

# Idejna zasnova naprave za preizkušanje kovinskih materialov

Edvard DETIČEK, Mitja KASTREVC

**Povzetek:** V prispevku je prikazan idejni načrt naprave za preizkušanje vzorcev kovinskih materialov na osnovi standardov ASTM. Načrt temelji na izkušnjah, pridobljenih pri razvoju naprave za preizkušanje anodnih vzorcev v industriji aluminija. Rekonstrukcija predpostavlja vpeljavo servohidravličnega pogona ter senzorjev pomika in sile, predvsem pa računalniškega vodenja. V ta namen so bili razviti tudi ustrezni algoritmi za regulacijo sile, ki omogočajo poleg statičnega tudi izvedbo dinamičnega preizkušanja vzorcev kovinskih materialov.

**Ključne besede:** elektrohidravlika, servopogoni, adaptivna regulacija sile, preizkuševalni stroji

## 1 Uvod

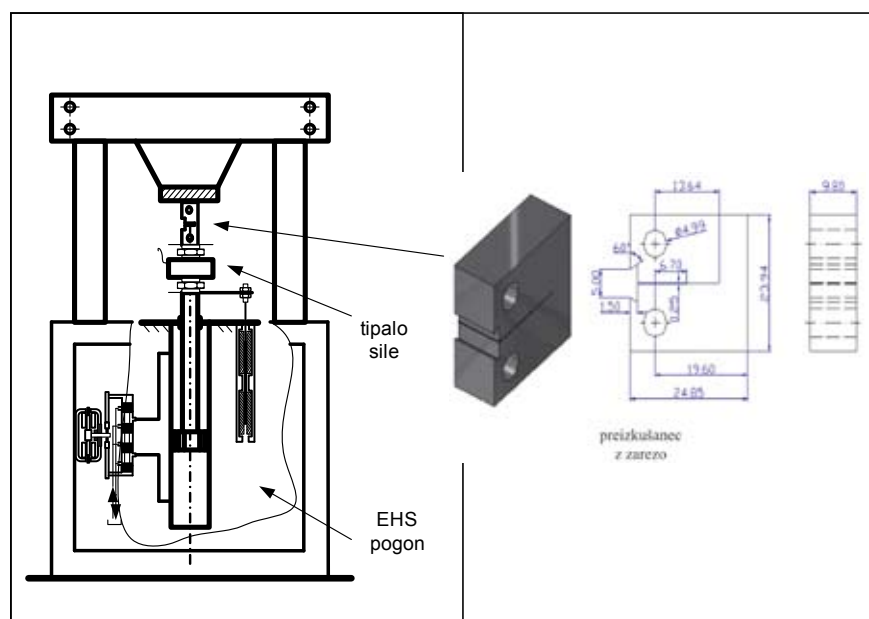
V preteklem obdobju je bila za aluminijsko industrijo razvita naprava za preizkušanje anodnih vzorcev [5], zlasti vzdržljivost ob nateznih, tlačnih in upogibnih napetostih, medtem ko so preizkusi vzdržljivosti pri dinamičnih obremenitvah manj pomembni. Nasprotno pa je pri preizkušanju kovinskih materialov dinamično obremenjevanje zelo pomembno. Rekonstrukcija naprave zato predvideva vgradnjo servohidravličnega pogona in senzorjev pomika in sile, predvsem pa uvedbo računalniškega vodenja.

V prispevku je prikazan koncept regulacije sile s PID-regulatorjem, ki ima vgrajeno zaščito pred integralnim pobegom. Računalniški algoritem vodenja v zaprti zanki ima prigrajeno tudi zaščito za primer, ko med preizkusom prihaja do gibanja preizkušanca. Slednje bi lahko pri-

vedlo regulacijski krog sile do nestabilnega delovanja. V dodatnem računalniškem algoritmu potekata izračun trenutne hitrosti gibanja preizkušanca in trenutne vrednosti faktorja ojačenja. Tako ojačan signal hitrosti se prišteva k osnovnemu signalu želene vrednosti sile in tvori t. i. hitrostno kompenzacijo.

