

NUMERIČKA ANALIZA HIDRAULIČKOG SUSTAVA TOPLOVODNOG GRIJANJA

NUMERICAL ANALYSIS OF HYDRONIC HEATING HIDRAULIC SYSTEM

Fabio Pizzignacco¹, Darko Smoljan², Kristijan Iličić³

¹*Laća commerce d.o.o., Skradin*

²*Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb*

³*Vodoopskrba i odvodnja d.o.o., Zagreb*

SAŽETAK

Projektiranje sustava toplovodnog grijanja u zgradama vrši se u većini slučajeva dimenzioniranjem prema projektnim vanjskim uvjetima kada su potrebe zgrade za toplinom najveće. Dimenzioniranjem sustava grijanja na ovaj način definira se samo projektno pogonsko stanje, dok se pogonska stanja sustava u djelomičnom opterećenju rijetko analiziraju u praksi naročito kada se govori u hidrauličkom dijelu sustava i njegovom hidrauličkom balansu. Ovdje je prikazana metodologija numeričke analize hidrauličkog sustava Hardy Cross metodom, kojom se mogu izračunati ključni parametri u bilo kojem pogonskom stanju. Rezultati su prikazani za jednostavni ne balansirani sustav centralnog grijanja, te se mogu vidjeti protoci vode, radne točke sustava pri različitim načinima regulacije pumpe i potrošnja snage pumpe. Rezultati simulacije mogu naročito pomoći pri planiranju hidrauličkog balansiranja sustava i pred podešenju balansnih ventila.

Ključne riječi: *toplovodno grijanje, hidraulički sustav, numerička analiza*

ABSTRACT

In most cases, the design of the central hydronic heating system in buildings is done by dimensioning system components according to the design external conditions when the heat demand is greatest. By designing the heating system in this way, only the design operating state of the system is defined, while the operating states of the system under partial load are rarely analyzed in

practice, especially hydraulic part of the system and its hydraulic balance. The methodology of numerical analysis of the hydraulic system by the Hardy Cross method, which can calculate the key parameters of the hydraulic system in any operating state, is presented here. The results of the numerical calculation are shown for a simple unbalanced central heating system, and water flows, system operating points for different modes of pump regulation, pump power consumption can be seen. The simulation results can especially help in planning of hydraulic balancing of the system and presetting the balancing valves.

Keywords: *hydronic heating, hydraulic system, numerical analysis*

1. UVOD

1. INTRODUCTION

Projektanti sustava grijanja, ventilacije i klimatizacije (GViK) projektiraju sustave grijanja na način da ih dimenzioniraju prema projektnom radnom stanju kada su zahtjevi na toplinsku učinkovitost sustava najveći. U većini slučajeva se druga radna stanja, osim projektnog, ne analiziraju, naročito ako je riječ o hidrauličkom dijelu sustava centralnog grijanja. U praksi se pretpostavlja da će sustav automatske regulacije i balansni elementi armature sustava sami dobro odraditi posao kako bi ogrjevna tijela imala optimalan toplinski učin. Međutim, kao posljedica ovakve prakse često se događa da je pumpa predimenzionirana, da su tlakovi u sustavu nepotrebno preveliki jer je sustav nepotrebno previše prigušen, te se posljedično

