

Podešavanje PID-a za regulaciju krivljenja horizontalnih vetroturbina velike snage

Ježdimir Milošević, MSc student

Milana Milošević, PhD student

Tomislav B. Šekara

Univerzitet u Beogradu

Elektrotehnički fakultet

Beograd, Srbija

jezdimirmilosevic@gmail.com

milana.milosevic@gmail.com

tomi@etf.rs

Sadržaj— U ovom radu analizirano je krivljenje stuba vetroturbine koje nastaje usled dejstva vetra. Regulacija krivljenja postiže se uz pomoć ugla zakretanja krilaca vetroturbine. Za pomenuti problem, projektuje se PID regulator sa dodatnim niskopropusnim filtrom drugog reda. Prvi korak je projektovanje niskopropusnog filtra čija je uloga suzbijanje oscilatorne dinamike procesa, nakon čega se projektuje PID regulator za tako dobijen sistem. Dati regulator se podešava u frekvencijskom domenu na osnovu odgovarajućih parametara dobijenih iz filtriranog procesa. Procedura projektovanja regulatora i simulaciona analiza je data za tri vetroturbine kojima su modelovani ovi procesi.

Ključne reči— PID regulator; niskopropusni filter; vetrogenerator;

I. UVOD

Vetroturbine su uveliko postale sastavni deo elektrodistributivnih mreža mnogih zemalja. Velika ulaganja u ovu tehnologiju rezultovala su boljim rešenjima, te je i cena električne energije proizvedene pomoću vetroturbina opala. Ovo je dovelo do porasta njihove popularnosti, kako u Evropi, tako i u Sjedinjenim Američkim Državama.

Daleko najrasprostranjenija vrsta vetroturbina jesu vetroturbine sa horizontalnom osom i tri lopatice, Sl. 1. Osamdesetih godina prošlog veka, vetroturbine ove vrste bile su snage 75 kW i visine 20 m, dok današnje proizvode i preko 500 kW, a visina im dostiže i 150 m.

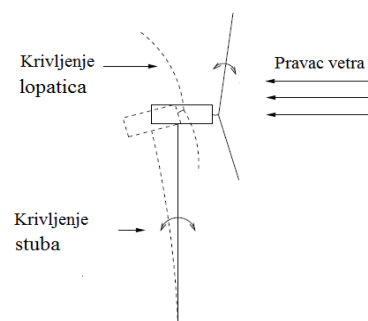


Slika 1. Izgled horizontalne vetroturbine

Sa određenim porastom visine, raste i brzina vetra, a samim tim raste i intenzitet sile kojom vetar deluje na konstrukciju vetroturbine što dovodi do krivljenja komponenti (stuba, lopatica itd.) konstrukcije [1-5] kao što pokazuje Sl. 2. Kod velikih vetroturbina (snage reda MW), krivljenje stuba vetroturbine dostiže i 15cm [1]. Ovaj efekat takođe odlikuje i oscilatorna dinamika te ga je poželjno suzbiti da bi se sprečilo naprezanje ili eventualno oštećenje konstrukcije. Smanjivanje sile vetra postiže se zakretanjem lopatica vetroturbine i u ovom radu biće prikazano projektovanje PID-a za regulaciju krivljenja stuba vetroturbine.

Za pomenuti problem koristi se PID regulator sa dodatnim niskopropusnim filtrom drugog reda. Ideja je da se filtrom potisne oscilatorna dinamika, nakon čega se za proces u rednoj vezi sa filtrom formira model na osnovu parametara Nikvistove krive [7-9]. Koeficijenti PID regulatora se potom određuju na osnovu vrednosti odgovarajućih parametara datih tabelarno na način objašnjen u [9]. Kao model procesa koristimo funkcije prenosa dobijene linearizacijom oko radne tačke za tri karakteristične vrste vetroturbina. Način modelovanja i vrednosti parametara funkcija prenosa preuzete su iz [1].