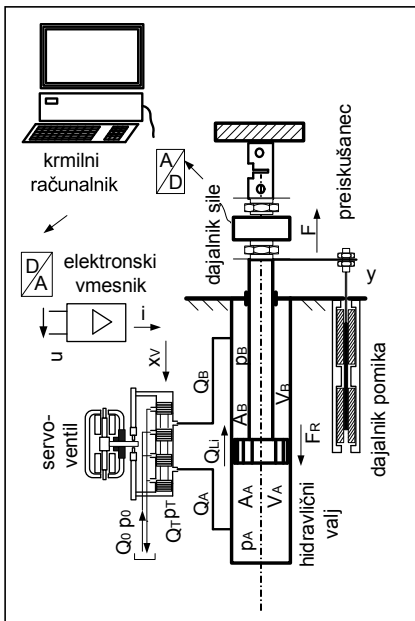
## 2 Matematični model regulacijskega kroga

Hidravlični valji s pretvorbo hidravlične energije v mehansko omogočajo enostavno izvedbo premočnih pomikov in sil tako, da predstavljajo standardne elemente strojev za preizkušanje materialov in konstrukcij (slika 1).



Slika 1. Shematični prikaz naprave za določanje mehanskih napetosti in utrujenosti kovinskih materialov z vzorcem po priporočilih ASTM

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



Slika 2. Elektrohidravlični servopogon – shematično

Ti stroji so dandanes avtomatizirani in računalniško vodeni. To pomeni, da so hidravlični pogoni opremljeni s servoventili ter senzori pomika in sile, ki skupaj tvorijo zaprte regulacijske zanke (slika 2). Primerna regulacijska struktura mora hidravličnemu pogonu omogočati, da verno reproducira sile, podobne realnim delovnim razmeram, oziroma obremenjuje preizkušalec v skladu s predpisi standarda ASTM.

Kadar se v regulacijskem krogu sile uporablja običajni PID-regulator, lahko prihaja do problemov, če se med preizkusom pojavi gibanje preizkušanca, ki lahko destabilizira regulacijski krog sile.

Da bi še pred uporabo določili primerno regulacijsko strategijo, moramo najprej postaviti matematični model odprtega regulacijskega kroga. Dinamično vedenje valja in ventila opišemo s pomočjo Bernoullijeve in kontinuitetne enačbe ob upoštevanju stisljivosti olja in puščanja zaradi netesnosti. Za opis dinamike gibajočih se delov pa zapišemo enačbe ravnotežja sil. Slika 3 prikazuje blokovno shemo lineariziranega sistema v odprti zanki.

Laplaceovo transformiranko matematičnega izraza, ki opisuje relacijo med napetostjo na servoventilu kot

vhodno spremenljivko ter silo kot izhodno spremenljivko, lahko izrazimo na naslednji način:

$$F(s) = \frac{V_V V_{Qx} A}{(V_{Qp} + K_{Le}) \left(1 + \frac{C_H}{V_{Qp} + K_{Le}} s\right) (T_V^2 s^2 + 2D_V T_V + 1)} u(s) - \frac{A^2}{(V_{Qp} + K_{Le}) \left(1 + \frac{C_H}{V_{Qp} + K_{Le}} s\right)} sy(s) \quad (1)$$

Opazimo lahko, da se hitrost batnice pojavi kot motilna spremenljivka. Njen vpliv je mogoče teoretično popolnoma kompenzirati z uvedbo dodatnega vhodnega signala oblike:

$$u(s) = \frac{A}{V_V V_{Qx}} (T_V^2 s^2 + 2D_V T_V + 1) sy(s) \quad (2)$$

Če zanemarimo dinamiko servoventila, dobimo še enostavnejšo obliko:

$$u(s) = \frac{A}{V_V V_{Qx}} sy(s) \quad (3)$$

Po ponovni pretvorbi v časovni prostor dobimo končno obliko kompenzacijskega signala:

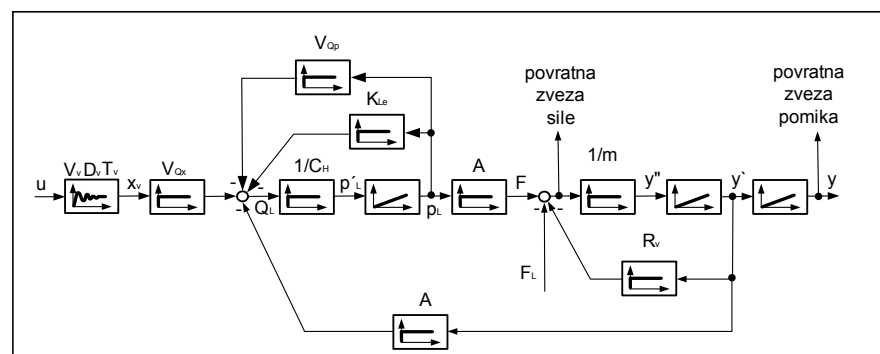
$$u(t) = \frac{A}{V_V V_{Qx}} \frac{dy}{dt} = V_A \dot{y} \quad (4)$$

