

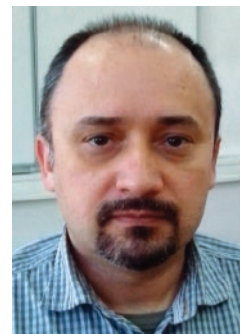
Modeliranje i simuliranje dinamike generatora pare u rafineriji nafte

Modeling and Simulation of Boiler Dynamics in an Oil Refinery

dr. sc. Danijel Pavković, izvanredni profesor
Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu
danijel.pavkovic@fsb.hr

dr. sc. Almir Sedić
INA Industrija nafte d.d. Zagreb
almir.sedic@ina.hr

dr. sc. Stjepko Katulić
Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu
stjepko.katulic@fsb.hr



Ključne riječi: generator pare s prirodnom cirkulacijom vode, nelinearni dinamički model, fizikalno modeliranje, praćenje stanja u realnom vremenu, analiza procesnih poremećaja

Key words: natural circulation boiler, nonlinear dynamic model, physical modeling, on-line monitoring, process disturbance analysis



Sažetak

Za potrebe kvalitetnog optimiranja proizvodnih procesa s ciljem uvođenja novih tehnologija karakteriziranih smanjenim emisijama štetnih plinova i povećanom energetsom učinkovitošću, nužno je izvesti odgovarajući matematički model procesa. Takav model bi trebao biti jednostavan za implementaciju te se isključivo zasnivati na fizikalnim karakteristikama postrojenja, umjesto oslanjanja na empirijske relacije. Stoga se u ovom radu predlaže nelinearni dinamički model isparivačkog kruga generatora pare rafinerijskog energetskeg postrojenja, s prirodnom cirkulacijom vode i jednim bubnjem, a koji se zasniva isključivo

na fizikalnim zakonitostima očuvanja mase, energije i količine gibanja. Uslijed jednoznačnosti njegove definicije, model se lako može poopćiti za analizu sličnih postrojenja, pri čemu je potrebno prilagoditi ključne operativne parametre kao što su radni tlak, temperatura, kapacitet proizvodnje pare i značajke pomoćne opreme. Učinkovitost modela potvrđena je kroz numeričku simulaciju pojava koje se događaju u različitim dijelovima generatora pare za slučaj stvarnog procesnog poremećaja, pri čemu su ulazi u model zasnovani na standardnim pogonskim mjerenjima.



Abstract

For the purpose of precise optimization of production processes aimed at introducing novel technologies characterized by reduced pollutant emissions and increased energy efficiency, it is paramount to derive an appropriate mathematical model. Such a model should be characterized by simple implementation and based exclusively on physical characteristics of the plant, rather than relying on empirical relationships.

Therefore, this work proposes a nonlinear dynamic model of a single-drum natural circulation boiler evaporator circuit within the oil refinery power-plant, which is based on the physical laws of conservation of mass, energy and momentum. Due to uniqueness of model definition, it can be generalized in a straightforward manner for the purpose of analysis of similar boiler facilities, wherein it would only be necessary to adjust the key operational parameters, such as operating pressure and temperature, steam production capacity and characteristics of ancillary equipment. The effectiveness of the proposed model is verified through numerical simulations of phenomena occurring within different parts of the boiler system for the case of realistic process disturbance, with standard field measurements used as model inputs.

1. Uvod

Pouzdan rad generatora pare je ključan faktor, kako za sigurnost osoblja energetskeg postrojenja, tako i za zadovoljavanje energetske potrebe rafinerije. Na primjer, u postrojenju za opskrbu energijom iz generatora pare s jednim bubnjem i prirodnom cirkulacijom vode, visoka dinamika takvog postrojenja u sprezi s naglim promjenama parametara procesa prerade nafte i neodgovarajućom regulacijom razine vode u bubnju generatora pare može rezultirati značajnim poremećajima u razini vode (Parry, Petrot i drugi, 1985.). Navedeni poremećaji, u sprezi s vanjskim opterećenjima, mogu u velikom broju slučajeva dovesti do neplaniranih ispada postrojenja (Nahua, Wentong i drugi, 2006.). Stoga je za kvalitetnu ocjenu operativnih performansi postrojenja nužno provesti temeljito modeliranje generatora pare (Luo, Zhang i drugi, 2013.). Ovo je naročito važno u energetskim sustavima koji su odvojeni od distribucijske mreže (tzv. otočni sustavi), kao što su rafinerijska postrojenja, gdje je potrebno u svakom trenutku pokrivati zahtjeve potrošača bez mogućnosti uključivanja vanjskog izvora pričuvne energije. Konačno, precizno modeliranje generatora pare može biti presudno za učinkovito minimiziranje gubitaka energije odnosno izbjegavanje destrukcije energije (Ray, Ganguly i drugi, 2013.; Saidur, Ahmed i drugi, 2010.) i s time povezanim analizama povrata investicije takvog postrojenja. Shodno tome, značajni su istraživački naponi posvećeni razvoju preciznih modela u svrhu praćenja internih stanja generatora pare i optimiranje odgovarajućih sustava upravljanja za širok raspon tipova generatora

pare i područja primjene, kao što pokazuju Åström i Bell (2000.).

Kako bi se dobila potpuna slika rada cjelokupnog generatora pare i procesa proizvodnje vodene pare, potrebno je primijeniti preciznu formulaciju modela procesa zasnovanu na fizikalnim zakonitostima očuvanja mase i energije (Adam i Marchetti, 1999.), koja se može proširiti jednadžbama očuvanja količine gibanja fluida (Gutiérrez-Ortiz, 2011.). Uistinu, fizikalno-zasnovani pristupi modeliranju često primjenjuju analizu ravnoteže energije (Tan, Fang i drugi, 2008.), uzimajući također u obzir specifičnu entalpiju fluida u generatoru pare (Eitelberg i Boje, 2004.) u svrhu izvođenja pojednostavljenog modela. Prethodno spomenuti pristupi rezultirali su s nekoliko modela različitih razina kompleksnosti, kao što je dinamički simulator vodocijevskog generatora pare (engl. water-tube boiler system) kako navode Adam i Marchetti (1999.), model razine vode u bubnju generatora pare s koncentriranim parametrima (Kim i Choi, 2005.) te model generatora pare zasnovan na fizikalnim zakonitostima i empirijskim relacijama (Aliakbari, Ayati i drugi, 2013.). Validacija modela može se provesti ili kroz usporedne simulacijske analize s drugim modelima (Kim i Choi, 2005.), uključujući i usporedbu s podacima iz literature (Gutiérrez-Ortiz, 2011.), ili s obzirom na eksperimentalne podatke, kako predlažu Åström i Bell (2000.), odnosno Leva, Maffezzoni i drugi (1999.). Naravno, potonji pristup se može smatrati najboljim testom valjanosti modela, naročito ako se razmatra primjena modela u stvarnim, pogonskim uvjetima.

Međutim, kako bi se obuhvatili svi aspekti procesa proizvodnje pare unutar postrojenja te kako bi se ostvarila visoka preciznost i performanse modela generatora pare (sposobnost vjernog praćenja dinamike generatora pare za širok raspon radnih režima), ključno je izgraditi potpuno fizikalni model koji uzima u obzir unutarnju strukturu generatora pare i njegove rubne uvjete (Gutiérrez-Ortiz, 2011.) te osnovne fizikalne zakonitosti očuvanja mase, energije i količine gibanja fluida (kapljevite i parne faze). Primjene empirijskih relacija, kako predlažu Åström i Bell (2000.), treba po svaku cijenu izbjegavati jer ne moraju biti univerzalno primjenjive, dok se, s druge strane, fizikalno-zasnovani pristup modeliranju može na jednostavan način primijeniti za bilo koje slično postrojenje. U tom slučaju bi bilo potrebno prilagoditi temeljne parametre generatora pare (npr. dimenzije bubnja generatora pare i vrstu goriva) u svrhu postizanja vjernog oponašanja stvarnog vladanja generatora pare.

Stoga se u ovom radu analizira generator pare s jednim bubnjem i prirodnom cirkulacijom vode, gdje je korišten dizajn bubnja generatora pare sa sustavom separacije pare zasnovanom na ciklonskim separatorima. Cilj rada je izvesti potpuno fizikalni model isparivačkog kruga generatora pare s koncentriranim parametrima zasnovan na temeljnim fizikalnim zakonitostima, istodobno izbjegavajući bilo kakvo oslanjanje na empirijske relacije između dinamičkih varijabli modela, za razliku od pristupa prikazanih u (Åström i Bell, 2000.), odnosno (Rusinowski i Stanek, 2010.).

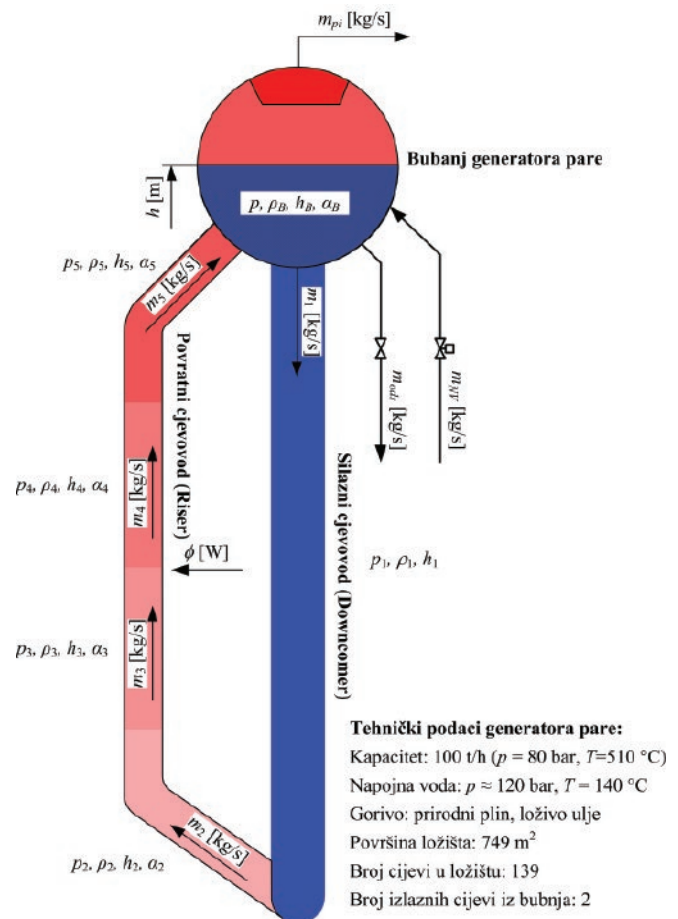
Materija prikazana u ovom radu zasniva se na radu postrojenja za proizvodnju pregrijane vodene pare, kao integralnog dijela većeg proizvodnog postrojenja rafinerije nafte. U radu se analizira dinamika generatora pare uzimajući pritom u obzir promjene entalpije i tlaka fluida unutar bubnja generatora pare, kao i dinamiku silaznog cjevovoda i cijevi ložišta te se na kraju model validira u odnosu na eksperimentalne podatke dobivene iz sustava nadzora procesnih veličina (engl. Data Collection System, DCS). Dobiiveni jednoznačno definirani model pogodan je za analizu različitih dinamičkih pojava u generatoru pare te nadzor rada i dinamičku estimaciju ključnih teško mjerljivih veličina u realnom vremenu. Kako model ne ovisi o vrsti goriva koja se koristi u gorionicima, moguće ga je primijeniti i za potrebe ekonomskih procjena zasnovanih na analizi bilance energije kako u konvencionalnim generatorima pare (pogonjenih fosilnim gorivima), tako i u generatorima pare zasnovanim na alternativnim gorivima (Kaylen, 2005.), a čija primjena postaje sve privlačnija u posljednja dva desetljeća (Saidur, Abdelaziz i drugi, 2011.) naročito u kogeneracijskim postrojenjima (Joelsson i Gustavsson, 2012.). Konačni simulacijski model generatora pare razvijen je i implementiran u *Matlab/Simulink* programskom okruženju (www.mathworks.com). Rezultati prikazani u ovom radu izvorno su objavljeni u (Sedić, Katulić i drugi, 2014.), te su naknadno prezentirani u sklopu nastupnog predavanja prvog autora na sjednici Sekcije III. za preradu nafte Znanstvenog vijeća za naftno-plinsko gospodarstvo i energetiku Hrvatske akademije znanosti i umjetnosti, održanoj 6. veljače 2018.