Ostatak rada je organizovan na sledeći način. U Odeljku II je ukratko objašnjena pojava krivljenja vetroturbine i izvođenje modela. Postupak projektovanja regulatora opisan je u Odeljku III, dok su u Odeljku IV prikazani rezultati testiranja dobijenih regulatora. Odeljak V predstavlja osvrt na rad i komentar dobijenih rezultata.



Slika 2. Ilustracija krivljenja vetroturbine

II. MODELOVANJE KRIVLJENJA VETROTURBINE USLED DEJSTVA VETRA

Prilikom investiranja kapitala u vetroturbine, cilj je svakako da investicija ostvari što veći profit. To bi u slučaju vetroturbine značilo da ona treba da proizvodi maksimalnu moguću količinu električne energije što je duže moguće vremena. Za manje brzine vetra, konstrukcija vetroturbine nije pod velikim opterećenjem te nam je primarni cilj iskoristiti što više energije vetra koja nam je dostupna. Za brzine vetra veće od neke granične brzine, pored što veće proizvodnje, moramo voditi računa da ne dođe do oštećenja vetroturbine.

Na Sl. 3. je prikazana jedna lopatica vetroturbine i komponente sile F_p i F_g kojima vetar deluje na nju. Ove sile su

$$F_p = \frac{1}{2} \rho_v S V_r^2 C_p, \quad F_g = \frac{1}{2} \rho_v S V_r^2 C_g, \quad (1)$$

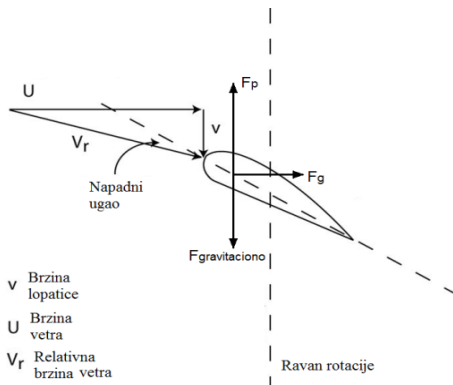
gde je: ρ_v gustina vazduha, S efektivna površina zahvata lopatica, V_r brzina vazduha i koeficijenti C_p i C_g koji zavise dominantno od napadnog ugla.

Ova činjenica otvara nam mogućnost da kontrolisanjem ugla zakretanja menjamo napadni ugao, a samim tim i silu koja deluje na vetroturbinu. Ugao zakretanja menja se na isti način za sve tri lopatice.

Zavisnost deformacije elemenata vetroturbine od ugla zakretanja data je linearnim modelom u prostoru stanja [1]

$$M \begin{bmatrix} \ddot{x}_t \\ \ddot{x}_b \end{bmatrix} + C \begin{bmatrix} \dot{x}_t \\ \dot{x}_b \end{bmatrix} + K \begin{bmatrix} x_t \\ x_b \end{bmatrix} = F \beta(t). \quad (2)$$

Prethodni sistem diferencijalnih jednačina predstavlja jednačine prigušenih oscilacija. Matrice M , C i K sadrže parametre vezane za masu, prigušenje i krutost respektivno. Deformacije stuba turbine i lopatica označene su sa x_t i x_b , dok je sa β označena devijacija ugla zakretanja lopatica od nominalne vrednosti. Više detalja o postupku modelovanja može se naći u [1].



Slika 3. Prikaz sile koje deluju na lopaticu vetroturbine

U ovom radu, od interesa je funkcionalna zavisnost x_t od ugla β . Funkcije prenosa koje ćemo posmatrati izvedene su za tri različite vetroturbine korišćenjem (2). Opšti oblik funkcije prenosa dat je sa (3), dok su odgovarajući parametri modela dati u Tabeli I. Za veće vetroturbine, kontrola zakretanja krilaca vrši se pomoću hidrauličkih aktuatora, što u model uvodi dodatno transportno kašnjenje [2]. Parametri

vetroturbina i posmatrane radne tačke za koje su dobijene ove funkcije prenosa date su u Tabeli II.