Vpliv hitrosti gibanja batnice lahko aproksimativno kompenziramo s prištevanjem dodatnega signala k želeni vrednosti. Ker na sistemu ni

mamo vgrajenega merilnika hitrosti, moramo hitrost izračunavati s približnim odvajanjem signala poti. Seveda je omenjeni kompenzacijski signal ojačan s faktorjem ojačenja  $V_A$ . Zaradi nelinearnega dinamičnega obnašanja hidravličnega pogona v praksi se pravilna vrednost tega ojačenja spreminja v odvisnosti od delovnih pogojev. Ugodno je torej napraviti adaptacijo  $V_A$  na trenutne delovne razmere.

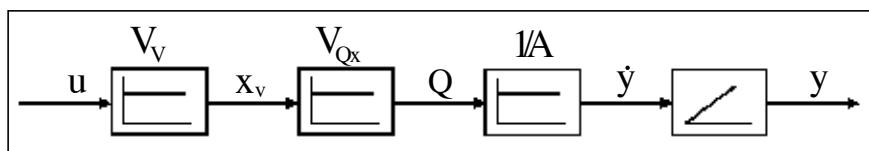
### 3 Adaptacija faktorja ojačenja signala hitrosti

Ideja je zasnovana na osnovi predhodnih študij adaptivne regulacije pomika, t. i. samonastavljive regulacije. Enak identifikacijski postopek kot pri regulaciji pomika je mogoče uporabljati tudi za identifikacijo spremenljivega hitrostnega faktorja ojačenja. Identifikacija sloni na predpostavki, da dinamiko sistema zadovoljivo opisuje identifikacijski model, to je prenosna funkcija z neznanimi para-



Slika 3. Blokovna shema lineariziranega modela hidravličnega pogona

A	– površina bata	$R_V$	– koeficient viskoznega trenja
$C_H$	– hidravlična kapacitivnost	$Q_L$	– delovni pretok
$D_V$	– faktor dušenja ventila	$T_V$	– časovna konstanta servoventila
F	– sila	u	– vhodna napetost servoventila
$F_L$	– zunanja sila	$V_{Qp}$	– tokovno-tlačni koeficient ventila
$K_{Le}$	– lekačni koeficient	$V_{Qx}$	– pretočni koeficient ventila
m	– masa	$V_V$	– ojačenje ventila
$p_L$	– delovni tlak	$x_V$	– pomik drsnika ventila
y	– pozicija		



Slika 4. Blokovna shema poenostavljenega sistema

metri. Pri tem je za učinkovito, hitro in konvergentno identifikacijo treba izbrati čim enostavnejši, vendar kljub temu reprezentativen matematični model. V primeru hidravličnega pogona je mogoče zanemariti dinamično servoventila, vztrajnostne sile in stisljivost olja. Blokovno shemo tako poenostavljenega sistema prikazuje slika 4.

Prenosna funkcija poenostavljenega sistema ima sedaj obliko:

$$G_y(s) = \frac{y(s)}{u(s)} = \frac{V_V V_{Qx}}{A} \frac{1}{s} = \frac{V_s}{s} \quad (5)$$

Faktor ojačenja v realnih delovnih pogojih spreminja svojo vrednost. Uporabljen poenostavitev še vedno zajema najpomembnejšo nelinearnost, in sicer pretočno-tlačno karakteristiko servoventila. Na slednjo neposredno vpliva trenutna obremenitev oziroma tlak, ki je posledica vztrajnostnih sil, sil trenja, zunanjih sil itd. Lahko torej privzamemo, da se vse spremembe obremenitve sistema zrcalijo v spremembah faktorja ojačenja  $V_s$ .

