

NELINEARNA REGULACIJA HITROSTI ELEKTROHIDRAVLICNEGA ROTACIJSKEGA SERVOPOGONA

Mitja Kastrevc, Edvard Detiček

Povzetek:

V članku je predstavljena zasnova nelinearne regulacije hitrosti elektrohidravličnega rotacijskega servosistema z uporabo Lyapunove teorije nelinearnih sistemov. Zaradi zelo nelinearne narave elektrohidravličnega servosistema običajne strategije vodenja večinoma ne morejo doseči želenih ciljev. Postopki nelinearnega vodenja so zato predmet številnih raziskav doma in po svetu. Sodobne strategije vodenja se morajo ustrezno odzvati na nelinearnosti v sistemu ter s tem izboljšati odziv celotnega sistema.

Prikazani postopek načrtovanja poteka v dveh delih. Najprej se s pomočjo povratnozančne linearizacije nelinearni matematični opis dinamike pretvori v linearno obliko. Sledi postopek vzvratnega prestopa integratorjev, ki spremeni celoten regulacijski krog v serijo regulacijskih podsistemov, t. i. virtualnih regulacijskih krogov.

Dokazano je, da lahko oba postopka v tehniki uspešno uporabimo za stabilizacijo katere koli izbrane delovne točke sistema. Vsi izpeljani rezultati so potrjeni z računalniško simulacijo nelinearnega matematičnega modela sistema. Nelinearni matematični model sistema vsebuje veliko nelinearnih členov, ki vplivajo tudi na dinamične napake sistema.

Raziskave, predstavljene v prispevku, kažejo na velik potencial postopkov nelinearnega vodenja, ki temeljijo na teoriji Ljapunova.

Ključne besede:

elektrohidravlični servopogon, nelinearna regulacija, Ljapunova teorija, integrator korak nazaj (backstepping), računalniška simulacija

1 Uvod

Elektrohidravlične servosisteme najdemo v številnih sodobnih industrijskih aplikacijah zaradi sposobnosti obvladovanja velikih vztrajnostnih in navornih obremenitev ter hkrati doseganja hitrih odzivov in visoke stopnje natančnosti in zmogljivosti. Tipične aplikacije vključujejo predelavo plastike, industrijske robote, letala, simulatorje letenja, vozila za malico, simulatorje letenja, plavajoče žerjave [1], testne sisteme in številne vojaške aplikacije. Odvisno od zahtev lahko elektrohidravlične servopogone razvrstimo v pozicionirne, hitrostne in momentne (navorne).

Članek predstavlja način projektiranja elektrohidravličnega rotacijskega servopogona z regulacijo vrtilne hitrosti. Pristop je prikazan tako, da ga

je možno aplicirati na kakršnem koli elektrohidravličnem pogonu. Temeljni pristop je v tem, da s pomočjo računalniške simulacije določimo komponente sistema ter preverimo njihovo dinamično obnašanje. Da so simulacije čim bolj verodostojne, uporabimo nelinearne modele, ki čim bolj podobno posnemajo realno dinamiko ciljnega sistema. Pristop k snovanju nelinearnega modela je bil opisan za linearni podajalni sistem [2], zato je v tem prispevku pokazana razlika z rotacijskim pogonom.

Pri snovanju regulatorjev lahko uporabimo linearno teorijo, ki služi kot osnova in je podana v literaturi [3]. Kot osnovno obliko uporabimo najpogostejšo obliko strukture regulatorja PID, ki jo najpogosteje srečujemo tudi v praksi. Za načrtovanje je pomembno tudi to, da v sklopu računalniških simulacijskih paketov, ki so namenjeni za tovrstne simulacije, obstajajo tudi dodatki za optimiranje. Ti načrtovalcu omogočajo pravilno nastavitve parametrov, ki delujejo optimalno v izbrani okolici delovne točke. Takšna optimizacija je v tujini poznana kot »tuning«.

Doc. dr. Mitja Kastrevc, univ. dipl. inž., doc. dr. Edvard Detiček, univ. dipl. inž., oba Univerza v Mariboru, Fakulteta za strojništvo

Za uspešno izvedbo zaprtozančne regulacije hitrosti je pomemben izbor naprave, ki bo sposobna dosegati želene cilje, čeprav je dinamika elektrohidravličnega servosistema zelo nelinearna. Prav nelinearnost pogosto povzroča težave pri uporabi klasičnih regulatorjev, temelječih na klasični linearni teoriji, zato je potrebno uporabiti nelinearne postopke načrtovanja. Takšni pristopi uporabljajo princip povratne linearizacije z uporabo koraka nazaj (ang. Backstepping), ki v bistvu kompenzira določene nelinearnosti in s tem izboljšuje dinamično obnašanje sistema. Z uporabo simulacije nelinearnega matematičnega modela sistema se potrdi dobro delovanje tovrstnega regulatorja.

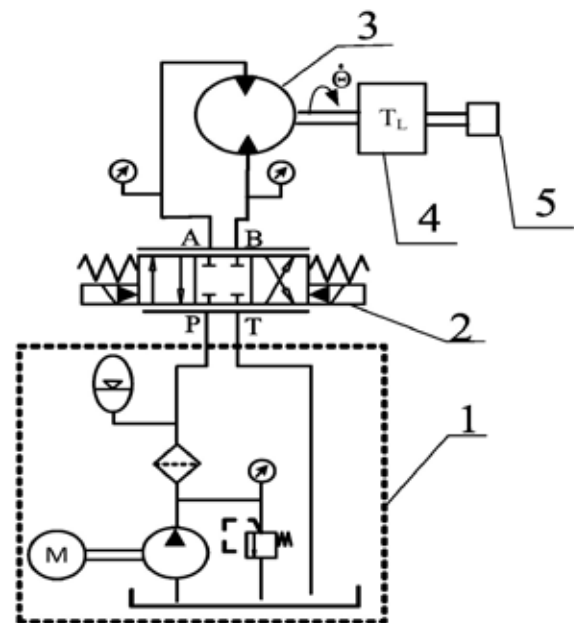
Temeljni koncept metode korak nazaj je prikazal avtor Krstić s soavtorji v svoji knjigi [4]. Pristop, ki se osredotoča na problem stabilizacije v stohastičnih nelinearnih sistemih, je razvit v dodatku te knjige. Metoda koraka nazaj je predstavljena tudi v [5], [6], [7], [8] in [9], kjer je ta tehnika podrobno razložena za primer regulacije in sledenja.

