

# OPTIMIZACIJA ENERGETSKIH SUSTAVA ZGRADA PRIBLIŽNO NULTE ENERGIJE KORIŠTENJEM DINAMIČKIH SIMULACIJA

---

**Delač, Boris**

**Doctoral thesis / Disertacija**

**2017**

*Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj:* **University of Rijeka, Faculty of Engineering / Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet**

*Permanent link / Trajna poveznica:* <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:190:818861>

*Rights / Prava:* [In copyright](#)/[Zaštićeno autorskim pravom.](#)

*Download date / Datum preuzimanja:* **2025-02-04**



*Repository / Repozitorij:*

[Repository of the University of Rijeka, Faculty of Engineering](#)



SVEUČILIŠTE U RIJECI  
TEHNIČKI FAKULTET

Boris Delač

**OPTIMIZACIJA ENERGETSKIH  
SUSTAVA ZGRADA PRIBLIŽNO NULTE  
ENERGIJE KORIŠTENJEM DINAMIČKIH  
SIMULACIJA**

DOKTORSKA DISERTACIJA

Rijeka, 2017.



SVEUČILIŠTE U RIJECI  
TEHNIČKI FAKULTET

Boris Delač

**OPTIMIZACIJA ENERGETSKIH  
SUSTAVA ZGRADA PRIBLIŽNO NULTE  
ENERGIJE KORIŠTENJEM DINAMIČKIH  
SIMULACIJA**

DOKTORSKA DISERTACIJA

Mentori: prof. dr. sc. Branimir Pavković  
prof. dr. sc. Kristian Lenić

Rijeka, 2017.

UNIVERSITY OF RIJEKA  
FACULTY OF ENGINEERING

Boris Delač

**OPTIMIZATION OF ENERGY SYSTEMS  
FOR NEARLY ZERO ENERGY  
BUILDINGS USING DYNAMIC  
SIMULATIONS**

DOCTORAL THESIS

Rijeka, 2017.

Mentori disertacije: prof. dr. sc. Branimir Pavković  
prof. dr. sc. Kristian Lenić

Doktorska disertacija obranjena je dana \_\_\_\_\_ na Tehničkom  
fakultetu Sveučilišta u Rijeci, pred povjerenstvom:

1. prof. dr. sc. Vladimir Medica, predsjednik
2. prof. dr. sc. Branimir Pavković, član
3. doc. dr. sc. Marino Grozdek, član (FSB Zagreb)

## **PREDGOVOR**

Potrošnju korisne energije za grijanje i hlađenje zgrada kao i energiju za pogon pripadnih tehničkih sustava danas je moguće odrediti s većom ili manjom točnošću kroz jednostavnije ili složenije pristupe. U ovoj doktorskoj disertaciji razvijen je cjeloviti pristup kojim su obuhvaćeni istovremeni utjecaj fizikalnih svojstava zgrade i dinamičkih karakteristika tehničkog sustava kroz detaljno razmatranje dinamike sustava i zgrade u kratkim vremenskim koracima.

Opsežna analiza provedena u sklopu izrade doktorske disertacije zahtijevala je računalne resurse višestruko veće od onih danas dostupnih s korištenjem osobnih računala.

Zahvaljujem se osoblju Centra za napredno računanje i modeliranje Sveučilišta u Rijeci na ustupljenoj računalnoj opremi korištenoj za provedbu simulacija u ovoj doktorskoj disertaciji.

Također se zahvaljujem mentorima red. prof. dr. sc. Branimiru Pavkoviću i red. prof. dr. sc. Kristianu Leniću na svesrdnoj pomoći i podršci tijekom izrade doktorske disertacije.

## SAŽETAK

U doktorskoj disertaciji obrađen je optimirani pristup analizi zgrada s njihovim tehničkim sustavima koje se obnavljaju u cilju postizanja zgrade približno nulte energije. Pristup se temelji na primjeni numeričkih dinamičkih simulacijskih modela koji uključuju zgradu i tehničke sustave, na kojima se provodi cjelovita parametarska optimizacija. Pristupom se uvažava međusobna interakcija zgrade i tehničkih sustava kroz njeno oblikovanje i svojstva koja utječu na potrošnju energije, karakteristiku opreme, konfiguraciju i strategiju upravljanja tehničkih sustava, uz uvažavanje promjenjivih rubnih uvjeta. Pogodnost primjene numeričkih dinamičkih simulacija za analizu tehničkih sustava zgrada približno nulte energije utvrđena je kroz izradu numeričkih dinamičkih modela i njihovo vrednovanje usporedbom s rezultatima eksperimentalnih mjerenja stvarnih sustava. Modeliranje potrošnje toplinske energije provedeno je na višezonskom modelu zgrade u programskom paketu Trnsys. Postavljeni su numerički dinamički simulacijski modeli tehničkih sustava koji omogućuju nove znanstvene spoznaje o njihovoj konfiguraciji i kriterijima za primjenu te usmjeravaju i olakšavaju projektiranje tehničkih sustava zgrada približno nulte energije u čvrstoj vezi s arhitektonsko – građevinskim mjerama toplinske zaštite zgrade. Izrađeni su novi numerički modeli kompresijskih dizalica topline voda – voda i zrak – voda prošireni uvođenjem karakteristika uređaja kod djelomičnog opterećenja i mogućnošću djelomičnog i potpunog povrata topline prikladni za rad na Trnsys simulacijskom sučelju. Formuliran je optimizacijski problem određivanja fizikalnih svojstava zgrade u interakciji s tehničkim sustavima, za koji je razvijena specijalizirana optimizacijska metoda bazirana na genetskom algoritmu. Simulacijski alat razvijen u disertaciji omogućava detaljne analize za postizanje cjelovitih optimalnih tehničkih rješenja kroz energetske, ekonomske i ekološke pokazatelje. Alat je testiran i primijenjen za područje umjerene mediteranske klime kroz lokacije jadranske Hrvatske. Preporučena su optimalna rješenja koja mogu osigurati ostvarenje toplinske razine potrošnje zgrade približno nulte energije kod njene obnove. Ukazano je na nedostatke postojećih definicija zgrada približno nulte energije u regulativi Republike Hrvatske. Razvijeni alat može poslužiti boljoj analizi i uspostavljanju kriterija za referentne zgrade približno nulte energije, ne samo u području jadranske već i kontinentalne Hrvatske i šire, u cilju pomoći kod donošenja budućih propisa jer predstavlja jedinstven pristup identifikacije rješenja.

## **ABSTRACT**

The optimized tool for analysis of existing buildings with technical systems in scope of achieving nearly zero energy building in building refurbishment is developed in the presented thesis. The approach is based on the application of numerical dynamic simulation of a building with integrated technical system in a complete parametric optimization. The mutual interaction of building with its technical system is comprised through its design and features that affect energy consumption, characteristic of equipment, design and management strategy of a technical system, including dynamic boundary conditions. The feasibility of numerical simulations application for dynamic analysis of nearly zero energy buildings technical systems is determined through the development of numerical dynamic models which are validated by comparison with field measurements results. Heat consumption modelling is carried out on a multi-zone building model using Trnsys software. The set of numerical dynamic simulations of technical systems is created which enables new scientific conclusions on system configuration and criteria for the application. These simulations facilitate the design of technical systems of nearly zero energy buildings in connection with passive energy efficiency measures. New numerical models of water to water and air to water compression heat pumps are created by implementing the characteristics at partial load conditions and the possibility of partial and total heat recovery. The models are suitable for operation in Trnsys simulations. The formulated optimization problem determines the physical properties of building envelope in interaction with building technical systems. This specialized optimization method is based on a genetic algorithm. This simulation tool provides a detailed analysis for the achievement of complete optimal technical solutions through energy, economic and environmental indicators. In scope of thesis, the tool has been tested and applied in the area of mild Mediterranean climate, the Croatian part of Adriatic coast. The optimal solutions that can ensure the achievement of the consumption level of nearly zero energy building are recommended. The shortcomings of the existing definition of nearly zero energy buildings in the Croatian regulations are pointed out. This tool can be used for better analysis and establishing of criteria for the nearly zero energy reference buildings. It is suitable for application in Croatia and beyond in order to help in decision on future regulations because it represents a unique approach to identify solutions.

## KLJUČNE RIJEČI / KEYWORDS

- Energetski sustavi zgrada
- Zgrada približno nulte energije (G0EZ)
- Integrirani pristup projektiranju
- Dinamička simulacija
- Optimizacija

- Building energy systems
- Nearly zero energy building (nZEB)
- Integrated system design
- Dynamic simulation
- Optimization

## SADRŽAJ

<b>1</b>	<b>UVOD</b> .....	<b>1</b>
1.1	Motivacija.....	1
1.2	Problem i predmet znanstvenog istraživanja.....	4
1.3	Znanstvena hipoteza.....	7
1.4	Analiza dosadašnjih istraživanja.....	8
1.4.1	Zgrade približno nulte energije.....	8
1.4.2	Modeliranje potrošnje toplinske energije za grijanje i hlađenje te određivanje projektnih učinaka.....	8
1.4.3	Algoritmi i rješenja primijenjena u optimizaciji zgrada i tehničkih sustava.....	11
1.4.4	Modeliranje sustava s kompresijskim dizalicama topline.....	13
1.4.5	Modeliranje sustava solarnog grijanja i hlađenja.....	16
1.4.6	Modeliranje sustava fotonaponske pretvorbe sunčeve energije.....	18
1.4.7	Akumulacija topline.....	18
1.4.8	Dosadašnja istraživanja pri postizanju približno nulte energije.....	19
1.4.9	Doprinos povećanju energetske efikasnosti.....	22
1.5	Znanstvene metode.....	23
1.6	Očekivani i ostvareni rezultati istraživanja i znanstveni doprinos.....	23
1.7	Praktična primjena rezultata istraživanja.....	24
1.8	Struktura doktorske disertacije.....	24
<b>2</b>	<b>EKSPERIMENTALNO VREDNOVANJE PRIKLADNOSTI KORIŠTENJA NUMERIČKIH DINAMIČKIH SIMULACIJA ZA ANALIZU TEHNIČKIH SUSTAVA</b> .....	<b>27</b>
2.1	Razlozi eksperimentalnog vrednovanja.....	27
2.2	Sustav solarnog apsorpcijskog hlađenja.....	28
2.2.1	Opis sustava.....	28
2.2.2	Regulacija rada sustava.....	29
2.2.3	Numerički dinamički model sustava.....	30
2.2.4	Rezultati i validacija modela.....	33
2.3	Sustav s kompresijskom dizalicom topline voda - voda.....	42
2.3.1	Opis sustava.....	43
2.3.2	Numerički dinamički model sustava.....	43



2.3.3	Rezultati i validacija simulacijskog modela.....	44
<b>3</b>	<b>ODREĐIVANJE POTROŠNJE TOPLINSKE ENERGIJE I PROJEKTNIH UČINAKA ZA GRIJANJE I HLAĐENJE NUMERIČKOM DINAMIČKOM SIMULACIJOM.....</b>	<b>46</b>
3.1	Dinamički model zgrade .....	47
3.1.1	Jednostavni dinamički model zgrade .....	49
3.1.2	Kompleksni dinamički model zgrade.....	49
3.2	Referentni klimatski uvjeti .....	50
3.3	Određivanje potrošnje toplinske energije za grijanje i hlađenje .....	52
3.3.1	Rezultati i usporedba.....	53
3.4	Određivanje projektnih učinaka za grijanje i hlađenje.....	56
3.4.1	Određivanje projektnih učinaka za grijanje i hlađenje konvencionalnim metodama proračuna .....	56
3.4.2	Određivanje projektnih učinaka za grijanje i hlađenje numeričkom dinamičkom simulacijom .....	57
3.4.3	Rezultati i usporedba.....	57
3.4.4	Utjecaj devijacija temperature na projektne učinke .....	58
3.5	Zaključno o analizi potrošnje i proračunu učinka za grijanje i hlađenje putem dinamičkih simulacijskih modela.....	60
<b>4</b>	<b>ENERGETSKI SUSTAVI ZGRADA PRIBLIŽNO NULTE ENERGIJE.....</b>	<b>61</b>
4.1	Energetski sustavi pogodni za zgrade približno nulte energije .....	61
4.2	Izvori i ponori toplinske energije za dizalice topline .....	62
4.3	Simulacijski modeli.....	63
4.4	Matematički modeli razvijenih komponenti Trnsys simulacijskog sučelja .....	65
4.4.1	Matematički model kompresijskog rashladnog uređaja voda – voda sa stupnjem djelomičnog opterećenja (Type 209).....	66
4.4.2	Matematički model kompresijskog rashladnog uređaja voda – voda s djelomičnim povratom topline (Type 207) .....	68
4.4.3	Matematički model kompresijske dizalice topline voda – voda s regulacijom rada prema postavnoj izlaznoj temperaturi vode (Type 203).....	70

4.4.4	Matematički model kompresijske dizalice topline zrak – voda sa stupnjem djelomičnog opterećenja, mogućnosti djelomičnog povrata topline (hladnjak pregrijane pare) i mogućnosti prekretanja procesa (Type 217).....	73
4.4.5	Matematički model kompresijske dizalice topline zrak – voda sa stupnjem djelomičnog opterećenja i potpunim povratom topline (Type 218).....	76
4.4.6	Matematički model plinskog kogeneracijskog uređaja (Type 211).....	78
<b>5</b>	<b>CJELOVITA OPTIMIZACIJA ZGRADE I TEHNIČKIH SUSTAVA.....</b>	<b>80</b>
5.1	Analiza utjecaja parametara na učinke i potrošnju energije za grijanje i hlađenje	80
5.2	Optimizacijske varijable.....	85
5.3	Ciljevi optimizacije .....	86
5.4	Optimizacijski postupak.....	87
5.5	Pareto optimalnost.....	90
5.6	Određivanje veličine sustava.....	90
5.7	Izračun ukupne bilance energije.....	91
5.7.1	Energetska i ekološka evaluacija.....	92
5.7.2	Ekonomska evaluacija.....	93
<b>6</b>	<b>UTJECAJ KLIMATSKIH UVJETA NA ODABIR TEHNIČKOG RJEŠENJA ..</b>	<b>94</b>
6.1	Zakonski zahtjevi potrošnje energije.....	94
6.2	Lokacija sjevernog Jadrana (Pula) .....	95
6.2.1	Analiza postignutih razina potrošnje primarne energije .....	95
6.2.2	Analiza postignute korisne energije za grijanje .....	102
6.2.3	Analiza postignutih razina isporučene energije .....	103
6.2.4	Identifikacija optimalnih rješenja i utjecajni parametri na primjenu arhitektonsko - građevinskih mjera energetske učinkovitosti .....	105
6.2.5	Utjecaj faktora primarne energije.....	107
6.3	Komentar rezultata cjelovite optimizacije za lokaciju srednjeg Jadrana (Split) ..	109
6.4	Komentar rezultata cjelovite optimizacije za lokaciju južnog Jadrana (Dubrovnik)	112
6.5	Zaključak o rezultatima cjelovite optimizacije .....	115
<b>7</b>	<b>POTENCIJAL OPTIMIZACIJE ENERGETSKIH SUSTAVA .....</b>	<b>116</b>
7.1	Sustav s kompresijskim dizalicama topline voda – voda.....	116

7.1.1	Utjecaj veličine izmjenjivača topline .....	117
7.1.2	Utjecaj frekventne regulacije pumpi morske vode.....	118
7.1.3	Utjecaj postavnih vrijednosti sustava regulacije i volumena toplinske akumulacije u sustavu grijanja .....	119
7.1.4	Toplinska akumulacija u sustavu pripreme PTV .....	122
7.1.5	Regulacija polazne temperature grijanja .....	123
7.1.6	Međuovisnosti optimizacijskih varijabli .....	124
7.2	Sustav s kompresijskim dizalicama topline zrak - voda .....	125
7.2.1	Potencijal iskorištenja otpadnog zraka iz sustava mehaničke ventilacije .....	125
7.2.2	Regulacija polazne temperature grijanja .....	126
7.3	Zaključak optimizacije energetskih sustava .....	127
<b>8</b>	<b>ZAKLJUČAK.....</b>	<b>128</b>
	<b>LITERATURA .....</b>	<b>131</b>
	<b>POPIS SLIKA.....</b>	<b>143</b>
	<b>POPIS TABLICA.....</b>	<b>147</b>
	<b>PREGLED OZNAKA .....</b>	<b>148</b>
	<b>PRIVITAK 1.....</b>	<b>151</b>
	<b>PRIVITAK 2.....</b>	<b>154</b>
	<b>PRIVITAK 3.....</b>	<b>156</b>
	<b>PRIVITAK 4.....</b>	<b>159</b>
	<b>PRIVITAK 5.....</b>	<b>182</b>
	<b>PRIVITAK 6.....</b>	<b>191</b>
	<b>PRIVITAK 7.....</b>	<b>194</b>

# 1 UVOD

## 1.1 Motivacija

Povećanje energetske učinkovitosti glavna je strategija smanjenja potrošnje primarne energije na prostoru Europske unije (u nastavku EU). Zgrade u EU za svoje potrebe troše preko 40 % konačne energije i pritom sudjeluju s 35 % u ukupnoj emisiji ugljičnog dioksida (CO<sub>2</sub>). Tehnički sustavi grijanja i hlađenja zgrada danas čine oko polovicu ove potrošnje. Kako se godišnje gradi tek 1 do 3 % novih zgrada u ukupnom fondu, obnova postojećih zgrada predstavlja glavni zadatak u prijelazu na „nisko ugljičnu energetiku“.

