

# NELINEARNI MODEL ELEKTROHIDRAVLIČNEGA PODAJALNEGA SERVOPOGONA

Mitja Kastrevc

## Izveček:

Nelinearna narava elektrohidravličnih servopogonov je v praksi znana. Glavni razlogi za nelinearne matematične opise dinamike sistemov so stisljivost tekočine, lekažni tokovi, sile trenja in nelinearni pretok tekočine skozi odprtine servoventilov.

Za izdelavo računalniških simulacijskih modelov so potrebni natančni nelinearni matematični modeli, ki temeljijo na fizikalnih zakonitostih. Modeli se uporabljajo za podrobno analizo nelinearnega dinamičnega obnašanja in razvoj različnih strategij vodenja.

## Ključne besede:

elektrohidravlični servopogoni, nelinearno matematično modeliranje, računalniška simulacija

## 1 Uvod

Konvencionalni hidravlični pogoni so pogosto uporabljeni predvsem tam, kjer je potrebno premikati večja bremena ob čim manjših izmerah uporabljenih komponent. Izdelava krmiljenih pogonov, kjer zahteve po natančnosti in hitrostih niso tako velike, je razširjena in dokaj dobro poznana. Povsem drugače pa je pri pozicioniranju večjih mas, kjer ob višji natančnosti pozicioniranja nastopajo tudi zahteve po boljšem dinamičnem odzivu. Vse to zahteva uporabo boljših in dinamično zmogljivejših komponent, ki sestavljajo hidravlične servopogone. Uporaba dodatnih komponent, kot so elektrohidravlični servoventili, dodatni merilni vmesniki in ojačevalniki, snovanje sistema otežijo. Ta prispevek je namenjen prav razjasnitvi postopkov pri snovanju sistemov, predvsem pa pri iskanju primernih strategij vodenja (projektiranje regulatorskih konceptov).

Sodobna računalniška oprema omogoča reševanje matematičnih sistemov enačb, ki so osnova zapisa modela, s pomočjo katerega lahko preverimo delovanje realnega sistema z različnimi strategijami vodenja. Izdelava primerne modela temelji na fizikalnih osnovah, ki jih najdemo v različnih virih [1, 2, 3, 4] ter v prispevkih, ki dajejo napotke glede obravnavanja nekaterih nelinearnih pojavov pri uporabi komponent [5, 6] ter celotnih sistemov [7].

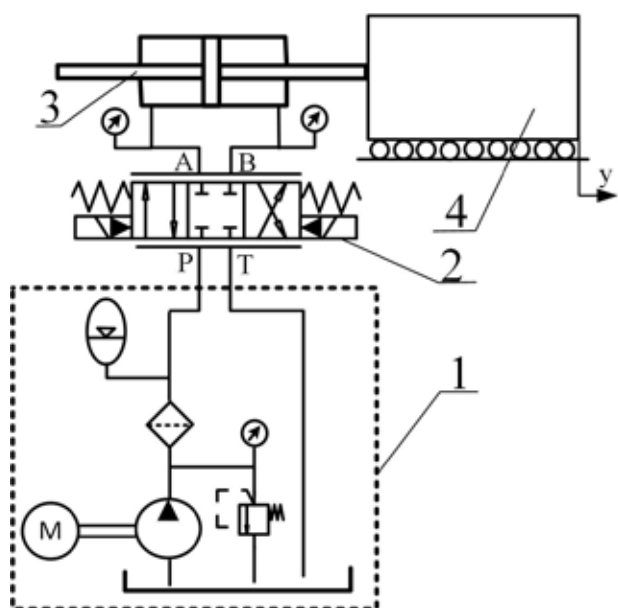
Obravnava podajalnih pogonov z namenom pozicioniranja mase predstavlja poseben izziv, saj se zahteva čim višja dinamika z mehkim potekom in brez prenehaja zelene pozicije [8, 9].

Za računalniško simulacijo je uporabljen programski paket Matlab Simulink. Simulink je grafično okolje za interaktivno modeliranje, simulacijo in analizo dinamičnega sistema [10]. Z uporabo tovrstnega programskega okolja je možno zgraditi kompleksen opis, ki vsebuje različne komponente – tako linearne kot nelinearne. Programsko okolje vsebuje tudi dodatna orodja, ki omogočajo poglobljene analize, optimizacijo pa tudi povezavo z realnimi sistemi. S pomočjo definicij spremenljivk v inicializacijskih postopkih (opis v posebnih podatkovnih datotekah) lahko omogočamo tudi simulacije iz različnih začetnih in robnih pogojev kakor tudi spreminjanje parametrov brez posega v blokovne sheme, ki jih ustvarimo z grafičnim programskim okoljem. Te ugodnosti nam omogočajo hitro in enostavno preverjanje in razvoj tako komponent kot tudi konceptov vodenja (regulacijskih konceptov) [11].

## 2 Matematični model

Tipičen elektrohidravlični servosistem za pozicioniranje je sestavljen iz hidravličnega agregata (hidravlična črpalka s konstantnim tlakom z razbremenilnim ventilom in akumulatorjem), servoventila za regulacijo pretoka (SV), hidravličnega cilindra, sensorja položaja in elektronske krmilne enote (slika 1).

Doc. dr. Mitja Kastrevc, univ. dipl. inž., Univerza v Mariboru, Fakulteta za strojništvo



**Slika 1 :** Shema elektrohidravličnega pozicionirnega servopogona, kjer so: 1 - hidravlični napajalni agregat, 2 - elektrohidravlični servoventil, 3 - hidravlični cilindar s skoznjo batnico in 4 - masa, ki jo pozicioniramo.

