

IMPACT STRUKTURA U SERVO POGONIMA VISOKIH PERFORMANSI - POTISKIVANJE TORZIONIH OSCILACIJA

Milan S. Matijević, *Mašinski fakultet u Kragujevcu*
Miliš R. Stojić, Slobodan N. Vukosavić, *Elektrotehnički fakultet u Beogradu*

Sadržaj – U radu je opisana IMPACT struktura (*Internal Model Principle and Control Together*) u specijalnom slučaju njene primene - u sistemu digitalnog upravljanja brzinskim servomehanizmom sa asinhronim motorom u ulozi izvršnog organa i elastično spregnutim opterećenjem. Elastično spregnute mase: motor – opterećenje dovode do moguće pojave mehaničke rezonance, što dalje uzrokuje pojavu prinudnih torzionih oscilacija u sistemu. Predloženo je novi koncept IMPACT strukture u cilju potiskivanja torzionih oscilacija u sistemu. Pokazuje se da se primenom novog rešenja mogu ostvariti bolje performanse sistema nego do sada. Predložena struktura je jednostavna i ima mali broj podepljivih parametara, kojima se jasno i jednostavno može uticati na robustne, filtarske i dinamičke performanse sistema.

1. UVOD

U mnogim aplikacijama kod savremenih alatnih mašina, koje treba da obezbede visok kvalitet proizvoda i visoku produktivnost proizvodnih linija, zahtevaju se visoke dinamičke performanse brzinskih i pozicionih servomehanizama sa različitim motorima u ulozi izvršnog organa. Slični zahtevi se sreću i u drugim savremenim mašinskim sistemima, kao što su uređaji za proizvodnju mikroelektronskih sklopova, robotski manipulatori, automatizovane mašine za kontrolu kvaliteta, sistemi za memorisanje podataka, itd. Teži se da se postigne nominalna greška praćenja na nivou rezolucije senzora, kako u stacionarnom stanju, tako i u prelaznom režimu. Pri tome, dobre robustne performanse projektovanog servosistema sa zatvorenom povratnom spregom se podrazumevaju. Otuda se primena Tsytkinove IMPACT strukture [1-5] u sintezi digitalno upravljanog elektromotornog pogona nameće kao logična rešenja [1,2,5].

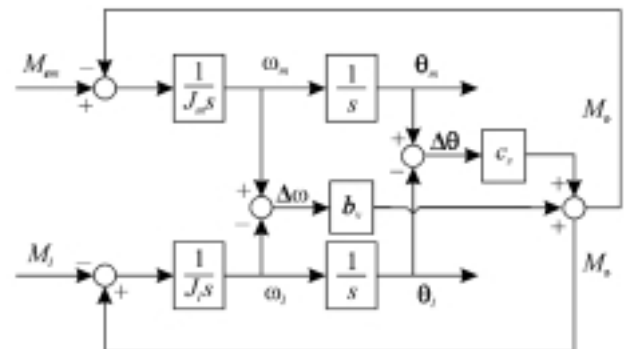
Međutim, servomotori su u tipičnom industrijskom okruženju povezani sa njihovim aktuatorima prenosnim mehanizmom koji ima konačnu krutost [6,7]. Elastično spregnute mase: motor - opterećenje, uvode konačan broj nula i par konjugovano kompleksnih polova u funkciju prenosa objekta i na taj način dovode do moguće pojave mehaničke rezonance. Ovaj problem je višestruko izražen u servosistemima u kojima je senzor pozicije na opterećenom vratilu [6,7]. Tada je sistem sa zatvorenom povratnom spregom uključiti nemodelirane modove torzione rezonance [6]. Isti problem se pojavljuje i u slučaju kada se senzor povratne sprege nalazi na osovini motora. Ovaj fenomen ograničava performanse sistema i predstavlja razlog pojave slabo prigušenih oscilacija u odzivu sistema usled pobude od strane referentnog ulaza ili opterećenja [6,7]. Često ignorisani u projektovanju konvencionalnih servosistema, rezonantni modovi mogu da se preklope sa propustnim opsegom i da prouzrokuju prinudne oscilacije mašine i sa njom spregnutih delova [7]. Ovakva pojava je prvenstveno bukom, ali i mogućim oštećenjima zglobova, delova mašine (usled zamora metala i sl. [7]), mogućim habanjem i lomovima alata, kao i eventualnim posledicama po kvalitet obrade radnih predmeta. Dobar

pregled dosadašnjih napora u rešavanju ovog problema je dat u [6], dok je u [6,7] predloženo novi metod projektovanja antirezonantnog kompenzatora, čija je efikasnost potvrđena u slučaju sinteze brzinskog servomehanizma rezultatima simulacije i eksperimentalnim rezultatima.

