prigušnog elementa;
- k_Q i k_{qp} — koeficijent pojačanja protoka servorazvodnika i koeficijent gubitaka protoka;
- $k_{pr_{qp}}$ — koeficijent protoka kroz prigušnicu;
- k_1 i k_2 — karakteristike opruga servorazvodnika i prigušivača;

- $k_z = k_3k_h/(k_3 + k_h)$ — koeficijent krutosti »zajedničke« opruge hidramehaničkog sistema;
- $k_h = 2BA^2_3/V_0$ — koeficijent krutosti »hidrauličke opruge«;
- f_t i m — koeficijent viskoznog trenja i mase inercionog opterećenja.

Primenom Laplasove transformacije na sistem jednačina, pri početnim uslovima: $t=0, x_1=x_4=0; dx_4/dt=0; p_1-p_2=0$, uz pretpostavku da je $A_2 \cdot dx_2/dt \gg A_1 \cdot dx_1/dt$, dobija se sistem jednačina u operatorskom obliku, odakle sledi detaljna strukturna shema servosistema (sl. 2).

Na osnovu detaljne strukturne sheme servosistema i uz pretpostavku da je koeficijent gubitaka fluida u servosistemu zanemariv ($k_{qp}=0$), dobija se transformirana strukturna shema (sl. 3), u kojoj su:

- $T = A^2_2/(k_2k_{pr_{qp}})$ — vremenska konstanta prigušivača;
- $T_2 = \sqrt{m/k_z}$ — hidromehanička vremenska konstanta servosistema;
- $\zeta_2 = f_t/(2\sqrt{mk_z})$ — koeficijent relativnog prigušenja;
- $k_v = k_Q/A_3$ — koeficijent pojačanja brzine.

Transformirana strukturna shema (sl. 3) može se prikazati u formi kao na sl. 4 sa vremenskom konstantom T_3 :

$$T_3 = \frac{A_1k_z}{A_3k_1} T$$

Na osnovu transformirane strukturne sheme servosistema (sl. 4), mogu se dobiti prenosne funkcije servosistema:

- $W_1(s)$ — bez korekcionog elementa, i
- $W_2(s)$ — sa korekcionim članom.

$$W_1(s) = \frac{x_4(s)}{x^i_1(s)} = \frac{k_Q/A_3}{s(T^2_2s^2 + 2T_2\zeta_2s + 1)}$$

Sl. 1 — Hidraulički servosistem sa inercionim opterećenjem i korekcionim elementom

Sl. 2 — Detaljna strukturna shema servosistema

Sl. 3 — Transformirana strukturna shema servosistema

Sl. 4 — Transformirana strukturna shema

$$W_2(s) = \frac{x_4(s)}{x_1^i(s)} = \frac{(T_s + 1) k_Q / A_3}{s[(T_2^2 s^2 + 2T_2 \zeta_2 s + 1)(T_s + 1) + 2T_2 \zeta_2 T_3 s k_Q / A_3 (T_2 s / 2\zeta_2 + 1)]}$$

Pažljivom analizom i usporedbom prenosnih funkcija $W_1(s)$ i $W_2(s)$, dolazi se do slučaja kada je odnos između T , T_2 i ζ_2 dat sledećom relacijom:

$$T = T_2 / (2\zeta_2)$$

U tom slučaju, prenosna funkcija $W_2(s)$ ima sledeći oblik:

$$W_2(s) = \frac{k_Q / A_3}{s(T_2^2 s^2 + 2T_2 \zeta_2 s + 1)}$$

gde je:

$\zeta_3 = \zeta_2(1 + T_3 k_0 / A_3)$ — koeficijent relativnog prigušenja servosistema sa korekcionim elementom.

Ostali parametri prenosne funkcije servosistema ostali su nepromjenjeni. Primenom korekcionog elementa (prigušivača) i ispunjenjem uslova $T = T_2(2\zeta_2)$ dolazi do povećanja koeficijenta relativnog prigušenja bez izmene sopstvene frekvencije i koeficijenta pojačanja.