$$G(s) = \frac{(a_2 s^2 + a_1 s + a_0) e^{-Ls}}{s^4 + b_3 s^3 + b_2 s^2 + b_1 s + b_0}. \quad (3)$$

TABELA I. PARAMETRI FUNKCIJE PRENOSA TURBINA

Parametri	Sistem		
	G_1	G_2	G_3
a_2	-0.6219	2.426	-0.2545
a_1	-8.7165	-4.6345	-0.0647
a_0	-2911	-147.3	0.9384
b_3	5.018	4.857	2.28
b_2	691.3	126.2	878.5
b_1	1949	266.4	437.7
b_0	$1.15 \cdot 10^5$	$3.659 \cdot 10^3$	$7.7 \cdot 10^4$
L	0.25	0.25	0.25

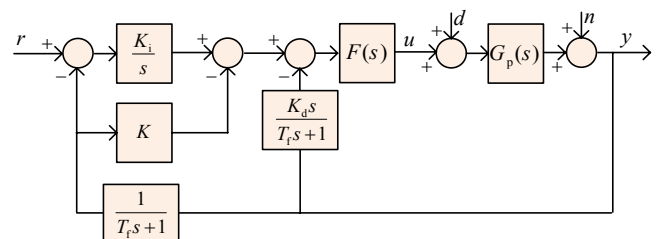
TABELA II. FIZIČKI PARAMETRI TURBINA I RADNA TAČKA

Parametri turbine i radne tačke	Sistem		
	G_1	G_2	G_3
Prečnik rotora [m]	27	70	15
Visina [m]	42	90	25
Snaga [kW]	275	1500	50
Brzina vetra [m/s]	15	15	15
Ugao zakretanja [°]	0	0	0.75
x_t nominalno	$6.848 \cdot 10^{-3}$	$7.245 \cdot 10^{-2}$	$1.97 \cdot 10^{-2}$
x_b nominalno	$8.915 \cdot 10^{-2}$	3.207	$6.505 \cdot 10^{-2}$

Izgled sve tri amplitudske karakteristike karakteriše izraženi rezonantni vrh i ravna amplitudska karakteristika na učestanostima pre rezonantnog vrha, te će postupak projektovanja regulatora biti istovetan u sva tri slučaja.

III. PROJEKTOVANJE SISTEMA UPRAVLJANJA

Strukturni blok dijagram sistema upravljanja prikazan je na Sl. 4.



Slika 4. Upravljačka struktura PID regulatora sa niskopropusnim filtrom

Upravljačku strukturu čine niskopropusni filter $F(s)$ i PID regulator kod koga su proporcionalno i diferencijalno dejstvo izmešteni u povratnu granu. U nastavku sledi detaljniji opis svakog koraka projektovanja.

A. Projektovanje niskopropusnog filtra drugog reda

Razlog zbog kojeg uvodimo niskopropusni filter jeste suzbijanje rezonantnog vrha amplitudske karakteristike. Ovom prilikom, korišćićemo Butterworthov niskopropusni filter funkcije prenosa:

$$F(s) = \frac{\gamma}{T^2 s^2 + \sqrt{2}Ts + 1} \quad (4)$$

gde je γ koeficijent koji je jednak 1 ili -1 u zavisnosti od toga da li je je statičko pojačanje sistema pozitivno ili negativno, a T je konstanta filtra.