Korišćenje izvorne IMPACT strukture i njenih modifikovanih rešenja [1,2,5] obezbeđuje željeni karakter ponašanja, tačnost rada u stacionarnom stanju, veliku brzinu reagovanja (širok propustni opseg) servopogona sa zatvorenom povratnom spregom, zatim, mali uticaj spoljnih poremećaja i mernog šuma na upravljanu promenljivu (ugaonu brzinu ili poziciju), kao i malu osetljivost pokazatelja kvaliteta ponašanja na promene parametara unutar objekta upravljanja [5]. U ovom radu, predložena je sinteza IMPACT strukture brzinskog servomehanizma sa asinhronim motorom u ulozi izvršnog organa i polinomnim prediktivnim filtrom umesto klasičnog polinoma predviđanja. Simulacijom su ilustrovane mogućnosti strukture pri potiskivanju torzionih oscilacija koje nastaju u slučaju pojave mehaničke rezonance [6]. Pokazano je da se primenom predloženo rešenja mogu ostvariti bolje performanse sistema nego do sada.

2. SERVO SISTEM SA ELASTIČNOM SPREGOM

Model objekta upravljanja (asinhronog motora sa opterećenjem), koji obuhvata fleksibilno sprezanje motora i opterećenja, je prikazan na Sl. 1 [6].



Sl. 1. *Fleksibilno sprezanje osovine motora i opterećenja*

Pokretni moment M_{em} je upravljačka promenljiva, dok moment na opterećenom vratilu M_l predstavlja poremećaj. Moment inercije motora J_m i moment inercije opterećenja J_l su spregnuti prenosnim mehanizmom (osovinom, reduktorom, zupastim kaišem, itd.) koji ima koeficijent krutosti c_s . Elastično sprezanje udvostručuje broj promenljivih stanja unutar elektromotornog pogona [6]. U ovom slučaju, ugaona brzina ω_m i pozicija θ_m osovine motora se razlikuju, respektivno, od ugaone brzine ω_l i pozicije θ_l na opterećenom vratilu, tj. na strani opterećenja. Koeficijent viskoznog trenja b_v uglavnom ima veoma male vrednosti, što svakako pospešuje pojavu slabo prigušenih torzionih oscilacija [6]. Torzioni moment M_o je jednak momentu opterećenja M_l samo u stacionarnom

stanju, dok je za vreme prelaznog procesa, kada se brzine motora i optere}enja razlikuju, dat relacijom [6,7]

$$M_o = c_s \Delta \theta + b_v \Delta \omega \quad (1)$$

Dakle, uobi-ajeni pristupi sinteze brzinskog servomehanizma polaze od jednostavnog modela objekta, koji je dat funkcijom prenosa $1/s$. Me|utim, uzimanjem u obzir elasti-nog sprezanja motora i optere}enja, ta-niji model objekta upravljanja je dat funkcijom prenosa

$$W_m(s) = \frac{\omega_m(s)}{M_{em}(s)} = \frac{1}{(J_m + J_l)s} \frac{1 + \frac{b_v}{c_s}s + \frac{J_l}{c_s}s^2}{1 + \frac{b_v}{c_s}s + \frac{J_l J_m}{c_s(J_m + J_l)}s^2} \quad (2)$$

$$= \frac{1}{(J_m + J_l)s} \frac{1 + \frac{2\zeta_z}{\omega_z}s + \frac{1}{\omega_z^2}s^2}{1 + \frac{2\zeta_p}{\omega_p}s + \frac{1}{\omega_p^2}s^2}$$

ako je senzor postavljen na vratilu motora, odnosno

$$W_l(s) = \frac{\omega_l(s)}{M_{em}(s)} = \frac{1}{(J_m + J_l)s} \frac{1 + \frac{b_v}{c_s}s}{1 + \frac{b_v}{c_s}s + \frac{J_l J_m}{c_s(J_m + J_l)}s^2} \quad (3)$$