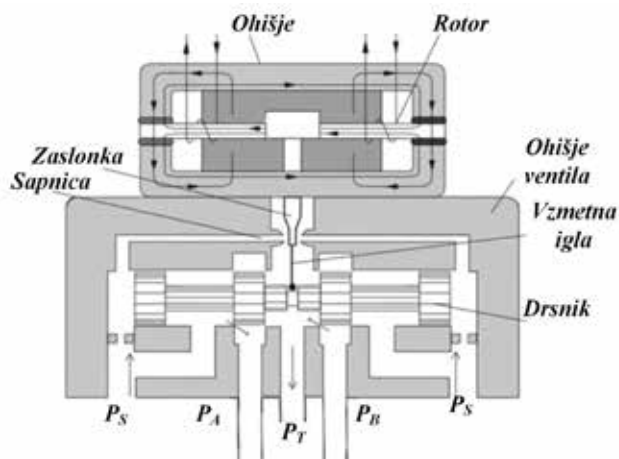
Pred projektiranjem krmilnika z zaprto zanko za elektrohidravlični servosistem so potrebni analiza dinamike sistema ter matematično modeliranje in računalniška simulacija dinamičnega obnašanja [2, 8, 9]. Celoten matematični model sistema temelji na fizikalnih zakonih, ki izražajo dinamično vedenje in so opisani z diferencialnimi enačbami. Vendar je ta naloga težavna zaradi multidisciplinarne narave elektrohidravličnega sistema, ki zahteva električno, magnetno, mehansko in hidravlično znanje. Medtem pa nelinearnosti te vrste sistema, kot so nelinearne lastnosti tekočine, nelinearna dinamika servoventila in značilnosti pretoka, pa tudi nelinearnosti, povezane s hidravličnim aktuatorjem s pretvorbo hidravlične moči v mehansko, povečujejo kompleksnost modela.

## 2.1 Dinamični model servoventila (SV)

Dvostopenjski SV je sestavljen iz treh glavnih delov: električnega navornega motorja (torque motor), hidravličnega ojačevalnika in sklopa tuljave ventila. Pri teh SV navor motorja upravlja električni tok, ki povzroči premik zaslonke iz njenega osrednjega položaja. Prva stopnja je tako imenovani sistem sapnica-zaslonka, ki omogoča gibanje tuljave s prilagajanjem zaslonke z električnim signalom majhne moči. Druga stopnja povezuje majhne premike zaslonke ( $[\mu\text{m}]$ ) v velik tok tekočine skozi odprtine.

Tokovi v SV se nanašajo na dva dela: eden je vključen v prvi stopnji, drugi pa v drugi stopnji.

V prvi stopnji se zaslonka odkloni zaradi navora, ki ga ustvari navorni motor. Ta sila je posledica toka



**Slika 2 :** Presek dvostopenjskega servoventila

skozi dve tuljavi, pritrjeni na rotor, ki je povezan z zaslonko. Zaradi tega premika se spremenijo prečni prerezi odrtin, povezanih s sapnicama. Presek SV je prikazan na sliki 2.

Dinamično obnašanje ventilov vključuje veliko število parametrov. Natančen analitični opis bi bil dolgotrajen in bi ga bilo zelo težko potrditi za podrobnosti. Zato je koristno uporabiti informacije iz kataloga proizvajalca, ki zagotavljajo dobro znane odzive korakov in frekvenčne odzive za različne velikosti in vrste ventilov. Pregled korakov odzivov in frekvenčnih diagramov nakazuje približek SV z modelom drugega reda oblike [12].

$$\frac{1}{\omega_v^2} \ddot{x}_v + \frac{2\xi_v}{\omega_v} \dot{x}_v + x_v + f_{HS} \operatorname{sgn}(\dot{x}_v) = k_v \cdot u \quad (1)$$

pri čemer so:  $\omega_v$  - lastna frekvenca ventila,  $\xi_v$  - koeficient dušenja,  $x_v$  - premik tuljave ventila,  $f_{HS}$  - upoštevna histerezo ventila in občutljivost odziva,  $k_v$  - ojačitev pretoka ventila,  $u$  - vhodni krmilni signal ventila

## 2.2 Dinamični model hidravličnega cilindra

Hidravlični aktuator (cilinder) pretvarja hidravlično moč v mehansko. Hidravlični cilindar je sestavljen predvsem iz votlega valjastega telesa in bata. Za dinamiko tlaka v komori je dobro znan izraz, ki ga predlaga [6] in ga je mogoče izraziti z uporabo načela obravnave vsake komore posamezno, kot sledi:

$$\dot{p}_A = \frac{\beta_{Aeff}}{V_A} [Q_A - A_p \dot{x}_p + Q_{Li} - Q_{LeA}] \quad (2)$$

$$\dot{p}_B = \frac{\beta_{Beff}}{V_B} [Q_B + \alpha A_p \dot{x}_p - Q_{Li} - Q_{LeB}] \quad (3)$$

Efektivni modul stisljivosti  $\beta$  je v bistvu odvisen od tlaka. Odvisnost opisuje več avtorjev [2], najpogostejša omemba zapisa za spremembo efektivnega modula stisljivosti je zapis po Leeju iz leta 1977:

$$\beta_{Aeff} = a_1 \beta_{max} \cdot \log \left( a_2 \frac{p_A}{p_{max}} + a_3 \right) \quad (4)$$

$$\beta_{Beff} = a_1 \beta_{max} \cdot \log \left( a_2 \frac{p_B}{p_{max}} + a_3 \right) \quad (5)$$

s parametri  $a_1 = 0,5$ ,  $a_2 = 90$ ,  $a_3 = 3$ ,  $\beta_{max} = 18000$  [bar],  $p_{max} = 280$  [bar].