2. Opis postrojenja

U ovom poglavlju se ukratko opisuje generator pare s jednim bubnjem i prirodnom cirkulacijom vode te njegovi pripadajući podsustavi.

2.1. Specifikacija generatora pare

Razmatrani generator pare, karakteriziran nazivnim radnim parametrima tlaka i temperature pare od 80 bar i 510°C te ukupnom toplinskom izlaznom snagom od 84 MW, sastavni je dio većeg energetskog postrojenja, a koristi se kao glavni izvor pregrijane vodene pare za kondenzacijsku turbinu snage 30 MW s dva regulirana oduzimanja pare, te kao izvor toplinske energije za rafinerijsko proizvodno postrojenje. Na slici 1. prikazan je pojednostavljeni shematski prikaz generatora pare s prirodnom cirkulacijom vode te napojnom crpkom koja dostavlja vodu temperature oko 140°C pri tlaku 120 bar uz kapacitet dobave između 40 i 105 t/h. Masenim protokom napojne vode upravlja se regulacijskim ventilom čiju otvorenost definira regulator razine kapljevite faze u bubnju generatora pare.



Slika 1. Pojednostavljeni prikaz masenih tokova u generatoru pare (simboli definirani u sljedećem poglavlju).

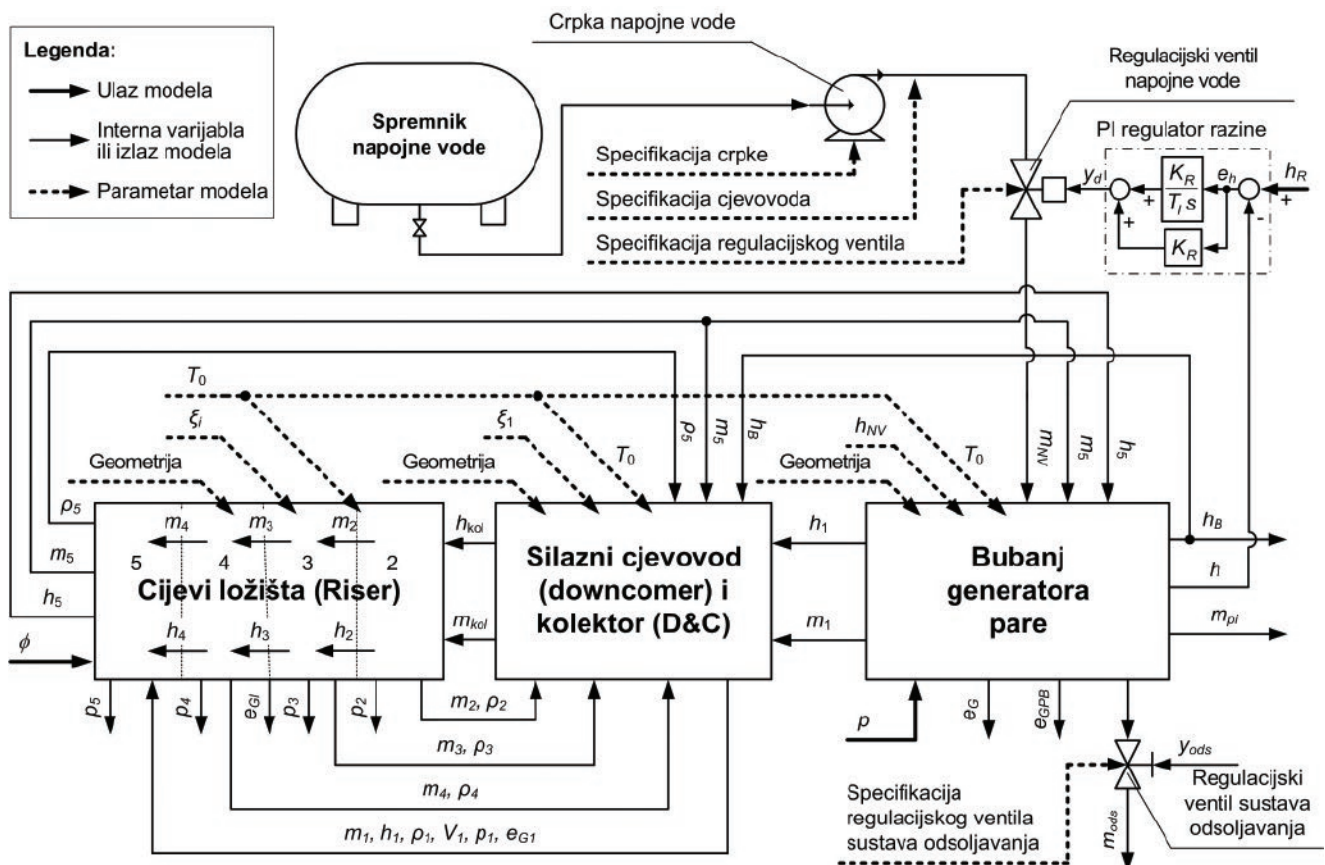
Napojna voda ulazi u bubanj nakon prolaska kroz dva ekonomajzera pri tlaku oko 80 bar, zagrijana na približno 265°C. Osim napojne vode, u bubanj ulazi i povratni tok dvofaznoga fluida (smjese vode i pare)

iz cirkulacijskog kruga cijevi ložišta. Veći dio kapljevite faze fluida koji izlazi iz bubnja prolazi kroz silazni cjevovod prema cijevima ložišta, dok se manji dio (približno 2%) preusmjerava prema sustavu za odsoljavanje. S druge strane, proizvedena vodena para izlazi iz bubnja kroz ciklonske separatore te potom ulazi u pregrijače prije nego što se dalje transportira prema krajnjim potrošačima. Budući da se ovdje razmatra generator pare s prirodnom cirkulacijom vode, cirkulacija je uzrokovana razlikom gustoće fluida u silaznom cjevovodu i cijevima ložišta.

Unutar bubnja generatora pare kontinuirano se održava dinamička ravnoteža kapljevite faze i pare. Pritom bilanca mase i energije ovisi o varijabilnim protocima izlaznog i ulaznog fluida te gubicima energije uslijed izmjene topline između stjenki bubnja i okoliša. Svojstva izlazne kapljevite faze fluida iz bubnja i povratnog toka dvofaznog fluida iz ložišta u bubanj su varijable koje ovise u procesima u svim dijelovima generatora pare. S druge strane, otvorenost ventila za odsoljavanje tipično se ne mijenja, odnosno mijenja se iznimno rijetko nakon inicijalnog podešavanja. Prema tome, izlazni maseni protok fluida u sustav za odsoljavanje se može smatrati konstantnim, odnosno može se jednostavno odrediti iz položaja ventila.

2.2. Pregled sustava regulacije postrojenja

Pojednostavljeni shematski prikaz ulaznih i izlaznih tokova fluida u različitim dijelovima generatora pare, s uključenim sustavom regulacije razine kapljevite faze unutar bubnja generatora pare, prikazan je na slici 2. Sustav regulacije generatora pare temelji se na proporcionalno-integrirajućem (PI) regulatoru razine kapljevite faze u bubnju generatora pare, a koji zadaje postotnu vrijednost otvorenosti ventila y_d , što je također prikazano na slici 2. Regulator razine mora kompenzirati djelovanja različitih poremećaja u sustavu, kao što je takozvani „shrink-and-swel” efekt uzrokovan varijacijama tlaka u bubnju generatora pare, a koji može uzrokovati značajne perturbacije regulirane varijable (razine kapljevite faze fluida h). Kako bi se ostvarilo zadovoljavajuće vladanje sustava regulacije razine, odnosno dobra prigušenost odziva regulacijskog kruga, podešavanje PI regulatora razine se u ovom radu zasniva na odgovarajućem lineariziranom upravljačkom modelu procesa i kriteriju simetričnog optimuma (detaljnije opisanom u Dodatku).



Slika 2. Shematski prikaz cjelokupnog modela procesa s regulatorom razine kapljevite faze u bubnju generatora pare.

3. Izvod matematičkog modela

U ovom poglavlju izvodi se matematički model generatora pare s jednim bubnjem primjenom temeljnih fizikalnih zakonitosti očuvanja mase i energije (Adam i Marchetti, 1999.) te se proširuje relacijama dobivenim primjenom zakona očuvanja količine gibanja parne i kapljevite faze, kako predlaže Gutiérrez-Ortiz (2011.). Pritom se navedene zakonitosti zasebno primjenjuju na sve dijelove generatora pare, što rezultira potpuno analitičkom formom modela, odnosno izbjegnuto je bilo kakvo oslanjanje na empirijske relacije, za razliku od pristupa koji predlažu Åström i Bell (2000.). Time se postiže visoka vjernost ponašanja modela u odnosu na realne procesne uvjete za širok raspon radnih režima postrojenja.

3.1. Jednadžbe ravnoteže mase i energije u generatoru pare

Dinamičke jednadžbe za generator pare izvode se temeljem zakona ravnoteže mase i energije unutar generatora pare, pri čemu je jednadžba ravnoteže mase dana sljedećim izrazom:

$$\frac{dM_k}{dt} = m_{NV} - m_{pi} - m_{ods}, \quad (1)$$

gdje je M_k ukupna masa kapljevite i parne faze fluida u generatoru pare [kg], m_{NV} je ulazni maseni protok napojne vode [kg/s], m_{pi} izlazni maseni protok proizvedene pare [kg/s], a m_{ods} je izlazni maseni protok prema sustavu za odsoljavanje [kg/s].

S druge strane, zakon ravnoteže energije u generatoru pare opisuje promjenu ukupne akumulirane toplinske energije mješovitog fluida (kapljevite i parne faze), koja odgovara ravnoteži tokova energije kako slijedi:

$$\frac{dQ_k}{dt} = e_{NV} - e_{pi} - e_{ods} - e_G + \phi, \quad (2)$$

gdje Q_k predstavlja ukupnu akumuliranu toplinsku energiju u generatoru pare [J], e_{NV} je toplinski tok napojne vode [W], e_{pi} je toplinski tok proizvedene pare [W], e_{ods} je toplinski tok vode u sustavu za odsoljavanje [W], e_G su toplinski gubici prema okolišu [W], a ϕ predstavlja toplinsku snagu izgaranja u ložištu koja se isporučuje fluidu u cirkulacijskom sustavu [W].