Direktivom europskog parlamenta o energetske svojstvu zgrada [1] od kraja 2020. godine sve nove zgrade i zgrade koje se podvrgavaju tzv. „značajnoj obnovi“ trebaju zadovoljiti kriterije zgrade približno nulte energije (eng. *nearly Zero Energy Building, nZEB*;). U cilju da zahvat bude ekonomski isplativ za krajnjeg korisnika, potrebno je ostvariti tzv. „troškovno optimalnu“ razinu zahvata koja daje najmanje ukupne godišnje troškove tijekom životnog vijeka sustava (Slika 1.1).

Zgrada približno nulte energije je zgrada vrlo visokih energetske svojstava koja za pokrivanje svoje energetske bilance koristi velik udio obnovljivih izvora energije (u nastavku OIE) [2]. U odnosu na prosječan fond zgrada danas, zgrade približno nulte energije troše značajno manje energije. Osim sustava grijanja i hlađenja baziranog na OIE, zgrade približno nulte energije mogu imati i vlastiti sustav proizvodnje električne energije i biti povezane na distribucijsku mrežu kako bi se viškovi proizvedene energije mogli predati u mrežu (toplinsku i električnu) s ciljem da godišnja energetska bilanca zgrade bude čim bliže ili gotovo jednaka nuli.

Direktiva o energetske svojstvu zgrade [1] i Direktiva o energetske učinkovitosti [3] predstavljaju osnovne akte Europske unije usmjerene na smanjenje potrošnje energije zgrada. Obje direktive, zajedno s paketom pripadnih EPB normi (eng. *Energy Performance of Buildings*) prolaze kroz postupak revizije u 2016. godini, a cilj revizije je ostvariti optimalni cilj energetske efikasnosti do 2030. godine, pri čemu je ishodište scenarij sa smanjenjem emisija stakleničkih plinova 40 %, povećanje udjela OIE na 27 % do 30 % te povećanje energetske učinkovitosti za 27 %. Još jedan cilj revizije ovih direktiva je pripremiti put za provedbu strategije razvoja energetike EU do 2050. godine, koja podrazumijeva smanjenje emisija stakleničkih plinova čak za 80 do 95 % [4].

Ukupne godišnje potrošnje električne i toplinske energije zgrade računaju se kao [5]:

$$E_{us,el} = (E_{del,el} - E_{exp,el}) + E_{ren,el} \quad (1.1)$$

$$E_{us,t} = (E_{del,t} - E_{exp,t}) + E_{ren,t} \quad (1.2)$$

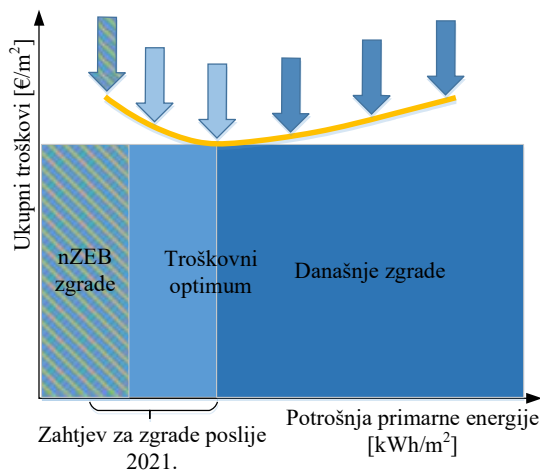
gdje su  $E_{del}$  energija isporučena zgradi,  $E_{exp}$  izvezena energija s lokacije zgrade, a  $E_{ren}$  proizvedena energija na lokaciji zgrade iz obnovljivih izvora (Slika 1.2).

Za svakog nosioca energije u potrošnji zgrade računa se potrošnja neobnovljive primarne energije  $E_{P,nren}$  iz koje se računa indikator primarne energije  $EP_P$ :

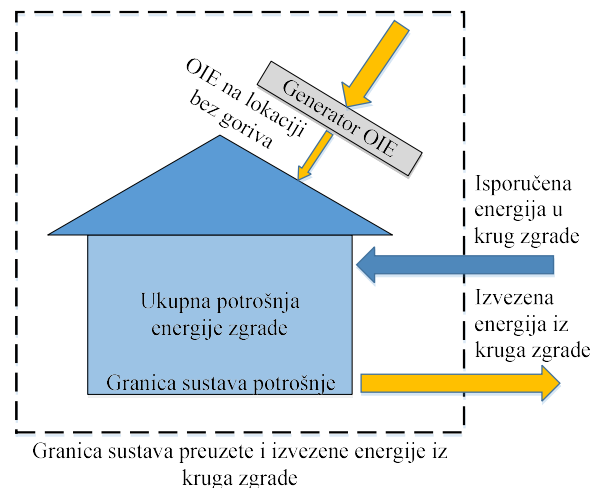
$$E_{P,nren} = \sum_i (E_{del,i} \cdot f_{del,nren,i}) - \sum_i (E_{exp,i} \cdot f_{exp,nren,i}) \quad (1.3)$$

$$EP_P = E_{P,nren} / A_{net} \quad (1.4)$$

gdje su  $E_{del,i}$  isporučena energija zgradi (finalna),  $f_{del,nren,i}$  faktor neobnovljive primarne energije za nositelja isporučene energije,  $E_{exp,i}$  izvezena energija s lokacije,  $f_{exp,nren,i}$  faktor neobnovljive primarne energije za nositelja izvezene energije,  $A_{net}$  korisna površina izračunata prema nacionalnoj definiciji.



Slika 1.1 Troškovno optimalna razina [6]



Slika 1.2 Bilanca energije u krugu zgrade [5]

Faktori primarne energije ovise o udjelu obnovljive, neobnovljive i uvozne komponente za svaki od energenta i definirani su na nacionalnoj razini, ovisno o strukturi proizvodnje energije. Krovna EU norma iz grupe EPB je EN 15603 [7]. Norma definira neobvezujuće vrijednosti faktora primarne energije uz preporuku za korištenje neobnovljivog dijela za proračune, tj. onog dijela koji za rezultat ima emisije CO<sub>2</sub>. Ovisno o faktorima primarne energije koje neka država usvoji u cilju ostvarenja svoje energetske politike, dva sustava s jednakom potrošnjom isporučene konačne energije neće po obračunu trošiti jednaku količinu primarne energije pa ni

indikator primarne energije kojim se određuje troškovno optimalna razina neće biti jednak (Tablica 1.1).

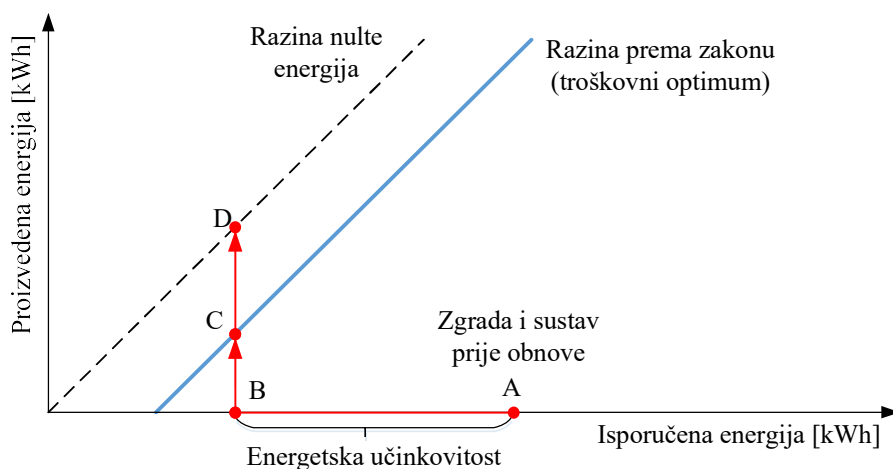
Tablica 1.1 Faktori primarne energije (preporuka EU [7] i Hrvatska [8])

	Energent	Neobnovljiva komponenta	Obnovljiva komponenta	Uvozna komponenta	Ukupni faktor primarne energije
EN15603	Prirodni plin	1,05	0	0	1,05
	Loživo ulje	1,05	0	0	1,05
	Ugljen	1,05	0	0	1,05
	Električna energija	2,30	0,20	0	2,50
	Drvo	0,05	1,00	0	1,05
Hrvatska	Prirodni plin	1,095	0,001	0,001	1,097
	Loživo ulje	1,138	0,001	0,001	1,140
	Ugljen	1,0381	0,00003	0,00003	1,038
	Električna energija - mreža	0,798	0,433	0,383	1,614
	Drvo	0,1108	1,0001	0,0001	1,111

Prema [9] osnovni koraci za postizanje energetske bilance približno nulte energije su:

- smanjenje potrošnje toplinske energije odabirom orijentacije, geometrije i fizikalnih svojstava ovojnice zgrade,
- primjena energetski učinkovitih tehničkih rješenja i
- primjena tehnologija za proizvodnju električne energije.

Slika 1.3 prikazuje na jednostavan način problematiku postizanja razine potrošnje nulte energije.



Slika 1.3 Postizanje razine nulte energije [10]

Smanjenje potrošnje primarne energije u odnosu na stanje prije obnove (točka A) moguće je do određene mjere postići primjenom arhitektonsko - građevinskih mjera energetske učinkovitosti uz primjenu odgovarajuće tehnologije za grijanje i hlađenje (točka B), ali je za postizanje potrošnje približno nulte energije (točka C) ili nulte energije (točka D) potrebno integrirati neku od tehnologija za proizvodnju energije.

Kako razmatranje pojedinačnih zahvata ne može dati rješenje optimalnih energetske, ekoloških i ekonomskih pokazatelja zbog složene međuovisnosti klimatskih rubnih uvjeta, fizikalnih karakteristika zgrade, koncepta tehničkog sustava, karakteristika ugrađene opreme i primijenjene regulacije sustava, potrebno je integriranim pristupom sagledati zgradu s tehničkim sustavom kao cjelinu.

U okruženju u kojem se zahtijevaju visokoučinkovita tehnička rješenja potrebno je primijeniti nekonvencionalni pristup koji nije baziran samo na određivanju projektnih učinaka već uvažava podsustave potrošnje kao i podsustave proizvodnje, distribucije i predaje energije kao jedinstvenu cjelinu. Takvo rješenje moguće je postići samo na cjelovitom simulacijskom modelu uz pomoć numeričke dinamičke simulacije koja uključuje određivanje učinka, potrošnje, međusobnu interakciju ugrađene opreme i regulacijsku strategiju sustava.

## **1.2 Problem i predmet znanstvenog istraživanja**

Smanjenje potrošnje toplinske energije za grijanje i hlađenje zgrade glavni je preduvjet za efikasan prelazak s konvencionalnog sustava na sustav baziran na OIE. Mjere energetske učinkovitosti za smanjenje potrošnje korisne toplinske energije mogu uključivati povećanje stupnja toplinske izolacije vanjske ovojnice, iskorištavanje sunčevog zračenja za smanjenje gubitaka topline, primjenu zasjenjenja za smanjenje dobitaka topline, povećanje nepropusnosti zgrade na infiltraciju vanjskog zraka ili primjenu sustava mehaničke ventilacije s visokim stupnjem povrata topline [11]. Sustavi mehaničke ventilacije s visokim stupnjem povrata topline pokazuju se potrebnim u novim i obnovljenim zgradama. Kad se smanje gubici topline transmisijom i zračenjem, potrebna toplinska energija za zagrijavanje zraka za nužno potrebno minimalno provjetravanja postane velika u relativnom odnosu na ukupno potrebnu toplinu. Pri analizi mjera energetske učinkovitosti detaljnom simulacijom moguće je sagledati i analizirati toplinske tokove koji utječu na bilancu zgrade. Detaljna simulacija zgrade treba uvažiti klimatske uvjete i namjenu zgrade. Takva simulacija može dati odgovor o potrebnom stupnju toplinske izolacije i mogućim posljedicama pretjerane toplinske zaštite.

U kojoj mjeri će zgrada s primijenjenim pasivnim mjerama energetske učinkovitosti trošiti primarnu energiju i sudjelovati u emisijama CO<sub>2</sub> ovisno je o tehničkom sustavu grijanja i hlađenja te primijenjenoj regulacijskoj strategiji. Učinkovitost nekonvencionalnih tehničkih rješenja, koji uključuju dvije ili više vrsta generatora toplinske energije i sustav vlastite proizvodnje električne energije ne ovisi samo o karakteristikama i efikasnosti pojedine opreme u sustavu, nego i o hidrauličkom konceptu, međusobnoj interakciji opreme i strategiji regulacije koja treba biti optimirana za konkretnu namjenu, ugrađenu opremu, klimatske uvjete lokacije i profil ponašanja korisnika u smislu potrošnje energije [12]. Proračunima s nepromjenjivim karakteristikama opreme tehničkih sustava nije moguće pouzdano simulirati i analizirati rad u sustavima gdje učinkovitost ovisi o radu u djelomičnom opterećenju komponenata sustava (kotlovi, dizalice topline, izmjenjivači topline, pumpe, kogeneracijski uređaji i sl.). Navedeno je bitno jer je rad pri djelomičnim opterećenjima jedna od najznačajnijih karakteristika suvremenih uređaja kojima se ostvaruje visoka ukupna efikasnost sustava. Autori istraživanja koja se mogu pronaći u literaturi često pribjegavaju unaprijed definiranim jednostavnim konceptima sustava ili nefleksibilnim modelima komponenti bez mogućnosti analize rada u djelomičnim opterećenjima, pa čak i bez mogućnosti vođenja uređaja temeljem regulacijskog algoritma [13]. Uz velik broj projektnih varijabli i izrazito promjenjive rubne uvjete koji utječu na raspoloživi učinak i efikasnost opreme (temperature toplinskih izvora i ponora, stupanj djelomičnog opterećenja) proračune je potrebno provesti u vremenskoj domeni, što je obzirom na složenost sustava pogodno upravo za primjenu dinamičkih numeričkih simulacija. Vremenska neusklađenost dinamike sustava potrošnje i sustava proizvodnje energije također idu u prilog primjeni dinamičkih simulacija sa satnim ili manjim vremenskim korakom.

Ustaljena praksa na području EU je primjena kvazistacionarne metode proračuna potrošnje energije za grijanje i hlađenje prema normi EN ISO 13790 [14] bazirane na mjesečnim prosjecima temperatura, sunčevog zračenja i relativne vlažnosti. Uz zanemarivanje promjena klimatoloških rubnih uvjeta takvim proračunima je podcijenjeno svojstvo toplinske akumulacije zgrade. Potrošnja energije zgrada često se zbog brzine i jednostavnosti proračuna izračunava navedenim pristupom, uz izostavljanje promjenjive dinamike korištenja zgrade [15] [16] [17] [18] [19]. Djelovanje regulacije u tako provedenim istraživanjima također se u velikoj mjeri pojednostavljuje ili potpuno zanemaruje, pa dobiveni rezultati ne predstavljaju realno ponašanje sustava te kao takvi ne mogu na zadovoljavajući način poslužiti za dinamičke analize rada tehničkih sustava u projektnoj fazi.



Za provedbu dinamičkih simulacija dostupan je niz programskih paketa koji sustavima algebarskih i diferencijalnih jednadžbi opisuju toplinska svojstva zgrade i tehničkih sustava te mogu sa zadovoljavajućom točnošću simulirati rad tehničkih sustava i potrošnju energije. Programskim paketom Trnsys [20] uz simulaciju rada tehničkih sustava moguće je provesti i dinamičku simulaciju potrošnje toplinske energije zgrade na višezonskom toplinskom modelu kojim je stvarna zgrada podijeljena u manje toplinske zone s homogenom raspodjelom temperature zraka [21]. Ovakvim pristupom se uvažavaju geometrija i fizikalne karakteristike građevnih elemenata zgrade, toplinski kapacitet konstrukcije, dinamika korištenja i klimatski uvjeti lokacije, a prijenos topline kroz građevne elemente računa se u vremenskoj domeni [22]. Tradicionalni pristup projektiranju može dovesti do rješenja koja nisu optimalna, budući da se takvim pristupom problematika projektiranja zgrade približno nulte energije odvija sukcesivno u koracima, a ne cjelovito uvažavajući međuovisnost utjecajnih parametara. Umjesto ovog tradicionalnog pristupa projektiranju, primjena numeričkih dinamičkih simulacija može omogućiti određivanje točnijih, smanjenih vršnih učinaka za grijanje i hlađenje u fazi projektiranja te direktno voditi ugradnji manjih i jeftinijih uređaja, koji ujedno i bolje odgovaraju stvarnoj potrošnji energije. Za proračun projektnih učinaka bitno je uključiti svojstvo toplinskog kapaciteta objekta te vremensku promjenu intenziteta sunčevog zračenja i vanjske temperature na lokaciji kako bi se izbjegla nepotrebna rezerva učinka [23]. Kod cjelovitog pristupa, zgrada zajedno s tehničkim sustavima čini cjelinu, pa je moguće otkloniti potencijalne nedostatke u fazi koncipiranja tehničkog rješenja i izbora opreme [24] [25].