$$= \frac{1}{(J_m + J_l)s} \frac{1 + \frac{2\zeta_z}{\omega_z}s}{1 + \frac{2\zeta_p}{\omega_p}s + \frac{1}{\omega_p^2}s^2}$$

ako je senzor postavljen na optere}enom vratilu, tj. na strani optere}enja. U prethodnim relacijama (2) i (3), neprigu{ene prirodne u-estano{ti ω_p i ω_z , i koeficijenti relativnog prigu{enja ζ_p i ζ_z , dati su slede}im izrazima

$$\omega_p = \sqrt{\frac{c_s(J_m + J_l)}{J_m J_l}}, \quad \omega_z = \sqrt{\frac{c_s}{J_l}}, \quad (4)$$

$$\zeta_p = \sqrt{\frac{b_v^2(J_m + J_l)}{4c_s J_m J_l}}, \quad \zeta_z = \sqrt{\frac{b_v^2}{4c_s J_l}}$$

Neprigu{ene prirodne u-estano{ti ω_p i ω_z , su ozna-ene kao rezonantna i antirezonantna u-estano{t, respektivno [6], i njihov koli-nik predstavlja rezonantni odnos

$$R_r = \frac{\omega_p}{\omega_z} = \sqrt{1 + \frac{J_l}{J_m}} \quad (5)$$

U slu-aju, kada se senzor nalazi na vratilu motora, male vrednost rezonantnog odnosa redukuju uticaj torzionog optere}enja na dinamiku brzinskog servomehanizma [6]. Velika inercija motora spre-ava prodiranje torzionih oscilacija od optere}enja ka motoru. Ipak, na ovaj na-in ($J_m \gg J_l$), favorizuje se performansa ugaone brzine ω_m i pozicije θ_m motora, iako se u ve}ini aplikacija zahtevaju dobre performanse promenljivih na strani optere}enja (ω i θ). Ova problematika, u slu-aju postavljanja senzora bilo na osovini motora, bilo na strani optere}enja, je {ire analizirana u [6]. Istaknuta je tendencija da `eljeni propustni opseg brzinskih servomehanizama kod savremenih obradnih ma{inskih centara gotovo da obuhvata i u-estano{t torzione rezonance [6]. Zato je u [6], pored izlo`enog pregleda stanja u oblasti, posebna pa`nja posve}ena pasivnim prilazima kompenzacije rezonantnih modova u odzivu sistema. Naime, kao {to je to pokazano na Sl. 2, projektuje se kaskadni kompenzator koji

poni{tava ili usrednjava rezonantne modove, nastalih usled elasti-nih sprega unutar mehani-kog podsistema. Uobi-ajeni kaskadni kompenzator (Sl. 2), koji je u upotrebi, je notch filter, za -iju uspe{nu sintezu je potrebno znati vrednosti ω_p i ζ_p . Takva pretpostavka predstavlja veliki problem u realizaciji prakti-nih aplikacija zasnovanih na implementaciji antirezonantnog kompenzatora tipa notch filtra. Zato je u [6,7] predlo`en jednostavniji i robustniji kaskadni antirezonantni filter, sa samo jednim pode{lljivim parametrom

$$W_{NF}(z^{-1}) = \frac{1 + z^{-n}}{2}, n = \frac{T_{osc}}{2T} \quad (6)$$

gde je n odnos poluperiode oscilovanja rezonantnog moda i periode odabiranja. Periodu oscilovanja

$$T_{osc} = \frac{2\pi}{\omega_p \sqrt{1 - \zeta_p^2}} \quad (7)$$

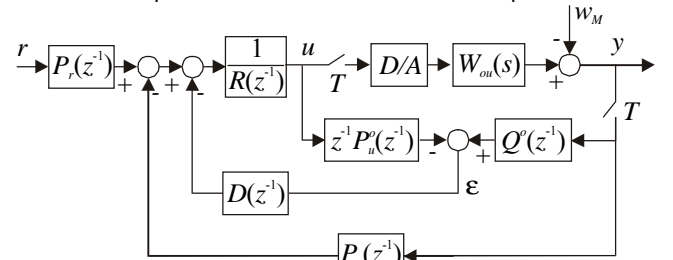
koja je prakti-no pode{lljiv parametar FIR filtra (6), je mogu}e eksperimentalno odrediti. Ideja sinteze filtra (6) je detaljno obrazlo`ena u [6].