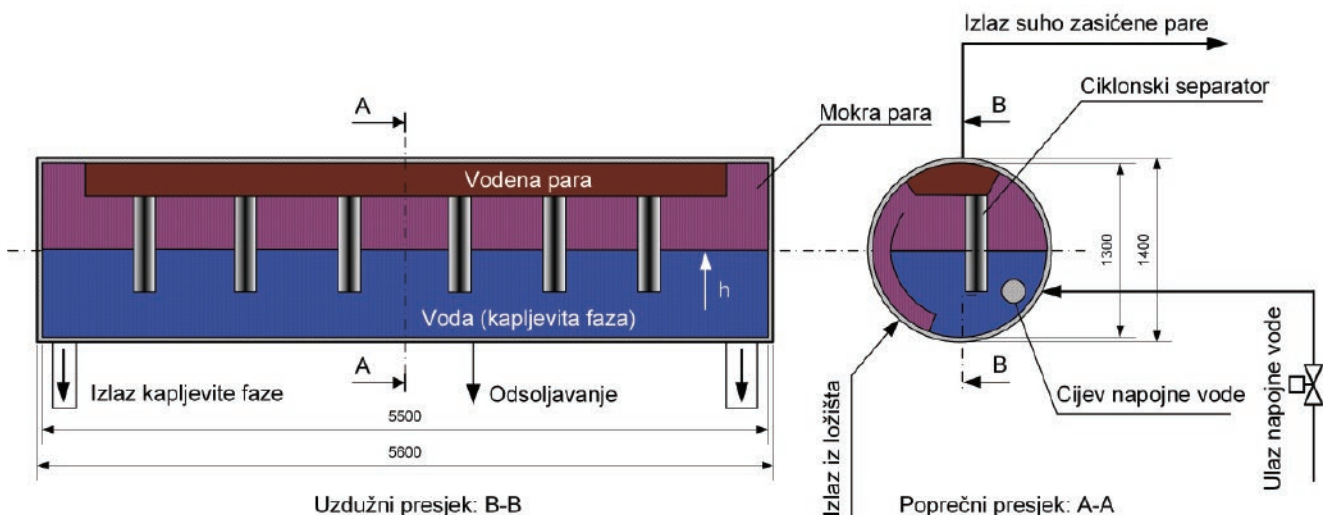
3.2. Jednadžbe ravnoteže mase i energije u bubnju generatora pare

Unutar bubnja generatora pare odvijaju se procesi akumuliranja mase i energije te razmjene topline s okolinom. Naime, na izlazu cijevi ložišta, odnosno ulazu u bubanj, nalazi se smjesa vode i pare te se odvija proces separacije pare u ciklonskim separatorima kako je ilustrirano na slici 3. Stoga se model bubnja generatora pare izvodi uz pretpostavku ravnotežnog stanja unutar bubnja i zadovoljenja zakona očuvanja mase i energije pojedinačno za kapljevitu i parnu fazu, uzimajući pritom u obzir i interakciju s okolišem. Glavni tokovi fluida također su prikazani na slici 3.

3.2.1. Ravnoteža mase vode u bubnju

Iz zakona očuvanja mase vode unutar bubnja generatora pare proizlazi sljedeći izraz:

$$\frac{dM_B}{dt} = m_{NV} + (1 - \alpha_s)m_s - m_1 - m_{ods}, \quad (3)$$



Slika 3. Uzdužni i poprečni presjek bubnja generatora pare.

gdje je M_B masa vode akumulirane u bubnju [kg], α_5 je udio pare u povratnom toku fluida u bubanj iz cijevi ložišta, a m_1 je maseni protok vode iz bubnja u silazni cjevovod [kg/s].

Pošto se maseni protok napojne vode regulira regulacijskim ventilom čiju relativnu otvorenost y_d određuje regulator razine kapljevite faze u bubnju, maseni protok napojne vode m_{NV} može se izraziti na sljedeći način:

$$m_{NV} = C_d y_d A_{vdmax} \sqrt{2\rho_w (p_u - p_i)}. \quad (4)$$

U gore navedenom modelu regulacijskog ventila, ρ_w je gustoća vode [kg/m³], p_u je tlak na ulazu regulacijskog ventila uslijed djelovanja crpke napojne vode [Pa], a p_i je tlak na izlazu ventila [Pa]. Bezdimenzijski koeficijent protoka C_d je parametar regulacijskog ventila napojne vode, dok A_{vdmax} [m²] odgovara poprečnom presjeku potpuno otvorenog ventila [m²], u odnosu na koji se definira efektivni poprečni presjek uslijed djelovanja regulatora razine koji definira relativnu otvorenost ventila y_d [%].

Na sličan način definira se i maseni protok vode u sustav za odsoljavanje preko relativne otvorenosti ventila za odsoljavanje y_{ods} [%]:

$$m_{ods} = C_{ods} y_{ods} A_{odsmax} \sqrt{2\rho_B (p - p_{ods})}, \quad (5)$$

gdje C_{ods} predstavlja bezdimenzijski koeficijent protoka za ventil sustava za odsoljavanje, A_{odsmax} je poprečni presjek potpuno otvorenog ventila [m²], ρ_B je gustoća vode u bubnju [kg/m³], p je tlak u bubnju [Pa], a p_{ods} je tlak na izlazu ventila sustava za odsoljavanje [Pa].

Uzimajući u obzir da voda u bubnju posjeduje gustoću ρ_B [kg/m³], masa vode u bubnju koja zauzima volumen bubnja V_B [m³] može se računati kao $M_B = \rho_B V_B$. Odatle je moguće izraziti promjenu mase vode u bubnju na sljedeći način:

$$\frac{dM_B}{dt} = \rho_B \frac{dV_B}{dt} + V_B \frac{d\rho_B}{dt} = \rho_B \frac{dV_B}{dh} \frac{dh}{dt} + V_B \frac{d\rho_B}{dt} \quad (6)$$

gdje je ovisnost volumena vode V_B o razini vode u bubnju h , te duljini i promjeru bubnja L i D dana kako slijedi:

$$V_B = \frac{L}{2} \left[\frac{D^2}{4} \left(\pi + 2 \arcsin \frac{2h-D}{D} \right) - (D-2h) \sqrt{h(D-h)} \right] \quad (7)$$

Temeljem izraza (6), te nakon deriviranja i središnja izraza (7), dobije se konačni izraz koji povezuje promjenu razine vode u bubnju h i promjenu njenog volumena V_B :

$$\frac{dh}{dt} = \frac{1}{2L\sqrt{h(D-h)}} \frac{dV_B}{dt}. \quad (8)$$

3.2.2. Ravnoteža energije vode u bubnju

Promjena energije u bubnju generatora pare temelji se na ravnoteži tokova energije na ulazu u bubanj i njegovom izlazu, te se izražava na sljedeći način:

$$\frac{dQ_B}{dt} = M_B \frac{dh_B}{dt} + h_B \frac{dM_B}{dt} - p \frac{dV_B}{dt} - V_B \frac{dp}{dt} = e_{NV} + e_{5w} - e_1 - e_{ods} - e_G \quad (8)$$

gdje Q_B predstavlja akumuliranu toplinsku energiju vode u bubnju [J], e_{5w} je toplinski tok na izlazu cijevi ložišta [W], e_1 je toplinski tok na izlazu iz bubnja [W], e_G predstavlja toplinski tok (gubitke) prema okolišu [W], a h_B je entalpija vode u bubnju [kJ/kg].

U gornjem izrazu, pojedinačni toplinski tokovi su definirani na sljedeći način:

$$e_{NV} = m_{NV} h_{NV} = C_d y_d A_{vdmax} h_{NV} \sqrt{2\rho_w (p_u - p_i)}, \quad (9)$$

$$e_{5w} = (1 - \alpha_5) m_5 h', \quad (10)$$

$$e_1 = m_1 h_1, \quad (11)$$

$$e_{ods} = C_{ods} y_{ods} A_{odsmax} h_B \sqrt{2\rho_B (p - p_{ods})}, \quad (12)$$

$$e_G = k_{vs} A_{vs} (T_B - T_0), \quad (13)$$

gdje h_{NV} predstavlja entalpiju napojne vode [kJ/kg], h' je entalpija vrele kapljevine na ulazu u bubanj (na izlazu iz cijevi ložišta) [kJ/kg], A_{vs} je efektivna površina preko koje se vrši izmjena topline između vode i okoliša [m²], T_B je temperatura vode u bubnju [°C], a k_{vs} [W/(m²K)] je ekvivalentni koeficijent prolaza topline između vode i okoliša, definiran s obzirom na unutarnju stjenku bubnja na sljedeći način:

$$k_{vs} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{vs}} + \frac{D}{2\lambda_s} \ln \frac{D_o}{D} + \frac{D_o}{2\lambda_i} \ln \frac{D_i}{D_o} + \frac{D}{\alpha_{sz} D_i}} \quad (14)$$

gdje α_{vs} i α_{sz} odgovaraju koeficijentima konvektivnog prijelaza topline između vode i stjenke bubnja, odnosno između toplinske izolacije i okolnog zraka [W/(m²K)], λ_s je toplinska vodljivost čelika [W/(m×K)], D_o i D_i su vanjski i unutarnji promjeri bubnja [m], a λ_i je toplinska vodljivost izolacije bubnja [W/(m×K)].

3.2.3. Ravnoteža mase i energije pare u bubnju

Jednadžba ravnoteža mase pare koja zauzima volumen bubnja V_{PB} [m³] karakterizirana je gustoćom ρ_{PB} [kg/m³] te je dana kako slijedi:

$$\frac{dM_{PB}}{dt} = \frac{d}{dt}(\rho_{PB} V_{PB}) = V_{PB} \frac{d\rho_{PB}}{dt} + \rho_{PB} \frac{dV_{PB}}{dt} = \alpha_s m_s - m_{pi} \quad (15)$$

gdje M_{PB} predstavlja ukupnu masu pare unutar bubnja generatora pare [kg].

S druge strane, ravnoteža energije u bubnju dana je sljedećim izrazom:

$$\frac{dQ_{PB}}{dt} = M_{PB} \frac{dh_{PB}}{dt} + h_{PB} \frac{dM_{PB}}{dt} - p \frac{dV_{PB}}{dt} - V_{PB} \frac{dp}{dt} = e_{5p} - e_{pi} - e_{GPB} \quad (16)$$

gdje Q_{PB} predstavlja akumuliranu toplinsku energiju pare u bubnju [J], e_{5p} je toplinski tok pare na izlazu cijevi ložišta [W], e_{pi} je toplinski tok pare na izlazu bubnja [W], e_{GPB} su gubici prema okolišu, h_{PB} je entalpija pare u bubnju [kJ/kg], dok su pojedinačni toplinski tokovi e_{5p} , e_{pi} i e_{GPB} u gornjem izrazu definirani na sljedeći način:

$$e_{5p} = \alpha_s m_s h'' \quad (17)$$

$$e_{pi} = m_{pi} h_{PB} \quad (18)$$

$$e_{GPB} = k_{PB} A_{PS} (T_{PB} - T_0) \quad (19)$$

U gornjim izrazima h'' predstavlja entalpiju suhozasicene pare [kJ/kg], A_{PS} je efektivna površina za izmjenu topline između pare u bubnju i okoliša [m²], T_{PB} je temperatura pare u bubnju [°C], a k_{PB} [W/m²K] je ekvivalentni koeficijent prolaza topline između pare i

okoliša s obzirom na unutarnju stjenku bubnja definirana na sljedeći način:

$$k_{PB} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ps}} + \frac{D}{2\lambda_s} \ln \frac{D_o}{D} + \frac{D_o}{2\lambda_i} \ln \frac{D_i}{D_o} + \frac{D}{\alpha_{sz} D_i}} \quad (20)$$

gdje α_{ps} predstavlja koeficijent konvektivnog prijelaza topline između pare i stjenke bubnja [W/(m²K)].