Med gibanjem bata v cilindru se spreminjajo tudi volumni obeh komor. Prostornine komor cilindra so podane z:

$$V_A = V_{A0} + [A_p (x_0 + x_p)] \quad (6)$$

$$V_B = V_{B0} + [\alpha A_p (x_0 - x_p)] \quad (7)$$

kjer so:  $x_0$  začetni položaj bata,  $x_p$  dejanski položaj bata in  $V_{A0}$ ,  $V_{B0}$  začetni prostornini komor, ki je sestavljena iz delovnega volumna (prostornina, potrebna za polnjenje same komore) in mrtvega volumna (volumen cevovodov med ventilom in aktuatorjem) za stran A in B. Pri diferencialnem cilindru sta aktivni površini različni in sta definirani kot:

$A_A = A_p$  je površina bata brez batnice in  $A_B = \alpha A_p$  površina bata z batnico,  $\alpha = A_B/A_A$  pa je razmerje med površinama z batnico in brez nje. Kadar je uporabljen cilindar s skožno batnico, je razmerje  $\alpha = 1$  (površini sta enaki).

$Q_{Li}$  in  $Q_{Le}$  označujeta lekažni tok. Puščanje iz ene komore cilindra v drugo, znano kot notranja lekaža, lahko predstavimo s:

$$Q_{Li} = k_L (p_B - p_A) \quad (8)$$

kjer je  $k_L$  koeficient notranje lekaže. Zunanjo lekažo običajno zanemarimo, saj ta že s tehnološkega vidika ni zaželeno. Obširnejša pojasnila o lekaži najdemo v literaturi [3, 4].

Dinamiko mehanskega dela opišemo z:

$$m_t \cdot \ddot{x}_p + F_f(\dot{x}_p) = (p_A - \alpha \cdot p_B) A_p - F_{ext} \quad (9)$$

kjer so:  $m_t$  skupna masa, sila trenja  $F_f$  in sila zunanje obremenitve  $F_{ext}$ . Skupna masa  $m_t$  je sestavljena iz mase bata in mase hidravlične tekočine v komorah cilindrov in cevovodih. Maso tekočine lahko zanemarimo, saj je masa batnice neprimerno večja.

Pomemben del enačbe (9) predstavlja sila trenja. Trenje je kompleksen naravni pojav. Pojavi se na stiku dveh površin in tangencialne reakcije med njima. Trenje predstavlja motilno veličino zlasti pri pozicioniranju in je pogost razlog za nenatančnosti pozicioniranja. Zapis sile trenja je podan v enačbi (10):

$$F_f(\dot{x}_p) = F_v(\dot{x}_p) + F_c(\dot{x}_p) + F_s(\dot{x}_p) = \sigma_{vf} \cdot \dot{x}_p + F_{co} \cdot \text{sgn}(\dot{x}_p) + \text{sgn}(\dot{x}_p) \cdot F_{so} \cdot e^{-\frac{|\dot{x}_p|}{c_s}} \quad (10)$$

kjer so  $\sigma_{vf}$  parameter viskozne trenja,  $F_{co}$  sila suhega trenja,  $F_{so}$  Stribeckova sila trenja,  $c_s$  Stribeckova hitrost. Sila trenja je odvisna od predznaka hitrosti in jo sestavljata viskozno trenje in Coloumbovo trenje s Stribeckovim učinkom.

Lastno frekvenco hidravličnega sistema izračunamo z upoštevanjem vseh komponent v sistemu. Izračunamo jo z:

$$\omega_H = \sqrt{\frac{C_H}{m}} \quad (11)$$

Za izračun lastne frekvence hidravličnega cilindra je potrebno določiti togost hidravličnega cilindra. Celotna togost diferencialnega valja je definirana z [12]:

$$C_H = \frac{\beta_{Aeff} \cdot A_A^2}{V_A} + \frac{\beta_{Beff} \cdot A_B^2}{V_B} \quad (12)$$

V primeru simetričnega cilindra (cilinder s skožno batnico, kjer so na obeh straneh enake površine) je  $A_A$  enak  $A_B$ . Za izračun zmogljivosti bo upoštevana le minimalna togost, saj ima najslabši učinek na dinamiko sistema.

Sedaj lahko zapišemo sistem diferencialnih enačb, ki so osnova za izdelavo simulacijskega modela:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= \frac{1}{m} (x_3 - \alpha x_4) \cdot A_p - \frac{1}{m} \left[ \sigma_{vf} x_2 + F_{co} \text{sign}(x_2) + \text{sign}(x_2) \cdot F_{so} \cdot e^{-b|x_2|} \right] - \frac{F_b}{m} \\ \dot{x}_3 &= \frac{\beta'_A}{V'_A} [Q_A - A_p \cdot x_2 + Q_{li} - Q_{le}] \\ \dot{x}_4 &= \frac{\beta'_B}{V'_B} [Q_B - \alpha \cdot A_p \cdot x_2 + Q_{li} - Q_{le}] \\ \dot{x}_5 &= x_6 \\ \dot{x}_6 &= -\frac{2\xi}{\tau} x_6 - \frac{1}{\tau^2} + \frac{k_v}{\tau^2} \cdot u \end{aligned} \quad (13)$$

kjer so:  $x_1$  pomik cilindra  $y$ ,  $x_2$  hitrost gibanja cilindra,  $x_3$  tlak v komori A,  $x_4$  tlak v komori B,  $x_5$  pomik drsnika ventila in  $x_6$  hitrost pomika drsnika ventila.

