Numerička analiza rada hidrauličkog sustava toplovodnog grijanja

Pizzignacco, Fabio

Master's thesis / Diplomski rad

2019

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture / Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje**

Permanent link / Trajna poveznica: https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:398501

Rights / Prava: In copyright / Zaštićeno autorskim pravom.

Download date / Datum preuzimanja: **2024-03-29**

Repository / Repozitorij:

Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb







SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Fabio Pizzignacco

Zagreb, 2019.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Dr. sc. Darko Smoljan, dipl. ing.

Student:

Fabio Pizzignacco

Zagreb, 2019.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći znanja stečena tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se mentoru doc. dr. sc. Darku Smoljanu na uloženom vremenu, savjetima i pomoći prilikom izrade ovog rada, ali i tijekom cijelog studija. Također zahvaljujem gospodinu dr. sc. Kristijanu Iličiću na pomoći u metodološkom pristupu rješavanja hidrauličke mreže.

Hvala mojoj djevojci i prijateljima koji su bili uz mene i posebno mi uljepšali studentsko razdoblje života.

Najveću zahvalu upućujem mojim roditeljima koji su mi omogućili školovanje, te bili moja najveća potpora, kako na studiju tako i u životu. Hvala vam!

Fabio Pizzignacco

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE
Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodostrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur. broj:	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Fabio Pizzignacco** Mat. br.: 0035194719

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Numerička analiza rada hidrauličkog sustava toplovodnog grijanja**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Numerical analysis of hot water heating hydraulic system operation**

Opis zadatka:

Potrebno je razviti numerički model za hidrauličku analizu rada sustava radijatorskog toplovodnog dvocijevnog grijanja gdje je hidraulička mreža izvedena s vertikalama. Sustav treba sadržavati osnovne komponente: generator topline, pumpu, cijevni razvod, termostatske regulacijske ventile, automatske diferencijalne balansne ventile, ekspanzijsku posudu i ogrjevna tijela. Hidraulički proračun potrebno je temeljiti na Hardy-Cross metodi te ga je potrebno provesti za različite varijante toplinskog opterećenja sustava, hidrauličkog balansiranja sustava i regulacije rada pumpe.
Analizirati sustav za stanje prije i nakon ugradnje automatskih diferencijalnih balansnih ventila, te u oba slučaja usporediti četiri različita načina upravljanja cirkulacijskom pumpom:

1. pumpa s jednom brzinom vrtnje,
2. pumpa s promjenjivom brzinom vrtnje i konstantom visinom dizanja,
3. pumpa s promjenjivom brzinom vrtnje i proporcionalnom visinom dizanja,
4. pumpa s promjenjivom brzinom vrtnje i visinom dizanja reguliranom na kritičnoj vertikali.

Koristeći razvijeni model potrebno je provesti analizu slijedećih parametara: protoci vode i padovi tlaka u dionicama kritičnog cirkulacijskog kruga, autoriteti termostatskih regulacijskih ventila, pogonske karakteristike ventila i potrošnja energije pumpi.

U radu je potrebno navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:	Datum predaje rada:	Predviđeni datum obrane:
7. ožujka 2019.	9. svibnja 2019.	15., 16. i 17. svibnja 2019.

Zadatak zadao: Predsjednica Povjerenstva:

Doc.dr.sc. Darko Smoljan

Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

POPIS SLIKA III
POPIS TABLICA VI
POPIS OZNAKA VII
SAŽETAK IX
SUMMARY X
UVOD 1
1. ULOGA HIDRAULIČKOG BALANSA 3
1.1. Osnovne karakteristike nebalansiranih sustava 3
1.2. Neučinkovita rješenja problema vezanih uz nebalansirane sustave 6
1.2.1. Povećanje snage cirkulacijske pumpe 6
1.2.2. Povećanje temperature polaznog voda 8
1.3. Oprema korištena za hidrauličko balansiranje 9
2. AUTORITET I KARAKTERISTIKE VENTILA 13
2.1. Uvod u autoritet ventila 13
2.2. Karakteristika ventila 17
2.3. Pravilno dimenzioniranje regulacijskog ventila 20
3. UPRAVLJANJE CIRKULACIJSKIM PUMPAMA 24
3.1. Osnovni pojmovi 24
3.2. Pumpe s konstantnom brzinom vrtnje 26
3.2.1. Regulacija protoka prigušenjem 27
3.2.2. Regulacija protoka korištenjem zaobilaznog voda 28
3.3. Pumpe s promjenjivom brzinom vrtnje 29
3.3.1. Upravljanje pri konstantnoj visini dobave 30
3.3.2. Proporcionalno upravljanje 31
3.3.3. Upravljanje pri konstantnoj razlici tlaka na osjetniku 34
4. DEFINIRANJE NUMERIČKOG MODELA CIJEVNE MREŽE SUSTAVA GRIJANJA 38
4.1. Uvod u Hardy Cross metodu 38
4.2. Definiranje sustava grijanja s vertikalama 44
4.2.1. Tehnički podaci sustava grijanja 44
4.2.2. Formiranje modela putem Hardy Cross metode 48
5. REZULTATI SIMULACIJE HARDY CROSS METODOM 56
5.1. Rezultati za slučaj nebalansiranog sustava 56
5.1.1. Prikaz projektnog stanja 56
5.1.2. Usporedba djelomičnog opterećenja 59
5.2. Rezultati za slučaj balansiranog sustava 64

5.2.1. Prikaz projektnog stanja 64
5.2.2. Usporedba djelomičnog opterećenja 69
6. POGONSKI AUTORITETI I KARAKTERISTIKE VENTILA 73
6.1. Rezultati za slučaj nebalansiranog sustava 73
6.2. Rezultati za slučaj balansiranog sustava 84
ZAKLJUČAK 89
LITERATURA 91
PRILOZI 92

POPIS SLIKA

Slika 1.1. Karakteristike strujanja vode u cijevi 3
Slika 1.2. Jednostavni nebalansirani sustav grijanja 4
Slika 1.3. Nebalansirani sustav grijanja s vertikalama 4
Slika 1.4. Proces hlađenja nakon prekida rada sustava 5
Slika 1.5. Ovisnost toplinskog učina ogrjevnog tijela o protoku 7
Slika 1.6. Promjena tlaka vode prolaskom kroz ventil 8
Slika 1.7. Tichelmannov razvod 9
Slika 1.8. Automatski balans ventili 10
Slika 1.9. Presjek regulacijskog automatskog balans ventila 10
Slika 1.10. Prsten i skala za podešavanje razlike tlaka na strani potrošača 11
Slika 1.11. Termostatski radijatorski ventil s osjetnikom 12
Slika 1.12. Predpodešenje termostatskog ventila 12
Slika 2.1. Regulacijski krug s pripadnim padovima tlakovima 13
Slika 2.2. Sustav grijanja s relevantnim padovima tlaka 14
Slika 2.3. Ovisnost pada tlaka u cjevovodu o toplinskom opterećenju 16
Slika 2.4. Prikaz pada tlaka u cjevovodu za projektno i djelomično opterećenje 17
Slika 2.5. Karakteristike ventila 18
Slika 2.6. Ideja linearizacije ovisnosti toplinskog učina o otvorenosti ventila 18
Slika 2.7. Ovisnost karakteristike ventila o autoritetu ventila 19
Slika 2.8. Promjena krivulje ovisnosti toplinskog učina o otvorenosti ventila s autoritetom 19
Slika 2.9. Balansirani sustav grijanja s relevantnim padovima tlaka 21
Slika 3.1. Prikaz radne točke pumpe u H,Q - dijagramu 25
Slika 3.2. Prikazi AB ventila u H,Q – dijagramu 26
Slika 3.3. Promjena radne točke kod regulacije prigušenjem 27
Slika 3.4. Prikaz energijske uštede pri smanjenju protoka prigušenjem 28
Slika 3.5. Promjena radne točke pri korištenju zaobilaznog voda 28
Slika 3.6. Postizanje Q_{potr} smanjenjem broja okretaja 29

Slika 3.7. Promjena radne točke pri konstantnoj visini dobave 31

Slika 3.8. Promjena radne točke pri proporcionalnom upravljanju 32

Slika 3.9. Usporedba pada tlaka na regulacijskom ventilu kod navedenih metoda upravljanja 33

Slika 3.10. Usporedba potencijalnih ušteda kod konstantne visine dobave, proporcionalnog upravljanja i "idealnog" upravljanja u odnosu na prigušenje 33

Slika 3.11. Jednostavni sustav grijanja s vertikalama 34

Slika 3.12. Promjena radne točke pri upravljanju preko vanjskog osjetnika 35

Slika 3.13. Komponente pada tlaka pri projektnom opterećenju 36

Slika 3.14. Komponente pada tlaka pri djelomičnom opterećenju 36

Slika 3.15. Usporedba svih metoda u H,Q – dijagramu 37

Slika 4.1. Jednostavni primjer otvorene cijevne mreže 38

Slika 4.2. Pretpostavljeni protoci i petlje 39

Slika 4.3. Shema sustava grijanja 44

Slika 4.4. Prikaz dimenzija na tlocrtu sustava i pogledu vertikale 45

Slika 4.5. Dimenzije cijevne mreže 46

Slika 4.6. Prikaz numeriranih elemenata sustava 48

Slika 4.7. Prikaz petlji „donje“ i „gornje“ razine 49

Slika 4.8. Prikaz petlji "srednje" razine 50

Slika 4.9. Prikaz karakteristike pumpi u H,Q – dijagramu 51

Slika 4.10. Svođenje lokalnih gubitaka na linijske 52

Slika 5.1. Raspodjela protoka u nebalansiranom sustavu 57

Slika 5.2. Projektni uvjeti nebalansiranog sustava u H,Q – dijagramu 57

Slika 5.3. Usporedba raspodjele protoka pri projektnim uvjetima 58

Slika 5.4. Usporedba radnih točki u H,Q – dijagramu 59

Slika 5.5. Krivulje kretanja radnih točki u pogonu 60

Slika 5.6. Ovisnost k_V-vrijednosti o otvorenosti ventila 61

Slika 5.7. Usporedba radnih točki za istu otvorenost ventila 63

Slika 5.8. Snaga pumpe pri različitim otvorenostima ventila 64

Slika 5.9. Uporedba projektnih protoka balansiranog i nebalansiranog sustava 66

Slika 5.10. Usporedba raspodjele protoka pri projektnim uvjetima 67

Slika 5.11. Usporedba radnih točki u H,Q – dijagramu 67

Slika 5.12. Usporedba pada tlaka na balans ventilima..... 68

Slika 5.13. Usporedba radnih točki za istu otvorenost ventila..... 70

Slika 5.14. Usporedba pada tlaka na balans ventilima..... 71

Slika 5.15. Snaga pumpe pri različitim otvorenostima ventila..... 72

Slika 6.1. Udio pada tlaka na ventilu radijatora R5 u ukupnoj visini dobave pumpe 74

Slika 6.2. Razlika tlaka kojoj su izloženi regulacijski krugovi pri konstantnoj visini dobave 76

Slika 6.3. Usporedba promjene autoriteta ventila radijatora R5..... 77

Slika 6.4. Usporedba promjene razlike tlaka kojoj je izložen krug radijatora R5..... 77

Slika 6.5. Usporedba razlike tlaka kojoj je izložen regulacijski krug R5 pri konstantnoj visini dobave i proporcionalnom upravljanju..... 78

Slika 6.6. Usporedba ΔH za tri radijatora pri upravljanju pomoću vanjskog osjetnika tlaka 79

Slika 6.7. Autoriteti ventila pri regulaciji prigušenjem i upravljanju pomoću osjetnika tlaka 80

Slika 6.8. Karakteristike ventila pri regulaciji prigušenjem te pri konstantnoj visini dobave 80

Slika 6.9. Karakteristike ventila pri proporcionalnom te upravljanju pomoću osjetnika tlaka 81

Slika 6.10. Karakteristika ventila radijatora R9 pri samostalnom zatvaranju 81

Slika 6.11. Usporedba karakteristike istog ventila za sve metode upravljanja pumpom 82

Slika 6.12. Jednakopostotne karakteristike ventila pri prigušenju i konstantnoj visini dobave 83

Slika 6.13. Jednakopostotne karakteristike pri proporcionalnom te upravljanju pomoću vanjskog osjetnika..... 83

Slika 6.14. Usporedba karakteristike istog ventila za sve metode upravljanja pumpom 84

Slika 6.15. Udio pada tlaka na ventilu radijatora R5 u ukupnoj visini dobave pumpe..... 84

Slika 6.16. Razlika tlaka kojoj su izloženi regulacijski krugovi pri regulaciji prigušenjem 85

Slika 6.17. Usporedba promjene razlike tlaka kojoj je izložen krug radijatora R5..... 85

Slika 6.18. Vrijednosti autoriteta ventila balansiranog sustava..... 87

Slika 6.19. Pogonske karakteristike svih ventila za slučaj balansiranog sustava 87

Slika 6.20. Pogonske karakteristike za slučaj ventila jednakopostotne karakteristike..... 88

POPIS TABLICA

Tablica 4.1. Ulazni podaci za Hardy Cross metodu 39
Tablica 4.2. Veličine korištene u formulama proračuna 40
Tablica 4.3. Prikaz pretpostavljenog stanja 41
Tablica 4.4. Postupak prve korekcije protoka elemenata 41
Tablica 4.5. Prikaz druge iteracije 42
Tablica 4.6. Prikaz treće iteracije 43
Tablica 4.7. Stanje nakon posljednje iteracije 43
Tablica 4.8. Tehnički podaci sustava 45
Tablica 4.9. Koeficijenti lokalnih otpora 46
Tablica 4.10. Dimenzioniranje pumpe za slučaj nebalansiranog sustava 47
Tablica 4.11. Dimenzioniranje pumpe za slučaj balansiranog sustava 47
Tablica 4.12. Popis elemenata po petljama 49
Tablica 4.13. Koeficijenti karakteristike pumpi 51
Tablica 4.14. Ulazni podaci za Hardy Cross metodu 53
Tablica 4.15. Prikaz početnog stanja metode 55
Tablica 4.16. Postupak korekcije protoka svih elemenata 55
Tablica 5.1. Protoci kroz elemente nebalansiranog sustava 56
Tablica 5.2. Vrijednosti koeficijenta otpora pri različitim otvorenostima 61
Tablica 5.3. Protoci vertikala i radijatora pri različitim otvorenostima ventila 62
Tablica 5.4. Određivanje potrebne razlike tlaka na strani vertikala 65
Tablica 5.5. Protoci kroz elemente balansiranog sustava 66
Tablica 5.6. Protoci vertikala i radijatora pri različitim otvorenostima ventila 69
Tablica 6.1. Visina dobave pumpe pri zanemarivo malom protoku 74
Tablica 6.2. Autoriteti ventila pri različitim otvorenostima za slučaj nebalansiranog sustava 76
Tablica 6.3. Autoriteti ventila pri različitim otvorenostima za slučaj balansiranog sustava 86

POPIS OZNAKA

a_v – autoritet ventila [-] 13
$a_{v,0}$ – autoritet ventila pri zanemarivom protoku [-] 13
$a_{v,p}$ – autoritet ventila pri projektnim uvjetima [-] 13
d – unutarnji promjer cijevi na kojoj se ventil nalazi [mm] 61
D – promjer cijevi [m] 40
H – visina dobave pumpe [Pa] 6
H_0 – visina dobave pumpe pri zanemarivom protoku [m] 32
H_p' – projektna visina dobave pri korištenju pumpe s promjenjivom brzinom vrtnje [m] 60
H_p – visina dobave pumpe pri projektnim uvjetima [m] 32
H_{potr} – potrebna visina dobave pumpe [Pa, m] 25
i – oznaka elementa sustava [-] 50
k – broj iteracije [-] 50
k – visina hrapavost [m] 40
L – stvarna duljina cjevovoda [m] 52
L_{ekv} – ekvivalentna duljina cjevovoda [m] 52
$L_{ekv,lok.gub.}$ – ekvivalentna duljina lokalnih gubitaka [m] 52
n – broj okretaja pumpe [o/min] 29
N – koeficijent pravca proporcionalno upravljanja [-] 32
P – snaga cirkulacijske pumpe [W] 6
p_{din} – dinamički tlak vode [Pa] 7
p_{isp} – tlak isparivanja [Pa] 7
p_{stat} – statički tlak vode [Pa] 7
Q – volumni protok vode kroz pumpu [m^3/s] 25
Q_p' – projektni protok pri korištenju pumpe s promjenjivom brzinom vrtnje [m^3/s] 60
r – pomoćni koeficijent [s^2/m^5] 45
R – specifični linijski pad tlaka [Pa/m] 40
Re – Reynoldsov broj [-] 40
w – brzina strujanja vode [m/s] 7
Δ – korekcija petlje [m^3/s] 40
ΔH – razlika tlaka kojoj je izložen regulacijski krug koji ventil regulira [Pa; m] 13
ΔH_{OT} – potrebna razlika tlaka na osjetniku tlaka [m] 34
ΔH_V – potrebna razlika tlaka na strani vertikale [m] 34
Δp – pad tlaka [Pa] 7
Δp_{ABV} – pad tlaka na automatskim balans ventilima [m] 34
Δp_C – pad tlaka u razvodnom cjevovodu [m] 34
$\Delta p_{C,uk}$ – ukupni pad tlaka u razvodnom cjevovodu [m] 35
Δp_{cijevi} – pad tlaka u cijevima regulacijskog kruga [Pa; m] 13
$\Delta p_{cjevovod}$ – pad tlaka u ostatku cjevovoda [Pa; m] 14

$\Delta p_{H=konst.}$ – pad tlaka na ventilu pri konstantnoj visini dobave [m] 33
Δp_{krug} – pad tlaka čitavog regulacijskog kruga [Pa; m] 13
Δp_{OT} – pad tlaka u ogrjevnom tijelu [Pa; m] 13
Δp_{PRIG} – pad tlaka na ventilu pri regulaciji protoka prigušenjem [m] 33
Δp_{PROP} – pad tlaka na ventilu pri proporcionalnom upravljanju [m] 33
Δp_{v} – pad tlaka na regulacijskom ventilu [Pa; m] 13
$\Delta p_{v,p}$ – pad tlaka na ventilu pri potpunoj otvorenosti ventila i nazivnom protoku [Pa; m] 13
ΣR_{dulj} – suma duljinskih otpora sustava [-] 25
ΣR_{lok} – suma lokalnih otpora sustava [-] 25
λ – koeficijent trenja [-] 39
ν – kinematička viskoznost [m^2/s] 40
ρ – gustoća vode [kg/m^3] 39
ζ – koeficijent lokalnog otpora [-] 46

SAŽETAK

U sklopu ovog rada formiran je numerički model cijevne mreže jednostavnog sustava toplovodnog grijanja te je pomoću Hardy Cross metode provdena simulacija rada za različita pogonska stanja. Sustav je zasebno promatran za hidrauličko nebalansirano i balansirano stanje, pri čemu su u oba slučaja korištene četiri različite metode upravljanja cirkulacijskom pumpom, a zatim i uspoređeni rezultati. S posebnim su interesom u ovom radu promatrani parametri autoriteta ventila i pogonskih karakteristika ventila, čiji su rezultati također uspoređeni za spomenute izvedbe promatranog sustava.

Ključne riječi: autoritet ventila, karakteristika ventila, hidraulički balans, Hardy Cross metoda, regulacija cirkulacijske pumpe

SUMMARY

The subject of this master's thesis is developing a numerical model of a hot-water heating system pipe network, which is used to simulate different operating conditions, by using the Hardy Cross method. The system is analyzed separately for hydronic unbalanced and balanced conditions, also for both cases 4 different circulator pump control methods are applied. Results are then compared, with special emphasis on valve authority and operational valve characteristics.

Key words: valve authority, valve characteristics, hydronic balancing, Hardy Cross method, circulator pump control

UVOD

Ideja ovog diplomskog rada je formiranje numeričkog modela cijevne mreže jednostavnog sustava toplovodnog grijanja, te provođenje simulacije različitih pogonskih stanja pomoću Hardy Cross metode. Krajnji cilj je određivanje protoka vode kroz elemente sustava, izračun autoriteta ventila, te određivanje pogonskih karakteristika ventila. Riječ je o sustavu grijanja koji sadrži tri vertikale pri čemu se na svakoj vertikali nalaze tri radijatora. Iako je riječ o relativno jednostavnom sustavu iz termotehničke perspektive, sam hidraulički model koji je potrebno formirati je kompleksan. Dok veći broj elemenata u sustavu, znatno otežava prikaz formiranja modela, kao i samih rezultata, promatrana tematika ostaje nepromijenjena, te je sustav ove veličine prikladan za potrebe ovog rada.

Važna uloga u ovom radu dodijeljena je pojmu hidrauličkog balansa, te je pokazana nužnost istog iz perspektive sustava vodenog grijanja. Sama tematika je predstavljena i detaljnije obrađena u prvom poglavlju, na način da su prvotno prikazane karakteristike i pogonski problemi nebalansiranih sustava, a zatim je provedena usporedba s balansiranima, pri čemu je pojašnjeno na koji način balansiranje eliminira spomenute probleme. Dodatno, pokazano je kako je za postizanje hidrauličkog balansa nužna primjena odgovarajuće armature, te je poglavlje završeno s predstavljanjem opreme korištene u modelu.

U drugom poglavlju predstavljen je pojam autoriteta ventila, parametra koji je često zanemaren sa stajališta termotehničkih sustava, što je upravo jedan od povoda zbog kojih je stavljen u fokus ovog rada. Teorijske osnove popraćene su, radi boljeg shvaćanja, jednostavnim računskim primjerom, a važnost autoriteta istaknuta je u poveznici s pogonskim karakteristikama ventila.

Kako se simulacija rada sustava provodi za četiri različite metode upravljanja cirkulacijskom pumpom, sljedeće poglavlje posvećeno je primjeni pumpi u sustavima grijanja, a započinje teorijskim osnovama vezanim uz njihov rad. Svaka je metoda zasebno objašnjena, a cijelo poglavlje je popraćeno potrebnim dijagramima s ciljem kvalitetnijeg izlaganja tematike. Izvršena je osnovna podjela na pumpe s konstantnom i promjenjivom brzinom vrtnje, a promatrane četiri metode su:

- regulacija protoka prigušenjem,
- upravljanje pri konstantnoj visini dobave,
- proporcionalno upravljanje,
- upravljanje pri konstantnoj razlici tlaka na osjetniku.

Svrha četvrtog poglavlja je formiranje modela cijevne mreže sustava grijanja za simulaciju pomoću, već spomenute, Hardy Cross metode. Ova metoda se uglavnom primjenjuje pri određivanju protoka otvorenih sustava, poput vodovodne mreže, te je njena implementacija na zatvoreni sustav, poput cijevne mreže grijanja, još jedan od izazova ovog rada. Prvotno su dane teorijske i matematičke osnove metode, sa svim popratnim formulama, skicama i objašnjenjima. Slijedi jednostavan numerički primjer, čiji je princip rješavanja identičan znatno složenijem modelu koji je predmet rada. Kako je riječ o iterativnoj metodi, opisan je postupak iteriranja koji omogućuje konvergenciju rezultata.

Ostatak poglavlja obuhvaća formiranje numeričkog modela, pri čemu su naglašene razlike u odnosu na prethodni jednostavni primjer. Konačni ishod formiranja modela sažet je u tablicu koja predstavlja polazište za iteraciju, odnosno simulaciju modela.

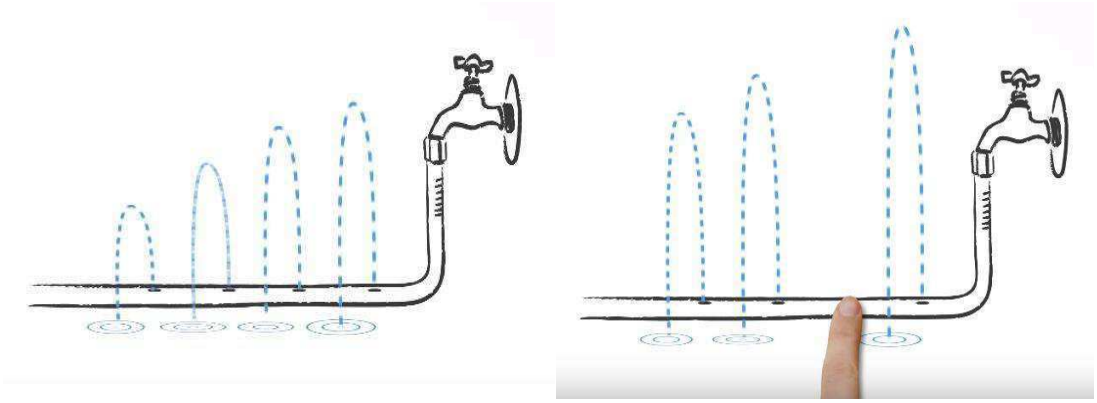
Preostali dio rada sadrži pregled rezultata simulacije, gdje su u posebnim poglavljima dani rezultati protoka, odnosno autoriteta i karakteristika ventila, pri čemu postoji podjela za slučaj nebalansiranog i balansiranog sustava. Rezultati su prikazani tablično i grafički, te popraćeni detaljnim pojašnjenjima. Veliki naglasak stavljen je na usporedbe, pri čemu su suprostavljeni rezultati za ventile različitih radijatora u sustavu, primjenjene metode upravljanja, te nebalansiranog i balansiranog slučaja.

1. ULOGA HIDRAULIČKOG BALANSA

Hidrauličko balansiranje vodenog sustava grijanja ili hlađenja, ključan je čimbenik za kvalitetan pogon takvog sustava. Dodatno, hidraulički balans bitno utječe na rad regulacijskih ventila, kako je pokazano u sljedećim poglavljima gdje je u više navrata izvršena podjela sustava na balansirane i nebalansirane, što upravo stvara potrebu za pojašnjenjem tog pojma. Shodno tomu, ovo poglavlje predstavlja uvod u tematiku hidrauličkog balansa, te je pojašnjena problematika vezana uz sustave kod kojih hidraulički balans nije postignut. Zatim je provedena usporedba s karakteristima balansiranih sustava, te je pokazano na koji način postupak balansiranja eliminira spomenutu problematiku, upravo iz čega proizlazi potreba za njegovim postizanjem. Konačno, poglavlje završava pregledom balansne armature koja je korištena u ovom radu.

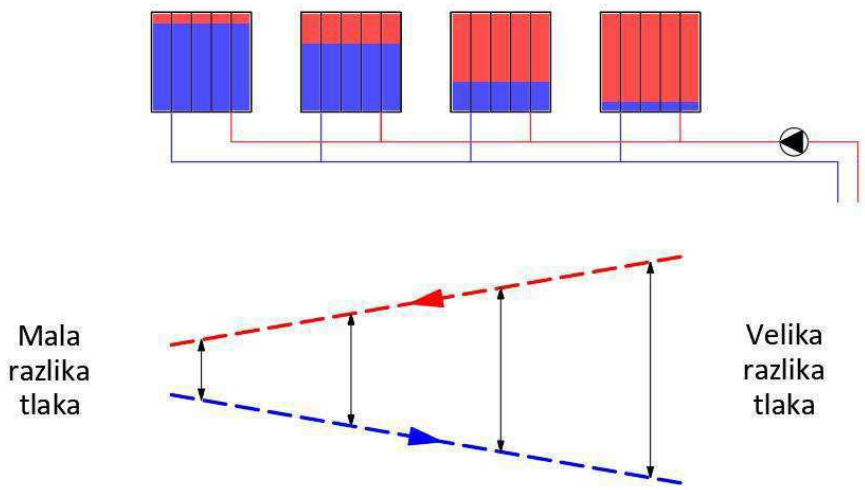
1.1. Osnovne karakteristike nebalansiranih sustava

Voda, u pravilu, uvijek slijedi put najmanjeg otpora. Prethodnu rečenicu znatno je lakše predočiti pomoću sljedeće slike, na kojoj je moguće vidjeti da se postignuta visina mlaza vode po rupama smanjuje udaljavanjem rupe od slavine. Razlog je taj što je svaka rupa izložena različitom tlaku vode, uslijed gubitaka tlaka pri strujanju. To podrazumijeva da voda za prijelaz udaljenosti do sljedeće rupe gubi energiju, pa je stoga domet mlaza svake rupe manji od prethodnog. Dodatno, zatvaranje pojedine rupe utječe na sve ostale, kako je prikazano desnim dijelom slike.



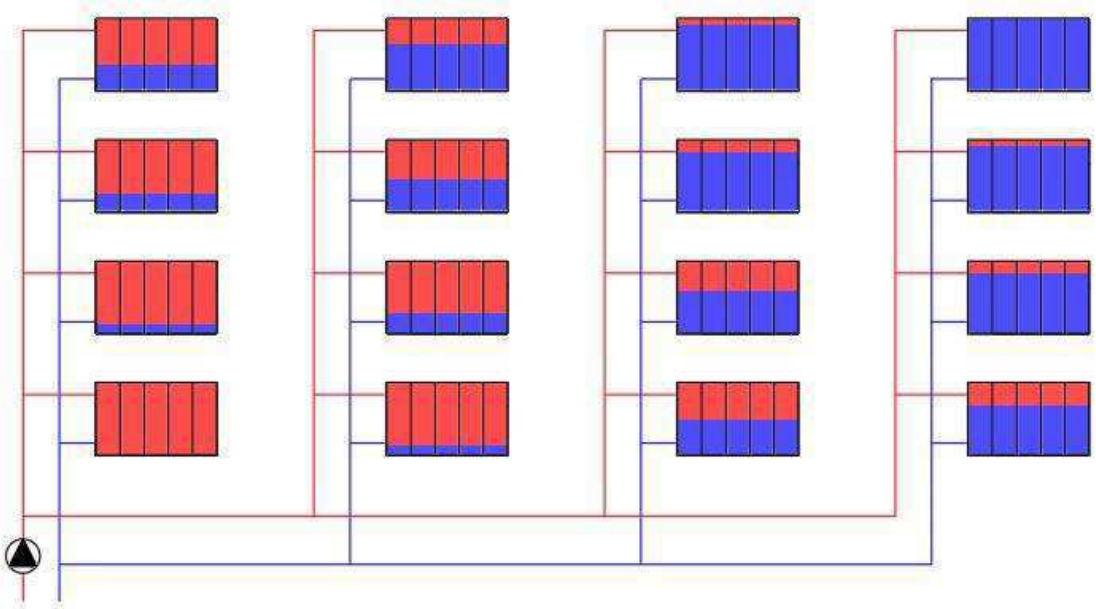
Slika 1.1. Karakteristike strujanja vode u cijevi

Zamijeni li se crijevo s prethodne slike polaznom i povratnom cijevi, a rupe ogrjevnim tijelima, moguće je prenijeti karakteristike strujanja vode na jednostavni sustav dvocijevnog grijanja s četiri jednaka ogrjevna tijela. Vidljivo je da se razlika tlaka, kojoj su ogrjevna tijela izložena, smanjuje udaljavanjem od cirkulacijske pumpe, zbog već spomenutih gubitaka tlaka pri strujanju. Kako je protok vode proporcionalan razlici tlaka, kroz ogrjevno tijelo koje je najbliže pumpi struji najviše vode, pri čemu ono preuzima više topline nego je predviđeno. Situacija je obratna u najudaljenijem, koje je uslijed jako malo razlike tlaka, a time i protoka vode, pothlađeno.



Slika 1.2. Jednostavni nebalansirani sustav grijanja

Ovaj jednostavni primjer moguće je preslikati na složeniji sustav grijanja koji koristi vertikale, pri čemu je vertikala najbliža cirkulacijskoj pumpi izložena najvećoj razlici tlaka, te pritom kroz nju struji najveći protok vode. Obratno, najudaljenija vertikala prima najmanji protok, a time i najmanje toplinske energije. Dodatno, osim nejednolike raspodjele topline po vertikalama, kroz ogrjevna tijela koja se nalaze na istoj vertikali struje različiti protoci, opet po principu udaljenosti. Tako je u nebalansiranom sustavu grijanja s vertikalama, ogrjevno tijelo koje se nalazi na dnu vertikale najbliže pumpi „najtoplije", a ono na vrhu najudaljenije „najhladnije". Takva raspodjela toplinske energije po ogrjevnim tijelima prikazana je sljedećom slikom.



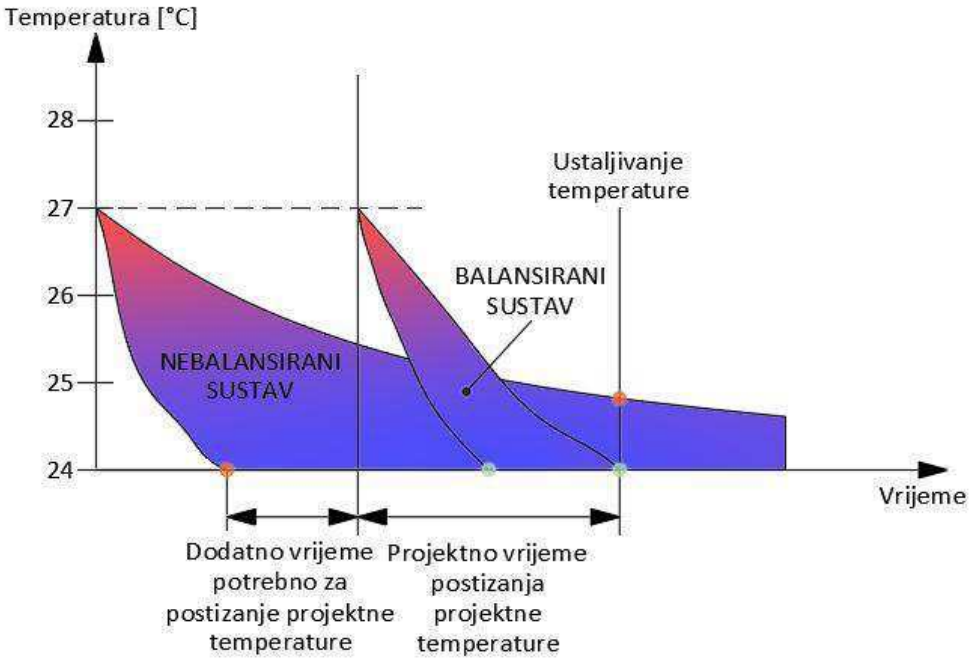
Slika 1.3. Nebalansirani sustav grijanja s vertikalama

Osim dosad prikazane nejednolike raspodjele protoka i međusobnog utjecaja između različitih dijelova, nebalansiranim sustavima vodenog grijanja i hlađenja moguće je pripisati i dvije karakteristike koje uvelike utječu na krajnje korisnike tih sustava:

- nemogućnost ispunjavanja kriterija toplinske ugodnosti,
- energetska neučinkovitost.

Prva od navedenih karakteristika vidljiva je i na prethodnim slikama gdje je moguće primjetiti da su ogrjevna tijela, ovisno o smještaju u cijevnoj mreži, izložena bitno različitim uvjetima. Prostorije u kojima se nalaze ogrjevna tijela kroz koje struji protok vode veći od projektnoga, uglavnom su pregrijane, dok je problem još izraženiji u onima koje se nalaze na udaljenijim mjestima instalacije, gdje u nekim uvjetima zbog nedovoljnog toplinskog učina, uopće nije moguće temperaturu prostorije povećati do željene vrijednosti.

U prostorijama sa smanjenim toplinskim učinom ogrjevnih/rashladnih tijela, problem je naročito izražen nakon prekida rada sustava, kada postoji velika razlika između trenutne i projektne temperature prostorije. Postizanje projektne temperature odvija se znatno sporije nego je predviđeno, dok kod „najudaljenijih" prostorija, odnosno onih sa dovoljno malim protokom vode i toplinskim učinom, u određenim uvjetima projektnu temperaturu nije moguće postići. Proces hlađenja nakon prekida rada sustava prikazan je Slikom 1.4, pri čemu lijeva granica obojanog područja predstavlja temperaturu najbliže, a desna granica najudaljenije prostorije u sustavu.



Slika 1.4. Proces hlađenja nakon prekida rada sustava

S ciljem eliminacije opisanih problema, u praksi je česta primjena dva neuspješna rješenja kojima se ne postiže hidraulički balans, te koja dodatno pogoršavaju učinkovitost. Riječ je o povećanju snage pumpe, te povećanju temperature (odnosno smanjenju u slučaju hlađenja) polaznog voda, koji su objašnjeni u nastavku.

1.2. Neučinkovita rješenja problema vezanih uz nebalansirane sustave

1.2.1. Povećanje snage cirkulacijske pumpe

Ovo rješenje podrazumijeva pokušaj povećanja protoka vode pothlađenih ogrjevnih tijela povećanjem snage pumpe, te je neučinkovito iz razloga što uzrokuje povećanje protoka u cijelom sustavu, pa tako i u onim ogrjevnim tijelima kod kojih je protok već pretjeran. Postizanje potrebnog protoka kod pothlađenih ogrjevnih tijela, eliminira problem toplinske ugodnosti u pripadnim prostorijama, ali uzrokuje dodatnu izmjenu topline kod onih koje su već pregrijane.

Povećanje protoka direktno se očitava u potrošnji električne energije za pogon cirkulacijske pumpe. Povećanje protoka uzrokuje porast pada tlaka u instalaciji za čije je svladavanje potrebna veća visina dobave pumpe. Visina dobave pumpe i protok vode povezani su sljedećom proporcionalnošću:

$$H \sim Q^2$$

pri čemu je:

H – visina dobave pumpe [Pa]
Q – volumni protok vode [m^3/s]

Vidljivo je da visina dobave raste s kvadratom protoka, odnosno, kako bi se postiglo povećanje protoka od npr. 25% potrebno je povećanje visine dobave od 56%. Pritom potrebno povećanje snage cirkulacijske pumpe, moguće je prikazati na sljedeći način, pri čemu eksponenti označavaju koliko se puta pripadna veličina poveća.

$$P^{(\boldsymbol{x1{,}95})} = H^{(\boldsymbol{x1{,}56})} \cdot Q^{(\boldsymbol{x1{,}25})}$$

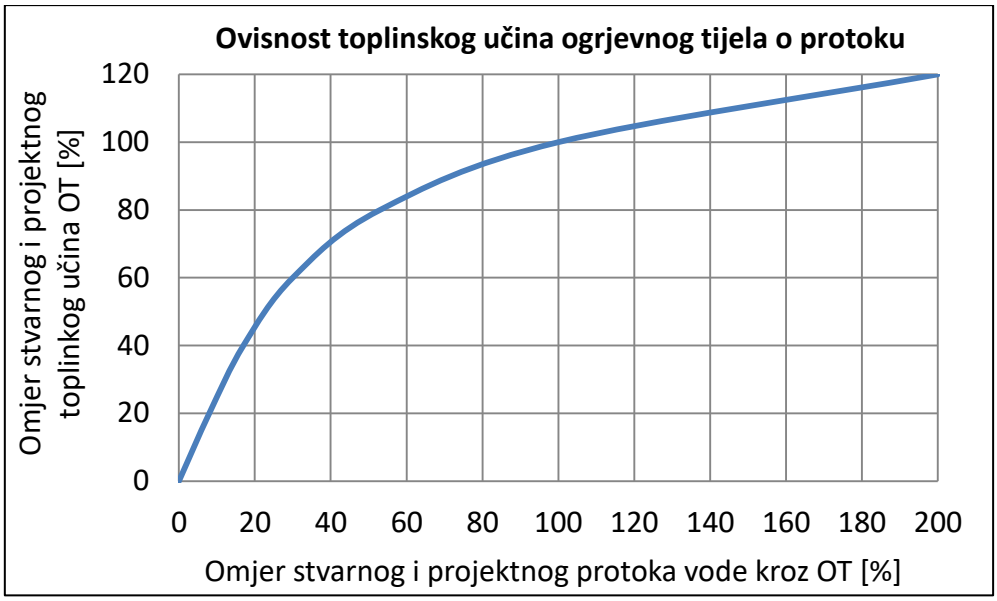
gdje je :

P – snaga cirkulacijske pumpe [W]

Jednadžba pokazuje da povećanje protoka od 25% zahtjeva skoro dvostruko veću snagu pumpe, pa je očito da primjena ove solucije koja se temelji na povećanju protoka, osim što ne rješava problem toplinske ugodnosti, dodatno povećava troškove za pogon pumpe. Moguće je definirati i direktnu proporcionalnost snage pumpe o protoku.

$$P \sim Q^3$$

Potrebno povećanje protoka od 25% je nasumično odabrana vrijednost, a ono može biti znatno veće. Tako bi npr. za dvostruko veći protok, potrebna snaga pumpe bila čak osam puta veća od one u slučaju efikasnog balansiranog sustava, koji pritom ispunjava kriterije toplinske ugodnosti. Ipak, pritom povećanje toplinskog učina ogrjevnog tijela prema ovisnosti toplinskog učina o protoku prikazanoj na Slici 1.5, iznosi samo 10%. Uzimajući u obzir slab utjecaj povećanja protoka na toplinski učin ogrjevnih tijela, za očekivati je i pojavu znatno većih volumnih protoka.



Slika 1.5. Ovisnost toplinskog učina ogrjevnog tijela o protoku

Kako povećanje protoka podrazumijeva povećanje brzine strujanja vode, kod primjene ovog rješenja moguća je pojava šuma u određenim dijelovima instalacije, u slučaju da pad tlaka dosegne za to potrebnu vrijednost. Razlog tome je što je pad tlaka proporcionalan kvadratu brzine, odnosno:

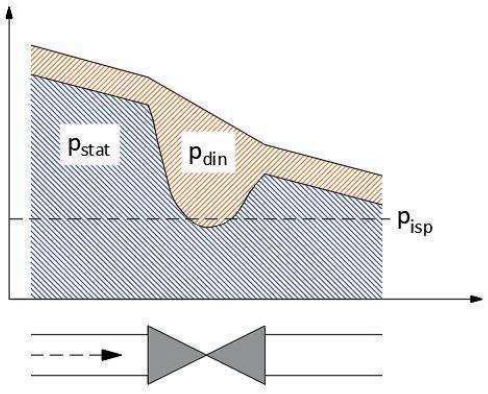
$$\Delta p \sim w^2$$

gdje je:

Δp – pad tlaka [Pa]
w – brzina strujanja vode [m/s]

Osim pojave šuma, pri velikim povećanjima brzine strujanja vode postoji opasnost od znatno ozbiljnije posljedice, a to je pojava kavitacije u ventilima. Prilikom prolaska vode kroz ventil, vrlo mali presjek strujanja uzrokuje dodatno povećanje brzine što rezultira rastom dinamičkog tlaka vode, odnosno smanjenjem statičkog tlaka. U slučaju pada statičkog tlaka vode ispod vrijednosti tlaka isparivanja, započinje proces isparivanja vode, odnosno formiranje mjehurića pare. Izlazom vode iz ventila, presjek strujanja se povećava što uzrokuje povećanje statičkog tlaka. Kako pri tom tlaku mjehurići ne mogu postojati oni implodiraju, pri čemu dolazi do udara, a time i erozije izlaznog dijela ventila. Takva pojava se naziva kavitacijom, a moguća je na onim dijelovima instalacije na kojima je statički tlak dovoljno nizak. Kavitacija u pravilu uzorkuje značajno oštećenje ventila te drastično smanjuje njegov radni vijek. Opasnost od kavitacije je tim veća što je viša temperatura vode, a time i tlak isparivanja. Promjenu tlaka vode prolaskom kroz ventil prikazuje sljedeća slika, gdje je:

p_{stat} – statički tlak vode [Pa]
p_{din} – dinamički tlak vode [Pa]
p_{isp} – tlak isparivanja [Pa]



Slika 1.6. Promjena tlaka vode prolaskom kroz ventil

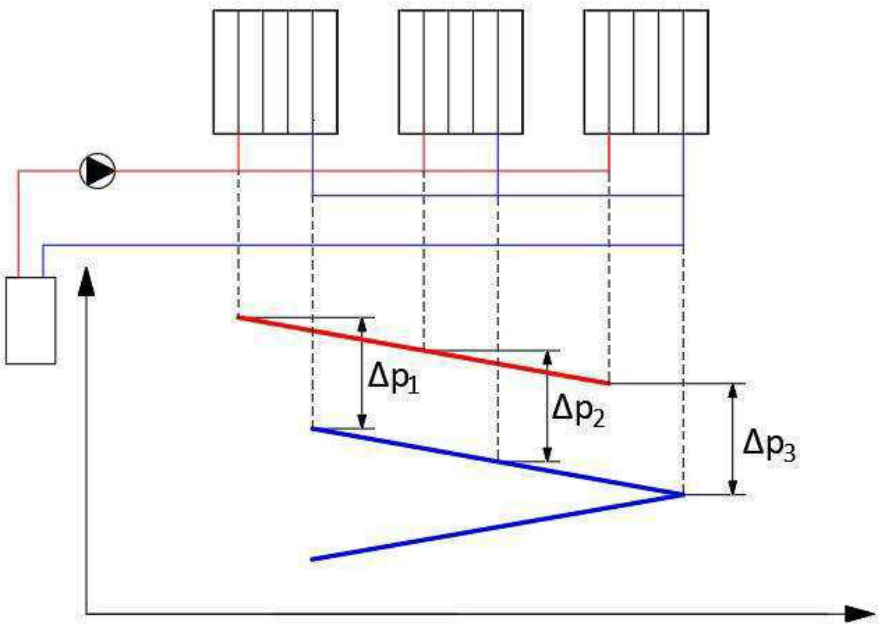
1.2.2. Povećanje temperature polaznog voda

Rezultat koji se postiže povećanjem temperature polaznog voda isti je kao i kod prethodne solucije. Uslijed povećanja toplinskog učina ogrjevnih tijela smanjuje se pothlađenje najudaljenijih prostorija, ali kako se povećanje postiže na svim ogrjevnim tijelima u sustavu, pregrijanje bliskih prostorija postaje još izraženije. Naravno, za slučaj hlađenja ovakvo rješenje podrazumijeva snižavanje temperature polaznog voda. Dok se potrošnja električne energije za pogon pumpe ne mijenja neučinkovitost se očituje u značajnom porastu potrošnje toplinske energije, pri čemu treba uzeti u obzir da:

- pregrijanje prostora od 1°C tijekom godine rezultira povećanjem ukupne godišnje potrošnje energije za ≈ 5% u grijanju,
- pothlađenje prostora od 1°C tijekom godine rezultira povećanjem ukupne godišnje potrošnje energije za ≈ 10% u hlađenju.