Ocenjevanje neznanih parametrov digitalnega regulacijskega sistema v realnem času je mogoče izvesti s pomočjo rekurzivne metode najmanjših kvadratov [3]. Z zmnožkom vektorja signalov  $\underline{\Psi}$  in vektorja parametrov  $\underline{\hat{\theta}}$  definiramo izhodni vektor signalov  $\underline{\hat{y}}$ . Pogreški med ocenjenimi in izmerjenimi vrednostmi ( $e(k) = y(k) - \hat{y}(k)$ ) ter njihovi kvadrati tvorijo ocenitveni funkcional  $J = \underline{e}^T \underline{e}$ , ki ga minimiziramo:

$$dJ/d\hat{\theta} = 0 \Rightarrow \hat{\theta} = [\underline{\Psi}^T \underline{\Psi}]^{-1} \underline{\Psi}^T \underline{y}$$

S substitucijo  $\underline{P} = [\underline{\Psi}^T \underline{\Psi}]^{-1}$  izpeljemo parametrično ocenitveno enačbo. Pri on-line parametričnem ocenjevanju je potrebno v vsakem odtipnem intervalu izračunati naslednje enačbe:

$$\underline{\gamma}(k) = \underline{P}(k+1) \underline{\Psi}(k+1) = \quad (6)$$

$$\left( \frac{1}{\underline{\Psi}^T(k+1) \underline{P}(k) \underline{\Psi}(k+1) + \lambda} \right) \underline{P}(k) \underline{\Psi}(k+1)$$

$$\hat{\underline{\theta}}(k+1) = \hat{\underline{\theta}}(k) + \underline{\gamma}(k) [y(k+1) - \underline{\Psi}^T(k+1) \hat{\underline{\theta}}(k)] \quad (7)$$

$$\underline{P}(k+1) = [I - \underline{\gamma}(k) \underline{\Psi}^T(k+1)] \underline{P}(k) \frac{1}{\lambda} \quad (8)$$

kjer je  $\underline{\gamma}$  korekcijski faktor in  $\lambda$  tako imenovani faktor pozabljanja.

Z diskretizacijo zvezne prenosne funkcije (5) ob uporabi z-transformacije dobimo

$$G'(z) = (1 - z^{-1}) Z(V_s/s^2) = TV_s z^{-1} / (1 - z^{-1}) = b_1 z^{-1} / (1 - z^{-1})$$

kar daje končno diferenčno enačbo

$$y(k+1) - y(k) = b_1 u(k)$$

z le enim neznanim parametrom  $b_1 = TV_s$ .

Enačbe od (6) do (8) za on-line parametrično ocenjevanje zavzamejo sedaj obliko:

$$\underline{\gamma}(k) = \frac{P(k)u(k)}{P(k)u^2(k) + \lambda} \quad (9)$$

$$\hat{b}_1(k+1) = \hat{b}_1(k) + \underline{\gamma}(k) [y(k+1) - y(k) - b_1(k)u(k)] \quad (10)$$

$$P(k+1) = \frac{1}{u^2(k) + \frac{\lambda}{P(k)}} \quad (11)$$

Da bi dosegli hitro in konvergentno identifikacijo, mora biti faktor pozabljanja izbran v razmeroma ozkem področju  $\lambda = 0.9 \div 0.995$ , kar predstavlja preveliko občutljivost za delo v realnem okolju. Zaradi tega je bila opravljena določena modifikacija. Namreč drugi izraz v imenovalcu enačbe (11) je bil nadomeščen z  $\lambda/P(k) = c^2$ , kjer je  $c \in \mathbb{R}$ . Takšna modifikacija omogoča učinkovito nadzorovanje konvergence in hitrosti identifikacijskega postopka.

Najpomembnejši zaključek za realizacijo neposredne adaptivne hitrostne kompenzacije pa izhaja iz

enačb (3) in (5), namreč ojačenje dodatnega vhodnega signala  $uv(s)$  ima obliko recipročne vrednosti faktorja ojačenja  $V_s$ . Digitalna realizacija diferencialne enačbe (4) pri intervalu vzorčenja  $T$  ima sedaj obliko naslednje diferenčne enačbe:

$$u_v(k) = V_A(k) y(k) = \frac{1}{V_s(k)} \dot{y}(k) = \frac{1}{\hat{b}_1(k)} \left[ \frac{y(k) - y(k-1)}{T} \right] \quad (12)$$

## 4 Strategija regulacije sile

Predlagano regulacijsko strukturo shematično prikazuje slika 5. Za osnovni regulacijski krog sile je uporabljen običajni PID-regulator [4]:

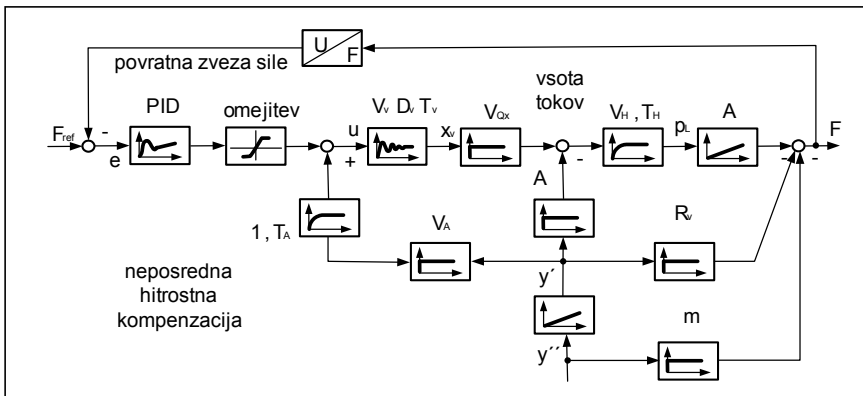
$$u_r(k) = K_p \left\{ e(k) + \frac{T}{T_i} \sum_{n=1}^k \frac{e(k-1) + e(k)}{2} + \frac{T_d}{T} [e(k) - e(k-1)] \right\} \quad (13)$$

Parametri PID-regulatorja so bili nastavljeni eksperimentalno s pomočjo neposredne Ziegler-Nicholsove metode [1]. Pri tej metodi s povečevanjem ojačenja P-regulatorja sistem vzbudimo do meje stabilnosti, ko nastopijo oscilacije s konstantno amplitudo. V tem stanju določimo kritični faktor ojačenja  $P_{krit.}$  ter kritično periodo oscilacij  $P_{krit.}$ . Sledi nastavljanje parametrov regulatorja na osnovi priporočil  $K_p = 0.6 K_{krit.}$ ,  $T_i = 0.5 P_{krit.}$ ,  $T_D = 0.125 P_{krit.}$ . V okviru algoritma je izvedena tudi omejitev integralnega delovanja za zaščito pred prevelikimi prenehaji.

Nazadnje je PID-regulatorju dograjena še neposredna hitrostna kompenzacija. Ta signal je iz stabilnostnih razlogov zakasnen s časovno konstanto  $T_A$ .

## 5 Eksperimentalni rezultati

Pred uporabo na prototipni napravi za dinamično obremenjevanje kovinskih vzorcev z zarezo sta bila najprej opravljena nastavitve in testiranje servohidravličnega pogona na laboratorijski napravi (slika 6). Naprava je sestavljena iz hidravličnega valja s servoventilom, sani stroja z



Slika 5. Blokovna shema novega koncepta regulacije sile

merilnikom položaja in opore. Med sanmi in oporo se nahaja merilnik sile. Tehnični podatki so zbrani v tabeli 1.

Tabela 1. Tehnični podatki

Senzor pomika Linearni potenciometer MCB Tip RH-300, linearnost $\pm 0,1\%$	Senzor sile HOTTINGER U2B 50kN (2mV/V)
Hidravlični valj $\Phi 40 / 28 \text{ mm}$ , $h = 200 \text{ mm}$	Servoventil MOOG – D-769-233 QN = 19 l/min

Sistem za laboratorijsko preizkušanje in nastavljanje servohidravličnih pogonov prikazuje slika 6.

Sledilno delovanje regulacije sile je bilo preverjeno pri skoku zelene vrednosti z 12 kN na 18 kN ob blokiranjem obremenilnega valju. Določanje odpornosti regulacije na delovanje motenj pa je potekalo pri konstantni zeleni vrednosti 12 kN. Pri tem je bila motnja povzročena z nenadnim rahlim odprtjem ventila obremenilnega valja. S tem je nenadoma nastopilo gibanje bremena s hitrostjo 0,02 m/s. Signal sensorja sile je predznačen z (-) pri nateznih obremenitvah in s (+) pri tlačnih obremenitvah.

Ob številnih opravljenih eksperimentih prikazuje slika 7 le najbolj reprezentativne rezultate. Najprej sta prikazana rezultata pri skočni spremembi zelene vrednosti. Slika 7a prikazuje rezultat pri uporabi PID-regulatorja v njegovi osnovni obliki, ki služi za primerjavo. Čeprav deluje regulacija brez statičnega pogreška, je prenehaj regulirane veličine, približno 25 %, za praktično uporabo prevelik. Slika 7b prikazuje

rezultat pri uporabi PID-regulatorja z omejenim integralnim delom, ki dosega zadovoljivo dinamično obnašanje. Nadalje se izkaže, da v tem primeru regulacija ob delovanju

motnje ni učinkovita (slika 7c). Razumno je torej izvesti kombinacijo slednjega in dodatne hitrostne kompenzacije. Rezultat je prikazan na sliki 7c. Kljub nastalemu gibanju batinice hidravličnega valja se nastali dinamični pogrešek hitro odpravlja, medtem ko se statični pogrešek ustali na ničelni vrednosti.