Linearizacija s povratno zvezo uporablja spremembo koordinat in povratno kontrolo za pretvorbo danega nelinearnega sistema v ekvivalentni linearni sistem. Velika prednost tovrstnega pristopa linearizacije je povezana s kompenzacijo (krajšanjem posameznih nelinearnosti), ki se uvedejo v procesu načrtovanja. Nekatere vrste nelinearnosti namreč lahko pozitivno vplivajo na stabilnost sistema. Njihova kompenzacija lahko povzroči nestabilnost samega sistema. Po drugi strani korak nazaj predstavlja rekurzivno metodo načrtovanja, ki se lahko uporablja za sisteme v obliki stroge povratne zveze z nelinearnostmi, ki niso omejene z linearnimi mejami. Ob vsakem koraku se določi nova Lyapunova funkcija (ang. Control Lyapunov function - CLF) z razširitvijo CLF iz prejšnjega koraka s členom, ki upošteva napako med »virtualno regulacijo« in njegovo želeno vrednostjo, tako imenovano stabilizacijsko funkcijo. Velika prednost je določitev funkcije Lyapunova, katere odvod lahko postane negativen. Metoda je prav tako manj restriktivna kot linearizacijska metoda zlasti pri kompenzaciji nekaterih nelinearnosti (koristne nelinearnosti).

2 Matematični model

Rotacijski servopogon je sestavljen iz hidravličnega napajalnika, npr. hidravlična črpalka s konstantno iztisinno z razbremenilnim ventilom in akumulatorjem, servoventilom za regulacijo pretoka (SV), hidravličnim motorjem, senzorjem vrtilne hitrosti in elektronsko krmilno enoto (slika 1).

Za načrtovanje zaprtozančnega regulatorja je potrebno postaviti matematični model celotnega sistema. Najprej zapišemo enačbo momenta na gredi hidravličnega motorja, ki nastane zaradi delovanja tlaka na njegove notranje elemente. Pri tem bomo,



Slika 1 : Shema elektrohidravličnega rotacijskega servopogona, kjer je 1 - hidravlični napajalni agregat, 2 - elektrohidravlični servoventil, 3 - hidravlični motor, 4 - breme in 5 - senzor vrtilne hitrosti.

podobno kot pri hidravličnem valju, obravnavali motor, kot da ima le levo in desno prostorninsko komoro. Moment na gredi motorja je tako produkt tlačne razlike in volumetričnega zasuka motorja in ga prikažemo z enačbo (1):

$$T_m = D_m (p_1 - p_2) \quad (1)$$

Pri tem so D_m iztisinna motorja, p_1 , p_2 tlak leve oziroma desne komore motorja in T_m moment motorja. Sedaj zapišemo gibalno enačbo (2) za rotacijsko gibanje gredi motorja, tako da zanemarimo Coulombovo trenje in trenje lepljenja na podlago. Uporabimo drugi Newtonov zakon:

$$D_m (p_1 - p_2) = J \cdot \ddot{\Theta} + B \cdot \dot{\Theta} + T_L \quad (2)$$

Pri tem je J vztrajnostni moment rotirajočih mas motorja, $\ddot{\Theta}$ kotna hitrost gredi, B koeficient viskoznega trenja in T_L moment zunanjega bremena motorja.

Sedaj zapišemo še kontinuitetni enačbi (3) za levo in desno polovico hidravličnega motorja:

$$\begin{aligned} \frac{V_1}{\beta_1} \dot{p}_1 &= -D_m \cdot \dot{\Theta} - k_L \cdot (p_1 - p_2) + Q_1 \\ \frac{V_2}{\beta_2} \dot{p}_2 &= D_m \cdot \dot{\Theta} + k_L \cdot (p_1 - p_2) - Q_2 \end{aligned} \quad (3)$$

kjer je V skupni volumen in velja $V_1 = V_2 = \frac{V}{2}$ in $\beta_1 = \beta_2 = \beta$ ter k_L koeficient lekaže (puščanja).

Če upoštevamo še, da je napajalni tlak $p_s = p_1 + p_2$ in tlak v rezervoarju $p_T \cong 0$ ter da velja še, da sta delovni pretok $Q_L = \frac{1}{2}(Q_1 + Q_2)$ in delovni tlak $p_L = p_1 = p_2$. Če enačbi (3) odštejemo in vpeljemo izraza za Q_L in p_L , dobimo enačbo (4):

$$\frac{V}{4\beta} \dot{p}_1 + D_m \cdot \dot{\Theta} + k_L \cdot p_L = Q_L \quad (4)$$

Če zapišemo Bernoulijevo enačbo toka skozi dušilne odprtine druge stopnje servoventila (ob predpostavki zanemarljivega puščanja), dobimo enačbo (5) v naslednji obliki:

$$Q_L = C_d A_{sv} \sqrt{\frac{p_s - p_L \text{sign}(A_{sv})}{\rho}} \quad (5)$$

kjer je C_d pretočni koeficient, ρ gostota medija in A_{sv} presek odprtja SV.

Končno je potrebno zapisati še vpliv SV, ki električni signal pretvarja (odprtje drsnika v drugi stopnji - A_{sv}) v delovni pretok Q_L .

Za izbor oblike srečamo v literaturi več možnosti, kot je bilo to izvedeno v [2]. Za izbor modela je odločilno razmerje med lastno frekvenco SV in lastno frekvenco hidravličnega motorja z bremenom.

Za hidravlični motor z bremenom s podatki: $D_m = 0.72 \cdot 10^{-6}$ [m³/rad], $V_t = 2.7121 \cdot 10^{-5}$ [m³] in $J_t = 3.4 \cdot 10^{-3}$ [kgm²] določimo lastno frekvenco hidravličnega dela po enačbi (6):

$$\omega_H = \sqrt{\frac{4\beta \cdot D_m^2}{J_t \cdot V_t}} = 88,68 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] \rightarrow 14,11 [\text{Hz}] \quad (6)$$

Lastno vrednost frekvence SV lahko dobimo iz karakterističnih podatkov, ki jih poda proizvajalec [10], ali pa jo določimo z eksperimentalnim merjenjem. V primeru opisanega sistema je torej potrebna višja lastna frekvenca SV (več kot 150 Hz). Ker SV, ki so na voljo na trgu, presegajo to mejo, uporabimo model sistema prvega reda ali celo proporcionalni model. V tem prispevku bo poudarek na izbranem modelu sistema prvega reda v obliki enačbe (7):

$$\tau_{sv} \cdot \dot{A}_{sv} + A_{sv} = K_{sv} \cdot u \quad (7)$$

kjer je K_{sv} ojačanje servoventila in τ_{sv} časovna konstanta.