Za razvoj pristupa temeljenog na dinamičkim numeričkim simulacijama od značaja je razvoj cjelovitih simulacijskih procesa kojima bi se obuhvatila cjelokupna energetska simulacija, od faze određivanja projektnih učinaka i potrošnje energije do analize tehničkih rješenja, odabira i optimizacije sustava. Pri tome je potreban i razvoj novih i nadogradnja postojećih simulacijskih modela komponenti tehničkog sustava na način da mogu poslužiti za analize kod djelomičnih opterećenja. Efikasnost proizvodnje energije uređaja treba biti funkcija projektnog učinka, stupnja toplinskog opterećenja, primijenjene strategije regulacije i rubnih uvjeta koji utječu na rad uređaja. Konačni odabir tehničkog rješenja treba biti rezultat višekriterijske analize provedene na cjelovitoj dinamičkoj simulaciji potrošnje toplinske energije zgrade s tehničkim sustavima.

Obiman i zahtjevan proces kojim se razmatra velik broj mogućih rješenja zahtijeva primjenu odgovarajuće optimizacijske metode budući da metodom pokušaja i pogreške ili pretraživanjem čitavog prostora rješenja nije moguće u kratkom vremenu doći do optimalnog koncepta.

Temeljem opisane problematike slijedi predmet znanstvenog istraživanja u doktorskoj disertaciji:

*Određivanje optimalnog koncepta tehničkog sustava zgrade sa stanovišta potrošnje primarne energije, emisija i ukupnih godišnjih troškova ovisi o primijenjenim postupcima proračuna potrošnje energije za grijanje i hlađenje te metodologiji proračuna učinka za grijanje i hlađenje i bazira se na dinamičkoj simulaciji rada tehničkih sustava.*

U većini dostupnih i analiziranih dosadašnjih istraživanja primijenjeni su konvencionalni postupci za proračun potrošnje energije zgrade i tehničkih sustava zgrada bazirani na prosječnim karakteristikama opreme, bez uvažavanja karakteristika opreme i dinamike unutarnjih dobitaka. Kako ovakav pristup ne može uključiti neistovremenosti u sustavu proizvodnje i potrošnje energije, strategiju regulacije i rad pri djelomičnim opterećenjima, primjenjiv je samo za jednostavne i konvencionalne tehničke sustave. Zbog toga je potrebno razviti cjelovite simulacijske postupke i numeričke dinamičke modele sustava koji bi sa visokom točnošću mogli utvrditi energetske, ekološke i troškovno optimalna rješenja, kao i simulirati rad sustava u cilju povećanja pogonske sigurnosti.

### **1.3 Znanstvena hipoteza**

Slijedom ranije prethodno definiranog znanstvenog problema i predmeta istraživanja proizlazi osnovna znanstvena hipoteza disertacije:

*Razvojem dinamičkih simulacijskih modela složenih tehničkih sustava zgrada približno nulte energije i njihovim korištenjem za numeričke dinamičke simulacije moguće je s visokom točnošću i pouzdanošću simulirati složene tehničke sustave zgrada.*

Cilj istraživanja doktorske disertacije je izraditi pouzdane i kroz mjerenja radnih karakteristika komponenti potvrđene dinamičke simulacijske modele energetskih tehničkih sustava primjenjivih za zgrade približno nulte energije koji će se primijeniti za analizu njihovih koncepcija u cilju utvrđivanja energetske, ekološke i troškovno optimalnih rješenja. Razvijenim dinamičkim simulacijskim modelima kroz cjeloviti simulacijski proces i optimizacijski algoritam odredit će se cjelovita optimalna rješenja koja uključuju kombinaciju arhitektonsko - građevinskih mjera energetske učinkovitosti i tehnički sustav koji rezultira smanjenom

potrošnjom primarne energije. Uz navedeno, razvijenim modelima tehničkih sustava omogućit će se cjelogodišnja simulacija rada sustava u cilju otklanjanja mogućih nedostataka i povećanja njihove pogonske sigurnosti kao i adaptacija strategije regulacije s ciljem smanjenja potrošnje toplinske energije sustava. Slijedom navedenoga, dodatna hipoteza disertacije glasi:

*Analizama provedenim kroz cjeloviti pristup osigurava se podrška projektantima sustava u fazi projektiranja kroz uspostavljanje pravilnih koncepcija sustava i strategija regulacije te odabir opreme odgovarajućih svojstava koja udovoljavaju potrebama zgrade i sustava.*

#### **1.4 Analiza dosadašnjih istraživanja**

Brojni istraživači se bave problematikom određivanja toplinske bilance zgrade i analizom tehničkih sustava zgrada kroz konvencionalni i cjeloviti pristup.

##### **1.4.1 Zgrade približno nulte energije**

Li i ostali [26] su prikazali sažeti pregled mogućih zahvata za ostvarenje zahtjeva na zgradu približno nulte energije. Predložene mjere uključuju povećanje stupnja toplinske izolacije zgrade radi smanjenja potrošnje topline za grijanje i hlađenje, regulaciju temperature i vlage u prostoru, primjenu visokoučinkovitih tehničkih rješenja za grijanje i hlađenje, pri čemu primjena OIE treba biti u fokusu prilikom gradnje i obnove sustava.

Aste i ostali [27] su na kalibriranom simulacijskom modelu uredske zgrade analizirali utjecaj dinamičkih toplinskih svojstava vanjske ovojnice zgrade, adaptivnih zasjenjenja i noćne ventilacije na potrebnu toplinsku energiju za grijanje i hlađenje za referentne lokacije u Italiji. Pozitivni efekti akumulacije topline u vanjskoj ovojnici postižu se na lokacijama s dominantnom potrebom za hlađenjem. Sustavi adaptivnog zasjenjenja smanjuju korisne dobitke kroz prozirne elemente tijekom zime, ali je taj njihov nedostatak neusporediv s prednostima zbog značajnijeg smanjenja toplinskih dobitaka tijekom ljeta.

##### **1.4.2 Modeliranje potrošnje toplinske energije za grijanje i hlađenje te određivanje projektnih učinaka**

Crawley [28] navodi i kritički analizira 20 simulacijskih programskih paketa, među kojima se po mogućnostima i raširenosti primjene ističu Trnsys, EnergyPlus i IDA/ICE. Athienitis [23] je analizirao korištenje simulacijskih programskih paketa za potrebe optimizacije u preko 100 studija slučaja i utvrdio da su u većini slučajeva korišteni programi EnergyPlus i Trnsys.

Nguyen i ostali [29] su proveli opsežnu analizu simulacijskih i optimizacijskih programa za modeliranje potrošnje energije zgrada, a udjelom prednjače Trnsys i EnergyPlus.

Machairas i ostali [30] su kao programske pakete, kojima se omogućava cjelovito razmatranje zgrade i tehničkih sustava, identificirali Trnsys, EnergyPlus, IDA/ICE, IES-VE i ESP-r. Kao značajnije prednosti Trnsys paketa u odnosu na ostale navodi se modularna struktura koja omogućava razvoj složenih energetske sustava, korištenje vremenskih koraka simulacije od 1 sata do 0,1 sekunde i dostupnost standardnih komponenti tehničkih sustava s mogućnošću razvoja novih matematičkih modela opreme u programskim jezicima Fortran i C++.

Brojni autori su usporedili konvencionalni pristup proračunu potrošnje energije za grijanje i hlađenje prema normi EN ISO 13790 s numeričkom dinamičkom simulacijom. U nastavku se daje pregled nekih od njihovih istraživanja.

Van der Veken i ostali [31] su usporedili nizozemsku implementaciju norme EN ISO 13790 s dinamičkim simulacijama u programima Trnsys i ESP-r na primjeru niskoenergetske zgrade. Autori navode da je razlog veće potrošnje energije za grijanje EPW metodom stacionarno jednodimenzijnsko provođenje topline kroz zidove u odnosu na proračun transfer funkcijom primijenjenom u Trnsys simulaciji [22]. Povećanjem toplinskog kapaciteta zgrade u proračunu baziranom na EN ISO 13790 normi povećava se vremenska konstanta kod provođenja topline i rezultate je moguće bolje uskladiti. Daljnja poboljšanja moguće je postići i upotrebom manje temperature toplinske zone koja bi u obzir uzela periode sa sniženom temperaturom ili srednju temperaturu objekta. Autori zaključuju da proračun korisne toplinske energije za hlađenje baziran na EN ISO 13790 rezultira nižom ukupnom potrošnjom u odnosu na Trnsys dinamičku simulaciju zbog primjene mjesečnih prosjeka temperatura vanjskog zraka i sunčevog zračenja kao rubnih uvjeta.

Evangelisti i ostali [32] su usporedili rezultate proračuna korisne toplinske energije za grijanje i hlađenje zgrade dobivene kvazistacionarnom metodom prema EN ISO 13790 s Trnsys dinamičkom simulacijom na 3 različita tipa zgrade (povijesna građevina, obiteljska kuća i stambena jedinica zgrade). Autori zaključuju da je razlog odstupanja rezultata dobivenih kvazistacionarnom metodom korištenje jednostavnih koeficijenata za izračun stacionarnog provođenja topline kroz zidove u odnosu na proračun fizikalne pojave u vremenskoj domeni. Neovisno o tipu zgrade i veličini toplinskog modela, toplinska energija za grijanje dobivena kvazistacionarnom metodom veća je od rezultata dinamičke simulacije 25 do 30 %.

Pernigotto i Gasparella [33] [34] su analizirali uzroke odstupanja toplinskih gubitaka i dobitaka kvazistacionarnog proračuna prema normi EN ISO 13790 i prema Trnsys dinamičkoj simulaciji. Analiza je provedena na modelu s jednom toplinskom zonom kroz više mogućih konfiguracija variranjem tlocrtnog oblika, udjela i tipa ostakljenja, sastava zidova, broja izmjena zraka i klimatskih rubnih uvjeta. Provedeni su i uspoređeni proračuni za dva rubna uvjeta postavne temperature: temperaturu zraka zone i operativnu temperaturu zone. Utvrđeno je da način odabira postavne temperature zraka u toplinskoj zoni ima utjecaj na rezultirajuće toplinske gubitke. Najveća odstupanja pokazuje proračun kvazistacionarnom metodom s rubnim uvjetom temperatura zraka zone i niskim stupnjem toplinske izolacije vanjske ovojnice pri čemu ventilacijski gubici ne odstupaju značajno, ali su transmisijski gubici povećani što zbog udjela transmisijskih gubitaka u ukupnoj bilanci dovodi do većih ukupnih gubitaka. Ukoliko se kao rubni uvjet postavi operativna temperatura zone, toplinski gubici odstupaju s povećanjem izolacije, ali unutar 5 %.

Sun i ostali [35] su usporedili proračun projektnih učinaka termotehničkih sustava zgrade prema ASHRAE metodi s rezultatima EnergyPlus dinamičke simulacije. Autori su zaključili da konvencionalne metode proračuna projektnih učinaka redovito dovode do prekomjerne rezerve i s time povezanih većih investicija u sustav te predlažu pristup dinamičkom simulacijom, kojim će se analizom utjecaja parametara identificirati oni koji imaju veći utjecaj na projektne učinke uz analizu nesigurnosti dobivenog rješenja.

Rasouli i ostali [18] su proveli analizu utjecaja projektnih parametara (mehanička ventilacija, prirodna ventilacija, stupanj toplinske izolacije vanjskih zidova, unutarnji dobitci od rasvjete, opreme i ljudi) na projektne učinke i potrošnju toplinske energije za grijanje i hlađenje uredske zgrade u Kanadi. Istraživanje je provedeno primjenom Trnsys simulacije s jednozonskim toplinskim modelom uz proračun potrošnje energenata s vremenski nepromjenjivim karakteristikama opreme. Autori su zaključili da mehanička i prirodna ventilacija imaju značajan utjecaj na vršne učinke i potrošnju energije za grijanje kod toplinski izolirane zgrade, dok na potrošnju energije za hlađenje najviše utječu unutarnji dobitci i udio ostakljenja.

Silva i Ghisi [36] su proveli analizu nesigurnosti ulaznih podataka dinamičke simulacije na primjeru obiteljske kuće u Brazilu. Razmatrane su fizikalne karakteristike građevnih elemenata zgrade, orijentacija zgrade, meteorološki podaci lokacije i dinamika unutarnjih dobitaka od ljudi u prostoru. Toplinski model zgrade izrađen je u EnergyPlus programskom paketu, a analiza je provedena paketom Simlab. Analizom utjecaja identificirani su i rangirani parametri

prema utjecaju na potrošnju toplinske energije za grijanje i hlađenje. Promjenom fizikalnih svojstava građevnih materijala i dinamike unutarnjih dobitaka rezultati potrošnje toplinske energije mogu odstupati 20 do 40 %. Autori zaključuju da su kalibracija numeričkog modela sustava i analiza nesigurnosti ulaznih podataka na rezultate simulacije potrebnije od jednostavnog prijedloga mjera energetske učinkovitosti.

### **1.4.3 Algoritmi i rješenja primijenjena u optimizaciji zgrada i tehničkih sustava**

U nastavku se daje pregled značajnijih istraživanja koja su uključila optimizacijske metode kod modeliranja zgrada i tehničkih sustava.

Machairas i ostali [37] su dali pregled algoritama i programskih paketa koji se primjenjuju za optimizaciju kod simulacija zgrade i sustava. Među ciljevima optimizacije prevladavaju smanjenja potrošnje primarne energije, emisija CO<sub>2</sub> ili pak ukupnih troškova. Kod višeciljnih optimizacija ciljevi su često kontradiktorni, a raširena su dva pristupa evaluacije rješenja. Pristupom „težinske funkcije“ svaki od ciljeva je normaliziran i sumiran zajedno sa svojim težinskim faktorom kako bi se dobila jedna optimizacijska funkcija. Pristup pokazuje nedostatke zbog problema odabira težinskih faktora, pa je proces vremenski zahtjevan. Drugi pristup koji je šire prihvaćen, je evaluacija rješenja prema Pareto konceptu [37] [38], kojim se rješenje tretira kao Pareto optimalno ako ne postoji drugo rješenje koje popravljaja jedan od ciljeva bez pogoršanja preostalih.

Zbog nelinearne i složene međuovisnosti karakteristika zgrade i sustava, funkcija optimizacije može sadržavati diskontinuitete koji vode do pogrešnog rješenja (lokalni minimum ili maksimum funkcije optimizacije). Odgovarajući pristup je primjena evolucijskog algoritma odabranog u skladu s brojem ciljeva optimizacije, vrstama varijabli i njihovim međusobnim utjecajima. U literaturi su brojni radovi u kojima je primijenjen genetski algoritam za optimizaciju zgrade ili tehničkih sustava. Wright i Farmani [39] su genetskim algoritmom proveli istovremenu optimizaciju vanjske ovojnice zgrade, karakteristika jedinice za obradu zraka i strategije upravljanja postavnim temperaturom na primjeru jednozonskog modela. Bichiou i Krarti [40] su genetskim algoritmom tražili ekonomski optimalnu razinu izolacije vanjske ovojnice i tehničkog sustava za obiteljsku kuću na 5 klimatskih lokacija. Model su razvili u DOE-2 programu. Seo i ostali [41] su genetskim algoritmom optimizirali potrošnju primarne energije tehničkih sustava stambene jedinice. Primjenom kroz istraživanja pokazala se potreba prilagoditi genetski algoritam višeciljnoj optimizaciji i ograničenjima cilja

optimizacije. Posljednjih godina je NSGA-II algoritam (eng. *Non-dominated Sorting Genetic Algorithm-II*) u više studija uspješno primijenjen za pronalaženje optimuma između potrošnje energije, ukupnih troškova i razine toplinskog komfora u prostoru [37] [42] [38] [43].

Kako na tržištu dostupni simulacijski programi nisu primarno namijenjeni optimizaciji, za provedbu optimizacije potrebno je povezati optimizacijski program sa simulacijskim modelom. U nastavku se daje pregled razvijenih optimizacijskih sučelja koja rade sa simulacijskim programom Trnsys. Wetter [44] je razvio generički optimizacijski alat GenOpt kojim je moguće raditi s većim brojem simulacijskih programa, ali je u osnovnoj izvedbi ograničen na jedan optimizacijski cilj i ograničenu biblioteku algoritama. Machairas je proširio primjenu GenOpt-a na višeciljne optimizacije i evolucijske algoritme [45]. Istraživački tim Thermal Energy System Specialists (u nastavku TESS) [46] je razvio optimizacijsku komponentu TRNOPT koja povezuje optimizacijski alat GenOpt s Trnsys simulacijom. Optimizaciju je moguće provesti samo na modelu tehničkog sustava dok fizikalne karakteristike modela zgrade nije moguće optimirati. Funkcionalnost je ograničena na algoritme iz GenOpt biblioteke. Chantrelle i ostali [47] su razvili komercijalno optimizacijsko sučelje za Trnsys simulacije MULTIOPT bazirano na NSGA-II algoritmu. Sučelje pokazuje ograničenja u vidu pozivanja jednog simulacijskog modela sustava s pripadnim modelom zgrade. Zhang [48] je u Java okruženju razvio optimizacijsko sučelje jEPlus+EA primarno namijenjeno radu s EnergyPlus dinamičkim simulacijama, a naknadno je prošireno na Trnsys. Osim analitičkih i vizualizacijskih mogućnosti, u optimizacijski proces je moguće implementirati kod pisan programskim jezikom Python za provođenje dodatnih proračuna ili sekvencijalno provođenje simulacija. Autor je zbog raširenosti i primjenjivosti u optimizaciji simulacija zgrada implementirao NSGA-II algoritam. Palonen i ostali [49] su razvili besplatni optimizacijski alat MOBO. Alat nema ograničenja u povezivanju sa simulacijskim programima, a biblioteka algoritama sadrži evolucijske, determinističke, hibridne i druge algoritme.