Opisani primjeri predstavljaju često primjenjena neuspješna rješenja koja u najboljem slučaju imaju za posljedicu samo premještanje problema na drugi dio instalacije, a pritom uzrokuju znatno povećanje pogonskih troškova uslijed povećane potrošnje električne energije za pogon pumpe, ili povećane potrošnje toplinske energije. Za potpunu funkcionalnost sustava potrebno je postizanje i održavanje hidrauličkog balansa pomoću predviđene opreme. Pregled i pojašnjenje rada takve opreme korištene u modelu cijevne mreže grijanja koja je predmet ovog rada slijedi u nastavku.

Prije samog pregleda opreme pokazan je jedan klasični način hidrauličkog balansiranja, koji ne koristi nikakvu opremu, već se uravnoteženje pokušava postići nešto drukčijim polaganjem glavne povratne cijevi, kako je prikazano na sljedećoj slici. Pri ovakvom cijevnom razvodu ogrjevna tijela, ili vertikale u slučaju složenijeg sustava, su izloženi jednakim razlikama tlaka, odnosno kroz njih struje jednaki protoci vode. Ipak, ova ravnoteža vrijedi samo pri određenim uvjetima, kao npr. međusobnoj jednakosti ogrjevnih tijela, ili vertikala. Primjena ovakvog rješenja bila je uspješnija u klasičnim sustavima s konstantnim protokom ogrjevne vode, dok kod onih s promjenjivim protokom, uslijed zatvaranja određenih ventila dolazi do promjene tlaka u sustavu, a time i neželjenih razdioba protoka. Ova solucija zove se Tichelmannov razvod.



Slika 1.7. Tichelmannov razvod

1.3. Oprema korištena za hidrauličko balansiranje

U ovom pregledu opreme obrađene su dvije vrste ventila koje koristi promatrani model cijevne mreže. Riječ je o automatskim balans ventilima, čiji je zadatak hidrauličko balansiranje vertikala, te termostatskim radijatorskim ventilima, koji zapravo ne spadaju u balansnu, nego u regulacijsku armaturu, ali djelomično doprinose prigušenju sustava.

Automatski balans ventili

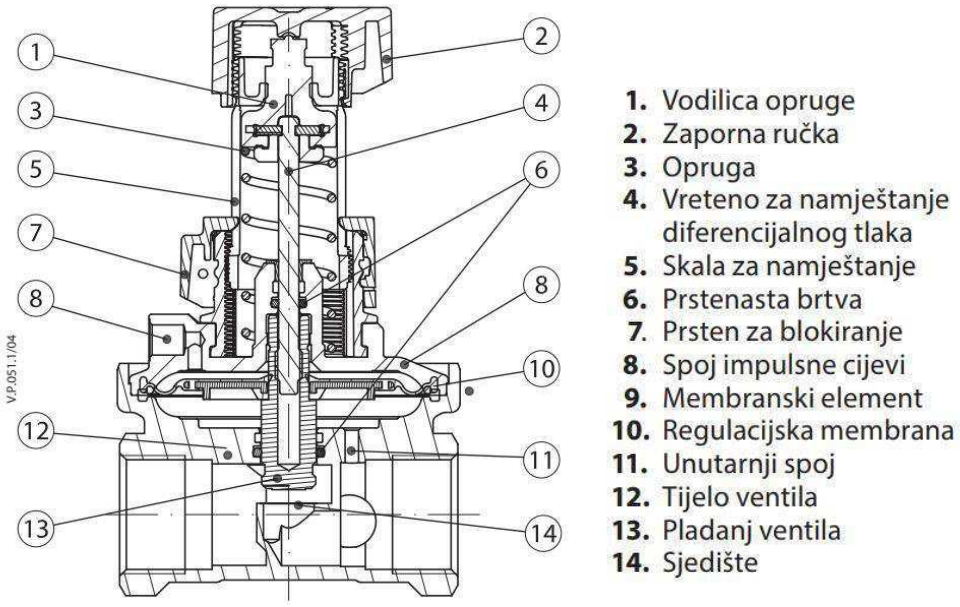
Ovaj tip ventila predstavlja zamjenu ručnim prigušnim ventilima, koji su prelaskom na sustave s promjenjivim protokom postali neučinkoviti. Ručni prigušni ventil je, kako i samo ime govori, ventil na kojem se ručno podešava otpor, odnosno prigušenje. Postavlja se na dno svake vertikale, te svojim otporom smanjuje protok kroz vertikalu na željenu vrijednost. Na opisani način moguće je u potpunosti postići željenu razdiobu protoka vode, ali isključivo u projektnim uvjetima. Problematika je slična onoj kod Tichelmannova razvoda, gdje dinamičke promjene u sustavu bitno narušavaju ravnotežu postignutu pri projektnim uvjetima.

Automatski balans ventili predstavljaju par ventila, od kojih je glavni (regulacijski) smješten na povratnoj, a sporedni na polaznoj cijevi vertikale kako je prikazano na Slici 1.8. Za razliku od ručnih prigušnih ventila koji predstavljaju konstantni otpor, automatski ventili su znatno složenija armatura te dinamično održavaju balans u sustavu. Njihova osnovna funkcija je održavanje konstantnog pada tlaka na strani vertikale, a to se ostvaruje putem kapilare koja spaja ventile i vrši potrebna prigušenja.



Slika 1.8. Automatski balans ventili

Njihov rad moguće je opisati pomoću određenih dinamičkih promjena u sustavu, poput zatvaranja određenih ogrjevnih tijela. Pritom „višak“ protoka vode djelomično ulazi i u promatranu vertikalu. Pri povećanom protoku promatrane vertikale, koji je sada jednak zbroju projektne vrijednosti i viška, dolazi do povećanja brzine strujanja vode kroz vertikalu, a time i povećanja pada tlaka duž vertikale. Povećani pad tlaka podrazumijeva veću razliku statičkog tlaka između glavnog i sporednog ventila, pri čemu upravo ta razlika djeluje na jednu stranu dijafragme (Element 9, Slika 1.9.) regulacijskog ventila. S druge strane dijafragme djeluje sila opruge koja je određena zadanom potrebnom razlikom (pad tlaka) na strani vertikale. Uslijed nejednakosti sila koje djeluju na dijagragmu dolazi do njenog pomaka, prilikom čega dolazi do smanjenja presjeka strujanja vode u ventilu, odnosno prigušenja protoka. Prigušenje se vrši dok se protok ne smanji na onu vrijednost pri kojoj je pad tlaka na strani vertikale jednak zadanoj vrijednosti, odnosno dok se ne postigne jednakost sila na dijafragmi.



Slika 1.9. Presjek regulacijskog automatskog balans ventila

Spomenuti potrebni pad tlaka na strani vertikale je ona razlika tlaka pri kojoj je u projektnim uvjetima, protok vode kroz krajnje ogrjevno tijelo vertikale jednak projektnomu. Ta vrijednost se određuje računski, a na samom ventilu se jednostavno zadaje zakretanjem prstena na ventilu, prema skali prikazanoj na sljedećoj slici. Ovim je ujedno i određen najveći mogući protok vode koji može strujati kroz vertikalu, jer kako projektni uvjeti podrazumijevaju potpunu otvorenost svih ventila, otpor strujanju u nijednom slučaju ne može biti manji, odnosno pri zadanoj razlici tlaka na strani vertikale, protok vode ne može biti veći.



Slika 1.10. Prsten i skala za podešavanje razlike tlaka na strani potrošača

Ovime je pokazan način na koji korištenje automatskih balans ventila osigurava potrebnu opskrbu vertikale u svim uvjetima, što je upravo i razlog njihove učestale primjene u novim sustavima, ali i ugradnje pri adaptiranju već postojećih.

Radijatorski termostatski ventili

Radijatorski termostatski ventili direktno ne spadaju u armaturu za balansiranje, ali smanjuju hidrauličku neravnotežu već samim postojanjem u obliku dodatnog otpora u sustavu.

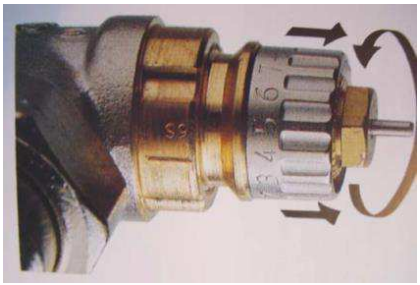
Riječ je o regulacijskim (upravljačkim) ventilima koji su najčešće korišten tip armature za regulaciju protoka vode ogrjevnih tijela, prvenstveno radijatora. Sastoje se od dva osnovna dijela, tijela ventila i osjetnika temperature prostora. U osjetniku se nalazi osjetni medij, kapljevina ili plin, čija temperatura raste pri zagrijavanju prostora. Pritom dolazi do širenja osjetnog medija, koji tada stišće iglu ventila te smanjuje presjek strujanja vode, odnosno smanjuje protok. Kada temperatura dosegne željenu vrijednost, igla u potpunosti zatvara protok vode, te time prestaje emisija topline ogrjevnog tijela, odnosno zagrijavanje prostora. Pri smanjenju temperature ispod željene vrijednosti dolazi do hlađenja i sužavanja osjetnog medija, te ponovnog otvaranja protoka.

Željena temperatura se podešava zakretanjem glave osjetnika čime se povećava ili smanjuje prostor u kojem se nalazi osjetni medij. Na glavi osjetnika nalazi se skala, pri čemu broj 3, u pravilno dimenzioniranim sustavima, predstavlja standardnu temperaturu prostora. Primjer termostatskog radijatorskog ventila s pripadajućom temperaturnom skalom prikazan je sljedećom slikom.



Slika 1.11. Termostatski radijatorski ventil s osjetnikom

Uobičajeno radno područje ovih ventila je do 25 kPa pada tlaka, a kod prekoračenja postoji opasnost od pojave šuma i prelaska u područje neželjene on/off regulacije. U slučaju postizanja vrijednosti pada tlaka od 60 kPa ventil u potpunosti gubi mogućnost zatvaranja. Takve su vrijednosti moguće na velikim sustavima, a rješenje je korištenje termostatskog ventila s predpodešenjem, koji ima mogućnost ograničavnja maksimalnog ulaznog protoka u radijator. Princip rada je identičan klasičnom termostatskom ventilu uz dodatnu mogućnost fiksnog smanjenja presjeka strujanja vode, koje se vrši zakretanjem prstena prikazanog na Slici 1.12. Skala predpodešenja ima 8 mogućih položaja, pri čemu 1 odgovara najmanjoj otvorenosti ventila, dok N predstavlja presjek nazivnog otvora, odnosno kao da prepodešenje ne postoji. Smisao predpodešenja je povećanje pada tlaka na samom otvoru, te pritom rasterećenje igle ventila, odnosno osjetnog medija. Korištenje predpodešenja jednom termostatskom ventilu pridaje 8 različitih otpora, što omogućava znatno preciznije dimenzioniranje i odabir ventila.



Slika 1.12. Predpodešenje termostatskog ventila

Termostatski radijatorski ventil nema mogućnost regulacije pada tlaka na strani radijatora, poput automatskih balans ventila na strani vertikale, što je dovelo do razvoja tzv. dinamičkog termostatskog ventila. Riječ je o termostatskom ventilu u koji je ugrađen regulator tlaka. Takav ventil održava konstantan pad tlaka na strani regulacijskog kruga, što ventilu pridodaje balansirajuću ulogu, i čini ga tlačno neovisnim.

U ovom poglavlju su detaljno opisana dva tipa ventila, radi njihove ključne uloge u ostatku rada. Model cijevne mreže biti će promatran pri balansiranom i nebalansiranom stanju, ovisno o postojanju automatskih balans ventila. Važna je i uloga radijatorskih ventila, čiji su autoritet i pogonska karakteristika promatrani s posebnim interesom. Iz tog su razloga u sljedećem poglavlju obrađeni upravo ti pojmovi.

2. AUTORITET I KARAKTERISTIKE VENTILA

2.1. Uvod u autoritet ventila

Na samom početku, potrebno je pojasniti pojam autoriteta ventila, paramtera svojstvenog svakom regulacijskom ventilu, pomoću kojeg je moguće ocijeniti kvalitetu njegove regulacije. Autoritet ventila govori o tome koliki je utjecaj ventila na promjene koje su posljedica njegova upravljanja. Definiran je sljedećom formulom:

$$a_v = \frac{\Delta p_{v,p}}{\Delta H} = \frac{\Delta p_{v,p}}{\Delta p_{krug}}$$

gdje je:

a_v – autoritet ventila [-]
$\Delta p_{v,p}$ – pad tlaka na ventilu pri potpunoj otvorenosti ventila i nazivnom protoku [Pa; m]
ΔH – razlika tlaka kojoj je izložen regulacijski krug koji ventil regulira [Pa; m]
Δp_{krug} – pad tlaka čitavog regulacijskog kruga [Pa; m]

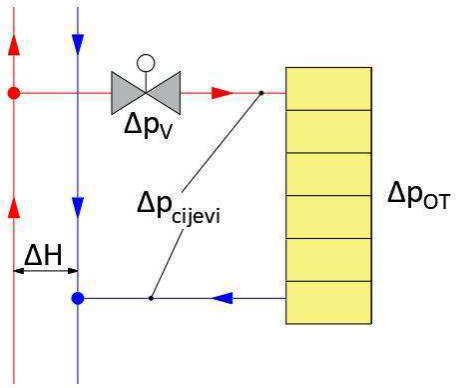
Očita je jednakost razlike tlaka kojoj je regulacijski krug izložen ΔH te pada tlaka kruga Δp_{krug}, jer upravo razlika kojoj je krug izložen predstavlja tlak koji se u krugu „potroši“. Pritom je Δp_{krug} jednak zbroju pada tlaka na svim elementima koji sačinjavaju regulacijski krug kojeg promatrani ventil regulira, odnosno:

$$\Delta p_{krug} = \Delta p_{cijevi} + \Delta p_v + \Delta p_{OT}$$

pri čemu je:

Δp_v – pad tlaka na regulacijskom ventilu [Pa; m]
Δp_{cijevi} – pad tlaka u cijevima regulacijskog kruga [Pa; m]
Δp_{OT} – pad tlaka u ogrjevnom tijelu [Pa; m]

Radi boljeg shvaćanja, navedene oznake prikazane su sljedećom slikom.



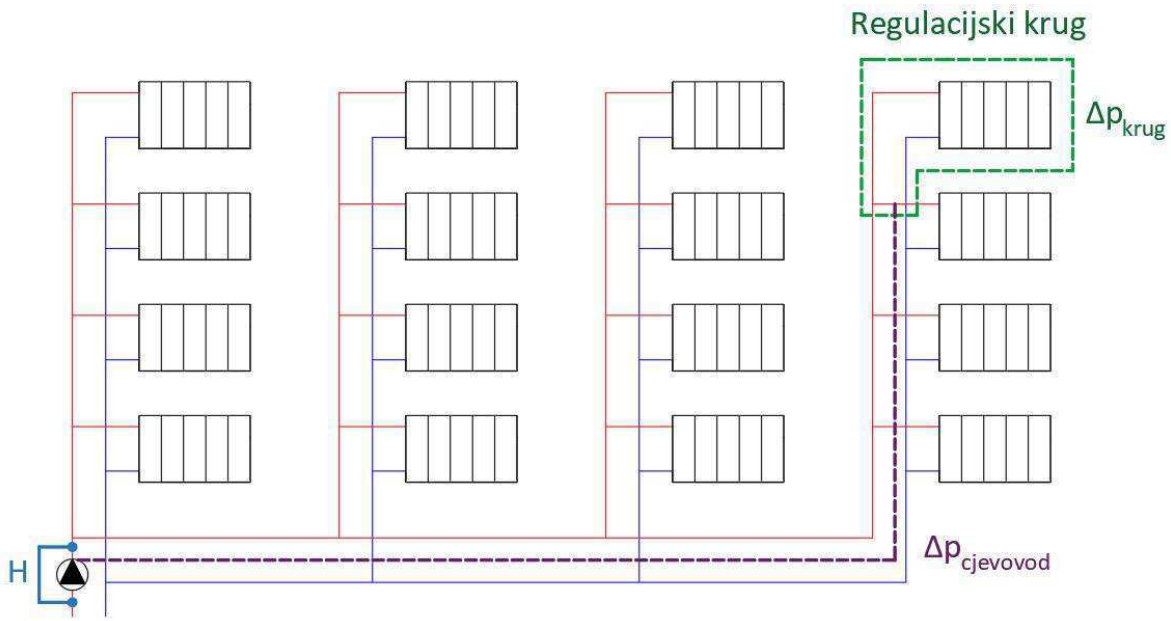
Slika 2.1. Regulacijski krug s pripadnim padovima tlakovima

Autoritet ventila teorijski može poprimiti vijednosti između 0 i 1. Iz formule kojom je autoritet ventila definiran očito je da autoritet iznosi 0 u teorijskom slučaju kada na ventilu nema pada tlaka što u stvarnosti nije moguće, a 1 u teorijskom slučaju gdje ventil na sebe preuzima ukupnu razliku tlaka kojoj je krug izložen, odnosno u slučaju „trošenja“ cjelokupne razlike tlaka upravo na ventilu. Ovakav granični slučaj podrazumijeva rad sustava pri zanemarivo malom protoku, pri čemu su svi gubici uslijed strujanja, osim onih na regulacijskom ventilu, također zanemarivi.

Kako je rečeno, $\Delta p_{v,p}$ predstavlja pad tlaka na potpuno otvorenom ventilu pri nazivnom protoku. Kako je definirana za nazivni protok i potpunu otvorenost ventila, očito je da ta vrijednost nije ovisna o zatvorenosti ventila tijekom rada niti o promjenama protoka te je stoga konstantna. Autoritet ventila određen je isključivo presjekom strujanja u ventilu, odnosno odabirom ventila. Odabir „manjeg“, odnosno poddimenzioniranog ventila rezultira većom vrijednosti Δp_v čime se ostvaruje bolji autoritet i kvalitetnije upravljanje, ali i veći pad tlaka, što uzrokuje veći trošak energije za pogon cirkulacijske pumpe. Obratno, predimenzioniranje ventila rezultira smanjenim troškovima za pogon pumpe, ali uz cijenu smanjene preciznosti regulacije što za posljedicu ima nižu učinkovitost upravljanja sustava. Moguće je zaključiti da je pri dimenzioniranju ventila potrebno postići optimalnu vrijednost autoriteta, koja će omogućiti dovoljno učinkovitu regulaciju uz pritom prihvatljivi pad tlaka. Preporuča se odabir ventila srednjeg autoriteta u vrijednostima između 0,4 i 0,6.

U sljedećem računskom primjeru pokazan je proračun autoriteta regulacijskog ventila koji se nalazi u nebalansiranom sustavu grijanja s vertikalama, prema sljedećoj slici na kojoj se pojavljuju i dvije nove oznake:

$\Delta p_{cjevovod}$ – pad tlaka u ostatku cjevovoda [Pa; m]
H – visina dobave cirkulacijske pumpe [Pa; m]



Slika 2.2. Sustav grijanja s relevantnim padovima tlaka

Prije samog računa, potrebno je definirati pojedine ulazne veličine:

Visina dobave pumpe:	H = 10,5 kPa
Pad tlaka u ostatku cjevovoda:	$\Delta p_{cjevovod}$ = 7 kPa
Pad tlaka na otvorenom ventilu pri nazivnom protoku:	Δp_v = 1,5 kPa
Pad tlaka ogrjevnog tijela:	Δp_{OT} = 1 kPa
Pad tlaka u cijevima regulacijskog kruga:	Δp_{cijevi} = 1 kPa

Razliku tlaka kojoj je regulacijski krug izložen moguće je odrediti na dva načina, iz već objašnjenih jednakosti.

$$\Delta H = H - \Delta p_{cjevovod} = \Delta p_v + \Delta p_{OT} + \Delta p_{cijevi}$$

$$\Delta H = 10{,}5 - 7 = 3{,}5$$

$$\Delta H = 3{,}5\ kPa$$

Sada je moguće potrebne vrijednosti uvrstiti u formulu kojom je definiran autoritet ventila:

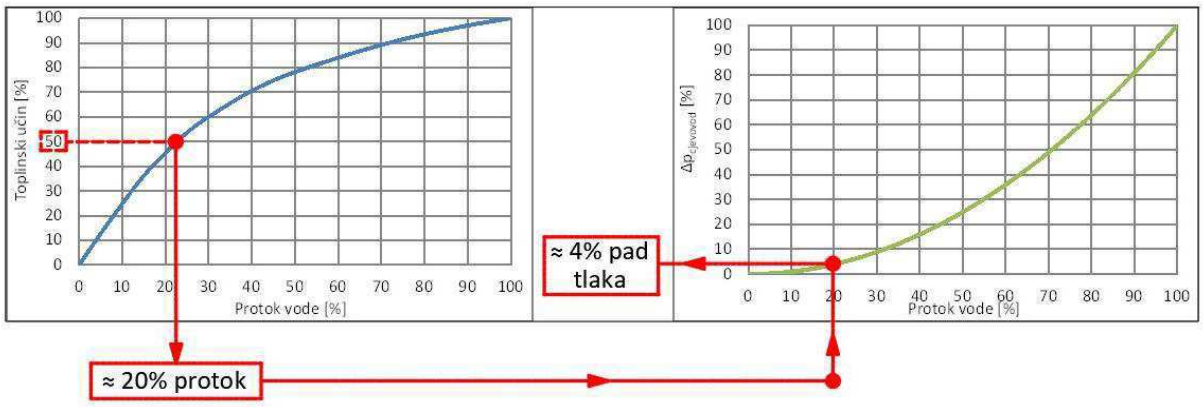
$$a_v = \frac{\Delta p_v}{\Delta H} = \frac{1{,}5}{3{,}5} \rightarrow a_v = 0{,}43$$

Kako se dobivena vrijednost nalazi unutar preporučenog raspona, moguće je zaključiti da je dimenzioniranje ventila pravilno. Ipak, izračunata vrijednost vrijedi samo za projektne uvjete, a stalno bi vrijedila samo u sustavima s konstantnim protokom.

Većina termotehničkih sustava koristi promjenjivi protok, s obzirom da upravo takvi sustavi pružaju mogućnost za energetskom uštedom. Karakterizira ih promjenjiv pad tlaka, a time i varijacije razlike tlaka kojoj je regulacijski krug izložen, odnosno autoriteta.

$$a_v = \frac{\Delta p_{v,p}(= konst.)}{\Delta H(\neq\ konst.)} \rightarrow \boldsymbol{a_v \neq konst.}$$

Vrijednost $\Delta p_{v,p}$ nije ovisna o promjeni protoka jer je definirana za nazivni, odnosno projektni protok. Ako se za sustav grijanja iz prošlog primjera, pretpostavi smanjenje toplinskog učina na svim ogrjevnim tijelima na 50% projektne vrijednosti, prema krivulji izmjenjivača topline, pritom potrebni protok vode iznosi 20% projektnog. Smanjenje protoka podrazumijeva manju brzinu strujanja vode, odnosno smanjenje pada tlaka u instalaciji, za uzeti slučaj, na samo 4% nazivne vrijednosti. Međusobne ovisnosti između navedenih veličina moguće je vidjeti na Slici 2.3.



Slika 2.3. Ovisnost pada tlaka u cjevovodu o toplinskom opterećenju

Za isti sustav grijanja moguće je odrediti autoritet ventila pri odabranom djelomičnom opterećenju. Zbog jednostavnijeg računa, visina dobave pumpe uzeta je kao konstantna, što je zapravo i najčešći slučaj upravljanja pumpom. Potrebno je naglasiti da se indeks „d" odnosi na veličine pri djelomičnom opterećenju. Sada ulazni podaci glase:

Visina dobave pumpe: $H = 10,5$ kPa = konst.

Pad tlaka u ostatku cjevovoda: $\Delta p_{cjevovod,d} = 7 \cdot 0,04$

$\rightarrow \Delta p_{cjevovod,d} = 0,28$ kPa

Pad tlaka na otvorenom ventilu pri nazivnom protoku: $\Delta p_{v,p} = 1,5$ kPa = konst.

Pad tlaka ogrjevnog tijela: $\Delta p_{OT,d} = 1 \cdot 0,04$

$\rightarrow \Delta p_{OT,d} = 0,04$ kPa

Pad tlaka u cijevima regulacijskog kruga: $\Delta p_{cijevi,d} = 1 \cdot 0,04$

$\rightarrow \Delta p_{cijevi,d} = 0,04$ kPa

Pri čemu razlika tlaka ΔH_d iznosi:

$$\Delta H_d = H - \Delta p_{cjevovod,d}$$

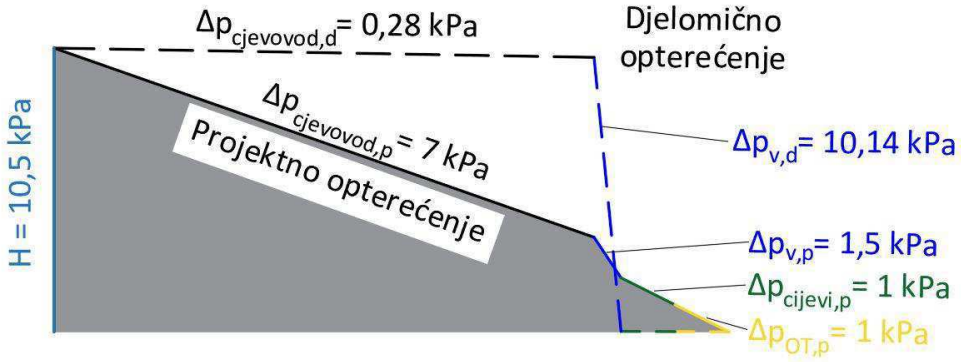
$$\Delta H_d = 10,5 - 0,28$$

$$\Delta H_d = 10,22\ kPa$$

Uvrštavanjem u formulu za autoritet ventila:

$$a_{v,d} = \frac{\Delta p_{v,p}}{\Delta H_d} = \frac{1,5}{10,22} \rightarrow a_{v,d} = 0,15$$

Očito je da smanjenje protoka na 20% nazivne vrijednosti uzrokuje značajan pad autoriteta ventila. Iako je autoritet ventila pri projektnim uvjetima unutar pojasa preporučenih vrijednosti, u stanju djelomičnog opterećenja autoritet nije zadovoljavajuć. Preporučena minimalna vrijednost autoriteta ventila u radu iznosi 0,25. Smanjenje autoriteta moguće je objasniti pomoću sljedeće slike.



Slika 2.4. Prikaz pada tlaka u cjevovodu za projektno i djelomično opterećenje

Puna linija se odnosi na projektno opterećenje, pri čemu se najveći pad tlaka ostvaruje duž cjevovoda. U slučaju odabranog djelomičnog opterećenja, prikazanog crtkanom linijom, pad tlaka u cjevovodu i regulacijskom krugu postaje praktički zanemariv, a „nepotrošenu“ visinu dobave pumpe na sebe preuzima regulacijski ventil. Za razliku od drugih elemenata na kojima se pad tlaka smanjuje, i kod ventila je protok znatno manji, ali dolazi do povećanja pada tlaka uslijed velikog povećanja otpora pri zatvaranju venila. Pritom pogonski pad tlaka na ventilu $\Delta p_{v,d}$ iznosi 10,14 kPa. Ta vrijednost određena je sljedećom formulom:

$$p_{v,d} = \Delta H_d - \Delta p_{cijevi,d} - \Delta p_{OT,d}$$

$$\Delta p_{v,d} = 10{,}22 - 0{,}04 - 0{,}04$$

$$\Delta p_{v,d} = 10{,}14\ kPa$$

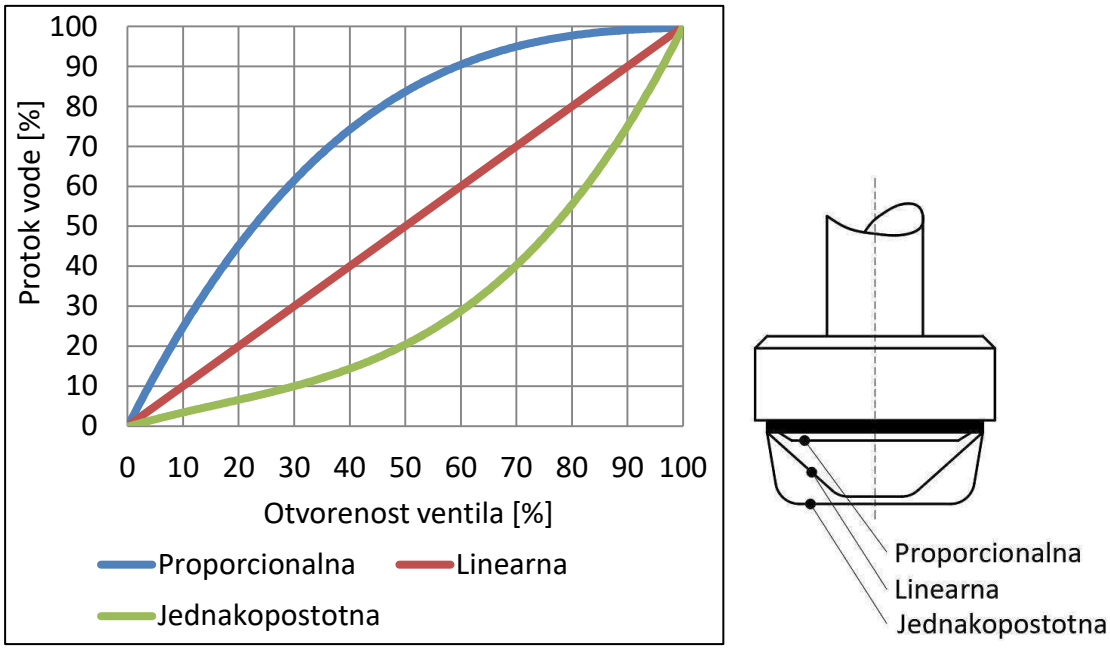
Potrebno je napomenuti da je $\Delta p_{v,d}$ izračunat samo da se pokaže velika razlika u opterećenju ventila, ali se ne koristi u proračunu za autoritet, za koji je, kako je već naglašeno, mjerodavna konstantna vrijednost $\Delta p_{v,p}$ određena projektnim uvjetima.

2.2. Karakteristika ventila

Za shvaćanje prave važnosti promjene autoriteta ventila tijekom pogona potrebno je objasniti pojam karakteristike ventila. Riječ je o krivulji koja definira ovisnost protoka vode kroz ventil o podizaju pladnja ventila, odnosno njegovoj otvorenosti, pri konstantnom padu tlaka. Oblik krivulje karakteristike ventila posljedica je izvedbe pladnja, a tri su osnovne karakteristike ventila:

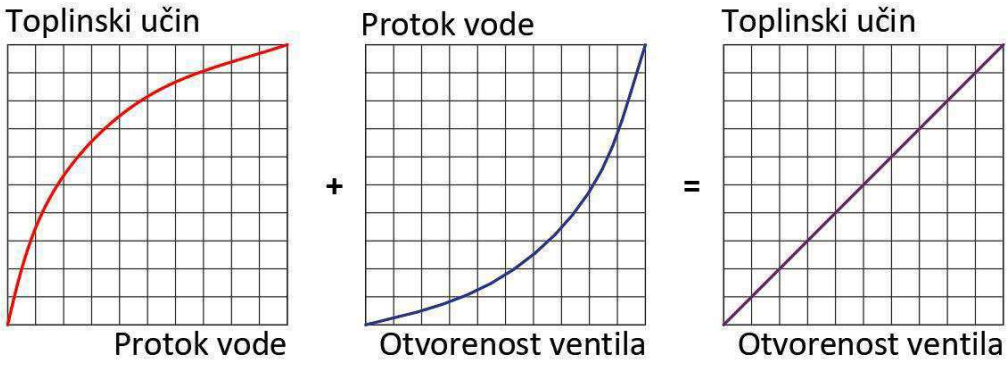
- Proporcionalna: Pri početnom otvaranju ventila ostvaruje velika povećanja protoka, dok se daljnim otvaranjem utjecaj na protok smanjuje. Rijetko se koristi kod regulacijskih ventila.
- Linerna: Karakterizira ju jednakost promjene protoka i promjene podizaja pladnja na čitavom području otvorenosti ventila.

– Jednakopostotna: Promjena podizaja pladnja mijenja protok za isti postotak na cijeloj karakteristici.



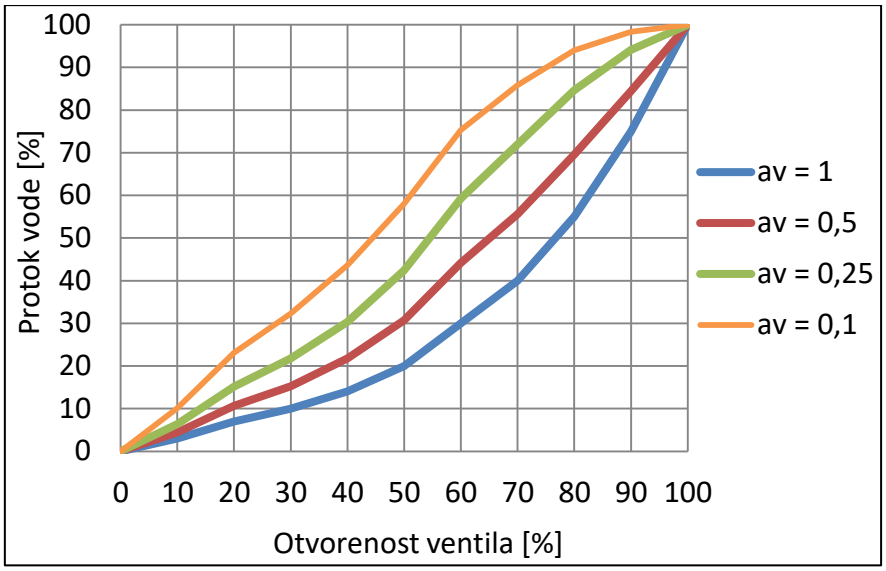
Slika 2.5. Karakteristike ventila

Ventili jednakopostotne karakteristike najčešće su korišten tip regulacijskih ventila u sustavima vodenog grijanja i hlađenja, a razlog je ideja linearizacije krivulje ovisnosti toplinskog učina o otvorenosti ventila, koja je rezultat kombinacije karakteristike izmjenjivača topline i karakteristike ventila, kako je prikazano na sljedećoj slici. Za razliku od ventila linearne karakteristike, koji su također često primjenjeni, oni proporcionalne karakteristike se gotovo nikad ne koriste u termotehničkim sustavima, te u ostatku rada neće biti razmatrani.



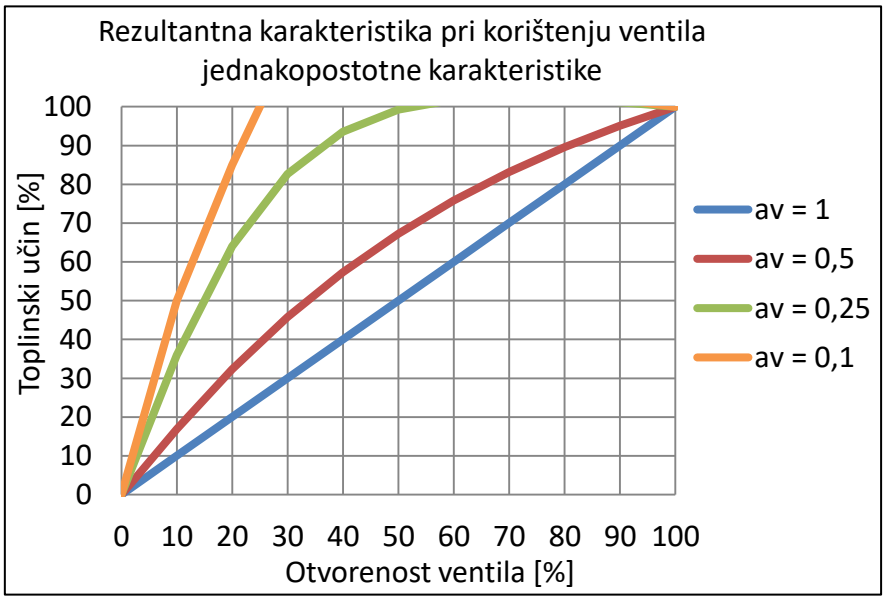
Slika 2.6. Ideja linearizacije ovisnosti toplinskog učina o otvorenosti ventila

Karakteristika ventila ovisna je o autoritetu ventila. Smanjenjem autoriteta ventila jednakopostotna karakteristika sve više teži linearnoj, a linearna teži proporcionalnoj kako je prikazano Slikom 2.7.



Slika 2.7. Deformacija jednakopostotne karakteristike ventila pri smanjenom autoritetu

Očito je da se u sustavima s promjenjivim protokom s autoritetem mijenja i pogonska karakteristika ventila, a time i krivulja ovisnosti toplinskog učina o otvorenosti ventila, koja u pogonskim uvjetima može značajno odstupati od projektne.



Slika 2.8. Promjena krivulje ovisnosti toplinskog učina o otvorenosti ventila s autoritetom

Iz dijagrama je vidljivo da ventili niskog autoriteta imaju smanjeno područje rada, te u području od potpune otvorenosti do neke vrijednosti, zatvaranje ventila ne utječe na toplinski učin, odnosno da smanjenjem autoriteta regulacija počinje pri sve manjim otvorenostima ventila. Uzimajući u obzir da potrebe za maksimalnim kapacitetom nisu česte očito je da predimenzionirani ventili većinu regulacije obavljaju u području niskih otvorenosti ventila. Posljedica su velike promjene protoka pri malim podizajima pladnja, a time i niska stabilnost regulacije, ali i opasnost od skraćivanja radnog vijeka ventila.

2.3. Pravilno dimenzioniranje regulacijskog ventila

S ciljem održavanja autoriteta regulacijskog ventila pri bilo kojem opterećenju unutar željenih granica, preporuča se dimenzioniranje ventila uz zadovoljavanje dva uvjeta.

Uvjet broj 1

Ako je: $$\Delta p_v \geq \Delta p_{OT} + \Delta p_{cijevi}$$

ILI

$$\Delta p_v \geq 0{,}5 \; x \; \Delta H$$

$$\rightarrow \; \boldsymbol{a_{v,p} \geq 0{,}5}$$

Uvjet broj 2

Ako je: $$\Delta p_v \geq (\Delta p_{cjevovod} + \Delta p_{OT} + \Delta p_{cijevi})/3$$

ILI

$$\Delta p_v \geq 0{,}25 \; x \; H$$

$$\rightarrow \; \boldsymbol{a_{v,0} \geq 0{,}25}$$

Prikazana su dva granična slučaja vrijednosti koje autoritet ventila može poprimiti. Dok se $a_{v,p}$ odnosi na autoritet ventila pri projektnim uvjetima, $a_{v,0}$ predstavlja autoritet u slučaju dovoljno malog protoka vode, koji bi rezultirao zanemarivim padovima tlaka u cjevovodu, pa bi razlika tlaka kojoj je regulacijski krug izložen bila jednaka visini dobave pumpe. Stoga su ti autoriteti definirani sljedećim formulama:

$$a_{v,p} = \frac{\Delta p_v}{\Delta H} \quad ; \quad a_{v,0} = \frac{\Delta p_v}{H}$$

U skladu s preporučenim uvjetima, provest će se dimenzioniranje prethodno promatranog sustava s istim nazivnim protokom, a time i padovima tlaka na pojedinim elementima.

Uvjet broj 1

$$\Delta p_v \geq \Delta p_{OT} + \Delta p_{cijevi} \rightarrow \Delta p_v \geq 1 + 1$$

$$\Delta p_v \geq 2 \; kPa$$

Uvjet broj 2

$$\Delta p_v \geq (\Delta p_{cjevovod} + \Delta p_{OT} + \Delta p_{cijevi})/3 \rightarrow \Delta p_v \geq (7 + 2)/3 \rightarrow \Delta p_v \geq 9/3$$

$$\Delta p_v \geq 3 \; kPa$$

Kako bi oba uvjeta bila zadovoljena odabrano je: $\boldsymbol{\Delta p_v = 3 \; kPa}$.

Potrebno je još odrediti potrebnu visinu dobave pumpe i razliku tlaka kojoj je regulacijski krug izložen u projektnim uvjetima, pa je redom:

$$H = \Delta p_{cjevovod} + \Delta p_v + \Delta p_{OT} + \Delta p_{cijevi} = 7 + 3 + 1 + 1 \rightarrow H = 12\ kPa$$

$$\Delta H = \Delta p_v + \Delta p_{OT} + \Delta p_{cijevi} = 3 + 1 + 1 \rightarrow \Delta H = 5\ kPa$$

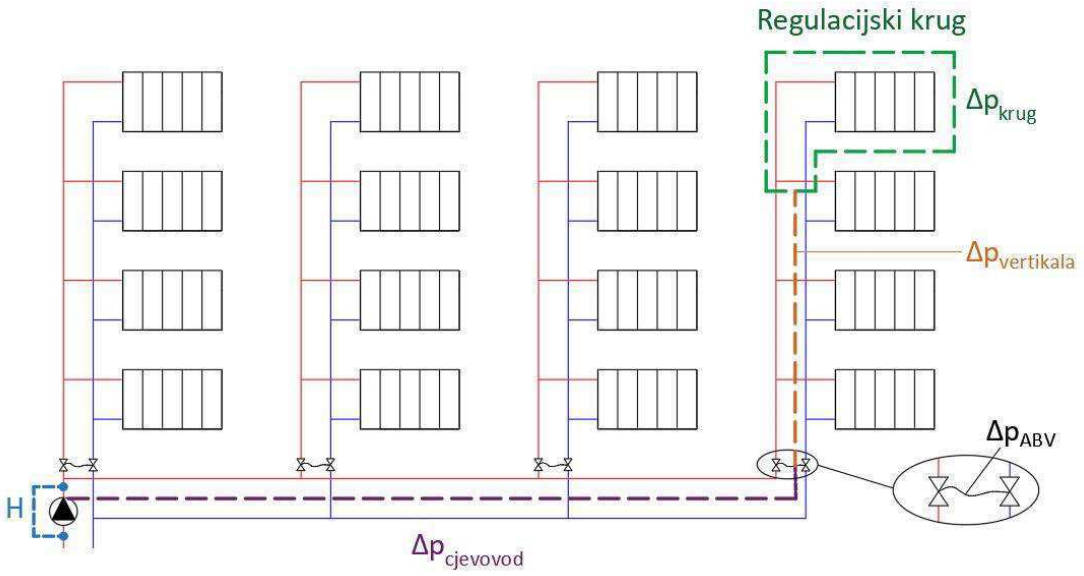
Sada je moguće odrediti granične vrijednosti autoriteta ventila.

$$a_{v,p} = \frac{\Delta p_v}{\Delta H} = \frac{3}{5} \rightarrow \boldsymbol{a_{v,p} = 0,6}$$

$$a_{v,0} = \frac{\Delta p_v}{H} = \frac{3}{12} \rightarrow \boldsymbol{a_{v,0} = 0,25}$$

Dobivene vrijednosti ukazuju da dimenzioniranje prema preporučenim uvjetima uistinu održava autoritet ventila unutar poželjnog raspona vrijednosti. Dodatno, moguće je primjetiti povećanje potrebne visine dobave pumpe, što je u skladu s već rečenim tvrdnjama te pokazuje da se kvalitetnija regulacija postiže sa cijenom povećanja troškova za pogon cirkulacijske pumpe.