Sedaj zapišemo enačbe (8), ki predstavljajo dinamiko celotnega hidravličnega sistema v obliki:

$$\begin{aligned} J_t \cdot \ddot{\Theta} + B \cdot \dot{\Theta} + T_L &= D_m p_L \\ \dot{p}_L &= \frac{dp_L}{dt} = \frac{2\beta}{V_0} \left[\frac{C_d \cdot A_{sv}}{\sqrt{\rho}} \sqrt{P_s - p_L \cdot \text{sign}(A_{sv})} - \right. \\ &\left. D_m \cdot \dot{\Theta} - C_L \cdot p_L \right] \end{aligned} \quad (8)$$

$$\tau_{sv} \cdot \dot{A}_{sv} + A_{sv} = K_{sv} \cdot u$$

Enačbo (8) preoblikujemo v enačbo (9):

$$\ddot{\Theta} = \frac{D_m}{J_t} \cdot p_L - \frac{B}{J_t} \cdot \dot{\Theta} - \frac{T_L}{J_t} \quad (9)$$

$$\dot{p}_L = \left(\frac{2\beta \cdot C_d}{V_0 \sqrt{\rho}} \sqrt{P_s - p_L} \right) A_{sv} - \frac{2\beta}{V_0} D_m \cdot \dot{\Theta} - \frac{2\beta}{V_0} C_L \cdot p_L$$

$$\dot{A}_{sv} = -\frac{1}{\tau_{sv}} A_{sv} + \frac{K_{sv}}{\tau_{sv}} \cdot u$$

Če vstavimo za $x_1 = \dot{\Theta}$, $x_2 = p_L$, in $x_3 = A_{sv}$, kot spremenljivke dobimo nelinearni zapis tretjega reda v obliki enačb (10):

$$\dot{x}_1 = -a_1 x_1 + a_2 x_2 - a_3 \quad (10a)$$

$$\dot{x}_2 = -a_4 x_1 - a_5 x_2 + a_6 \left(\sqrt{P_s - p_L} \right) \quad (10b)$$

$$\dot{x}_3 = -a_7 x_3 + a_8 u \quad (10c)$$

kjer so konstante v enačbi (7):

$$a_1 = \frac{B}{J_t}, a_2 = \frac{D_m}{J_t}, a_3 = \frac{T_L}{J_t}, a_4 = \frac{2\beta}{V_0} D_m,$$

$$a_5 = \frac{2\beta}{V_0} C_L, a_6 = \frac{2\beta \cdot C_d}{V_0 \sqrt{\rho}}, a_7 = \frac{1}{\tau_{sv}} \text{ in } a_8 = \frac{K_{sv}}{\tau_{sv}}$$

3 Snovanje nelinearnega regulatorja

Problem zasnove regulatorja je, da želimo zagotavljanje asimptotične stabilnosti v izbrani okolici delovne točke. Ob predpostavki, da so na voljo informacije o celotnem stanju, je prednostna tehnika za rešitev tega problema korak nazaj (ang. Backstepping). Korak nazaj je tehnika za načrtovanje posebnih nelinearnih sistemov. Za stabilno delovanje sistema je potrebno kompenzirati nelinearnosti sistema. Zaradi te rekurzivne strukture lahko načrtovalec začne proces načrtovanja pri znanem stabilnem sistemu in kompenzira nelinearnosti, ki postopoma stabilizirajo vsak naslednji podsistem. Postopek se zaključi, ko je dosežen končni korak vpeljave zunanega regulacijskega signala.

Postopek poteka po korakih, znotraj vsakega koraka so še trije notranji koraki. Najprej definiramo virtualno regulacijo za prvo enačbo sistema (10a), pri tem si zamislimo, kot da je regulirna veličina spremenljivka iz naslednje enačbe x_2 , ki nastopa v prvi enačbi v obliki člena $a_2 x_2$ (Lee&Tsao [6]). Za lažjo pisavo referenčno vrednost hitrosti $\dot{\Theta}_r$ zamenjamo z r .

Definiramo negativne pogreške za zapisani sistem enačb (10a,10b, in 10c) in dobimo sistem enačb (11).

$$\begin{aligned} z_1 &= x_1 - r & \rightarrow & x_1 = z_1 + r \\ z_2 &= x_2 - \alpha_1 & \rightarrow & x_2 = z_2 + \alpha_1 \\ z_3 &= x_3 - \alpha_2 & \rightarrow & x_3 = z_3 + \alpha_2 \end{aligned} \quad (11)$$

Korak 1

Definiramo prvi negativni pogrešek in njegov odvod v obliki enačbe (12):

$$\begin{aligned} z_1 &= x_1 - r & \rightarrow & x_1 = z_1 + r \\ \dot{z}_1 &= \dot{x}_1 - \dot{r} = -a_1 x_1 + a_2 x_2 - \dot{r} \end{aligned} \quad (12)$$

Definiramo kandidatko regulacijske Ljapunove funkcije (CLF) z enačbo (13):

$$V_1 = \frac{1}{2} z_1^2 \quad (13)$$

V enačbo (13) vstavimo definiran negativni pogrešek z_1 in tvorimo odvod Ljapunove funkcije - enačba (14):

$$\dot{V}_1 = z_1 \dot{z}_1 = (x_1 - r) \cdot (-a_1 x_1 + a_2 x_2 - a_3 - \dot{r}) \quad (14)$$

Za spremenljivko x_2 vstavimo $x_2 = z_2 + \alpha_1$ in dobimo enačbo (15):

$$\begin{aligned} \dot{V}_1 &= z_1 \dot{z}_1 = (x_1 - r) \left(-a_1 x_1 + a_2 (z_2 + \alpha_1) - a_3 - \dot{r} \right) = \\ &= z_1 \left(-a_1 x_1 + a_2 z_2 + a_2 \alpha_1 - a_3 - \dot{r} \right) \end{aligned} \quad (15)$$

Sedaj definiramo prvi virtualni regulacijski predpis iz enačbe (15) in dobimo enačbo (16):

$$\alpha_1 = \frac{1}{a_2} \left[(a_1 - k_1) x_1 + k_1 r + \dot{r} + a_3 \right] \quad (16)$$

Sedaj vstavimo zapis α_1 v enačbo (15) in dobimo enačbo (17):

$$\dot{V}_1 = a_2 z_1 z_2 - k_1 z_1^2 \quad (17)$$

kjer je $k_1 > 0$.