Korišćenjem ovog filtra, želimo da maksimalnu vrednost amplitudske karakteristike $|G|_{\max}$ izraženu u decibelima, a koja se dostiže na učestanosti ω_{\max} , spustimo ispod nivoa statičkog pojačanja $|G|_0$:

$$20 \log_{10} |G(\omega_{\max})F(\omega_{\max})| \leq |G|_0 \quad (5)$$

Koristeći se svojstvima logaritama, prethodnu nejednakost možemo zapisati na sledeći način:

$$|G|_{\max} - 20 \log_{10} \left| \frac{1}{F(\omega_{\max})} \right| \leq |G|_0 \quad (6)$$

Kako posmatramo Butterworthov niskopropusni filter, tada je zadovoljeno

$$\left| \frac{1}{F(\omega_{\max})} \right| = \sqrt{1 + T^4 \omega_{\max}^4} \quad (7)$$

Koristeći relacije (6) i (7), možemo izvesti uslov koji parametar T treba da ispunjava kako bi postigli željeno potiskivanje rezonantnog vrha

$$T \leq \frac{1}{\omega_{\max}} \sqrt[4]{10^{\frac{|G|_{\max} - |G|_0}{20}} - 1} \quad (8)$$

Služeći se ograničenjem za vrednost parametra T koju nam nameće prethodna nejednakost, date su u Tabeli III vrednosti ovog parametra T za svaku od funkcija prenosa iz Tabele I.

TABELA III. VREDNOSTI PARAMETRA T

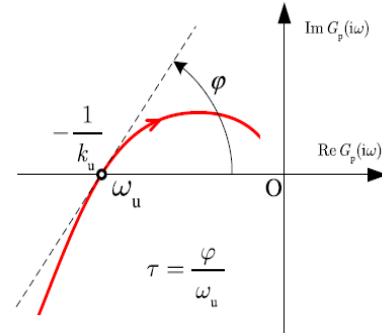
Parametar Filtra	Sistem		
	G_1	G_2	G_3
T	0.7423	1.5361	6.3995

B. Formiranje modela filtriranog procesa

Veliki broj procesa može se zadovoljavajuće aproksimirati na osnovu karakterističnih tačaka njihove Nikvistove krive [8]. Pokazuje se da je dovoljno da znamo kritično pojačanje procesa k_u , kritičnu učestanost ω_u i ugao φ koji zaklapa tangenta na Nikvistovu krivu u kritičnoj tački preseka sa

negativnim delom realne ose, kao i vrednost statičkog pojačanje procesa $G(0)$ da bi zadovoljavajuće aproksimirali dati proces u cilju njegove regulacije.

Radi lakšeg shvatanja, pomenuti parametri su označeni na Sl. 5.



Slika 5. Grafički prikaz parametara k_u , ω_u , τ i φ Nikvistove krive

Funkciju prenosa $G(s)$ možemo aproksimirati na osnovu pomenutih parametara funkcijom $G_m(s)$ na sledeći način:

$$G_m(s) = \frac{A \omega_u e^{-\tau s}}{s^2 + \omega_u^2 - A \omega_u e^{-\tau s} k_u} \quad (9)$$

$$A = \frac{k_u \omega_u G(0)}{1 + k_u G(0)}, \quad \tau = \frac{\varphi}{\omega_u} \quad (10)$$

Model (9) se može dodatno uprostiti uvođenjem skaliranja po vremenu $t_n = t \omega_u$ i po amplitudi $k_u G_m$ čime se dobija skalirani model $G_n(s_n)$ [9], koji zavisi isključivo od dva parametra, ρ i φ

$$G_n(s_n) = \frac{\rho e^{-\varphi s_n}}{s_n^2 + 1 - \rho e^{-\varphi s_n}} = k_u G_m(s_n) \quad (11)$$

Analogno, na isti način možemo uvesti normalizaciju PID regulatora

$$C_{PIDn}(s_n) = \frac{k_{dn} s_n^2 + k_{in} s_n + k_{in}}{s_n (T_{in} s_n + 1)} \quad (12)$$

Veza između parametara PIDn i PID regulatora, data je preko sledećih jednakosti

$$k_n = \frac{K}{k_u}, \quad k_{in} = \frac{K_i}{\omega_u k_u}, \quad k_{dn} = \frac{K_d \omega_u}{k_u}, \quad T_{in} = T_f \omega_u \quad (13)$$