Pri izdelavi modela je potrebno določiti tudi pretoka olja v komori A in B s pomočjo enačb [5]:

$$Q_A = C \cdot [sg(x_5) \cdot sign(p_s - x_3) \cdot \sqrt{|p_s - x_3|} - sg(-x_5) \cdot sign(x_3 - p_T) \cdot \sqrt{|x_3 - p_T|}]$$

$$Q_B = C \cdot [sg(x_5) \cdot sign(p_s - x_4) \cdot \sqrt{|p_s - x_4|} - sg(-x_5) \cdot sign(x_4 - p_T) \cdot \sqrt{|x_4 - p_T|}]$$

(14)

kjer so:

$$C = C_d \sqrt{\frac{2}{\rho}}$$

in  $p_s$  napajalni tlak,  $p_T$  tlak proti rezervoarju in sta uporabljeni funkciji definirani kot:

$$sign(x) := \begin{cases} -1 \rightarrow x < 0 \\ 0 \rightarrow x = 0 \\ 1 \rightarrow x > 0 \end{cases}$$

– funkcija signum in

$$sg(x) := \begin{cases} x \rightarrow x \geq 0 \\ 0 \rightarrow x < 0 \end{cases}$$

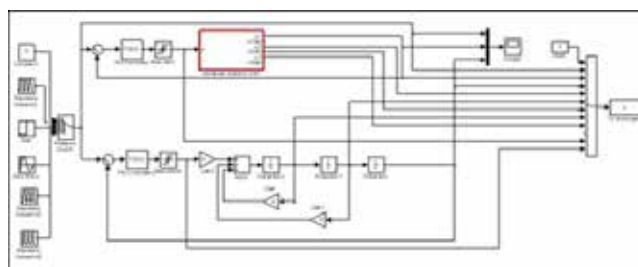
Pri zapisu modela za simulacijo pretoka v komori se izkaže vpliv pretoka skozi ventil. Pri dvostopenjskih servoventilih ima običajno velik vpliv dinamika drsnika ventila v drugi stopnji (slika 2). Uporabimo lahko različne modele, ki obravnavajo obnašanje drsnika z upoštevanjem trenja. Izkaže se, da je za verodostojno obravnavo delovanja v dinamičnem modelu smiselno v matematični model vključiti omejitev hitrosti samega drsnika. Proizvajalci servoventilov podajajo frekvenčne karakteristike ven-

tilov za različna obratovalna stanja (5 % odprtje, 40 ali 50 % odprtje in 100 % odprtje), iz katerih lahko določimo karakteristične vrednosti servoventilov. Pri najpogostejši obremenitvi določimo najvišjo možno hitrost drsnika in jo v modelu omejimo na 80 % maksimalne vrednosti.

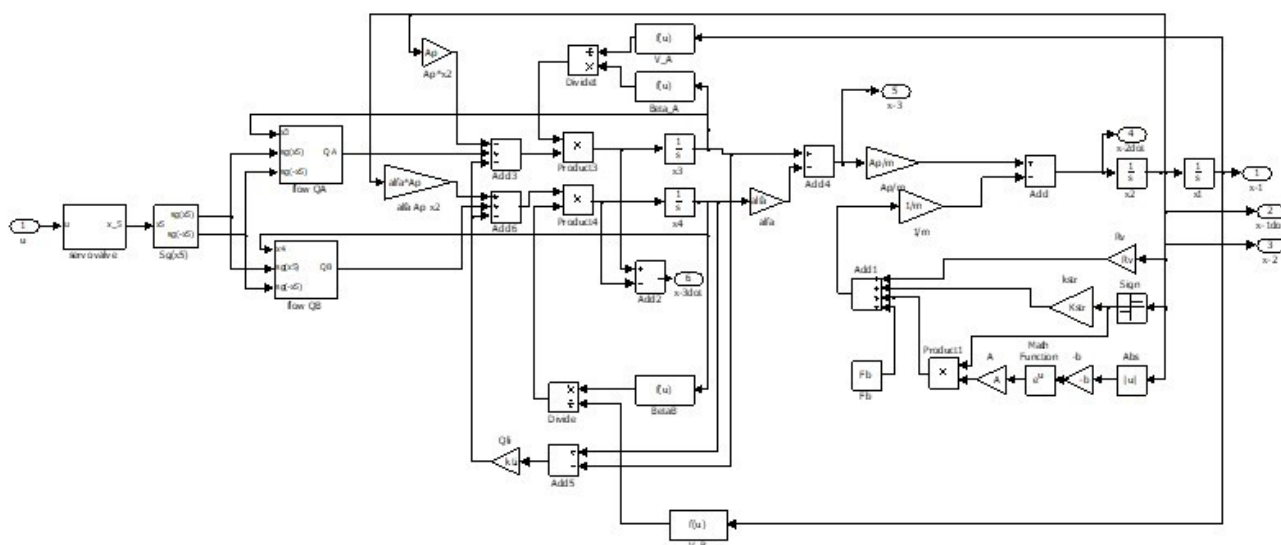
### 2.3 Simulacijski model v Matlab-Simulinku

Za izvedbo simulacije je uporabljen programski paket Matlab. V sklopu tega obsežnega programskega paketa je več enot, ki omogočajo kompleksno obravnavo problemov, temelječih na matematičnih zapisih različnih oblik enačb. Simulink je namenjen grafičnemu programiranju s pomočjo povezovanja blokov z različnimi operacijami. V bistvu predstavlja sodobno digitalno obliko analognega računalnika. Ker je programiranje grafično, bloke izbiramo v knjižnicah in jih grafično povezujemo v simulacijsko shemo. Zaradi razširjenosti uporabe predvsem v komercialne namene knjižnice s funkcijami pokrivajo širok spekter operacij, ki se v osnovi delijo na zvezne in diskretne.