Cilj sljedećeg primjera je pokazati kretanje autoriteta ventila u balansiranom sustavu koji koristi automatske balans ventile na vertikalama, čiji je zadatak održavanje konstantne razlike tlaka na strani vertikala. Time vertikale postaju tlačno neovisne o ostatku instalacije, odnosno promjene unutar neke vertikale nemaju utjecaja na ostale. Promatran je isti sustav kao i u prethodnim primjerima, uz razliku što je pad tlaka duž cijevi vertikale odvojen od pada tlaka u ostatku cjevovoda.



Slika 2.9. Balansirani sustav grijanja s relevantnim padovima tlaka

Dodatne ulazne vrijednosti su:

Pad tlaka u cjevovodu vertikale:	$\Delta p_{vertikala}$ = 0,7 kPa
Pad tlaka u ostatku cjevovoda:	$\Delta p_{cjevovod}$ = 6,3 kPa
Pad tlaka pri potpuno otvorenim AB ventilima:	Δp_{ABV} = 0,6 kPa

Dimenzioniranje regulacijskog ventila opet je provedeno u skladu s preporučenim uvjetima. Potrebno je napomenuti da je, s obzirom na tlačnu neovisnost vertikale, u formuli prema drugom uvjetu $\Delta p_{cjevovod}$ zamijenjen sa $\Delta p_{vertikala}$, jer kako je već rečeno, dio instalacije izvan vertikale nema utjecaj na nju samu. To znači da pri znatno smanjenom padu tlaka u cjevovodu izvan vertikale, uslijed smanjenja protoka, „nepotrošenu“ visinu dobave na sebe sada preuzimaju automatski ventili, dok regulacijski ventil preuzima samo onu iz cijevi vertikale.

Uvjet broj 1

$$\Delta p_v \geq \Delta p_{OT} + \Delta p_{cijevi} \rightarrow \Delta p_v \geq 1 + 1$$

$$\Delta p_v \geq 2\ kPa$$

Uvjet broj 2

$$\Delta p_v \geq (\Delta p_{vertikala} + \Delta p_{OT} + \Delta p_{cijevi})/3 \rightarrow \Delta p_v \geq (0{,}7 + 1 + 1)/3 \rightarrow \Delta p_v \geq 2{,}7/3$$

$$\Delta p_v \geq 0{,}9\ kPa$$

Kako bi oba uvjeta bila zadovoljena odabrano je: **Δp_v = 2 kPa**. Moguće je primjetiti da je potreban manji pad tlaka na ventilu nego u slučaju nebalansiranog sustava.

Razliku tlaka kojoj je regulacijski krug izložen, moguće je odrediti na sljedeći način:

$$\Delta H = \Delta p_v + \Delta p_{OT} + \Delta p_{cijevi}$$

$$\Delta H = 2 + 1 + 1$$

$$\Delta H = 4\ kPa$$

Sada je moguće izračunati granične vrijednosti autoriteta, pri čemu je potrebno napomenuti bitnu razliku kod računanja minimalnog autoriteta. Kako je rečeno, razlika tlaka na strani vertikale $\Delta H_{vertikala}$ je konstantna, a predstavlja upravo potrebnu razliku tlaka na ulazu i izlazu iz vertikale, kako bi u projektnim uvjetima ona bila opskrbljena projektnim protokom. Upravo je to teorijski maksimalna razlika tlaka koju na sebe ventil može preuzeti u slučaju dovoljno niskog protoka, kada pad tlaka u cjevovodu vertikale postaje zanemariv. Navedenu tvrdnju moguće je matematički izraziti formulom:

$$\Delta H_{vertikala} = \Delta p_{vertikala} + \Delta p_v + \Delta p_{OT} + \Delta p_{cijevi}$$

$$\Delta H_{vertikala} = 0{,}7 + 2 + 1 + 1$$

$$\Delta H_{vertikala} = 4{,}7\ kPa$$

Prema navedenome, sada je moguće odrediti obje vrijednosti autoriteta ventila prema sljedećim formulama:

$$a_{v,p} = \frac{\Delta p_v}{\Delta H} = \frac{2}{4} \rightarrow \boldsymbol{a_{v,p} = 0,5}$$

$$a_{v,0} = \frac{\Delta p_v}{\Delta H_{vertikala}} = \frac{2}{4,7} \rightarrow \boldsymbol{a_{v,0} = 0,43}$$

Dobivene vrijednosti ukazuju da korištenje automatskih balans ventila dopušta vrlo male promjene autoriteta u radu, prilikom čega je, u promatranom slučaju, čak i teorijski minimalna vrijednost autoriteta unutar granica preporučenih pri projektnim uvjetima.

Dodatno, moguće je odrediti i potrebnu visinu dobave pumpe:

$$H = \Delta p_{cjevovod} + \Delta p_{ABV} + \Delta p_{vertikala} + \Delta p_v + \Delta p_{OT} + \Delta p_{cijevi}$$

$$H = 6,3 + 0,6 + 0,7 + 2 + 1 + 1$$

$$H = 11,6\ kPa$$

Proračunata potrebna visina dobave pumpe nešto je manja nego u slučaju nebalansiranog sustava koja je iznosila 12 kPa, što rezultira i manjom snagom pumpe, odnosno pogonskim troškovima. Iako je potrebna visina dobave u ovom slučaju manja za samo 3% potrebno je napomenuti da se ta vrijednost razlikuje ovisno o samoj instalaciji i pripadnim uvjetima.

Posljednji primjer pokazuje dvije, dosad nespomenute, prednosti balansiranih sustava. Osim što pravilnom raspodjelom protoka po ogrjevnim tijelima eliminira problematiku vezanu uz nezadovoljavajuću toplinsku ugodnost, kako je objašnjeno u prvom poglavlju, balansiranje sustava omogućava kvalitetnije upravljanje što sustav čini dodatno učinkovitijim.

Energijske uštede pri pogonu pumpe promatrane su u sljedećem poglavlju, gdje su međusobno uspoređene različite metode upravljanja pumpama, a promatran je i njihov utjecaj na autoritet ventila.

3. UPRAVLJANJE CIRKULACIJSKIM PUMPAMA

3.1. Osnovni pojmovi

Cirkulacijske pumpe predstavljaju ključan čimbenik centralnih vodenih sustava grijanja jer se upravo putem njih ostvaruje cirkulacija ogrjevne vode. Dimenzioniranje i odabir pumpe, te pogonski uvjeti, značajno utječu na cjelokupnu učinkovitost sustava. Kako su sustavi grijanja zatvoreni, odnosno visinske razlike se poništavaju, nazivne snage cirkulacijskih pumpi relativno su male pa u pravilno dimenzioniranim i upravljanim sustavima utrošena energija za pogon pumpe sudjeluje s malim udjelom u ukupnim troškovima sustava grijanja. Ipak, kako je pokazano u prvom poglavlju taj udio može biti značajno povećan prilikom nekvalitetne primjene.

U ovom poglavlju pokazane su moguće energijske uštede koje su isključivo rezultat primjene različitih metoda upravljanja pumpama, a koje su međusobno uspoređene i u numeričkom modelu. Napravljena je osnovna podjela na pumpe s konstantnom i promjenjivom brzinom vrtnje, pri čemu za svaki tip postoje različite metode upravljanja, koje su također prikazane i pojašnjene.

Rad pumpi, najčešće se prikazuje u H,Q – dijagramu, koji je u velikoj mjeri korišten i u ostatku rada. Navedene veličine koje određuju koordinatne osi dijagrama su:

H – visina dobave pumpe [m; Pa]
Q – volumni protok vode kroz pumpu [m^3/h]

U tom dijagramu radna točka pumpe, predstavlja presjecište dviju krivulja. Te krivulje su:

Karakteristika pumpe: Krivulja koja govori kolika je visina dobave pumpe pri određenom protoku, pa tako jednom protoku odgovara jedna visina dobave. Povećanjem protoka ostvarena visina dobave se smanjuje. Za pumpe s konstantnom brzinom vrtnje sve radne točke nalaze se na istoj karakteristici pumpe, dok je kod pumpi s promjenjivom brzinom vrtnje primjenjena karakteristika pumpe promjenjiva i ovisna o broju okretaja pumpe, pri čemu jednom broju okretaja odgovara jedna karakteristika pumpe. Za isti protok, niži broj okretaja pumpe rezultira nižom visinom dobave.

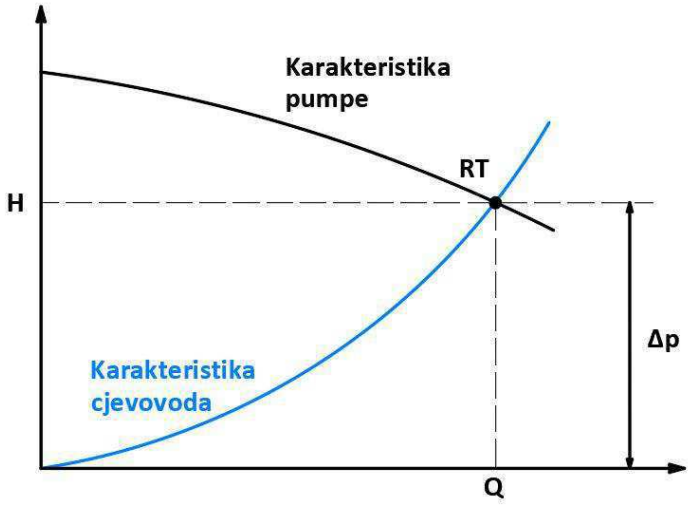
Karakteristika cjevovoda: Krivulja koja govori kolika je, pri određenom protoku, potrebna visina dobave za svladavanje otpora strujanja. Odnosno, karakteristika cjevovoda određena je padom tlaka u sustavu pri određenom protoku. Tako potrebna visina dobave, kao i pad tlaka, raste s kvadratom brzine, odnosno kvadratom protoka. Potrebnu visinu dobave moguće je iskazati sljedećom formulom:

$$H = H_{potr} = \Delta p = \left(\Sigma R_{dulj} + \Sigma R_{lok}\right) \cdot C \cdot Q^2$$

gdje je:

H_{potr} – potrebna visina dobave pumpe [Pa, m]
ΣR_{dulj} – suma duljinskih otpora sustava [-]
ΣR_{lok} – suma lokalnih otpora sustava [-]
C – konstanta
Q – volumni protok vode kroz pumpu [m^3/s]

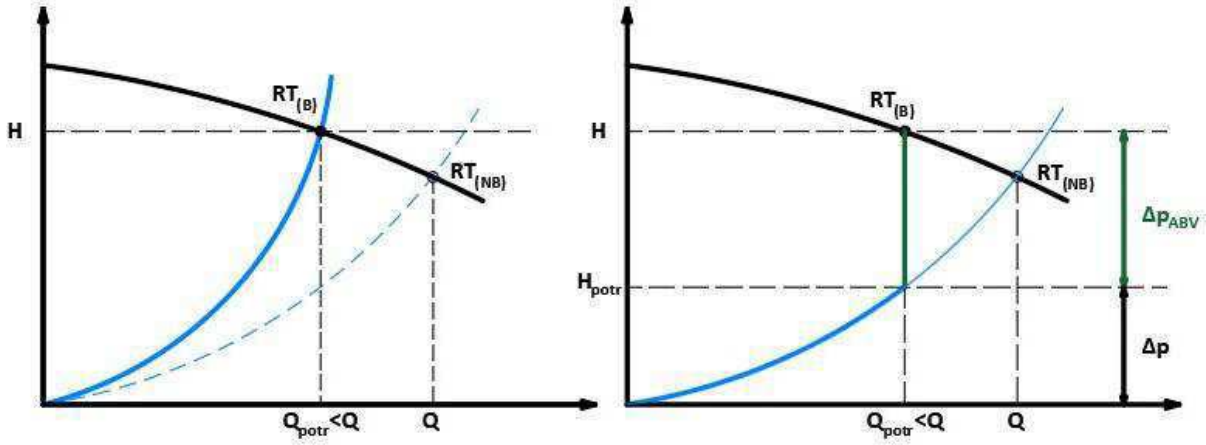
Suma duljinskih otpora sustava konstantna je pri svim uvjetima, odnosno pri svim protocima, jednom kad je cjevovod dimenzioniran. Suma lokalnih otopora, osim gubitaka u koljenima, fitinzima, i sl., određena je otvorenošću ventila, a konstantna je za jednu karakteristiku cjevovoda. Odnosno, u slučaju djelomičnog zatvaranja nekog ventila u sustavu suma lokalnih otopora se mijenja, a time se mijenja i karakteristika cjevovoda, što je detaljnije objašnjeno dalje u tekstu. Bitno je napomenuti da se pritom ne misli na automatske balans ventile, kod kojih pad tlaka nije direktno ovisan o protoku, već ga oni kao regulatori razlike tlaka sami nameću. Primjer prikaza radne točke u H,Q – dijagramu dan je sljedećom slikom.



Slika 3.1. Prikaz radne točke pumpe u H,Q - dijagramu

Za isti sustav kao na prethodnoj slici prikazan je H,Q – dijagram za slučaj korištenja balans ventila s kojima se postiže potrebni protok, manji od protoka koji je ostvaren u prethodnoj situaciji. Korištenje balans ventila može se prikazati na dva načina, pri čemu je lijevi klasični, gdje dolazi do promjene karakteristike cjevovoda zbog prigušenja, odnosno povećanog otpora na balans ventilu, a nova radna točka $RT_{(B)}$ ponovno je određena presjecištem karakteristike pumpe i karakteristike cjevovoda.

Kod drugog načina, prikazanog na desnom dijelu slike, automatski balans ventili izuzeti su iz karakteristike cjevovoda koja je stoga nepromijenjena u odnosu na prethodni slučaj. Pad tlaka na balans ventilima prikazan je okomitom linijom, a podrazumijeva razliku između potrebne visine dobave H_{potr} pri protoku Q_{potr}, te stvarne visine dobave H. Ovakav prikaz omogućava bolji pregled prigušenja balans ventila, a i samo njihovo izuzimanje iz karakteristike cjevovoda moguće je opravdati time što su oni regulatori tlaka. Za razliku od drugih elemenata gdje se protok realizira ovisno o visini dobave, oni samostalno mijenjaju otpor kako bi ostvarili željeni protok.



Slika 3.2. Prikazi AB ventila u H,Q – dijagramu

U ovom slučaju jednadžbu za visinu dobave moguće je zapisati u nešto drukčijem obliku, gdje se na karakteristiku cjevovoda koja je ista kao i u prethodnoj jednadžbi dodaje prigušenje na balans ventilima.

$$H = H_{potr} + \Delta p_{ABV} = \left(\Sigma R_{dulj} + \Sigma R_{lok}\right) \cdot C \cdot Q^2 + \Delta p_{ABV}$$

pri čemu je:

H_{potr} – potrebna visina dobave pri protoku Q_{potr} [m; Pa]
Δp_{ABV} – pad tlaka na automatskim balans ventilima [m; Pa]

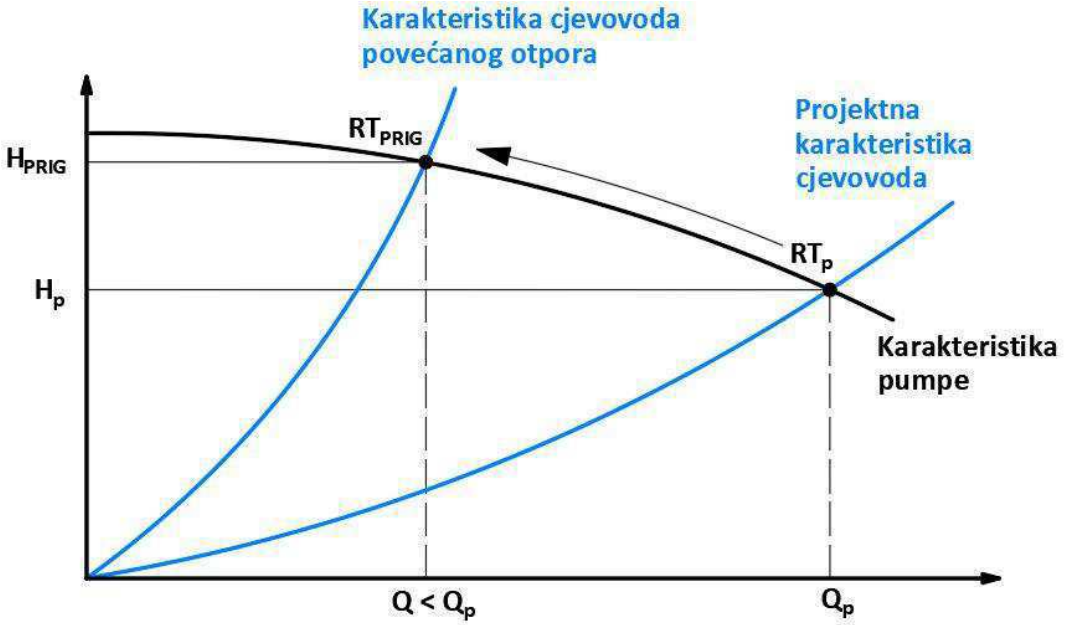
U slučaju visine dobave jednake potrebnoj prigušenje na balans ventilima jednako je nuli. Kako je prigušenje zapravo namjerno „trošenje“ uložene energije očito je da je pogon tim efikasniji što je H bliži H_{potr}, odnosno što je potrebno prigušenje manje. Kretanje prigušenja pri smanjenju protoka najviše ovisi o načinu upravljanja pumpom, a prethodno prikazan način upravljanja upravo će biti prvi i pojašnjen.

3.2. Pumpe s konstantnom brzinom vrtnje

Pumpe s konstantnom brzinom vrtnje se praktički ne ugrađuju u nove instalacije, osim ako je riječ o poprilično jednostavnim sustavima, ali mogu se naći u starijima. U njihovom radu primjenjuju se dvije tradicionalne metode regulacije protoka, a to su prigušivanje i korištenje zaobilaznog voda. Osnovna karakteristika pumpi s konstantnom brzinom vrtnje, koju je vrlo jednostavno primjetiti, je konstantna karakteristika pumpe, pa stoga sve radne točke pri svim opterećenjima leže na toj krivulji.

3.2.1. Regulacija protoka prigušenjem

Prigušivanje pumpe podrazumijeva povećanje otpora cjevovoda primjenom prigušne armature. Projektna karakteristika cjevovoda definirana je pri potpunoj otvorenosti svih ventila, a kada se određeni ventili djelomično zatvore, u svrhu smanjenja protoka, dolazi do povećanja sume lokalnih otpora, te je time definirana karakteristika cjevovoda pri smanjenoj otvorenosti radijatorskog ventila. Povećanje otpora rezultira strmijom karakteristikom cjevovoda, a time i promjenom radne točke. Kako je odnos visine dobave i protoka određen karakteristikom pumpe, povećani otpor, a time i povećana visina dobave, rezultira smanjenjem protoka. Opisani proces prikazan je u H,Q - dijagramu na sljedećoj slici, pri čemu se indeks „p“ odnosi na projektno stanje, a „PRIG“ na stanje nakon prigušenja.



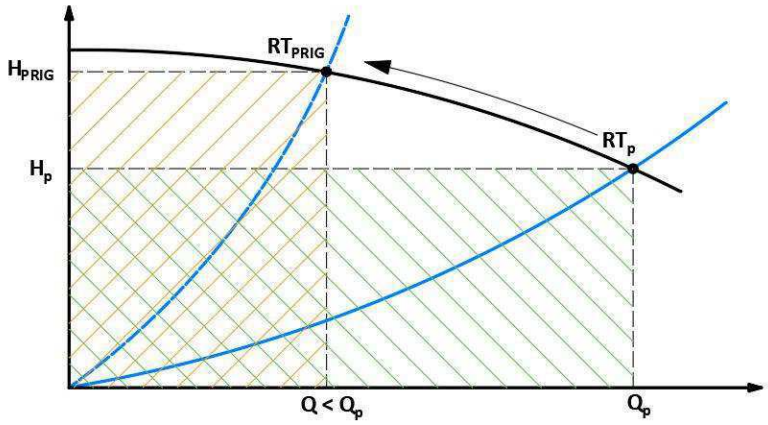
Slika 3.3. Promjena radne točke kod regulacije prigušenjem

Iako je riječ o zastarjeloj i neučinkovitoj metodi upravljanja, zanimljivo je primjetiti da se i pri prigušenju, smanjenjem protoka ostvaruju određene energijske uštede. Korištenu snagu pumpe u određenoj radnoj točki moguće je promatrati kao umnožak pripadajuće visine dobave i protoka. Na navedeni način nije moguće precizno odrediti iznos snage, jer se pritom ne uzima u obzir iskoristivost pumpe u toj radnoj točki koja značajno varira duž radnog područja, ali ipak može poslužiti za međusobnu usporedbu različitih metoda upravljanja. Nadalje je snaga pumpe određivana upravo na ovaj način, prema sljedećoj jednadžbi, pri čemu je vrlo bitno poštovati mjerne jedinice.

$$P = H \cdot Q$$

gdje je:

P – korištena snaga pumpe [W]
H – visina dobave pumpe [Pa]
Q – volumni protok vode kroz pumpu [m^3/s]

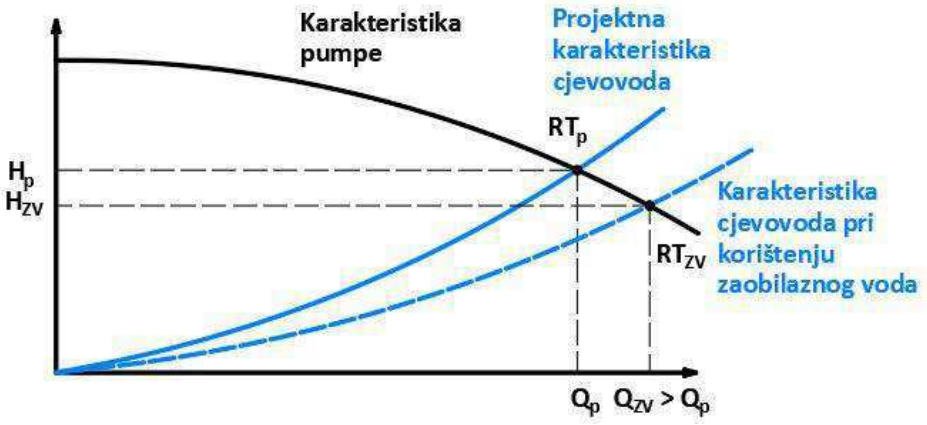


Slika 3.4. Prikaz energijske uštede pri smanjenju protoka prigušenjem

Korištena snaga za obje radne točke predstavljena je pripadajućim pravokutnikom. Kada se međusobno poništi dio koji je zajednički za oba pravokutnika, moguće je primjetiti da je pravokutnik šrafiran zelenom bojom znatno veći od narančastog, odnosno da projektna radna točka koristi veću snagu. Naravno, omjeri i dimenzije tih pravokutnika značajno ovise o obliku karakteristika pumpe i cjevovoda, te o vrijednosti smanjenja protoka.

3.2.2. Regulacija protoka korištenjem zaobilaznog voda

Primjena ovakvog upravljanja zahtjeva postojanje zaobilaznog voda (eng. *bypass*) čiji se spoj na instalaciju nalazi neposredno ispred i iza pumpe. Višak protoka koji u instalaciji nije potreban, umjesto u instalaciju preusmjerava se u zaobilazni vod i vraća na usisnu stranu pumpe. Kako se pritom protok u instalaciji smanji, uslijed manje brzine dolazi do smanjenja pada tlaka, a time i visine dobave pumpe. Smanjenje visine dobave uzorkuje povećanje protoka kroz pumpu, a dodatni višak se opet usmjerava u zaobilazni vod. Iako je protok kroz instalaciju manji od nazivnog, protok kroz pumpu je veći pa se korištenje zaobilaznog voda u H,Q- dijagramu očitava kao povećanje protoka, jer je riječ o protoku vode kroz pumpu koji u ovom slučaju nije jednak protoku kroz instalaciju.



Slika 3.5. Promjena radne točke pri korištenju zaobilaznog voda

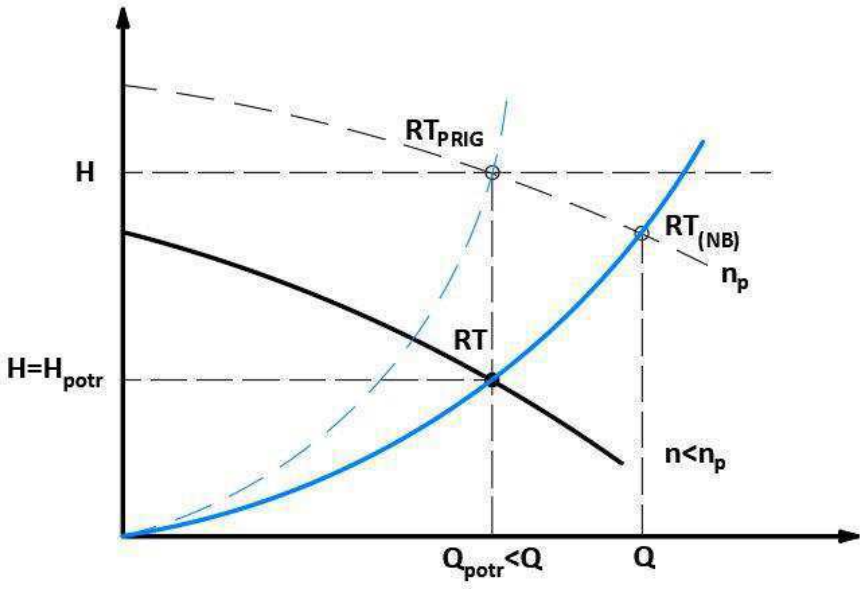
Pri ovakvom upravljanju, prilikom smanjenja protoka u ostatku instalacije korištena snaga se povećava. Sa stajališta utroška energije ova metoda nepovoljnija je od prigušenja, ali popratno smanjenje visine dobave omogućava kvalitetnije upravljanje uslijed boljeg autoriteta. Ipak, kad je riječ o pumpama s konstantnom brzinom vrtnje, metoda upravljanja prigušenjem znatno je više u primjeni, te je stoga i promatrana u modelu, dok je odlučeno da se korištenje zaobilaznog voda ne koristi.

3.3. Pumpe s promjenjivom brzinom vrtnje

Primjena pumpi s promjenjivom brzinom vrtnje danas je standardna u vodenim sustavima, iz razloga što upravo takve pumpe predstavljaju potencijal za energijske uštede. Upravljanje ovakvih pumpi najčešće se vrši preko osjetnika tlaka koji, ovisno o primjenjenoj metodi regulacije, mogu biti ugrađeni unutar pumpe, ili postavljeni negdje u instalaciji.

Kako je već rečeno, svakoj brzini vrtnje odgovara pripadajuća karakteristika pumpe, tako da radne točke više ne leže ne istoj krivulji. Ovo pruža mogućnost prilagodbe potrebama sustava, pa tako za slučaj prikazan Slikama 3.1. i 3.2., željeni Q_{potr} moguće je ostvariti i bez prigušenja na ventilima, korištenjem broja okretaja pri kojem će ostvarena visina dobave biti jednaka $H_{potr.}$ Pritom je:

n – broj okretaja pumpe [o/min]



Slika 3.6. Postizanje Q_{potr} smanjenjem broja okretaja

Željeni protok ostvaren je pri konstantnoj karakteristici cjevovoda, bez prigušenja ventila, te je očito da je korištena snaga pumpe pri ovoj radnoj točki značajno manja od onih u dosad prikazanim radnim točkama. U ovom ulomku promatrane su tri tipične metode upravljanja pumpama s promjenjivom brzinom vrtnje.

3.3.1. Upravljanje pri konstantnoj visini dobave

Ova metoda već je korištena u jednostavnim računskim primjerima u prošlom poglavlju, kada je unatoč promjeni protoka visina dobave pumpe bila konstantna. Regulacija se vrši pomoću osjetnika tlaka koji je ugrađen u pumpu, a zadatak regulacije je održavanje konstantne razlike tlaka prije i poslije pumpe, koja upravo i označava visinu dobave.

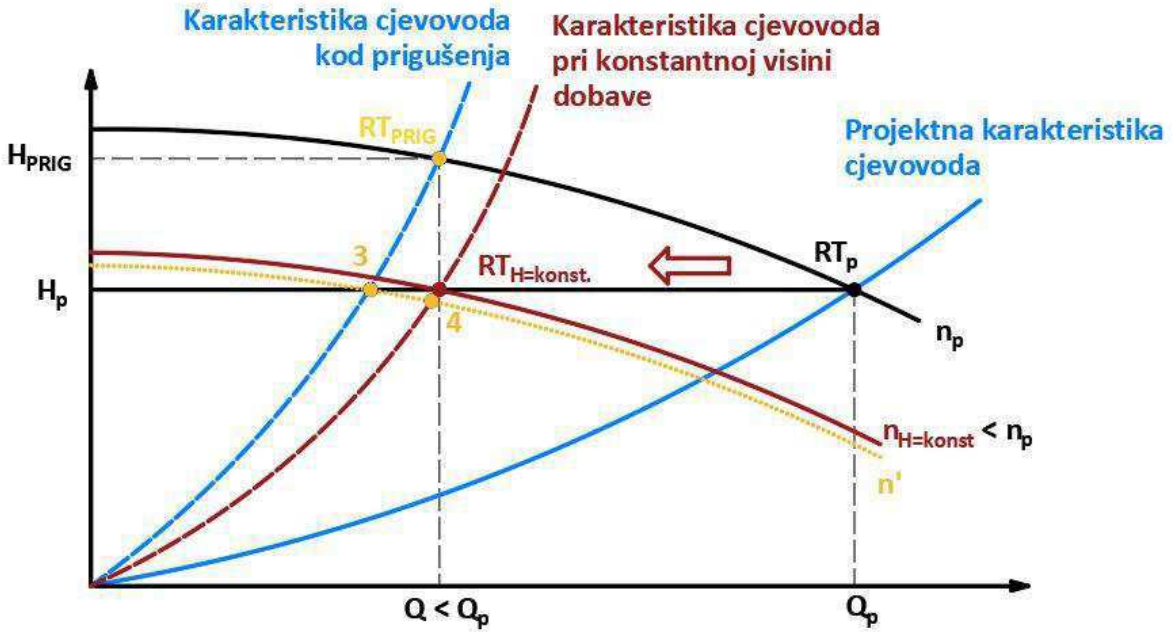
U slučaju manjeg toplinskog opterećenja dolazi do djelomičnog zatvaranja određenih regulacijskih ventila zbog smanjene potrebe za toplinskom energijom. Kada pumpa ne bi bila regulirana preko osjetnika tlaka ovo bi za posljedicu imalo povećanje otpora strujanju, a time i potrebne visine dobave, prilikom čega bi došlo do smanjenja protoka, kako je već prethodno objašnjeno kod upravljanja prigušenjem.

Ipak, kako osjetnik tlaka registrira povećanje visine dobave, pumpa snižava broj okretaja, što rezultira smanjenjem protoka. Uslijed manjeg protoka smanjuje se pad tlaka u instalaciji. Regulacija namješta broj okretaja pumpe, a time i protok, na onu vrijednost prilikom koje će pad tlaka u instalaciji, a time i visina dobave biti jednaki projektnima. Rad pumpe više nije opisan jedinstvenom karakteristikom pumpe, već jedna karakteristika odgovara jednom broju okretaja pumpe.

Upravljanje je, radi boljeg shvaćanja, moguće približno opisati pomoću četiri jednostavna procesa koji se odvijaju između karakterističnih točki i krivulja, u skladu s dijagramom. Pritom su crvenom bojom označene veličine koje se odnose na upravljanje s konstantnom visinom dobave, a zlatnom pomoćne veličine, uvedene s ciljem pojednostavljanja. Procesi su:

- **RT_p – RT_{PRIG}**: Prijelaz iz projektne radne točke u radnu točku kod prigušivanja koji se odvija duž nazivne karakteristike pumpe, odnosno broja okretaja n_p. Ventili koji prigušuju, se prestaju zatvarati kada se protok smanji na željenu vrijednost
- **RT_{PRIG} – 3**: S obzirom na povećanu visinu dobave, regulacija smanjuje broj okretaja pumpe, dok se visina dobave ne vrati na početnu, odnosno zadanu vrijednost. Broj okretaja pumpe pri kojem se to postiže označen je s n'. Proces se odvija duž karakteristike cjevovoda.
- **3 – 4**: Kako se može vidjeti iz dijagrama, protok vode u točki 3 je manji od potrebnog, pa se prigušni ventili djelomično otvaraju, sa svrhom postizanja (približno) potrebnog protoka. Proces se odvija po karakteristici pumpe n'.
- **4 – $RT_{H=konst.}$**: Postizanje potrebnog protoka uzrokuje mali pad visine dobave, pa je potrebno malo povećanje broja okretaja (s n' na $n_{H=konst}$), s kojim se dolazi do konačne radne točke $RT_{H=konst.}$.

Opisani proces djelomično je pojednostavljen jer se u stvarnosti pojedine radnje događaju istovremeno, te ih je znatno više. Ipak, princip upravljanja je isti kao i kod razlaganja na navedene procese, koje je pak moguće grafički prikazati u H,Q – dijagramu.



Slika 3.7. Promjena radne točke pri konstantnoj visini dobave

Moguće je primjetiti da, s obzirom na manju vrijednost umnoška visine dobave i protoka, u ovoj radnoj točki pumpa koristi manju snagu, odnosno da regulacija protoka pri konstantoj visini dobave pruža veću energijsku uštedu od prigušenja.

Dodatno, karakteristika cjevovoda pri istom protoku je položitija, jer manja visina dobave rezultira manjim potrebnim prigušenjem „nepotrošenog“ tlaka što pozitivno utječe na kvalitetu regulacije. Očito je da je za postizanje istog protoka Q kod upravljanja pri konstantnoj visini dobave, regulacijski ventil manje zatvoren nego kod prigušenja, odnosno da je jednako smanjenje protoka postignuto pri manjem podizaju pladnja, što govori da je autoritet ventila u tom slučaju veći.

3.3.2. Proporcionalno upravljanje

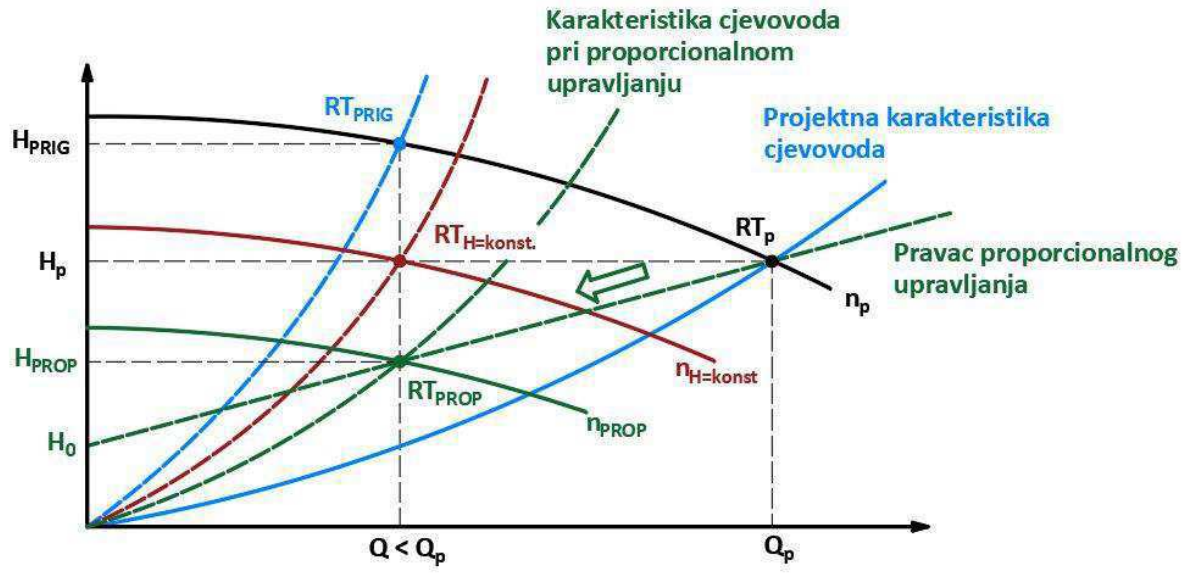
Ovakav način regulacije također koristi osjetnik tlaka ugrađen u pumpi, ali se visina dobave više ne održava konstantnom, već se smanjuje proporcionalno protoku. Proporcionalnost je definirana pravcem koji se zadaje pumpi na način da se definira visina dobave pumpe pri protoku koji je jednak nula (H_0), a pravac se dobije spajanjem te točke s nazivnom radnom točkom.

Na sljedećem dijagramu prikazana je usporedba radnih točki pri prigušivanju, konstantnoj visini dobave, te proporcionalnom upravljanju, pri čemu je odabrani pravac upravljanja definiran sljedećom jednadžbom. Veličine koje se odnose na proporcionalno upravljanje prikazane su zelenom bojom.

$$H_0 = N \cdot H_p$$

gdje je:

H_0 – visina dobave pumpe pri protoku jednakom nula [m]
H_p – visina dobave pumpe pri projektnim uvjetima [m]
N – koeficijent pravca proporcionalno upravljanja [-] (1 > N ≥ 0)



Slika 3.8. Promjena radne točke pri proporcionalnom upravljanju

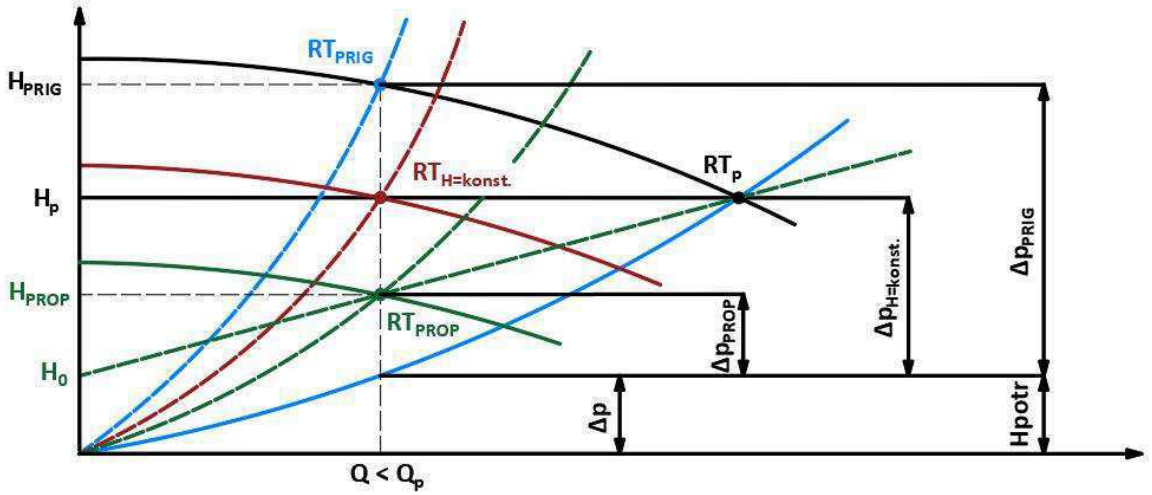
Očito je da je korištena snaga pumpe u radnoj točki $RT_{PROP.}$ manja nego kod ostalih metoda zbog manjeg umnoška protoka i visine dobave. Odabirom niže vrijednosti H_0 postiže se još manja visina dobave, odnosno manja snaga pumpe. Jasno je da odabir H_0, odnosno pravca upravljanja, utječe na rad sustava, te se odabirom niže vrijednosti postižu veće energijske uštede.

Unatoč navedenomu, u primjeni je najčešće korišten pravac kod kojega je visina dobave pri protoku nula jednaka polovici projektne visine dobave, odnosno pravac definiran jednadžbom:

$$H_0 = 0{,}5 \cdot H_p$$

Iako se ovim pravcem ne iskorištava u potpunosti potencijal za energetsku učinkovitost, smatra se da odabir niže vrijednosti H_0 ostavlja prostora za moguće pogonske probleme, što ipak nije razmatrano u ovom diplomskom radu.

Karakteristika cjevovoda pri proporcionalnom upravljanju položitija je od onih iz prethodnih metoda upravljanja, što opet potvrđuje manju potrebu za prigušenjem, uslijed manje pripadne visine dobave. Iako je prvo objašnjena metoda nazvana regulacija prigušenjem, u svim metodama je prisutno prigušivanje, ali u različitoj mjeri. Na sljedećoj je slici, za navedene metode, prikazana usporedba prigušenja, odnosno pada tlaka kojeg na sebe preuzimaju regulacijski ventili.

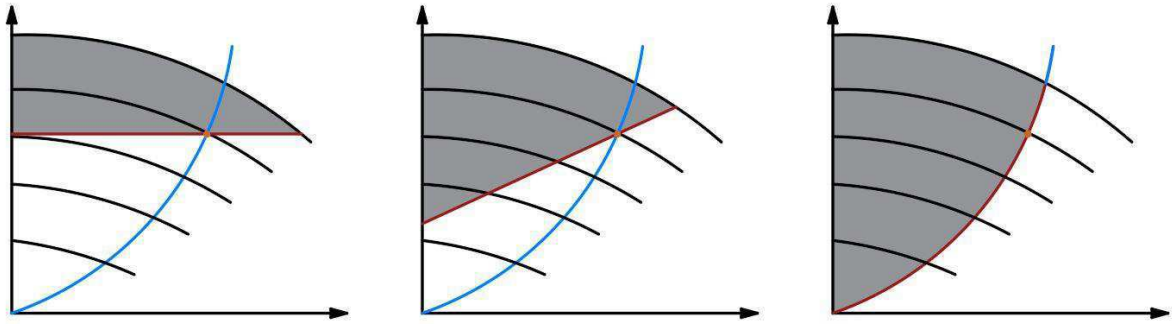


Slika 3.9. Usporedba pada tlaka na regulacijskom ventilu kod navedenih metoda upravljanja

gdje je:

Δp – pad tlaka u cjevovodu [m] (ubrojan potpuno otvoren regulacijski ventil)
Δp_{PRIG} – pad tlaka na ventilu pri regulaciji protoka prigušenjem [m]
$\Delta p_{H=konst.}$ – pad tlaka na ventilu pri konstantnoj visini dobave [m]
Δp_{PROP} – pad tlaka na ventilu pri proporcionalnom upravljanju [m]

Iz dosad navedenog, vidljivo je da bi se najkvalitetnije upravljanje postiglo kada bi visina dobave pumpe bila jednaka H_{potr}, pri čemu bi se sve radne točke nalazile na projektnoj karakteristici cjevovoda. Upravo ovakav način upravljanja predstavljen je u sljedećem ulomku, a usporedba potencijalnih energijskih ušteda prethodnih metoda i upravo spomenutog „idealnog“ upravljanja prikazana je sljedećom slikom.

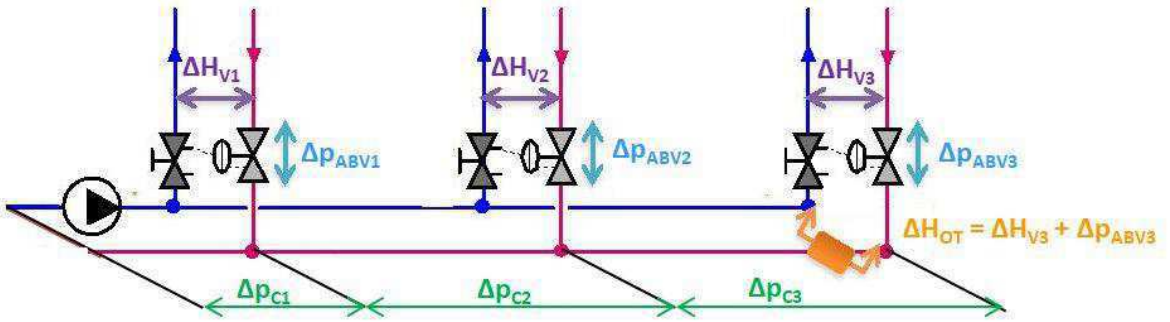


Slika 3.10. Usporedba potencijalnih ušteda kod konstantne visine dobave, proporcionalnog upravljanja i "idealnog" upravljanja u odnosu na regulaciju prigušenjem

3.3.3. Upravljanje pri konstantnoj razlici tlaka na osjetniku

Za ovu metodu upravljanja ključan je osjetnik tlaka koji više nije ugrađen u pumpu već je smješten negdje u instalaciji. U pravilu se koristi na većim sustavima, gdje uštede u odnosu na proporcionalno upravljanje mogu rezultirati značajnim smanjenjem troškova. Kako veliki sustavi uglavnom koriste vertikale, uobičajeni smještaj je na dnu „kritične“ vertikale. Pojam kritična govori o tome da ta vertikala zahtjeva najveću visinu dobave pumpe koja se prema njoj i dimenzionira, kako bi joj se osigurao projektni protok. Pritom se podrazumijeva da je osigurana i opskrba ostalih vertikala potrebnim protokom.