Hamdy i ostali [50] su usporedili višeciljne algoritme koji su našli primjenu kod postizanja zgrade približno nulte energije na primjeru optimizacije obiteljske kuće u Finskoj. Analiza je provedena na IDA-ICE dinamičkoj simulaciji višezonskog modela kuće, ali se u radu ne navodi razina razrade tehničkih sustava. Optimizacija je provedena s Matlab Optimization Toolbox alatom putem kojeg je implementiran kod razmatranih algoritama. Autori zaključuju da je u većini slučajeva kvaliteta postignutih rješenja povećana s brojem jedinki u generaciji, a za

problem od  $1,6 \cdot 10^{10}$  mogućih rješenja potrebno je evaluirati minimalno 1400 do 1800 rješenja da bi se dobili stabilni rezultati optimizacije.

#### **1.4.4 Modeliranje sustava s kompresijskim dizalicama topline**

Kako se učinak opreme tehničkih sustava određuje te oprema odabire prema maksimalnom toplinskom opterećenju u projektnim uvjetima, regulacija i rad pri djelomičnim opterećenjima imaju značajan utjecaj na godišnju potrošnju finalne energije. U nastavku se daje pregled relevantne literature koja se odnosi na regulaciju rada kompresijskih dizalica topline (u nastavku KDT) i razvoj dinamičkih simulacijskih modela.

Brojni autora proveli su istraživanja pada učinkovitosti pri *on - off* regulaciji rada KDT.

Uhlmann i Bertsch [51] su zaključili da svako uključivanje KDT vodi do prijelaznih pojava gdje se toplinski učinak asimptotski približava nominalnom, dok električna snaga za pogon kompresora, pomoćne opreme i pumpi brzo doseže ustaljeno stanje. Kratko vrijeme rada i učestala uključivanja i isključivanja uređaja dovode do većih gubitaka u odnosu na kontinuirani rad uređaja. Eksperimentalnom i numeričkom analizom autori su utvrdili da je potrebno minimalno vrijeme rada uređaja od 15 minuta da bi pad učinkovitosti bio manji od 2 %.

Waddicor i ostali [52] su proveli eksperimentalnu analizu i utvrdili da regulacijska strategija ima najveći utjecaj na ukupno smanjenje učinkovitosti uslijed kratkog rada uređaja. Minimalno vrijeme rada uređaja potrebno za izbjegavanje tog smanjenja učinkovitosti iznosi 20 minuta.

Riviere i ostali [53] su proveli eksperimentalnu analizu KDT zrak-voda sa spiralnim kompresorom. Pad učinkovitosti povezan je s postavnom temperaturom i malom histerezom termostata, a poboljšanje se može postići i povećanjem akumulacijskog volumena vode u sustavu.

Corberan i ostali [54] su eksperimentalnu analizu rada KDT voda-voda usporedili s numeričkim modelom kvazistacionarnog rada baziranog na krivuljama karakteristika uređaja. Autori zaključuju da se dinamički način rada može jednostavno modelirati kao niz stacionarnih promjena ovisnih o promjenjivim ulaznim temperaturama vode na isparivaču i kondenzatoru. Ustanovljeno je da je period do postizanja punog učinka od 2 minute neznan u usporedbi s ukupnim periodom rada uređaja te da odstupanje mjerenog i modeliranog faktora grijanja (eng. coefficient of performance, u nastavku *COP*) može biti uzrokovano potrošnjom energije uređaja u pripravnosti.

Pavković [55] je u doktorskoj disertaciji proveo eksperimentalna mjerenja na KDT voda-voda



pri promjenjivim uvjetima rada. Iz rezultata se vidi da smanjenje dobave stapnog kompresora podizanjem usisne pločice ventila može rezultirati padom faktora grijanja *COP* za oko 15 %. Obzirom na konstrukciju uređaja to može biti posljedica korištenja termoekspanzijskog ventila i kompresora s asinhronim pogonskim motorom.

Fahlen [56] u radu govori o važnosti regulacije učinka KDT i navodi prednosti suvremenih elektromotora promjenjive brzine vrtnje s frekventnom regulacijom, što omogućava manje *on-off* ciklusa rada uređaja i kontinuirano vrijeme rada, smanjenje nastanka inja na isparivaču zrak-voda ili zrak-zrak uređaja, smanjenje razlika temperatura i tlakova isparivanja i kondenzacije te povoljniji termodinamički proces. Kako se učinak KDT određuje prema projektnom učinku za grijanje ili hlađenje sustava, ona radi s 80 do 90 % sati rada godišnje pri opterećenju koje je 50 % ili manje od maksimalnog opterećenja, a njen kompresor velikim udjelom radi pritom s 25 % ili manje maksimalne snage. U tablici je prikazana promjena faktora grijanja *COP* kao funkcija djelomičnog opterećenja uređaja i elektromotora kompresora i ventilatora ovisno o primijenjenoj regulaciji rada uređaja (Tablica 1.2).

*Tablica 1.2 Faktor grijanja COP dizalice topline kao funkcija djelomičnog opterećenja uređaja (PLR, eng. part load ratio) i regulacije elektromotora kompresora i ventilatora [56]*

	Uređaj	Faktor grijanja ( <i>COP</i> )		
		Stupanj djelomičnog opterećenja		
		<i>PLR</i> =1	<i>PLR</i> =0,5	<i>PLR</i> =0,2
Nepromjenjive temperature kondenzacija i isparivanja	Standardni	3,1	2,4	1,4
	Suvremeni	3,1	2,8	2,2
	U razvoju	3,3	3,2	2,8
Nepromjenjiva dobava i snaga ventilatora, smanjenje razlike temperatura kondenzacije i isparivanja.	Standardni	3,1	3,5	2,8
	Suvremeni	3,1	4,1	4,0
	U razvoju	3,3	4,5	4,7
Prilagođena dobava, smanjena snaga ventilatora, smanjenje razlike temperatura kondenzacije i isparivanja	Standardni	3,1	4,1	3,2
	Suvremeni	3,1	4,9	5,3
	U razvoju	3,3	5,5	7,1

Afram i Sharifi [19] su dali pregled metoda modeliranja tehničkih sustava zgrada. Za predviđanje potrošnje energije radom tehničkih sustava ključan je razvoj simulacijskih modela. Važno je i da simulacijski modeli sustava sadržavaju modele regulacijske opreme. Modeliranje individualnih komponenti sustava provodi se jednostavnim opisom ovisnosti izlazne veličine o

ulaznoj poremećajnoj veličini dobivenim iz mjerenih podataka ili matematičkim opisom fizikalnih pojava (tzv. *black box*). *Black box* modeli kompresijskih dizalica topline u analizama tehničkih sustava mogu sa zadovoljavajućom točnošću i brzinom predvidjeti potrošnju energije, odnosno toplinsku bilancu uređaja [57].

Radovi opisani u nastavku odnose se na modeliranje i eksperimentalna mjerenja na sustavima s kompresijskim dizalicama topline.

Schibuola i Scarpa [58] su proveli eksperimentalnu usporedbu sezonskih učinkovitosti KDT voda - voda i zrak - voda za objekt u Veneciji. Uređaj voda - voda postiže 20 do 30 % veće sezonske faktore grijanja i hlađenja u odnosu na uređaj zrak-voda, ali je za potpuno razmatranje potrebno u proračun uključiti pomoćnu energiju za pogon pumpi. Time faktori grijanja i hlađenja sustava s dizalicama topline voda – voda mogu biti i do 20 % niži od sezonskih faktora grijanja i hlađenja samih uređaja.

Chen i ostali [59] su eksperimentalnom analizom utvrdili da KDT voda – voda s površinskom vodom kao toplinskim izvorom postiže oko 20 % veći *COP* u odnosu na uređaj zrak - voda, a u sezoni hlađenja oko 10 % veći sezonski faktor hlađenja (eng. *energy efficiency ratio*, u nastavku *EER*).

Baik i ostali [60] su analizom kroz Trnsys simulaciju zaključili da koncept serijskog hidrauličkog povezivanja dviju KDT voda – voda omogućava povoljnije uvjete rada uslijed povećanja stupnja djelomičnog opterećenja pojedinačnog uređaja i porast sezonskog faktora grijanja (*COP*) za 8 do 14 %.

Filotico i ostali [61] su analizom kroz Trnsys simulaciju usporedili KDT voda-voda s morskom vodom kao izvorom s KDT zrak-voda. Zaključuju da je faktor grijanja uređaja voda-voda ujednačen tijekom godine zbog male promjene temperature izvora i kreće se od 4 do 4,5, dok kod uređaja zrak-voda varira od 1,4 do 4,4. Nedostatak analize je izostavljanje regulacijskog sustava, potrošnje energije pomoćnih sustava i izmjenjivača topline more-voda.

Song i ostali [62] su proveli eksperimentalnu analizu sustava namijenjenog cjelogodišnjem hlađenju kompresijskim rashladnim uređajem voda – voda s morem kao ponorom topline. Rezultate su usporedili s numeričkom analizom za sustave s odbacivanjem topline rashladnim tornjem, direktnim hlađenjem kondenzatora morskom vodom i zrakom hlađenim rashladnim uređajem. Minimalni postignuti *EER* sustava s izmjenjivačem morske vode je 4,77 tijekom ljeta, a među analiziranim varijantama sustava, sustav s uređajem zrak-voda daje najniži *EER*. Iako se direktnim korištenjem morske vode za hlađenje kondenzatora snižava temperatura, a

time i tlak kondenzacije i pokazuje teoretsko poboljšanje rashladnog procesa, zbog izvedbe kondenzatora iz nehrđajućeg materijala (titan) i povećanog otpora prijelaza topline u odnosu na izmjenjivač topline od bakra, uređaj nije radio značajno povoljnije.

Skupine autora Girard i ostali [63] te Zhai i ostali [64] su numerički analizirali primjenu sustava s KDT voda-voda i tlom te solarnim toplinskim kolektorima za korištenje sunčeve energije kao dodatnog toplinskog izvora na raznim lokacijama u Europi. Istraživanja su pokazala da je integracijom solarnih kolektora moguće povećanje faktora grijanja do 10 %, posebno u klimama s dominantnim grijanjem i s većom količinom sunčevog zračenja.

#### **1.4.5 Modeliranje sustava solarnog grijanja i hlađenja**

Iako omogućuju cjelogodišnju primjenu obnovljivih izvora energije, sustavi solarnog grijanja i hlađenja ne nalaze široku primjenu zbog visokih investicijskih troškova, a ponekad i zbog nedovoljnog poznavanja načina projektiranja takvih sustava. U nastavku je dan pregled značajnije literature u kojoj su analizirani sustavi solarnog hlađenja.

Florides i ostali [65] [66] su Trnsys simulacijom istražili rad sustava solarnog grijanja i hlađenja za objekt na Cipru. Provedena je optimizacija koja je uključila promjene tipa, nagiba i orijentacije solarnih kolektora, volumena toplinske akumulacije i ulazne temperature vode u generator apsorpcijskog rashladnog uređaja (u nastavku ARU). Autori zaključuju da unatoč ekološkim prednostima i nižim pogonskim troškovima u odnosu na konvencionalni sustav najveću prepreku za ugradnju predstavlja visoka investicija. Skupina autora je u radu izostavila modeliranje regulacije polazne temperature vode u generator i modeliranje sustava za odbacivanje topline s kondenzatora i apsorbera koji imaju značajan utjecaj na postignuti toplinski omjer uređaja i moguće dodatne pogonske troškove.

Assilzadeh i ostali [67] su Trnsys simulacijom istražili rad sustava solarnog grijanja i hlađenja za objekt u Maleziji. Autori zaključuju da potreba za hlađenjem vremenski prati dozračenu sunčevu energiju i daju važnost akumulaciji topline iz solarnih kolektora kao potrebnoj za kontinuiran rad. I ovi autori su izostavili modeliranje odbacivanja topline s kondenzatora i apsorbera i modeliranje regulacije temperature polazne vode u generator ARU.

Eicker i Pietruschka [68] su razvili vlastiti simulacijski model sustava solarnog apsorpcijskog hlađenja i eksperimentalno ga provjerili. Autori su parametarski ispitali ponašanje sustava pri promjenjivom rashladnom opterećenju i zaključili da tip i potrebna površina kolektora te akumulacijski volumen ovise o rashladnom opterećenju, a regulacijska strategija utječe na

postizanje zadovoljavajućeg udjela solarne energije u toplini za pogon ARU. Niža temperatura ulazne ogrjevnice vode u generator omogućuje veću ukupnu učinkovitost sustava. Pogon ARU relativno visokom temperaturom vode na generatoru (85 °C) uz rad solarnog sustava u režimu niskog protoka s velikom razlikom temperature duž solarne dionice može dovesti do nastanka pare u solarnom sustavu.

Tsoutsos i ostali [69] su proveli numeričku tehno-ekonomsku analizu solarnog apsorpcijskog sustava hlađenja na Kreti kroz Trnsys simulaciju. Iako u radu nisu prikazani svi projektni parametri i korišteni simulacijski modeli, kao ni način regulacije i temperature u sustavu, istraživanje je pokazalo da unatoč visokim investicijskim troškovima sustav pokazuje ekonomske prednosti u odnosu na konvencionalni kompresijski rashladni uređaj (u nastavku KRU) zrak-voda.

Mateus i Oliviera [70] su Trnsys simulacijom proveli parametarsku analizu solarnog apsorpcijskog rashladnog sustava na lokacijama Berlin, Lisabon i Rim. Analiza je uključila ravne i vakuumske solarne kolektore, mogućnost dodatnog izvora topline za pogon ARU i mogućnost korištenja topline solarnih kolektora za grijanje prostora i pripremu PTV. Primjena sustava se pokazuje opravdana na lokacijama južne Europe s većom količinom dozračene sunčeve energije. Vakuumskim solarnim kolektorima moguće je smanjiti potrebnu površinu kolektora za 15 do 50 % u odnosu na površinu ravnih kolektora. Postignuto je godišnje pokrivanje pogonske energije ARU putem solarnih kolektora od 60 %.

Hang i ostali [71] su proveli tehno-ekonomsku analizu sustava solarnog apsorpcijskog hlađenja uredske zgrade u Los Angelesu. Optimirane su veličina akumulacijskog spremnika i površina solarnih kolektora. Autori zaključuju da se ekonomski i ekološki optimumi ne poklapaju.

Calise i ostali [72] su proveli numeričku tehno-ekonomsku analizu sustava solarnog grijanja i hlađenja za različite tipove školskih objekata u sjevernoj, srednjoj i južnoj Italiji kroz Trnsys simulaciju s višezonskim modelom zgrade. Sustav se sastoji od vakuumskih solarnih kolektora i jednostupanjskog LiBr-H<sub>2</sub>O uređaja, a za rezervu učinka predviđena je reverzibilna KDT. Provedena je parametarska analiza i primijenjen optimizacijski algoritam s ciljem utvrđivanja parametara za maksimalnu učinkovitost sustava. Učinak ARU odabran je za pokrivanje baznog toplinskog opterećenja (20 % projektnog opterećenja), a sustavom je moguće postići smanjenje primarne energije od 65 %. Calise i ostali su [73] [74] su u nastavku istraživanja analizirali više koncepata sustava: pokrivanje maksimalnog opterećenja uz mogućnost dodatnog hlađenja KRU zrak-voda, pokrivanja maksimalnog opterećenja uz dodatno grijanje plinskim kotlom (bez KRU

zrak-voda) i varijanta pokrivanja baznog toplinskog opterećenja. Cilj optimizacije bio je smanjenje primarne energije. Autori zaključuju da veća temperaturna razlika u solarnom krugu osigurava konstantan dotok topline iz solarnih kolektora i smanjuje učestalo isključenje pumpe solarnog kruga. Optimizacija toplinske akumulacije ima dva međusobno suprotna efekta: nedostatak veće akumulacije su veći toplinski gubici i dulje vrijeme potrebno za postizanje pogonske temperature čime dolazi do odgode početka rada sustava. Od prednosti navode se veća mogućnost iskorištenja Sunčeve energije, produljen rad uređaja i izbjegavanje mogućih prekida rada uređaja. Autori su zaključili da je ekonomska isplativost ugradnje sustava moguća jedino uz subvencije.

Arsalis i Alexandrou [75] su numerički analizirali sustav solarnog grijanja i hlađenja na Cipru vlastitim programom. Parametarskom analizom optimirani su površina kolektora i volumen akumulacije. Ekonomskom analizom sustav je uspoređen sa sustavom KDT, a pokazalo se da cijena solarnih kolektora ima velik utjecaj na neisplativost u odnosu na KDT.

#### **1.4.6 Modeliranje sustava fotonaponske pretvorbe sunčeve energije**

Primjena sustava s fotonaponskom pretvorbom sunčeve energije neizostavna je strategija za smanjenje potrošnje primarne energije unutar kruga zgrade približno nulte energije.

Pri modeliranju fotonaponske pretvorbe sunčeve energije potrebno je predvidjeti temperaturu panela jer utječe na efikasnost. Dostupan je niz modela kojima se temeljem empirijskih koeficijenata predviđa temperatura panela [76]. King i ostali [77] su razvili empirijski model koji predviđa temperaturu panela na temelju brzine vjetra i temperaturnog gradijenta između prednje i stražnje strane panela. Model kojeg su razvili Skoplaski i Palyvos [78] predviđa efikasnost panela linearnom ovisnosti izlazne snage o temperaturi panela. Dostupni su i složeniji modeli veće točnosti, ali zahtijevaju poznavanje više ulaznih parametara [79].