3.3. Jednadžbe ravnoteže silaznog cjevovoda

Voda koja izlazi iz bubnja generatora pare ulazi u silazni cjevovod gdje se odvija izmjena topline s okolišem, a koja se može opisati odgovarajućim procesima akumulacije mase i topline, uzimajući pritom u obzir padove tlaka u cijevima uslijed otpora protjecanju fluida. Kako se u normalnim okolnostima može očekivati da varijacije tlaka i entalpije fluida nisu pretjerano izražene, te uzimajući u obzir da unutar silaznog cjevovoda ne dolazi do isparavanja, ovaj dio generatora pare može se opisati matematičkim modelom s koncentriranim parametrima.

Sljedeća jednostavna relacija, izvedena iz zakona očuvanja mase, opisuje ravnotežu mase fluida unutar silaznog cjevovoda:

$$\frac{dM_1}{dt} = l_1 f_1 \frac{d\rho_1}{dt} = m_1 - m_{kol} \quad (21)$$

gdje M_1 predstavlja masu vode u cijevima silaznog cjevovoda [kg], l_1 je duljina cijevi [m], f_1 je površina poprečnog presjeka cijevi [m²], ρ_1 je gustoća vode u cijevima [kg/m³], a m_{kol} izlazni maseni protok vode iz silaznog cjevovoda [kg].

Nadalje, iz zakona očuvanja količine gibanja fluida, primijenjenog na silazni cjevovod, proizlazi sljedeći izraz:

$$\frac{d(M_1 w_1)}{dt} = \left[p + \rho_1 g l_1 + \rho_b g h - \left(\varepsilon \frac{l_1}{d_1} + \sum \xi_1 \right) \frac{\rho_1 w_1^2}{2} - p_{kol} \right] f_1 \quad (22)$$

gdje w_1 predstavlja brzinu strujanja vode u silaznom cjevovodu [m/s], g je gravitacijsko ubrzanje [m/s²], ε je koeficijent pada tlaka, d_1 je promjer cijevi [m], $\sum \xi_1$ je zbroj lokalnih koeficijenata otpora protjecanja, a p_{kol} je tlak na izlazu cjevovoda [Pa].

Kako u gornjem izrazu vrijedi $M_1 = \rho_1 l_1 f_1$, odnosno $m_1 = \rho_1 w_1 f_1$, te uzimajući u obzir da masa fluida unutar cjevovoda linearno raste s duljinom cijevi za koju se postavlja jednadžba očuvanja količine gibanja ($M_1 = m_1 l_1 / w_1$), gornji izraz se može reformulirati kako slijedi:

$$l_1 \frac{dm_1}{dt} = \left[p + g(\rho_b h + \rho_1 l_1) - \left(\varepsilon \frac{l_1}{d_1} + \sum \xi_1 \right) \frac{m_1^2}{2\rho_1 f_1^2} - p_{kol} \right] f_1 \quad (23)$$

Izraz za ravnotežu energije u silaznom cjevovodu glasi:

$$\frac{dQ_1}{dt} = e_1 - e_{kol} - e_{G1}, \quad (24)$$

gdje Q_1 predstavlja energiju akumuliranu u cijevima [J], a e_{kol} i e_{G1} predstavljaju redom toplinski tok na izlazu iz silaznog cjevovoda (na izlazu iz bubnja generatora pare) odnosno gubitke prema okolišu [W], a koji su definirani sljedećim izrazima:

$$e_{kol} = m_{kol} h_{kol}, \quad (25)$$

$$e_{G1} = k_1 f_{1v} (T_1 - T_0), \quad (26)$$

U gornjim izrazima h_{kol} predstavlja entalpiju vode na izlazu iz silaznog cjevovoda [kJ/kg], f_{1v} je ekvivalentna površina cijevi preko koje se odvija izmjena topline [m²], T_1 je temperatura vode u silaznom cjevovodu [°C], a k_1 [W/(m²K)] je koeficijent prolaza topline cijevi silaznog cjevovoda s obzirom na unutarnju stjenku cijevi:

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{vs1}} + \frac{D_1}{2\lambda_s} \ln \frac{D_{o1}}{D_1} + \frac{D_{o1}}{2\lambda_i} \ln \frac{D_{i1}}{D_{o1}} + \frac{D_1}{\alpha_{sz} D_{i1}}}, \quad (27)$$

gdje α_{vs1} odgovara koeficijentu konvektivnog prijelaza topline između vode i stjenke cijevi silaznog cjevovoda [W/(m²K)], D_1 je unutarnji promjer cijevi [m], D_{o1} je vanjski promjer cijevi [m], a D_{i1} je vanjski promjer izolacije na cijevima silaznog cjevovoda [m].

Radi jednostavnosti, pretpostavlja se da entalpija fluida linearno opada s duljinom cijevi silaznog cjevovoda. Shodno tome, srednja entalpija fluida između izlaza iz bubnja (ulaza u silazni cjevovod) i ulaza u cijevi ložišta može se jednostavno izračunati kao h_{sr}

= $(h_B + h_{kol})/2$, što pak rezultira sljedećim izrazom za akumuliranu energiju u silaznom cjevovodu:

$$Q_1 = l_1 f_1 \rho_1 \frac{h_B + h_{kol}}{2} - p_1 V_1. \quad (28)$$

Na temelju gore navedenih izraza dobije se sljedeći konačni izraz za ravnotežu toplinske energije u silaznom cjevovodu:

$$\frac{dQ_1}{dt} = \frac{l_1 f_1}{2} \left(\frac{dh_B}{dt} + \frac{dh_{kol}}{dt} \right) + \frac{l_1 f_1 (h_B + h_{kol})}{2} \frac{d\rho_1}{dt} - V_1 \frac{dp_1}{dt} \quad (29)$$

gdje p_1 predstavlja tlak u silaznom cjevovodu [Pa] a V_1 je pripadajući volumen cijevi [m³].

3.4. Jednadžbe ravnoteže cijevi ložišta (povrat dvofaznog fluida u bubanj)

Cijevi ložišta predstavljaju specifičan problem sa stanovišta modeliranja uslijed činjenice da je proces isparavanja fluida u njima prostorno distribuiran, primarno po duljini cijevi. Radi jednostavnosti, pretpostavlja se jednolik prijenos topline kroz stjenku cijevi. Dodatno, razmatra se i pojava viskozni gubitaka uslijed strujanja fluida i njegove interakcije sa stjenkama cijevi, uslijed čega se javlja pad tlaka po duljini cijevi koji može imati utjecaja na odnos parne i kapljevite faze te posljedično na gustoću fluida. Kako bi se ovi gubici uzeli u obzir, potrebno je analizirati promjene tlaka i lokalnu disipaciju energije unutar cijevi ložišta.

Shodno navedenom, moguće su značajne promjene stanja fluida unutar cijevi ložišta, zbog čega se prostorno-distribuirani model ložišta aproksimira s četiri odvojena segmenta, a analiza stanja fluida u svakom od segmenata se provodi odvojeno, uzimajući pritom u obzir interakcije između susjednih segmenata. Ovdje je također potrebno naglasiti da se povećanjem broja segmenata ne postižu značajna poboljšanja u preciznosti makroskopskog modela generatora pare u usporedbi s predloženim četvero-segmentnim pod-modelom ložišta.

Dinamičke jednadžbe za pojedine segmente cijevi ložišta imaju identičan format i razlikuju se samo po indeksu ($i = 2, 3, 4$ ili 5) koji određuje pripadajući segment ložišta, kako je prikazano na slici 1. Egzaktne relacije za silazni cjevovod (kojem bi odgovarao indeks $i = 1$ cirkulacijskog kruga) izvedene su u prethodnom odjeljku.

Iz zakona očuvanja mase, primijenjenog na svaki razmatrani segment ložišta, dobije se sljedeći izraz za ravnotežu mase unutar pojedinog segmenta cijevi ložišta:

$$\frac{dM_i}{dt} = V_i \frac{d\rho_i}{dt} = m_{i-1} - m_i, \quad (30)$$

gdje M_i predstavlja masu fluida u odgovarajućem segmentu cijevi ložišta [kg], m_{i-1} i m_i su redom ulazni maseni protok u i -ti segment ložišta, odnosno izlazni maseni protok iz i -tog segmenta ložišta [kg/s], a ρ_i je gustoća fluida u odgovarajućem dijelu cijevi ložišta [kg/m³].

Nadalje, primjenom zakona očuvanja količine gibanja na svaki segment ložišta, dobiju se sljedeće dinamičke jednadžbe:

$$\frac{d(M_i w_i)}{dt} = l_i \frac{dm_i}{dt} = \left[p_{i-1} - \left(\varepsilon \frac{l_i}{d_i} + \sum \xi_i \right) \frac{\rho_i w_i^2}{2} - p_i - \rho_i g h_i \right] f_i \quad (31)$$

gdje w_i predstavlja brzinu strujanja fluida u razmatranom segmentu cijevi ložišta [m/s], p_i je tlak na izlazu segmenta [Pa], f_i je površina poprečnog presjeka segmenta cijevi [m²], a l_i je duljina segmenta [m].

S druge strane, jednadžbe ravnoteže toplinskih tokova za svaki od četiri segmenta cijevi ložišta dobiju se primjenom zakona očuvanja energije, gdje se doprinos svakog od segmenata u ukupnoj ravnoteži energije opisuje sličnim izrazima:

$$\frac{dQ_i}{dt} = \frac{\phi}{4} + e_{i-1} - e_i - \frac{e_{Gl}}{4} = \frac{\phi}{4} + e_{i-1} - e_i - \frac{k_l f_{lv}}{4} (T_i - T_o) \quad (32)$$

U gornjoj jednadžbi Q_i predstavlja akumuliranu energiju u pojedinom segmentu cijevi ložišta [J], e_{Gl} su toplinski gubici prema okolišu [W], f_{kv} je ekvivalentna površina za razmjenu topline s okolišem [m²], T_i je temperatura fluida u cijevima ložišta [°C], a k_l [W/(m²K)] je koeficijent prolaza topline s obzirom na unutarnje stjenke cijevi ložišta definiran kao:

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{vsl}} + \frac{D_l}{2\lambda_s} \ln \frac{D_{ol}}{D_l} + \frac{D_{ol}}{2\lambda_i} \ln \frac{D_{il}}{D_{ol}} + \frac{D_l}{\alpha_{sz} D_{il}}} \quad (33)$$

gdje α_{vsl} odgovara koeficijentu konvektivnog prijelaza topline između fluida i stjenki cijevi [W/(m²K)], D_l je unutarnji promjer cijevi ložišta [m], D_{ol} je vanjski promjer cijevi ložišta [m], a D_{il} je vanjski promjer izolacije na cijevima ložišta.