Upravljanje je objašnjeno pomoću jednostavnog sustava grijanja koji koristi tri vertikale s automatskim balans ventilima, a zbog jednostavnosti odabrano je da potrebna razlika tlaka na strani vertikale bude jednaka svim vertikalama ($\Delta H_{V1} = \Delta H_{V2} = \Delta H_{V3}$). Pritom je očito da je kritična vertikala ona najudaljenija od pumpe zbog najvećih gubitaka u cijevima, pa je upravo na nju smješten osjetnik tlaka. Sustav sa pripadnim relevantnim veličinama prikazan je sljedećom slikom.



Slika 3.11. Jednostavni sustav grijanja s vertikalama

gdje je:

ΔH_{OT} – potrebna razlika tlaka na osjetniku tlaka [m]
ΔH_V – potrebna razlika tlaka na strani vertikale [m]
Δp_{ABV} – pad tlaka na automatskim balans ventilima [m]
Δp_C – pad tlaka u razvodnom cjevovodu [m]

Potrebna razlika tlaka na osjetniku ΔH_{OT}, određena je s dvije jednakosti:

$$\Delta H_{OT} = H - (\Delta p_{C1} + \Delta p_{C2} + \Delta p_{C3}) = \Delta H_{V3} + \Delta p_{ABV3} = \boldsymbol{konst}.$$

Kako je princip upravljanja održavanje konstantne vrijednosti ΔH_{OT}, a balans ventili održavaju ΔH_{V3} konstantnim, očito je da Δp_{ABV3} također mora biti konstantna vrijednost. Kako je vertikala 3 kritična, na pripadnim balans ventilima nema dodatnog prigušenja, već je samo riječ o padu tlaka pri potpuno otvorenim ventilima. Kako je riječ o padu tlaka koji direktno ovisi o protoku, nadalje je taj dio pada tlaka na balans ventilima, obuhvaćen potrebnom razlikom tlaka na strani vertikale, dok će se pad tlaka na ventilima Δp_{ABV} odnositi na prigušenja uslijed regulacije tlaka. Uzevši to u obzir, prethodna jednadžba poprima oblik:

$$\Delta H_{OT} = H - (\Delta p_{C1} + \Delta p_{C2} + \Delta p_{C3}) = \Delta H_{V3} = \boldsymbol{konst}.$$

pri čemu vrijedi:

$$\Delta p_{ABV3} = 0$$

Promotri li se granični slučaj kada je protok jednak nuli, pri čemu nema pada tlaka u cijevima, jednadžba glasi:

$$H_{(Q=0)} = \Delta H_{OT} = \Delta H_{V3}$$

Iz prethodne jednakosti je moguće vidjeti da krivulja upravljanja preko osjetnika ipak ne odgovara projektnoj kakteristici cjevovoda kako je u prošlom ulomku zamišljeno „idealno“ upravljanje, jer za razliku od karakteristike cjevovoda ona ne prolazi kroz ishodište H,Q – dijagrama, odnosno pri protoku nula, visina dobave nije jednaka nuli. Visina dobave definirana je sljedećom krivuljom:

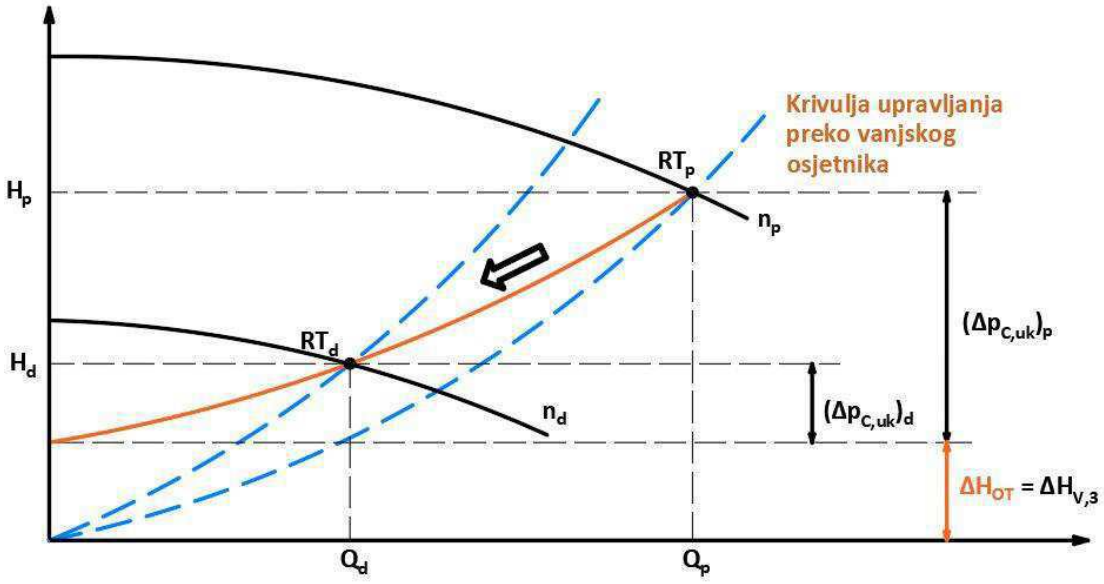
$$H = \Delta H_{OT} + (\Delta p_{C1} + \Delta p_{C2} + \Delta p_{C3})$$

Na dijagramu na sljedećoj slici ta je krivulja prikazana, te je moguće vidjeti kako je visina dobave u svim uvjetima određena sumom konstantne razlike tlaka na osjetniku i ukupnog pada tlaka u razvodnim cijevima. Pritom je pad tlaka u elementima razvodnog cjevovoda sumiran kako je prikazano. Krivulja upravljanja određena je upravo tim padom tlaka.

$$\Delta p_{C,uk} = \Delta p_{C1} + \Delta p_{C2} + \Delta p_{C3}$$

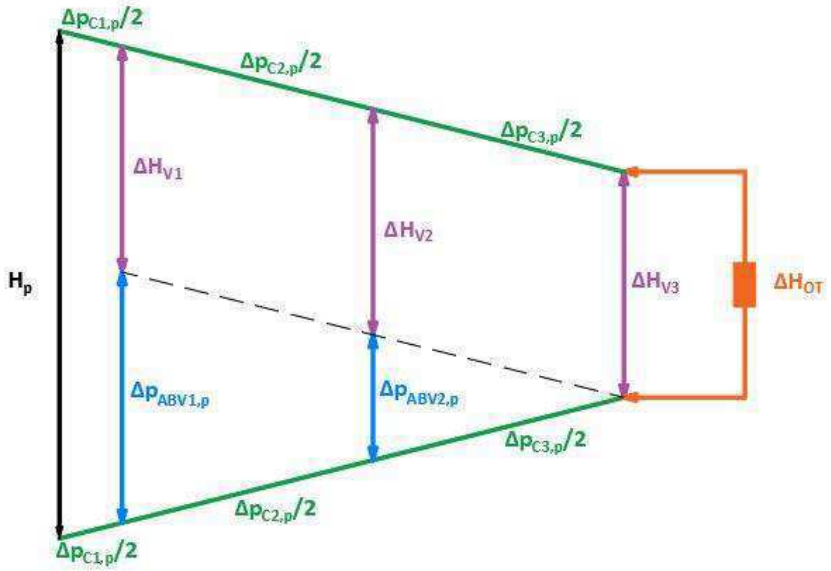
gdje je:

$\Delta p_{C,uk}$ – ukupni pad tlaka u razvodnom cjevovodu [m]



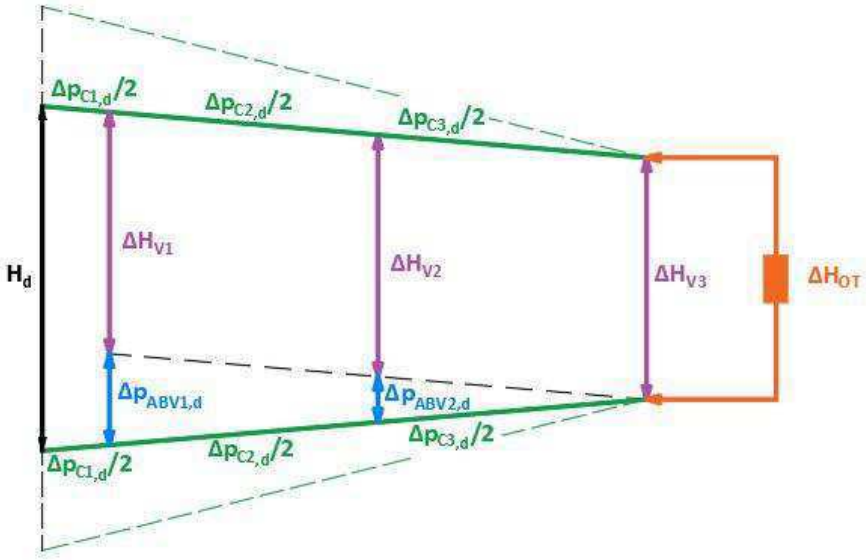
Slika 3.12. Promjena radne točke pri upravljanju preko vanjskog osjetnika

Za razliku od onih vertikale broj 3, kod balans ventila ostalih dviju vertikala postoje prigušenja. Karakteristične padove tlaka, za sve vertikale, moguće je za projektno i djelomično opterećenje usporediti pomoću sljedećih dviju slika. Pritom je pad tlaka u razvodnim cijevima sa svake strane podijeljen na pola, što odgovara polaznoj i povratnoj cijevi.



Slika 3.13. Komponente pada tlaka pri projektnom opterećenju

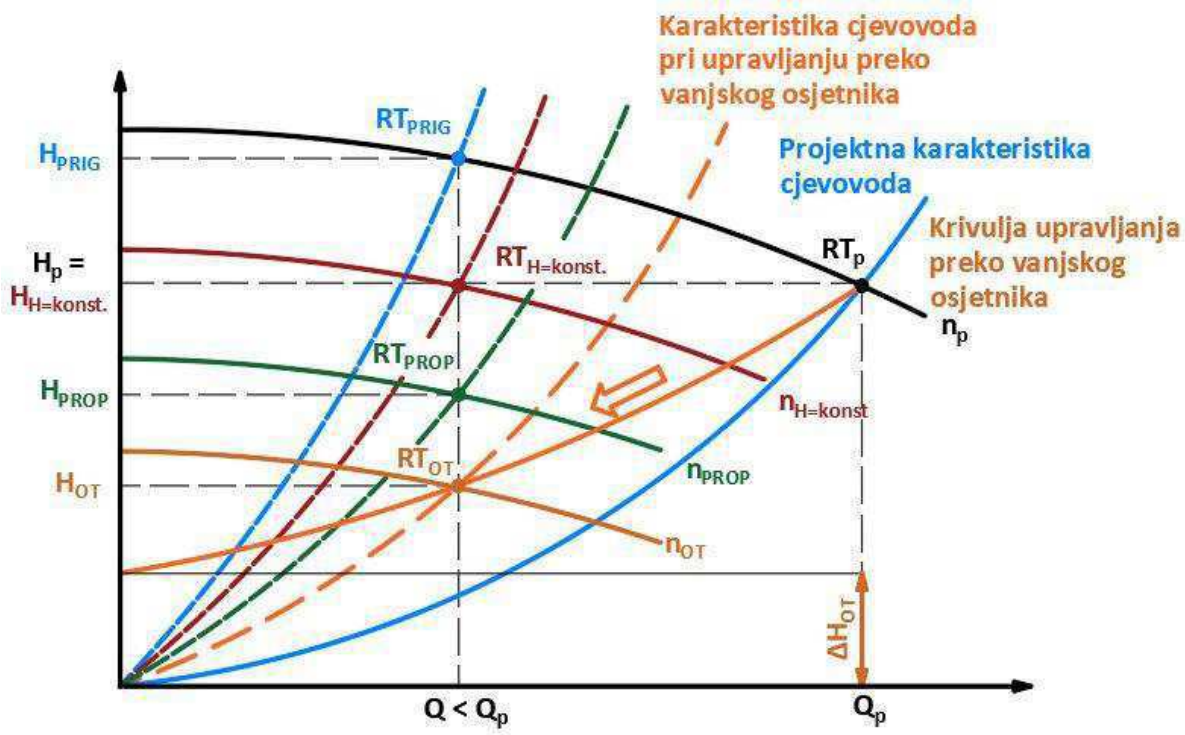
Kako je navedeno pri početku ulomka, potrebne razlike tlaka su međusobno jednake, a visina dobave iznosi točno potrebnom da, uz padove tlaka u razvodnim cijevima, vertikala 3 bude izložena željenoj razlici tlaka. Kako je prva vertikala izložena većoj razlici tlaka od druge, na pripadnim balans ventilima je veće prigušenje.



Slika 3.14. Komponente pada tlaka pri djelomičnom opterećenju

Kako smanjenje protoka rezultira nižim padom tlaka u razvodnim cijevima, potrebna je manja visina dobave za postizanje zadane razlike tlaka na osjetniku, a pritom se smanjuju i razlike tlaka kojima su izložene ostale vertikale, te pripadna prigušenja balans ventila. Crtkanim linijama su zbog usporedbe, prikazani visina dobave i pad tlaka u razvodnim cijevima, pri projektnim uvjetima.

Usporedba radne točke i pripadne karakteristike cjevovoda pri djelomičnom opterećenju za upravljanje preko vanjskog osjetnika u odnosu na prethodno obrađene metode prikazana je na Slici 3.15.



Slika 3.15. Usporedba svih metoda u H,Q – dijagramu

Na dijagramu je pokazano da se uz odabrani smještaj osjetnika tlaka, za jednaki protok pri djelomičnom opterećenju Q_p najveće energijske uštede i najkvalitetniji pogonski uvjeti postižu primjenom posljednje metode, za što postoji više pokazatelja:

- najmanji umnožak protoka i visine dobave u radnoj točki pri protoku Q_p
- najpoložitija pripadna karakteristika cjevovoda
- najmanji pripadni broj okretaja pumpe
- najmanje prigušenje na radijatorskom ventilu

S ovim je zaključeno poglavlje posvećeno upravljanju cirkulacijskih pumpi. Prikaz i pojašnjenje obrađenih metoda upravljanja vrlo su bitni, jer su upravo te metode korištene pri simulaciji modela cijevne mreže, a izlazni rezultati znatno ovise upravo o načinu upravljanja. U sljedećem poglavlju je obrađena posljednja preostala teorijska tema, a to je Hardy Cross metoda, koja je ključni alat spomenutog modela.

4. DEFINIRANJE NUMERIČKOG MODELA CIJEVNE MREŽE SUSTAVA GRIJANJA

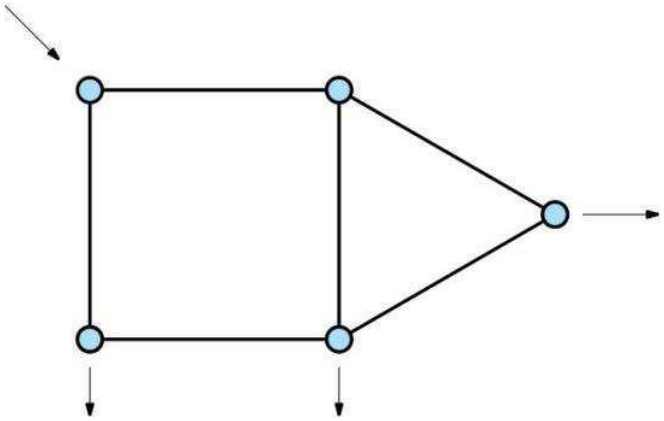
Cilj ovog poglavlja je definiranje numeričkog modela cijevne mreže sustava grijanja s vertikalama, pri čemu se koristi Hardy Cross metoda objašnjena u prvom ulomku. Postepeno je prikazan tijek formiranja modela, popraćen popratnim slikama i ulaznim podacima.

4.1. Uvod u Hardy Cross metodu

Hardy Cross metoda je numerička metoda koja služi za određivanje protoka kroz određene elemente cijevnih mreža (cijevi, ventila, izmjenjivača topline,...). Riječ je o iterativnoj metodi koja na temelju ulaznih podataka, nakon određenog broj iteracija, dolazi do konačnih vrijednosti nepoznatih protoka. Najčešće se primjenjuje kod određivanja protoka otvorenih sustava, poput vodovodnih mreža, gdje se na temelju poznatog ulaznog protoka određuje raspodjela vode unutar umreženog sustava. Primjena u zatvorenim sustavima, poput cijevne mreže grijanja, nije česta, te je upravo pokušaj primjene metode na takav sustav jedan od povoda ovog diplomskog rada.

Riječ je o iterativnoj metodi, a za konvergenciju iteracija ključna je korekcija petlji, zatvorenih fiktivnih kontura sačinjenih od određenog broja elemenata. Za potrebe proračuna potrebno je pretpostaviti protok kroz sve elemente, a smjer pretpostavljenog protoka ne mora biti točan. Odabrana vrijednost može znantno odstupati od stvarne, pri čemu veće odstupanje traži veći broj iteracija, ali ne utječe na točnost metode. Vrlo je bitno da pretpostavljeni protoci zadovoljavaju jedadžbu kontinuiteta, odnosno da je za svaki element i čvor izlazni protok jednak ulaznome.

Na sljedećih nekoliko stranica, osnove metode objašnjene su pomoću vrlo jednostavnog primjera otvorenog sustava, preuzetog iz [1], koji je prikazan na sljedećoj slici. Kako princip proračuna vrijedi i za znatno složeniji model cijevne mreže, ovakav jednostavan sustav izvrsno služi za pokazni primjer gdje je zbog jako malog broja elemenata znatno olakšano razumijevanje samog postupka.



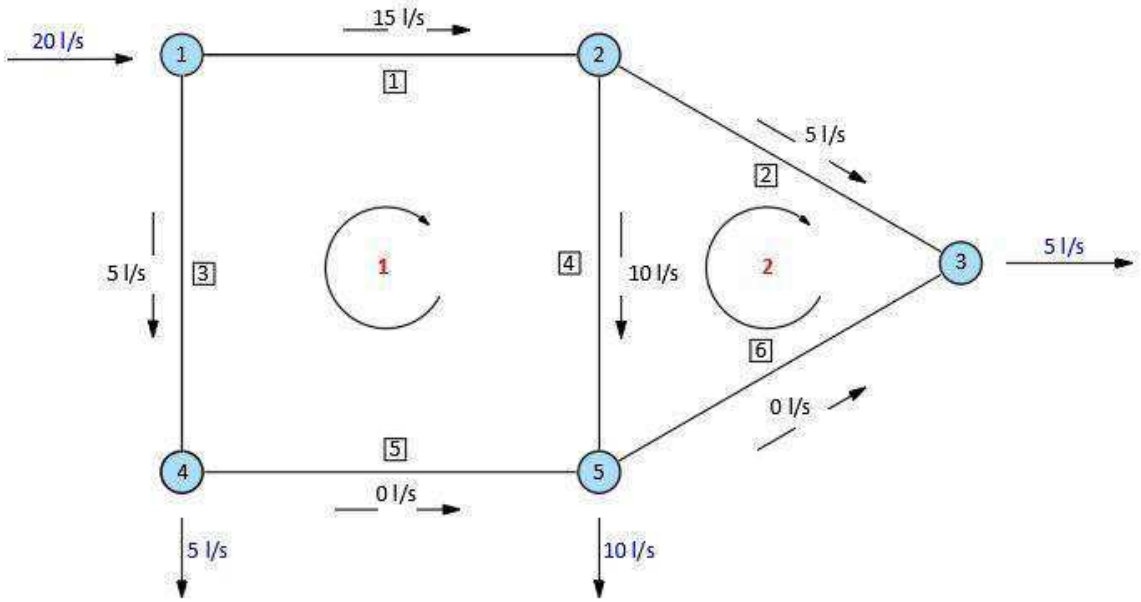
Slika 4.1. Jednostavni primjer otvorene cijevne mreže

Riječ je o vrlo jednostavnom sustavu sastvljenom isključivo od cijevi, s jednim ulaznim i tri izlazna čvora, pri čemu su protoci u tim čvorovima poznati. U sljedećoj tablici dani su potrebni ulazni podaci koji se odnose na taj sustav.

Opskrba u čvoru 1	$Q_{č1}$	20	l/s
Potrošnja u čvoru 3	$Q_{č3}$	5	l/s
Potrošnja u čvoru 4	$Q_{č4}$	5	l/s
Potrošnja u čvoru 5	$Q_{č5}$	10	l/s
Promjer cijevi	D	0,1	m
Duljina cijevi	L	100	m
Koeficijent trenja	λ	0,02	-
Gustoća vode	ρ	997,1	kg/m^3

Tablica 4.1. Ulazni podaci za Hardy Cross metodu

Na sljedećoj slici odmah su pokazani i početni koraci metode, odnosno numeriranje elemenata, označavanje broja i smjera petlji, te pretpostavka nepoznatih protoka u cijevima. Punim strelicama su označeni zadani protoci dok crtkane predstavljaju protoke kroz elemente kojima je pretpostavljen smjer i vrijednost.



Slika 4.2. Pretpostavljeni protoci i petlje

Moguće je primjetiti da su dovoljne dvije petlje za obuhvatiti sve elemente, a njihov smjer također ima ulogu vezanu uz smjer protoka. U samom proračunu, protocima čiji je pretpostavljeni smjer suprotan smjeru petlje pridodaje se minus, dok su oni u smjeru petlje pozitivni.

Prije samog proračuna potrebno je prikazati određene formule koje su korištene. Prikazane su odjednom, a objašnjenje veličina je dano u Tablici 4.2.

$$Re = \frac{4 \cdot Q}{D \cdot \pi \cdot \nu}$$

$$\lambda = \frac{64}{Re} \text{ ; za Re} < 2300 \text{ (laminarno strujanje)}$$

$$\lambda = \frac{1{,}325}{\left[ln\left(\frac{k}{3{,}7 \cdot D} + \frac{5{,}74}{Re^{0{,}9}}\right)\right]^2} \text{ ; za Re} > 2300 \text{ (turbulentno strujanje)}$$

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

$$\Delta = -\frac{\sum r \cdot |Q| \cdot Q}{\sum 2 \cdot r \cdot |Q|}$$

gdje je:

Oznaka	Jedinica	Opis veličine
Re	-	Reynoldsov broj
Q	m^3/s	protok kroz element
D	m	promjer cijevi
v	m^2/s	kinematička viskoznost
λ	-	koeficijent trenja
k	m	visina hrapavosti
r	s^2/m^5	pomoćni koeficijent
L	m	duljina cijevi
Δ	m^3/s	korekcija petlje

Tablica 4.2. Veličine korištene u formulama proračuna

Prva formula predstavlja izraz za Reynoldsov broj čija vrijednost predstavlja kriterij prema kojem je moguće ocijeniti strujanje. U proračunu se koristi pri određivanju koeficijenta trenja koji se određuje prema dvije formule, a odabir korištene formule ovisi upravo o Reynoldsovu broju. Dok veličina r predstavlja pomoćni koeficijent uveden radi pojednostavljenja zapisa, korekcija petlje Δ je ključna za konvergenciju iteracija.

Iako su pokazane dvije formule za određivanje koeficijenta trenja, radi jednostavnosti proračuna u konkretnom primjeru taj je koeficijent uzet kao konstantan, a njegova je vrijednost zadana u Tablici 4.1. Ipak, kod složenog modela cijevne mreže grijanja koeficijent je promjenjiv, te su korištene navedene formule. Konstantan koeficijent trenja omogućava određivanje vrijednosti r, koja je pritom također konstantna.

$$r = \lambda \cdot \frac{8 \cdot L}{D^5 \cdot g \cdot \pi^2} = 0{,}02 \frac{8 \cdot 100}{0{,}1^5 \cdot 9{,}80665 \cdot \pi^2} \rightarrow r = 1{,}653 \cdot 10^4 \, s^2/m^5$$

Daljni postupak provodi se iterativno putem tablice, pri čemu je u sljedećoj tablici prikazano početno stanje, odnosno petlje s pretpostavljenim protocima. Potrebno je napomenuti da su protoci navedeni u m^3/s kako je i zapisano u Tablici 4.2, iako je na grafičkom prikazu riječ o l/s.

Petlja	Element	D	L	Q	λ	r	r·Q·lQl	2·r·lQl	Δ
1	1	0,1	100	0,015	0,02	16530	3,71925	495,9	
	3	0,1	100	-0,005	0,02	16530	-0,4133	165,3	
	4	0,1	100	0,01	0,02	16530	1,653	330,6	
	5	0,1	100	0	0,02	16530	0	0	
						Σ	*4,959*	*991,8*	***-0,005***
2	2	0,1	100	0,005	0,02	16530	0,41325	165,3	
	4	0,1	100	-0,01	0,02	16530	-1,653	330,6	
	6	0,1	100	0	0,02	16530	0	0	
						Σ	*-1,2398*	*495,9*	***0,0025***

Tablica 4.3. Prikaz pretpostavljenog stanja

Na temelju izračunatih korekcija Δ za svaku petlju korigiran je protok za svaki element. Na elemente čiji je smjer protoka u smjeru petlje, korekcija se dodaje, dok je od onih suprotnog smjera oduzeta. Elementi mogu biti sudjelovati u više od jedne petlje, a korekcija se ponovno radi na navedeni način. U Tablici 4.4. prikazan je postupak korigriranja protoka, odnosno prve iteracije. Potrebno je naglasiti da se „osnovni“ protok prikazan drugim stupcem uzima kao pozitivna vrijednost.

Element	Q	Korekcija	Q_{kor}
1	0,015	$+\Delta_1$	0,01
2	0,005	$+\Delta_2$	0,0075
3	0,005	$-\Delta_1$	0,01
4	0,01	$+\Delta_1-\Delta_2$	0,0025
5	0	$-\Delta_1$	0,005
6	0	$-\Delta_2$	-0,0025

Tablica 4.4. Postupak prve korekcije protoka elemenata

U sljedećem koraku iteracija se ponavlja, a sad se za protok pomoću kojeg se računa korekcija Δ uzima korigirani protok Q_{kor} iz Tablice 4.4. U sljedećem koraku iteracije prethodne dvije tablice spojene su u jednu.

Petlja	Element	D	L	Q	λ	r	r*Q*lQl	2*r*lQl
1	1	0,1	100	0,01	0,02	16530	1,653	330,6
	3	0,1	100	-0,01	0,02	16530	-1,653	330,6
	4	0,1	100	0,0025	0,02	16530	0,10331	82,65
	5	0,1	100	-0,005	0,02	16530	-0,41325	165,3
						Σ	*-0,3099*	*909,15*
							Δ_1	***0,00034***
2	2	0,1	100	0,0075	0,02	16530	0,92981	247,95
	4	0,1	100	-0,0025	0,02	16530	-0,10331	82,65
	6	0,1	100	0,0025	0,02	16530	0,10331	82,65
						Σ	*0,92981*	*413,25*
							Δ_2	***-0,0023***

Element	Q	Korekcija	Q_{kor}
1	0,0100	$+\Delta_1$	0,0103
2	0,0075	$+\Delta_2$	0,0053
3	0,0100	$-\Delta_1$	0,0097
4	0,0025	$+\Delta_1-\Delta 2$	0,0051
5	0,0050	$-\Delta_1$	0,0047
6	-0,0025	$-\Delta_2$	-0,0003

Tablica 4.5. Prikaz druge iteracije

Konvergenciju iteracije je moguće iščitati iz smanjenja korekcije u odnosu na prethodnu iteraciju. Dok je korekcija druge petlje približno jednake vrijednosti, ali suprotnog predznaka, kod korekcije prve petlje riječ je o smanjenju za čitav red veličine. Za očekivati je dodatno smanjenje korekcija u sljedećem koraku.

Petlja	Element	D	L	Q	λ	r	r*Q*lQl	2*r*lQl
1	1	0,1	100	0,01034	0,02	16530	1,76763	341,87
	3	0,1	100	-0,0097	0,02	16530	-1,54222	319,33
	4	0,1	100	0,00509	0,02	16530	0,42841	168,305
	5	0,1	100	-0,0047	0,02	16530	-0,35882	154,03
						Σ	*0,295*	*983,535*
							Δ_1	***-0,0003***
2	2	0,1	100	0,00525	0,02	16530	0,45561	173,565
	4	0,1	100	-0,0051	0,02	16530	-0,42841	168,305
	6	0,1	100	0,00025	0,02	16530	0,00103	8,265
						Σ	*0,02823*	*350,135*
							Δ_2	***-8E-05***

Element	Q	Korekcija	Q_{kor}
1	0,0103	$+\Delta_1$	0,0100
2	0,0053	$+\Delta_2$	0,0052
3	0,0097	$-\Delta_1$	0,0100
4	0,0051	$+\Delta_1-\Delta 2$	0,0049
5	0,0047	$-\Delta_1$	0,0050
6	-0,0003	$-\Delta_2$	-0,0002

Tablica 4.6. Prikaz treće iteracije

Dok u ovom koraku nije došlo do značajnije promjene korekcije prve petlje, korekcija druge petlje je za red veličine manja od prethodne. Dodatno, moguće je primjetiti da su razlike protoka u zadnjem koraku vrlo male, te je dovoljna još samo jedna iteracija.

Petlja	Element	D	L	Q	λ	r	r*Q*lQl	2*r*lQl
1	1	0,1	100	0,01004	0,02	16530	1,66657	331,954
	3	0,1	100	-0,01	0,02	16530	-1,63948	329,246
	4	0,1	100	0,00487	0,02	16530	0,3923	161,055
	5	0,1	100	-0,005	0,02	16530	-0,40651	163,946
						Σ	*0,01288*	*986,2*
							Δ_1	***-1E-05***
2	2	0,1	100	0,00517	0,02	16530	0,44172	170,9
	4	0,1	100	-0,0049	0,02	16530	-0,3923	161,055
	6	0,1	100	0,00017	0,02	16530	0,00047	5,59976
						Σ	*0,0499*	*337,554*
							Δ_2	***-0,0001***

Element	Q	Korekcija	Q_{kor}
1	0,0100	$+\Delta_1$	0,0100
2	0,0052	$+\Delta_2$	0,0050
3	0,0100	$-\Delta_1$	0,0100
4	0,0049	$+\Delta_1-\Delta 2$	0,0050
5	0,0050	$-\Delta_1$	0,0050
6	-0,0002	$-\Delta_2$	0,0000

Tablica 4.7. Stanje nakon posljednje iteracije

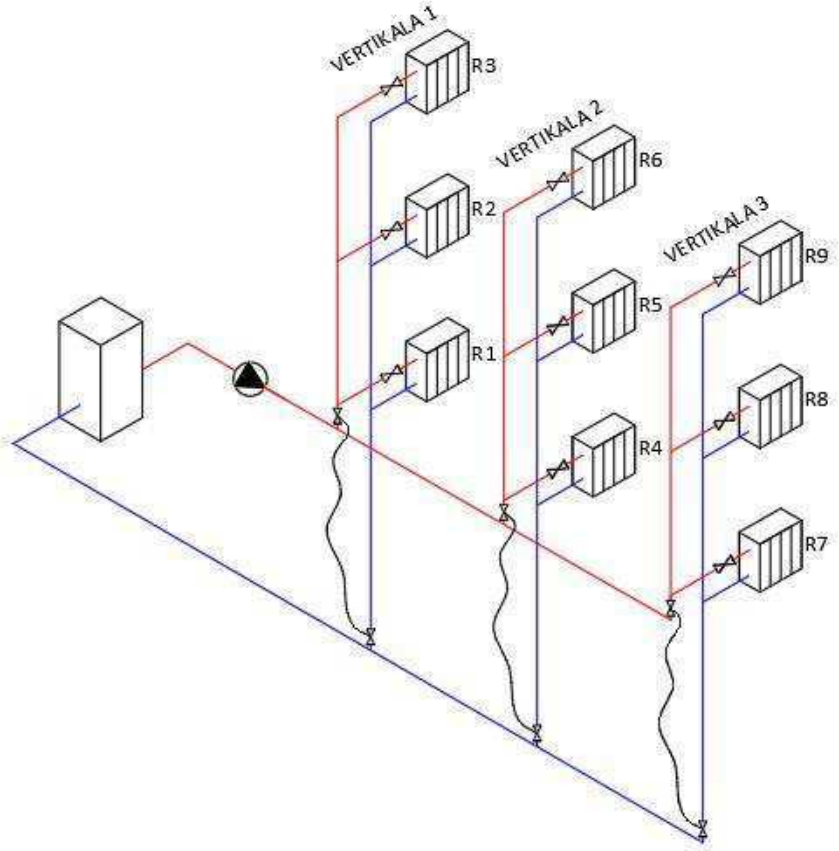
Pozitivni predznak kod protoka svih elemenata govori o tome da je smjer protoka točno pretpostavljen. Kako je već rečeno, princip proračuna ovog jednostavnog primjera vrijedi i za složeniji model sustava grijanja koji je predstavljen u sljedećem ulomku.

4.2. Definiranje sustava grijanja s vertikalama

Prije samog definiranja modela cijevne mreže pomoću Hardy Cross metode potrebno je prema ulaznim podacima dimenzionirati sustav. To podrazumijeva odabir cijevi, pumpe, te pripadnih ventila ventila.

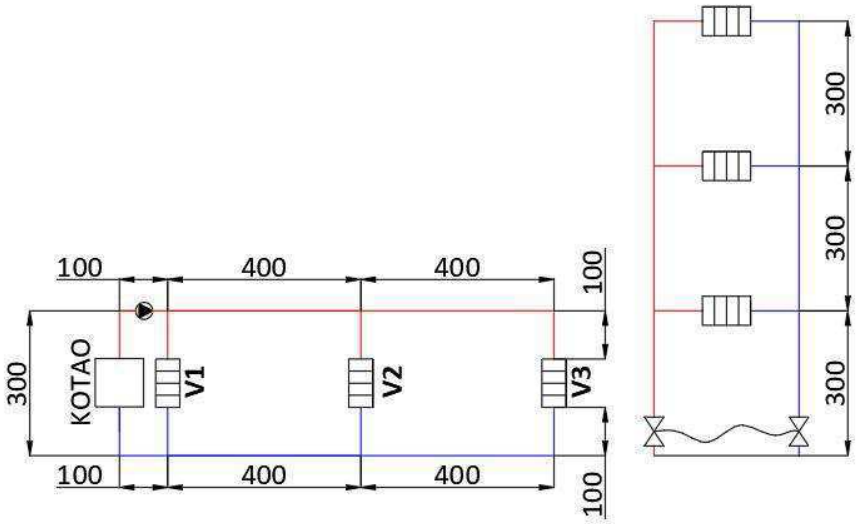
4.2.1. Tehnički podaci sustava grijanja

Riječ je o sustavu grijanja s tri međusobno jednake vertikale, pri čemu svaka sadrži tri međusobno jednaka radijatora. Upravljanje radijatora vrši se putem termostatskih radijatorskih ventila. Dodatno, sustav koristi kotao kao izvor topline, cirkulacijsku pumpu te automatske balans ventile. Shema sustava dana je sljedećom slikom, pri čemu crvena boja označava polazne, a plava povratne cijevi. Izvršeno je numeriranje vertikala i radijatora.



Slika 4.3. Shema sustava grijanja

Za dimenzioniranje sustava potrebno je poznavati točne duljine cijevi pa su stoga one dane na tlocrtu sustava te pogledu vertikale koji su prikazani na Slici 4.4. Pritom su dimenzije prikazane u cm, te su poštovani omjeri veličina cijevi.



Slika 4.4. Prikaz dimenzija na tlocrtu sustava i pogledu vertikale

U sljedećoj tablici prikazani su tehnički podaci sustava grijanja koji su potrebni kako bi se provelo dimenzioniranje sustava.

Toplinski učin kotla	45	kW
Broj radijatora	9	-
Toplinski učin radijatora	5	kW
Temperaturni režim vode	80/60	°C
Gustoća vode	978	kg/m^3

Tablica 4.8. Tehnički podaci sustava

Kako su sve vertikale međusobno jednake moguće je zaključiti da je kritična vertikala ona najudaljenija od pumpe, odnosno vertikala V3. Također, međusobna jednakost radijatora upućuje da je kritičan najudaljeniji radijator R9. To podrazumijeva da postupak dimenzioniranja cijevi treba biti izvršen tako da pri projektnim protocima pad tlaka u cijevima bude u preporučenom rasponu, a odabir pumpe da zadovolji proračunati pad tlaka pri cirkulaciji u kritičnom krugu „kotao – radijator R9“.

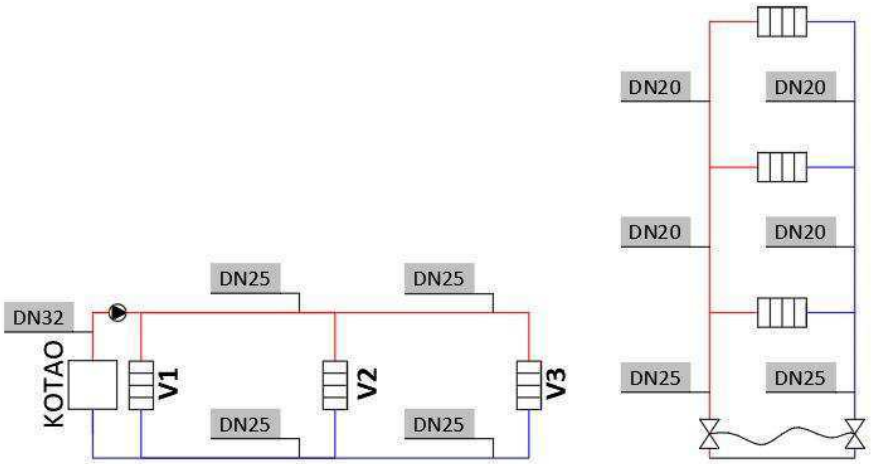
Spomenuti preporučeni raspon pada tlaka ovisi o lokaciji cijevi, odnosno predstavlja li pripadni pad tlaka buku korisnicima. Stoga su navedena tri raspona:

- R = 100 ÷ 200 Pa/m – strojarnica, ostali prostor gdje ne borave ljudi
- R = 40 ÷ 100 Pa/m – razvodne cijevi u zidovima
- R < 40 Pa/m – cijevi koje se nalaze u prostoriji, spoj na radijator

pri čemu je:

R – specifični linijski pad tlaka [Pa/m]

Na sljedećoj slici prikazane se potrebne dimenzije određene prema preporučenim vrijednostima R, a sve cijevi su čelične bešavne. Cijevi koje spajaju radijatore nisu označene u tlocrtu, ali jesu u pogledu vertikale.



Slika 4.5. Dimenzije cijevne mreže

Osim duljinske komponente pada tlaka postoji i lokalna, što se odnosi na pad tlaka koji se događa uslijed strujanja kroz koljena, ventile, te slične komponente sustava. Njihov utjecaj na pad tlaka definira se koeficijentom otpora, koji su za elemente sustava prikazani sljedećom tablicom. Koeficijenti za radijatorske i balans ventile poznati su tek nakon odabira stvarnih ventila što je izvršeno prema katalogu proizvođača, pri čemu su poštovane preporuke pri odabiru. Vrlo je bitno naglasiti da navedene vrijednosti koeficijenata vrijede isključivo pri potpunoj otvorenosti ventila, koja upravo i je mjerodavna za dimenzioniranje pumpe. Odabrana je sljedeća armatura:

- Termostatski radijatorski ventili: *Caleffi 220500 ¾''*
- Automatski balans ventili: *Danfoss ASV-PV DN25*

Element	ζ
Kotao	2,5
Koljeno	1
Račva	0,5
ABV	66,1
TRV	38,9
Radijator	20

Tablica 4.9. Koeficijenti lokalnih otpora

gdje je:

ζ – koeficijent lokalnog otpora [-]

Kako se u kasnijim simulacijama sustav promatra za slučaj kada je balansiran i kada nije, korištenje iste pumpe za oba slučaja nije mjerodavno. Stoga se pumpa dimenzionira za oba slučaja jer postavljeni balans ventili, i pri svojoj potpunoj otvorenosti, stvaraju dodatni otpor, te u tom slučaju projektni protok zahtjeva višu visinu dobave. Tablica 4.10. prikazuje postupak određivanja parametara koji su ključni za odabir pumpe za slučaj nebalansiranog sustava. Dionice podrazumijevaju dio cjevovoda s istim protokom vode, te obuhvaćaju međusobno pripadne elemente polazne i povratne cijevi.

Dionica	**L**	**ϕ**	**ϕ/Δϑ**	**Q**	**DN**	**w**	**R**	**R*L**	**$\sum\zeta$**	**Z**	**R*L+Z**
-	m	kW	W/°C	L/s	-	m/s	Pa/m	Pa	-	Pa	Pa
1	5	45	2250	0,54	DN32	0,49	90	450	4,5	548	998
2	8	30	1500	0,36	DN25	0,56	170	1360	0,5	79	1439
3	14	15	750	0,18	DN25	0,28	50	700	2,0	79	779
4	6	10	500	0,12	DN20	0,31	75	450	0,5	23	473
5	8	5	250	0,06	DN20	0,15	20	160	60,9	709	869
										Σ	4557
						Podaci za odabir pumpe:			H	0,47	m
									Q	1,93	m^3/h

Tablica 4.10. Dimenzioniranje pumpe za slučaj nebalansiranog sustava

U slučaju balansiranog sustava jedina razlika je upravo u balans ventilim, čiji se otpor pridodaje trećoj dionici. Posljedica je povećanje potrebne visine dobave dok je projektni protok, ovisan isključivo o toplinskim učinima, nepromijenjen.

Dionica	**L**	**ϕ**	**ϕ/Δϑ**	**Q**	**DN**	**w**	**R**	**R*L**	**$\sum\zeta$**	**Z**	**R*L+Z**
-	m	kW	W/°C	L/s	-	m/s	Pa/m	Pa	-	Pa	Pa
1	5	45	2250	0,54	DN32	0,49	90	450	4,5	548	998
2	8	30	1500	0,36	DN25	0,56	170	1360	0,5	79	1439
3	14	15	750	0,18	DN25	0,28	50	700	68,1	2672	3372
4	6	10	500	0,12	DN20	0,31	75	450	0,5	23	473
5	8	5	250	0,06	DN20	0,15	20	160	60,9	709	869
										Σ	7150
						Podaci za odabir pumpe:			H	0,73	m
									Q	1,93	m^3/h

Tablica 4.11. Dimenzioniranje pumpe za slučaj balansiranog sustava

Skoro 50% veća potrebna visina dobave u slučaju balansiranog sustava ukazuje na već spomenutu potrebu za korištenjem dviju različitih pumpi.

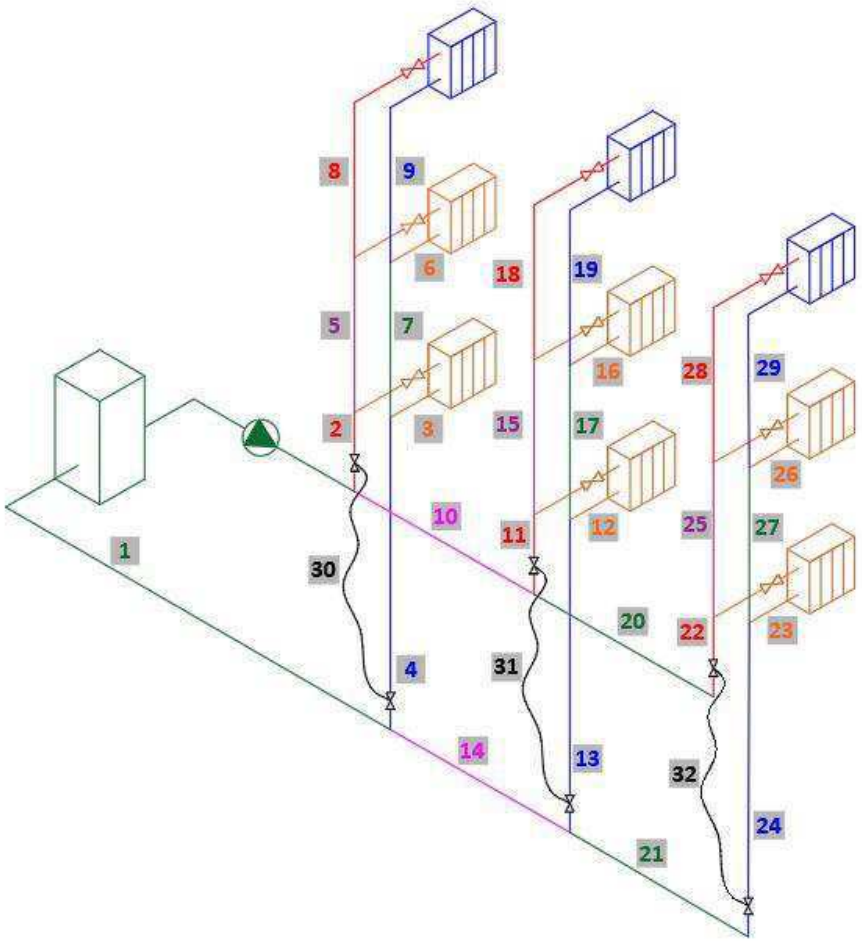
Prema prethodnim tablicama odabrane su dvije cirkulacijske pumpe, pomoću aplikacije proizvođača. Navedene pumpe su:

- Nebalansirani sustav: *Grundfos Magna3 32-40*
- Balansirani sustav: *Grundfos Alpha1 L 32-40*

Bitna stvar kod odabira pumpe je iščitavanje pripadne karakteristike čija je uloga ključna u simulaciji Hardy Cross metodom. Odabirom pumpi kompletiran je ulomak, te je moguće započeti formiranje modela.