Korak 2

Tvorimo drugi pogrešek in njegov odvod - enačba (18):

$$\begin{aligned} z_2 &= x_2 - \alpha_1 \\ \dot{z}_2 &= \dot{x}_2 - \dot{\alpha}_1 \end{aligned} \quad (18)$$

V enačbo odvoda drugega pogreška vstavimo enačbo (10b) in dobimo enačbo (19):

$$\dot{z}_2 = \dot{x}_2 - \dot{\alpha}_1 = \left(-a_4 x_1 - a_5 x_2 + (a_6 \sqrt{P_s - x_2}) x_3 \right) - \dot{\alpha}_1 \quad (19)$$

Tvorimo drugo funkcijo Lyapunova, ki je razširitev prve, in dobimo enačbo (20):

$$V_2 = V_1 + \frac{1}{2} z_2^2 \quad (20)$$

Odvajamo enačbo (20) in dobimo enačbo (21):

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 + z_2 \dot{z}_2 = -k_1 z_1^2 + z_2 \left[a_2 z_1 - a_4 x_1 - a_5 x_2 + a_6 \sqrt{P_s - x_2} z_3 + a_6 \sqrt{P_s - x_2} \alpha_2 - \dot{\alpha}_1 \right] \quad (21)$$

Definiramo še zapis drugi virtualni regulacijski predpis - enačba (22):

$$\alpha_2 = \frac{1}{a_6 \sqrt{P_s - x_2}} \left[-a_2 z_1 + a_4 x_1 + a_5 x_2 + \dot{\alpha}_1 - k_2 z_2 \right] \quad (22)$$

Vstavimo dobljeni izraz v enačbo (21) in dobimo enačbo (23):

$$\dot{V}_2 = -k_1 z_1^2 - k_2 z_2^2 + (a_6 \sqrt{P_s - x_2}) z_2 z_3 \quad (23)$$

kjer sta $k_1 > 0$ in $k_2 > 0$.

Korak 3

Tvorimo tretji pogrešek in njegov odvod - enačba (24):

$$\begin{aligned} z_3 &= x_3 - \alpha_2 \\ \dot{z}_3 &= \dot{x}_3 - \dot{\alpha}_2 \end{aligned} \quad (24)$$

V enačbo odvoda tretjega pogreška vstavimo enačbo (10c) in dobimo enačbo (25):

$$V_3 = V_2 + \frac{1}{2} z_3^2 \quad (25)$$

Poiščemo odvod enačbe (25) in dobimo enačbo (26):

$$\begin{aligned} \dot{V}_3 &= -k_1 z_1^2 - k_2 z_2^2 + (a_6 \sqrt{P_s - x_2}) z_2 z_3 + \\ &+ z_3 \left[(-a_7 x_3 + a_8 u) - \dot{\alpha}_2 \right] = -k_1 z_1^2 - k_2 z_2^2 + \\ &+ z_3 \left[(a_6 \sqrt{P_s - x_2}) z_2 - a_7 x_3 + a_8 u - \dot{\alpha}_2 \right] \end{aligned} \quad (26)$$

Sedaj lahko določimo končni regulacijski predpis v obliki enačbe (27):

$$u = \frac{1}{a_8} \left[- (a_6 \sqrt{P_s - x_2}) z_2 + a_7 x_3 + \dot{\alpha}_2 - k_3 z_3 \right] \quad (27)$$

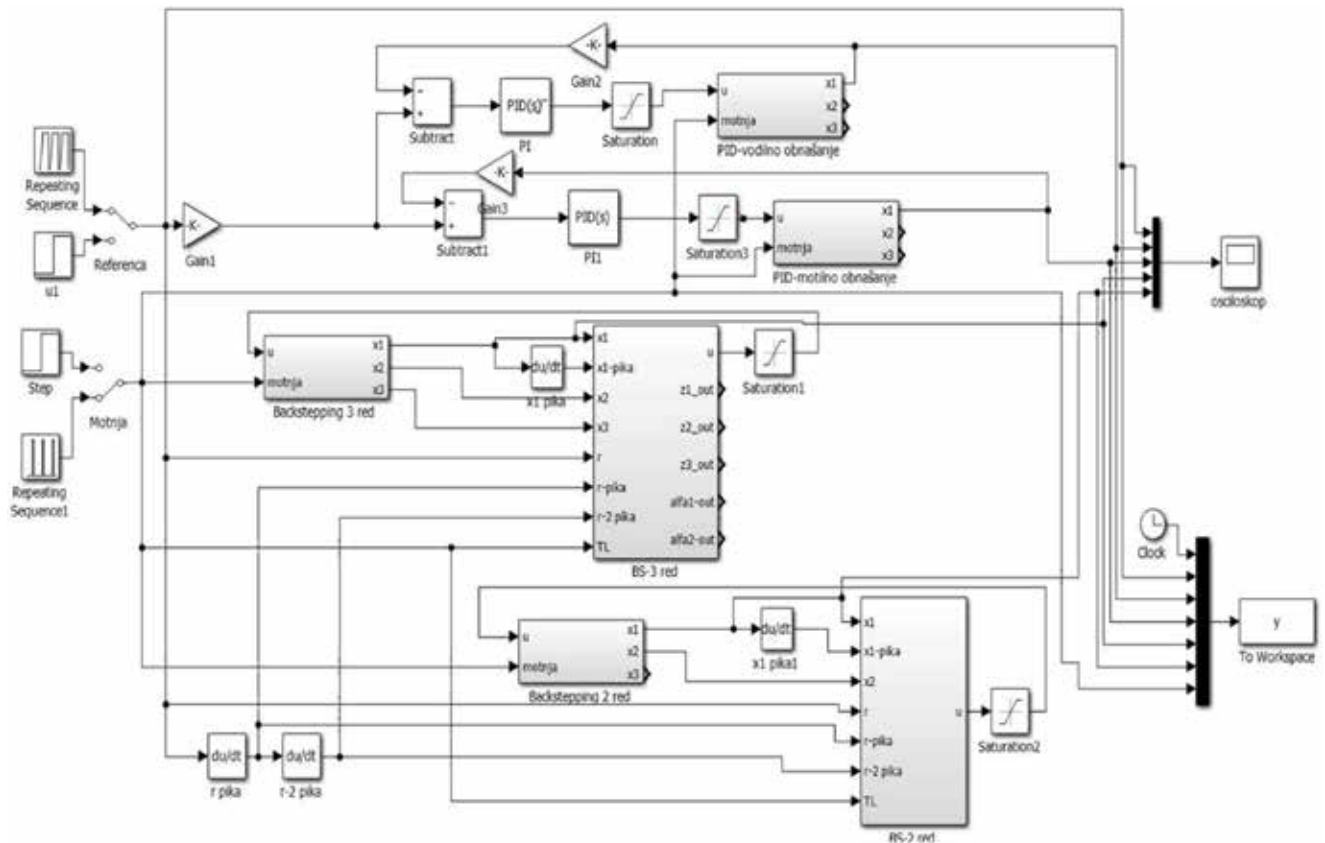
Sedaj vstavimo enačbo (27) v enačbo (26) in dobimo enačbo (28):