Konačno, u svrhu proračuna entalpije mokre pare na izlazu cijevi ložišta, na segmente cijevi ložišta primjenjuje se zakon očuvanja energije. Kao i u slučaju cijevi silaznog cjevovoda, pretpostavlja se linearna ovisnost entalpije fluida s duljinom segmenta cijevi. No, u ovom slučaju entalpija fluida raste kako fluid struji prema izlazu cijevi ložišta i najveća je na izlazu cijevi. Prema tome, srednja entalpija fluida u pojedinom segmentu cijevi ložišta računa se kao $h_{i,SR} = (h_i + h_{i-1})/2$, pa se akumulirana toplina u pojedinom segmentu cijevi može izraziti u obliku sličnom izrazu (28):

$$Q_i = l_i f_i \rho_i \frac{h_i + h_{i-1}}{2} - p_i V_i. \quad (34)$$

Temeljem gore navedenih izraza za ravnotežu mase i energije te izraza za entalpiju fluida izvodi se sljedeći konačni izraz za ravnotežu toplinskih tokova u pojedinom segmentu cijevi ložišta:

$$\frac{dQ_i}{dt} = \frac{l_i f_i \rho_i}{2} \left(\frac{dh_i}{dt} + \frac{dh_{i-1}}{dt} \right) + l_i f_i \frac{h_i + h_{i-1}}{2} \frac{d\rho_i}{dt} - V_i \frac{dp_i}{dt} = \frac{\phi}{4} + e_{i-1} - e_i - \frac{k_l f_{lv}}{4} (T_i - T_o) \quad (35)$$

3.5. Crpka napojne vode i napojni cjevovod bubnja

U slučaju kada nema poremećaja u opskrbi napojnom vodom te uz konstantnu temperaturu napojne vode osigurano zasebnim regulacijskim sustvom spremnika napojne vode, karakteristika crpke napojne vode može se aproksimirati polinomskom funkcijom trećeg reda između tlaka dobave i protoka napojne vode (Šavar, Kozmar i drugi, 2009):

$$p_u = a_{p3} m_{NV}^3 + a_{p2} m_{NV}^2 + a_{p1} m_{NV} + a_{p0}, \quad (36)$$

gdje je p_u tlak dobave [Pa], a a_{p0} , a_{p1} , a_{p2} i a_{p3} su polinomski koeficijenti karakteristike crpke.

Primjenom zakona očuvanja količine gibanja na cjevovod između regulacijskog ventila i bubnja, dobije se sljedeća dinamička jednadžba dotoka napojne vode u bubanj:

$$\frac{d(M_{NV} w_{NV})}{dt} = \frac{1}{l} \frac{dm_{NV}}{dt} = \left[p_i - \left(\varepsilon \frac{l_{NV}}{d_{NV}} + \sum \xi_{NV} \right) \frac{\rho_{NV} w_{NV}^2}{2} - p \right] f_{NV} \quad (37)$$

gdje M_{NV} predstavlja masu vode u napojnom cjevovodu [kg], w_{NV} je brzina strujanja vode u cijevi [m/s], f_{NV} je poprečni presjek cijevi [m²], l_{NV} je duljina cijevi [m], a ρ_{NV} je gustoća napojne vode [kg/m³].

3.6. Parametri i izlazne veličine modela

Temeljni parametri prethodno izvedenog modela generatora pare zasnivaju se na fizikalnim i geometrijskim svojstvima generatora pare, kao što su dimenzije bubnja, svojstva materijala stjenki bubnja i izolacije i slično. Parametri modela navedeni su u tablici 1. Pritom su ulazne veličine modela tlak u bubnju

p i toplinski tok ϕ isporučen cirkulacijskom krugu (cijevima ložišta). Relativna otvorenost regulacijskog ventila napojne vode y_d može se privesti modelu bilo kao prethodno snimljeni signal iz procesa, ili se može realizirati u samom modelu u sklopu sustava regulacije razine kapljevite faze u bubnju kako je prikazano ovdje.

Konačni nelinearni dinamički model postrojenja generatora pare pogodan za simulacijske analize izrađen je na temelju prethodnih razmatranja u programskom paketu *Matlab/Simulink*. U tablici 2. naveden je popis ključnih dinamičkih varijabli postrojenja koje predstavljaju izlaze iz modela.

Tablica 1: Vrijednosti konstantnih parametara modela generatora pare.

Parametar	Iznos	Parametar	Iznos
Koeficijent protoka regulacijskog ventila napojne vode C_d	0.15	Broj cijevi silaznog cjevovoda n_1	2
Koeficijent protoka regulacijskog ventila za odsoljavanje C_{ods}	0.1	Broj cijevi u ložištu n_1	139
Promjer bubnja generatora pare D	1.3 m	Koeficijent karakteristike crpke a_{p3}	-33.2
Promjer cijevi silaznog cjevovoda d_1	0.35 m	Koeficijent karakteristike crpke a_{p2}	744.71
Promjer cijevi ložišta d_1	0.07 m	Koeficijent karakteristike crpke a_{p1}	48846.51
Gravitacijsko ubrzanje g	9.81 m/s ²	Koeficijent karakteristike crpke a_{p0}	13×10 ⁶
Duljina bubnja generatora pare L	5.5 m	Otvorenost ventila za odsoljavanje y_{ods}	0.1
Duljina silaznog cjevovoda l_1	20 m	Koeficijent pada tlaka ϵ	0.02
Duljina segmenta cijevi ložišta l_i	10 m	Koeficijent otpora silaznog cjevovoda ξ_1	4
Duljina napojnog cjevovoda l_{NV}	97 m	Koeficijent otpora cijevi ložišta ξ_i	7
Temperatura okoliša T_0	30°C	Entalpija napojne vode h_{NV}	589.29 kJ/kg

Tablica 2: Popis izlaznih varijabli modela generatora pare.

Varijabla	Jedinica	Varijabla	Jedinica
Razina vode u bubnju generatora pare h	m	Toplinski tok između cijevi ložišta i okoliša e_{G1}	W
Entalpija vode u bubnju h_B	J/kg	Tlak na ulazu silaznog cjevovoda p_1	Pa
Entalpija vode na izlazu iz bubnja h_1	J/kg	Maseni protok m_1 iz bubnja u silazni cjevovod i na ulazu u ložište m_{kol}	kg/s
Entalpija vode na ulazu u ložište h_{kol}	J/kg	Maseni protoci fluida u segmentima cijevi ložišta $m_2 - m_5$	kg/s
Entalpije smjese vode i pare u segmentima cijevi ložišta $h_2 - h_5$	J/kg	Maseni protok proizvedene pare m_{pi}	kg/s
Entalpija pare u bubnju h_{PB}	J/kg	Maseni protok napojne vode m_{NV}	kg/s
Izmjena toplinskog toka između vode u bubnju i okoliša e_G	W	Maseni protok za odsoljavanje m_{ods}	kg/s
Toplinski tok između pare u bubnju i okoliša e_{GPB}	W	Tlak na ulazu u cijevi ložišta p_{kol}	Pa
Toplinski tok između silaznog cjevovoda i okoliša e_{G1}	W	Tlakovi na izlazima pojedinih segmenta cijevi ložišta $p_2 - p_5$	Pa

4. Analiza razmatranog pogonskog poremećaja

U ovom poglavlju analizira se ponašanje ključnih parametara i dinamičkih varijabli generatora pare pod utjecajem vanjskih poremećaja. Eksperimentalni rezultati za razmatrani slučaj smanjenja protoka loživog ulja K2 LU [l/h] koji su prikazani na slici 4. snimljeni su za slučaj kratkotrajnog ispada jednog od gorionika (a koji odgovara poremećaju u opskrbi gorionika loživim uljem), i oni predstavljaju osnovu za potonju simulacijsku analizu. Kako su, zbog razmjerno niskog opterećenja generatora pare, u razmatranom scenariju bila potpuno operativna svega tri (od ukupno četiri) gorionika, ispad jednog od gorionika rezultira padom dobave goriva od približno 30%. Nadalje, u ovom eksperimentu su gorionici bili postavljeni u ručni režim upravljanja, dok su sustavi regulacije razine kapljevite faze fluida u bubnju i temperature pare bili u automatskom režimu rada.

Varijacije procesnih veličina nakon djelovanja poremećaja su također prikazane na slici 4. Uslijed nagle i značajne redukcije proizvodnje topline, te posljedično smanjene absorpcije topline u cijevima ložišta, entalpija fluida se inicijalno smanjuje, što rezultira smanjenjem gradijenta gustoće fluida u cirkulacijskom krugu, a posebice u ložištu, što dovodi do značajnog smanjenja protoka vode i proizvodnje pare. Smanjena proizvodnja pare rezultira smanjenjem tlaka u bubnju K2 pb [bar] jer generator pare više ne može pokriti potrebe potrošača. Ovaj pad tlaka je popraćen promjenom entalpije zasićenja fluida, a koja rezultira smanjenjem gustoće fluida, i konačno dovodi do naglog porasta

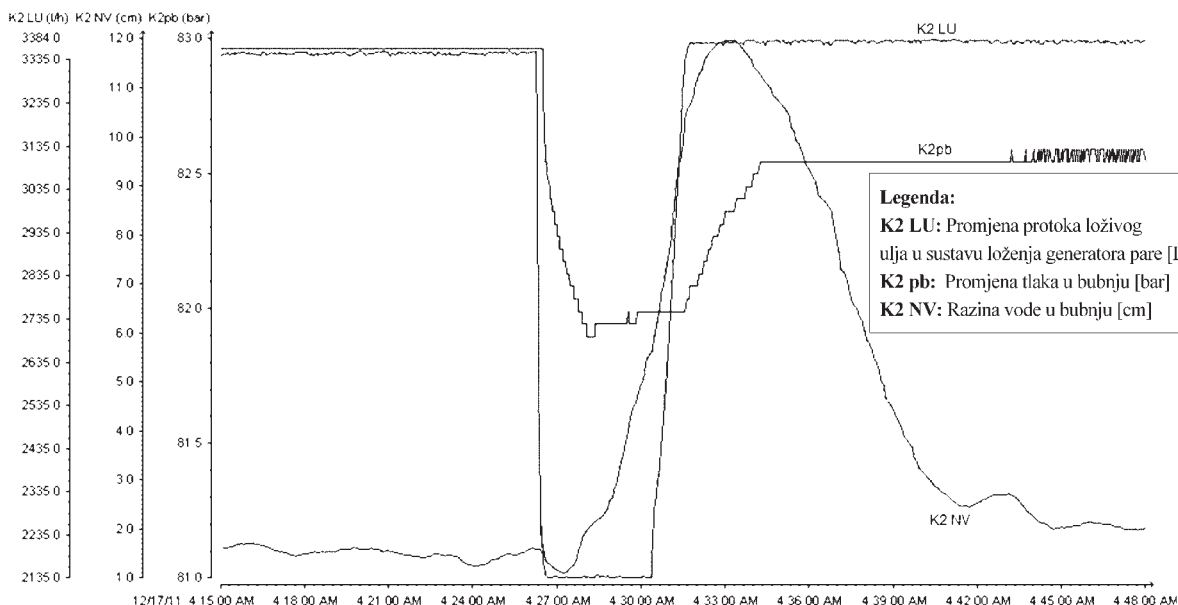
razine kapljevite faze u bubnju K2 NV [cm], poznatog pod nazivom „shrink & swell efekt”, a kojeg detaljnije opisuje Gilman (2005.), odnosno Dukelow (1991.). PI regulator razine stoga smanjuje dotok napojne vode te tako potiskuje poremećaj u razini kapljevite faze uzrokovan padom protoka goriva u gorioncima.