#### **1.4.7 Akumulacija topline**

Toplinske akumulacije nalaze primjenu zbog mogućnosti vremenskog prebacivanja vršnog opterećenja, što vodi smanjenju potrebnog učinka ugrađene opreme i mogućnosti korištenja jeftinijih energenata, posebno električne energije u vrijeme nižih tarifa i omogućavaju veći udio iskorištene energije obnovljivih izvora u ukupnoj toplinskoj bilanci.

Buonomano i ostali [80] su proveli analizu toplinske akumulacije promjenjivog volumena za sustave solarnog grijanja i hlađenja u uvjetima mediteranske klime kroz Trnsys simulaciju.

Zaključili su da kompleksniji sustavi akumulacije ne pridonose većoj učinkovitosti solarnih sustava.

Abedin i ostali [81] su kroz IES-VE i Trnsys simulacije analizirali utjecaj primjene kratkotrajnog spremnika topline na smanjenje vršnog toplinskog opterećenja obiteljske kuće. Zaključili su da je ugradnjom akumulacijskog spremnika moguće prebaciti vršno opterećenje bez narušavanja komfora u prostoru, ali da na uspjeh utječu volumen akumulacijskog spremnika, sposobnost toplinske akumulacije zidova kao i stupanj toplinske izolacije.

#### **1.4.8 Dosadašnja istraživanja pri postizanju približno nulte energije**

Brojne skupine autora do sada su provele istraživanja kojima su određene troškovno optimalne razine i nacionalni zahtjevi kod gradnje i obnove zgrada i tehničkih sustava na razinu približno nulte energije. Razina razrade simulacija tehničkih sustava često ne odgovara složenosti samog sustava. Istraživanja su dijelom provedena kroz cjeloviti pristup, a međusobno se razlikuju po pristupu modeliranja zgrade, razini modeliranja tehničkih sustava i primijenjenim ekonomskim analizama.

Fabrizio i ostali [82] [83] su razvili jednostavan alat za simulaciju i optimizaciju tehničkih sustava s više energenata. Model koristi satne ulazne podatke toplinskog opterećenja dobivene nekim od simulacijskih programskih paketa za koje se putem jednostavnih algebarskih izraza računa potrošnja energenata, emisija CO<sub>2</sub> i ukupnih troškova. Vremenski korak simulacije je jedan sat. Moguće je provesti simulaciju opreme ovisno o klimatskim rubnim uvjetima i nekim od karakteristika opreme kao što su projektni učinak i stupanj djelomičnog opterećenja na razini vremenskog koraka simulacije. Kroz jednadžbe za izračun učinkovitosti uključeni su kondenzacijski kotlovi, KDT voda-voda i zrak-voda, solarni kolektori i apsorpcijski rashladni uređaji. Iako alat predstavlja odmak od pristupa uobičajenog u literaturi kao glavni nedostatak ističe se simulacija opreme jednostavnim algebarskim izrazima bez detaljne razrade tehničkog sustava čime su izostavljeni akumulacija topline, sustavi regulacije i distribucije te drugi bitni dijelovi tehničkog sustava koji utječu na rad sustava u promjenjivim uvjetima.

Marini [84] je proveo tehno-ekonomsku analizu tehničkih sustava zgrade dinamičkom simulacijom u kontinentalnoj i mediteranskoj klimi kroz referentne lokacije Milana, Rima i Palermo. Analiza je provedena na EnergyPlus simulaciji s modelom višestambene zgrade, a uključila je jednostavne sustave KDT s tlom, podzemnom vodom i zrakom kao toplinskim izvorom te konvencionalni sustav s kotlom. Oprema je simulirana *black-box* modelima

temeljem stacionarnih karakteristika, a rješenja evaluirana kroz ekonomske pokazatelje tijekom životnog vijeka sustava. Analiza je pokazala da je optimalan izvor topline za hladnije klime (Milano) tlo, dok je u toplijim klimama (Rima i Palermo) zrak povoljniji toplinski izvor zbog manjih investicijskih i pogonskih troškova.

Heiselberg i ostali [15] su na primjeru uredske zgrade u Danskoj proveli analizu utjecajnih parametara na projektni učinak za grijanje i ukupnu potrošnju energije u zgradi. U radu nisu modelirani tehnički sustavi, a proračun je proveden s prosječnim faktorima utjecajnih parametara izraženim po korisnoj površini. Od analiziranih parametara najveći utjecaj na smanjenje ukupne potrošnje energije i učinka za grijanje imaju broj izmjena zraka mehaničkom i prirodnom ventilacijom te stupanj učinkovitosti sustava za povrat topline ventilacijskog zraka, dok na ukupnu potrošnju energije značajno utječe i snaga ventilatora u sustavu povrata toplinske energije.

Zaca i ostali [16] su numerički odredili troškovno optimalno tehničko rješenje za referentnu stambenu zgradu u južnoj Italiji. Provedena je numerička simulacija sa satnim vremenskim korakom prema normi EN ISO 13790. U radu su predviđene pasivne mjere energetske učinkovitosti kroz povećanje stupnja toplinske izolacije, a od tehničkih sustava razmotreni su sustavi karakteristični za zgrade približno nulte energije, simulirani jednostavnim algebarskim izrazima kroz nepromjenjive prosječne učinkovitosti opreme (stupanj djelovanja toplinskih solarnih kolektora 55 %, stupanj djelovanja fotonaponskih panela 17 %, sezonski faktori grijanja i hlađenja za KDT tlo-voda i zrak-voda). Autori su takvim pristupom ustanovili da je sustav KDT tlo-voda troškovno optimalno tehničko rješenje za tople mediteranske klime s dominantnim hlađenjem, uz zaključak da masivnost konstrukcije zgrade pogoduje smanjenju toplinske energije za hlađenje u odnosu na pretjeranu toplinsku izolaciju.

Baglivo i ostali [85] su na primjeru referentne zgrade u Italiji analizirali optimalne troškove za postizanje razine potrošnje zgrade približno nulte energije. Provedena je numerička simulacija sa satnim vremenskim korakom prema normi EN ISO 13790. Analiza mjera energetske učinkovitosti uključila je povećanje stupnja toplinske izolacije tehnički sustav s KDT i toplinskom i fotonaponskom pretvorbom sunčeve energije. Proračuni su provedeni korištenjem nepromjenjivih vrijednosti sezonskih učinkovitosti opreme. Autori zaključuju da je, u odnosu na postojeće stanje s konvencionalnim sustavom, mjerama energetske učinkovitosti moguće smanjiti potrošnju primarne energije za 68 do 95 %.

Basinska i ostali [86] su na primjeru referentnih zgrada u Poljskoj primijenili troškovno optimalnu metodologiju za postizanje razine potrošnje zgrade približno nulte energije. Potrošnja energije za grijanje provedena je također prema normi EN ISO 13790, a proračun potrošnje energije tehničkih sustava proveden je s prosječnim učinkovitostima i bez uvažavanja dinamike rada uređaja.

Hamdy i ostali [17] su razvili linearni pristup određivanju optimalnog rješenja bez cjelovite simulacije zgrade i tehničkih sustava. U prvom koraku određeni su stupnjevi toplinske izolacije kojima se postiže optimalna potrošnja toplinske energije. U drugom koraku su, uz najbolje mjere smanjenja potrošnje energije odabrane u prvom koraku, simulirali tehnički sustav, da bi se u trećem koraku implementirali optimalni paketi mjera koji uključuju OIE. Autori su za proračun tehničkih sustava koristili nepromjenjive sezonske vrijednosti faktora grijanja i učinkovitosti sustava distribucije.

Na prethodni rad se tematikom veže rad skupine autora Mauro i ostali [87] koji su prikazali višestupanjsku metodologiju za određivanje troškovno optimalne razine na primjeru referentne zgrade. Analizom utjecaja identificirani su važniji parametri na smanjenje potrošnje energije da bi nakon toga bile određene troškovno optimalne mjere energetske učinkovitosti, tehničkih sustava i integracije OIE. Simulacija je provedena u Energy plus i MATLAB programskim paketima. Autori su za proračun tehničkih sustava koristili sezonske vrijednosti faktora grijanja i učinkovitosti sustava distribucije. Pokazali su da troškovno optimalno rješenje predstavlja kombinacija kondenzacijskog kotla, vodom hlađeni KRU i maksimalna moguća instalirana površina fotonaponskih kolektora.

Testi i ostali [88] [89] su korištenjem parametarske analize odredili troškovno optimalan koncept hibridnog tehničkog sustava pogodnog za zgrade približno nulte energije. Sustav sadrži solarne toplinske i fotonaponske kolektore, KDT zrak-voda i akumulacijski spremnik topline. Analiza je provedena vlastitim simulacijskim modelom koji radi s vremenskim korakom od jednog sata, a računa korisnu energiju za grijanje i hlađenje, iskorištenu sunčevu energiju za proizvodnju toplinske i električne energije i prosječne faktore grijanja. Autori zaključuju da je ovisno o konceptu sustava, moguće postići zgradu nulte energije. U odnosu na konvencionalan sustav s KDT zrak-voda moguće je postići smanjenje primarne energije od 67 %.

Dosadašnja istraživanja koja uključuju cjelovito dinamičko modeliranje zgrada i tehničkih sustava na područje Republike Hrvatske nisu dostupna. Slijedom toga, u literaturi nema preporučenih tehničkih rješenja za klimatsku regiju jadranske Hrvatske, a provedena



istraživanja i tehnička rješenja nisu pogodna za primjenu na istim tipovima zgrada u različitim klimatskim regijama.

Za područje Republike Hrvatske je u skladu sa zahtjevima [1] i [90] izrađen niz studija u kojima su definirani minimalni zahtjevi na energetske svojstvo jednoobiteljskih zgrada za kontinentalnu i primorsku Hrvatsku građenih u razdobljima do 1970., 1970. - 1987. i nakon 1987. te približno nulte energije za jednoobiteljske zgrade, višestambene, uredske i ostale nestambene zgrade (uredi, bolnice, trgovine, sportske dvorane, hoteli i restorani, obrazovne ustanove) za kontinentalnu i primorsku Hrvatsku, za razdoblje do 1970., 1970-2006., nakon 2006. te definiranje zgrada približno nulte energije za svaku od kategorija zgrada [91]. Studije je izradio Energetski institut Hrvoje Požar iz Zagreba. U studijama su definirane ukupno 64 referentne zgrade, za koje su provedeni proračuni potrošnje energije te makroekonomska i mikroekonomska analiza, uz ukupno 7.800 različitih kombinacija arhitektonsko građevinskih mjera energetske učinkovitosti i izvedbi tehničkih sustava grijanja i hlađenja odabranih temeljem procjene autora studija. Prosječno je to iznosilo oko 975 kombinacija po jednoj grupi referentnih zgrada (tipu građevine). Jedan nedostatak ovakvog pristupa je što nisu analizirane sve potencijalne mogućnosti, a drugi je u tome što su autori za razliku od preporuke norme EN 15603 koristili ukupne umjesto neobnovljivih faktora primarne energije.

#### **1.4.9 Doprinis povećanju energetske efikasnosti**

Doprinis povećanju energetske efikasnosti moguće je provesti optimizacijom na razini uređaja kao komponentne tehničkog sustava i optimizacijom na razini tehničkog sustava kao cjeline. Današnja istraživanja velikim su udjelom usmjerena na pojedinačnu optimizaciju komponenti tehničkog sustava (optimizacija geometrije u cilju poboljšanja prijelaza topline i sl.). Za cjelokupno poboljšanje efikasnosti važno je provesti i optimizaciju na razini sustava, kako bi se utvrdile optimalne karakteristike ugrađenih komponenti i njihova međusobna ovisnost u cilju postizanja pouzdanog i efikasnog tehničkog sustava.

U okviru pripreme doktorske disertacije provedena su istraživanja na obje razine. Delač i ostali [92] su proveli numeričku parametarsku optimizaciju geometrije izmjenjivača topline zrak – voda u cilju poboljšanja prijelaza topline i smanjenja utjecaja pada tlaka na strani zraka. Pavković, Delač i ostali [93] [94] [95] [96] [97] su proveli niz tehničko ekonomskih analiza koje su uključile trigeneracijski sustav, sustav solarnog apsorpcijskog hlađenja, sustave s kompresijskim dizalicama topline u vodenom krugu te sustav kompresijskih dizalica topline s

direktnom ekspanzijom. Analize su uključile simulacije zgrada i tehničkih sustava, a provedene su vlastitim programima sa satnim vremenskim korakom.

### **1.5 Znanstvene metode**

Tijekom znanstvenog istraživanja i formuliranja rezultata disertacije primijenjene su sljedeće znanstvene metode: induktivna i deduktivna metoda, metoda analize i sinteze, metoda opovrgavanja i dokazivanja, matematička metoda, metoda numeričkog modeliranja, eksperimentalna metoda.

Induktivna metoda primijenjena je kroz analizu i međusobnu usporedbu tehničkih sustava u cilju odabira pogodnih za zgrade približno nulte energije. Deduktivna metoda primijenjena je kod analize optimalnih rješenja dobivenih cjelokupnom optimizacijom za donošenje zaključaka. Metoda analize primijenjena je kod utvrđivanja parametara koji čine optimalna rješenja. Metodom dokazivanja potvrđeno je da se numeričke dinamičke simulacije mogu primijeniti za određivanje projektnih učinaka tehničkih sustava. Matematička metoda korištena je za izradu matematičkih modela uređaja razvijenih u sklopu disertacije. Metoda numeričkog modeliranja korištena je za izradu numeričkih dinamičkih simulacijskih modela zgrade i tehničkih sustava. Eksperimentalna metoda korištena je za dobivanje radnih parametara stvarnih sustava na temelju kojih je izvršena provjera rezultata numeričkog modeliranja.

### **1.6 Očekivani i ostvareni rezultati istraživanja i znanstveni doprinos**

Za razliku od ranije predstavljenih rezultata istraživanja dostupnih u literaturi, a koja se bave tematikom numeričkih simulacija za analizu dinamike sustava i optimizacija za postizanje zgrade približno nulte potrošnje energije, ovom doktorskom disertacijom daje se doprinos u cjelovitom pristupu analize energetike zgrade koji uključuje istovremeni utjecaj fizikalnih svojstava zgrade i dinamičkih karakteristika tehničkog sustava. Takav pristup je izostao u većini dosadašnjih istraživanja ili je primijenjen samo djelomično. Ovo istraživanje razlikuje se od dosada provedenih istraživanja po tome što detaljno razmatra dinamiku sustava i zgrade u kratkim vremenskim koracima uzimajući u obzir promjene karakteristika opreme tehničkog sustava u ovisnosti o vanjskim i unutarnjim parametrima.

U sklopu disertacije postavljeni su numerički dinamički simulacijski modeli koji omogućuju nove znanstvene spoznaje o konfiguraciji složenih energetske tehničkih sustava i kriterijima za njihovu primjenu te usmjeravaju i olakšavaju projektiranje tehničkih sustava zgrada

približno nulte energije u čvrstoj vezi s arhitektonsko – građevinskim mjerama toplinske zaštite zgrade.

U dijelu numeričkih simulacija proširen je broj i kvaliteta komponenti simulacijskog sučelja Trnsys kroz izradu novih modela opreme. Izrađeni su numerički modeli dizalica topline voda – voda i zrak – voda koji su u odnosu na postojeće modele prošireni uvođenjem karakteristika dizalice topline kod djelomičnog opterećenja i primjenom hladnjaka pregrijane pare za povrat topline, numerički model dizalice topline zrak – voda s potpunim povratom topline, kao i numerički model plinskog kogeneracijskog modula proširen uvođenjem karakteristika uređaja kod djelomičnih opterećenja i regulacijskim algoritmom rada uređaja.

Rezultati istraživanja prikazani u disertaciji dali su doprinos u tome smislu.

### **1.7 Praktična primjena rezultata istraživanja**

Razvijenim pristupom cjelovite optimizacije zgrade s tehničkim sustavom olakšati će se problem određivanja razine arhitektonsko - građevinskih mjera energetske učinkovitosti i koncipiranja tehničkog sustava s kojim se arhitekti i inženjeri u graditeljstvu susreću. Kroz cjeloviti pristup i cjelogodišnje simulacije olakšano je uklanjanje mogućih nedostataka sustava koji se često zanemaruju u fazi projektiranja.

Poseban doprinos ovog istraživanja očituje se u provedenoj optimizaciji korištenjem klimatskih rubnih uvjeta jadranske Hrvatske te su time dane smjernice za odabir razine toplinske zaštite za zgrade koje se podvrgavaju obnovi na potrošnju zgrade približno nulte energije.

Analizirane su i određene smjernice za primjenu dinamičkih simulacija kod definiranja projektnih učinka grijanja i hlađenja, što u konačnici može voditi do unapređenja konvencionalnog pristupa definiranju tehničkih sustava u zgradi temeljenog na definiranju maksimalno potrebnih ogrjevnih i rashladnih učinaka baziranih na projektnim temperaturama. Navedeno može doprinijeti i promjeni pristupa korištenju normi za projektiranje o kojem se trenutno raspravlja u stručnoj javnosti.

### **1.8 Struktura doktorske disertacije**

Doktorska disertacija sastoji se od osam međusobno povezanih poglavlja.