$$\dot{V}_3 = -k_1 z_1^2 - k_2 z_2^2 - k_3 z_3^2 \quad (28)$$

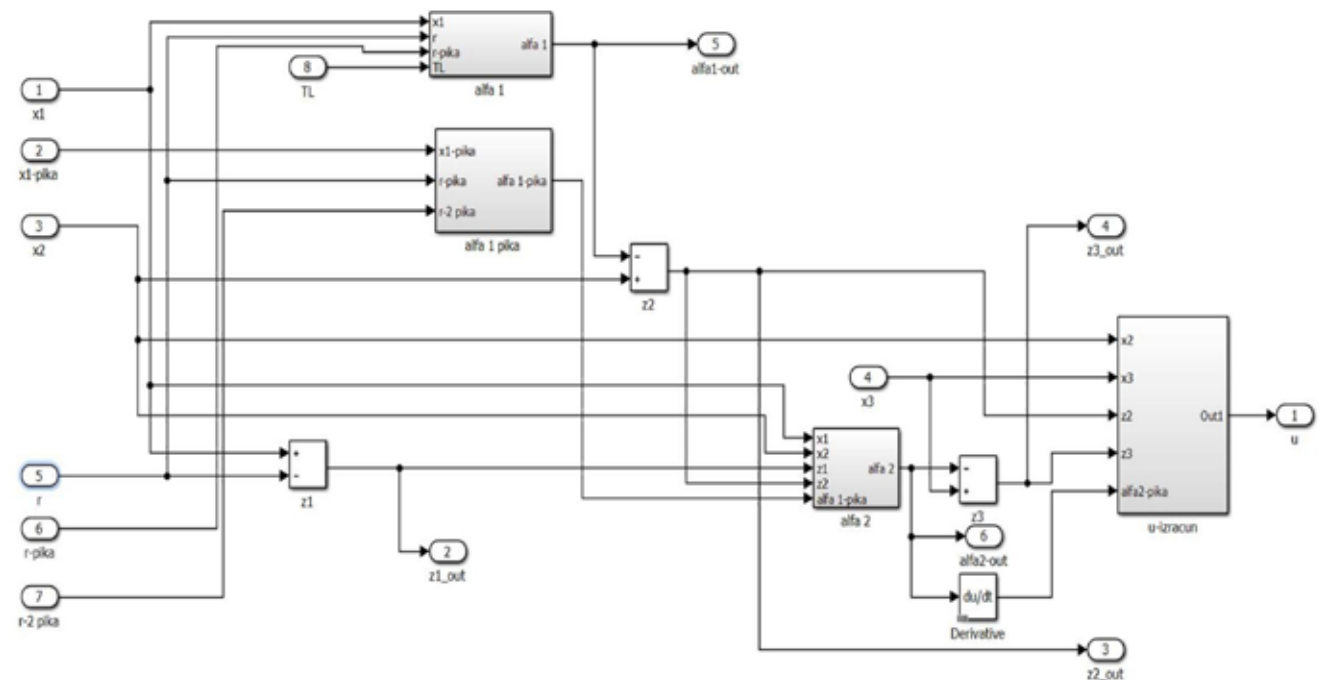
kjer velja, da so $k_1, k_2, k_3 > 0$.

4 Rezultati simulacije

Za preverjanje delovanja nelinearnega regulatorja in primerjave z linearnim PID-regulatorjem je upo-



Slika 2 : Simulacijska shema v okolju Matlab-Simulink



Slika 3 : Simulacijska shema bloka za izračun nelinearnega regulatorja

rabljen računalniški programski paket Matlab-Simulink. Slika 2 prikazuje simulacijski sistem, ki ga sestavljajo bloki in programski bloki z zapisi nelinearnega sistema in nelinearnih regulatorjev. Zaradi specifičnega vrednotenja sta uporabljena dva linearna PID-regulatorja (vsak s svojim nelinearnim blokom z

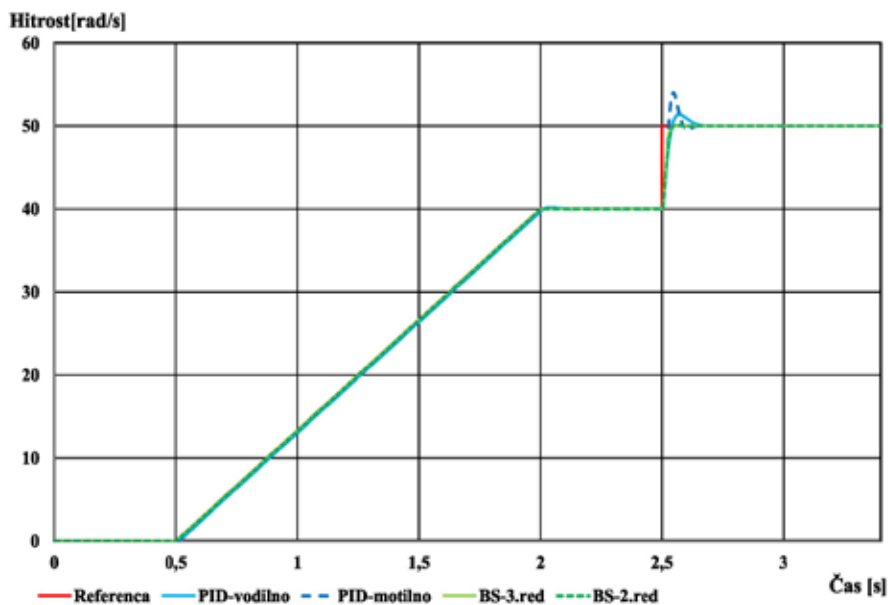
zapisom dinamike hidrauličnega sistema) in dva nelinearna korak nazaj regulatorja (slika 3). Prvi uporablja zapis modela 3. reda, kot je prikazano v poglavju 2 (enačba 10), drugi pa upošteva poenostavitve matematičnega modela SV (uporabljen proporcionalni člen), zato je stopnja znižana na 2. red (tabela 1).