dogada nepotrebno velika snaga pumpe. Iako pumpa ne predstavlja dominantnog potrošača energije u sustavu grijanja, nepotrebno veliki tlak sustava kao posljedica pretjeranog prigušivanja pri balansiranju sustava, može se optimirati numeričkom analizom hidrauličkog sustava te u fazi projektiranja predvidjeti optimalno potrebno prigušenje balansnih ventila. Ova problematika je diskutirana u istraživanjima [1-3] gdje se eksperimentalnim putem evaluirala moguća ušteda energije boljim hidrauličkim balansiranjem sustava grijanja. Procijenjeno je da se ušteda energije kreće između 14,6 % i 23,8 % ovisno o tipu ugrađenih regulacijskih ventila i njihovoj kombinaciji. Istraživan je utjecaj lošeg hidrauličkog uravnoteženja na potrošnju energije potrebne za grijanje zgrade povezane na sustav daljinskog grijanja u Kini [4]. Pokazalo se da se gotovo 30 % ukupne isporučene toplinske energije sustavom grijanja gubi zbog neodgovarajuće regulacije tlaka i protoka vode. U literaturi su pronađena dva primjera simulacija mreže daljinskog grijanja Newton-Raphson metodom [5,6]. U [6] je zaključeno da simulacija Hardy-Cross metodom daje 73 puta duži period procesorskog proračuna u odnosu na Newton-Raphson metodu. Primjena numeričkih metoda u zatvorenim sustavima, poput cijevne mreže grijanja, nije česta, te je prvi puta numerički proračun zatvorene cijevne mreže u sustavu grijanja primijenjen u [7] gdje je simuliran hidraulički sustav zajedno s toplinskim sustavom korištenjem Matlab-Simulink paketa. Nova metoda hidrauličkog balansiranja podnog grijanja je predložena u [8] gdje naglašena potreba za analizom operativnih stanja sustava koja nisu projektna. Simulacija različitih metoda balansiranja centralnog sustava grijanja prikazana je u [9] gdje je na primjeru obnove stare zgrade prikazano više mogućih rješenja za balansiranje i gdje su prikazane radne točke pumpe u projektnim i ne projektnim stanjima. Simulacija mreže gradskog vrelovoda u slučaju rada s konvencionalnom pumpom u usporedbi s pumpom s varijabilnom brzinom vrtnje je izvedena u [10] te je zaključeno da je potrošnja energije sustava s varijabilnom pumpom 30 % manja. Nova metoda za određivanje pred podešenja regulacijskog ventila na ogrjevnom tijelu je predstavljena u [11].

Na žalost niti u jednom od spomenutih istraživanja nije dato detaljnije objašnjenje o tome kakav matematički model je primijenjen za simulaciju hidrauličkog sustava.

Krajnji cilj hidrauličkog sustava je da osigura optimalne protoke vode kroz ogrjevna tijela da bi se u prostorije prenio optimalan toplinski učin. S toga je potrebno u prvom koraku hidrauličkom analizom odrediti protoke vode kroz dijelove sustava kada sustav nije hidraulički balansiran. U drugom koraku se treba odabrati metoda hidrauličkog balansiranja te numeričkom analizom izračunati koliko je minimalno potrebno prigušenje sustava balansiranjem da bi se ostvarili željeni protoci vode u sustavu. Ovdje će se prikazati metodologija numeričke analize hidrauličkog sustava Hardy-Cross metodom, kojom se mogu izračunati ključni parametri hidrauličkog sustava u bilo kojem stacionarnom pogonskom stanju tj. i u stanju kada toplinsko opterećenje sustava nije nužno projektno, nego djelomično. Analizirati će se sustav koji nije hidraulički balansiran.

2. MATEMATIČKI MODEL CIJEVNE MREŽE

2. MATHEMATICAL MODEL OF HYDRAULIC NETWORK

Osnivanje matematičkog modela za rješavanje Hardy-Cross metodom sastoji se od podjele sustava na određeni broj cijevnih petlji, na način da sve cijevne dionice budu obuhvaćene. Cijevna petlja ne znači nužno zatvoreni strujni krug vode u jednom smjeru nego samo fizički spojene cijevne dionice. Sustav jednadžbi se temelji na dvije činjenice: 1) suma visina gubitaka mehaničke energije u zatvorenoj petlji mora biti jednaka nuli (u svakoj iteraciji), i to vrijedi za svaku petlju; 2) za svaki cijevni čvor (račvu) vrijedi jednadžba kontinuiteta tj. suma protoka koji ulaze u čvor mora biti jednaka sumi protoka koji izlaze iz čvora. Pri proračunu visine gubitaka u svakoj petlji za svaku cijev treba biti zadovoljena Darcy-Weisbachova jednadžba:

$$h_f = \lambda \frac{L}{D} \frac{w^2}{2g} = \lambda \frac{L}{D^5} \frac{8Q^2}{g\pi^2} = rQ|Q| \quad (1)$$

gdje je Q , m^3/s volumenski protok vode, h_f je visina gubitaka mehaničke energije zbog otpora trenja u metrima, λ koeficijent otpora trenja, L dužina cijevnog elementa i D unutarnji promjer cijevi. Ovdje je Q^2 zamijenjen s $Q|Q|$ čime se povezuje predznak visine gubitaka mehaničke energije sa smjerom protoka. Pomoćni koeficijent otpora definiran je iz gornje jednačbe:

$$r = \lambda \frac{8L}{D^5 g \pi^2} \quad (2)$$

gdje se koeficijent trenja može odrediti prema izrazu za turbulentno strujanje Jain-Swamee:

$$\lambda = \frac{1,325}{\left[\ln \left(\frac{k}{3,7D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (3)$$

koja vrijedi za $Re > 2320$. Za manje Reynoldsove brojeve koji se ne očekuju kod ovakvih tipova strujanja može se koristiti izraz za laminarno strujanje $\lambda=64/Re$. Prvi korak u ovoj metodi je pretpostaviti protok u svakoj cijevi petlje, tako da jednačba kontinuiteta bude zadovoljena u svakom čvoru; zatim treba iterativno računati korekcije protoka za svaku petlju sve dok se ne izvrši potpuno balansiranje mreže, u smislu da je suma visina gubitaka mehaničke energije (ili padova tlaka) unutar petlji jednaka nuli. Korekcije protoka u narednoj iteraciji za svaku cijev u petlji vrši se prema jednačbi:

$$\Delta Q^{(k)} = - \frac{\sum r_i^{(k)} Q_i^{(k-1)} |Q_i^{(k-1)}|}{\sum 2r_i^{(k)} |Q_i^{(k-1)}|} \quad (4)$$

pri čemu je Q^k protok vode u i -toj cijevi petlje u k -toj, tekućoj iteraciji, $Q^{(k-1)}$ je protok u i -toj cijevi iz prethodne iteracije, $\Delta Q^{(k)}$ korekcija protoka u tekućoj iteraciji jednaka za sve cijevi u istoj petlji. Izvod jednačbe (4) može se pogledati u [12]. Iterativni postupak se sastoji od slijedećih koraka:

1. pretpostaviti distribuciju protoka pri čemu mora biti zadovoljena jednačba kontinuiteta u svim čvorovima;

2. za svaku cijev u petlji izračunati i sumirati gubitke mehaničke energije prema jednačbi (1) te izračunati korekciju protoka

prema jednačbi (4) koju, zatim, treba dodati/ oduzeti svakom protoku u petlji;

3. postupak pod 2. ponoviti za svaku petlju u mreži;

4. Točku 2. i 3. ponavljati sve dok korekcija ΔQ ne postane dovoljno malena.

Dodatno, za cijevne petlje u kojima se nalazi pumpa potrebno je dodati visinu mehaničke energije pumpe H_p kao negativni gubitak. Visina dobave pumpe može se aproksimirati kubnim polinomom :

$$H_p = C_0 + C_1 \cdot Q + C_2 \cdot Q^2 + C_3 \cdot Q^3 [m] \quad (5)$$

te se korekcija protoka u petljama u kojima se nalazi pumpa vrši prema:

$$\Delta Q^{(k)} = - \frac{\sum r_i^{(k)} Q_i^{(k-1)} |Q_i^{(k-1)}| - H_p}{\sum 2r_i^{(k)} |Q_i^{(k-1)}| - \frac{dH_p}{dQ}} \quad (6)$$

Osnovna uloga regulacijskih ventila je regulacija toplinskog učinka ogrjevnih tijela protokom vode. U tehničkoj dokumentaciji proizvođača hidraulička karakteristika ventila se najčešće definira K_v vrijednošću:

$$K_v = \frac{Q}{\sqrt{\Delta p}} \quad (7)$$

gdje je Δp pad tlaka na ventilu. K_v vrijednost se obično daje za definiciju ovisnosti protoka o padu tlaka pri potpunoj otvorenosti ventila. U numeričkom modelu mora biti poznat lokalni otpor ventila pri bilo kojoj otvorenosti te je potrebno poznavati karakteristiku ventila kao linearnu ili jednako postotnu. Ovdje je pretpostavljena linearna karakteristika regulacijskog ventila te je visina gubitaka određivana prema Weisbachovoj jednačbi:

$$h_v = \xi \frac{w^2}{2g} = \xi \frac{8Q^2}{gD^4\pi^2} \quad (8)$$

pri čemu je faktor lokalnog otpora ventila ξ određen prema relaciji:

$$\xi = \frac{D^4\pi^2}{8\rho K_v^2} \quad (9)$$

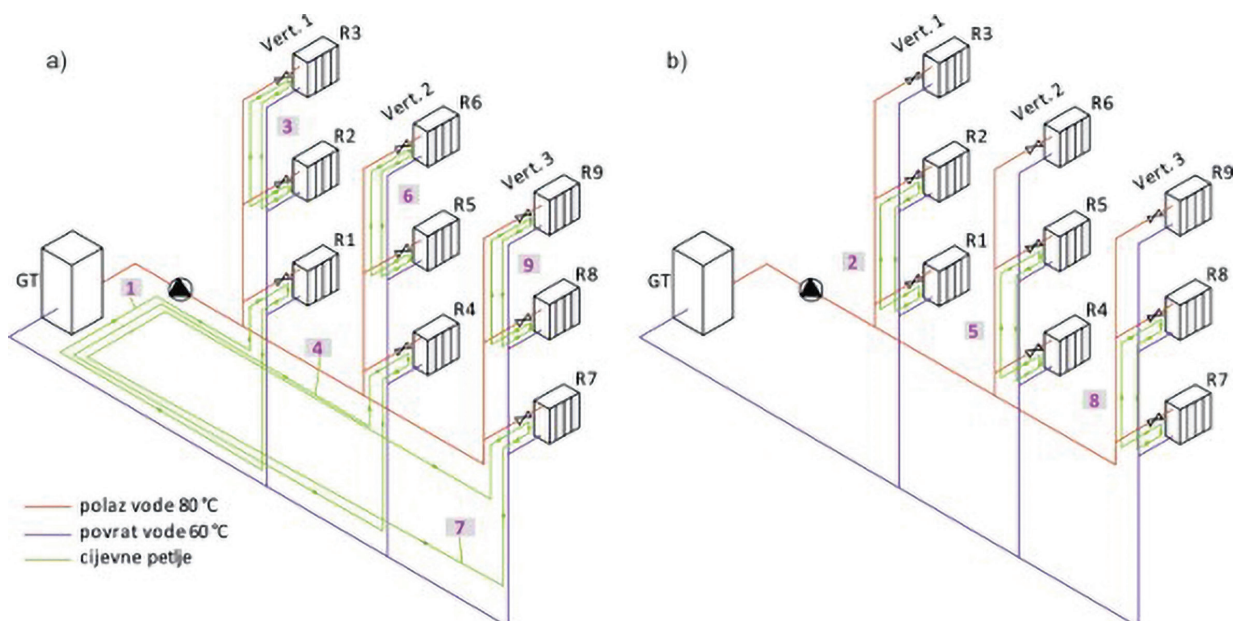
Detaljnije o metodi Hardy-Crossa može se saznati u [12].

3. MODEL CENTRALNOG GRIJANJA S VERTIKALAMA

3. MODEL OF CENTRAL HEATING SYSTEM WITH RAISERS

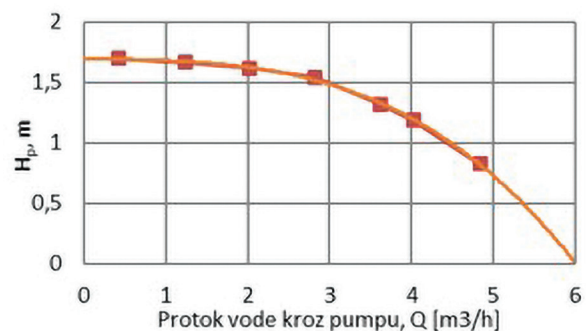
Sistem se sastoji od dvocijevnog sustava grijanja 80/60 °C s tri vertikale s po tri radijatora jednakog kapaciteta 5 kW (slika 1). Koristi se generator topline (GT), frekventno regulirana cirkulacijska pumpa te radijatorima upravljaju termostatski radijatorski ventili (TRV). Dimenzioniranje cijevi vršeno je prema kriteriju linijskog pada tlaka od $100 \div 200$ Pa/m u horizontalnom razvodu u razini kotla te $40 \div 100$ Pa/m za vertikale i spojeve radijatora. Balansni elementi nisu primijenjeni. Prikazana podjela sustava na cijevne petlje pri čemu je odabrano 9 petlji (slika 1).

Petlje su podijeljene na gornju, srednju i donju razinu. Na slikama se može vidjeti da se petlje djelomično preklapaju, odnosno da su pojedine cijevne dionice zajedničke petljama gornje, srednje i donje razine. Također, određene cijevne dionice na donjoj razini spadaju u tri petlje.