5. Rezultati računalnih simulacija

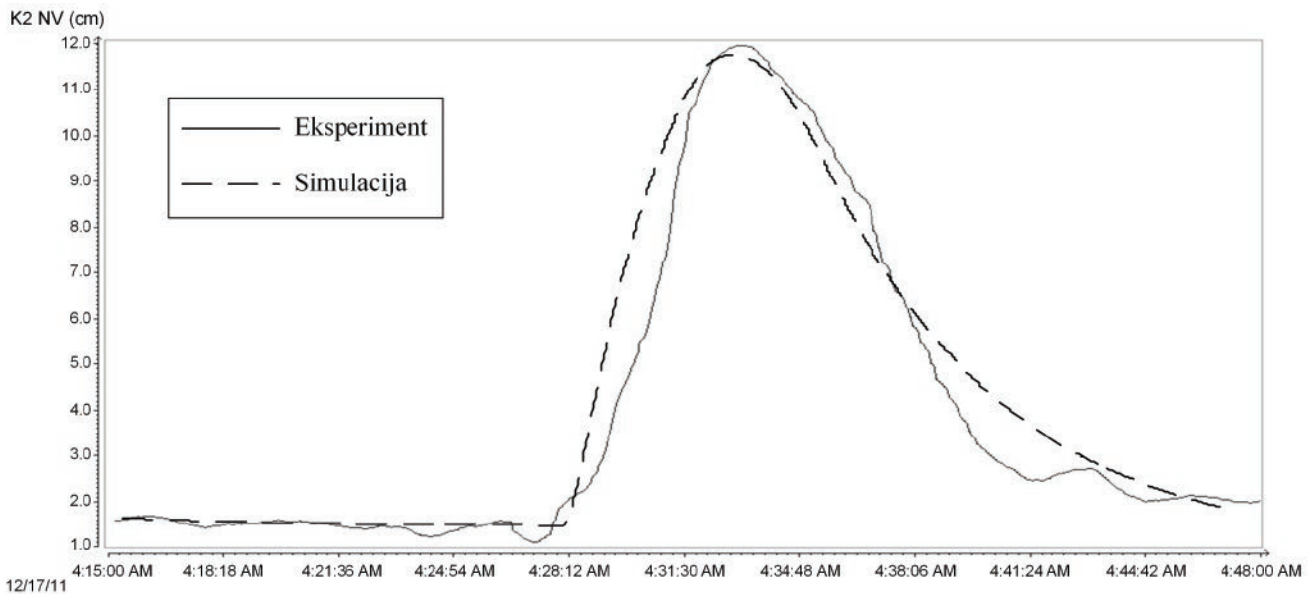
Simulacijska analiza provedena je na prethodno izvedenom simulacijskom modelu implementiranom u *Matlab/Simulink* programskom okruženju. Simulacijski model koristi *ode45* postupak numeričke integracije zasnovan na Runge-Kutta algoritmu (Kreysig, 1999.) s varijabilnim korakom i gornjim ograničenjem na integracijski korak $Dt_{\max} \leq 0.5$ s, te relativnom tolerancijom postupka numeričke integracije od 0.1%. Navedene postavke rezultirale su numerički preciznom i stabilnom simulacijom vladanja generatora pare, koji je također karakteriziran povoljnom numeričkom učinkovitošću. Konkretno, duljina trajanja simulacije tipično odgovara 60% simuliranog vremena razmatranog scenarija na 32-bitovnoj Windows PC platformi s jednom CPU jezgrom frekvencije radnog takta 2.5 GHz.

5.1. Validacija simulacijskog modela - ponašanje razine kapljevite faze u bubnju

Razina kapljevite faze u bubnju je jedna od ključnih varijabli generatora pare. Na slici 5. prikazan je rezul-



Slika 4. Varijacije radnih parametara i ključnih varijabli u generatoru pare.



Slika 5. Usporedba eksperimentalnog odziva razine kapljevite faze u bubnju generatora pare i rezultata računalne simulacije za scenarij procesnog poremećaja na slici 4.

tat simulacije razine kapljevite faze (crtkana linija) za prethodno spomenuti scenarij procesnog poremećaja, koji je uspoređen s eksperimentalnim odzivom (puna linija). Vidljivo je da simulacijski model uspješno rekonstruira dominantnu dinamiku prijelazne pojave razine kapljevite faze u usporedbi s eksperimentalnim rezultatom (odziv K2 NV na slici 4.). Ovo ukazuje na visoku preciznost razvijenog simulacijskog modela koji uključuje model generatora pare proširen s regulatorom razine kapljevite faze u bubnju, te na dobru točnost simuliranog poremećaja opskrbe gorionika loživim uljem unutar modela.

5.2. Analiza ponašanja entalpija fluida i protoka tvari u generatoru pare

Na slici 6. prikazani su odzivi entalpija fluida u bubnju generatora pare i različitim segmentima cijevi ložišta, dok su na slikama 7. i 8. redom prikazani odzivi masenih protoka fluida kroz cijevi ložišta i silaznog cjevovoda, odnosno tranzijent proizvodnje pare u generatoru pare nakon poremećaja.

Rezultati na slici 6. pokazuju da nakon naglog pada opskrbe toplinskom energijom ukupna entalpija fluida u sustavu također opadne, što ima kao posljedicu porast gustoće fluida u cijevima ložišta. Konkretno, pad entalpije fluida je rezultat smanjenja opskrbom toplinske energije u ložištu i najizraženiji je na mjestu povrata fluida iz cijevi ložišta u bubanj generatora pare, dok se, s druge strane, istodobno događa porast entalpije fluida u bubnju. Naime, prije početka djelovanja poremećaja

u sustavu i posljedičnog smanjenja toplinskog toka u ložištu, relativna razlika masenih protoka i toplinskih tokova vode između ulaza i izlaza bubnja generatora pare iznosila je oko 12% (omjer ulaza i izlaza je bio oko 0.88), kako je prikazano na slici 7. Ova razlika je izravan rezultat proizvodnje pare. Nakon pada proizvodnje toplinske energije na gorionicima, udio pare (omjer parne i kapljevite faze) unutar cijevi ložišta opadne za približno 40% (slika 8) te prije spomenuti omjer ulaza i izlaza bubnja generatora pare poraste na 0.92, odnosno relativna razlika masenih i toplinskih tokova vode između ulaza i izlaza bubnja generatora pare je sada 8% (slika 7.).

Ovdje treba naglasiti sljedeće: budući da dolazi do smanjenja dotoka hladnije napojne vode (uslijed djelovanja regulatora razine), ovo dovodi do povećanja entalpije fluida u bubnju generatora pare za vrijeme trajanja prijelazne pojave uslijed djelovanja poremećaja. Entalpije fluida u pojedinim podsustavima generatora pare vraćaju se na prvobitne razine nakon prestanka djelovanja poremećaja, odnosno povratka protoka loživog ulja na prvobitni iznos. Međutim, za ponovnu uspostavu stacionarnog stanja u cjelokupnom generatoru pare potrebno je oko 20 minuta, što je pet puta dulje u odnosu na trajanje poremećaja koje iznosi oko četiri minute (vidi sliku 4.).

Prethodno spomenuti nagli pad opskrbe toplinskom energijom u ložištu, te s njime povezano smanjenje entalpije i povećanje gustoće fluida, naročito u cijevima ložišta, rezultira smanjenjem razlike u gustoćama fluida u cirkulacijskom krugu, što u konačnici uzrokuje naglo smanjenje protoka fluida, kako je prikazano na

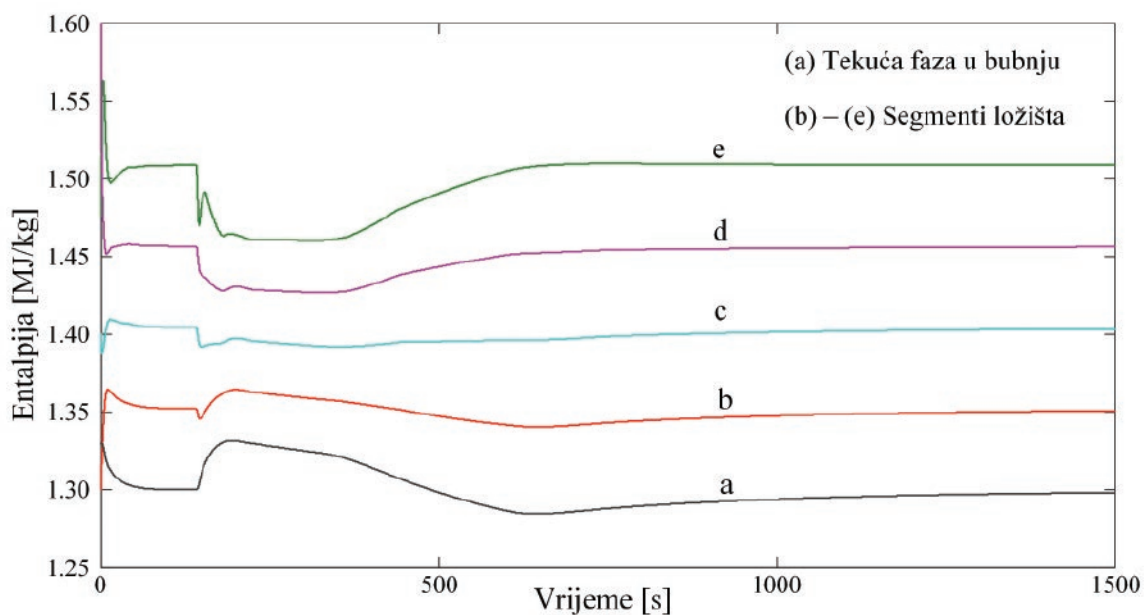
slici 7. Nakon naglog propada masenog protoka fluida, dolazi do njegovog povratka na prvobitne vrijednosti. Međutim, za potpunu rekuperaciju sustava potreban je porast entalpije fluida u cijevima ložišta, uslijed čega postupno rastu i maseni protoci fluida te se nakon približno 20 minuta uspostavlja stacionarno stanje u cirkulacijskom sustavu (finalni dio odziva na slici 7.).