Tabela 1 : Glavni parametri sistema EHS

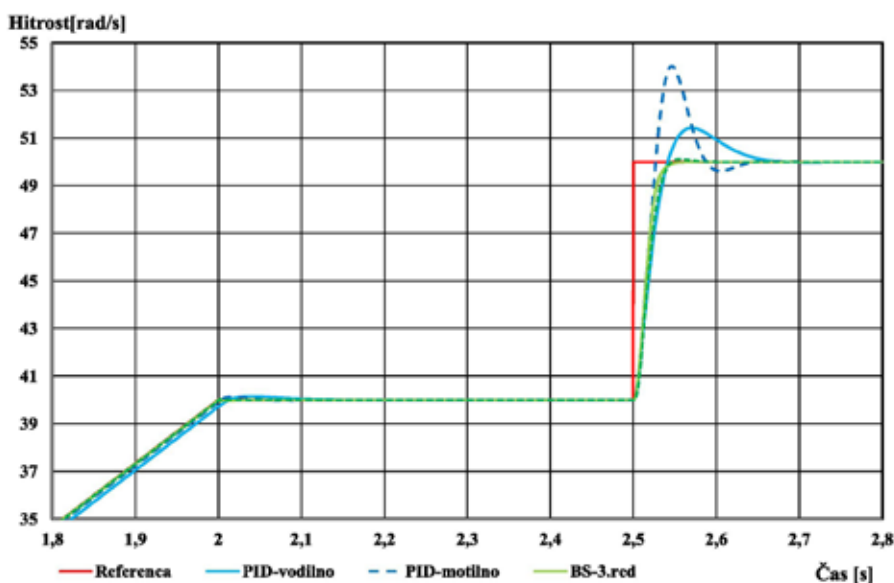
Par.	Vrednost	Par.	Vrednost	Par.	Vrednost
J_p	$3,4 \cdot 10^{-3}$ [kg m ²]	V_o	$2,7127 \cdot 10^{-5}$ [m ³]	B	$1,1 \cdot 10^{-6}$ [Nms/rad]
K_{sv}	$5,527 \cdot 10^{-7}$ [m ² /V]	D_m	$0,72 \cdot 10^{-6}$ [m ³ /rad]	C_L	$9,25 \cdot 10^{-12}$ [m ⁵ /Ns]
τ_{sv}	0,0023 [s]	β	$0,35 \cdot 10^9$ Pa	C_d	0.63

V prispevku je prikazan razvoj nelinearnega regulatorja vrtilne hitrosti. Za preverjanje dinamičnega obnašanja sta uporabljena dva načina preizkusov. Prvi vodilni način predstavlja vodenje sledenja želene veličine (ang. Reference tracking), kjer opazujemo zmožnost sistema sledenju želene vrednosti. Drugi način je motilni način (ang. Disturbance), kjer

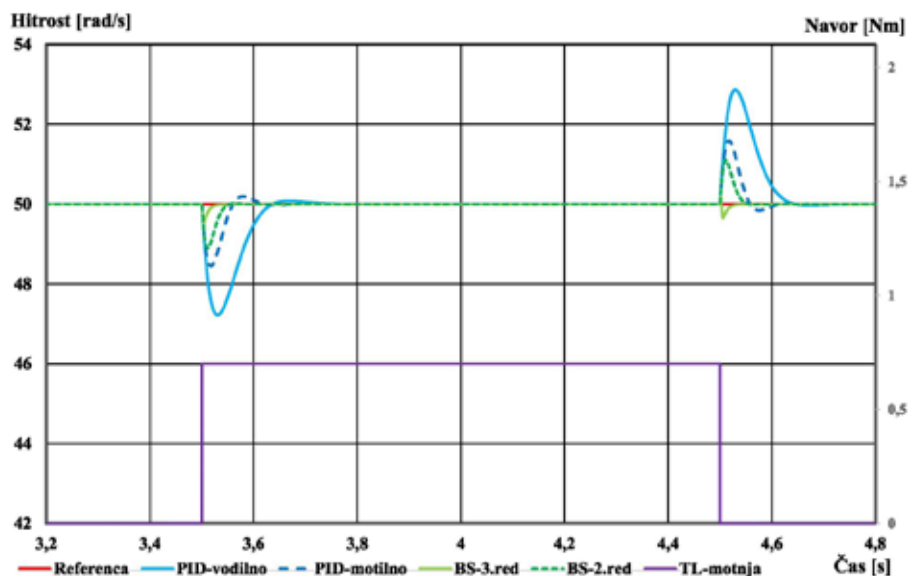
želeni vrtilni hitrosti povzročimo zunanje povečanje bremena (navora) ter opazujemo sposobnost sistema za prilagoditev temu dogodku. PID-regulatorja sta optimirana za primer vodilnega (PID-vodilno) in motilnega obnašanja (PID-motilno). Optimizacija je bila izvedena s pomočjo optimizacijskega algoritma, ki je del programskega paketa MATLAB.