4.2.2. Formiranje modela putem Hardy Cross metode

Kao i kod jednostavnog primjera iz Ulomka 4.1. postupak je započet numeriranjem elemenata. Ovdje sustav ne čine samo cijevi, već i ostale komponente poput radijatora i ventila. Jedan element se može sastojati od više komponenti, pa se tako mogu vidjeti i elementi koji se sastoje od radijatora, radijatorskog ventila, te spojnih cijevi na vertikalu. Uvjet za spajanje više komponenti u jedan element je da kroz njih struji isti protok, te su elementi formirani upravo prema tome. Numeriranje je prikazano sljedećom slikom, pri čemu različite boje služe isključivo radi isticanja razlike između susjednih elemenata.



Slika 4.6. Prikaz numeriranih elemenata sustava

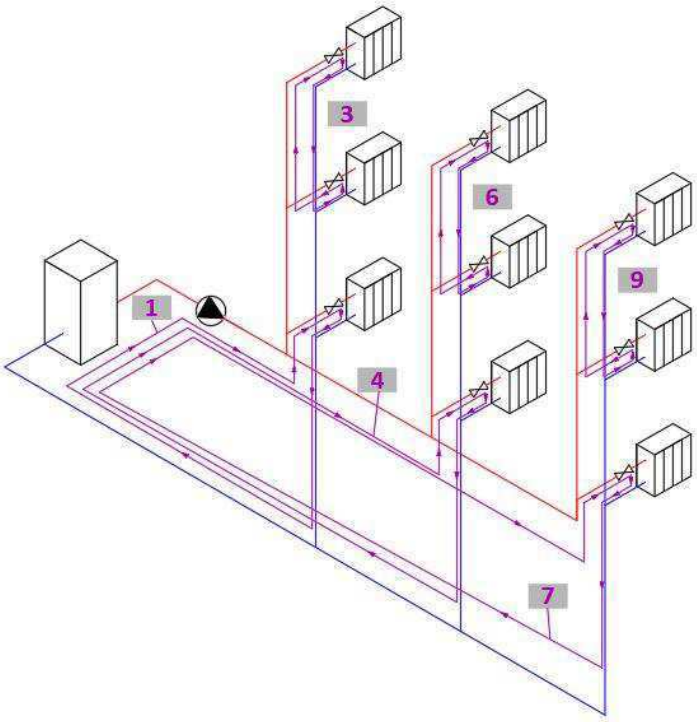
Prema spomenutom uvjetu o jednakom protoku moguće je vidjeti da su elementi 20 i 22, te 21 i 24, mogli biti spojeni, ali ipak su razdvojeni kako bi se, i iz perspektive Hardy Cross modela, postigla međusobna jednakost vertikala. Dodatno, par vršnih elemenata na svim vertikalama, opet po uvjetu protoka, moglo je biti definirano kao jedan element, ali je ipak odlučeno koristiti dva.

Automatski balans ventili zasebni su elementi zato što se za slučaj nebalansiranog sustava ne koriste. Iako je riječ o paru ventila, u modelu su definirani kao jedan ventil čiji je koeficijent lokalnog otpora pri potpunoj otvorenosti jednak sumi koeficijenata oba ventila. Naglašeno je pri potpunoj otvorenosti, jer pri ostalim otvorenostima je riječ o otporu kojeg ventili sami nameću, te koji nije ovisan direktno o protoku.

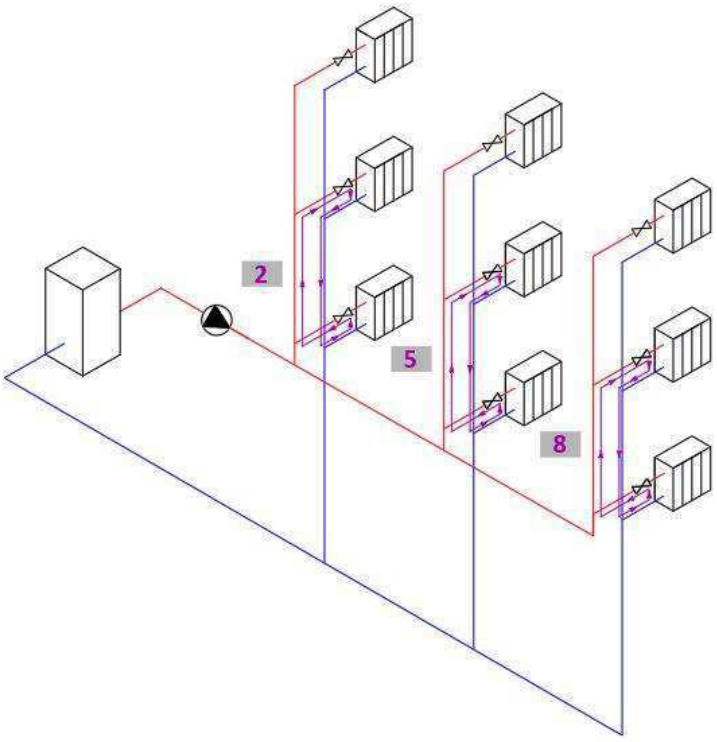
U sljedećem koraku definirane su i numerirane petlje, a kako se petlje na nekim elementima preklapaju prikaz je radi preglednosti podijeljen u dvije slike. Grafičkom prikazu prethodi tablični prikaz elemenata po petljama.

Petlja	Elementi	Petlja	Elementi	Petlja	Elementi
1	1,30,2,3,4	4	1,10,31,11,12,13,14	7	1,10,20,32,22,23,24,21,14
2	5,6,7,3	5	15,16,17,12	8	25,26,27,23
3	8,9,6	6	18,19,16	9	28,29,26

Tablica 4.12. Popis elemenata po petljama



Slika 4.7. Prikaz petlji „donje“ i „gornje“ razine



Slika 4.8. Prikaz petlji "srednje" razine

Za razliku od jednostavnog sustava iz prošlog ulomka koji je primjer otvorenog sustava, promatrani sustav grijanja je zatvoreni sustav, što podrazumijeva da nema zadanih ulaznih i izlaznih protoka s kojima je zapravo dirigiran i protok unutar cijevne mreže. Kod zatvorenih sustava uspostavljeni protok je posljedica rada cirkulacijske pumpe koja je u tom slučaju jedina komponenta koja uzrokuje strujanje.

Pumpa u modelu cijevne mreže sudjeluje u obliku kubnog polinoma kojim se aproksimira njena karakteristika. Polinom je sljedećeg oblika, pri čemu je mjerna jedinica protoka m^3/s.

$$H = C_0 + C_1 \cdot Q + C_2 \cdot Q^2 + C_3 \cdot Q^3 \; [m]$$

gdje su:

C_0, C_1, C_2, C_3 – koeficijenti karakteristike pumpe

Djelovanje pumpe u modelu se definira kod korekcije protoka petlje Δ za one petlje koje sadrže pumpu. Za te petlje izraz za korekciju glasi:

$$\Delta^{(k)} = -\frac{\sum r_i^{(k)} \cdot \left|Q_i^{(k-1)}\right| \cdot Q_i^{(k-1)} - \boldsymbol{H}}{\sum 2 \cdot r_i^{(k)} \cdot \left|Q_i^{(k-1)}\right| - \boldsymbol{\frac{dH}{dQ}}}$$

pri čemu je:

k – broj iteracije [-]
i – oznaka elementa sustava [-]

Podebljani članovi u prethodnom izrazu su oni koji se dodaju izrazu za korekciju petlji koje ne sadrže pumpu koji je već prikazan u prošlom ulomku, a članove je moguće raščlaniti tako da je:

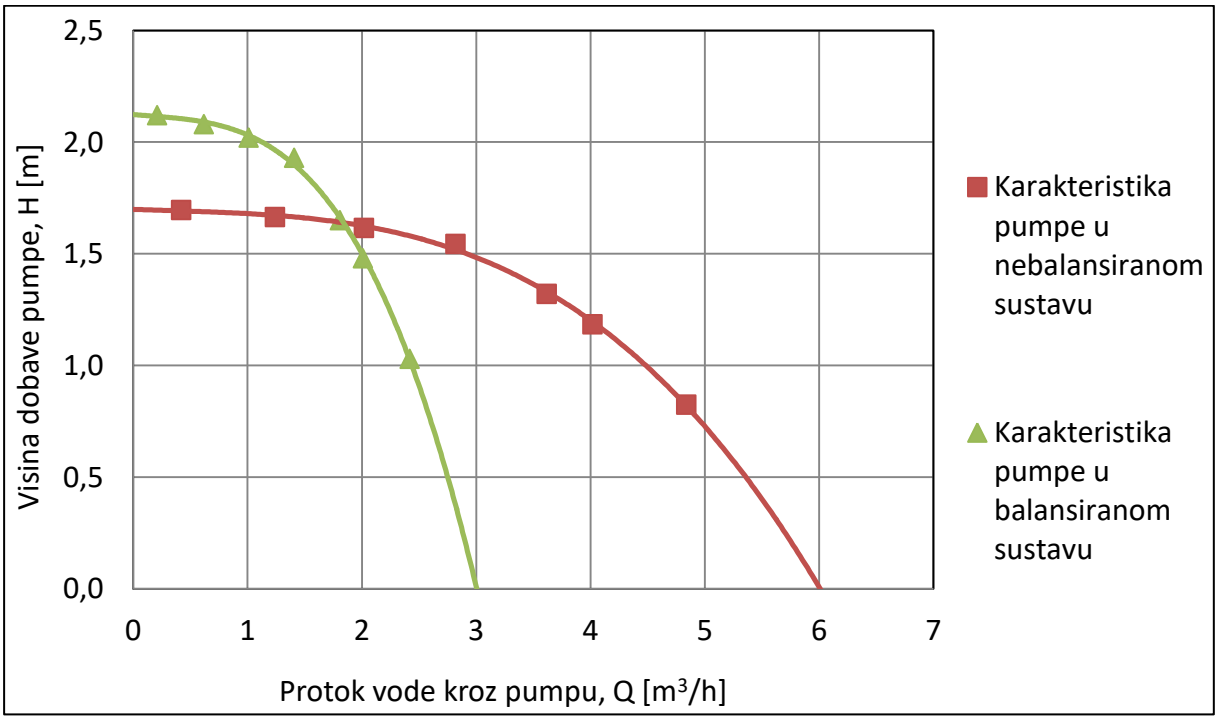
$$H = C_0 + C_1 \cdot Q^{(k-1)} + C_2 \cdot \left[Q^{(k-1)}\right]^2 + C_3 \cdot \left[Q^{(k-1)}\right]^3$$

$$\frac{dH}{dQ} = C_1 + 2 \cdot C_2 \cdot Q^{(k-1)} + 3 \cdot C_3 \cdot \left[Q^{(k-1)}\right]^2$$

Za odabrane pumpe koje se koriste u modelu koeficijenti karakteristika dani su sljedećom tablicom, a polinomi su provučeni kroz radne točke iščitane iz H,Q – dijagrama sa stranica proizvođača te su tako prikazani na Slici 4.9.

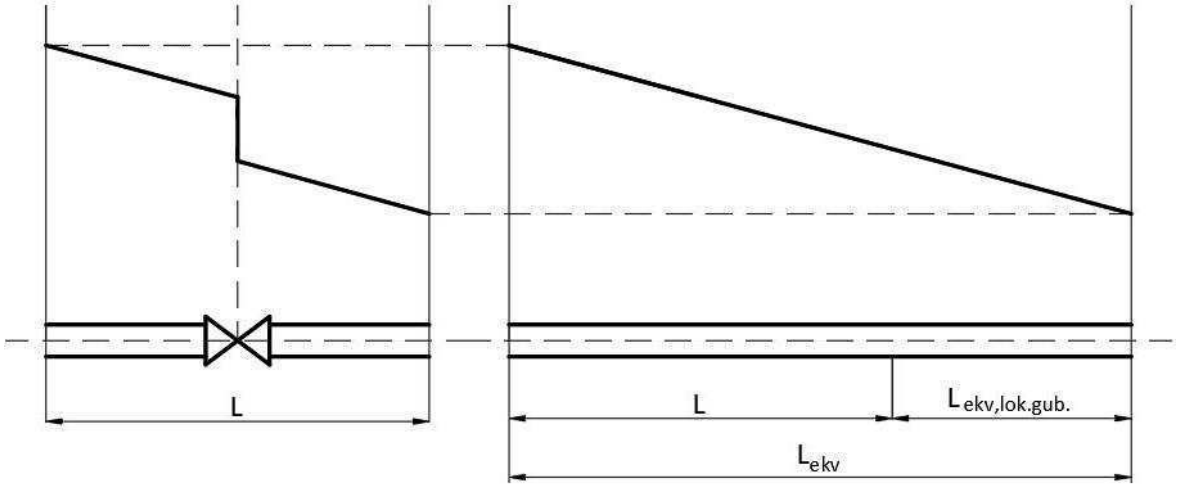
	Pumpa	C_0	C_1	C_2	C_3
Nebalansirani sustav	*Grundfos Magna3 32-40*	1,699	-69,09	113473	$-4 \cdot 10^8$
Balansirani sustav	*Grundfos Alpha1 L 32-40*	2,124	-172,73	567365	$-4 \cdot 10^9$

Tablica 4.13. Koeficijenti karakteristike pumpi



Slika 4.9. Prikaz karakteristike pumpi u H,Q – dijagramu

Sljedeća razlika u odnosu na jednostavni sustav je postojanje lokalnih gubitaka čiji su koeficijenti otpora već prikazani Tablicom 4.9. Lokalni gubici sudjeluju u proračunu u obliku ekvivalentne duljine lokalnih gubitaka, što podrazumijeva da se cjevovod sa određenim lokalnim gubicima, poput ventila, modelira kao „čista“ cijev koja zbog povećane duljine daje pad tlaka jednak onomu kod stvarnog cjevovoda, kako je prikazano Slikom 4.10.



Slika 4.10. Svođenje lokalnih gubitaka na linijske

Proračun koristi spomenutu povećanu duljinu cijevi bez lokalnih gubitaka, nazvanu ekvivalentnom duljinom, za koju vrijedi:

$$L_{ekv} = L + L_{ekv,lok.gub.}$$

gdje je:

L – stvarna duljina cjevovoda [m]
$L_{ekv,lok.gub.}$ – ekvivalentna duljina lokalnih gubitaka [m]
L_{ekv} – ekvivalentna duljina cjevovoda [m]

Do izraza za svođenje lokalnih gubitaka na linijske moguće je doći izjednačavanjem izraza za pad tlaka:

$$\xi \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} = \lambda \cdot \frac{L_{ekv,lok.gub.}}{D} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2}$$

iz čega je:

$$L_{ekv,lok.gub.} = D \cdot \frac{\xi}{\lambda}$$

Ovime su pojašnjene dvije osnovne razlike u odnosu na jednostavni sustav, a to su postojanje cirkulacijske pumpe, te lokalnih gubitaka. Sljedeći korak je pretpostavljanje protoka kroz elemente, a odabrano je da pretpostavljene vrijednosti budu jednake projektnima. Smjer protoka nije potrebno pretpostavljati jer je strujanje vode određeno cirkulacijskom pumpom pa tako voda od pumpe prema radijatorima ide polaznim, a obratno povratnim cijevima.

Sljedećom je tablicom dan popis elemenata s ulaznim podacima koji su potrebni za proračun Hardy Cross metodom. Kod sume lokalnih gubitaka račve su zanemarene.

Element	DN	D [m]:	L [m]:	Lokalni gubici	Σξ	Q_{pr} [l/s]:
1	DN32	0,0372	5	kotao, 2 x koljeno	4,5	0,54
2	DN25	0,0285	3			0,18
3	DN20	0,0223	2	TRV, radijator	58,9	0,06
4	DN25	0,0285	3			0,18
5	DN20	0,0223	3			0,12
6	DN20	0,0223	2	TRV, radijator	58,9	0,06
7	DN20	0,0223	3			0,12
8	DN20	0,0223	4	TRV, radijator, koljeno	58,9	0,06
9	DN20	0,0223	4	koljeno	1,0	0,06
10	DN25	0,0285	4			0,36
11	DN25	0,0285	3			0,18
12	DN20	0,0223	2	TRV, radijator	58,9	0,06
13	DN25	0,0285	3			0,18
14	DN25	0,0285	4			0,36
15	DN20	0,0223	3			0,12
16	DN20	0,0223	2	TRV, radijator	58,9	0,06
17	DN20	0,0223	3			0,12
18	DN20	0,0223	4	TRV, radijator, koljeno	58,9	0,06
19	DN20	0,0223	4	koljeno	1,0	0,06
20	DN25	0,0285	4	koljeno	1,0	0,18
21	DN25	0,0285	4	koljeno	1,0	0,18
22	DN25	0,0285	3		0,0	0,18
23	DN20	0,0223	2	TRV, radijator	58,9	0,06
24	DN25	0,0285	3			0,18
25	DN20	0,0223	3			0,12
26	DN20	0,0223	2	TRV, radijator	58,9	0,06
27	DN20	0,0223	3			0,12
28	DN20	0,0223	4	TRV, radijator, koljeno	58,9	0,06
29	DN20	0,0223	4	koljeno	1,0	0,06
30	DN25	0,0285	0	ABV	66,1	0,18
31	DN25	0,0285	0	ABV	66,1	0,18
32	DN25	0,0285	0	ABV	66,1	0,18

Tablica 4.14. Ulazni podaci za Hardy Cross metodu

Nakon što su svi potrebni podaci definirani sljedećom tablicom je dano početno stanje proračuna Hardy Cross metodom.

P	E	DN	L	Q	w	Re	λ	ΣKlok	$L_{ekv,lok.gub.}$	Lekv	r	r·|Q|·Q	2·r·|Q|	Δ
-	-	-	m	l/s	m/s	-	-	-	-	-	s^2/m^5	m	s/m2	
1	2	DN25	3	0,18	0,28	8017	0,0	0,0	0,0	3,0	465651	0,0151	167,6	
	3	DN20	2	0,06	0,15	3415	0,0	58,9	29,4	31,4	21039346	0,0757	2524,7	
	4	DN25	3	0,18	0,28	8017	0,0	0,0	0,0	3,0	465651	0,0151	167,6	
	1	DN32	5	0,54	0,50	18427	0,0	4,5	5,8	10,8	362413	0,1057	391,4	
	30	DN25	0	0,18	0,28	8017	0,0	66,1	53,3	53,3	8276254	0,2682	2979,5	
											Σ	0,4797	6230,8	**7E-05**
2	5	DN20	3	0,12	0,31	6831	0,0	0,0	0,0	3,0	1676621	0,0241	402,4	
	6	DN20	2	0,06	0,15	3415	0,0	58,9	29,4	31,4	21039346	0,0757	2524,7	
	7	DN20	3	0,12	0,31	6831	0,0	0,0	0,0	3,0	1676621	0,0241	402,4	
	3	DN20	2	-0,06	0,15	3415	0,0	58,9	29,4	31,4	21039346	-0,0757	2524,7	
											Σ	0,0483	5854,2	**-8E-06**
3	8	DN20	4	0,06	0,15	3415	0,0	58,9	29,4	33,4	22381170	0,0806	2685,7	
	9	DN20	4	0,06	0,15	3415	0,0	1,0	0,5	4,5	3017882	0,0109	362,1	
	6	DN20	2	-0,06	0,15	3415	0,0	58,9	29,4	31,4	21039346	-0,0757	2524,7	
											Σ	0,0157	5572,6	**-3E-06**
4	10	DN25	4	0,36	0,56	16035	0,0	0,0	0,0	4,0	535926	0,0695	385,9	
	31	DN25	0	0,18	0,28	8017	0,0	66,1	53,3	53,3	8276254	0,2682	2979,5	
	11	DN25	3	0,18	0,28	8017	0,0	0,0	0,0	3,0	465651	0,0151	167,6	
	12	DN20	2	0,06	0,15	3415	0,0	58,9	29,4	31,4	21039346	0,0757	2524,7	
	13	DN25	3	0,18	0,28	8017	0,0	0,0	0,0	3,0	465651	0,0151	167,6	
	14	DN25	4	0,36	0,56	16035	0,0	0,0	0,0	4,0	535926	0,0695	385,9	
	1	DN32	5	0,54	0,50	18427	0,0	4,5	5,8	10,8	362413	0,1057	391,4	
											Σ	0,6187	7002,6	**4E-05**
5	15	DN20	3	0,12	0,31	6831	0,0	0,0	0,0	3,0	1676621	0,0241	402,4	
	16	DN20	2	0,06	0,15	3415	0,0	58,9	29,4	31,4	21039346	0,0757	2524,7	
	17	DN20	3	0,12	0,31	6831	0,0	0,0	0,0	3,0	1676621	0,0241	402,4	
	12	DN20	2	-0,06	0,15	3415	0,0	58,9	29,4	31,4	21039346	-0,0757	2524,7	
											Σ	0,0483	5854,2	**-8E-06**
6	18	DN20	4	0,06	0,15	3415	0,0	58,9	29,4	33,4	22381170	0,0806	2685,7	
	19	DN20	4	0,06	0,15	3415	0,0	1,0	0,5	4,5	3017882	0,0109	362,1	
	16	DN20	2	-0,06	0,15	3415	0,0	58,9	29,4	31,4	21039346	-0,0757	2524,7	
											Σ	0,0157	5572,6	**-3E-06**
7	10	DN25	4	0,36	0,56	16035	0,0	0,0	0,0	4,0	535926	0,0695	385,9	
	20	DN25	4	0,18	0,28	8017	0,0	1,0	0,8	4,8	746151	0,0242	268,6	
	32	DN25	0	0,18	0,28	8017	0,0	66,1	53,3	53,3	8276254	0,2682	2979,5	
	22	DN25	3	0,18	0,28	8017	0,0	0,0	0,0	3,0	465651	0,0151	167,6	
	23	DN20	2	0,06	0,15	3415	0,0	58,9	29,4	31,4	21039346	0,0757	2524,7	
	24	DN25	3	0,18	0,28	8017	0,0	0,0	0,0	3,0	465651	0,0151	167,6	
	21	DN25	4	0,18	0,28	8017	0,0	1,0	0,8	4,8	746151	0,0242	268,6	
	14	DN25	4	0,36	0,56	16035	0,0	0,0	0,0	4,0	535926	0,0695	385,9	
	1	DN32	5	0,54	0,50	18427	0,0	4,5	5,8	10,8	362413	0,1057	391,4	

											Σ	0,6670	7539,8	**3E-05**
8	25	DN20	3	0,12	0,31	6831	0,0	0,0	0,0	3,0	1676621	0,0241	402,4	
	26	DN20	2	0,06	0,15	3415	0,0	58,9	29,4	31,4	21039346	0,0757	2524,7	
	27	DN20	3	0,12	0,31	6831	0,0	0,0	0,0	3,0	1676621	0,0241	402,4	
	23	DN20	2	-0,06	0,15	3415	0,0	58,9	29,4	31,4	21039346	-0,0757	2524,7	
											Σ	0,0483	5854,2	**-8E-06**
9	28	DN20	4	0,06	0,15	3415	0,0	58,9	29,4	33,4	22381170	0,0806	2685,7	
	29	DN20	4	0,06	0,15	3415	0,0	1,0	0,5	4,5	3017882	0,0109	362,1	
	26	DN20	2	-0,06	0,15	3415	0,0	58,9	29,4	31,4	21039346	-0,0757	2524,7	
											Σ	0,0157	5572,6	**-3E-06**

Tablica 4.15. Prikaz početnog stanja metode

U proračunu su uključeni automatski balans ventili što znači da ovaj izgled početnog stanja odgovara balansiranom sustavu, dok u slučaju nebalansiranog balans ventile treba ukloniti iz tablice. Konačno, u sljedećoj tablici prikazan je postupak korigiranja protoka svakog elementa.

Element	Korekcija	Element	Korekcija	Element	Korekcija	Element	Korekcija
1	$+\Delta_1+\Delta_4+\Delta_7$	9	$+\Delta_3$	17	$+\Delta_5$	25	$+\Delta_8$
2	$+\Delta_1$	10	$+\Delta_4+\Delta_7$	18	$+\Delta_6$	26	$+\Delta_8-\Delta_9$
3	$+\Delta_1-\Delta_2$	11	$+\Delta_4$	19	$+\Delta_6$	27	$+\Delta_8$
4	$+\Delta_1$	12	$+\Delta_4-\Delta_5$	20	$+\Delta_7$	28	$+\Delta_9$
5	$+\Delta_2$	13	$+\Delta_4$	21	$+\Delta_7$	29	$+\Delta_9$
6	$+\Delta_2-\Delta_3$	14	$+\Delta_4+\Delta_7$	22	$+\Delta_7$	30	$+\Delta_1$
7	$+\Delta_2$	15	$+\Delta_5$	23	$+\Delta_7-\Delta_8$	31	$+\Delta_4$
8	$+\Delta_3$	16	$+\Delta_5-\Delta_6$	24	$+\Delta_7$	32	$+\Delta_7$

Tablica 4.16. Postupak korekcije protoka svih elemenata

Ovime je numerički model cijevne mreže sustava grijanja u potpunosti formiran, te je potrebno daljnjim iteracijama odrediti konačne vrijednosti protoka po elementima. Postupak iteriranja analogan je onome objašnjenom kod jednostavnog sustava iz prošlog ulomka, te ovdje nadalje nije pokazan tablični prikaz iteracija. Dodatno, kako je riječ o znatno složenijem sustavu, pogotovo u slučaju balansiranog sustava, iz razloga koji je kasnije objašnjen potreban je veći broj iteracija za postizanje konačnih vrijednosti. Provedeno je onoliko iteracija koliko je potrebno da se razlika između rezultata iz zadnja dva koraka ne smanji ispod određene vrijednosti. Rezultati simulacije obrađeni su u sljedećem poglavlju. Obrada autoriteta i karakteristika ventila, koji su već naglašeni kao tema od posebne zanimljivosti, ostavljena je za zasebno, posljednje poglavlje.

5. REZULTATI SIMULACIJE HARDY CROSS METODOM

Cilj ovog poglavlja je pregled rezultata simulacije modela Hardy Cross metodom što prvenstveno podrazumijeva pregled krajnjih vrijednosti protoka kroz elemente cijevne mreže, te prikaz radnih točki u H,Q – dijagramu. Rezultati simulacije su za slučaj balansiranog i nebalansiranog sustava promatrani zasebno. Ipak, poglavlje sadrži i dva dodatna pojašnjenja modela, a riječ je o definiranju otvorenosti ventila, te metoda upravljanja pumpi.

5.1. Rezultati za slučaj nebalansiranog sustava

Sam ulomak je podijeljen na dva dijela, pri čemu prvi služi za definiranje projektnih stanja, dok su u drugom pokazani rezultati simulacije pri različitim otvorenostima ventila.

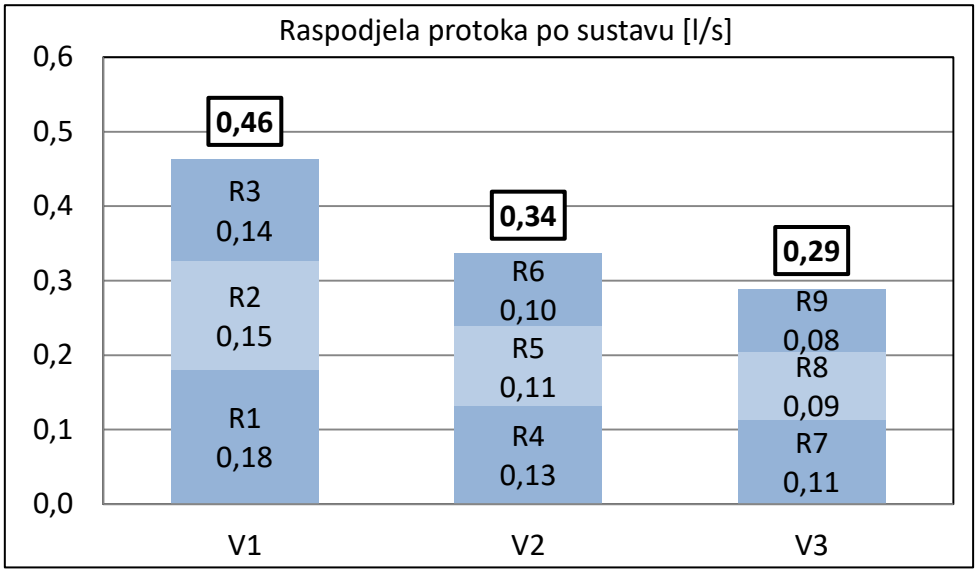
5.1.1. Prikaz projektnog stanja

Prije početka iteriranja Tablice 4.15. potrebno je iz proračuna eleminirati balans ventile, odnosno elemente 30, 31, i 32 kako bi željeno stanje nebalansiranog sustava bilo definirano. Nakon određenog broja iteracija dolazi se do sljedećih vrijednosti protoka:

Element	Q [l/s]	Q/Q_{pr} [%]	Element	Q [l/s]	Q/Q_{pr} [%]
1	1,09	201%	17	0,20	170%
2	0,46	257%	18	0,10	163%
3	0,18	300%	19	0,10	163%
4	0,46	257%	20	0,29	161%
5	0,28	235%	21	0,29	161%
6	0,15	245%	22	0,29	161%
7	0,28	235%	23	0,11	189%
8	0,14	226%	24	0,29	161%
9	0,14	226%	25	0,18	146%
10	0,63	174%	26	0,09	153%
11	0,34	187%	27	0,18	146%
12	0,13	220%	28	0,08	140%
13	0,34	187%	29	0,08	140%
14	0,63	174%	30	0,46	257%
15	0,20	170%	31	0,34	187%
16	0,11	178%	32	0,29	161%

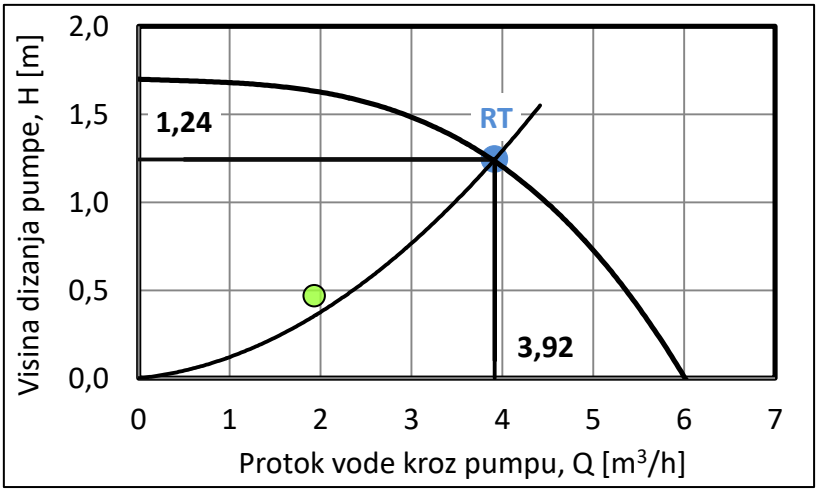
Tablica 5.1. Protoci kroz elemente nebalansiranog sustava

Treći i šesti stupac predstavljaju omjer stvarnog i pretpostavljenog protoka. Vidljivo je da pogon pri korištenju odabrane pumpe, pri projektnim uvjetima, rezultira više nego dvostruko većim protokom kroz pumpu (element 1) od projektnog, što znači da je odabrana pumpa predimenzionirana. Kako bi se ostvario kvalitetniji dojam o raspodjeli protoka, relevantni protoci prikazani su i grafički.



Slika 5.1. Raspodjela protoka u nebalansiranom sustavu

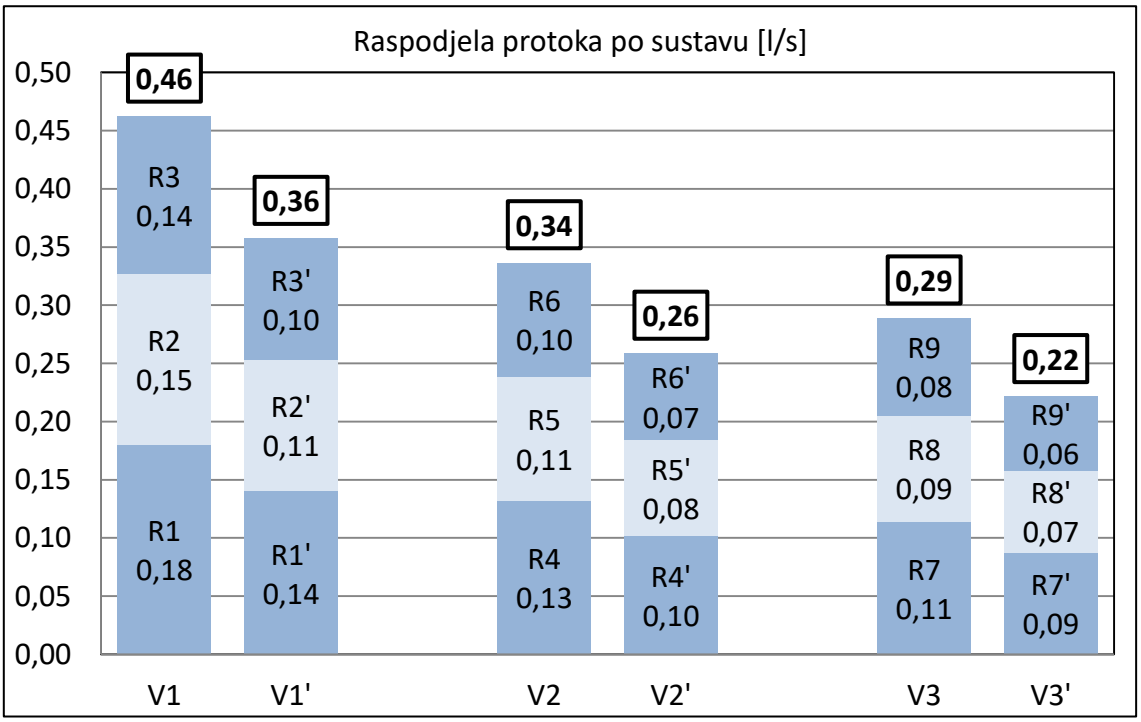
Svaka vertikala predstavljena je pripadnim stupcem, pri čemu je vrijednost protoka kroz vertikalu uokvirena u pravokutniku iznad odgovarajućeg stupca. Dodatno, svaki stupac, odnosno protok pojedine vertikale, je podijeljen na tri dijela koja predstavljaju protok radijatora te vertikale. U skladu s tvrdnjama izloženim u prvom poglavlju princip raspodjele protoka je očekivan, a riječ je o principu udaljenosti od pumpe. Stoga je moguće zaključiti da je postupak određivanja protoka Hardy Cross metodom valjan, barem iz perspektive raspodjele, odnosno omjera protoka. Pripadna radna točka prikazana je sljedećim H,Q - dijagramom, a zelena predstavlja radnu točku proračunatu Tablicom 4.11.



Slika 5.2. Projektni uvjeti nebalansiranog sustava u H,Q – dijagramu

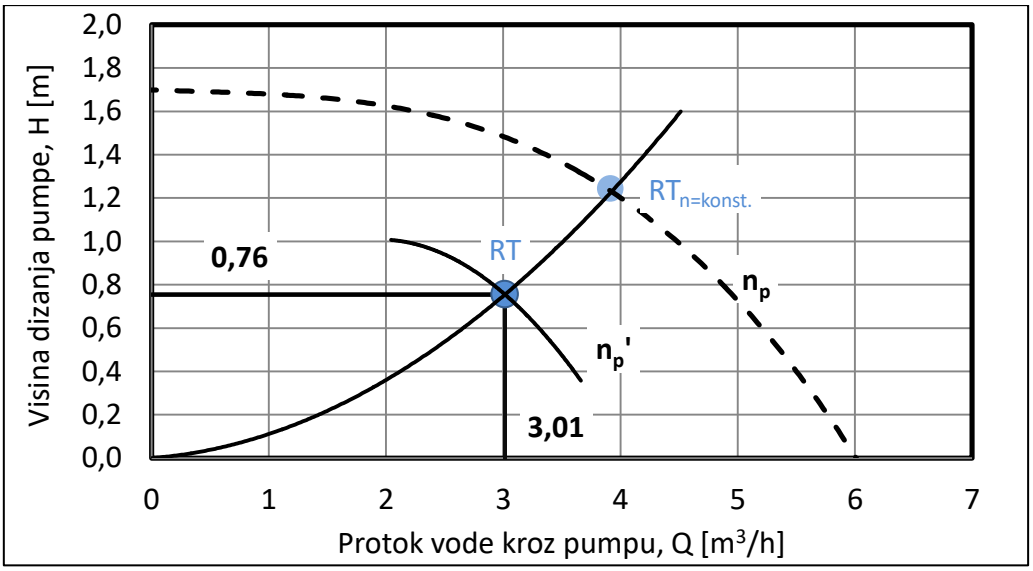
Ovakva raspodjela vrijedi za projektne uvjete, odnosno potpunu otvorenost radijatorskih ventila pri korištenju pumpe s konstantnom brzinom vrtnje. Naglašeno je korištenje pumpe s konstantnom brzinom vrtnje iz razloga što je pri korištenju one s promjenjivom brzinom moguće pri projektnim uvjetima postaviti manji broj okretaja, pri čemu dolazi do promjene radne točke. Ovo također podrazumijeva projektno stanje jer promjena radne točke nije posljedica zatvaranja ventila čija otvorenost ostaje potpuna, već isključivo smanjenja broja okretaja.

Ovakvo rješenje nije za očekivati u praksi jer podrazumijeva vršenje mjerenja na nebalansiranoj cijevnoj mreži, odnosno precizno podešavanje pumpe na neučinkovitom sustavu što je poprilično kontradiktorno. Ipak, takav postupak je izvediv pa je stoga i obrađen ovim modelom, a može se smatrati najuspješnijim načinom upravljanja pripadnim neučinkovitim sustavom. Broj okretaja je potrebno smanjiti na onu vrijednost pri kojoj je protok kroz najudaljeniji radijator treće vertikale jednak projektnom. Tada je riječ o najmanjem mogućem broju okretaja pri kojem su i dalje zadovoljene potrebe svih elemenata. Usporedba takve raspodjele protoka s raspodjelom u projektnim uvjetima pri korištenju pumpe s konstantnom brzinom vrtnje dana je sljedećom slikom, pri čemu se apostrofirane veličine odnose na stanje koje koristi pumpu s promjenjivom brzinom vrtnje, te su tako prikazivane i u ostatku rada.



Slika 5.3. Usporedba raspodjele protoka pri projektnim uvjetima

Raspodjela protoka po vertikalama i radijatorima istog je oblika jer smanjenje broja okretaja ne predstavlja metodu balansiranja, ali same vrijednosti protoka osjetno su smanjene. Pritom dolazi i do smanjenja visine dobave, što podrazumijeva manju pripadnu snagu pumpe, te upućuje da je u ovom slučaju učinkovitost sustava viša. Navedene tvrdnje moguće je vidjeti na sljedećem H,Q – dijagramu gdje je izvršena usporedba radne točke s onom pri korištenju pumpe s konstantnom brzinom vrtnje.



Slika 5.4. Usporedba radnih točki u H,Q – dijagramu

Kako otvorenost ventila nije mijenjana radna točki pri smanjenom broju okretaja leži na istoj karakteristici cjevovoda. Karakteristika pumpe pri smanjenom broju okretaja ucrtana je orijentacijski, te ne mora biti točno određena za razliku od one pri punoj snazi koja je iščitana iz dijagrama proizvođača. Visina dobave smanjivana je do potrebne vrijednosti, one pri kojoj je protok u najudaljenijem radijatoru jednak projektnom, a radna točka je određena presjecištem karakteristike cjevovoda i te visine dobave, te je ona, za razliku od karakteristike pumpe, računski određena vrijednost. Sam oblik karakteristika pumpe nije moguće računski određivati, već je potrebno preuzimanje podataka proizvođača.

5.1.2. Usporedba djelomičnog opterećenja

U ovom ulomku uspoređeni su rezultati simulacije nebalansiranog sustava pri različitim opterećenjima, odnosno različitim otvorenostima ventila, za četiri načina upravljanja pumpom koja su već obrađena u Poglavlju 3, a to su:

- regulacija protoka prigušenjem
- upravljanje pri konstantnoj visini dobave
- proporcionalno upravljanje
- upravljanje pri konstantnoj razlici tlaka na osjetniku

Sudjelovanje pumpe u modelu preko koeficijenata karakteristike pumpe u potpunosti objašnjava definiranje regulacije protoka prigušenjem. Ipak, ostale načine upravljanja potrebno je zasebno definirati. Na samom početku potrebno je odrediti projektnu visinu dobave pri korištenju pumpe s promjenjivom brzinom vrtnje, kako je objašnjeno na kraju prethodnog ulomka, te prikazano Slikom 5.4. Kod definiranja upravljanja pri konstantnoj visini dobave spomenuta projektna vrijednost visine dobave unosi se kao koeficijent C_0, dok su ostali koeficijenti jednaki nuli.

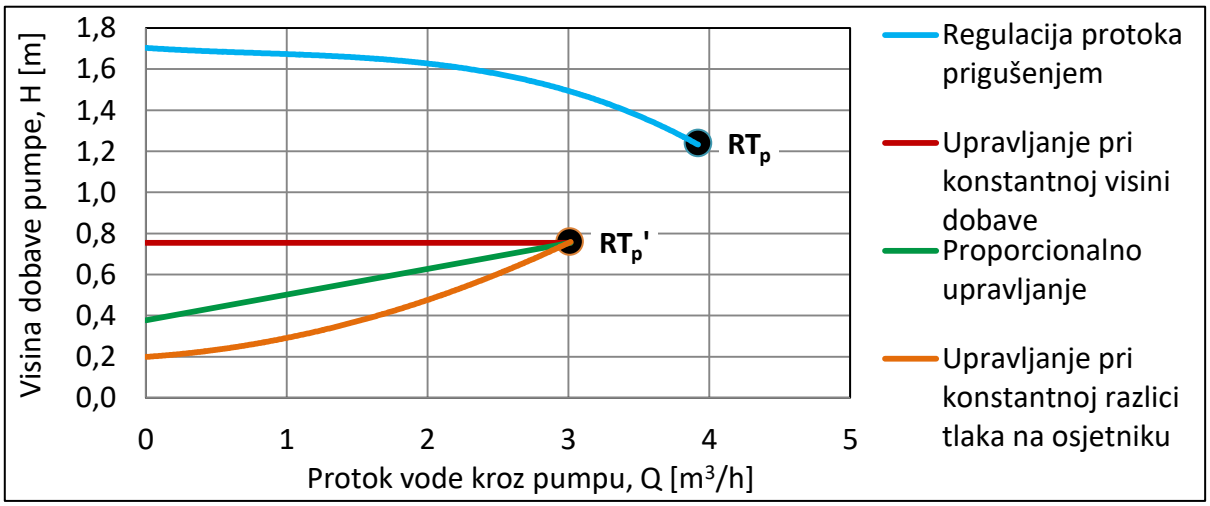
Kod proporcionalnog upravljanja potrebno je definirati koeficijente C_0 i C_1, koeficijente pravca upravljanja koji je u H,Q – dijagramu definiran sljedećim točkama:

$$\left(0;\, 0{,}5 \cdot H_p'\right);\left(Q_p';\, H_p'\right)$$

gdje je:

H_p' – projektna visina dobave pri korištenju pumpe s promjenjivom brzinom vrtnje [m]
Q_p' – projektni protok pri korištenju pumpe s promjenjivom brzinom vrtnje [m^3/s]

Kod upravljanja pri konstantnoj razlici tlaka na osjetniku potrebno je odrediti koeficijente krivulje upravljanja, odnosno krivulje na kojoj se nalaze radne točke pri kojima je, za pripadne otvorenosti ventila, razlika tlaka treće vertikale jednaka projektnoj. U skladu s navedenim tvrdnjama, sljedećom slikom prikazano je kretanje radnih točki promatranog nebalansiranog sustava za navedene načine upravljanja.



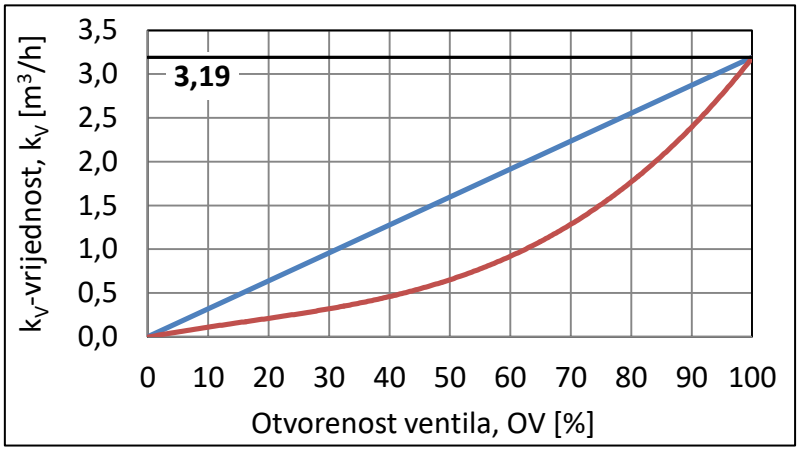
Slika 5.5. Krivulje kretanja radnih točki u pogonu

Iako je ovakva tematika, zajedno s definiranjem otvorenosti ventila koja tek slijedi, mogla biti smještena u prethodno pogavlje odlučeno je da se nalazi ovdje jer nije bitna za projektno stanje, već je riječ o definiranju djelomičnih opteećerenja.