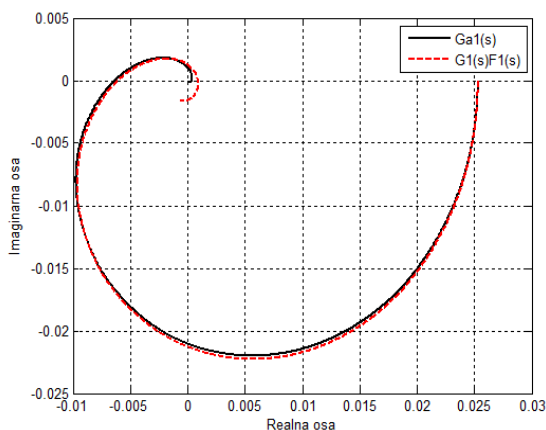
Razlog uvođenja prethodnih modela jeste to što je proces projektovanja normalizovanog PIDn-a istovremeno i projektovanje PID-a. Prednost projektovanja u ρ - φ ravni jeste to što čitav spektar različitih funkcija prenosa može pripadati jednom relativnom malom delu oblasti ravni. Na taj način, optimizacijom parametara normalizovanog PIDn regulatora za određene regione ρ - φ ravni u nekoliko tačaka, ujedno rešavamo i problem podešavanja PID regulatora širokog spektra realnih procesa koji pripadaju tom regionu [9].

Analiziranjem Nikvistovih kriva za procese $F_1(s)G_1(s)$, $F_2(s)G_2(s)$ i $F_3(s)G_3(s)$, određeni su karakteristični parametri k_u , ω_u , φ i $G(0)$, a njihove vrednosti su date u Tabeli IV. Da bi

prikazali stepen poklapanja dobijenih modela sa filtriranim procesima opisanih funkcijom prenosa u širokom frekvencijskom spektru, prikažimo na primeru za proces $F_1(s)G_1(s)$ i njegov odgovarajući model $G_{m1}(s)$ Nikvistove dijagrame.

TABELA IV. VREDNOSTI KARAKTERISTIČNIH PARAMETARA FILTRIRANOG PROCESA

Parametar Filtra	Sistem		
	F_1G_1	F_2G_2	F_3G_3
k_u	157.02	148.28	$1.99 \cdot 10^6$
ω_u [1/s]	2.8429	1.8740	0.8444
φ [rad]	0.7234	0.6302	0.3039
$G_p(0)$	0.0254	0.0407	$1.22 \cdot 10^{-5}$
A	2.2715	1.6051	0.8110
τ	0.2544	0.3363	0.3599
P	0.7990	0.8565	0.9604



Slika 6. Nikvistove krive procesa $F_1(s)G_1(s)$ i njegovog modela $G_{m1}(s)$

C. Projektovanje PID regulatora

Na osnovu [9], [10], za zadate vrednosti $M_s=2$, $m_n=2$ dobijaju se parametri PID_n regulatora i na osnovu (13) slede parametri PID regulatora dati u Tabeli V. Praktično se pokazuje da projektovanje PID regulatora na osnovu [10] ostvaruje adekvatno potiskivanje nemerljivog poremećaja d koji deluje na ulaz sistema i imunost na šum merenja n koji deluje na izlaz sistema.

TABELA V. VREDNOSTI PARAMETARA PID KONTROLERA

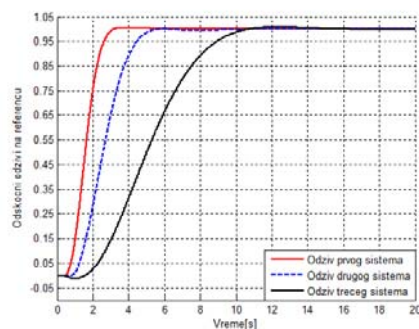
Parametar Filtra	Sistem		
	F_1G_1	F_2G_2	F_3G_3
K	76.2679	72.1018	$1.056 \cdot 10^6$
K_d	34.8324	53.9970	$2.044 \cdot 10^6$
K_i	67.0765	33.7095	$1.986 \cdot 10^5$
T_f	0.1109	0.1821	0.5136