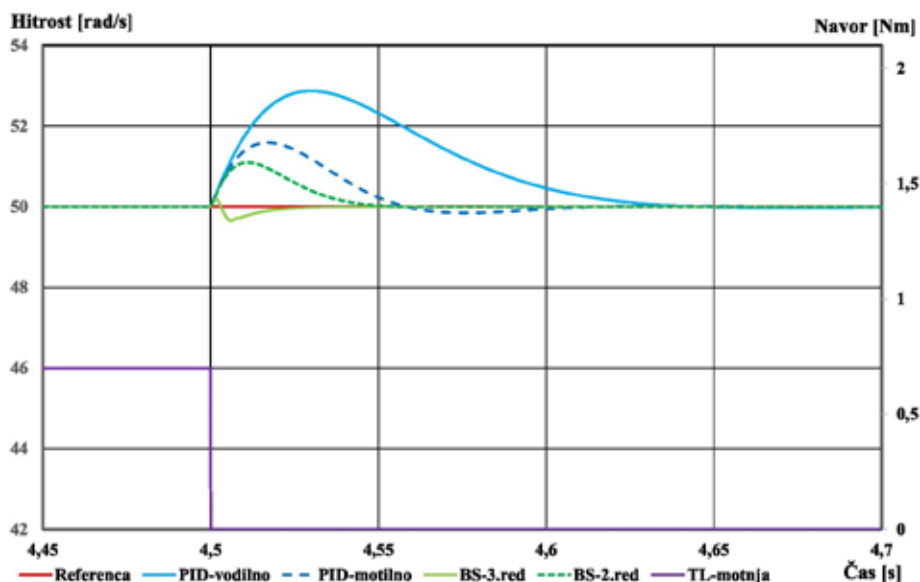
Slika 4 : Primerjava izračunanega obnašanja vodilne regulacije



Slika 5 : Povečan izrez izračunane vodilne regulacije



Slika 6 : Izračunan odziv sistema pri motilnem obnašanju



Slika 7 : Detajl izračunanega odziva pri izklopu motnje

Parametra nelinearnih regulatorjev sta nastavljena ročno (ang. Manual tuning) in imata naslednje parametre: sistem tretjega reda (BS-3.red. $K_1 = 135$, $K_2 = 100$ in $K_3 = 1000$) in drugega reda (BS-2.red. $K_1 = 135$, $K_2 = 100$).

Na *sliki 4* je prikazan odziv sistema na vodilno obnašanje, kjer sta obravnavani dve različni obliki želene vrednosti, in sicer linearno naraščajoča in skočna oblika. *Slika 5* prikazuje povečan del, kjer je moč razločno videti razliko obeh tipov regulatorjev.

Sliki 6 in *7* prikazujeta odziv obravnavanih primerov z motnjo. *Slika 6* prikazuje primer konstantne referenčne vrednosti vrtilne hitrosti s skočnim vklopom in izklopom dodatnega bremena ($T_L = 0,7 \text{ Nm}$) ter z njegovim izklopom. Motnja je prilagojena sistemu

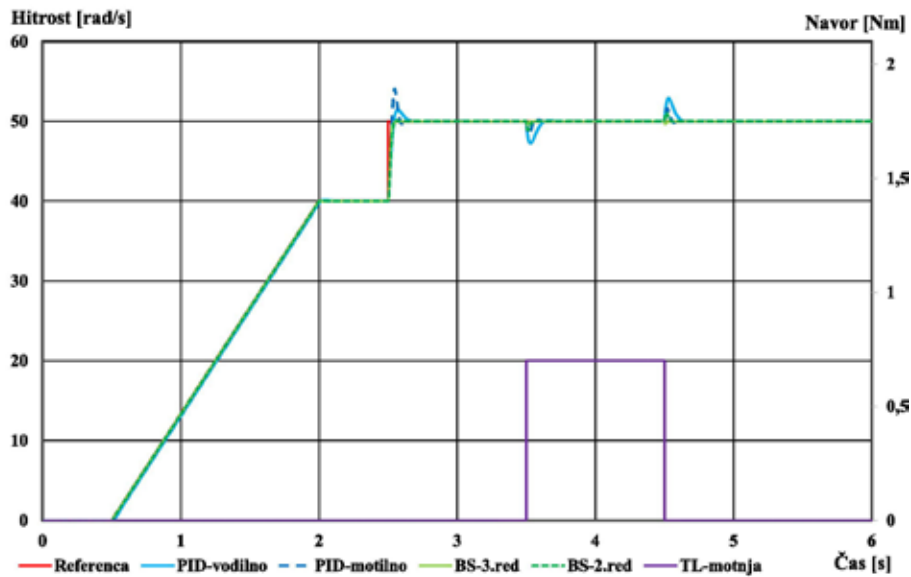
in predstavlja 45 % maksimalne vrednosti bremena, ki ga motor lahko prenese.

Slika 7 prikazuje povečan del, kjer je prikazan odziv sistema pri razbremenitvi.

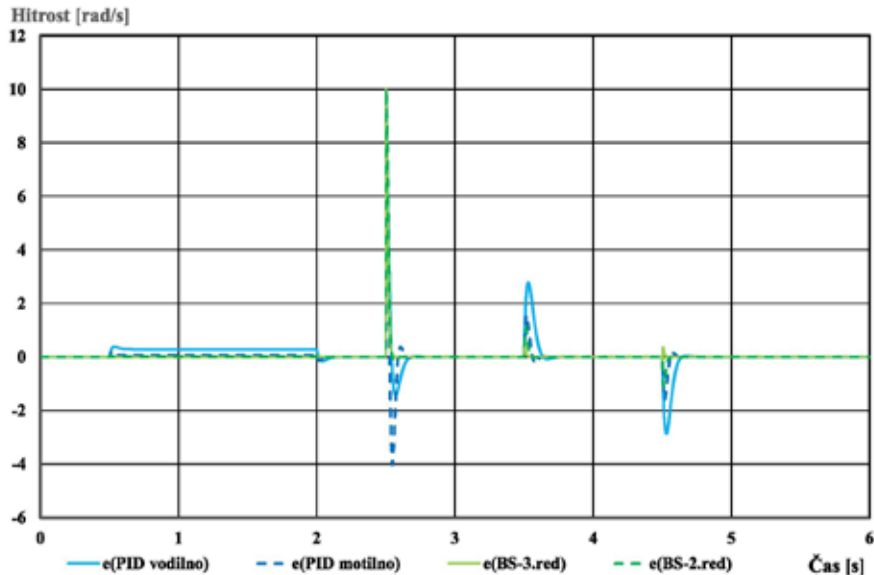
Slika 8 prikazuje celoten potek regulacije, ki vključuje tako vodilno obnašanje kot motilno obnašanje. Potek napake prikazanega poteka na *sliki 8* prikazuje *slika 9*.

5 Zaključek

Snovanje sodobnih naprav načrtovalcem ne dopušča daljših časov v postopku razvoja naprave. Prav zato so sodobni pristopi, ki vključujejo uporabo ra-



Slika 8 : Celoten izračunan preizkus



Slika 9 : Potek izračunane napake

čunalniških simulacij, izrednega pomena. Predpostavljamo, da so dobri matematični modeli, ki morajo vključevati nelinearnosti osnovnih sistemov.