Vrlo je bitno napomenuti da je unatoč jako velikom broju mogućih situacija u sustavu, što podrazumijeva veliki broj mogućih kombinacija otvorenosti radijatorskih ventila, odabrana najjednostavnija solucija pri kojoj je otvorenost ventila svih radijatora jednaka. Pritom se pretpostavlja istovremeni pad/rast toplinskog opterećenja u svim pripadnim prostorijama. Ovakav način promatranja djelomičnog opterećenja odabran je upravo radi svoje jednostavnosti, jer dok korištenje raznih kombinacija ne povećava kompleksnost same simulacije bitno komplicira prikaz rezultata. Dodatno, kako je krajnji cilj simulacije promatranje kretanja autoriteta ventila, te ispis rezultirajućih karakteristika, odabir korištene kombinacije otvorenosti ventila nije relevantan u pogledu promatrane tematike.

Končano, slijedi pojašnjenje definiranja otvorenosti radijatorskih ventila za koje je već rečeno da u modelu sudjeluju u obliku lokalnih gubitaka i to preko koeficijenata lokalnih otpora.

Ipak, kataloški se za ventile daje k_V-vrijednost koja je definirana kao protok vode kroz ventil koji, za određenu otvorenost ventila, rezultira padom tlaka od 1 bar. Ta vrijednost ima najveći iznos pri potpunoj otvorenosti ventila, a tada se naziva k_{VS}-vrijednost. Spomenute vrijednosti vrlo su bitne za karakteristiku ventila koja zapravo predstavljaja ovisnost k_V-vrijednosti o otvorenosti ventila. Sljedećom slikom ta je ovisnost prikazana, za izabrani ventil koji je korišten u modelu. Ipak prikazane su dvije varijante ovisnosti, za slučaj linearne i jednakopostotne karakteristike ventila.



Slika 5.6. Ovisnost k_V-vrijednosti o otvorenosti ventila

Vidljivo je da odabrani ventil ima k_{VS}-vrijednost 3,19 m^3/h. Dok je prethodnom slikom definirana ovisnosti k_V-vrijednosti o otvorenosti ventila, sljedećom formulom moguće je za svaku k_V-vrijednost odrediti pripadni koeficijent lokalnog otpora:

$$\xi = 1{,}604 \cdot 10^{-3} \frac{d^4}{k_V^2} \; [-]$$

pri čemu je:

d – unutarnji promjer cijevi na kojoj se ventil nalazi [mm]

U sljedećoj tablici prikazane su vrijednosti koeficijenta otpora ventila za određene otvorenosti, ovisno da li je ventil linearne ili jednakopostotne karakteristike.

Koeficijent lokalnog otpora ξ [-]		
Otvorenost ventila [%]	Linearna	Jednakopostotna
100	38,9	38,9
80	60,8	128,7
60	108,1	432,6
40	243,3	1986,4
20	973,3	7945,6
0	∞	∞

Tablica 5.2. Vrijednosti koeficijenta otpora pri različitim otvorenostima

Moguće je primjetiti da je vrijednost pri potpunoj otvorenosti ona, već navedena u Tablici 4.9. Tijekom ovog poglavlja, a i u ostatku rada osim kada je to naglašeno, koeficijent otpora ventila pri smanjenoj otvorenosti, računan je prema linearnoj ovisnosti.

U sljedećim tablicama prikazani su zasebno protoci pojedinih vertikala i radijatora pri pet različitih otvorenosti ventila, za pumpu s konstantnom brzinom vrtnje, te tri navedena načina upravljanja pumpom promjenjive brzine vrtnje. Protoci su iskazani u [l/s].

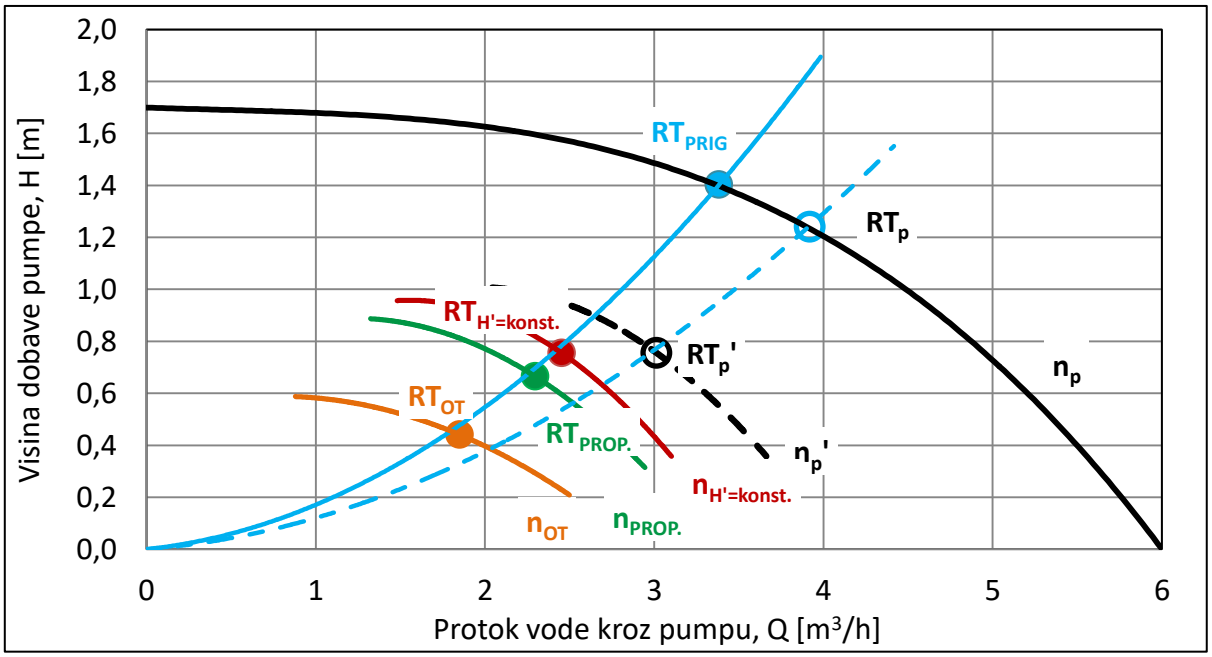
	Regulacija protoka prigušenjem					**H = konst.**				
Otvorenost ventila [%]:	100	80	60	40	20	100	80	60	40	20
V1	0,46	0,43	0,39	0,32	0,20	0,36	0,33	0,29	0,23	0,13
V2	0,34	0,33	0,31	0,28	0,19	0,26	0,25	0,23	0,20	0,13
V3	0,29	0,29	0,29	0,26	0,18	0,22	0,22	0,21	0,19	0,12
R1	0,18	0,16	0,14	0,11	0,07	0,14	0,13	0,11	0,08	0,05
R2	0,15	0,14	0,13	0,11	0,07	0,11	0,11	0,09	0,08	0,04
R3	0,14	0,13	0,12	0,10	0,06	0,10	0,10	0,09	0,07	0,04
R4	0,13	0,12	0,11	0,10	0,06	0,10	0,09	0,08	0,07	0,04
R5	0,11	0,11	0,10	0,09	0,06	0,08	0,08	0,08	0,06	0,04
R6	0,10	0,10	0,10	0,09	0,06	0,07	0,07	0,07	0,06	0,04
R7	0,11	0,11	0,10	0,09	0,06	0,09	0,08	0,08	0,07	0,04
R8	0,09	0,09	0,09	0,09	0,06	0,07	0,07	0,07	0,06	0,04
R9	0,08	0,09	0,09	0,08	0,06	0,06	0,07	0,06	0,06	0,04
	$H = 0{,}5 \cdot H_P$					**H_{OT} = konst.**				
Otvorenost ventila [%]:	100	80	60	40	20	100	80	60	40	20
V1	0,36	0,33	0,28	0,21	0,11	0,36	0,30	0,23	0,16	0,08
V2	0,26	0,24	0,22	0,18	0,10	0,26	0,22	0,19	0,14	0,08
V3	0,22	0,21	0,20	0,17	0,10	0,22	0,20	0,17	0,13	0,07
R1	0,14	0,12	0,10	0,07	0,04	0,14	0,11	0,09	0,06	0,03
R2	0,11	0,10	0,09	0,07	0,04	0,11	0,10	0,08	0,05	0,03
R3	0,10	0,10	0,09	0,07	0,04	0,10	0,09	0,07	0,05	0,03
R4	0,10	0,09	0,08	0,06	0,04	0,10	0,09	0,07	0,05	0,03
R5	0,08	0,08	0,07	0,06	0,03	0,08	0,07	0,06	0,05	0,03
R6	0,07	0,07	0,07	0,06	0,03	0,07	0,07	0,06	0,04	0,02
R7	0,09	0,08	0,07	0,06	0,03	0,09	0,08	0,06	0,05	0,03
R8	0,07	0,07	0,06	0,06	0,03	0,07	0,06	0,05	0,04	0,02
R9	0,06	0,06	0,06	0,05	0,03	0,06	0,06	0,05	0,04	0,02

Tablica 5.3. Protoci vertikala i radijatora pri različitim otvorenostima ventila

Svi rezultati su očekivani, odnosno u skladu s dosad izrečenim teorijskim tvrdnjama pa je stoga moguće zaključiti da je simulacija modela Hardy Cross metodom valjana i pri djelomičnom opterećenju.

Vidljivo je da je za istu otvorenost ventila pri korištenju različitih metoda upravljanja pumpom, protok kroz istu vertikalu ili radijator različit. Protok je manji što je niža pripadna visina dobave ovisno o primjenjenom načinu upravljanja pumpom, a razlog u tome leži upravo u autoritetu ventila. Ista tvrdnja je već zapravo prikazana Slikom 3.15 gdje je za postizanje jednakog protoka, pri korištenju metoda s višom pripadnom visinom dobave, bila potrebna strmija karakteristika cjevovoda, odnosno manja otvorenost ventila.

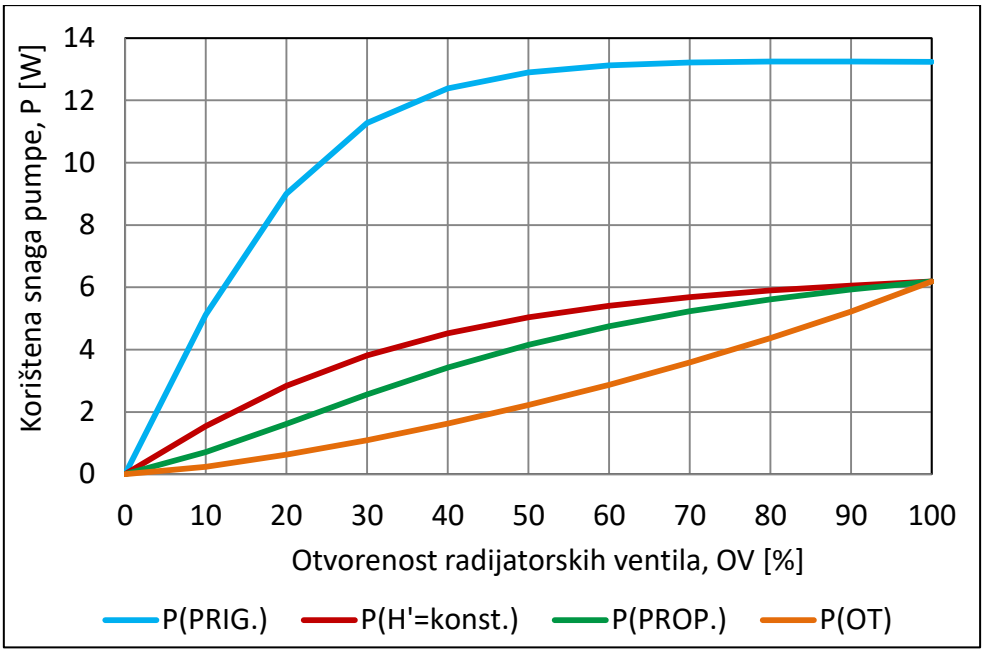
Sljedećim H,Q – dijagramom uspoređene su radne točke za sve četiri metode upravljanja, pri proizvoljno odabranoj otvorenosti svih ventila od 50%. Razlika u odnosu na Sliku 3.15, gdje su metode promatrane pri istom ostvarenom protoku, je da su ovdje uspoređene pri jednakoj otvorenosti radijatorskih ventila koja pritom rezultira različitim protocima.



Slika 5.7. Usporedba radnih točki za istu otvorenost ventila

Zbog preglednosti izostavljen je prikaz pravca konstantne visine dobave i proporcionalnog upravljanja, te krivulja upravljanja preko vanjskog osjetnika koji su već prikazani Slikom 5.5. Radne točke se nalaze upravo na njihovim presjecištima s karakteristikom cjevovoda. Isprekidana plava linija predstavlja projektnu karakteristiku cjevovoda, a crna projektnu karakteristiku pumpe pri korištenju pumpe s promjenjivom brzinom vrtnje. Blago odstupanje radnih točki od karakteristike cjevovoda uzrokovano je zanemarivim odstupanjima uslijed iteracija Hardy Cross metode.

Konačno, sljedećom slikom dana je, za promatrane metode, usporedba korištene snage cirkulacijske pumpe predstavljene u obliku umnoška protoka kroz pumpu i visine dobave pri različitim otvorenostima ventila.



Slika 5.8. Snaga pumpe pri različitim otvorenostima ventila

Ovime su potvrđene i tvrdnje vezane uz razliku u energetskoj učinkovitosti između pojedinih metoda, te je vidljivo da se čak i pri regulaciji protoka prigušenjem postižu energijske uštede.

5.2. Rezultati za slučaj balansiranog sustava

Pregled je napravljen analogno rezultatima nebalansiranog sustava sa ciljem ukazivanja na razlike koje su posljedica hidrauličkog balansiranja. Očekivano je da rezultati balansiranog sustava budu slični željenim vrijednostima.

5.2.1. Prikaz projektnog stanja

Za razliku od simulacije u prethodnom ulomku Tablica 4.15. u potpunosti definira željeno stanje balansiranog sustava, te nema potrebe za eliminacijom određenih elemenata. Ipak, nije dovoljno samo nastaviti iteriranje na spomenutu tablicu, jer tada balans ventili predstavljaju konstantan otpor u sustavu, te ne ispunjavaju svoju funkciju već oponašaju rad ručnih prigušnih ventila.

Potrebno definiranje balans ventila izvršeno je upravo kako je i objašnjen princip njihova rada, što podrazumijeva promjenu otpora sa ciljem postizanja potrebne razlike tlaka na strani vertikale koja se određuje za projektno stanje. Kako u Tablici 4.15 član „r·|Q|·Q“ zapravo predstavlja pad tlaka pripadnog elementa, potrebne razlike tlaka na strani vertikale moguće je odrediti sumiranjem tih članova za elemente kroz koje voda struji prolaskom kroz vertikalu, pri čemu je odabran prolaz kroz radijator na vrhu. Sumiranje je prikazano sljedećom tablicom, a korištene vrijednosti mogu se pronaći upravo u Tablici 4.15.

Vertikala V1		Vertikala V2		Vertikala V3	
Element	r·|Q|·Q	Element	r·|Q|·Q	Element	r·|Q|·Q
-	m	-	m	-	m
2	0,0151	11	0,0151	22	0,0151
5	0,0241	15	0,0241	25	0,0241
8	0,0806	18	0,0806	28	0,0806
9	0,0109	19	0,0109	29	0,0109
7	0,0241	17	0,0241	27	0,0241
4	0,0151	13	0,0151	24	0,0151
	Σ		Σ		Σ
ΔH_{V1}	**0,1405**	**ΔH_{V2}**	**0,1405**	**ΔH_{V3}**	**0,1405**

Tablica 5.4. Određivanje potrebne razlike tlaka na strani vertikala

Međusobno jednake vertikale s jednakim projektnim toplinskim opterećenjem zahtjevaju istu potrebnu razliku tlaka na strani vertikale. Vrlo je bitno napomenuti da je u modelu određivanje potrebnih razlika tlaka sumiranjem članova „r·|Q|·Q“ moguće jer su za ulazne pretpostavljene protoke odabrane projektne, odnosno željene vrijednosti, pa je stoga i pripadni pad tlaka na strani vertikale jednak željenoj razlici tlaka.

Na kraju svakog stupnja iteracije izračunava se trenutna razlika tlaka za svaku vertikalu, te se pritom određuje koliko je odstupanje od potrebne. Ako je trenutna razlika manja od potrebne, smanjuje se otpor balans ventila što rezultira većim protokom kroz vertikalu, a time i većim padom tlaka. Kod trenutne razlike koja je veća od potrebne, situacija je obratna, te se otpor ventila povećava. Na temelju razlike tih vrijednosti određuje se koliki je točno protok kojeg je potrebno dodati, ili oduzeti od trenutnog, odnosno koliko je potrebno promijeniti otpor pojedinog balans ventila koji se tada u sljedeći stupanj iteracije unosi u obliku koeficijenta otpora c_v. Pri takvoj simulaciji modela Hardy Cross metodom, osim protoka elemenata, izlazni podatak su i krajnji otpori balans ventila.

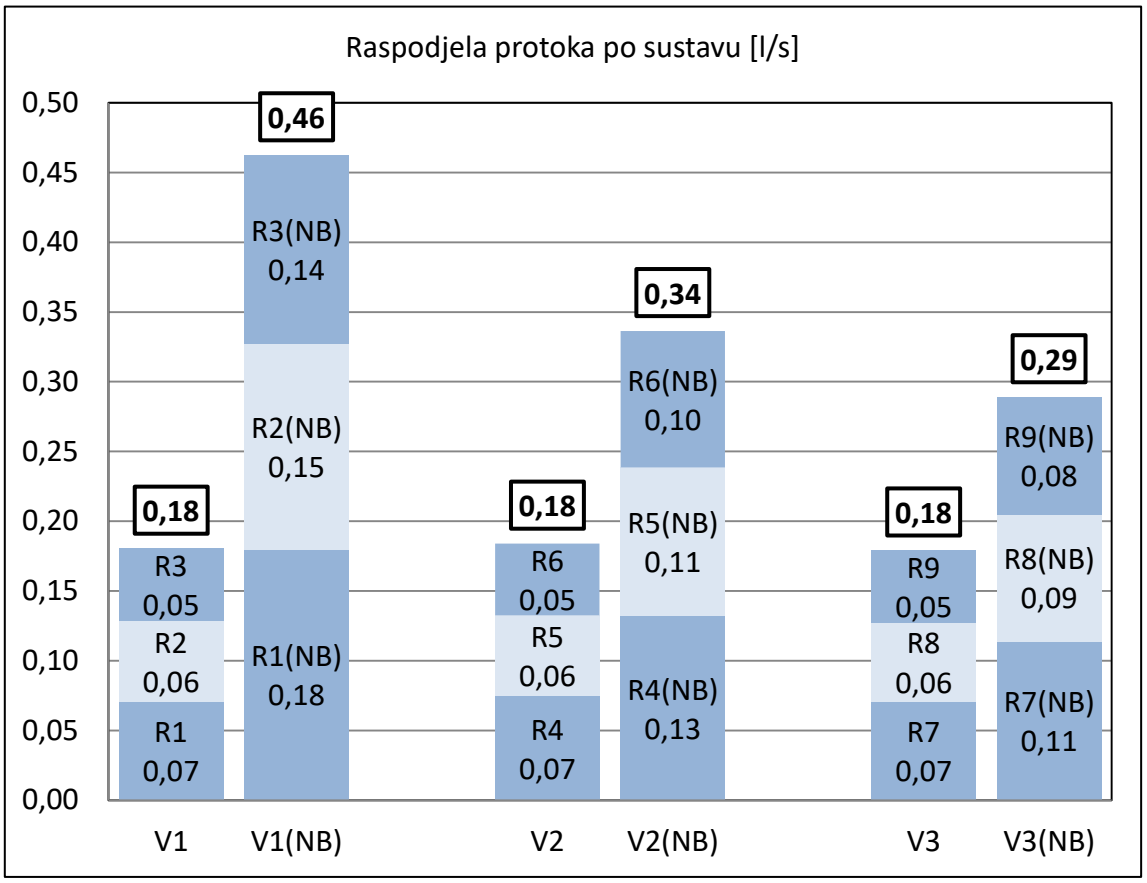
Ovdje je moguće uočiti veliku razliku između tijeka iteriranja između nebalansiranog, gdje se od početnog stanja iteracijama vrše samo korekcije protoka, i balansiranog sustava kod kojeg se nakon svakog stupanja iteracije, osim protoka, unosi i novi otpor balans ventila. Kako promjena otpora jednog balans ventila utječe na ostale konvergencija rezultata je otežana, te je potreban znatno veći broj iteracija nego kod nebalansiranog sustava.

Nakon pojašnjenja definiranja rada automatskih balans ventila u modelu Tablicom 5.5. prikazani su rezultati protoka kroz elemente sustava, uspoređeni s projektnim vrijednostima. Za razliku od protoka kod nebalansiranog sustava gdje su odstupanja bila značajna, hidrauličkim balansiranjem osiguran je točno potreban protok kroz svaku vertikalu, a time i projektni protok cirkulacijske pumpe. Ipak, moguće je primjetiti određena odstupanja kroz same elemente unutar vertikala, a razlog je što je provedeno hidrauličko balansiranje vertikala, ali ne i samih radijatora, o čemu je već bilo govora u prvom poglavlju. Raspodjela protoka duž vertikale se opet realizira po principu udaljenosti što dodatno ukazuje na valjanost simulacije, odnosno modela.

Elem.	Q [l/s]	Q/Q_{pr} [%]	Elem.	Q [l/s]	Q/Q_{pr} [%]	Elem.	Q [l/s]	Q/Q_{pr} [%]	Elem.	Q [l/s]	Q/Q_{pr} [%]
1	0,54	101%	9	0,05	87%	17	0,11	91%	25	0,11	90%
2	0,18	100%	10	0,36	101%	18	0,05	86%	26	0,06	94%
3	0,07	118%	11	0,18	102%	19	0,05	86%	27	0,11	90%
4	0,18	100%	12	0,07	125%	20	0,18	100%	28	0,05	86%
5	0,11	91%	13	0,18	102%	21	0,18	100%	29	0,05	86%
6	0,06	95%	14	0,36	101%	22	0,18	100%	30	0,18	100%
7	0,11	91%	15	0,11	91%	23	0,07	118%	31	0,18	102%
8	0,05	87%	16	0,06	96%	24	0,18	100%	32	0,18	100%

Tablica 5.5. Protoci kroz elemente balansiranog sustava

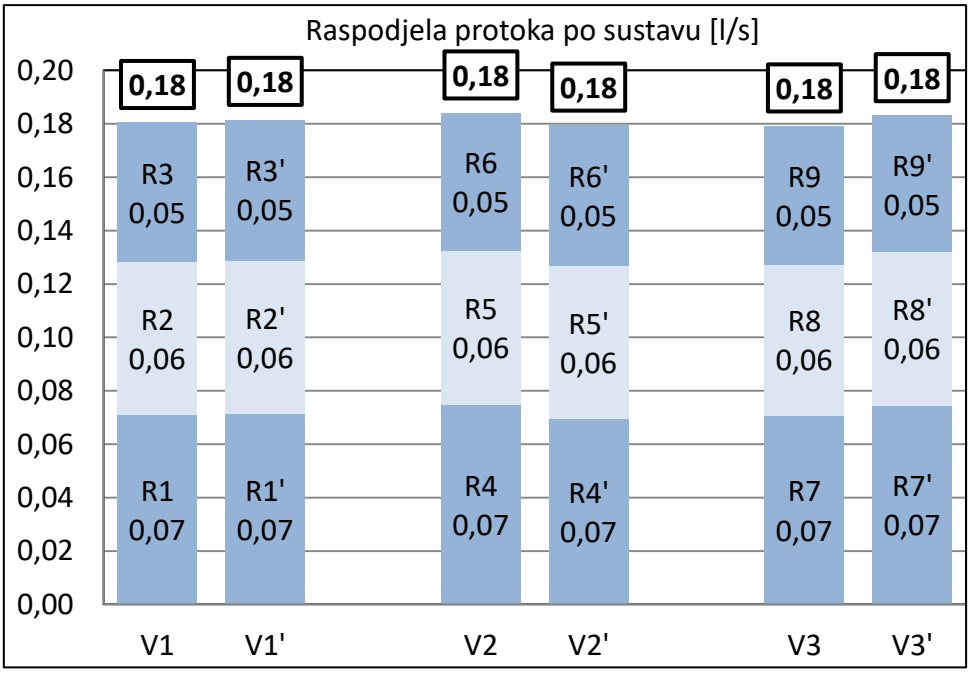
Sljedećom je slikom dana usporedba relevantnih protoka u projektnim uvjetima pri korištenju pumpe s konstantnom brzinom vrtnje za balansirani i nebalansirani sustav.



Slika 5.9. Uporedba projektnih protoka balansiranog i nebalansiranog sustava

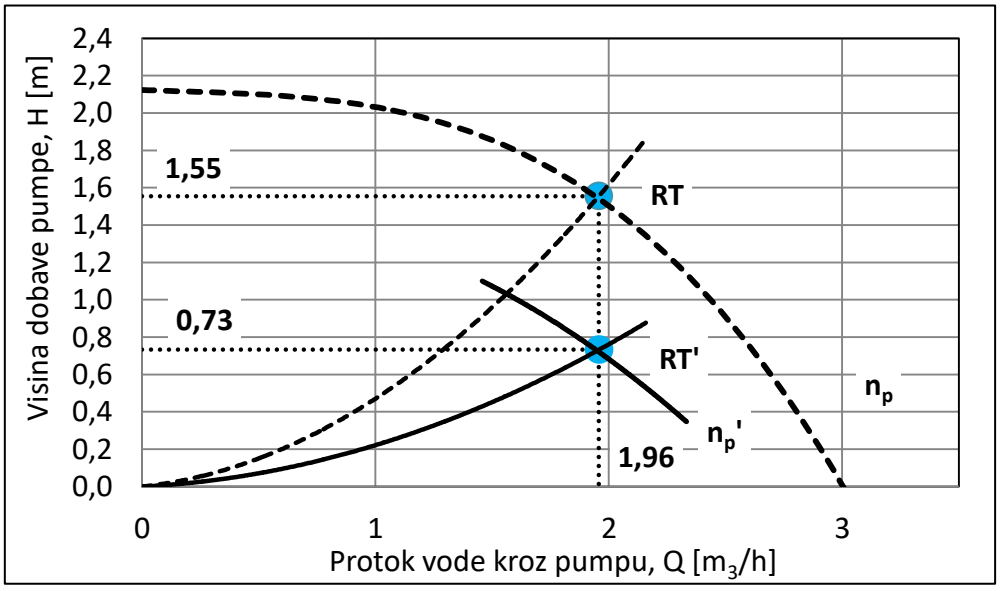
Prethodni dijagram vrlo kvalitetno prikazuje ulogu hidrauličkog balansiranja u sustavu grijanja. Balansom je, osim neravnomjerne raspodjele protoka između vertikala, rješen i problem predimenzionirane pumpe koja je rezultirala višestruko većim protokom u sustavu. Ipak, potrebno je ponoviti da ta dva sustava koriste različite cirkulacijske pumpe.

Zatim je definirano projektno stanje pri korištenju pumpe s promjenjivom brzinom vrtnje, koje je određeno smanjenjem visine dobave pumpe, do vrijednosti pri kojoj nastupa potpuna otvorenost balans ventila treće vertikale. Usporedba s projektnim stanjem pri korištenju pumpe s konstantnom brzinom vrtnje prikazana je sljedećom slikom.



Slika 5.10. Usporedba raspodjele protoka pri projektnim uvjetima

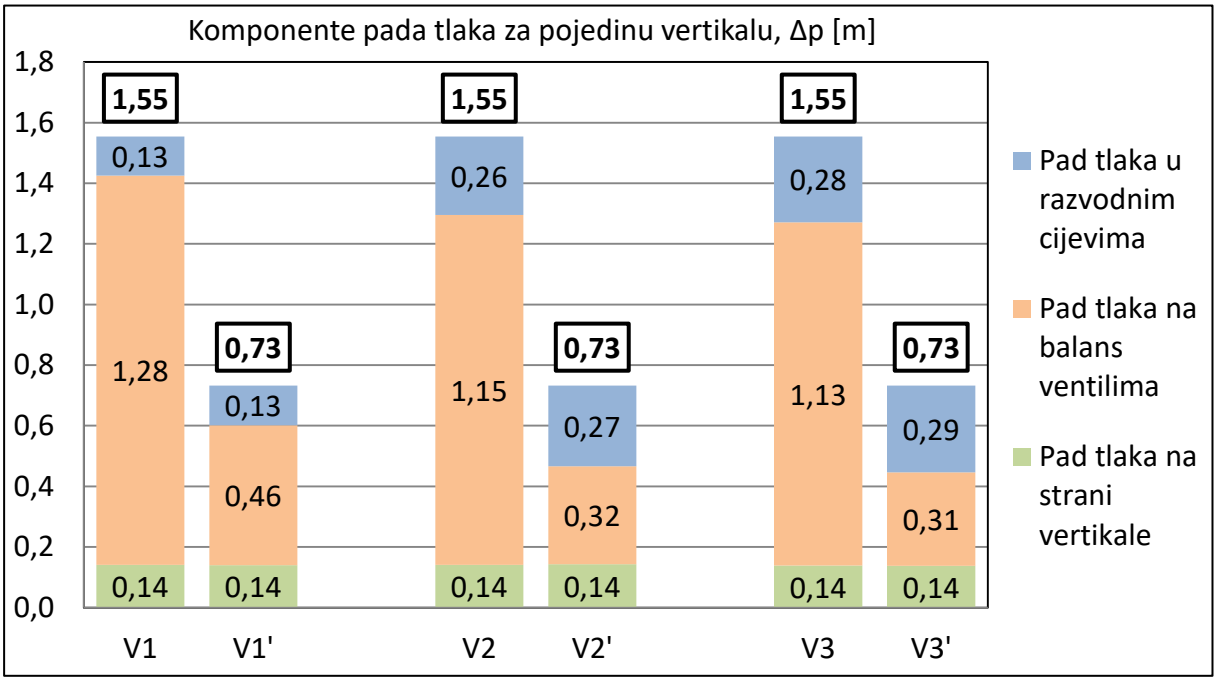
Moguće je vidjeti da je pri projektnim uvjetima, odnosno pri potpunoj otvorenosti svih radijatorskih ventila, raspodjela protoka po vertikalama neovisna o korištenoj visini dobave. Zanemariva odstupanja između protoka elemenata rezultat su spomenute otežane konvergencije. Projektne radne točke prikazane se u sljedećem H,Q – dijagramu:



Slika 5.11. Usporedba radnih točki u H,Q – dijagramu

Obje radne točke karakterizira isti protok kako je već i pokazano Slikom 5.10, pri čemu razlika u pripadnoj visini dobave nema utjecaja na vertikale, zbog djelovanja balans ventila. Za razliku od nebalansiranog sustava gdje obje točke leže na istoj karakteristici cjevovoda, dvije karakteristike u sadašnjem slučaju rezultat su različitog otpora. Kako je pri korištenju pumpe s promjenjivom brzinom vrtnje pripadna visina dobave niža, potrebno je manje prigušenje na balans ventilima, odnosno manji otpor.

Stoga, iako razlika između ovih projektnih stanja ne postoji iz perspektive raspodjele protoka, ona se očitava u pripadnim prigušenjima balans ventila koja su uspoređena na sljedećoj slici.



Slika 5.12. Usporedba pada tlaka na balans ventilima

Sumiranje ovih komponenti za svaki stupac daje vrijednost koja je uokvirena iznad, a predstavlja visinu dobave, ovisno u primjenjenom tipu pumpe. Kako je već i pokazano svim je vertikalama jednak pad tlaka na strani vertikale, a istoj je vertikali, pri korištenju obje pumpe, jednak pad tlaka u razvodnim cijevima uslijed jednakog protoka. Pad tlaka u razvodnim cijevima je veći što je vertikala udaljenija od pumpe, jer podrazumijeva razvodne cijevi koje vode od pumpe do vertikale.

Konačno, razlika je upravo u padu tlaka na balans ventilima gdje najjače prigušenje očekivano nastupa kod prve vertikale. Pad tlaka na balans ventilu treće vertikale, pri korištenju pumpe s promjenjivom brzinom vrtnje, podrazumijeva pad tlaka uslijed strujanja kroz potpuno otvoreni ventil jer je visina dobave pumpe snižena upravo na vrijednosti pri kojoj dolazi do potpune otvorenosti. Iako je za očekivati nešto veće prigušenje na balans ventilu druge vertikale, moguće je vidjeti da je skoro potpuno otvoren. Takva vrijednost možda predstavlja odstupanje uslijed otežane konvergencije rezultata.

5.2.2. Usporedba djelomičnog opterećenja

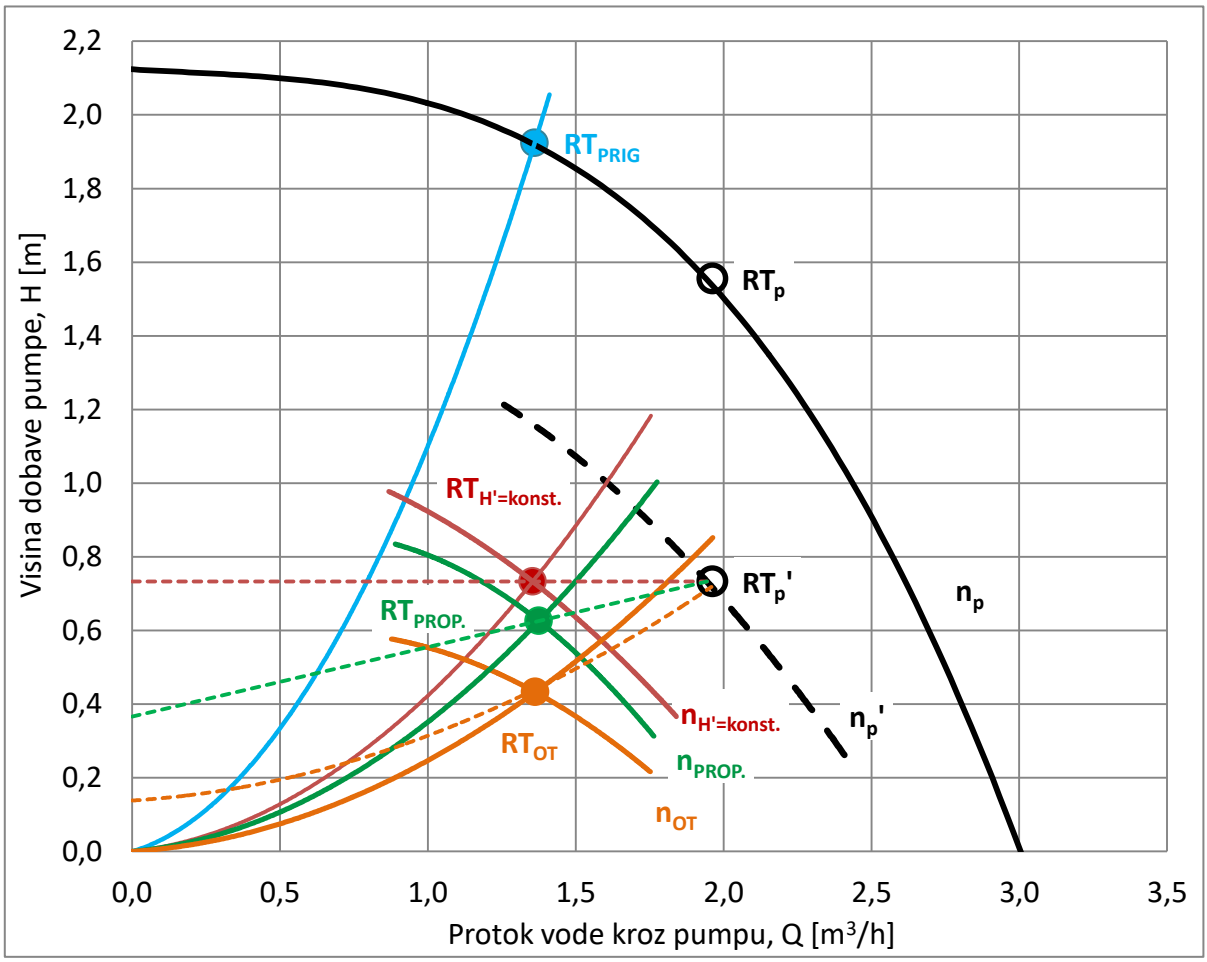
Usporedba relevantnih protoka pri djelomičnom opterećenju za sve četiri metode upravljanja cirkulacijskom pumpom, analogno rezultatima iz odlomka 5.1.2, prikazana je sljedećom tablicom.

	Regulacija protoka prigušenjem					**H = konst.**				
Otvorenost ventila [%]:	100	80	60	40	20	100	80	60	40	20
V1	0,18	0,16	0,14	0,11	0,06	0,18	0,16	0,15	0,11	0,06
V2	0,18	0,17	0,14	0,11	0,06	0,18	0,17	0,15	0,11	0,06
V3	0,18	0,17	0,14	0,11	0,06	0,18	0,17	0,14	0,10	0,06
R1	0,07	0,06	0,05	0,04	0,02	0,07	0,06	0,06	0,04	0,02
R2	0,06	0,05	0,05	0,03	0,02	0,06	0,05	0,05	0,04	0,02
R3	0,05	0,05	0,04	0,03	0,02	0,05	0,05	0,04	0,04	0,02
R4	0,07	0,06	0,05	0,04	0,02	0,07	0,07	0,05	0,04	0,02
R5	0,06	0,05	0,05	0,03	0,02	0,06	0,05	0,05	0,03	0,02
R6	0,05	0,05	0,04	0,03	0,02	0,05	0,05	0,04	0,03	0,02
R7	0,07	0,06	0,05	0,04	0,02	0,07	0,06	0,05	0,04	0,02
R8	0,06	0,05	0,05	0,04	0,02	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02
R9	0,05	0,05	0,04	0,03	0,02	0,05	0,05	0,04	0,03	0,02
	$H = 0,5 \cdot H_P$					**H_{OT} = konst.**				
Otvorenost ventila [%]:	100	80	60	40	20	100	80	60	40	20
V1	0,18	0,16	0,14	0,10	0,06	0,18	0,16	0,14	0,11	0,06
V2	0,18	0,16	0,14	0,10	0,06	0,18	0,17	0,15	0,10	0,06
V3	0,18	0,16	0,14	0,10	0,06	0,18	0,16	0,14	0,11	0,06
R1	0,07	0,06	0,05	0,04	0,02	0,07	0,06	0,05	0,04	0,02
R2	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,06	0,05	0,04	0,04	0,02
R3	0,05	0,05	0,04	0,03	0,02	0,05	0,05	0,04	0,04	0,02
R4	0,07	0,06	0,05	0,03	0,02	0,07	0,07	0,05	0,03	0,02
R5	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,06	0,05	0,05	0,03	0,02
R6	0,05	0,05	0,04	0,03	0,02	0,05	0,05	0,04	0,03	0,02
R7	0,07	0,06	0,05	0,03	0,02	0,07	0,06	0,05	0,04	0,02
R8	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,06	0,05	0,04	0,04	0,02
R9	0,05	0,05	0,04	0,03	0,02	0,05	0,05	0,04	0,03	0,02

Tablica 5.6. Protoci vertikala i radijatora pri različitim otvorenostima ventila

Ovime je potvrđena valjanost modela balansiranog sustava i pri djelomičnom opterećenju gdje je pri različitim protocima, djelovanjem balans ventila, održana pravilna raspodjela protoka. Očito je da pri svim otvorenostima ventila protoci vertikala ne ovise o primjenjenoj metodi upravljanja pumpom. Naravno, i dalje je prisutna razlika između protoka radijatora iste vertikale koja se smanjuje zajedno s protokom.

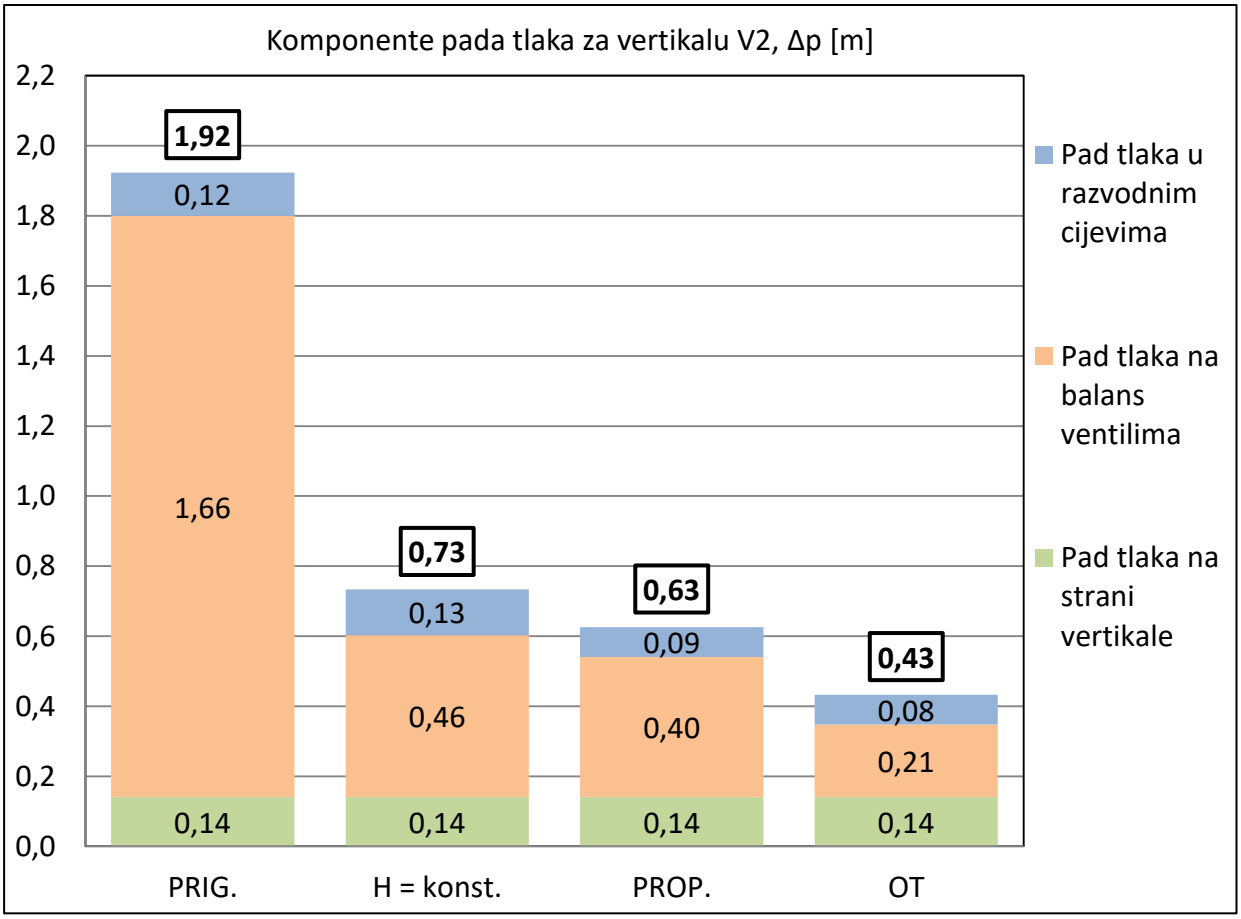
Sljedećim H,Q – dijagramom uspoređene su radne točke za sva četiri načina upravljanja, pri proizvoljno odabranoj otvorenosti ventila od 50% kao što je napravljeno i za nebalansirani sustav.



Slika 5.13. Usporedba radnih točki za istu otvorenost ventila

Ovaj H,Q – dijagram u principu je identičan onome prikazanom Slikom 3.15 u Poglavlju 3, što znači da su rezultati modela u potpunosti u skladu s teorijskim tvrdnjama. Opet je moguće vidjeti da viša pripadna visina dobave, za postizanje istog protoka, zahtjeva veći otpor, i obratno. Za razliku od analognog dijagrama za nebalansirani sustav, ovdje su uključeni pravci konstantne visine dobave i proporcionalnog upravljanja, te krivulja upravljanja preko vanjskog osjetnika kako bi se pokazalo da i u numeričkom modelu te linije određuju radne točke. Prikazane su crtkanim linijama, kao i projektna karakteristika pumpe s promjenjivom brzinom vrtnje. Naravno, unatoč istoj otvorenosti ventila pri svim metodama upravljanja pumpom različite karakteristike cjevovoda rezultat su različitih prigušenja balans ventila.