Ker pri nelinearnih modelih rešujemo predvsem sisteme diferencialnih enačb, je grafični način zelo enostavno uporabljati. Možnost poimenovanja in definiranja spremenljivk omogoča gradnjo mode-



Slika 3 : Simulacijska shema sistema



Slika 4 : Shema podprograma za izračun nelinearnega modela v Matlab-Simulinku

lov, ki so lahko široko uporabni. Pred pričetkom izvedbe simulacije je torej potrebno vnesti spremenljivke, ki jih uporabljamo v programu, kar lahko naredimo s preprostim vnosom spremenljivk s pridodanimi vrednostmi v obliki zapisa, ki ga poznamo iz klasične matematike. Sam paket vsebuje tudi urejevalnik tovrstnih datotek, ki imajo sistemsko končnico ".m"

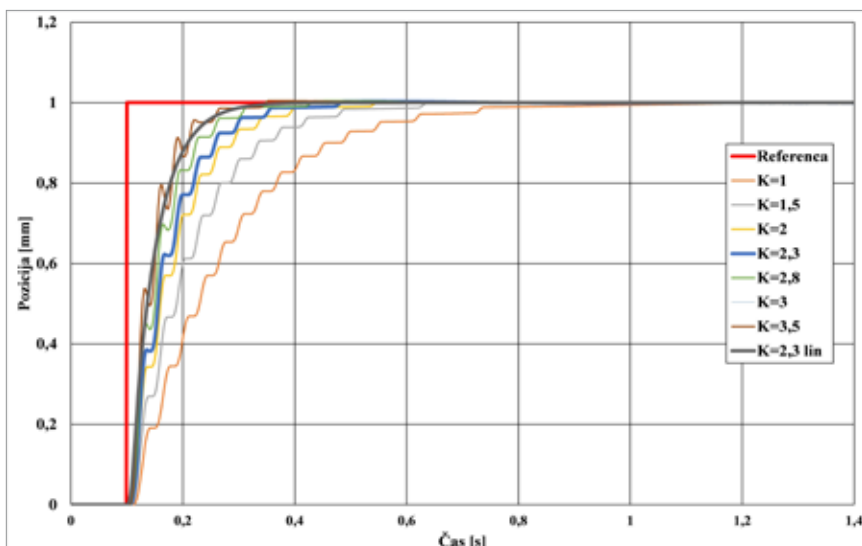
Operacije oziroma funkcije, ki niso definirane v naboru, ki ga uporablja Simulink, izvedemo s pomočjo bloka subgram ali function.

Slika 3 prikazuje simulacijsko shemo, s katero se preverja delovanje matematičnega modela, vključenega v testiranje celotnega sistema. Samemu matematičnemu modelu so dodani še regulator in generatorji želenih vrednosti.

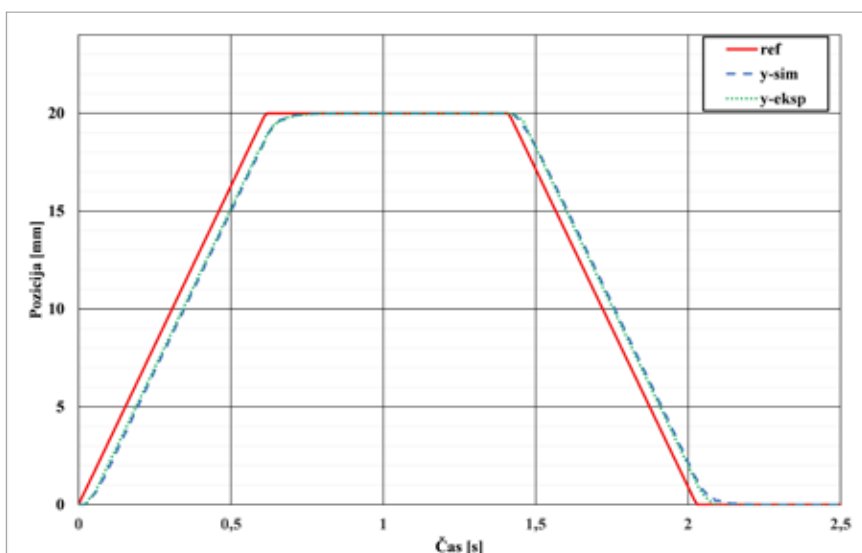
Slika 4 prikazuje podprogram za izračun nelinearnega sistema. Za izračun spremembe volumna v komori A in B, ki je na shemi prikazan kot funkcijski blok, sta bila uporabljena izraza (6, 7). Prav tako je upoštevana sprememba efektivnega modula stisljivosti, podanega v enačbah (4, 5).