Eksperimentalni rezultati dokazujejo učinkovitost predlagane regulacijske strategije. Vpliv motenj se učinkovito odpravlja, medtem ko je regulacija v stacionarnem stanju brez pogreška. Hkrati pa prenehaj regulirane veličine ni večji od 5 %.

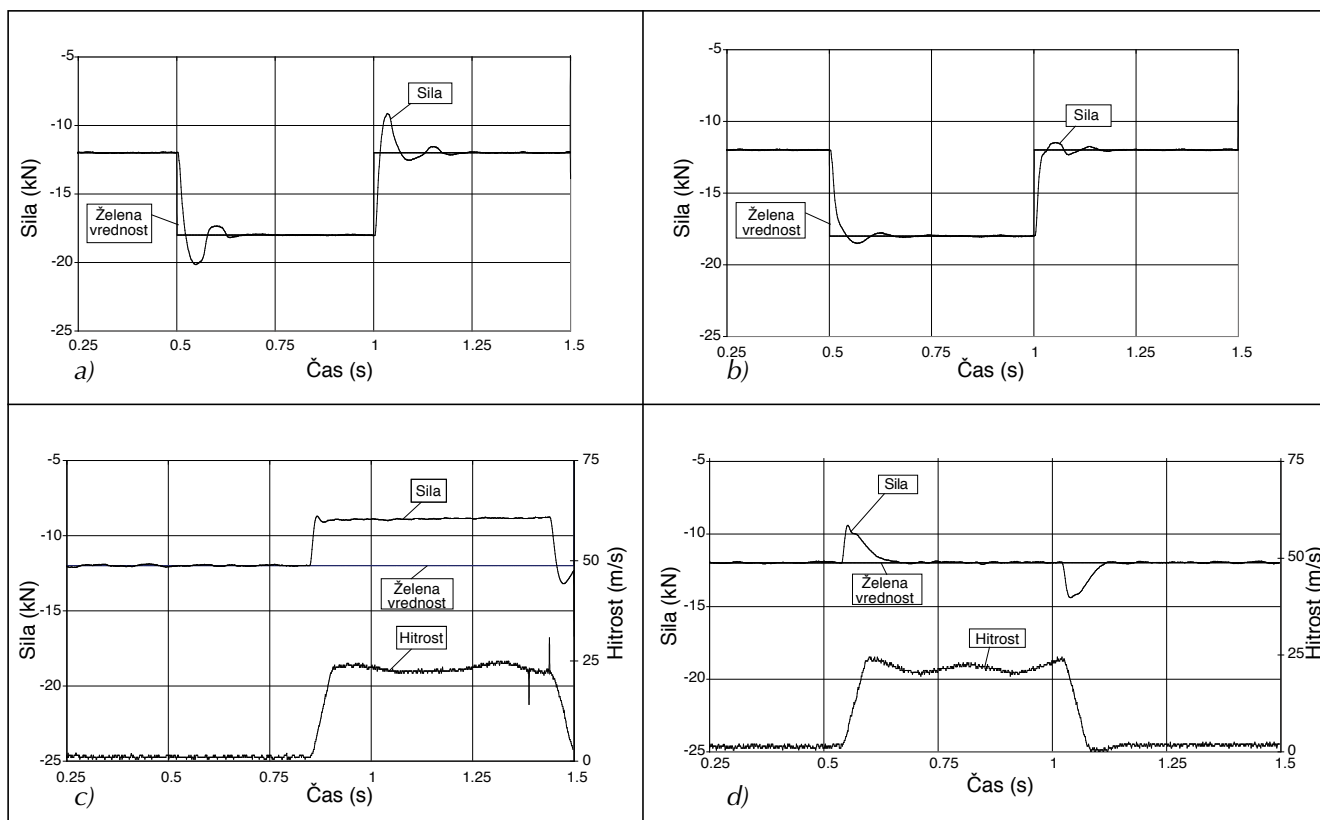


Slika 6. Laboratorijsko nastavljanje servohidravličnih pogonov

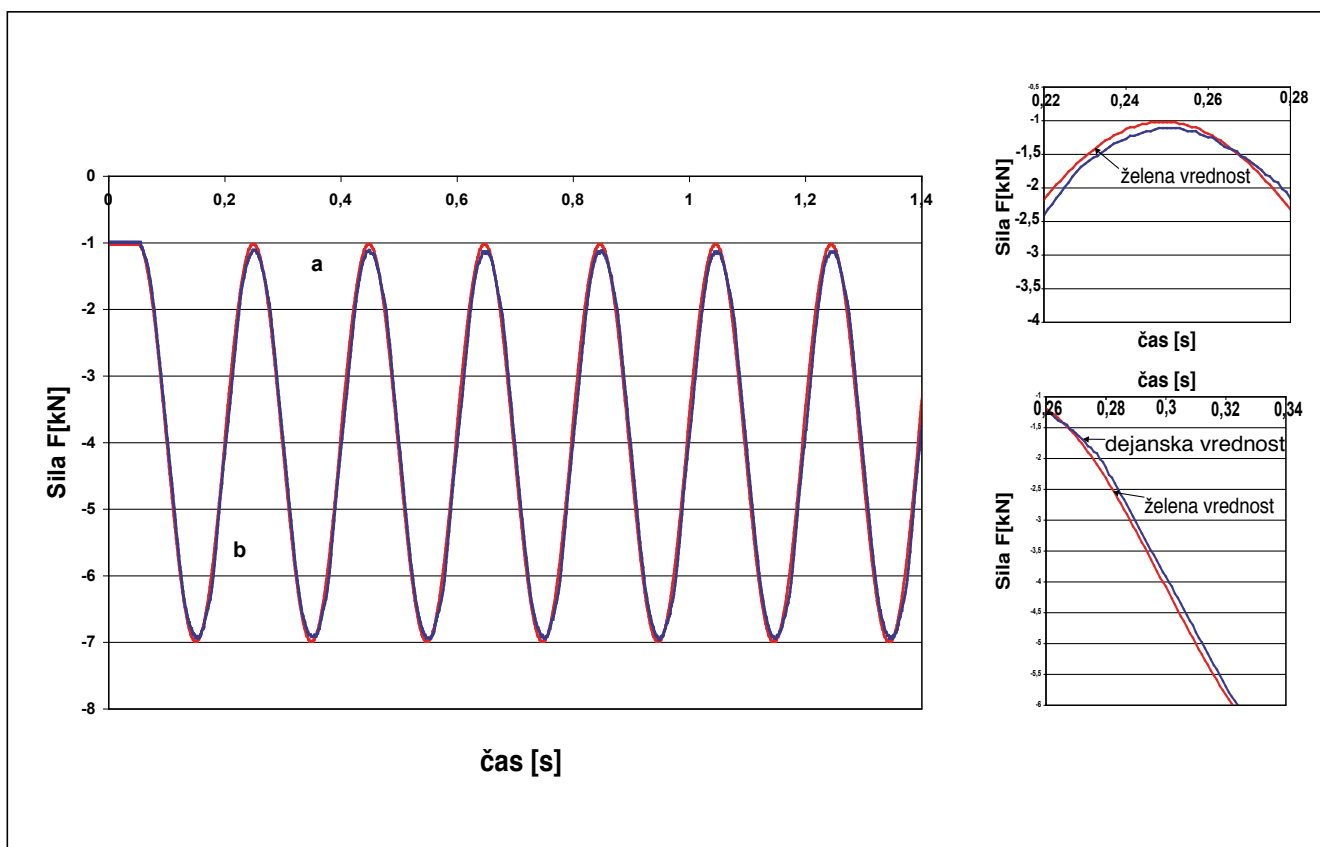
Nazadnje je bila preverjena še sposobnost naprave za dinamično testiranje vzorcev. Pri določanju dinamičnega modula elastičnosti je bila želena vrednost generirana tako, da je naprava razvila najprej konstantno silo prednapetja 1 kN, hkrati pa sinusno spreminjanje sile med 1 kN in 7 kN, kar je izzvalo približen učinek utripne obremenitve (slika 8).