Sl. 2. Sistem sa antirezonantnim kompenzatorom

3. IMPACT STRUKTURA

Na Sl.3 je prikazan specijalan slu-aj IMPACT strukture kada objekat upravljanja ne sadr{i transportno ka{njenje, i koji mo`e biti primenjen u slu-aju digitalno upravljanih elektromotornih pogona [1,3]. Signal w_M modelira uticaj momenta optere}enja na izlaz sistema y - odnosno na signal ugaone brzine ili pozicije, zavisno od toga da li se radi o brzinskom ili pozicionom servomehanizmu, respektivno.



Sl. 3. IMPACT struktura digitalnog sistema upravljanja

Upravlja-ki deo strukture na Sl. 3 je dat u funkciji polinoma po kompleksnoj promenljivoj z^{-1} . Objekat upravljanja $W_{ou}(s)$ mo`e biti predstavljen svojim nominalnim diskretnim modelom

$$W^o(z^{-1}) = \frac{z^{-1-k} P_u^o(z^{-1})}{Q^o(z^{-1})}$$

koji je eksplicitno implementiran u strukturi kao nominalni dvoulazni unutra{nji model objekta upravljanja. Signal ϵ estimira uticaj generalisanog poreme}aja na upravljaju promenljivu, odnosno uticaj spolja{njeg poreme}aja i neodre-lenosti nominalnog modela objekta. Nepreciznosti modeliranja mogu biti adekvatno opisane multiplikativnom granicom neodre-lenosti $\alpha(\omega)$ [4]

$$W(z^{-1}) = W^o(z^{-1})(1 + \delta W(z^{-1})) \quad (8)$$

$$|\delta W(e^{-j\omega T})| \leq \alpha(\omega), \quad \omega \in [0, \pi/T]$$

Tada, sistem na Sl. 3 ispunjava uslov robustne stabilnosti ako je nominalni sistem stabilan i ispunjena relacija

$$\alpha(\omega) < \frac{|Q^o(z^{-1})R^o(z^{-1}) + z^{-1}P_u^o(z^{-1})P_y(z^{-1})|}{|z^{-1}P_u^o(z^{-1})(P_y(z^{-1}) + Q^o(z^{-1})D(z^{-1}))|}, \quad \omega \in [0, \pi/T]$$

{to je prakti-no uslov radne sposobnosti sistema. Robustna performansa sistema se posti`e funkcionisanjem unutra{nje konture sistema. Naime, zadatak unutra{nje konture jeste da potisne efekte generalisanog poreme}aja na izlaznu promenljivu. Saglasno principu apsorpcije [3,4] projektuje se unutra{nji model poreme}aja na koji se dovodi signal ε . U slu-aju objekta upravljanja koji ne unosi transportno ka-}njenje, unutra{nji model poreme}aja se svodi na polinom predvi|anja $D(z^{-1})$ [3,4]

$$(1 - D(z^{-1}))\varepsilon(z^{-1}) = 0, \quad t = nT \geq (\deg(1 - D(z^{-1})))T$$

Svrha principa apsorpcije je da uklju-i model poreme}aja u upravlja-ku strukturu u cilju potiskivanja uticaja poreme}aja na stacionarnu vrednost upravljane promenljive. Pri dovoljno potpunoj apriornoj informaciji o poreme}aju, polinom predvi|anja $D(z^{-1})$ se odre|uje jednostavno, polaze}i od modela poreme}aja u vremenskom domenu [3,4]. U Tsyppkinovim radovima naj-e}e je kori}en slede}i polinom predvi|anja

$$D(z^{-1}) = 2 - z^{-1} \quad (9)$$

koji se odnosi na klasu linearnih poreme}aja, a njegova implementacija u IMPACT strukturi daje efikasne rezultate i za razli-ite klase sporopromenljivih poreme}aja. Manja perioda odabiranja u ve}oj meri opravdava linearnu aproksimaciju proizvoljnog signala na ograni-enom vremenskom opsegu [1]. Prema standardnom postupku sinteze [3], za objekte minimalne faze, podrazumeva se da je