### 3 Rezultati simulacije

Za potrebe preverjanja delovanja nelinearnega modela v programskem paketu Matlab-Simulink je model uporabljen za simulacijo pozicioniranja v zaprtem regulacijskem krogu. Za snovanje regulatorja je bil izbran P-regulator, ki zadovoljuje pogoju monotonega približevanja končni poziciji brez prenehaja. Za primerjavo je bil izdelan tudi lineariziran model sis-



Slika 5 : Odziv na skočno vhodno spremembo



Slika 6 : Primerjava rezultatov simulacije z eksperimentalnim rezultatom

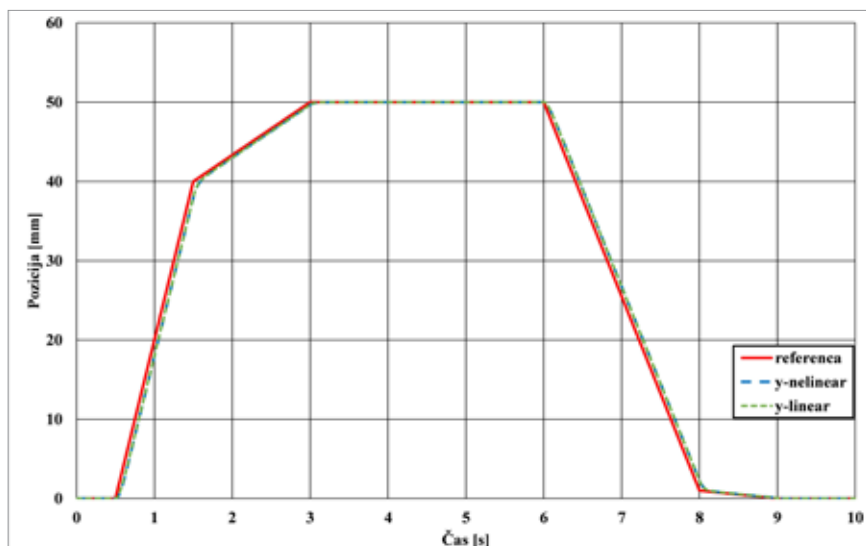
tema. V tabeli 1 so podane vrednosti, uporabljene v simulaciji, ki ustrezajo eksperimentalnemu sistemu, ki je uporabljen za verifikacijo simulacijskih rezultatov.

Za izvedbo primerjave najprej poiščemo začetne parametre regulatorja ob pogoju, da sistem ne

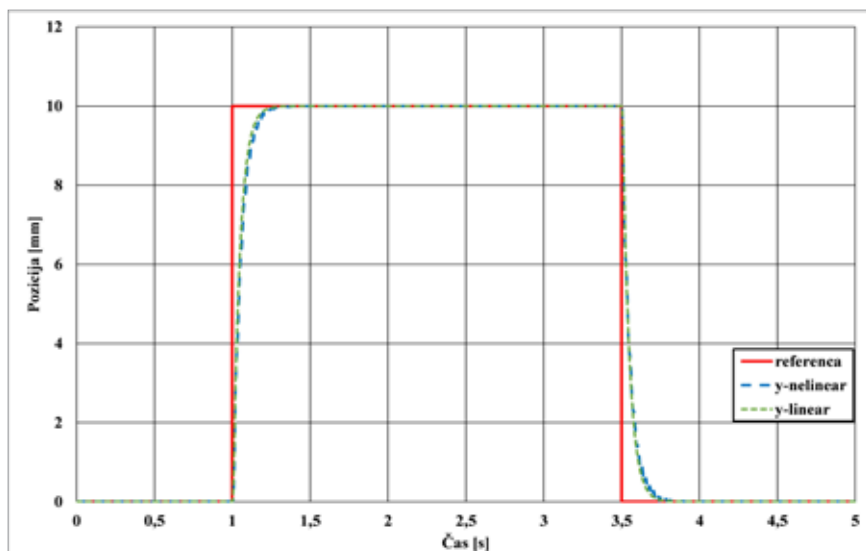
sme prekoračiti končne vrednosti (brez prenehaja). Za določitev uporabimo kot vhodno referenco najbolj neugoden potek referenčne v obliki skočnega signala (stopnica). Slika 5 prikazuje odziv na skočno spremembo z različnimi vrednostmi ojačanja P-regulatorja. Za razlikovanje primerjanih

Tabela 1 : Glavni parametri EHS-sistema

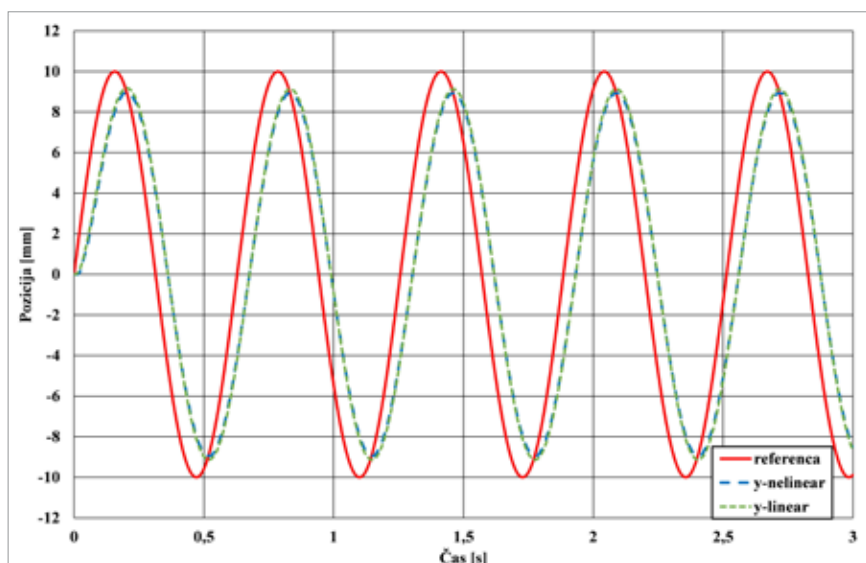
Par.	Vrednost	Par.	Vrednost	Par.	Vrednost	Par.	Vrednost
$A_p$	$6.4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$	$m$	200 kg	$F_{ext}$	[N]	$\rho_s$	210 bar
$\sigma_{vf}$	70 Ns/m	$V_t$	$131.85 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$	$k_L$	$3 \cdot 10^{-13} \text{ m}^5/\text{Ns}$		$850 \text{ kg}/\text{m}^3$
$F_{co}$	19.62 N	$\beta$	$1.5 \cdot 10^9 \text{ Pa}$	$C_d$	0.63	$k_v$	$5.53 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{V}$



Slika 7 : Primerjava lineariziranega in nelinearnega modela pri lomljenem trapeznem odzivu



Slika 8 : Primerjava lineariziranega in nelinearnega modela pri pravokotni referenci



Slika 9 : Primerjava lineariziranega in nelinearnega modela pri sinusni referenci

izbranih linij so vrednosti reference, lineariziranega in nelinearnega odziva modela pri enakem ojačanju P-regulatorja odebeljene.