U prvom poglavlju doktorske disertacije nakon uvodnog dijela izloženi su i obrazloženi problem i predmet znanstvenog istraživanja te postavljena znanstvena hipoteza istraživanja. Provedena je analiza dosadašnjih istraživanja i izložene primijenjene znanstvene metode i očekivani rezultati uz znanstveni doprinos i praktičnu primjenu.

U drugom poglavlju disertacije, usporedbom s rezultatima eksperimentalnih mjerenja, provedeno je vrednovanje numeričkih dinamičkih simulacija izrađenih u Trnsys okruženju s gledišta njihove prikladnosti za analizu tehničkih sustava zgrada približno nulte energije. Provedena su vrednovanja dvaju sustava. Prvo vrednovanje je provedeno za sustav solarnog apsorpcijskog hlađenja postavljenog u specijalnoj bolnici za medicinsku rehabilitaciju Thalassotherapia u Crikvenici. Drugo vrednovanje je provedeno na sustavu s kompresijskom dizalicom topline voda – voda postavljenom u laboratoriju za rashladnu tehniku na Tehničkom fakultetu u Rijeci.

U trećem poglavlju doktorske disertacije provedeno je modeliranje karakteristične zgrade predviđene za obnovu u cilju dostizanja razine zgrade približno nulte energije s posebnim naglaskom na proračun korisne energije za grijanje i hlađenje. Korištenjem simulacijskog okruženja Trnsys izrađeni su jednozonski i višezonski toplinski modeli zgrade odgovarajućih fizikalnih karakteristika i dinamike korištenja. Početne simulacije su provedene u klimatskim rubnim uvjetima referentne godine i na primjeru zgrade prije obnove. Kao lokacije regije jadranske Hrvatske odabrane su Pula, Split i Dubrovnik. Satne vrijednosti meteoroloških podataka u referentnoj godini izrađene su u skladu s važećom hrvatskom regulativom [2], korištenjem programskog paketa Meteonorm [98]. Rezultati jednozonskog i višezonskog modela zgrade međusobno su uspoređeni i dan je osvrt na primjenu modela. Provedena je usporedba tako dobivenih rezultata s proračunom korisne energije za grijanje i hlađenje zgrade prema normi EN ISO 13790 temeljem mjesečnih prosjeka. Proračun potrebnih učinaka za grijanje i hlađenje proveden je na višezonskom modelu zgrade i dana je usporedba s konvencionalnom metodom proračuna temeljenom na projektnim temperaturama prema normi HRN EN 12831 [99] i smjernici VDI 2078 [100]. Uspoređeni su rezultati dobiveni dinamičkom simulacijom s onima dobivenim konvencionalnim metodama proračuna i utvrđene moguće posljedice na postupak projektiranja tehničkih sustava. Izrađena je „projektna godina“ za lokaciju Pula i provedena simulacija u cilju utvrđivanja potencijala smanjenja projektnih učinaka.

U četvrtom poglavlju doktorske disertacije identificirani su sustavi proizvodnje toplinske energije za grijanje i hlađenje zgrade. Uz sustave kakvi se danas uobičajeno primjenjuju, analizirani su i sustavi grijanja, hlađenja i proizvodnje električne energije koji imaju potencijala da njihovim korištenjem zgrada postane zgradom nulte energije. Analizirani su sustavi koji uključuju fotonaponsku i toplinsku pretvorbu sunčeve energije, sustavi s kotlovima na prirodni

plin i biomasu, monovalentni sustavi s kompresijskim dizalicama topline, apsorpcijski rashladni uređaji i plinske kogeneracije. Za potrebe provedbe simulacija vlastitim Fortran [101] programskim kodom izrađeni su novi numerički modeli koji simuliraju rad kompresijske dizalice topline voda – voda i zrak – voda u djelomičnim opterećenjima, kompresijske dizalice topline zrak-voda s djelomičnom i potpunom rekuperacijom topline, kompresijske dizalice topline zrak-voda s djelomičnom rekuperacijom topline i plinski kogeneracijski modul s mogućnošću djelomičnih opterećenja uređaja i regulacijom rada uređaja. Prikazani su matematički modeli razvijenih komponenti. Izrađeni su simulacijski modeli analiziranih termotehničkih sustava. Modeli termotehničkih sustava uključuju sve elemente stvarnog sustava sa specifičnim karakteristikama opreme i regulacijski sustav s algoritmom upravljanja. U petom poglavlju doktorske disertacije razrađen je pristup cjelovite višeciljne optimizacije. Provedena je analiza utjecaja parametara toplinske zaštite ovojnice i identificirani su parametri koji imaju veći utjecaj na potrošnju toplinske energije zgrade i projektne učinke za grijanje i hlađenje. Opisana je metodologija cjelovite parametarske optimizacije zgrade s tehničkim sustavom. Optimizacija je ostvarena pomoću genetskog algoritma implementiranog u programsko sučelje jEPlus+EA koje interaktivno poziva Trnsys simulacije putem programskog koda napisanog u programskom jeziku Python [102] [103]. Definirane su funkcije cilja optimizacije prema energetskim, ekonomskim i ekološkim pokazateljima.

U šestom poglavlju doktorske disertacije analizirani su rezultati parametarske optimizacije. Evaluiran je utjecaj mjera za smanjenje potrošnje energije za grijanje i hlađenje u međuovisnosti s klimatskim rubnim uvjetima. Određeni su uvjeti za primjenu i koncepciju tehničkog sustava. Uspoređena je postignuta razina toplinske zaštite optimalnih rješenja s trenutno važećim zahtjevima u Hrvatskoj.

U sedmom poglavlju disertacije identificirane su mogućnosti optimizacije tehničkih sustava proizvodnje energije za grijanje i hlađenje. Provedena je optimizacija strategije vođenja energetskih sustava i primijenjena na optimalnom cjelovitom rješenju (zgrada – sustav).

U osmom poglavlju dan je zaključak i predložene su smjernice za daljnja istraživanja.

Osim navedenih poglavlja, doktorska disertacija uz popis literature, tablica i slika sadrži priložnice s opisom sustava na kojima su provedena eksperimentalna mjerenja, popis korištenih tipskih modula programa Trnsys koji nisu posebno razvijani u okviru disertacije, model određivanja troškova gradnje sustava, opise sustava razvijenih simulacijskih modela te grafičke prikaze rezultata proračuna za sve analizirane lokacije.

## **2 EKSPERIMENTALNO VREDNOVANJE PRIKLADNOSTI KORIŠTENJA NUMERIČKIH DINAMIČKIH SIMULACIJA ZA ANALIZU TEHNIČKIH SUSTAVA**

### **2.1 Razlozi eksperimentalnog vrednovanja**

Pogodnost primjene numeričkih dinamičkih simulacija za analizu tehničkih sustava zgrada približno nulte energije potrebno je utvrditi kroz izradu numeričkih dinamičkih modela. Te modele potrebno je vrednovati usporedbom s rezultatima eksperimentalnih mjerenja stvarnih sustava. Navedeno je važno, jer kako će se iz obrade prikazanih rezultata mjerenja vidjeti, uvjeti rada stvarnog sustava u pogonu mogu se bitno razlikovati od pretpostavljenih uvjeta rada u modelu. To mogu biti razlika stvarnih od referentnih meteoroloških uvjeta, prekidi rada uzrokovani vanjskim faktorima, pogonske smetnje, djelovanje pogonskog osoblja, varijabilna potrošnja u odnosu na predviđenu, algoritam regulacije i slično. Pokazuje se da veliku pažnju treba posvetiti ugađanju (kalibraciji) modela. Za simulaciju kompleksnih sustava od posebnog su značaja postavke regulacijskog uređaja u modelu i njihovo usklađivanje s djelovanjem stvarnog regulacijskog sustava. Provedba mjerenja na složenim tehničkim sustavima je zahtjevan tehnički problem, iz razloga skupe opreme sustava nadzora, upravljanja i prikupljanja podataka, ali i zato što se u praksi na najsloženijim sustavima vrlo teško ostvaruje kontinuirano prikupljanje podataka.

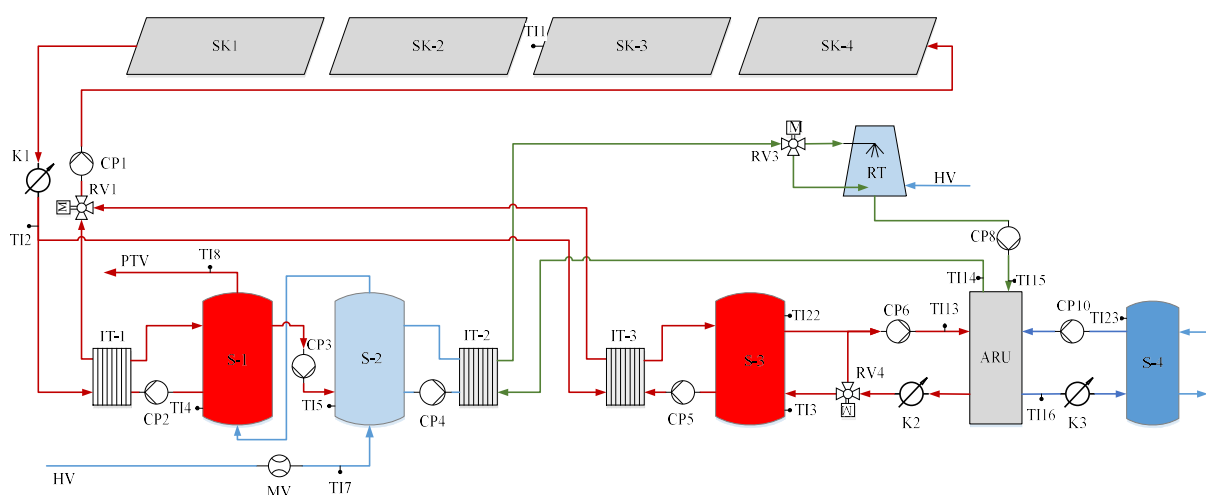
Da bi se provjerila prikladnost primjene simulacijskog modela na složeni tehnički sustav grijanja i hlađenja, provedena su mjerenja, simulacije i usporedba rezultata na dvama sustavima temeljenim na OIE pogodnim za primjenu u zgradama približno nulte energije - sustavu solarnog apsorpcijskog hlađenja i sustavu s kompresijskom dizalicom topline. Prvi sustav je dovoljno visokog stupnja složenosti da bi se na njemu mogle provjeriti simulacije kompleksnih tehničkih sustava, dok drugi sadrži kompresijsku dizalicu topline s toplinskom akumulacijom kao centralnu komponentu potencijalnih tehničkih sustava zgrada približno nulte energije. Sustav solarnog apsorpcijskog hlađenja koristi se za hlađenje restorana specijalne bolnice za medicinsku rehabilitaciju Thalassotherapia u Crikvenici. Ispitni sustav na kojem je provedeno mjerenje s kompresijskom dizalicom topline voda – voda nalazi se u laboratoriju Tehničkog fakulteta Sveučilišta u Rijeci.

## 2.2 Sustav solarnog apsorpcijskog hlađenja

Mjerenja na sustavu solarnog hlađenja provedena su tijekom sezone hlađenja 2015. godine. U nastavku se daje opis sa shematskim prikazom sustava, karakteristike ugrađene opreme, opis i potvrda simulacijskog modela temeljem temperaturnih profila i energetske bilancije u sustavu.

### 2.2.1 Opis sustava

Sustav solarnog hlađenja primarno je namijenjen hlađenju prostora restorana bolnice, ali je zbog povećanja učinkovitosti predviđena i mogućnost korištenja otpadne topline apsorpcijskog rashladnog uređaja (u nastavku ARU) za pripremu potrošne vode (u nastavku PTV) u periodu hlađenja te korištenja sunčeve energije za pripremu PTV izvan sezone hlađenja. Shematski prikaz sustava dan je na donjoj slici (Slika 2.1).



Slika 2.1 Shematski prikaz sustava solarnog hlađenja

Projektni učinak za hlađenje prostora restorana iznosi 35 kW: dio (vršni učinak) se pokriva kompresijskim rashladnim uređajima zrak – zrak u podijeljenoj izvedbi dok ARU, učinka 17,5 kW, pokriva bazno rashladno opterećenje prostora. ARU je u pogonu uvijek kada ima dovoljno pogonske topline dobivene solarnim toplinskim kolektorima. Kompresijski rashladni uređaji ugrađeni su da rade kad temperatura u prostoru poraste iznad 26 °C.

Toplinska energija za pogon ARU dobiva se u vakuumskim solarnim kolektorima. Otpadna toplina apsorbera i kondenzatora ARU odbacuje se na rashladnom tornju otvorene izvedbe uz mogućnost iskorištavanja za pripremu PTV. U sustavu su ugrađena dva toplinska spremnika za PTV, jedan inercijski spremnik tople vode za pogon ARU i jedan inercijski spremnik vode

ohlađene radom ARU. Prekret ljetnog i zimskog režima rada vrši se troputnim regulacijskim ventilima. Cirkulacija je pomoću ugrađenih cirkulacijskih pumpi. Rashladna energija predaje se u prostor putem ventilatorskih konvektora. SCADA (eng. *Supervisory control and data acquisition*) sustav omogućuje upravljanje kao i akviziciju svih relevantnih podataka: intenziteta sunčevog zračenja na horizontalnu plohu, tlaka, temperature i vlažnosti zraka, podataka s mjerila potrošnje toplinske energije na cjevovodima između glavnih komponenti sustava, osjetnika temperature i statusa rada opreme u vremenskom koraku od 60 sekundi.

Osnovni tehnički podaci o komponentama sustava solarnog apsorpcijskog hlađenja dani su u Pravitku 1 na kraju disertacije.

### **2.2.2 Regulacija rada sustava**

Temperatura u solarnom krugu mjeri se ljeti na pojedinoj grupi kolektora (osjetnik TI1) i na cjevovodu ugrijanog medija iz kolektora (osjetnik TI2). Kad je temperatura na osjetniku TI1 za 2 °C viša od temperature u spremniku S-3 (osjetnik TI3), uključuju se cirkulacijske pumpe CP-1 i CP-5. Voda u spremniku S-3 grije se toplinom prikupljenom sunčevim kolektorima preko izmjenjivača topline IT-3, a prekretni ventil RV1 otvoren je u smjeru izmjenjivača topline IT-3. Kada temperatura vode u spremniku S-3 dosegne 95 °C, regulacijski sustav provjerava temperaturu u spremniku potrošne tople vode S-1 (osjetnik TI4). Ako je temperatura medija u solarnim kolektorima za 2 °C viša od temperature u spremniku S-1, uključuje se pumpa CP-2, isključuje pumpa CP-5, a ventil RV1 otvara u smjeru izmjenjivača topline IT-1. Ako se u međuvremenu temperatura vode u spremniku S-3 spusti ispod 90 °C, ponovno se uključuje grijanje spremnika S-3, a isključuje grijanje spremnika PTV S-1. U slučaju da temperatura potrošne vode u spremniku S-1 dosegne 95 °C, a spremnik S-3 je na temperaturi iznad 90 °C, počinje grijanje spremnika PTV S-2. Osjetnikom temperature TI5 provjerava se temperatura u spremniku S-2 i ako je niža od 95 °C, uključuje se pumpa CP-3 čime se ostvaruje cirkulacija između spremnika S-1 i S-2 koji se simultano zagrijavaju. U tom slučaju nije moguće grijanje spremnika S-2 toplinom apsorbera i kondenzatora rashladnog uređaja.

Sustav se u zimskom režimu rada koristi samo za pripremu PTV čime je način regulacije jednostavniji. Kako simulacije i mjerenje za zimsko razdoblje nisu provedeni, neće se niti regulacija posebno opisivati.

Regulacija rada rashladnog uređaja čini zasebnu cjelinu regulacijskog sustava. Kada temperatura u spremniku S-3 dosegne 70 °C, rashladni uređaj se uključuje jer već tada može



raditi nešto smanjenim kapacitetom. Hlađenje apsorbera i kondenzatora se ostvaruje vodom koja u serijskoj vezi cirkulira kroz izmjenjivač topline IT-2 i rashladni toranj. Kada je temperatura u spremniku S-2 (osjetnik TI5) 2 °C niža od temperature vode koja izlazi iz apsorbera i kondenzatora (osjetnik TI14), toplina se uključivanjem cirkulacijske pumpe CP-4 iz izmjenjivača topline IT-2 koristi za zagrijavanje spremnika S-2. Ventilator rashladnog tornja uključen je kada radi rashladni uređaj. Brzina vrtnje ventilatora rashladnog tornja regulirana je frekventnim pretvaračem na način da se temperatura rashladne vode na izlazu iz rashladnog tornja mjerena osjetnikom temperature TI15 ne spušta ispod 24 °C. Regulacijski ventil RV3 može usmjeravanjem vode u obilazni tok oko rashladnog tornja regulirati temperaturu rashladne vode na izlazu iz tornja - ulazu u rashladni uređaj, tako da ona ne padne ispod 24 °C, čak i u slučaju kada se regulacijom brzine vrtnje ventilatora rashladnog tornja to ne može ostvariti.

Toplina predana u sustav putem solarnih kolektora mjeri se kalorimetrom K-1. Ovisno o položaju prekretnog ventila RV1 toplina se računa kao predana PTV (IT-1) ili kao predana toploj vodi (IT-3).