Slika 1 Shematski prikaz sustava grijanja s a) cijevnim petljama 'gornje i donje' razine b), cijevnim petljama 'srednje' razine
Figure 1 Shema of heating system with a) upper and lower pipe loops, b) middle pipe loops

Preklapanje dionica u više petlji nema nikakav poseban značaj u izračunu te se korekcija protoka u cijevnim dionicama koje se nalaze u više petlji vrši u svakoj iteraciji za sve petlje u kojima se nalazi. Odabir pumpe vršen je prema padu tlaka u kritičnom cirkulacijskom krugu od generatora topline GT do najudaljenijeg radijatora na vertikali 3, R9. Odabrana je pumpa *Grundfos Magna3 32-40* s promjenjivom brzinom vrtnje te je njena karakteristika pri maksimalnoj brzini vrtnje (slika 2) aproksimirana polinomom (5) s koeficijentima $C_0 = 1,69$; $C_1 = -69,09$; $C_2 = 113473$; $C_3 = -4,10^8$.



Slika 2 Karakteristika pumpe Grundfos Magna3 32-40 pri maksimalnoj brzini vrtnje

Figure 2 Pump Grundfos Magna3 32-40 characteristic at maximum speed of revolution

Karakteristika pumpe pri ostalim brzinama vrtnje aproksimirana je drugim polinomima prema grafičkim podacima od proizvođača. Odabran je termostatski radijatorski ventil *Caleffi 220500 3/4"*. Faktori lokalnog otpora uzeti su prema tablici 1.

Tablica 1.

Table 1.

Element	z
GT (kotao)	2,5
Koljeno	1
Račva	0,5
TRV	38,9
Radijator	20

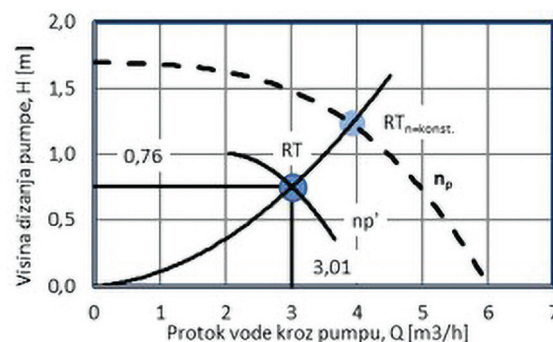
Faktor lokalnog otpora za TRV naveden u tablici 1 je određen prema otvorenosti ventila od 100 % iz Q-h karakteristike proizvođača. Za ostale djelomične otvorenosti ventila faktor lokalnog otpora se određivao na temelju pretpostavke da je karakteristika ventila linearna.

4. REZULTATI SIMULACIJA

4. SIMULATION RESULTS

Izrađen je matematički model u paketu Matlab te je za početno stanje vrijednosti protoka u cijevnim dionicama u prvoj iteraciji odabrano projektno stanje kod kojeg protoci vode zadovoljavaju projektne kapacitete radijatora od 5 kW. Potrebno je naglasiti da rezultat simulacije nikada neće dati projektne protoke vode kroz sve cijevne dionice zato što sustav nije hidraulički balansiran. Veza između temperature prostorije, toplinskog toka radijatora i otvorenosti ventila nije modelirana nego je u svakoj pojedinoj simulaciji pretpostavljeno da su svi regulacijski ventili otvoreni u međusobno jednakom postotku u odnosu na potpunu otvorenost. Na ovaj način je rađen niz simulacija stacionarnih stanja pri čemu su ventili otvarani postepeno od 10 % do 100 %. U prvom koraku prikazana su projektna stanja tj. stanja pri potpunoj otvorenosti (100 %) svih TRV regulacijskih ventila (slika 3 i slika 4). Pogonsko stanje $RT_{n=konst}$ (slika 3) dobiveno je simulacijom pri maksimalnoj brzini vrtnje pumpe n_p te su u tom stanju protoci na radijatorima prikazani na slici 4 na vertikalama V1, V2 i V3. Potrebni projektni protok na radijatorima je 0,06

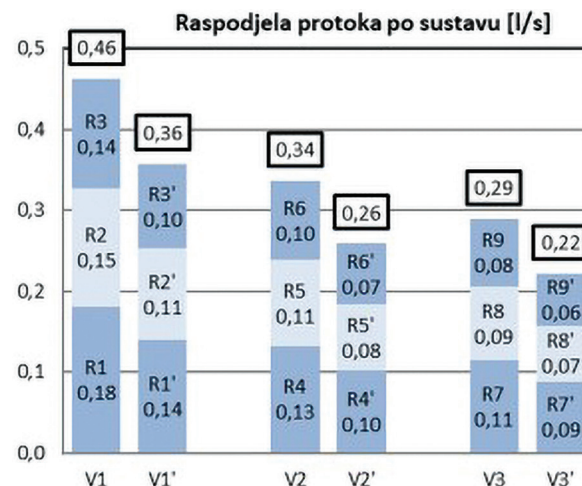
l/s dok rezultati pokazuju znatno veće protoke. Očito je pumpa predimenzionirana što je u praksi čest slučaj.