Kako vrednosti ρ i φ zavise od kritičnih parametara procesa, a tehnike za adaptivno pronalaženje ovih parametara su već razrađene, PID kontroler bi se mogao i adaptivno podešavati. Bilo bi potrebno prethodno utvrditi u kom regionu ρ - φ ravni pripadaju parametri procesa pri različitim radnim uslovima i za taj region napraviti više regulatora koji bi zadovoljili performanse i robusnost sistema upravljanja [9], [10]. Nakon toga bi bilo dovoljno pratiti kritične parametre procesa i na osnovu njih birati regulator koji obezbeđuje najbolju performansu/robusnost u datom trenutku.

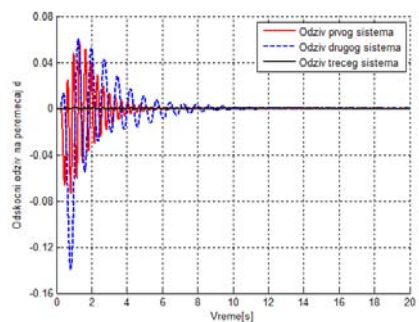
IV. SIMULACIJA

Na kraju je ostalo još proveriti da li projektovani regulatori daju zadovoljavajuće rezultate. Testiranje je obavljeno na uobičajen način, odnosno posmatran je odziv na praćenje step reference i odziv na step poremećaj koji se dovodi na ulaz i izlaz sistema. U realnosti bi ovi poremećaji mogli predstavljati poremećaje u upravljanju nastale usled leda na lopaticama, odnosno naglu promenu vetra koja bi dovela do značajnijeg krivljenja konstrukcije.

Sa Sl. 7, vidimo da sva tri sistema adekvatno prate referencu.



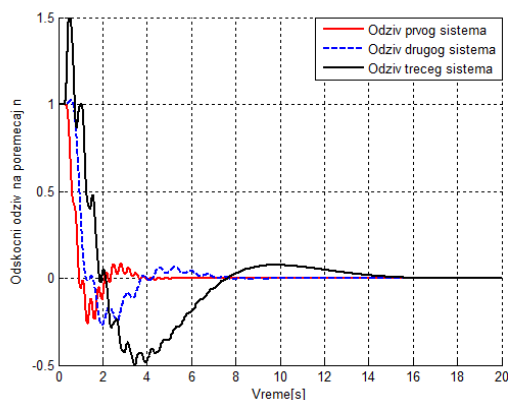
Slika 7. Odziv sistema sa regulatorom na jediničnu step referencu



Slika 8. Odziv sistema sa regulatorom na jedinični step poremećaj na ulaz sistema

TABELA VI. INTEGRAL APSOLUTNE GREŠKE

IAE	Sistem		
	I	II	III
IAE_n	0.8854	1.4104	3.3733
IAE_d	0.0824	0.1496	0.0006



Slika 9. Odziv sistema sa kontrolerom na izlazni jedinični step poremećaj

Što se tiče step poremećaja koji se dovode na ulaz i izlaz procesa, vidimo da oni bivaju uspešno potisnuti kao što pokazuje integral apsolutne greške dat u Tabeli VI.

V. ZAKLJUČAK

U radu je prikazana procedura projektovanja sistema za regulaciju krivljenja stuba vetroturbine. Procedura projektovanja je detaljno objašnjena, a dobijeni rezultati su testirani na funkcijama prenosa koje opisuju posmatrani proces i dobijeni rezultati se mogu okarakterisati kao prihvatljivi. Isti postupak bi se mogao primeniti i na sve druge funkcije prenosa ovog oblika.