Na *sliki 5* so odebeljeno narisani poteki vrednosti pomika gibajoče se mase, ki jih medsebojno primerjamo (referenca:  $K = 2,3$  nelinearni model,  $K = 2,3$  linearizirani model). Vidna je razlika med lineariziranim modelom in nelinearnim modelom (oba uporabljata P-regulator s  $K = 2,3$ ), ki je predvsem posledica nelinearnosti, ki jih predlagani nelinearni model upošteva. Izbor referenčne veličine skoka je bil izbran glede na najverjetnejše referenčne vrednosti pri realnih pogojih.

Verifikacijo matematičnega modela preverimo z eksperimentalnim rezultatom. Za primerjavo in verifikacijo nelinearnega modela je bilo izbrano ojačanje  $K_p = 2,3$ , ki je bilo uporabljeno tudi na preizkuševališču s skupno gibajočo se maso 200 kg. *Slika 6* prikazuje rezultat poti gibajoče se mase pri uporabi trapezne oblike zelene vrednosti.

S slike je razvidno, da se predlagani matematični model sklada z eksperimentalnim rezultatom, dobljenim na preizkuševališču. Pri sami verifikaciji modela je pomembno, da eksperiment odraža verjetno dogajanje v praksi, torej z realnimi vrednostmi (predvsem realne velikosti premikajoče se mase).

Razvoj matematičnih modelov, ki jih je možno uporabiti za različne primere uporabe, predstavlja dodatno orodje, ki ga inženir potrebuje pri reševanju tako enostavnih kot zelo zahtevnih primerov.

Pri razvijanju hidravličnih podajalnih pogonov je pogosto vprašanje pravilnosti izbire tako komponent kakor tudi strategij vodenja. V ta namen so prikazani modeli odlično orodje, ki omogočajo hitro preverjanje, dajejo pa tudi vpogled o primernosti izbora kakor tudi napotke za potrebne spremembe. *Slika 7* prikazuje

tipičen potek pomika za hidravlični servopogon, kjer si sledita hitri gib (grobo približevanje željeni končni poziciji) in počasni gib, ki zagotavlja točno doseganje končne pozicije brez prenehaja (nižja hitrost). Nikakor pa ni nepomemben tudi povratni gib, ki mnogokrat predstavlja večjo težavo kot delovni gib (zmanjšanje obremenitve).

Sliki 8 in 9 prikazujeta primerjavo pri pravokotni in sinusni obliki zelene referenčne vrednosti. Tovrstni referenčni signali so pogosti pri uporabi hidravličnih servopogonov v testnih napravah za testiranje lastnosti materialov ali komponent in sklopov.

### 4 Zaključek

Sodobni razvojni postopki zahtevajo kratek čas razvoja posameznega izdelka, zato so vsa orodja in postopki, ki omogočajo časovni prihranek, še kako pomembni. Obstoječe tehnike, predvsem pa nagel razvoj računalniških tehnologij, omogočajo snovanje novih, hitrejših oblik simulacij obnašanja realnih sistemov. Na trgu je sorazmerno velika izbira komercialnih programov, ki omogočajo tako celostno obravnavo sistemov kakor tudi obravnavo specifičnih pojavov. Kompleksnost samih modelov določa hitrost in zanesljivost simulacije, zato je preverjanje na realnih objektih (tudi modelih realnih objektov) izrednega pomena. Komercialni programi so pripravljene tako, da pokrijejo čim širše področje uporabe, pogosto ponujajo tudi že izdelane matematične module za simulacijo posameznih (tudi hidravličnih) komponent. Zaradi svojega univerzalnega pristopa pa je posledica kompromisa tudi opustitev posameznih specifičnih nelinearnosti.

Elektrohidravlični podajalni pogoni so zaradi svoje specifične uporabe še posebej zanimivi tako iz raziskovalnega kot tudi uporabnega stališča. Obravnavana nelinearnosti, ki so značilne za te pogone, pa je včasih lahko tudi problematična. Zato so v prispevku predstavljeni pristopi in uporabljene nelinearnosti, ki vplivajo na realen potek obnašanja pozicionirnega sistema. Glede na izkušnje pri snovanju različnih vrst regulacijskih algoritmov in praktične izkušnje na eksperimentalnem modelu se izkažejo nekatere rešitve za pomembnejše kot druge. V članku prikazani model predstavlja kompromis, ki ga avtor mora postaviti pri iskanju optimalne rešitve, vendar pa se je potrebno zavedati posledic, ki iz tega izhajajo.

Predlagani model predstavlja kompromis med funkcionalnostjo in natančnostjo. V bistvu pri simulacijah uporabimo matematični model, predstavljen s sistemom enačb, ki jih je možno reševati na različne načine. Uporaba že potrjenih komercialnih rešitev je zato dobrodošla, saj skrajša razvojni čas. Odločitev vsakega uporabnika pa je torej odvisna od poznavanja že obstoječih orodij in možnosti implementacije za reševanje matematičnega problema, podanega z modelom.