U krugu ARU ugrađena su dva kalorimetra. Toplina predana generatoru ARU mjeri se kalorimetrom K-2, a toplina predana isparivaču ARU kalorimetrom K-3. Električna snaga ARU mjeri se mjernim transformatorom. Toplina kondenzatora i apsorbera ARU računa se kao suma toplina dovedenih na generatoru i isparivaču i električne snage ARU. Od topline koja se odbacuje s kondenzatora i apsorbera, udio koji se iskorištava za pripremu PTV (IT-2) i otpadna toplina koja se odbacuje na rashladnom tornju računaju se iz otpadne topline prema signalu statusa rada cirkulacijske pumpe CP-4.

Na ulazu hladne vode u spremnik S-2 ugrađeno je mjerilo protoka MV s impulsnim davačem signala i osjetnikom temperature TI7.

### **2.2.3 Numerički dinamički model sustava**

Numerički dinamički model sustava solarnog hlađenja izrađen je u simulacijskom okruženju Trnsys. Simulacijski model izrađen je od ukupno 80 komponenti koje predstavljaju matematičke modele opreme ugrađene u sustavu sa svim njihovim karakteristikama bitnim za izradu energetske bilance i analizu utjecaja na dinamičko ponašanje sustava. Simulacijski model radi s proizvoljno odabranim vremenskim korakom. Uvođenjem dinamičke simulacije dobivaju se opsežni rezultati koji daju odgovore o vremenskim promjenama svih radnih

parametara u sustavu. Kao rezultat posebno treba istaknuti temperature u svim dijelovima postrojenja i vremenskim koracima koje se mijenjaju kao posljedica djelovanja vanjskih rubnih uvjeta i sustava regulacije.

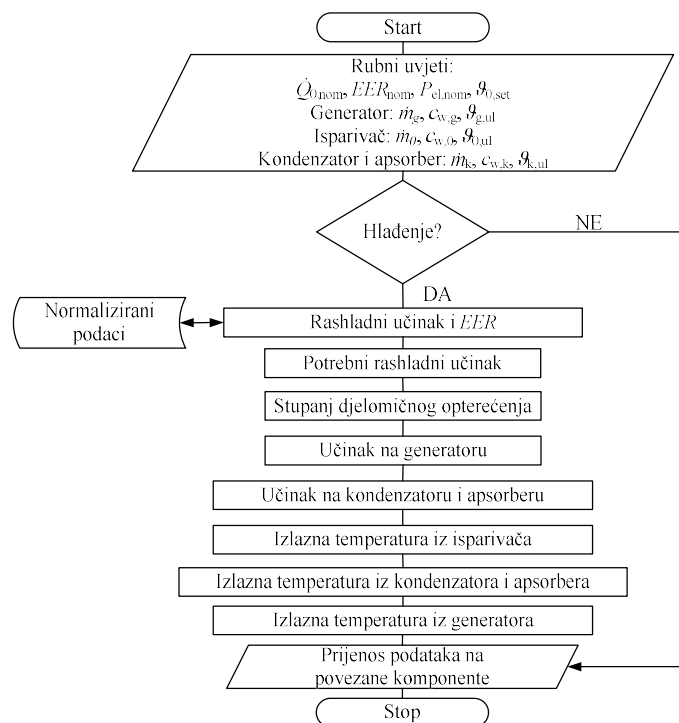
Za razvoj simulacijskog modela korišteni su višestruko provjereni modeli opreme iz standardne Trnsys [104] i dodatne TESS [105] biblioteke modela opreme. Korišteni su modeli solarnog kolektora, ARU, spremnici i cjevovodi, izmjenjivači topline, rashladni toranj, cirkulacijske pumpe, troputni ventili, procesor sunčevog zračenja na nagnutu plohu, čitači promjenjivih rubnih uvjeta, komponente za ispis rezultata simulacije, proporcionalni regulatori, termostati i pomoćni kalkulatori za simulaciju regulacijske opreme ugrađene u sustav. Opis glavnih komponenti sustava i shematski prikaz Trnsys simulacije daju se u prilogu 1, dok se model apsorpcijskog rashladnog uređaja dorađen iz standardnog modela Trnsys datoteke prikazuje u nastavku.

Standardni model jednostupanjskog apsorpcijskog rashladnog uređaja pogonjenog toplom vodom oznake Type 107 je tzv. *black box* model koji na osnovu normaliziranih tvorničkih podataka proizvođača o raspoloživim učincima ovisno o ulaznim temperaturama vode predviđa energetske bilance uređaja [106]. Prednost u odnosu na fizikalni model uređaja je izuzetno kratko vrijeme proračuna i zadovoljavajuća točnost podataka. Model koristi karakteristike za ustaljene uvjete rada, ali kako su vremenski tranzijenti postizanja stacionarnog stanja kod uređaja u odnosu na tranzijente toplinskog opterećenje zgrade kratki, pogodan je za primjenu. Kako standardni model ima ograničenje kroz konstantan raspoloživi rashladni učinak za cijeli raspon ulaznih temperatura ogrjevnice vode u uređaj, modificiran je Fortran programski kod uređaja i kao „dll“ datoteka modela Type 220 korišten u simulaciji. Raspoloživi rashladni učinci i potrebni učinci na generatoru ARU za ulazne temperature vode na isparivač, kondenzator, apsorber i generator u radnom rasponu uređaja dobiveni su programom proizvođača rashladnog uređaja [107] i prilagođeni za unos u simulacijski model. Uređaj je moguće simulirati unutar granica pripremljenih podataka koje su za ovaj uređaj: topla voda 65-95 °C, hladna voda 6-20 °C i rashladna voda 27-32 °C.

Model uređaja je povezan s termostatom hlađenja, koji izlazni signal prosljeđuje modelu. Slika 2.2 prikazuje dijagram toka simulacijskog modela.

Nepromjenjivi rubni uvjeti modela su nominalni rashladni učinak, toplinski omjer, električna snaga za pogon pumpe otopine i specifični toplinski kapaciteti medija koji prolaze kroz izmjenjivače topline. Promjenjivi rubni uvjeti koji se u svakom vremenskom koraku preuzimaju

od komponenti povezanih na model su signal uključenja uređaja, ulazne temperature i protoci vode kroz izmjenjivače topline. Toplinski omjer hlađenja ARU označava se s *EER* kao i kod KRU, ali predstavlja omjer dovedene toplinske energije na isparivaču i dovedene toplinske energije na generatoru, a ne omjer topline i mehaničkog rada.



Slika 2.2 Dijagram toka modela apsorpcijskog rashladnog uređaja (Type 220)

Potreban rashladni učinak uređaja računa se kao:

$$\dot{Q}_{0, \text{potr}} = \dot{m}_{w,0} \cdot c_w \cdot (\vartheta_{0, \text{ul}} - \vartheta_{0, \text{set}}) \quad (2.1)$$

Model na osnovu ulaznih temperatura vode u isparivač, kondenzator i apsorber i generator putem normaliziranih podataka za uređaj određuje raspoloživi rashladni učinak i toplinski omjer.

Stupanj djelomičnog opterećenja uređaja određuje se kao:

$$PLR = \dot{Q}_{0, \text{potr}} / \dot{Q}_0 \quad (2.2)$$

pri čemu je  $PLR \leq 1$ .

Potrebna toplina za pogon generatora računa se kao:

$$\dot{Q}_{\text{gen}} = \dot{Q}_0 / EER \quad (2.3)$$

Toplinska bilanca uređaja postavlja se kao:

$$\dot{Q}_0 + \dot{Q}_{\text{gen}} + P_{\text{el}} = \dot{Q}_{\text{ka}} \quad (2.4)$$

Izlazne temperature vode iz uređaja kondenzatora i apsorbera, generatora i isparivača, računaju se kao:

$$\vartheta_{ka,izl} = \vartheta_{k-a,ul} + \dot{Q}_{ka} / (\dot{m}_{w,ka} \cdot c_w) \quad (2.5)$$

$$\vartheta_{gen,izl} = \vartheta_{gen,ul} - \dot{Q}_{gen} / (\dot{m}_{w,gen} \cdot c_w) \quad (2.6)$$

$$\vartheta_{0,izl} = \vartheta_{0,ul} - \dot{Q}_0 / (\dot{m}_{w,0} \cdot c_w) \quad (2.7)$$

## 2.2.4 Rezultati i validacija modela

Eksperimentalna mjerenja provedena su u ljetnom režimu rada, u periodu od lipnja do rujna 2015. godine. Simulacijski model najprije je provjeren na karakterističnom tjednu sezone hlađenja, a nakon toga provedena je simulacija sezonskog rada rashladnog uređaja tijekom tri ljetna mjeseca. S ukupnim bilancama rada u tjednu i cijeloj ljetnoj sezoni prikazanim u nastavku potvrđena je zadovoljavajuća točnost simulacijskog modela.

Mjereni podaci temperature, relativne vlažnosti i tlaka vanjskog zraka te sunčevog zračenja na horizontalnu plohu u vremenskom koraku preuzeti iz datoteka zapisanih sustavom regulacije korišteni su kao dinamički ulazni rubni uvjeti simulacije. Početne vrijednosti temperatura akumulacijskih masa u simulaciji usklađene su sa početnim zapisima temperatura iz sustava regulacije. Nepromjenjivi rubni uvjeti simulacijskog modela bili su volumeni spremnika i vode u cjevovodima, protoci vode i solarnog medija, postavne temperature termostata te karakteristike i učinci sve opreme u sustavu koje su usklađene s projektnim vrijednostima.

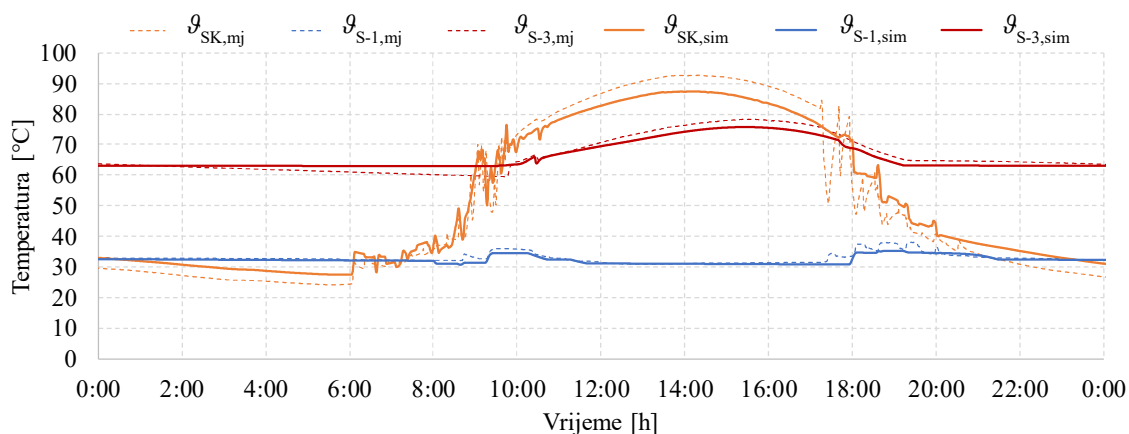
### 2.2.4.1 Karakteristični tjedan u sezoni

Vremenski period od 7. do 13. kolovoza 2015. godine predstavlja 7 tipičnih ljetnih dana s ujednačenim rashladnim opterećenjem i ujednačenom količinom dozračene sunčeve energije te je odabran kao reprezentativni tjedan. Vremenski korak simulacije iznosio je 10 sekundi, a za simulaciju na osobnom računalu s I7 procesorom prve generacije bilo je potrebno 90 sekundi. Prije provođenja simulacije su iz mjerenih podataka preuzeti temperatura, relativna vlažnost i tlak vanjskog zraka, intenzitet sunčevog zračenja na horizontalnu plohu, temperatura vode iz vodovoda, predana toplinska energija sustavu hlađenja putem ventilatorskih konvektora koji su kao ulazni podaci preneseni u simulacijski model. Modeli solarnih kolektora, rashladnog tornja, cjevovoda, spremnika topline čine akumulacijske mase u sustavu pa su vrijednosti temperatura modela u nultom vremenskom koraku simulacije usklađene s onima iz eksperimentalnog mjerenja. Projektni protoci u sustavu jednaki su onima prikazanim u tablici u privitku 1.

Rezultati simulacijskog modela ispisani su u izlaznu datoteku s vremenskim korakom od 60 sekundi koji odgovara vremenskom koraku zapisa sa sustava regulacije i obrađeni u bilance i dijagrame putem Microsoft Excela. Radi preglednosti i jednostavnosti usporedni prikaz profila temperatura i učinaka u sustavu iz rezultata simulacijskog modela i mjerenja dan je za jedan dan iz odabranog tjedna.

Ljetni režim rada sustava primarno je namijenjen za solarno hlađenje, ali je regulacijom omogućeno da se u dijelu dana toplina koristi i za pripremu PTV. Osjetnici temperature smješteni su na jednoj od 4 grupe kolektora i na polaznom cjevovodu iz kolektora prema strojarnici, a time je moguće da se temperatura u preostale 3 grupe kolektora poveća i da sustav to ne zabilježi.

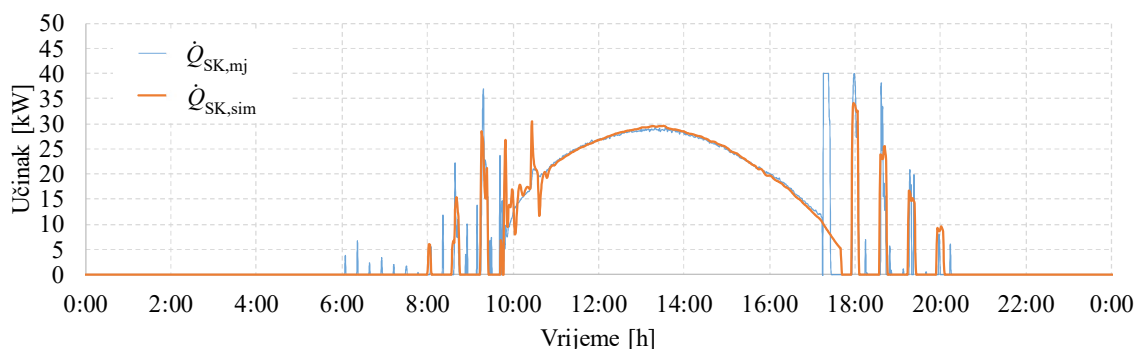
Kako bi se spriječilo moguće pregrijavanje sekundarnog medija u ostalim grupama kolektora, sustav je u vremenu od 6:00 do 10:00 h i od 17:00 do 20:00 h u tzv. cikličkom načinu rada pri čemu se cirkulacijska pumpa solarnog kruga uključuje svakih 30 minuta i radi 10 minuta. Tijekom cikličkog rada moguća je priprema PTV ukoliko je na diferencijalnom termostatu pripreme PTV ispunjen uvjet temperaturne razlike. Slika 2.3 prikazuje mjerene i simulirane temperature kolektora i spremnika S-1 i S-3. Osjetnik spremnika tople vode mjerodavan za solarni sustav nalazi se na dnu spremnika.



Slika 2.3 Temperatura solarnih kolektora, spremnika S-3 i spremnika S-1

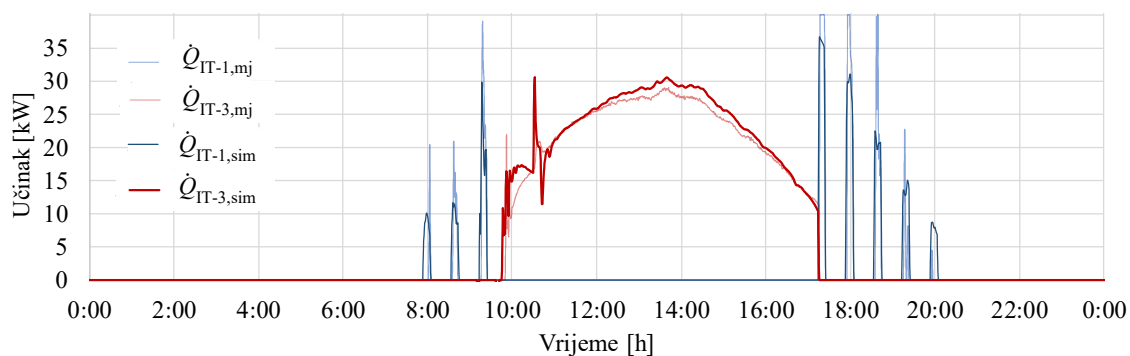
Slika 2.4 prikazuje učinke solarnih kolektora sa zapisa kalorimetra koji se putem izmjenjivača topline IT-1 za pripremu PTV i IT-3 za grijanje spremnika S-3 predaju u sustav. Dnevni trend temperatura i učinka solarnog sustava simuliran je sa zadovoljavajućom točnošću i nema značajnih odstupanja. Regulacijskim sustavom toplina solarnih kolektora se većim dijelom

putem izmjenjivača IT-3 predaje u spremnik S-3 bez prekida, sredinom dana kad je intenzitet sunčevog zračenja najveći.