Analiza servosistema na računaru

Za servosistem sa inercionim opterećenjem i parametrima: $k_v = 70 \text{ s}^{-1}$; $T_2 = 0.016 \text{ s}$; $k_2/k_1 = 275$; $\zeta_2 = 0.1$; $A_3 = 84.78 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$ ($D_c = 0.12 \text{ m}$; $d_k = 0.06 \text{ m}$); i $A_1 = 0.196 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$ ($d_1 = 5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$) kao i ispunjenjem uslova $T = T_2/(2\zeta_2)$, dobija se vremenska konstanta prigušivača $T = 0.08 \text{ s}$, odnosno $T_3 = 0.05 \text{ s}$.

Koeficijent relativnog prigušenja ζ_3 servosistema sa prigušivačem je u tom slučaju $\zeta_3 = 0.45$. Poznavanjem vremenske konstante prigušivača ($T = 0.08 \text{ s}$) i odabiranjem vrednosti $A_2 = 0.785 \cdot 10^{-4}$ ($d_2 = 0.01 \text{ m}$) i $k_2 = 2 \cdot 10^4 \text{ N/m}$, može se odrediti koeficijent protoka kroz prigušnicu:

$$k_{pr_{qp}} = A_2^2 / (T k_2) = 0.385 \cdot 10^{-3} \text{ (m}^3/\text{s) / (N/m}^2\text{)}$$

Simulacijom prenosnih funkcija $W_1(s)$ i $W_2(s)$ na digitalnom računaru, za zadane vrednosti, dobijeni su odzivi servosistema $v_4 = dx_4/dx_1$, na jediničnu step-funkciju (sl. 5), i na impulsnu jediničnu funkciju (sl. 6).

Iz vremenskih odziva se vidi da je servosistem bez korekcionog elementa oscilatoran ($\zeta = 0.1$) sa veoma velikim preskokom ($P = 70\%$) i veoma velikim vremenom smirivanja ($t_s = 0.4 \text{ s}$).

Servosistem sa korekcionim elementom ($\zeta = 0.45$) veoma brzo se prigušuje. Veličina preskoka se smanjuje za četiri i po puta (na $t_s = 0.08 \text{ s}$).

Sl. 5 — Vremenski odziv na jediničnu step-funkciju

Sl. 6 — Vremenski odziv na impulsnu jediničnu funkciju

Zaključak

Na osnovu prethodnih razmatranja vidi se da primena servosistema sa povratnom vezom po pritisku omogućava dobijanje boljih karakteristika servosistema. Primena povratne veze po pritisku, ugradnjom korekcionog elementa između cilindra i servorazvodnika veoma je efikasan način korekcije servosistema sa inercionim opterećenjem.

Izloženi način sinteze omogućava provođenje proračuna servosistema i daje mogućnost određivanja konstrukcionih parametara korekcionog člana.

Rezultati dinamičke analize na digitalnom računaru pokazuju da servosistem ima veoma dobre dinamičke karakteristike.

Literatura:

- [1] H. E. Merritt: HYDRAULIC CONTROL SYSTEMS, J. Wiley, New York, 1967.
- [2] E. Lewis, H. Stern: DESIGN OF HYDRAULIC CONTROL SYSTEMS, McGraw-Hill, New York, 1962.
- [3] N. S. Gaminin: GIDRAVLICHESKIY SLEDJASHČIJ PRIVOD, Mašinoostroenie, Moskva, 1968.
- [4] P. Ciner, R. Abduli: ELEKTROHIDRAULIČKI SERVOSISTEMI, VINC, Beograd, 1986.
- [5] M. Stojić: KONTINUALNI SISTEMI AUTOMATSKOG UPRAVLJANJA, Građevinska knjiga, Beograd, 1978.
- [6] M. Sekulić: OSNOVI TEORIJE AUTOMATSKOG UPRAVLJANJA, Naučna knjiga, Beograd, 1982.