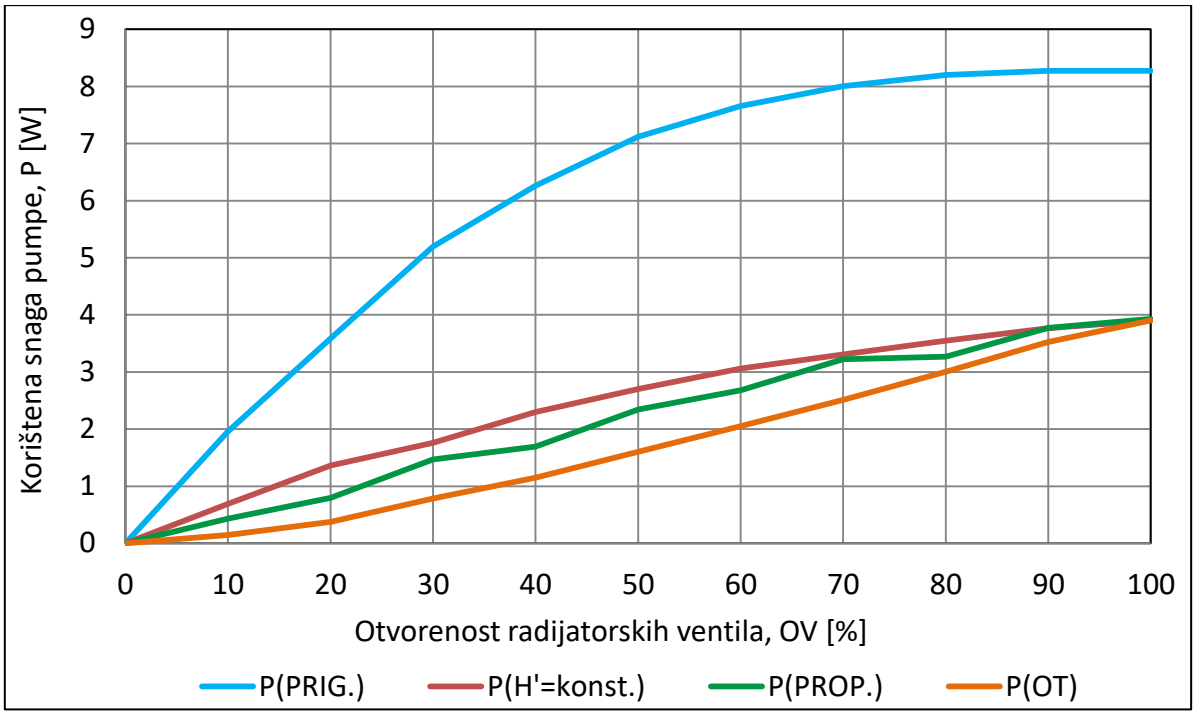
Za promatranu otvorenost ventila prikazana je usporedba komponenti pada tlaka za proizvoljno odabranu vertikalu V2, pri korištenju sve četiri metode upravljanja.



Slika 5.14. Usporedba pada tlaka na balans ventilima

Ovime je potvrđena tvrdnja da viša pripadna visina dobave pumpe zahtjeva jače prigušenje na balans ventilima. Pritom korištene visine dobave prikazane su uokvirene iznad stupaca. Dok je pad tlaka na strani vertikale konstantan, pad tlaka u razvodnim cijevima mora biti manji nego pri projektnim uvjetima, zbog manjeg protoka vode. Kako protok vode, pri istoj otvorenosti ventila, treba biti jednak za sve četiri metode, mora biti da su ovakve razlike između vrijednosti pada tlaka u razvodnim cijevima produkt oscilacija u iteracijama. S obzirom da pad tlaka u razvodnim cijevima zauzima mali udio u ukupnoj visini dobave, omjer veličina poprima pogrešan izgled iako su netočnosti male po apsolutnoj vrijednosti. Dodatno, moguće je primjetiti da je pri upravljanju pumpe preko vanjskog osjetnika tlaka nastupilo smanjenje pada tlaka na balans ventilu u odnosu na projektne uvjete, o čemu je također bilo govora u Poglavlju 3.

Konačno, posljednja analogija u odnosu na nebalansirani sustav je korištena snaga cirkulacijske pumpe prikazana sljedećom slikom. Usporedba sa slučajem nebalansiranog sustava nije rađena iz razloga što je tada korištena druga pumpa, pa takva usporedba nije mjerodavna.



Slika 5.15. Snaga pumpe pri različitim otvorenostima ventila

Sam izgled krivulja vrlo je sličan onima prikazanih Slikom 5.8. uz razliku što umjesto vrlo glatkih krivulja kod nebalansiranog sustava, krivulje na prethodnoj slici imaju blage oscilacije koje su ponovno produkt otežane konvergencije.

Ovime je završeno poglavlje u kojem su obrađeni rezultati simulacije modela sustava grijanja Hardy Cross metodom. Dobiveni rezultati, u slučaju balansiranog i nebalansiranog sustava, su u skladu s teorijskim tvrdnjama te je moguće zaključiti da je model valjan.

6. POGONSKI AUTORITETI I KARAKTERISTIKE VENTILA

Kao i u prethodnom poglavlju zbog različitih pogonskih uvjeta, ali i preglednosti, opet je napravljena podjela pri obradi rezultata nebalansiranog i balansiranog sustava. Kako je već pokazano u Poglavlju 2 autoritet ventila određen je sljedećim izrazom:

$$a_v = \frac{\Delta p_{v,p}}{\Delta H} = \frac{\Delta p_{v,p}}{\Delta p_{krug}}$$

Dobro je ponovno napomenuti da veličina u brojniku predstavlja pad tlaka na radijatorskom ventilu pri potpunoj otvorenosti ventila i nazivnom protoku, odnosno pri projektnim uvjetima, te da je ta vrijednost konstantna.

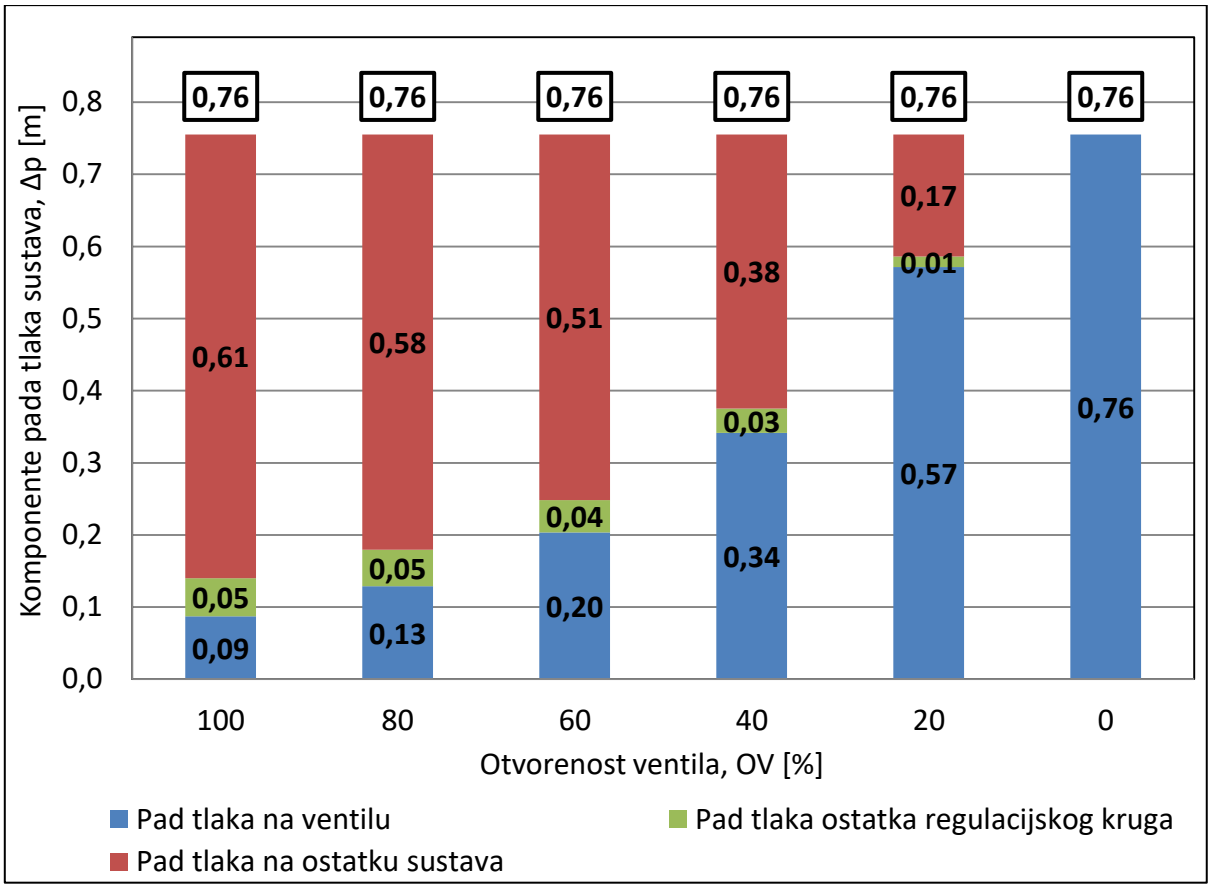
Iako su u drugom poglavlju pokazana dva uvjeta, pridržavanjem kojih se osigurava održavanje autoriteta ventila u zadovoljavajućem rasponu pri svim pogonskim uvjetima, prilikom odabira radijatorskih ventila korištenih u modelu oni su zanemareni. To je napravljeno iz razloga da dimenzioniranje ventila, kao i ostatka sustava, bude u skladu s uobičajenom inženjerskom praksom, te je odabir radijatorskih ventila izvršen prema preporukama iz kataloga proizvođača.

6.1. Rezultati za slučaj nebalansiranog sustava

Kako je već pojašnjeno u Poglavlju 2 pri smanjivanju protoka dolazi do smanjenja pada tlaka u cijevima, te tada „nepotrošenu“ visinu dobave pumpe, odnosno onaj dio raspoloživog tlaka koji se ne koristi za strujanje u cijevima, na sebe preuzimaju ventili. Pritom dolazi do povećanja pada tlaka na ventilima kroz koje se protok također smanjuje, dok pad tlaka raste zbog povećanja lokalnog otpora uslijed manje otvorenosti ventila.

Na sljedećoj slici uspoređen je, pri različitim otvorenostima ventila, pad tlaka na radijatorskom ventilu u odnosu na pad tlaka u ostatku sustava. Pritom je iz pada tlaka na ostatku sustava izdvojen pad tlaka ostatka regulacijskog kruga, što podrazumijeva pad tlaka na elementima regulacijskog kruga, izuzev radijatorskog ventila. Promatran je pad tlaka za radijatorski ventil proizvoljno odabranog radijatora R5 kojeg središnji položaj stavlja u ulogu prosječnog radijatora ovog sustava. Kako rezultati ovise i o primjenjenoj metodi upravljanja cirkulacijskom pumpom, potrebno je napomenuti da je pad tlaka promatran pri konstantnoj visini dobave, pri čemu je također riječ o proizvoljnom odabiru.

Cilj ovakve usporedbe je pomoću rezultata simulacije modela potkrijepiti prije izrečene tvrdnje, ali i ilustrirati promjenu komponenti pada tlaka o kojima direktno ovisi autoritet ventila. Raspored vrijednosti na osi koja označava otvorenost ventila odabran je prema redoslijedu od projektnih uvjeta prema potpunoj zatvorenosti ventila, pri čemu se podrazumijeva imaginarno granično stanje, pri kojem zanemarivo mali protok vode rezultira zanemarivim padom tlaka uslijed strujanja u cijevima. Tada se pad tlaka na radijatorskom ventilu odnosi na cjelokupnu visinu dobave.



Slika 6.1. Udio pada tlaka na ventilu radijatora R5 u ukupnoj visini dobave pumpe

Dijagramom je potvrđeno da se smanjenjem protoka, odnosno smanjenjem otvorenosti ventila, povećava pad tlaka na radijatorskom ventilu, odnosno raste njegov udio u ukupnoj visini dobave. Kako je rečeno, u slučaju potpune zatvorenosti ventila, može se pretpostaviti da je pad tlaka na ventilu jednak pripadnoj visini dobave pumpe, odnosno visini dobave pumpe pri zanemarivo malom protoku. Ta vrijednost je različita ovisno o primjenjenoj metodi upravljanja pumpom kako je prikazano sljedećom tablicom. Iste vrijednosti moguće je iščitati i sa Slike 5.5.

Metoda upravljanja pumpom	H_0 (= $\Delta p_{v,0}$) [m]
Regulacija protoka prigušenjem	1,70
Upravljanje pri konstantnoj visini dobave	0,76
Proporcionalno upravljanje	0,38
Upravljanje preko vanjskog osjetnika tlaka	0,20

Tablica 6.1. Visina dobave pumpe pri zanemarivo malom protoku

Pomoću vrijednosti prikazanih prethodnom slikom i tablicom moguće je odrediti dvije granične vrijednosti autoriteta ventila, pojašnjene u Poglavlju 2. Riječ je o autoritetu ventila pri projektnim uvjetima $a_{v,p}$ te autoritetu ventila pri zanemarivo malom protoku $a_{v,0}$.

Kako je pad tlaka regulacijskog kruga Δp_{krug} određen sumom pada tlaka na regulacijskom ventilu i pada tlaka ostatka regulacijskog kruga, nazivnik u izrazu za autoritet ventila podrazumijeva, pri svim otvorenostima, sumu plavog i zelenog dijela stupca sa Slike 6.1. Kako je već naglašeno, brojnik je konstantne vrijednosti, a riječ je o padu tlaka na ventilu pri projektnim uvjetima. Stoga su granične vrijednosti autoriteta ventila radijatora R5 pri korištenju pumpe s konstantnom visinom dobave:

$$a_{v,p} = \frac{\Delta p_{v,p}}{\Delta p_{krug}} = \frac{0{,}09}{0{,}09 + 0{,}05} = \frac{0{,}09}{0{,}14} = 0{,}64$$

$$a_{v,0} = \frac{\Delta p_{v,p}}{\Delta p_{krug}} = \frac{\Delta p_{v,p}}{H_0} = \frac{0{,}09}{0{,}76} = 0{,}12$$

Vidiljivo je da je unatoč projektnom autoritetu ventila koji je čak nešto iznad gornje granice preporučenog pojasa, pri zanemarivo malom protoku autoritet vrlo nizak. Takav rezultat je zapravo i očekivan, s obzirom da je riječ o nebalansiranom sustavu, te primjeni pumpe s konstantnom visinom dobave. Kako su projektni uvjeti jednaki pri korištenju svih metoda upravljanja pumpama s promjenjivom brzinom vrtnje, projektni autoritet ventila isti je i pri korištenju proporcionalnog upravljanja te upravljanja preko vanjskog osjetnika. Ipak, autoriteti ventila pri zanemarivo malom protoku tada su različiti, te se mogu odrediti kako je, redom, pokazano:

$$a_{v,0} = \frac{\Delta p_{v,p}}{\Delta p_{krug}} = \frac{\Delta p_{v,p}}{H_0} = \frac{0{,}09}{0{,}38} = 0{,}24$$

$$a_{v,0} = \frac{\Delta p_{v,p}}{\Delta p_{krug}} = \frac{\Delta p_{v,p}}{H_0} = \frac{0{,}09}{0{,}20} = 0{,}45$$

Ponovno očekivano autoritet ventila pri zanemarivo malom protoku tim je bolji što je pripadna visina dobave pumpe niža, te je pri upravljanju preko vanjskog osjetnika tlaka čak riječ o vrijednosti koja se nalazi unutar preporučenog pojasa. Sljedećom tablicom dane su vrijednosti autoriteta ventila svih radijatora pri različitim otvorenostima. Sitne razlike u odnosu na prethodno prikazane autoritete ventila radijatora R5 vjerojatno su rezultat zaokruživanja prilikom „ručnog“ računa.

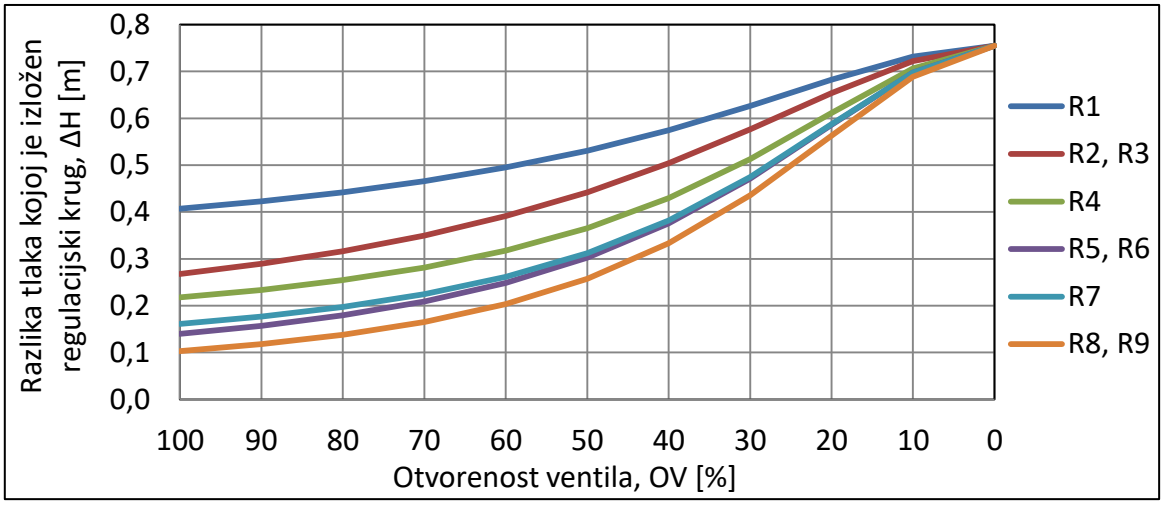
Regulacija protoka prigušenjem							Upravljanje pri konstantnoj visini dobave					
OV [%]	100	80	60	40	20	0	100	80	60	40	20	0
R1	0,63	0,56	0,47	0,38	0,29	0,25	0,63	0,58	0,51	0,44	0,37	0,34
R2	0,63	0,51	0,39	0,28	0,20	0,17	0,62	0,53	0,43	0,33	0,26	0,22
R3	0,53	0,44	0,34	0,24	0,17	0,14	0,53	0,45	0,36	0,28	0,22	0,19
R4	0,62	0,52	0,39	0,27	0,17	0,13	0,62	0,53	0,43	0,32	0,22	0,18
R5	0,63	0,47	0,32	0,20	0,12	0,09	0,62	0,49	0,35	0,23	0,15	0,12
R6	0,53	0,40	0,27	0,17	0,10	0,07	0,52	0,41	0,29	0,19	0,12	0,10
R7	0,62	0,49	0,35	0,22	0,13	0,10	0,62	0,51	0,38	0,26	0,17	0,13
R8	0,62	0,45	0,29	0,16	0,09	0,06	0,62	0,46	0,31	0,19	0,11	0,08
R9	0,52	0,38	0,24	0,14	0,07	0,05	0,51	0,38	0,26	0,16	0,09	0,07

Proporcionalno upravljanje							Upravljanje preko vanjskog osjetnika tlaka					
OV [%]	100	80	60	40	20	0	100	80	60	40	20	0
R1	0,63	0,60	0,56	0,53	0,54	0,68	0,63	0,70	0,78	0,88	1,02	1,25
R2	0,62	0,55	0,47	0,40	0,37	0,44	0,62	0,65	0,66	0,66	0,70	0,82
R3	0,53	0,46	0,39	0,34	0,31	0,37	0,53	0,55	0,55	0,56	0,59	0,69
R4	0,62	0,55	0,47	0,38	0,32	0,36	0,62	0,65	0,66	0,63	0,61	0,66
R5	0,62	0,50	0,38	0,28	0,22	0,23	0,62	0,60	0,54	0,47	0,41	0,43
R6	0,52	0,42	0,32	0,23	0,18	0,19	0,52	0,50	0,45	0,39	0,34	0,36
R7	0,62	0,53	0,42	0,32	0,25	0,27	0,62	0,62	0,59	0,53	0,47	0,49
R8	0,62	0,48	0,34	0,23	0,17	0,17	0,62	0,57	0,49	0,39	0,32	0,31
R9	0,51	0,40	0,28	0,19	0,14	0,14	0,51	0,47	0,40	0,32	0,26	0,26

Tablica 6.2. Autoriteti ventila pri različitim otvorenostima za slučaj nebalansiranog sustava

Prvotno, moguće je primjetiti kako je projektni autoritet ventila isti pri korištenju pumpe s konstantnom i promjenjivom brzinom vrtnje, a razlog je što projektni autoritet zapravo predstavlja omjer otpora ventila u odnosu na otpor čitavog regulacijskog kruga. Naglasak je na projektnim uvjetima jer pri djelomičnom opterećenju taj omjer više nije relevantan iz razloga što je vrijednost brojnika konstantna. Pritom su projektni autoriteti svih ventila vrlo visoki, odnosno u gornjem dijelu preporučenog pojasa što znači da je dimenzioniranje prema kataloškim preporukama proizvođača valjano za projektne uvjete.

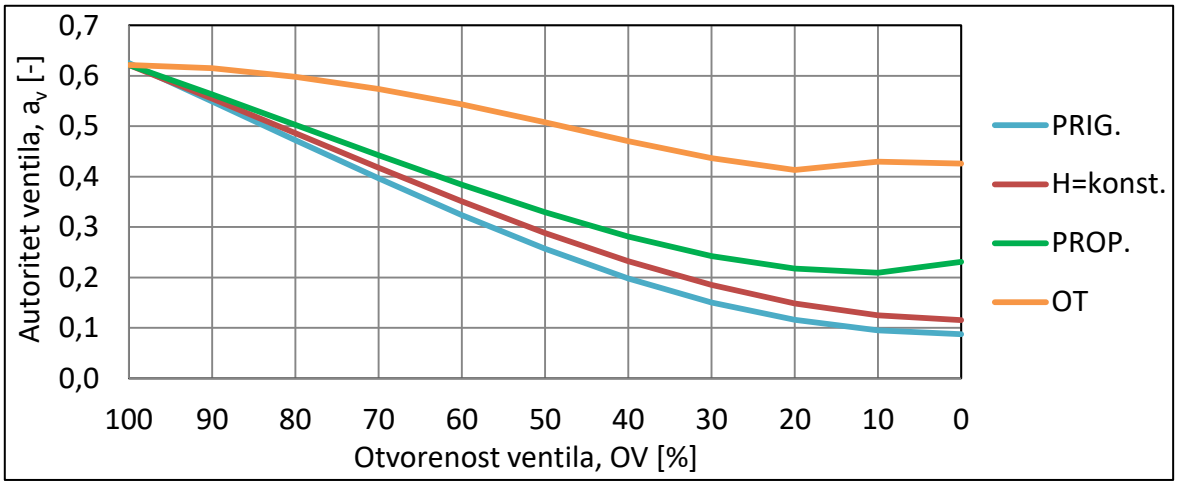
Zatim, promjene autoriteta ventila s otvorenosti izraženije su kod ventila udaljenijih od pumpe što je također očekivano, a razlog je što kod takvih ventila, u projektnim uvjetima, veliki udio visine dobave podrazumijeva gubitke u cijevima koji se pak znatno smanjuju s padom protoka. Tako se prilikom smanjivanja otvorenosti ventila „nepotrošena“ visina dobave, odnosno razlika tlaka kojoj je regulacijski krug izložen, kod tih ventila povećava znatno brže nego kod onih blizu pumpe. Iako je za ventile bliže pumpi vrijednost ΔH veća nego kod onih udaljenijih, za kretanje autoriteta ventila bitna je njena relativna promjena u odnosu na projektnu, a ne sama apsolutna vrijednost.



Slika 6.2. Razlika tlaka kojoj su izloženi regulacijski krugovi pri konstantnoj visini dobave

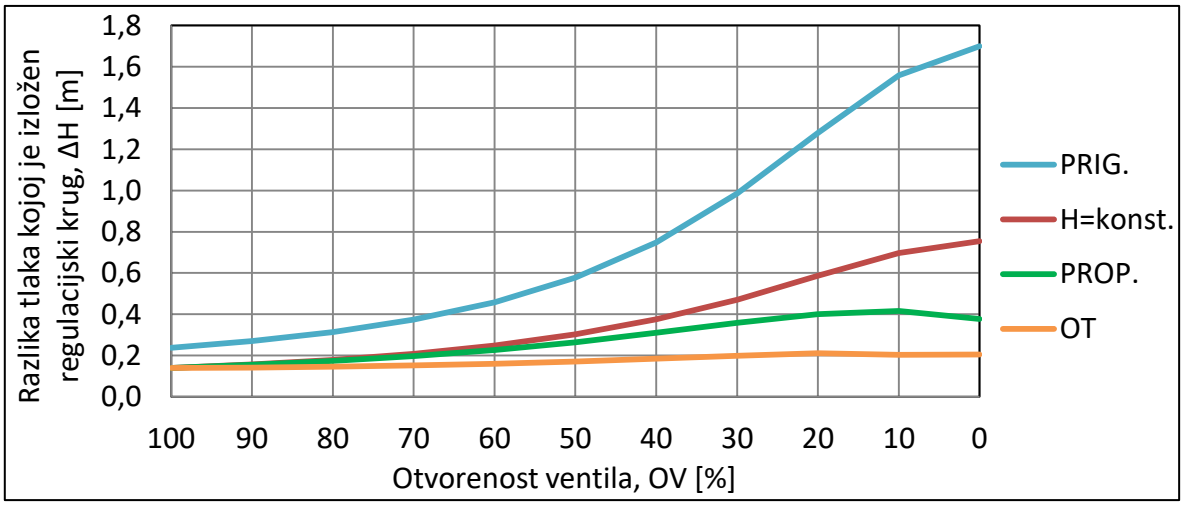
Promjene prikazane prethodnom slikom zabilježene su za slučaj korištenja pumpe s konstantnom visinom dobave. Za srednje i gornje radijatore, odnosno regulacijske krugove, svake vertikale razlike tlaka kojima su izloženi su jednake, iz razloga što se ti regulacijski krugovi izdvajaju iz vertikala u istim čvorovima. Na primjeru vertikale V1 na Slici 4.6. može se vidjeti da su element 6 (krug radijatora R2), te elementi 8 i 9 (krug radijatora R3) na vertikalu spojeni u istim točkama.

Dok su promjene autoriteta ventila pri regulaciji protoka prigušenjem, te upravljanju pri konstantnoj visini dobave uobičajene, što podrazumijeva smanjenje autoriteta pri zatvaranju ventila, kod preostale dvije metode upravljanja moguće je primjetiti da nakon pada dolazi do rasta autoriteta koji je tim izraženiji što je pripadni radijator bliže pumpi. Usporedba promjene autoriteta za sve četiri metode upravljanja pumpom za ventil radijatora R5 prikazana je sljedećom slikom.



Slika 6.3. Usporedba promjene autoriteta ventila radijatora R5

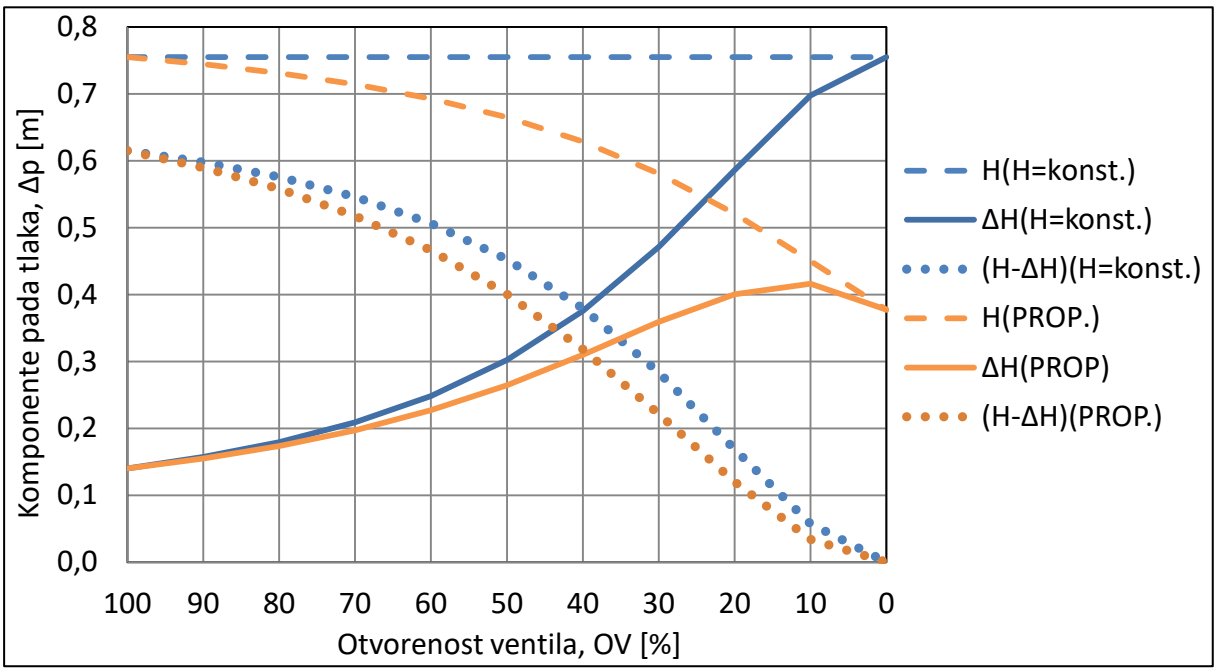
Za kvalitetnije pojašnjenje ove pojave prikazana je i usporedba promjene pripadnih razlika tlaka kojoj je tada izložen isti regulacijski krug.



Slika 6.4. Usporedba promjene razlike tlaka kojoj je izložen krug radijatora R5

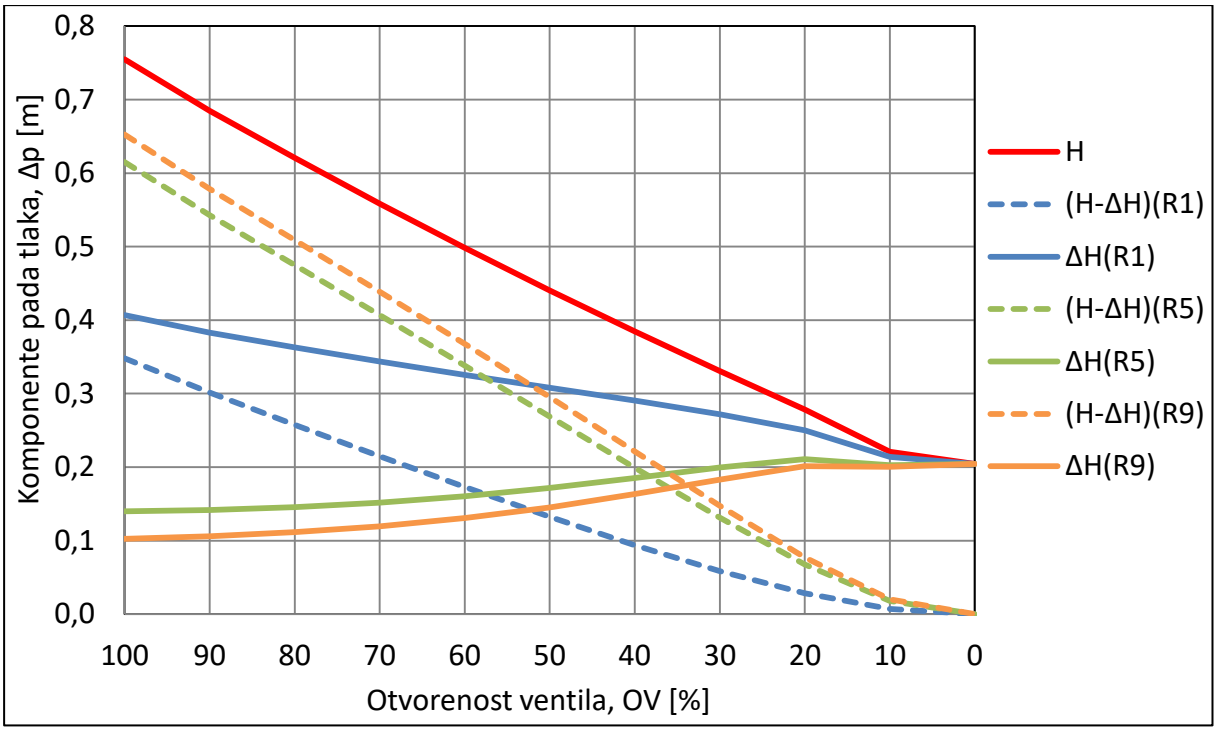
Dok je pri prigušenju te upravljanju pri konstantnoj visini dobave, prilikom smanjenja opterećenja, prisutan samo rast razlike tlaka kojoj je regulacijski krug izložen, kod metoda pri kojima je smanjenje protoka popraćeno snižavanjem visine dobave, pri nižim otvorenostima ventila dolazi do smanjenja te razlike tlaka. Prethodno prikazano povećanje autoriteta pri niskim otvorenostima ventila, prilikom korištenju tih dviju metoda, rezultat je upravo tog smanjenja razlike tlaka kojoj je izložen regulacijski krug.

Tu pojavu moguće je objasniti pomoću sljedećeg dijagrama na kojem su uspoređene razlika tlaka kojoj je izložen regulacijski krug radijatora R5 za slučaj upravljanja pri konstantnoj visini dobave te proporcionalnom upravljanju. Razlika tlaka (puna linija) zapravo je razlika pripadne visine dobave (isprekidana linija) i člana (H-ΔH), koji predstavlja sve gubitke u sustavu osim regulacijskog kruga (točkana linija). Za slučaj upravljanja pri konstantnoj visini dobave (plava), smanjenjem otvorenosti ventila, odnosno smanjenjem protoka vode, ostali gubici tlaka u sustavu sve su manji pa je stoga razlika tlaka stalno rastuća, a autoritet ventila padajuć. U slučaju proporcionalnog upravljanja (narančasta) ključna razlika je u promjenjivoj, stalno padajućoj visini dobave. Moguće je vidjeti da se u velikom dijelu područja otvorenosti ventila (100÷10%) član (H-ΔH) smanjuje brže od visine dobave, što rezultira rastom razlike tlaka. Ipak u najnižih 10% otvorenosti ventila pad visine dobave je izraženiji, dok pad člana (H-ΔH) usporava što je upravo uzrok rasta autoriteta ventila.



Slika 6.5. Usporedba razlike tlaka kojoj je izložen regulacijski krug R5 pri konstantnoj visini dobave i proporcionalnom upravljanju

Potrebno je imati na umu da se visina dobave pri proporcionalnom upravljanju ne mijenja po pravcu, jer apscisa označava otvorenost ventila, a ne protok vode kako je bilo u slučaju H,Q – dijagrama. Prikazane promjene ponovno se razlikuju ovisno o promatranom radijatoru i sustavu, što je moguće vidjeti na sljedećoj slici gdje je ta usporedba prikazana za tri radijatora, pri čemu su svi uspoređeni pri upravljanju pomoću vanjskog osjetnika.



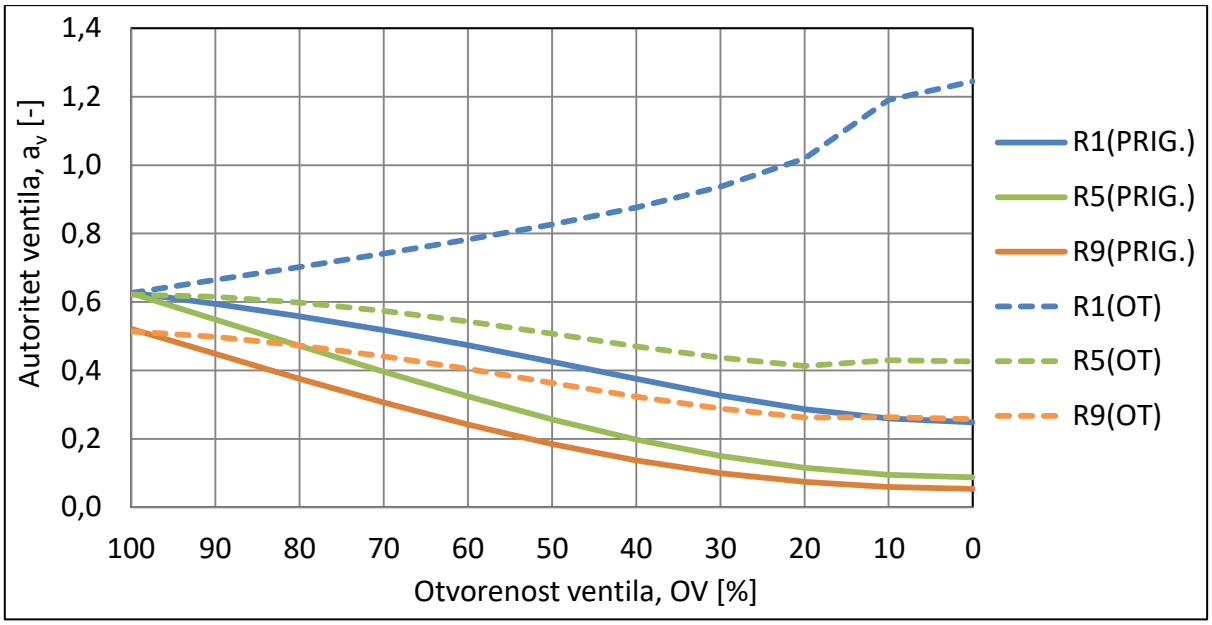
Slika 6.6. Usporedba ΔH za tri radijatora pri upravljanju pomoću vanjskog osjetnika tlaka

Moguće je primjetiti da su ostali gubici sustava, odnosno član (H-ΔH), za ventil radijatora R1 vrlo mali, odnosno da je razlika tlaka kojoj je taj krug izložen znatno veća od one preostalih radijatora. Dodatno, kako je riječ o malim vrijednostima ostalih gubitaka sustava, pri zatvaranju ventila oni se smanjuju sporije od visine dobave pa je razlika tlaka stalno padajuća, što znači da pri smanjenju opterećenja autoritet ventila stalno raste.

Takav rast je već prikazan Tablicom 6.2. gdje je također moguće vidjeti da pri niskim otvorenostima autoritet ventila radijatora R1 poprima vrijednosti veće od 1. Razlog je što stalno padajuća razlika tlaka, pri niskim otvorenostima postigne vrijednosti niže od projektnog pada tlaka na ventilu, a u stručnoj je literaturi navedeno da u ovakvom slučaju autoritet gubi smisao. Promjene su međusobno vrlo slične za ventile radijatora R5 i R9, što je i očekivano s obzirom na kretanje njihova autoriteta prema navedenoj tablici.

Ovime je završeno pojašnjenje rezultata autoriteta radijatorskih ventila danih Tablicom 6.2. Grafički prikaz rezultata, zbog velikog broja radijatora, te mogućnosti kombiniranja s četiri različite metode upravljanja pumpom nije izvršen.

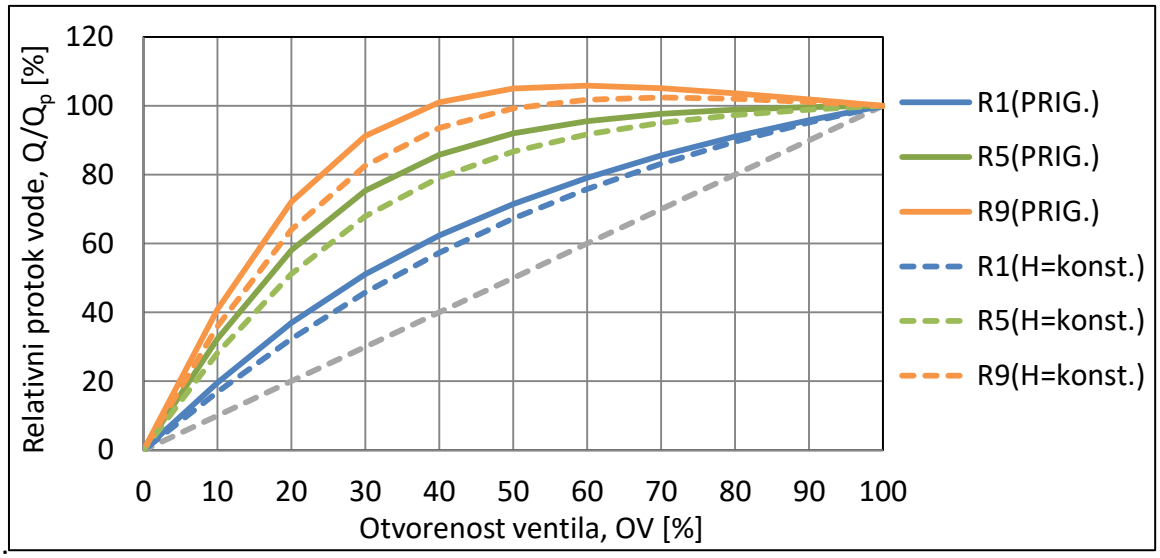
Ipak, na sljedećoj su slici, usporedbe radi, prikazani autoriteti ventila već promatranih radijatora pri regulaciji protoka prigušenjem (isprekidana linija), te upravljanju pomoću vanjskog osjetnika tlaka (puna linija). Odabrane su te dvije metode jer se mogu smatrati graničnima, odnosno metoda s najvišom i najnižom pripadnom visinom dobave pumpe. Iz ovog dijagrama može se primjetiti i važnost lokacije ventila u sustavu, gdje je autoritet ventila radijatora R1 prilikom regulacije protoka prigušenjem, ipak bolji od autoriteta ventila R9 pri upravljanju pomoću vanjskog osjetnika tlaka.



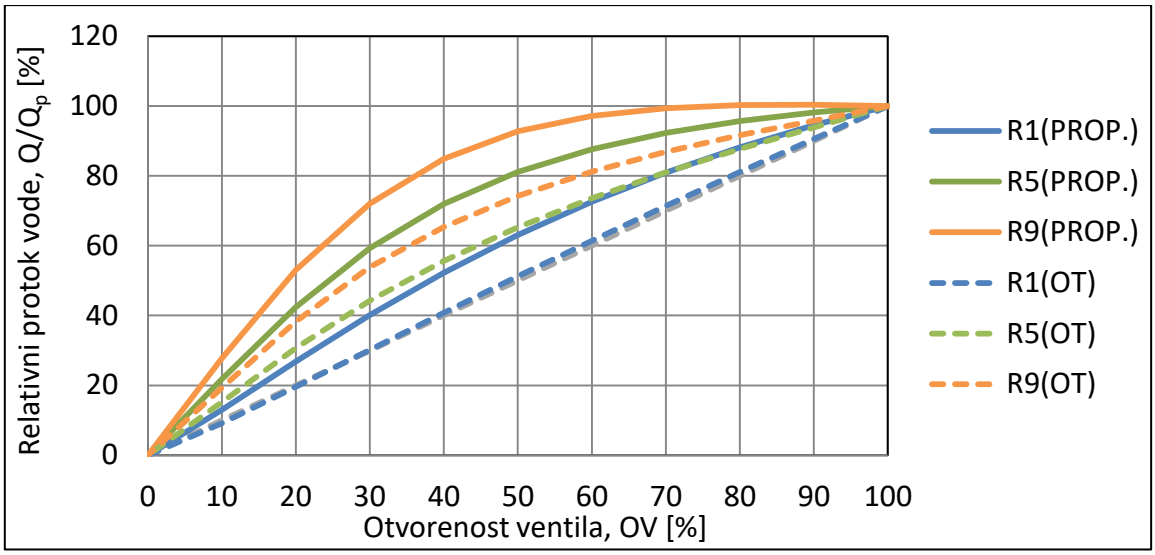
Slika 6.7. Autoriteti ventila pri regulaciji prigušenjem i upravljanju pomoću osjetnika tlaka

Konačno, za kraj ulomka napravljen je prikaz pogonskih karakteristika ventila, te je ponovno zbog velikog broja radijatora, te mogućih kombinacija s četiri različite metoda upravljanja pumpom, širina prikaza ograničena. Izvršene su usporedbe karakteristika ventila radijatora R1, R5 i R9, a prema graničnim položajima R1 i R9 moguće je zaključiti da karakteristike tih ventila zatvaraju pojas u kojem se nalaze karakteristike svih ostalih.

Na sljedećoj slici uspoređene su karakteristike navedenih ventila pri regulaciji protoka prigušenjem, te upravljanju pri konstantnoj visini dobave. Radi preglednosti, prikaz karakteristika pri korištenju preostale dvije metode upravljanja pumpom prikazan je Slikom 6.9.