Slika 3 Raspodjela protoka pri projektnim uvjetima pri maksimalnoj i reduciranoj brzini vrtnje

Figure 3 Water flow distribution at design conditions at maximum and reduced speed of revolution

Smanjenjem brzine vrtnje pumpe na n_p' (slika 3) može se dobiti projektni protok vode na kritičnom radijatoru R9, radno stanje RT. Radno stanje RT daje projektni protok samo na kritičnom radijatoru dok ostali radijatori imaju veći protok od projektnog (vertikale V1', V2' i V3', slika 4). Ovo je logično jer su ostali radijatori nalaze bliže pumpi i jer sustav nije balansiran.

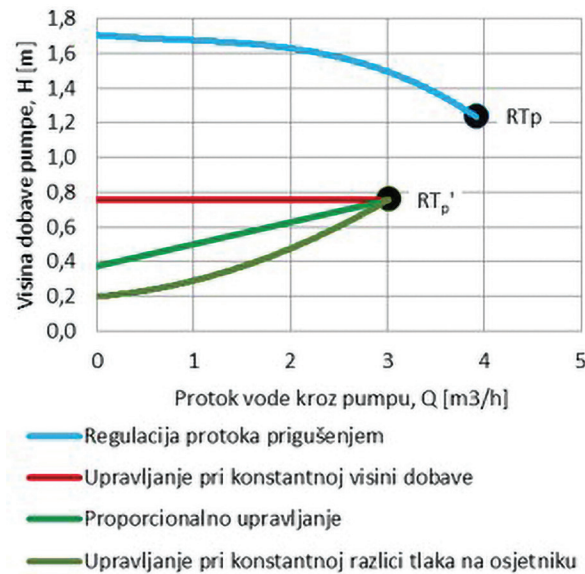


Slika 4 Raspodjela protoka pri projektnim uvjetima pri maksimalnoj i reduciranoj brzini vrtnje

Figure 4 Water flow distribution at design conditions at maximum and reduced speed of revolution

Potrebno je naglasiti da se krivulja otpora sustava prikazana na slici 3 ne može dobiti analitički zbog mreže koja se sastoji od više paralelno spojenih strujnih krugova nego se dobiva spajanjem više stacionarnih stanja iz više simulacija, povećavanjem brzine vrtnje pumpe, pri jednoj te istoj otvorenosti ventila.

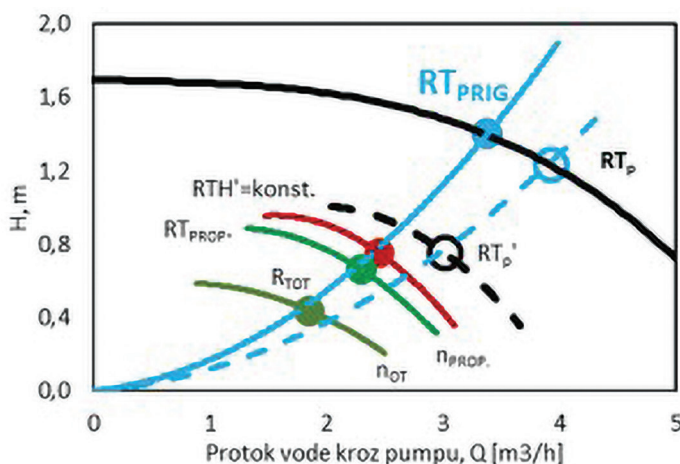
Rezultati simulacija pri djelomičnom opterećenju (otvorenost ventila manja od 100 %) za četiri uobičajena različita načina upravljanja pumpom prikazani su na slikama 5, 6 i 7. Pri upravljanju prigušenjem pumpa ima konstantnu brzinu vrtnje, kod upravljanja pri konstantnoj razlici tlaka na osjetniku je upravljanje pumpe vođeno prema održavanju konstantne razlike tlaka na kritičnoj vertikali V3.