Ovi efekti su naročito uočljivi u tranzijentu proizvodnje pare prikazanom na slici 8. Naime, uslijed smanjenja dovoda toplinske energije nakon ispada jednog od gorionika, dolazi do naglog smanjenja proizvodnje (masenog protoka) pare za približno 30%, čije

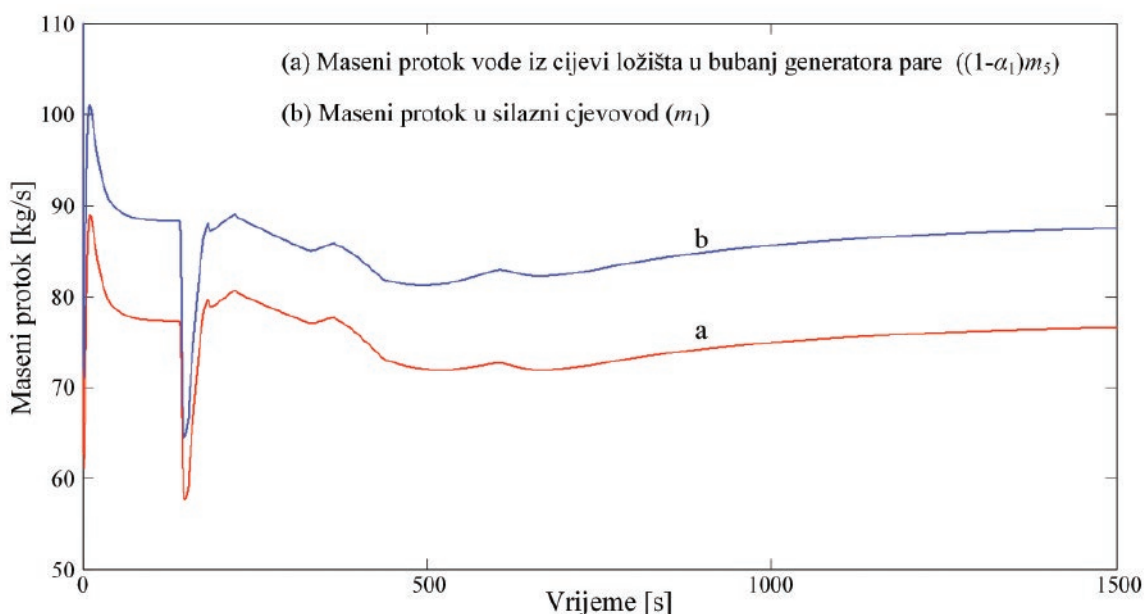
trajanje usko korelira s vremenom trajanja poremećaja na gorioniku (usporedite odzive na slikama 4. i 8.). Nakon ponovne uspostave prvobitnog dotoka goriva, dolazi do postupnog porasta proizvodnje pare te se stacionarna proizvodnja ponovno uspostavlja unutar 20 minuta nakon završetka djelovanja poremećaja.

5.3. Promjene tlaka u sustavu

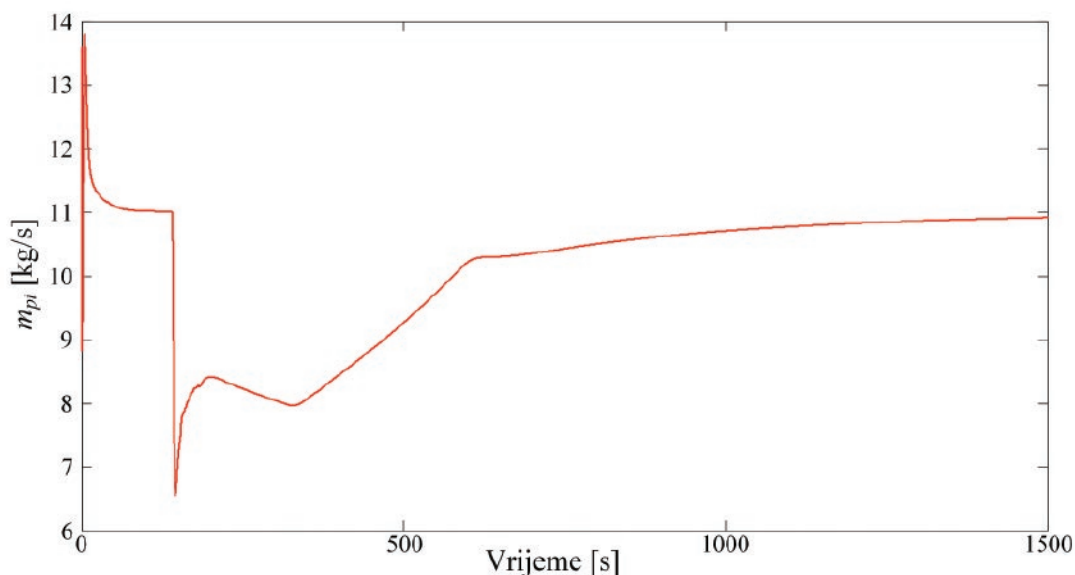
Na slici 9. prikazane su promjene tlaka fluida unutar cirkulacijskog kruga za šest karakterističnih točaka sustava. Svaka krivulja na slici 9. odgovara



Slika 6. Promjene entalpije fluida u bubnju generatora pare i u različitim segmentima cijevi ložišta.



Slika 7. Maseni protoci fluida kroz cijevi ložišta i silaznog cjevovoda.

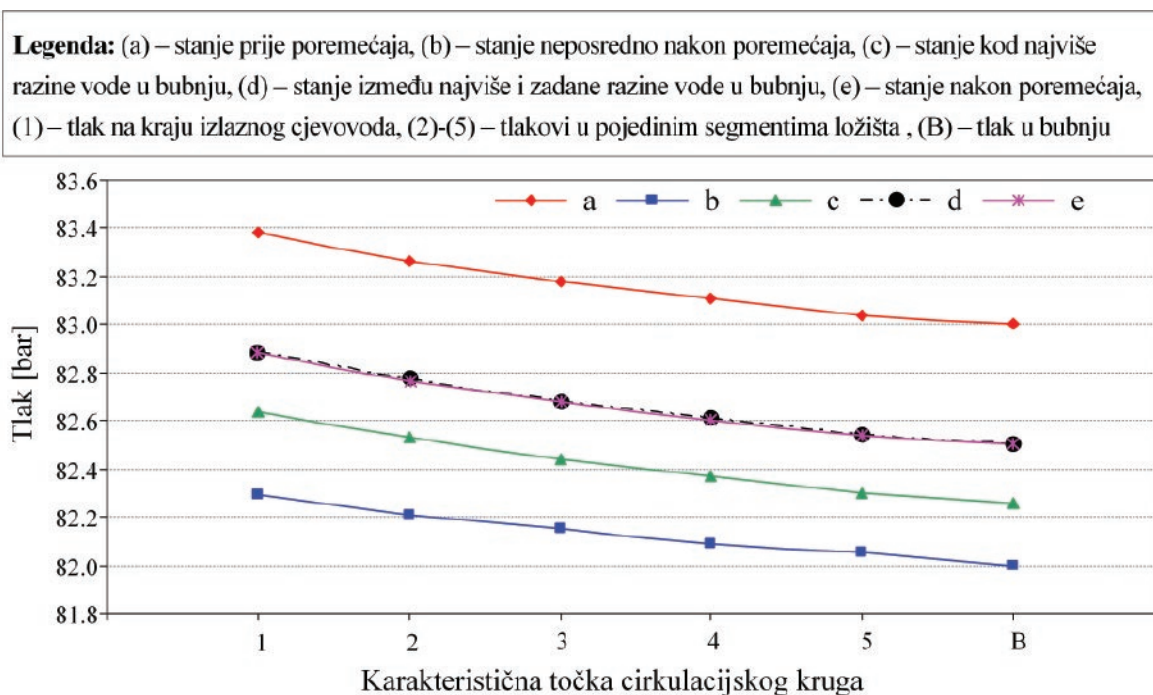


Slika 8. Prijelazna pojava proizvodnje pare u bubnju generatora pare nakon poremećaja (ispada jednog od gorionika).

specifičnom vremenskom trenutku tijekom razmatranog scenarija od trenutka neposredno prije djelovanja poremećaja do uspostave novog stacionarnog stanja. Iz prikazanih rezultata je vidljivo da dolazi do nagle promjene (naglog propada) tlaka neposredno nakon poremećaja te da do postupne normalizacije stanja tlaka u sustavu dolazi tek nakon ponovne uspostave normalnog rada gorionika.

6. Zaključak

U radu je modelirano dinamičko ponašanje generatora pare s prirodnom cirkulacijom vode primjenom temeljnih zakonitosti očuvanja mase, energije i količine gibanja, bez oslanjanja na empirijske izraze, te uz poseban naglasak dan na analizu vanjskih poremećaja. Dobiveni nelinearni simulacijski model sposoban je vjerno opisati dinamičko ponašanje generatora pare u



Slika 9. Promjene tlaka u pojedinim točkama unutar cirkulacijskog kruga.

uvjetima značajnih varijacija vanjskih poremećaja te je također numerički učinkovit, odnosno karakteriziran razmjerno brzim izvođenjem na ciljanoj računalnoj platformi.

Konkretno, za slučaj simuliranog poremećaja u opskrbi loživim uljem gorionika, simulacijski model je pokazao vrlo dobro poklapanje simulirane razine kapljevite faze u bubnju s eksperimentalno dobivenim rezultatima na stvarnom postrojenju, što ukazuje na visoku preciznost razvijenog modela. Model dodatno omogućuje simulaciju drugih ključnih veličina koje su inače teško mjerljive ili ih nije moguće mjeriti na stvarnom postrojenju te tako omogućuje njihovo praćenje temeljem veličina koje se standardno mjere na pogonu. Upravo zato, uzевši u obzir da se model zasniva na fizičkim i geometrijskim značajkama generatora pare te poznatim rubnim uvjetima, predloženi model se također može koristiti u analizi sličnih generatora pare i pripadajućih popratnih postrojenja za različite scenarije kvazi-stohastičkih poremećaja koji se uobičajeno susreću u praksi, pri čemu se model postrojenja podešava preko razmjerno malog broja fizikalnih parametara.

Očekuje se da bi primjena predloženog modela mogla rezultirati značajnim smanjenjem u trajanju analize generatora pare za prethodno spomenute zahtjevne režime rada, odnosno da bi se njegovom primjenom olakšalo donošenje odluka u fazi projektiranja sustava. Nadalje, predloženi model može biti prilično koristan alat za praćenje i procjenu stanja procesnih veličina vezanih uz toplinsku energiju, tlak i protok u realnom vremenu. Na taj način, modelom bi se omogućilo predviđanje potencijalno opasnih ili nestabilnih radnih stanja procesa, na primjer uslijed djelovanja kvazi-stohastičkih poremećaja, koji mogu prouzročiti neplanirani prekid proizvodnje, odnosno ispad postrojenja. Posljedično bi se primjenom modela u predikciji rada postrojenja mogli izbjeći značajni

ekonomski gubici uslijed prekida proizvodnje, odnosno osigurati ravnomjerniji rad postrojenja. Dodatno, predloženi pristup modeliranju može poslužiti za evaluaciju novog dizajna generatora pare i pripadajućih sustava upravljanja, naročito u kontekstu smanjenja potrošnje energije i emisija stakleničkih plinova u procesnoj industriji.

Budući rad na ovoj problematici biti će usmjeren prema detaljnijoj analizi predloženog nelinearnog dinamičkog modela, što može uključivati analizu stabilnosti modela i izradu algoritma praćenja stanja generatora pare za rad u realnom vremenu, te daljnja proširenja modela. Potonja proširenja mogla bi uključiti pod-modele pomoćne opreme i sustava distribucije energije, s posebnim naglaskom na visoko-stohastičnu narav radnih režima u svakodnevnim uvjetima rada postrojenja. Moguć je i nastavak istraživanja vezan uz primjenu alternativnih goriva (bio-goriva) za proizvodnju energije u razmatranom postrojenju. Tako proširen model mogao bi se iskoristiti za optimiranje sustava za proizvodnju energije u smislu traženja najpovoljnijeg kapaciteta i broja proizvodnih jedinica potrebnih za pouzdan kontinuirani rad energetskog sustava.