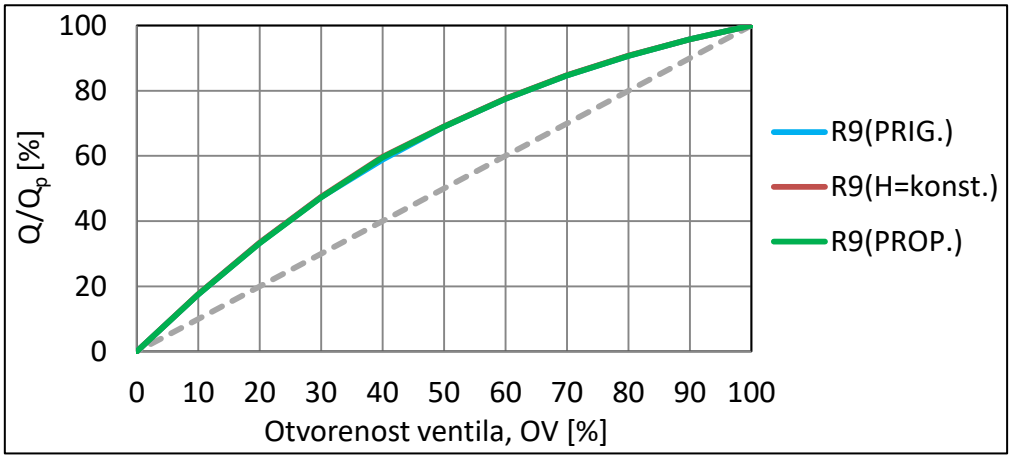
Slika 6.8. Karakteristike ventila pri regulaciji prigušenjem te pri konstantnoj visini dobave



Slika 6.9. Karakteristike ventila pri proporcionalnom te upravljanju pomoću osjetnika tlaka

Iz rezultata je vidljivo da je riječ o ventilima linearne karakteristike, te je karakteristika za idealni slučaj prikazana sivom isprekidanom linijom. Kako karakteristike ventila direktno ovise o autoritetu, prikazani rezultati su potpuno u skladu s očekivanjima. Uslijed većeg autoriteta karakteristike ventila koji su bliži pumpi manje odstupaju od idealne karakteristike. Dodatno, karakteristke pri korištenju metoda s nižom pripadnom visinom dobave u manjoj mjeri odstupaju od idealne.

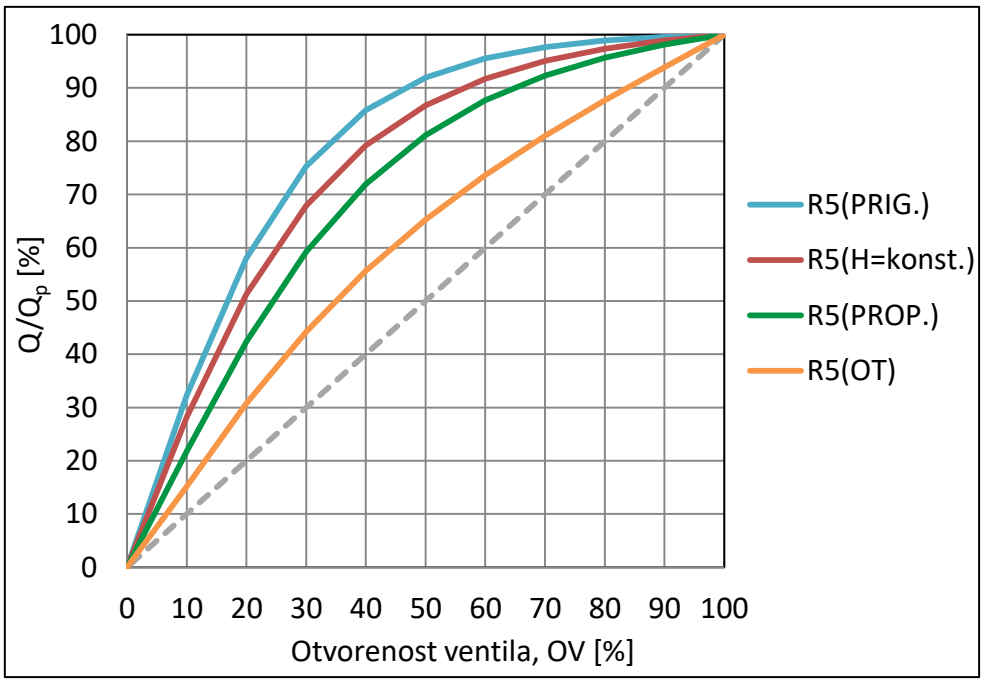
Na obje slike moguće je primjetiti iznenađujuću pojavu gdje se protok kroz radijator R9 povećava pri zatvaranju ventila. Ovdje je vrlo bitno razumjeti da je riječ o situaciji koja je definirana osim za ovu izvedbu sustava, još važnije, za istovremenu promjenu otvorenosti svih ventila. Pri zatvaranju ventila dolazi do smanjenja gubitaka strujanja, te ventili koji su udaljeni od pumpe, kako je već pokazano, postaju izloženi velikoj razlici tlaka zbog „nepotrošene“ visine dobave. Iako zatvaranje ventila izaziva povećanje otpora, u ovom slučaju prevladava povećana razlika tlaka te protok kroz ventil raste. Sa svrhom pojašnjenja prikazan je i sljedeći dijagram.



Slika 6.10. Karakteristika ventila radijatora R9 pri samostalnom zatvaranju

Prethodni dijagram prikazuje pogonsku karakteristiku ventila radijatora R9 prilikom korištenja tri metode upravljanja pumpom. Bitna razlika u odnosu na prethodne dijagrame je da se otvorenost ventila odnosi samo na promatrani ventil, dok je otvorenost svih drugih ventila u sustavu potpuna i konstantna. U ovom slučaju nije moguća situacija povećanja protoka kroz ventil, jer su promjene protoka u sustavu prilikom zatvaranja ventila gotovo nepromijenjene. To se očituje i u gotovo identičnoj karakteristici pri korištenju sve tri metode upravljanja, a razlog je što zatvaranje ventila, kojeg već karakterizira najmanji projektni protok u sustavu, utječe na ukupni protok u tako maloj mjeri da radna točka ostaje praktički konstantna, te je visina dobave za sve metode gotovo identična.

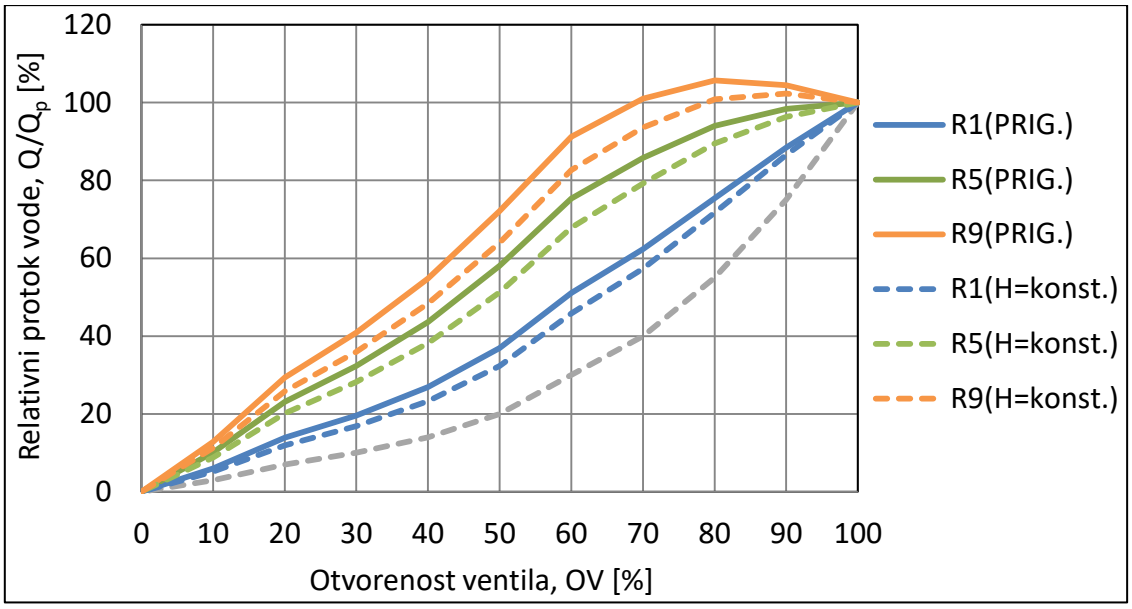
Ovime su objašnjene moguće nejasnoće vezane uz ispisane pogonske karakteristike ventila, a sljedećim je dijagramom, radi jednostavnijeg uočavanja razlike između pojedinih metoda upravljanja pumpom, prikazana usporedba pogonske karakteristike ventila radijatora R5.



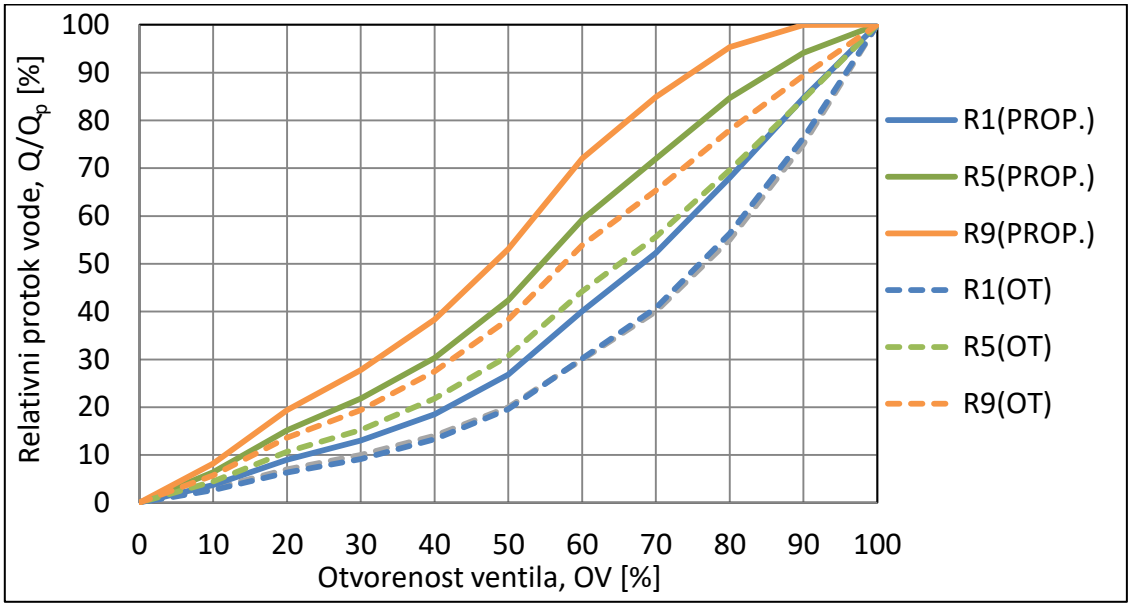
Slika 6.11. Usporedba karakteristike istog ventila za sve metode upravljanja pumpom

Iako su ove karakteristike već prikazane Slikama 6.8. i 6.9. ovdje se nalaze na istom dijagramu, a i kod ovakvog prikaza u fokusu je isključivo razlika uslijed primjene različite metode upravljanja. Razlike su naravno u skladu sa svim dosad izrečenim teorijskim tvrdnjama, vezanim uz razliku između pripadnih visina dobave te autoriteta ventila.

U Poglavlju 2 osim linearne predstavljena je i jednakopostotna karakteristika pa je stoga napravljena i simulacija, te ispis pogonskih karakteristika za slučaj promjene otpora ventila prema takvoj ovisnosti, kako je objašnjeno u prethodnom poglavlju, te prikazano Slikom 5.6. Ispis je ponovno napravljen za ventile radijatora R1, R5 i R9, te podijeljen na dva dijagrama.

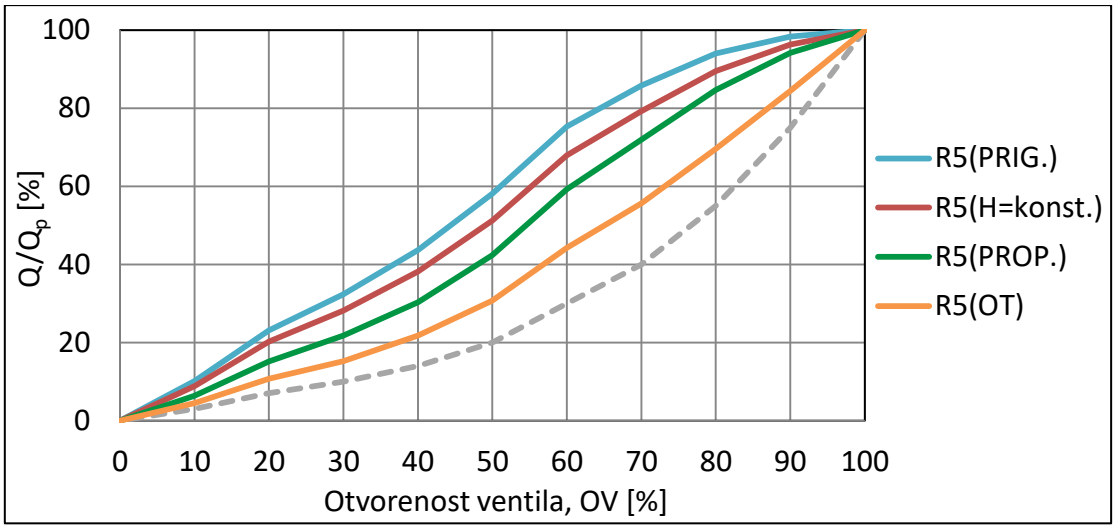


Slika 6.12. Jednakopostotne karakteristike ventila pri prigušenju i konstantnoj visini dobave



Slika 6.13. Jednakopostotne karakteristike pri proporcionalnom te upravljanju pomoću vanjskog osjetnika

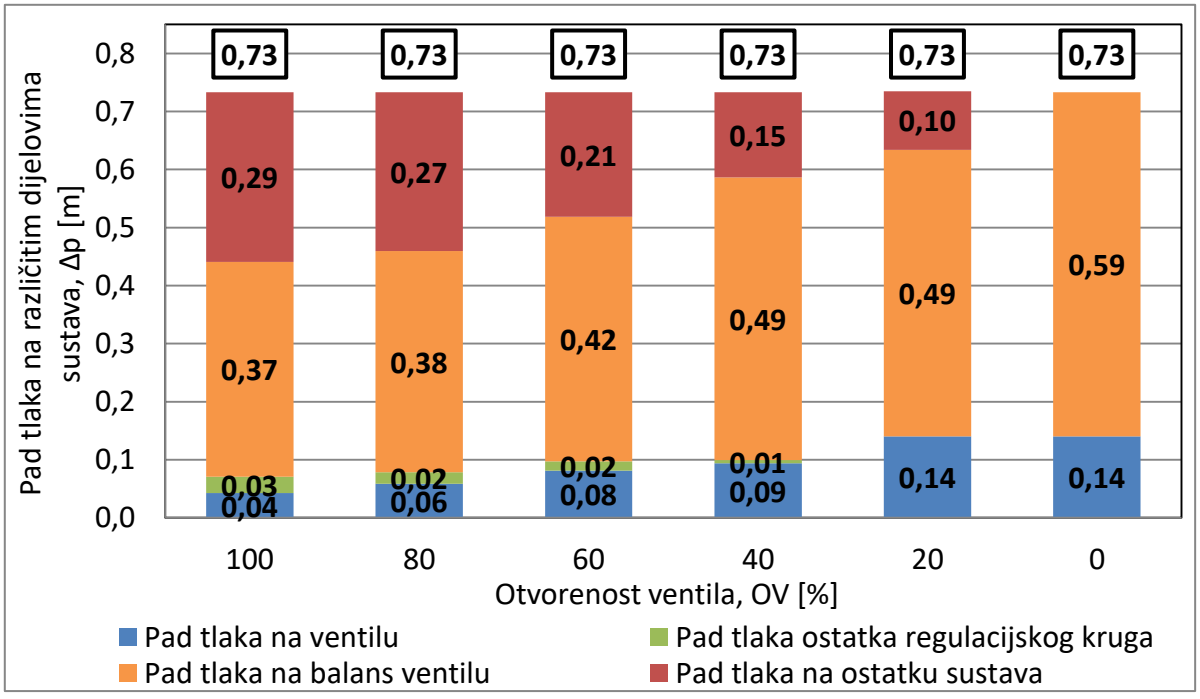
Rezultati za slučaj primjene ventila jednakopostotne karakteristike su analogni prethodnima, u smislu da se deformacija karakteristike ventila povećava udaljavanjem od pumpe, te je izraženija pri korištenju metode sa višom pripadnom visinom dobave. Moguće je primjetiti da i ovdje postoji pojava povećanja protoka pri zatvaranju ventila, ali u nešto manjoj mjeri. Objašnjenja dana za slučaj primjene ventila linearne karakteristike vrijede i u ovom slučaju. Dodatno, kao i za slučaj linearne karakteristike prikaz ispisanih pogonskih karakteristika završen je usporedbom karakteristika ventila radijatora R5, pri korištenju svih metoda upravljanja pumpom, nakon čega slijedi novi ulomak koji sadrži prikaz rezultata za slučaj balansiranog slučaja.



Slika 6.14. Usporedba karakteristike istog ventila za sve metode upravljanja pumpom

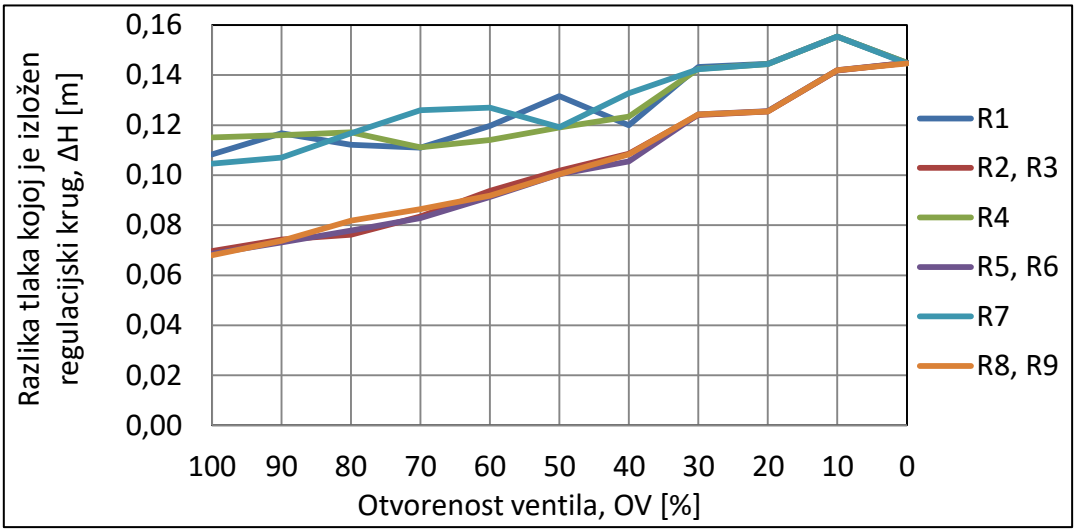
6.2. Rezultati za slučaj balansiranog sustava

Rezultati za slučaj balansiranog sustava u prethodnom poglavlju pokazali su da primjena balans ventila rješava problem raspodjele protoka po vertikalama, što podrazumijeva da su kod balansiranog sustava vertikale pod jednakim opterećenjem. Kako je već rečeno, osim što prigušenjem osiguravaju točno potrebni protok vertikalama, balans ventili ih čine tlačno neovisnima, što bitno utječe na razliku tlaka kojoj su regulacijski krugovi izloženi pri različitim otvorenostima ventila. Sljedeći dijagram analogan je onome na Slici 6.1. uz dodatni segment koji označava pad tlaka na balans ventilu (ABV2) pripadne vertikale.



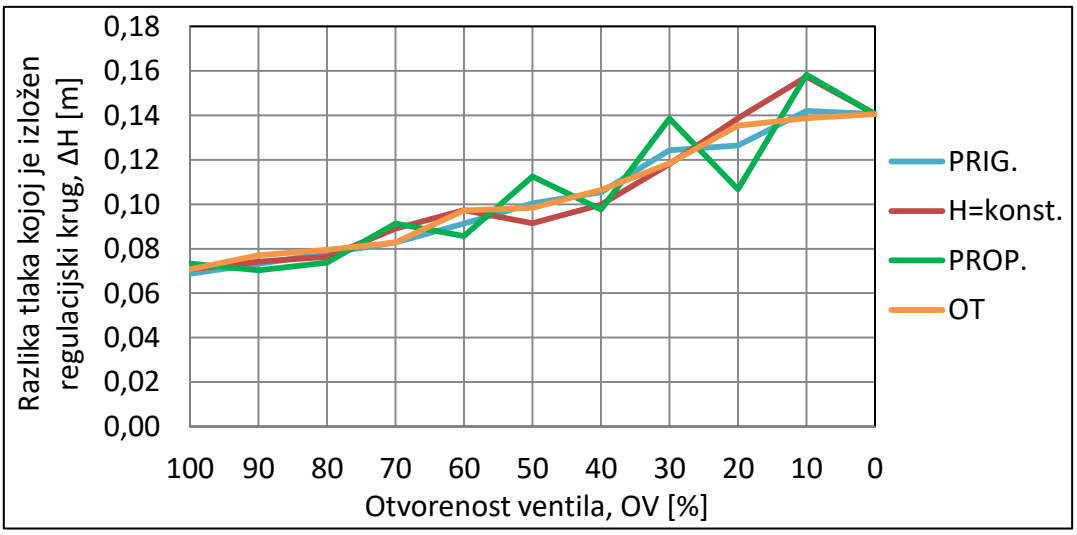
Slika 6.15. Udio pada tlaka na ventilu radijatora R5 u ukupnoj visini dobave pumpe

Dok je u slučaju nebalansiranog sustava razlika tlaka kojoj je izložen regulacijski krug pri zanemarivom protoku jednaka pripadnoj visini dobave H_0, uslijed tlačne neovisnosti vertikala, kod balansiranog sustava regulacijski krug je izložen pripadnoj razlici tlaka na strani vertikale ΔH_V, čija je konstantna vrijednost dana Tablicom 5.4. Ostatak visine dobave na sebe preuzimaju balans ventili na kojima se, prilikom upravljanja pri konstantnoj visini dobave kako je i prikazano prethodnom slikom, prigušenje povećava sa smanjenjm otvorenosti ventila. Promjena razlike tlaka kojoj su izloženi regulacijski krugovi pri regulaciji protoka prigušenjem, odnosno najnepovoljnijem upravljanju, prikazana je sljedećim dijagramom.



Slika 6.16. Razlika tlaka kojoj su izloženi regulacijski krugovi pri regulaciji prigušenjem

Moguće je primjetiti da su krivulje grupirane u dvije skupine, a razlog je već spomenuta jednakost vertikala, pa su tako npr. donji radijatori svih vertikala izloženi jednakoj razlici tlaka. Odstupanja između krivulja, te same njihove oscilacije, ponovno su uzrokovane otežanom konvergencijom. Usporedba pada tlaka regulacijskog kruga radijatora R5 za sve metode upravljanja pumpom prikazana je sljedećom slikom.



Slika 6.17. Usporedba promjene razlike tlaka kojoj je izložen krug radijatora R5

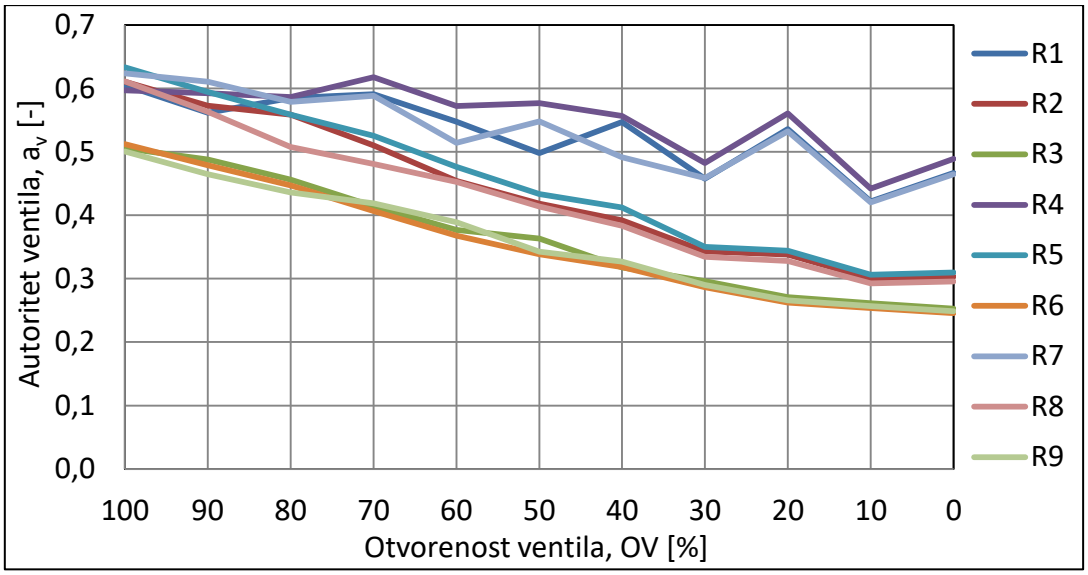
Zanemare li se tipične sitne oscilacije u rezultatima moguće je primjetiti da je razlika tlaka kojoj je izložen regulacijski krug neovisna o odabiru metode upravljanja pumpom, što je i očekivano s obzirom na analogne rezultate protoka, prikazane u prethodnom poglavlju. Dodatno, valja primjetiti kako je razlika početnih i krajnjih vrijednosti, prikazanih na prethodnim slikama, vrlo mala u usporedbi sa onima kod nebalansiranog sustava, te je shodno tome za očekivati i znatno manje promjene autoriteta ventila u pogonu. Vrijednosti autoriteta svih ventila, pri različitim otvorenostima, za sve metode upravljanja pumpom dane su sljedećom tablicom.

Regulacija protoka prigušenjem							Upravljanje pri konstantnoj visini dobave					
OV [%]	100	80	60	40	20	0	100	80	60	40	20	0
R1	0,61	0,58	0,55	0,55	0,54	0,47	0,59	0,65	0,49	0,45	0,39	0,47
R2	0,61	0,56	0,45	0,39	0,34	0,30	0,60	0,58	0,46	0,36	0,31	0,31
R3	0,51	0,46	0,38	0,32	0,27	0,25	0,51	0,46	0,41	0,32	0,29	0,26
R4	0,63	0,62	0,64	0,59	0,59	0,52	0,59	0,53	0,46	0,53	0,38	0,45
R5	0,63	0,56	0,48	0,41	0,34	0,31	0,60	0,56	0,44	0,43	0,31	0,30
R6	0,51	0,45	0,37	0,32	0,26	0,25	0,50	0,48	0,39	0,35	0,28	0,26
R7	0,62	0,56	0,51	0,49	0,53	0,46	0,64	0,60	0,69	0,62	0,44	0,52
R8	0,61	0,51	0,45	0,38	0,33	0,30	0,63	0,51	0,47	0,43	0,31	0,30
R9	0,50	0,44	0,39	0,33	0,27	0,25	0,51	0,42	0,35	0,32	0,27	0,24
Proporcionalno upravljanje							Upravljanje preko vanjskog osjetnika tlaka					
OV [%]	100	80	60	40	20	0	100	80	60	40	20	0
R1	0,59	0,64	0,53	0,61	0,52	0,45	0,59	0,60	0,59	0,52	0,56	0,47
R2	0,60	0,58	0,50	0,46	0,40	0,30	0,60	0,59	0,51	0,37	0,33	0,31
R3	0,50	0,46	0,43	0,35	0,34	0,26	0,51	0,47	0,42	0,30	0,26	0,26
R4	0,59	0,65	0,56	0,69	0,54	0,47	0,59	0,51	0,46	0,59	0,47	0,45
R5	0,60	0,59	0,51	0,45	0,41	0,31	0,60	0,54	0,44	0,40	0,31	0,30
R6	0,52	0,47	0,43	0,33	0,34	0,26	0,50	0,48	0,40	0,32	0,27	0,26
R7	0,64	0,71	0,61	0,74	0,59	0,52	0,64	0,66	0,63	0,57	0,52	0,52
R8	0,63	0,57	0,50	0,44	0,40	0,31	0,63	0,55	0,47	0,38	0,32	0,30
R9	0,51	0,43	0,40	0,31	0,31	0,24	0,51	0,43	0,37	0,30	0,26	0,24

Tablica 6.3. Autoriteti ventila pri različitim otvorenostima za slučaj balansiranog sustava

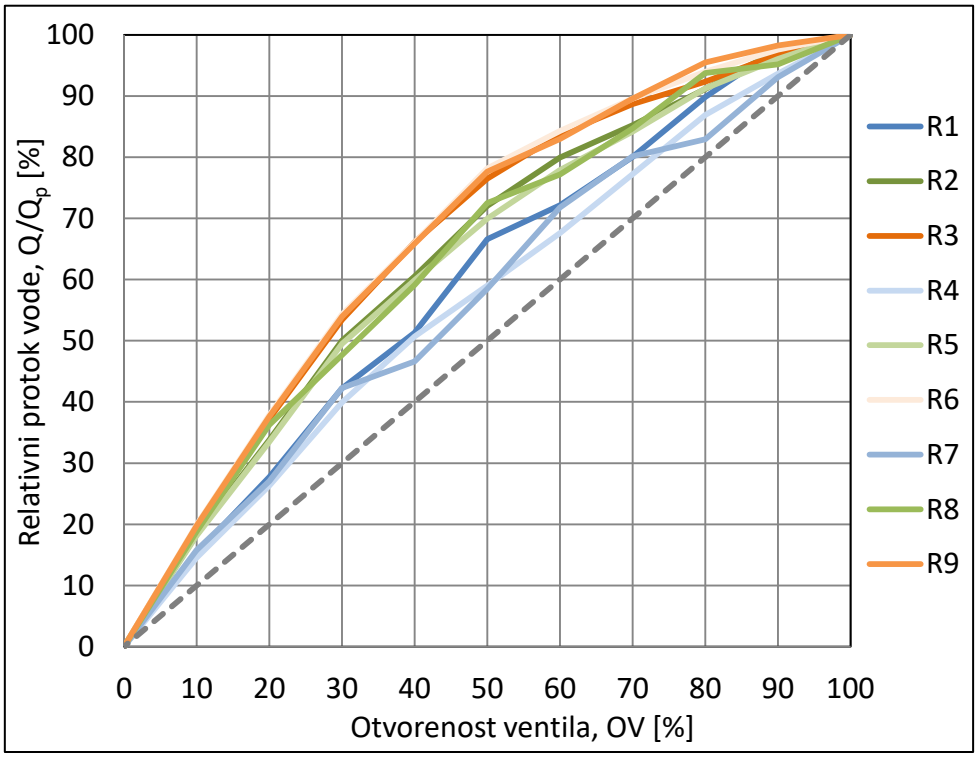
Kako je razlika tlaka kojoj je izložen regulacijski krug neovisna o primjenjenoj metodi upravljanja pumpom, vrijednosti autoriteta ventila jednake su za sva četiri slučaja. Dodatno, i iz ovih je rezultata moguće primjetiti međusobnu jednakost vertikala, uslijed tlačne neovisnosti osigurane od strane balans ventila. Potvrđeno je da primjena balans ventila pozitivno djeluje i na problematiku autoriteta, te je pri ovakvim uvjetima minimalni autoritet čak i najnepovoljnije smještenih ventila unutar preporučenog pojasa.

Sljedeća slika predstavlja grafički prikaz vrijednosti autoriteta, neovisno o primjenjenoj metodi upravljanja pumpom. Ponovno je moguće primjetiti grupiranje krivulja ovisno o smještaju na vertikali uz nešto izraženije odstupanje za slučaj donjih radijatora.



Slika 6.18. Vrijednosti autoriteta ventila balansiranog sustava

Prema prikazanim vrijednostima autoriteta koje se za ventile svih radijatora nalaze unutar preporučenog pojasa na cijelom području otvorenosti, za očekivati je da će pogonske karakteristike ventila odstupati od idealne karakteristike u znatno manjoj mjeri nego što je bio slučaj kod nebalansiranog sustava. Te karakteristike, za sve ventile u sustavu prikazane su sljedećom slikom, te također vrijede za sve četiri metode upravljanja pumpom. Kao i kod prikaza prethodnih parametara ponovno je moguće primjetiti grupiranje krivulja, te nešto izraženije oscilacije kod rezultata donjih radijatora.

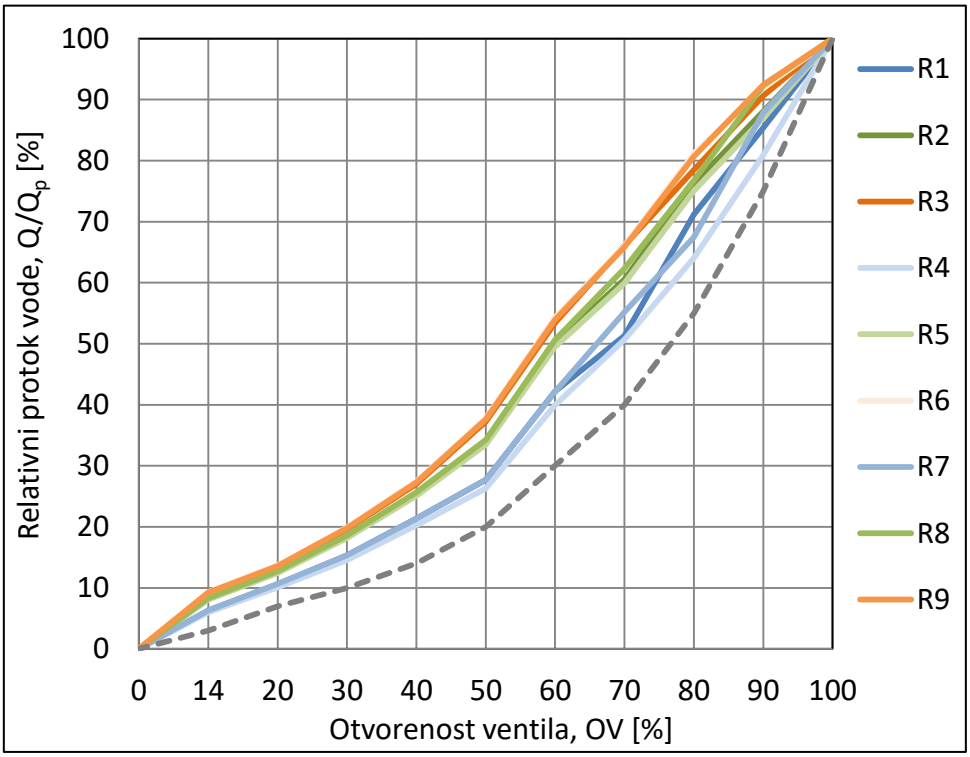


Slika 6.19. Pogonske karakteristike svih ventila za slučaj balansiranog sustava

U skladu s dosadašnjim rezultatima pogonske karakteristike ventila su vrlo zadovoljavajuće, te za razliku od onih kod nebalansiranog sustava, u ovom slučaju ne postoje nikakve pojave koje zahtjevaju detaljnije pojašnjenje. Kod nijednog ventila ne dolazi do povećanja protoka pri smanjenju zatvorenosti ventila, a moguće je i primjetiti da je kretanje vrijednosti autoriteta ventila u skladu s teorijskim osnovama danim u Poglavlju 2. Pritom se misli na pad autoriteta sa smanjenjem otvorenosti, pri čemu nije moguće postići autoritete veće od 1 kako je bio slučaj kod nebalansiranog sustava. Pregledom svih parametara prikazanih u ovom, ali i prethodnom poglavlju, konačno je moguće zaključiti da balansiranje ima pozitivan utjecaj na svaki od promatranih parametara sustava, te da su rezultati simulacije ovog numeričkog modela u potpunosti ispunili očekivanja koja su nametnuta teorijskim izlaganjem u Poglavljima 2 i 3.

U prethodnom ulomku, kod prikaza pogonskih karakteristika za slučaj nebalansiranog sustava, karakteristike su različite za svaki ventil jer tada vertikale nisu pod jednakim opterećenjem. Dodatno, raznolikost rezultata je učetverostručena uslijed razlika pri korištenju različitih metoda upravljanja. Za balansirano stanje sustava prikaz rezultata je vrlo jednostavan, te je za prikaz pogonskih karakteristika dovoljan samo jedan, prethodni dijagram. Iz navedenih razloga nije jednostavno napraviti preglednu usporedbu karakteristika nebalansiranog i balansiranog sustava, te je takva i izostavljena. Ipak, osim nepreglednosti, značajniji razlog izostavljanja usporedbe je što uvjeti takvih sustava nisu jednaki, pri čemu se misli na korištenje različite cirkulacijske pumpe, te tada usporedba nije korektna. Upravo iz tog razloga takva usporedba nije napravljena ni za prethodne parametre.

Konačno, na sljedećoj slici prikazane su pogonske karakteristike za slučaj ventila jednakopostotne karakteristike, te taj prikaz predstavlja završetak ovog diplomskog rada.



Slika 6.20. Pogonske karakteristike za slučaj ventila jednakopostotne karakteristike

ZAKLJUČAK

U ovom diplomskom radu formiran je numerički model cijevne mreže jednostavnog sustava toplovodnog grijanja, te je izvršena simulacija pogonskih uvjeta. Promatrani sustav sadrži tri međusobno jednake vertikale, pri čemu su na svakoj vertikali smještena po tri radijatora kojima prethode termostatski radijatorski ventili. Jednostavnost sustava omogućava preglednost pri pojašnjenju svih potrebnih koraka i prikazu rezultata, ali pritom ne mijenja promatranu tematiku koja je neovisna o veličini promatranog sustava.

Pogonski su uvjeti simulirani pomoću Hardy Cross metode, a riječ je o metodi koja se uglavnom primjenjuje pri određivanju protoka otvorenih sustava, poput vodovodne mreže, te je njena implementacija na zatvoreni sustav, poput cijevne mreže grijanja, predstavljala jedan od povoda ovog diplomskog rada, a moguće je zaključiti da je provedena uspješno. Temelj simulacije je spomenuti numerički hidraulički model, te je formiranje modela detaljno obrađeno četvrim poglavljem, i popraćeno potrebnim pojašnjenjima, slikama i tablicama. Jednom kad je model formiran jedini promjenjivi ulazni parametar je otvorenost radijatorskih ventila, a odabran je način promjene otvorenosti pri kojem je ona jednaka za sve ventile.

Simulacija je provedena odvojeno za slučaj nebalansiranog sustava, te za stanje kada su na vertikale instalirani automatski balans ventili. Dodatno, za oba stanja provedene su simulacije pri različitim metodama upravljanja pumpom gdje svaka od korištenih metoda za određenu otvorenost ventila isporučuje različitu visinu dobave. Svaka od spomenutih metoda detaljno je objašnjena u trećem poglavlju, a one su sljedeće:

- regulacija protoka prigušenjem
- upravljanje pri konstantnoj visini dobave
- proporcionalno upravljanje
- upravljanje pri konstantnoj razlici tlaka na osjetniku

Na samom početku rada pojašnjen je pojam hidrauličkog balansa, te je kroz usporedbu nebalansiranih i balansiranih sustava istaknuta njegova važnost u sustavima vodenog grijanja. Prvi dio prikaza rezultata, predstavljen u petom poglavlju, odnosi se na rezultate simulacije u vidu protoka vode kroz elemente sustava, a rezultati su podijeljeni za slučaj nebalansiranog i balansiranog stanja. Rezultatima nebalansiranog stanja potvrđena je problematika opisana prvim poglavljem, pri čemu sustav karakterizira nejednolika i očekivana raspodjela protoka vode, ali i općenito prevelik protok u sustavu. Zatim su prikazani rezultati za slučaj postojanja balans ventila koji svojim radom osiguravaju točno željeni protok vode u sustavu, pri svim otvorenostima ventila. Tada je protok kroz sve tri vertikale jednak pri svim uvjetima, dok i dalje postoji nejednolika raspodjela protoka između radijatora iste vertikale iz razloga što nije provedeno balansiranje po ogrjevnim tijelima, već samo po vertikalama. Kako su rezultati u potpunosti u skladu s očekivanjima, moguće je zaključiti da je formirani model u potpunosti valjan.

Nakon uvoda u tematiku hidrauličkog balansa, u sljedećem su poglavlju dane teorijske osnove vezane uz pojam autoriteta ventila čija je važnost naglašena prikazom njegova

utjecaja na pogonske karakteristike ventila, odnosno ovisnost protoka kroz ventil o njegovoj otvorenosti. Upravo je mala važnost koja se općenito pridaje autoritetu ventila, bila jedan od povoda zbog kojih je taj pojam stavljen u fokus ovog rada. U drugom dijelu prikaza rezultata simulacije, koji je obuhvaćen šestim poglavljem, prikazani su autoriteti ventila svih radijatora, pri svim otvorenostima i korištenim metodama upravljanja. Iako se projektne vrijednosti autoriteta ventila nalaze unutar preporučenog pojasa, u slučaju nebalansiranog sustava, smanjenjem otvorenosti ventila, odnosno protoka, vrijednosti autoriteta se značajno smanjuju. Pri vrlo niskim vrijednostima protoka gubici tlaka uslijed strujanja se drastično smanjuju, te svu „nepotrošenu“ visinu dobave na sebe preuzimaju ventili, što rezultira padom njihova autoriteta znatno ispod minimalnih preporučenih vrijednosti. Same promjene autoriteta, kao i protoka vode, različite su za svaki ventil, te ovise o smještaju ventila u sustavu, pri čemu je smještaj tim nepovoljniji što je ventil udaljeniji od pumpe.

Za razliku od navedenog, u slučaju balansiranog sustava gdje postoji jednakost vertikala, razlike postoje isključivo između samih radijatora, odnosno ventila, smještenih na istoj vertikali. Kako su u balansiranom sustavu vertikale tlačno neovisne, pri smanjenju protoka vode, odnosno smanjenju gubitaka strujanja, „nepotrošena“ visina dobave ne prelazi na radijatorske ventile već se prigušuje na balans ventilima. Posljedica je znatno povoljnija promjena autoriteta ventila sa smanjenjem otvorenosti, te održavanje zadovoljavajućih vrijednosti prilikom cijelog pogona. Dodatno, balansiranje uvelike smanjuje odstupanje pogonske karakteristike ventila od idealne, koje je u slučaju nebalansiranog sustava izraženo u jako velikoj mjeri kako je moguće vidjeti na prikazu ispisanih karakteristika. Usporedba s rezultatima za nebalansirano stanje pokazuje da, kao i za protok vode, balansiranje eliminira probleme te osigurava efikasan i kvalitetan rad sustava. Postizanje takvih rezultata koji su u skladu s očekivanjima, dodatno ukazuje na valjanost modela i simulacije.

Osim razlika uslijed postavljanja balans ventila, rezultati su podijeljeni ovisno o primjenjenoj metodi upravljanja pumpom. Pokazano je da je rad sustava, za stanje nebalansiranog sustava, u pogledu protoka vode i autoriteta ventila, tim kvalitetniji što je pripadna visina dobave pumpe niža. Kod balansiranog sustava rezultati su neovisni o korištenoj metodi, ponovno zbog tlačne neovisnosti, pri čemu se pretjerani protok, odnosno pretjerana „nepotrošena“ visina dobave u potpunosti prigušuje balans ventilom. Tada se efikasnost uslijed niže isporučene visine dobave očitava isključivo u manjoj potrebnoj snazi za pogon pumpe. Rezultati su popraćeni ispisanim H,Q – dijagramima koji su direktno izvučeni iz korištenog računskog alata, te koji predstavljaju grafički prikaz hidrauličkog stanja sustava. Končano, i u slučaju primjene različitih metoda upravljanja pumpama, rezultatima su potvrđne teorijske tvrdnje izložene u trećem poglavlju, što ponovno upućuje na uspješnost definiranja modela, te ispunjavanja zadatka ovog diplomskog rada.

LITERATURA

[1] M. Šavar: Hidrodinamika cijevnih mreža, Zagreb, 2005.
[2] ASHRAE: The Three Keys to Perfect Hydronic Control
[3] I. Balen: Podloge za predavanja iz kolegija „Grijanje“, FSB, Zagreb
[4] F. Alameddine; A. Gunnarson: An Engineer's Guide for Sizing and Specifying Pressure Independent Control Valves for Building Services
[5] M. Al-Khalifah; G. McMillan: Control valve versus variable speed drive for flow control
[6] Danfoss: http://heating.danfoss.com/PCMPDF/VDA6E237_ASV_DN15-100.pdf
[7] Caleffi: https://www.caleffi.com/sites/default/files/file/01034_en.pdf
[8] Danfoss: http://heating.danfoss.com/PCMPDF/026v04%20Low%20Res.pdf
[9] E. Piana: Hydraulic balancing strategies, 2018.
[10] A. Muggleton: Why care about Valve Authority?, 2015.
[11] Johnson Controls: https://cgproducts.johnsoncontrols.com/met_pdf/347vb.pdf

PRILOZI

I. CD-R disc