Slika 5 Krivulje kretanja radnih točki pri djelomičnom opterećenju

Figure 5 Operating states curves at partial load conditions

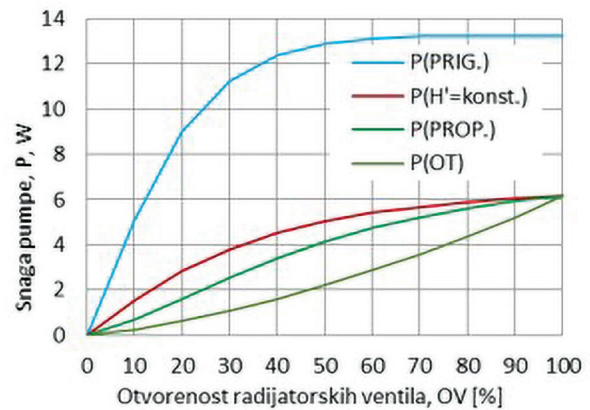
Poznato je da upravljanje s konstantnom razlikom tlaka na kritičnoj vertikali daje najmanji tlak u sustavu te najmanju potrošnju energije pumpe. Simulacije daju krivulje za određeni sustav te je moguće procijeniti točne odnose pri različitim metodama upravljanja pumpom. Prikazane su radne točke pri otvorenosti ventila od 50 %. (slika 6).



Slika 6 Radna stanja pri otvorenosti TRV-a od 50 %

Figure 6 Operating states at 50 % TRV opening

Očito je da se pri različitim načinima upravljanja pumpom razlikuju i protoci vode u sustavu iako su oni regulirani preko TRV. Ovo je posljedica različitih autoriteta ventila koji se uspostavljaju pri različitim vrijednostima zbog različitih padova tlaka u strujnim krugovima TRV-ova. Konačno snaga pumpe pri različitim otvorenostima ventila pokazuje razliku potrošnje energije pri različitim načinima regulacije pumpe.



Slika 7 Snaga pumpe pri različitim otvorenostima ventila

Figure 7 Pump power at different valve openings

Poznate su činjenice o učinkovitijem sustavu pri proporcionalnom upravljanju i upravljanju osjetnikom na kritičnoj vertikali u odnosu na H=konst. i upravljanju prigušenjem koje ima najlošiju karakteristiku. Simulacija može dati točne omjere za projektirani sustav. Simulacija sustava koji je hidraulički balansiran diferencijalnim balansnim ventilima treba uključivati i pseudo petlju koja ima fiktivnu cijev koja povezuje polaz i povrat vertikale, ima protok jednak nuli te pad tlaka jednak željenom padu tlaka na vertikali. Ne treba zaboraviti i nužni pad tlaka za održavanje rada balansnog ventila.

5. ZAKLJUČAK

5. CONCLUSION

Numerička analiza hidrauličkog sustava grijanja daje korisne podatke o radu sustava u djelomičnom opterećenju. Rezultati simulacije daju korisne podatke o protocima vode kroz ogtjevna tijela, radnoj točki sustava te potrošnji energije pumpe pri različitim metodama upravljanja. Također simulacija može pomoći u odabiru načina balansiranja, pred podešenju balansnih ventila.

Način simuliranja balansiranog sustava treba sadržavati dodatne elemente i pseudo petlje za modeliranje rada balansnih ventila. Na sličan način, numerička simulacija bi se mogla koristiti za simulaciju rada sustava kroz cijelu sezonu grijanja primjenom satne metode ako su poznata satna toplinska opterećenja svake prostorije zgrade odnosno svakog radijatora.