$$R(z^{-1}) = P_u^o(z^{-1}) \quad (10)$$

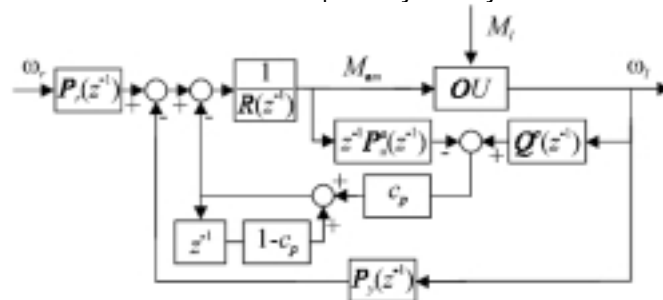
Spolja{nja kontura odre|uje dinami-ko pona}anje nominalnog sistema i projektuje se na osnovu specificirane funkcije spregnutog prenosa sistema $G_{de}(z^{-1})$. Izborom `eljene funkcije diskretnog prenosa sistema $G_{de}(z^{-1})$ i re{avanjem jedna-ine [2]

$$G_{de}(z^{-1}) = \frac{z^{-1}P_r(z^{-1})}{Q^o(z^{-1}) + z^{-1}P_y(z^{-1})} \quad (11)$$

dolazi se do polinoma upravlja-ke strukture $P_y(z^{-1})$ i $P_r(z^{-1})$, -ime je proces parametarske sinteze zavr{en. Me-|utim, kako je to zapa`eno u [2], unutra{nji model upravlja-ke strukture pove}ava osetljivost sistema na {um kvantovanja, posebno u slu-aju brzinskog servomehanizma. Zato je u [2] predlo`ena modifikacija strukture koja uklju-uje opserver radi estimacije signala povratne sprege. Primenjen je opserver visokog kvaliteta koji i pri dejstvu poreme}aja korektno procenjuje koordinate stanja i uti-e na potiskivanje efekata {uma kvantovanja u sistemu. Polinom predvi|anja ostaje nezavistan deo strukture, i njegova sinteza te-e jednostavno u skladu sa potrebama apsorpcije proizvoljne klase poreme}aja. Ali, u [5] je predlo`eno mnogo jednostavnije i ne manje efikasno re{enje. Uspostavljena je jasna veza izme|u polinoma predvi|anja polinomnih signala i Newtonovog prediktora [8]. Predlo`eno je kori}enje polinomnih

prediktivnih filtara [8] umesto klasi-nih polinoma predvi|anja. Ispitana je efikasnost polinomnog LSN (Linear Smoothed Newton) prediktora u ulozi polinoma predvi|anja IMPACT i pokazano je kako se promenom jednog pode{ljiivog parametra LSN prediktora mo`e jednostavno uticati na dinami-ke osobine sistema, kao i na potiskivanje {uma kvantovanja, i na oblast robustne stabilnosti sistema [5].

U cilju efikasnog re{avanja na{eg problema (Sl. 1), u ovom radu predla`emo strukturu koja umesto polinoma predvi|anja sadr`i najjednostavniji RLSN (Recursive Linear Smoothed Newton) prediktor (Sl. 4). Parametar $c_p < 1$ omogu}ava da RLSN prediktor ima amplitudno frekvencijsku karakteristiku NF filtra, dok je u [1] je pokazano kako promenom ovog parametra (c_p) mo`e uticati na pro{irenje oblasti robustne stabilnosti u podru-iju srednjih u-estanosti.



Sl. 4. Modifikovana IMPACT struktura digitalnog brzinskog servomehanizma

Pri sintezi IMPACT strukture polazi se od slede}eg modela objekta upravljanja

$$W_{ou}(s) = \frac{1}{J_s} = \frac{1}{(J_m + J_l)s}, \quad W_{ou}(z^{-1}) = \frac{T}{J_m + J_l} \frac{z^{-1}}{1 - z^{-1}} \quad (12)$$

mada elasti-no sprezanje (Sl. 1) pri analizi rada strukture ne}e biti zanemareno (efekti elasti-nog sprezanja se manifestuju kao komponenta generalisanog poreme}aja). Izbor periode odabiranja je spregnut sa periodom torzionih oscilacija, te neka je

$$T = \frac{T_{osc}}{8} = \frac{\pi}{4\omega_p \sqrt{1 - \zeta_p^2}} \quad (13)$$

Struktura unutra{njeg modela poreme}aja je prilago|ena apsorpciji efekata odsko-ne klase poreme}aja (Sl. 1). Po{to je izabrana veoma mala perioda odabiranja, ovakav unutra{nji model poreme}aja je sasvim adekvatno re{enje za {iru klasu poreme}aja. Pode{avanjem parametra c_p jednostavno se uti-e na efikasnost apsorpcije efekata poreme}aja, ili na {irenje oblasti robustne stabilnosti i potiskivanje torzionih oscilacija, kao {to je to narednim simulacijama biti pokazano.