Ono što treba napomenuti jeste da u postupku projektovanja nije vođeno računa o fizičkim ograničenjima koje realni sistem postavlja kao ni o uticaju ugla zakretanja na izlaznu snagu, te bi u detaljnijoj analizi bilo potrebno izvršiti i dodatne modifikacije dobijenog rešenja na osnovu detaljnijeg poznavanja fizike procesa i detaljnijeg modela.

Kako su tehnike za adaptivno određivanje karakterističnih parametara k_u , ω_u , φ i $G(0)$ relativno već razrađene, interesantan pravac u kojem bi se moglo nastaviti sa daljim istraživanjem jeste i razmatranje adaptivnog upravljanja ovim procesom. Ideja bi bila ispitati u kom regionu ρ - φ ravni pripadaju filtrirani procesi u zavisnosti od parametara radne tačke. Karakteristični parametri k_u , ω_u , φ i $G(0)$ procesa bi se određivali adaptivno, te bi se na osnovu njih vršilo podešavanje PID-a.

ZAHVALNICA

Tomislav Šekara se zahvaljuje Ministarstvu prosvete i nauke Republike Srbije projekat TR33020.

LITERATURA

- [1] S. Suryanarayanan, A. Dixit, "On the dynamics of the pitch control loop in horizontal-axis large wind turbines". 2005 American Control Conference, pp. 686–690, 2005.
- [2] C. Anderson, J. Richon, T. Campbell, "An aerodynamic moment-controlled surface for gust load alleviation on wind turbine rotors". *Control Systems Technology, IEEE Transactions on*, vol.6, no.5, pp.577-595, Sep 1998.
- [3] Y. Xingjia, L. Yingming, X. Zuoxia, Z. Chunming, "Active vibration control strategy based on Expert PID pitch control of variable speed wind turbine". *International Conference on Electrical Machines and Systems*, pp.635-639, 2008.
- [4] W. Leithead, S. Dominguez, "Controller Design for the Cancellation of the Tower Fore-aft Mode in a Wind Turbine". 2005 European Control Conference, pp.1276-1281, 2005
- [5] J. Wang, N. Tse, Z. Gao, "Synthesis on PI-based pitch controller of large wind turbines generator". *Energy Conversion and Management* 2011, pp. 1288–1294, 2011.
- [6] J. Perng, G. Chen, S. Hsieh "Optimal PID Controller Design Based on PSO-RBFNN for Wind Turbine Systems," *Energies*, no. 7, pp. 191–209, 2014.
- [7] T. B. Šekara, M. R. Mataušek, "Projektovanje PI/PID regulatora za upravljanje uglom lopatica vjetrogeneratora velike snage", *ETRAN*, pp. 1-3, AU 2.1, 2014.
- [8] T.B. Šekara, M.R. Mataušek, "Revisiting the Ziegler–Nichols process dynamics characterization", *Journal of Process Control* 2010, pp. 360–363.
- [9] T.B. Šekara, M.R. Mataušek, "Classification of dynamic processes and PID controller tuning in a parameter plane", *Journal of Process Control* vol. 21, pp. 620-626, 2011.
- [10] T.B. Šekara, M.R. Mataušek, "PID controller frequency domain tuning for stable, integrating and unstable processes, including dead-time", *Journal of Process Control* vol. 21, pp. 17-27, 2011.

ABSTRACT

We observe the problem of wind turbine fore-aft displacement caused by wind pressure. Regulation of displacement is done by using pitch control. We propose control system which consists of low-pass filter and PID regulator. First step is to design low pass filter in order to reduce peak value of amplitude diagram at resonant frequency. Afterward, we design PID regulator for process in connection with low pass filter. We propose frequency domain tuning based on parameters of serial connection of process and low pass filter. Design procedure is explained in detail, and tests are made on transfer functions which describe this process

PID CONTROLLER DESIGN FOR WIND TURBINE FORE-AFT DISPLACEMENT REGULATION

Ježdimir Milošević, Milana Milošević, Tomislav Šekara