6. REFERENCE

6. REFERENCES

- [1.] Cholewa T; Siuta-Olchaa A; Constantinos A.; Actual energy savings from the use of thermostatic radiator valves in residential buildings – Long term field evaluation, *Energy and Buildings*; 151 (2017) 487–493.
- [2.] Cholewa T; Balen I; Siuta-Olchaa A.; On the influence of local and zonal hydraulic balancing of heating system on energy savings in existing buildings – Long term experimental research. *Energy and Buildings*; 179 (2018) 156-164.
- [3.] Osojnik M, Kolb S, Chambris A, Helge Schramm H. Hydronic balancing and control – how to overcome the global challenge of reducing energy use in multifamily housing, https://www.ecee.org/library/conference_proceedings/ [access October 2018].
- [4.] Zhang, L.; Xia, J.; Thorsen J.E. et al.; Method for achieving hydraulic balance in typical Chinese building heating systems by managing differential pressure and flow; *Build. Simul.* 10, pp. 51–63, (2017).
- [5.] Stevanović VD, Živković B, Prica S, Maslovarić B, Karamarković V, Trkulja V. Prediction of thermal transients in district heating systems, *Energy Conversion and Management* 50 (2009) 2167–2173.
- [6.] Stevanovic VD, Prica S, Maslovarić B, Živković B, Nikodijević S. Efficient numerical method for district heating system hydraulics, *Energy Conversion and Management* 48 (2007) 1536–1543.
- [7.] Gamberi M, Manzini R, Regattieri A. Simulink simulator for building hydronic heating systems using the Newton Raphson algorithm, *Energy and Buildings* 41 (2009) 848–855.
- [8.] Rhee KN, Ryu SR, Yeo MS, Kim MS. Simulation study on hydronic balancing to improve individual room control for radiant floor heating system, *Building Serv. Eng. Res. Technol.* 31 1 (2010) 57–73.
- [9.] Piana EA, Grassi B, Bianchi F, Pedrotti C. Hydraulic balancing strategies: A case study of radiator-based central heating system, *Building Serv. Eng. Res. Technol.* 0 (2018) 1–14.
- [10.] Yan A, Zhao J, An Q, Zhao Y, Li H, Huang YJ. Hydraulic performance of a new district heating systems with distributed variable speed pumps, *Applied Energy* 112 (2013) 876–85.
- [11.] Muniak DP. A new methodology to determine the pre-setting of the control valve in a heating installation. A general model, *Applied Energy* 135 (2014) 35–42.
- [12.] M. Šavar, *Hidrodinamika cijevnih mreža*, Zagreb: Fakultet strojarstva i brodogradnje, 2005.

AUTORI · AUTHORS**• Fabio Pizzignacco**

rođen je 1994. godine u Šibeniku gdje 2013. završava prirodoslovno-matematički smjer Gimnazije Antuna Vrančića. Obranom završnog rada "Projekt sustava grijanja i hlađenja stambene zgrade" 2017. postaje sveučilišni prvostupnik na termotehničkom usmjerenju Fakulteta strojarstva i brodogradnje. Diplomira 2019. na temu "Numerička analiza hidrauličkog sustava toplodvodnog grijanja" te je od iste godine zaposlen u Laća-commerce d.o.o.

• Darko Smoljan

rođen je 1976. u Mostaru. Diplomirao je na Fakultetu strojarstva i brodogradnje u Zagrebu 2001. godine. Nakon studija se zapošljava u Klimaoprema d.d. iz Samobora te radi kao konstruktor i tehnolog u razvoju i proizvodnji opreme za ventilaciju i klimatizaciju. Od 2005. godine zaposlen je na Katedri za toplinsku i procesnu tehniku pri Zavodu za termodinamiku, toplinsku i procesnu tehniku Fakulteta strojarstva i brodogradnje u Zagrebu. Doktorirao je 2011. godine na temi "Razvoj matematičkog modela za ocjenu toplinske ugodnosti u spojenom mlazu". Područje djelovanja su sustavi grijanja, klimatizacije i ventilacije, cjevovodni sustavi te eksperimentalna mjerenja strujanja zraka u ventilaciji. Sudjelovao je u izradi brojnih projekata i energetske studija. Kao autor ili koautor, objavio je 5 znanstvenih radova.

• Kristijan Iličić

rođen je 1971. u Ljubuškom. Diplomirao je strojarstvo na Fakultetu strojarstva i brodogradnje u Zagrebu, gdje je 2012. g. i doktorirao na temu Parametri za detekciju i lociranje puknuća cijevi. Radno je iskustvo najprije stekao u proizvodnji kotlova i termoopreme u TKT-Toplota d.d. Nakon devet godina rada u tvorničkoj proizvodnji, prelazi u zagrebačku vodoopskrbu gdje je proveo proteklih osamnaest godina uza što je, osim stručnoga, vezan i njegov znanstveni rad. Autor je triju knjiga za visoke škole – Matematičke osnove statistike, Mehanika i termodinamika diskretnih i kontinuiranih materijalnih sustava i Mehanika fluida. Do sada je objavio dvadesetak znanstvenih i stručnih radova od kojih je veći dio prezentirao na domaćim i međunarodnim znanstvenim i stručnim skupovima.

Korespondencija · Correspondence

darko.smoljan@fsb.hr