Pristopi k snovanju ustreznih postopkov vodenja in regulacije predstavljajo velik izziv za načrtovalce, saj uporaba klasičnih pristopov v današnjem času ne zadovoljuje več potreb, ki jih predstavljajo nove naprave. Sistemi nelinearnega vodenja so zato ključnega pomena in njihovo načrtovanje in vpeljevanje v realne sisteme predstavljajo izziv tako načrtovalcem kot uporabnikom. Sodobni koncepti razvoja izdelkov zahtevajo katek čas namenjen razvoju izdelka, zato so vsa orodja in postopki, ki so bila razvita in preizkušena v praksi temeljijo pretežno na linearnih teorijah. V prikazanih simulacijskih rezultatih lahko vidimo, da

z njimi dosežemo zadovoljive rezultate za določene oblike, univerzalnosti za različne primere pa ne, saj so projektirani za okolico izbranega delovnega področja. Rezultati simulacij z uporabo nelinearnih regulatorjev prikazujejo razliko napram linearnim v tem, da določene nelinearnosti kompenziramo, tiste, ki pa pripomorejo k boljšemu dinamičnem obnašanju pa ohranimo. Obstoječe tehnike, predvsem pa nagel razvoj računalniških naprav, kažejo velik potencial pri vpeljavi tovrstnih konceptov v praktično uporabo. Razlika v primerjavi z klasičnimi regulatorji je v tem, da je za projektiranje potrebno izpeljati matematični model regulatorja, ki zahteva dodatne zunanje informacije o delovanju sistema (povečana senzorika). Kar je možno nadomestiti z vpeljavo znanih metod opazovalnikov, ki so pogosto uporabljeni zlasti tam, kjer določenih veličin iz različnih primerov ni možno realizirati.

Pri preizkušanju s pomočjo računalniških simulacij je možno v kratkem času preveriti delovanje sistema in vpliv regulacijskega algoritma v različnih obratovalnih režimih. Hkrati je v tem delu možno hitro odpraviti pomanjkljivosti in ugotoviti kritične obratovalne režime.

Za primer elektrohidravličnega rotacijskega servo-sistema je lepo razvidno, da uporaba klasičnih regulacijskih metod za zvišanje kvalitete obratovanja ni zadostna, saj so napake v primerjavi z nelinearnima regulatorjema dosti večje. V prikazu nelinearnega regulatorja je vidna tudi razlika med uporabljenim modelom drugega in tretjega reda pri snovanju nelinearnega regulatorja. Oba modela sta se izkazala za boljša glede na klasična PID-regulatorja. Odločitev o uporabi modela je odvisna predvsem od zahtevnosti sistema in želenih učinkov.

Literatura

- [1] Sun, Y., Li, W., Dong, D., Mei, X., Qiang, H., (2015). Dynamics analysis and active control of a floating crane // *Technical Gazette* 22,6, p.p. 1383-1391. DOI:10.17559/TV-20151026154842 Merritt, H. E., *Hydraulic Control Systems*. Wiley, New York (1967).
- [2] Kastrevc, M. (2022). Nelinearni model elektrohidravličnega podajalnega servopogona, *Ventil: revija za fluidno tehniko in avtomatizacijo*, ISSN 1318-7279. [Tiskana izd.], Feb. 2022, letn. 28, št. 1, str. 32-39.
- [3] Ogata, K., (2010). *Modern Control Engineering - Fifth Edition*, Prentice Hall.
- [4] Kritic, M., Kanellakopouls, I., Kokotovic, P. V. (1995). *Nonlinear and Adaptive Control Design*, John Wiley and Sons Hoboken.
- [5] H. Khalil: *Non-Linear Systems*, 3rd ed. Upper Saddle River, Prentice-Hall, 2002.
- [6] Lee, S. J., Tsao, T. C. (2002). Nonlinear Backstepping Control of an Electrohydraulic Material Testing System. // *Proceedings of the American Control Conference*, vol 6. p. p. 4852-4830, DOI:10.1109/ACC.2002.1025422.
- [7] Kaddissi, J. P. Kenne, M. Saad, (2007). Identification and Real-Time Control of an Electrohydraulic Servo System Based on Nonlinear Backstepping. // *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol. 12, February DOI:10.1109/TMECH.2006.886190.
- [8] Detiček, E., Kastrevc, M. (2016). Design of Lyapunov Based Nonlinear Position Control of Electrohydraulic Servo Systems. // *Journal of Mechanical Engineering*.62, 3, p. p. 163-170.
- [9] Detiček, E., Gubelj, N., Kastrevc, M. (2017). Design of Lyapunov based nonlinear velocity control of electrohydraulic velocity servo systems = Dizajniranje nelinearne regulacije brzine elektrohidrauličnog servo sustava metodom Lyapunova. *Tehnički vjesnik: znanstveno-stručni časopis tehničkih fakulteta Sveučilišta u Osijeku*, ISSN 1330-3651, vol. 24, no. 3, str. 745-751, DOI: 10.17559/TV-20160930073953.
- [10] MOOG. Servovalves with Integrated Electronics D769 Series. *Rapport technique*, MOOG Inc.
- [11] Jelali, M., Kroll, A. (2003). *Hydraulic Servo-systems: modelling, identification and control*, Springer Verlag, London, Berlin, Heidelberg.

Nonlinear velocity control of electrohydraulic rotational servo system

Abstract:

This paper studies the closed-loop control of an electrohydraulic velocity servo system with the use of the Lyapunov theory of nonlinear systems using integrator backstepping.

Two different nonlinear design procedures are employed feedback linearization and backstepping. It is shown that both these techniques can be successfully used to stabilize any chosen operating point of the system. All derived results are validated by computer simulation of the nonlinear mathematical model of the system. Because of the highly nonlinear nature of the electrohydraulic servo system, the conventional control strategies mostly cannot reach desired control objectives. The nonlinear mathematical model of the system contains many nonlinear terms, which influence also the dynamic errors of the control system. Modern strategies should be able to cope with these nonlinearities.

The research studies represented in the paper show the big potential of Lyapunov-based nonlinear controller design procedures, to obtain desired control objectives.

Keywords:

electrohydraulic servo system, nonlinear control, Lyapunov theory, integrator backstepping, 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. Avtorja se zahvalujeta za vso nudeno pomoč pri izvedbi raziskave.