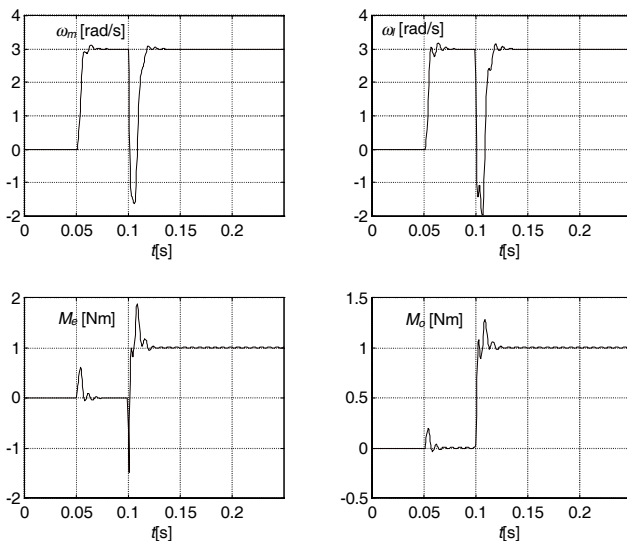
4. ILUSTRATIVNI PRIMER

Efikasnost predlo`ene strukture na Sl. 4 bi}e ilustrovana simulacijom, pod istim uslovima pod kojima su izvr{ene eksperimentalne probe u [6]. U [6] su dva identi-na motora povezana preko elasti-ne {uplje osovine. Motori su nezavisno upravljani i koriste se kao motor i optere}enje. Na svakom od njih, postavljen je elektromagnetni rizolver. Izdajamo slede}e bitne podatke $J_m = 0.000620 \text{ kgm}^2$, $J_l = 0.000220 \text{ kgm}^2$, $c_s = 350 \text{ Nm/rad}$, $b_v = 0.004 \text{ Nms/rad}$. Zahteva se sinteza upravlja-kog algoritma koji }e obezbediti da odsko-ni kontinualni odziv sistema bude bez gre{kke u stacionarnom stanju i da ga karakteri}e koeficijent relativnog prigu{enja $\zeta = 0.7$ i neprigu{ena prirodna u-estanost $\omega_n = 400 \text{ rad/s}$. Slede polinomi upravlja-ke strukture

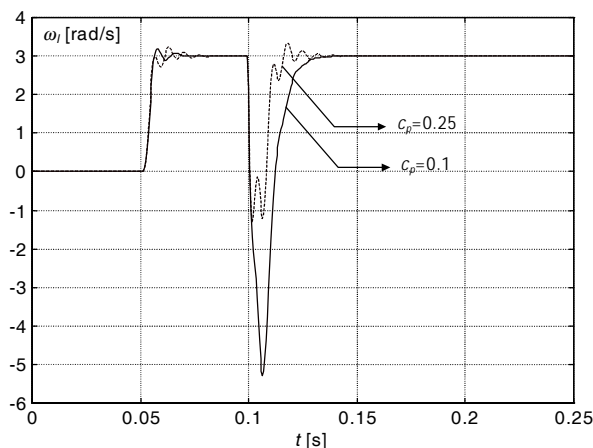
$$R(z^{-1}) = P_u(z^{-1}) = 0.636881, Q^n(z^{-1}) = 1 - z^{-1}$$

$$P_r(z^{-1}) = 0.03941938 z^{-1}, P_y(z^{-1}) = -0.701702946 + 0.741122325 z^{-1}$$

Dava- je sme{ten na optere}enom vratilu (kao na Sl. 4) i u slu-aju izabranog parametra $c_p=0.2$ rezultat simulacije je prikazan na Sl. 5, dok je na Sl. 6 ilustrovan uticaj varijacije parametra c_p na performanse sistema. Ovi rezultati simulacije su dobijeni kori{enjem programskog modula SIMULINK, koji je sastavni deo programskog paketa MATLAB. Pri simu- laciji su kori{ene iste amplitude ulaznih signala, kao u [6] (konkretno, $\omega_r(t)=3 \cdot h(t-0.05)$ [rad/s], $M_r(t)=1 \cdot h(t-0.1)$ [Nm]). Naravno, simulacije su izvr{ene sa objektom upravljanja -ija je struktura definisana na Sl. 1. Rezultati prikazani na Sl. 5 su neznatno bolji od analognih rezultata (simulacionih i eksperimentalnih) u [6].