Pri snovanju in preizkušanju različnih načinov vodenja zlasti pri servohidravličnih podajalnih pogonih se je izkazal predstavljeni model kot zelo uporaben tako v fazi primerjanja posameznih strategij vodenja (vrst regulatorjev) kakor tudi ob iskanju optimalnih parametrov izbranih strategij (parameter tuning). Prav poseben pomen ima pri ročnem iskanju optimalnih parametrov, saj bistveno skrajša optimiranje na realnem sistemu.

Za okolje simulacije izbranega sistema je bil uporabljen programski paket Matlab z grafičnim orodjem Simulink, ki omogoča hitro in enostavno preverjanje in določanje posameznih parametrov. Na tržišču je več podobnih orodij, ki omogočajo izvedbe simulacij z opisanim matematičnim modelom (npr. Scilab).

### Literatura

- [1] Merritt, H. E., Hydraulic Control Systems. Wiley, NewYork (1967).
- [2] Jelali, M., Kroll, A., Hydraulic Servo-systems: modelling, identification and control, Springer -Verlag, London, Berlin, Heidelberg (2003).
- [3] Lovrec, D., Uvod v hidravlično pogonsko-krmilno tehniko, Univerzitetna založba Univerze v Mariboru (2018).
- [4] Lovrec, D., Tič, V., Hidravlika za mehatronike, Univerzitetna založba Univerze v Mariboru (2018).
- [5] Kovari, A. (2015), Effect of Leakage in Electrohydraulic Servo Systems Based on Complex Nonlinear Mathematical Model and Experimental Results, Acta Polytechnica Hungarica, vol. 12, no. 3, p. 129-146.
- [6] Zulfatman, R., A. and M. F. Rahmat (2009), Modeling and controller design of electro-hydraulic actuator. Proceeding of the 2nd International Conference on Control, Instrumentation and Mechatronic Engineering, June 9-9, UTM Publisher, Malacca, Melaka, Malaysia, pp. 225-231.
- [7] Wang, Z., J. Shao, J. Lin and G. Han (2009), Research on controller design and simulation of electrohydraulic servo system. Proceeding of the International Conference on Mechatronic and Automation, Aug. 9-12, IEEE Xplore Press, Changchun, pp. 380-338. DOI: 10.1109/ICMA.2009.5245095.
- [8] Detiček, E., Kastrevc, M., Design of Lyapunov Based Nonlinear Position Control of Electrohydraulic Servo Systems. Journal of Mechanical Engineering. 62, 3(2016), pp. 163-170.
- [9] Kastrevc, M., Detiček, E., The nonlinear mathematical model of electrohydraulic position servo system. Conference proceedings. 1st ed. Maribor: University of Maribor Press, 2017, pp. 163-173.

- [10] Lopez, C. P. (2014), Matlab Control System Engineering, Apress Academic, Springer Verlag, London, Berlin, Heidelberg.
- [11] Bang, B., J. Draxler, and G. James (1990), Dynamic Hydraulic System Simulation – An Integrated Approach, SAE Technical Paper 902003.
- [12] Wright, H., Alleyne, A., Liu, R. (1997), On the stability and performance of two-state hydraulic servo valves, Proceedings of the ASME Dynamic Systems and Control Division, vol. 63, p. 215–222.

## A nonlinear model of positioning electrohydraulic servo drive

### Abstract:

The highly nonlinear nature of the electrohydraulic servo system is well known. The main reasons for nonlinear and non-differentiable mathematical descriptions of systems dynamics are fluid compressibility, leakage flows, friction forces, and nonlinear fluid flow through servo valve orifices.

Accurate nonlinear mathematical models based on physical analysis are necessary for the construction of computer simulation models. These models are used for detailed analysis of nonlinear dynamic behavior and the development of different control strategies.

### Keywords:

electrohydraulic servo system, nonlinear mathematical modeling, computer simulation

### Zahvala

Predstavljeni rezultati so del raziskave načrtovanja nelinearnih načinov vodenja v sklopu raziskovalnega projekta J2-7631 Optimalno projektiranje oblike linijskih konstrukcij z nelinearnim odzivom. Avtor se zahvaljuje za vso nudeno pomoč pri izvedbi raziskave.

# gorenje

## Razvoj pralnih in sušilnih strojev

Želite postati del enega največjih razvojnih centrov pri nas? Skupina Hisense, družba Gorenje, d.o.o. v kratkem odpira v Velenju nov razvojni center in k sodelovanju vabi nove sodelavce.

**VODILNI INŽENIR (m/ž) - strojništvo**

**VODILNI INŽENIR (m/ž) - elektrotehnika**

#### Opis DM:

- opravlja dela razvoja aparatov, komponent in sklopov aparatov ali razvoja produktivnih tehnologij
- sodeluje z ekipo sodelavcev na svojem strokovnem področju
- sodeluje v interdisciplinarnih razvojnih ekipah
- opravlja strokovne analize in pri delu uporablja strokovne metodologije
- samostojno opravlja vsa ostala dela iz delovnega področja, ki ustrezajo njegovi strokovni izobrazbi, znanju in sposobnostim ter so povezana z deli in opravili, navedenimi v opisu delovnega mesta

#### Kandidatom nudimo:

- dinamično projektno delo s poudarkom na inovativnosti
- delo v prijetnem, mlademu internacionalnem in ambicioznem kolektivu
- zaposlitev za nedoločen čas s poskusno dobo 6 mesecev
- možnost stalnega izobraževanja ter pridobivanja novih znanj in izkušenj

**Prijave:** irena.permansek@gorenje.com

ID 5916



ID 5917