## 6 Zaključek

V prispevku je prikazan idejni načrt naprave za preizkušanje vzorcev kovinskih materialov na osnovi standardov ASTM. Načrt temelji na izkušnjah, pridobljenih pri razvoju naprave za preizkušanje anodnih vzorcev v industriji aluminija. Rekonstrukcija te naprave predpostavlja vpeljavo servohidravličnega pogona ter sensorjev pomika in sile, predvsem pa računalniškega vodenja. V ta namen so bili razviti tudi ustrezni algoritmi za regulacijo sile, ki omogočajo poleg statičnega tudi izvedbo dinamičnega preizkušanja. Koncept regulacije sile s PID-regulatorjem ima vgrajeno omejevalnik integralnega dela. S tem je zagotovljeno, da prenehaj regulirane veličine ni prevelik, tudi takrat, kadar se želena vrednost spreminja skočno. Računalniški algoritem vodenja ima prigrinjeno tudi zaščito za primer, ko med preizkusom prihaja do gibanja preizkušanca. Slednje bi lahko privedlo regulacijski krog sile do nestabilnega delovanja. V dodatnem računalniškem algoritmu potekata izračun trenutne hitrosti gibanja preizkušanca in trenutna vrednost faktorja ojačenja. Tako ojačan signal hitrosti se prišteva k



**Slika 7.** Regulacija sile s PID regulatorjem: a) skočni odziv sile, b) skočni odziv z omejitvijo integralnega dela, c) konstantna zelena vrednost z omejitvijo integralnega dela ob nastopu gibanja opore, d) konstantna zelena vrednost z omejitvijo integralnega dela ter hitrostno kompenzacijo ob nastopu gibanja opore



**Slika 8.** Eksperimentalni rezultat ob približnem pulznem vzburjanju preizkušanca



osnovnemu signalu zelene vrednosti sile in tvori t. i. adaptivno hitrostno kompenzacijo.

## Literatura

- [1] Ziegler, J. G., Nichols, N. B.: Optimum Settings for Automatic Controllers. Trans. ASME, 64, p. p. 759–768 (1942).
- [2] Merrit, H. E.: Hydraulic Control Systems. John Wiley and Sons, Inc. New York (1967).
- [3] Isermann, R.: Identifikation dynamischer Systeme. Springer Verlag, Berlin (1987).
- [4] Ogata, K.: Discrete-time Control Systems. Prentice Hall, Inc. New Jersey (1987).
- [5] Kastrevc, M., Detiček, E., Gubelj, N.: Naprava za preizkušanje anodnih vzorcev PAV 2000. *Ventil*, 2004, vol. 10, št. 4, str. 197–199.
- [6] Gubelj, N.: The fracture behaviour of specimens with a notch tip partly in the base metal of strength mis-match welded joints. *International Journal of Fracture* 100(2) 169–181 (1999).

## Project outline scheme of a device for testing metal materials

**Abstract:** The article represents the project outline scheme of a device for testing metal samples, according to ASTM standards. It is based on the experience of a previously developed apparatus for testing carbone anode samples in the aluminium industry. The reconstruction involves the introduction of a servo-hydraulic drive, position and force sensors, as well as modernized computer control. The developed closed-loop control algorithms also enable procedures for the dynamic testing of specimens.

**Keywords:** electro-hydraulic, servo drive, adaptive force control, testing machines

**SERVO VENTILI, PROPORCIONALNI VENTILI IN RADIALNO-BATNE ČRPALKE**

# MOOG

**Zakaj radialno-batne visokotlačne črpalke MOOG?**

- preverjena kvaliteta še nedavno pod "BOSCH-evo" prodajno znamko,
- robustna izvedba in visoka obrabna odpornost omogočata dolgo življenjsko dobo črpalk,
- primerna za črpanje tudi specialnih medijev olje-voda, voda-glikol, sintetični ester, obdelovalne emulzije, izocianat, polioli, ter seveda za mineralna, transmisijna ali biorazgradljiva olja,
- nizka stopnja glasnosti,
- visoka odzivna sposobnost in volumski izkoristek,
- velika izbira regulacije črpalk.

**ZASTOPA IN PRODAJA**  
**PPT commerce** d.o.o.  
 Pavšičeva 4  
 1000 Ljubljana  
 Slovenija  
 tel.: +386 1 514-23-54  
 faks: +386 1 514-23-55  
 e-pošta: ppt\_commerce@siol.net



**Moogovi servo ventili, proporcionalni ventili in radialno-batne črpalke so sestavni deli najboljših hidravličnih sistemov.**  
**Brez njih si ne moremo zamisliti delovanje strojev za brizganje plastike in aluminija, strojev za oblikovanje v železarnah in lesni industriji, v letalih in napravah za simulacijo vožnje.**

**Orbitalni hidromotorji, z zavoro ali z dodatnimi blok ventili**



**Servo krmilni sistemi za vozila- viličarje, traktorje, gradbene stroje ...**