Sl. 5. Ilustracija rada strukture na Sl. 4 ($c_p=0.2$, $\omega_n=400$ rad/s, $\zeta=0.7$)



Sl. 6. Ugaona brzina na optere}enom vratilu - uticaj varijacije parametra c_p

5. ZAKLJU^AK

Predlo`en je modifikovani koncept IMPACT strukture brzinskog servomehanizma visokih performansi u cilju potiskivanja torzionih oscilacija u sistemu koje mogu nastati kao posledica mehani-ke rezonance usled elasti- ne sprege motor-optere}enje. U ulozi unutra{njeg modela poreme}aja koristi se najjednostavniji RLSN prediktor sa jednim pode{lljivim parametrom (c_p). Rezultati simulacije jasno pokazuju prednosti izlo`enog pristupa u pore|enju sa prethodnim re{enjima istog problema. Prednosti su u

jednostavnosti pode{avanja parametara strukture i realizaciji `eljenih performansi.

LITERATURA

- [1] M.S. Matijevi}, "Razvoj novih struktura digitalno upravljanih elektromotornih pogona i industrijskih procesa", doktorska disertacija, Ma{inski fakultet u Kragujevcu, 2001.
- [2] M.S. Matijevi}, M.R. Stoji}, "Sinteza sistema digitalnog upravljanja brzinskim servomehanizmom sa unutra{njim modelom: Potiskivanje {uma kvantovanja", *Zbornik XLII Konf. ETRAN-a*, s. 291-294., Vrnja-ka Banja, 1998.
- [3] Я.З. Цыпкин, "Синтез робастно оптимальных систем управления объектами в условиях ограниченной неопределенности", *Автом. и Телемех.*, N°9, с. 139-159, 1992.
- [4] Ya.Z. Tsyppkin and U. Holmberg, "Robust stochastic control using the internal model principle and internal model control", *Int. J. Control*, vol. 61, N°4, P 809-822, 1995.
- [5] M. S. Matijević, M. R. Stojić and M. Stefanović, "Application of internal models in the design of digitally controlled electrical drives", *Proc. of 11th Mediterranean Conf. on Control and Automation MED'03*, Rhodes, June 17-20, 2003, Greece
- [6] S.N. Vukosavi} and M.R. Stoji}, "Suppression of torsional oscillations in a high-performance speed servo drive", *IEEE Trans. on Industrial Electronics*, vol. 45, N°1, pp. 108-117, 1998.
- [7] M.R. Stoji} and S.N. Vukosavi}, "Algorithm for supressing mechanical resonance in high performance servo drive", *Zbornik XLI Konf. ETRAN-a*, Zlatibor, 1997.
- [8] S. Vãliviita, S.J. Ovaska and Olli Vainio, "Polynomial predictive filtering in control instrumentation: A review", *IEEE Trans. on Industrial Electronics*, vol. 46, N°5, pp. 876-888, 1999.
- [9] M.S. Matijevi}, M.R. Stoji}, "Novi prilazi parametarske sinteze IMPACT strukture", *Zbornik XLVI Konf. ETRAN-a*, Tesli}, 2002.

Abstract – The paper describes IMPACT structure (Internal Model Principle and Control Together) in digitally controlled electrical drives. The IMPACT structure suitable for suppressing of torsional oscillations in servo system with flexible coupling has been presented. The approach, proposed in this paper, gives the better solutions for the problem of mechanical resonance in modern servo drive than previous ones. The presented structure is simple with small number of adjustable parameters that could be easily set to achieve the desired robust, filtering, and dynamic properties of the system.

IMPACT STRUCTURE IN HIGH PERFORMANCE SERVO DRIVES – SUPPRESSION OF TORSIONAL OSCILLATIONS

Milan S. Matijevi}, Mili} R. Stoji} and Slobodan N. Vukosavić