Zahvala

Ovom prilikom se zahvaljujemo INA – Industriji nafte d.d. na pruženoj podršci tijekom istraživanja prikazanog u radu, a čija priprema se odvijala u sklopu aktivnosti Znanstvenog centra izvrsnosti (ZCI) za kooperativne sustave i znanost o podacima (DATA-CROSS). Rezultati prikazani u radu prezentirani su na sjednici Sekcije III. za preradu nafte Znanstvenog vijeća za naftno-plinsko gospodarstvo i energetiku Hrvatske akademije znanosti i umjetnosti, održanoj 6. veljače 2018.

Reference

1. ADAM, E. J. & MARCHETTI, J. L.: Dynamic Simulation of Large Boilers with Natural Recirculation, *Computers and Chemical Engineering*, 1999, 23, 8, 1031 – 1040.
2. ALIAKBARI, S., AYATI, M., OSMAN, J. H. S. & SAM, Y. M.: Second-Order Sliding Mode Fault-tolerant Control of Heat Recovery Boiler in Combined Cycle Power Plants, *Applied Thermal Engineering*, 2013, 50, 1, 1326 – 1338.
3. ÅSTRÖM, K. J. & BELL, R. D.: Drum Boiler Dynamics, *Automatica*, 2000, 36, 3, 363 – 378.
4. ÅSTRÖM K. J. & HAGGLUND, T.: PID Controllers: Theory, Design and Tuning, 2nd ed., *The Instrumentation; Systems and Automation Society of America (ISA)*, Research Triangle Park, NC, USA, 1995, 360 p.
5. DUKELOW, S. G.: The Control of Boilers, 2nd ed., *The Instrumentation; Systems and Automation Society (ISA)*, Research Triangle Park, NC, USA, 1991, 216 p.
6. EITELBERG, E. & BOJE, E.: Water Circulation Control during Once-Through Boiler Start-up, *Control Engineering Practice*, 2004, 12, 6, 677 – 685.
7. GILMAN, G. F.: Boiler Control Systems Engineering, 1st ed., *The Instrumentation; Systems and Automation Society (ISA)*, 2005, 156 p.

8. GUTIÉRREZ-ORTIZ, F. J.: Modeling of Fire-Tube Boilers, Applied Thermal Engineering, 2011, 31, 16, 3463 – 3478.
9. JOELSSON, J. M. & GUSTAVSSON, L.: Reduction of CO₂ Emission and Oil Dependency with Biomass-Based Polygeneration, Biomass and Bioenergy, 2012, 34, 7, 967 – 984.
10. KAYLEN, M. S.: An Economic Analysis of Using Alternative Fuels in a Mass Burn Boiler, Bioresource Technology, 2005, 96, 17, 1943 – 1949.
11. KIM, H. & CHOI, S.: A Model on Water Level Dynamics in Natural Circulation Drum-Type Boilers”, International Communications in Heat and Mass Transfer, 2005, 32, 6, 786 – 796.
12. KREYSZIG, E.: Advanced Engineering Mathematics, 8th ed., John Wiley & Sons, New York, USA, 1999, 1246 p.
13. LEVA, A., MAFFEZZONI, C. & BENELLI, G.: Validation of Drum Boiler Models through Complete Dynamic Tests, Control Engineering Practice, 1999, 7, 1, 11 – 26.
14. LUO, X., ZHANG, B., CHEN, Y. & MO, S.: Operational Planning Optimization of Steam Power Plants Considering Equipment Failure in Petrochemical complex, Applied Energy, 2013, 112, 1247 – 1264.
15. NANHUA, Y., WENTONG, M. & MING, S.: Application of Adaptive Grey Predictor Based Algorithm to Boiler Drum Level Control, Energy Conversion and Management, 2006, 47, 18-19, 2999 – 3007.
16. PARRY, A., PETETROT, J. F. & VIVIER, M. J.: Recent Progress in SG Level Control in French PWR Plants, In Proc. of International Conference on Boiler Dynamics Control and Nuclear Power Stations, British Nuclear Energy Society, 1985, 81 –88.
17. PAVKOVIĆ, D. & DEUR, J.: Identification and Control of an Electronic Throttle – A practical approach: from experimental characterization to adaptive control and application, Lambert Academic Publishing, Saarbrücken, Germany, 2011, 178 p.
18. RAY, T. K., GANGULY, R. & GUPTA, A.: Optimal Control Strategy for Minimization of Exergy Destruction in Boiler Superheater, Energy Conversion and Management, 2013, 66, 234 – 245.
19. RUSINOWSKI, H. & STANEK, W.: Hybrid Model of Steam Boiler, Energy, 2010, 35, 2, 1107 – 1113.
20. SAIDUR, R., ABDELAZIZ, E. A., DEMIRBAS, A., HOSSAIN, M. S. & MEKHILEF, S.: A Review on Biomass as a Fuel for Boilers, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2011, 15, 5, 2262 – 2289.
21. SAIDUR, R., AHAMED, J. U. & MASJUKI, H. H.: Energy, Exergy and Economic Analysis of Industrial Boilers, Energy Policy, 2010, 38, 5, 2188 – 2197.
22. SCHRÖDER, D.: Elektrische Antriebe – Regelung von Antriebssystemen, 3rd ed., Springer-Verlag, Berlin, Germany, 2007, 1358 p.
23. SEDIĆ, A., KATULIĆ, S. & PAVKOVIĆ, D.: Dynamic Model of a Natural Water Circulation Boiler Suitable for On-Line Monitoring of Fossil / Alternative Fuel Plants, Energy Conversion and Management 2014, 87, 1248-1260.
24. ŠAVAR, M., KOZMAR, H. & SUTLOVIĆ, I.: Improving centrifugal pump efficiency by impeller trimming, Desalination, 2009, 249, 2, 654 – 659.
25. TAN, W., FANG, F., TIAN, L., FU, C. & LIU, J.: Linear Control of a Boiler-Turbine Unit: Analysis and Design, ISA Transactions, 2008, 47, 2, 189 – 197.
26. UMLAND, J. W. & SAFIUDDIN, M.: Magnitude and Symmetric Optimum Criterion for the Design of Linear Control Systems: What Is It and How Does It Compare with the Others, IEEE Transactions on Industry Applications, 1990, 26, 3, 489-497.

Dodatak: Podešavanje PI regulatora razine

Za potrebe podešavanja regulatora razine kapljevite faze u bubnju nužno je najprije identificirati pojednostavljeni nadomjesni dinamički model razine u ovisnosti o relativnoj otvorenosti regulacijskog ventila. U tu svrhu primjenjuje se skokovita promjena relativne otvorenosti regulacijskog ventila y_d u $t = 0$, kako bi se pobudila odgovarajuća dinamička promjena razine (slika 10.). Budući da neposredno nakon otvaranja regulacijskog ventila dolazi do razmjerno spore promjene razine, a koja kasnije pokazuje linearni porast, dinamika promjene razine kapljevite faze h s obzirom na promjenu otvorenosti ventila y_d može se aproksimirati nadomjesnim modelom s integracijskim i aperiodskim djelovanjem, opisanim na sljedeći način u Laplace-ovom s -području:

$$G_{hy}(s) = \frac{h(s)}{y_d(s)} = \frac{K_p}{s(T_\Sigma s + 1)}, \quad (38)$$

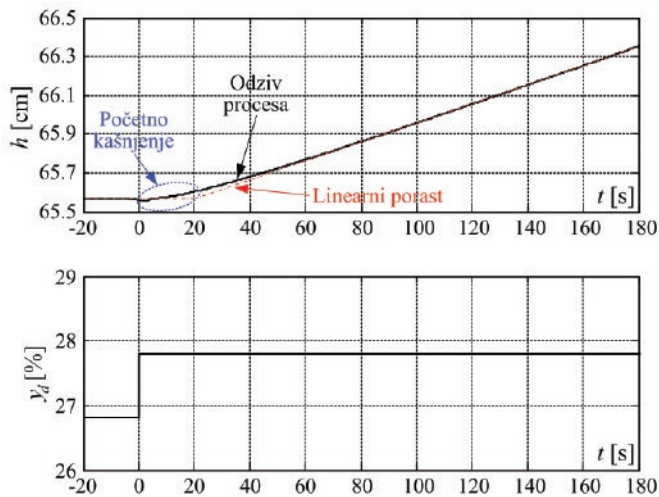
gdje K_p predstavlja pojačanje modela procesa, a T_Σ nadomjesnu vremensku konstantu.

Temeljem gore navedenog modela moguće je izvesti sljedeću vremensku ovisnost porasta razine unutar identifikacijskog vremenskog intervala T_{id} i iznosa skokovite promjene relativne otvorenosti regulacijskog ventila Δy_d , kako predlažu Pavković i Deur (2011.):

$$h(T_{id}) - h(0) = K_p \Delta y_d \int_0^{T_{id}} (1 - e^{-t/T_\Sigma}) dt = K_p \Delta y_d [T_{id} - T_\Sigma (1 - e^{-T_{id}/T_\Sigma})] \quad (39)$$

gdje je $h(0)$ početna razina kapljevite faze prije skokovite promjene otvora ventila iznosa Δy_d .

Uz pretpostavku da vrijedi $T_{id} > 5T_\Sigma$, to jest da je dinamika aperiodskog člana u modelu dosegla stacionarno stanje, eksponencijalni član u gornjem izrazu poprima male vrijednosti i može se zanemariti,



Slika 10. Identifikacija lineariziranog modela procesa (simulacija).

pa se ekvivalentna vremenska konstanta T_Σ može se izračunati kao:

$$T_\Sigma = T_{id} - \frac{h(T_{id}) - h(0)}{K_p \Delta y_d}, \quad (40)$$

dok se pojačanje modela procesa može procijeniti iz nagiba linearnog porasta razine na slici 10 kako slijedi:

$$K_p = \frac{1}{\Delta y_d} \left(\frac{dh}{dt} \right)_{t=T_{id}}. \quad (41)$$

Temeljem dobivenog nadomjesnog modela procesa, podešavanje PI regulatora razine provodi se primjenom kriterija simetričnog optimuma (Umland i Safiuddin, 1990.), koji je primjeren upravo za procese opisane modelom s kaskadiranim integracijskim i aperiodskim djelovanjem (Åström i Hagglund, 1995.). Odgovarajući model zatvorenog regulacijskog kruga s PI regulatorom razine (slika 2) i modelom procesa opisanim izrazom (38) dan je u Laplacé-ovom s -području kako slijedi:

$$G_c(s) = \frac{h(s)}{h_R(s)} = \frac{1 + T_I s}{1 + T_I s + \frac{T_I}{K_R K_p} s^2 + \frac{T_\Sigma T_I}{K_R K_p} s^3}. \quad (42)$$

Za gore navedeni model zatvorenog kruga kriterij simetričnog optimuma rezultira sljedećim izrazima za vremenski konstantu integratora T_I i proporcionalno pojačanje K_R kako navodi Schröder (2007.):

$$T_I = a^2 T_\Sigma. \quad (43)$$

$$K_R = \frac{1}{a T_\Sigma K_p}. \quad (44)$$

gdje izbor pomoćnog parametra $a \geq 2$ osigurava dobro prigušenje odziva regulacijskog kruga.