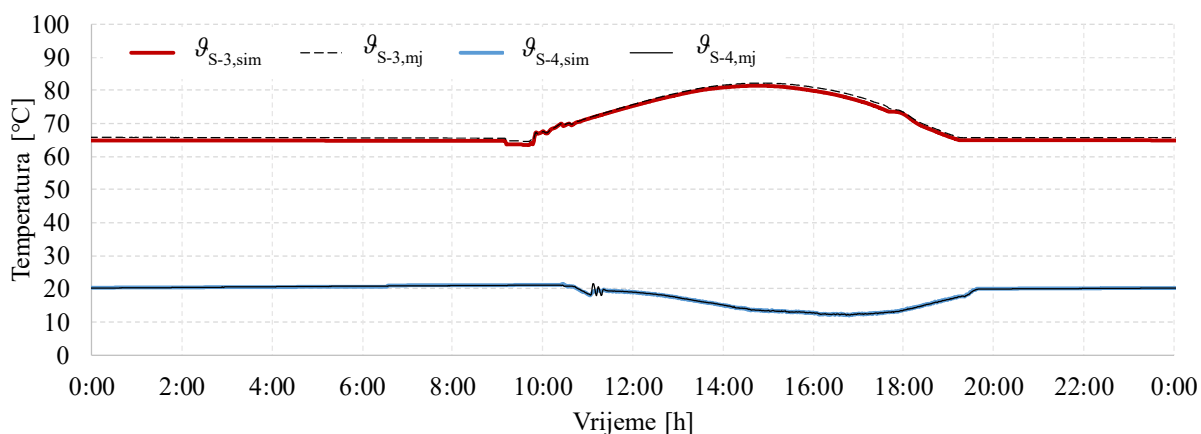
Slika 2.4 Učinak solarnih kolektora

U periodu od 6:00 do 10:00 h i od 17:00 do 20:00 h sustav je u cikličkom načinu rada, a kako je sunčevo zračenje slabije i temperatura medija u solarnim kolektorima ne može porasti iznad temperature vode u spremniku S-3, toplina se predaje samo na PTV (Slika 2.3). Slika 2.5 prikazuje mjerenjima zabilježene učinke u cikličkom načinu rada u periodu od 6:00 do 8:00 koji se ne predaju u sustav preko izmjenjivača topline, nego se akumuliraju u masu cjevovoda solarnog sustava ili se gube prema okolini. Temperatura PTV u spremniku S-1 ne prelazi 40 °C zbog ustaljene potrošnje vode i malog udjela topline koja se koristi za pripremu PTV u ljetnom režimu rada. U ustaljenom radu sustava sa potrošnjom topline za pogon ARU, temperatura u spremniku S-3 kreće se u rasponu od 60 do 80 °C.



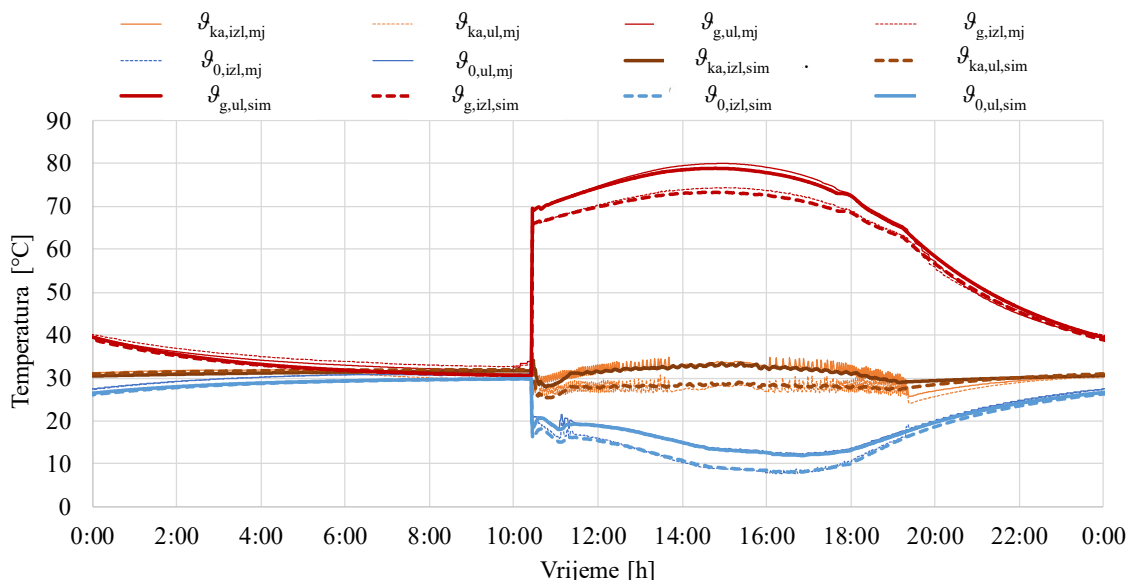
Slika 2.5 Učinci na izmjenjivačima za grijanje spremnika S-1 i spremnika S-3

ARU se uključuje kada je temperatura vode na vrhu spremnika S-3 iznad 70 °C, a temperatura hladene vode u spremniku S-4 iznad 20 °C što se prema profilu temperatura u spremnicima S-3 i S-4 događa u 10:25 (Slika 2.6).



Slika 2.6 Temperatura na vrhu spremnika S-3 i srednja temperatura spremnika S-4

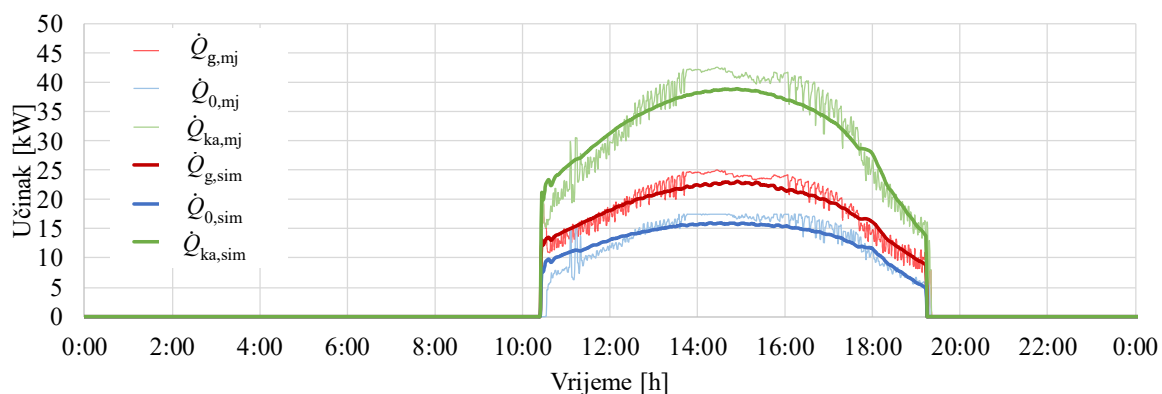
Slika 2.7 prikazuje ulazne i izlazne temperature na ARU. Slika 2.8 prikazuje učinke ARU. Kako je uređaj u pogonu troši se toplinska energija akumulirana u spremniku S-3, ali se temperatura tople vode u spremniku ne snižava, nego nakon kraćeg vremena počinje rasti. Navedeno se događa jer se putem izmjenjivača topline IT-3 od solarnih kolektora preuzima veća toplina, nego što se na generatoru troši za pogon ARU. Porastom temperature vode koja se dovodi na generator raste rashladni učinak uređaja čime se snižava temperatura u inercijalnom spremniku hladne vode S-4. Iako temperatura izlazne vode iz isparivača doseže 8 °C, voda se u spremniku S-4 ne uspijeva ohladiti ispod 12 °C jer je toplinsko opterećenje prostora veće od rashladnog učinka uređaja.



Slika 2.7 Temperature vode na kondenzatoru i apsorberu, generatoru i isparivaču ARU

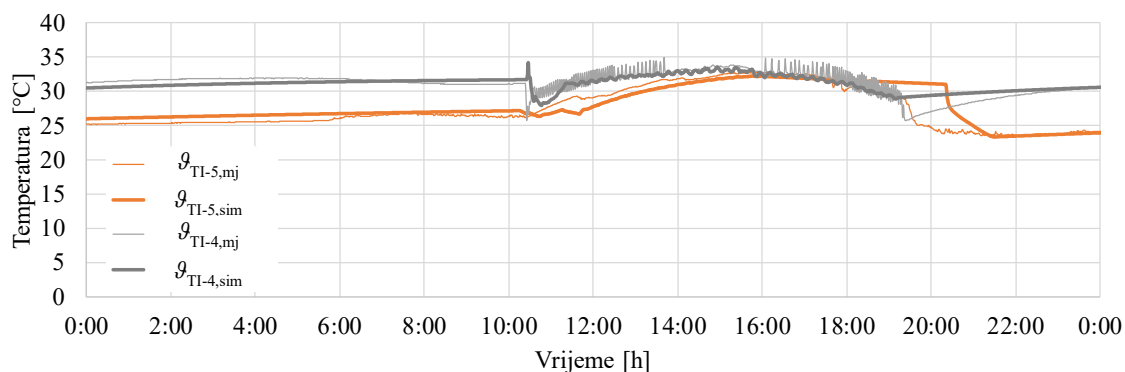
Otpadna toplina odbacuje se na rashladnom tornju ili koristi za predgrijavanje PTV izmjenjivačem topline IT-2. Proporcionalnim regulatorom djeluje se na količinu vode koja dolazi u rashladni toranj kao i brzinu vrtnje ventilatora rashladnog tornja. Time se temperatura rashladne vode koja dolazi u uređaj prema zahtjevu proizvođača održava na 27 °C.

Rashladni uređaj se isključuje kada temperatura na vrhu spremnika S-3 padne ispod 66 °C čime sustav dolazi u stanje stagnacije. Zbog gubitaka i dobitaka topline iz strojarne koja je u ljetnom periodu na temperaturi od 30 °C, temperatura vode u cjevovodima rashladnog uređaja se nakon dužeg perioda približi temperaturi okoline i iznosi 30 do 35 °C (Slika 2.7).



Slika 2.8 Učinci na kondenzatoru i apsorberu, generatoru i isparivaču ARU

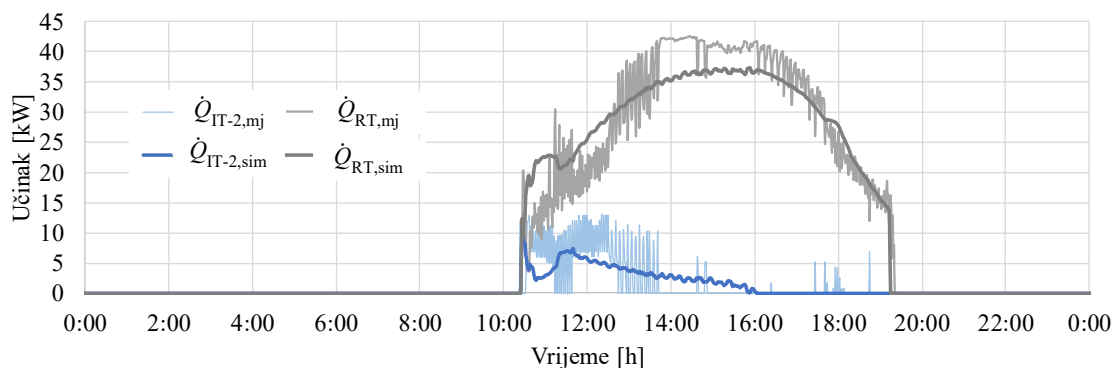
Slika 2.9 prikazuje temperaturu PTV koja se u spremniku S-2 zagrijava otpadnom toplinom ARU putem izmjenjivača IT-2. Kako je temperatura hladne vode koja se dovodi u spremnik S-2 iz vodovoda zagrijana na temperaturu 20 do 25 °C udio topline koji se iskorištava za predgrijavanje vode je neznan u odnosu na ukupnu količinu raspoložive otpadne topline. Od ukupno 280,1 kWh otpadne toplinske energije koja se može predati na PTV u prikazanom danu, samo 19,7 kWh se predaje na PTV izmjenjivačem IT-2 tj. 7 %.



Slika 2.9 Temperature u spremniku PTV S-2



Uslijed uskog regulacijskog područja za predaju topline putem izmjenjivača IT-2 te dodatne regulacije temperature rashladne vode kondenzatora i apsorbera dolazi do skokova i diskontinuiteta u zabilježenim učincima na rashladnom tornju i izmjenjivaču topline IT-2 koji se predaju sa kondenzatora i apsorbera rashladnog uređaja (Slika 2.10).

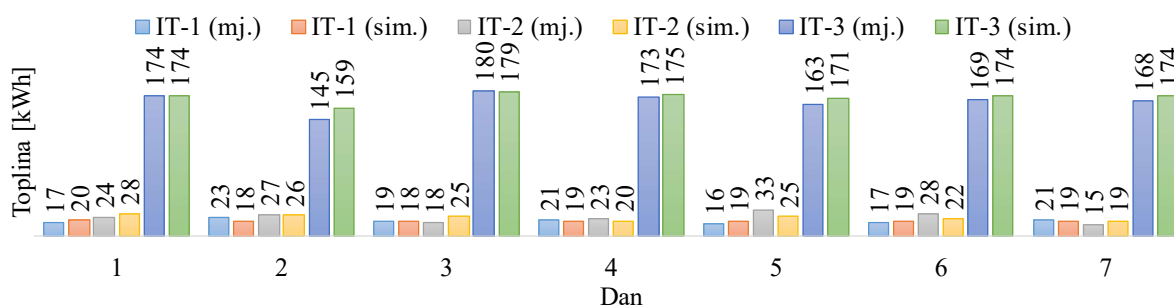


Slika 2.10 Učinci na rashladnom tornju i izmjenjivaču topline IT-2

### Dnevne i tjedne izmijenjene topline

Na iskorištenu toplinsku energiju i njenu raspodjelu unutar sustava značajan utjecaj ima regulacijski sustav i postavljene temperaturne razlike regulatora, kao i pozicije temperaturnih osjetnika vezanih na regulatore.

Pojedinačnim množenjem učinaka na izmjenjivačima toplina IT-1, IT-2 i IT-3 prikazanih na slikama ranije (Slika 2.4, Slika 2.5, Slika 2.8) s vremenskim korakom simulacije izračunate su izmijenjene topline. Slika 2.11 prikazuje dnevno izmijenjene topline na izmjenjivačima topline.



Slika 2.11 Dnevno izmijenjene topline na izmjenjivačima topline

Ukupno iskorištena toplinska energija preuzeta solarnim kolektorima i predana u sustav jednaka je sumi izmijenjenih toplina na izmjenjivačima IT-1 i IT-3. Simulirana iskorištena toplina solarnih kolektora odstupa 1 do 7 % ovisno o danu, dok tjedna suma daje simuliranih 1521 kWh naprema mjerених 1481 kWh čime je razlika 3 %. Simulirana dnevna sunčeva energija iskorištena za pripremu PTV u većini dana odstupa manje od 10 % od one mjerene

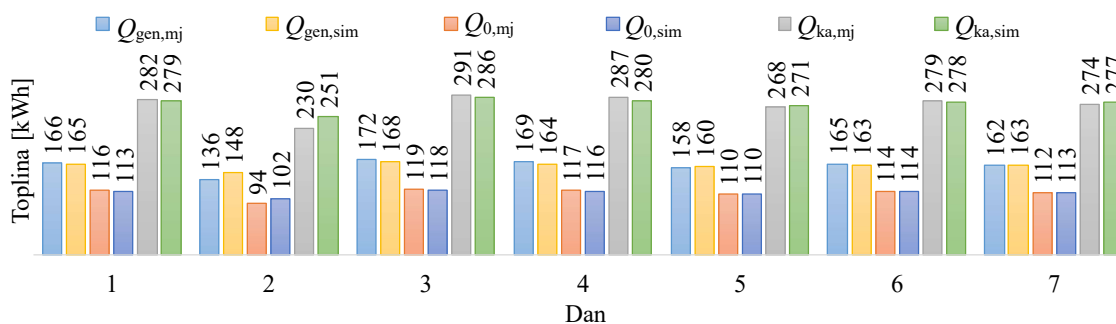
kalorimetrom, ali se u pojedinim danima penje i do 20 %. Kako se radi o malim apsolutnim razlikama od 2 do 3 kWh koje pada u područje nesigurnosti mjerenja, odstupanje se može zanemariti.

Dnevne sume sunčeve energije iskorištene za zagrijavanje tople vode za ARU dobivene simulacijom odstupaju do 5 %, a tjedne sume za manje od 3 % (1368,5 kWh simulirano i 1329,5 kWh mjereno).

Slika 2.12 prikazuje usporedbu simuliranih i mjerenih toplina na ARU. Dnevna odstupanja isporučenih toplina na generatoru i isparivaču ARU nisu značajna.

Najveći utjecaj na *EER* ARU imaju temperatura vode koja se dovodi na generator i temperatura rashladne vode za kondenzator i apsorber. Simulirani dnevni toplinski omjeri kreću se od 0,69 do 0,7, a tjedni toplinski omjer ARU je uz 1285 kWh energije na generatoru i 891 kWh na isparivaču 0,694. Tjedni toplinski omjer dobiven iz mjerenih podataka iznosi 0,693 uz 1.281 kWh energije na generatoru i 887 kWh energije na isparivaču.

Tjedna suma iskorištene otpadne toplina ARU za pripremu PTV prema simulacijskom modelu manja je za oko 2 % od one zabilježene mjerenjem. Iskorištena toplina čini oko 9 % ukupno raspoložive topline. Iz navedenoga može se reći da je rad ARU i cjelokupnog sustav solarnog hlađenja izrađenim dinamičkim modelom simuliran s dovoljno visokom točnošću.



Slika 2.12 Dnevne sume izmijenjenih toplina ARU

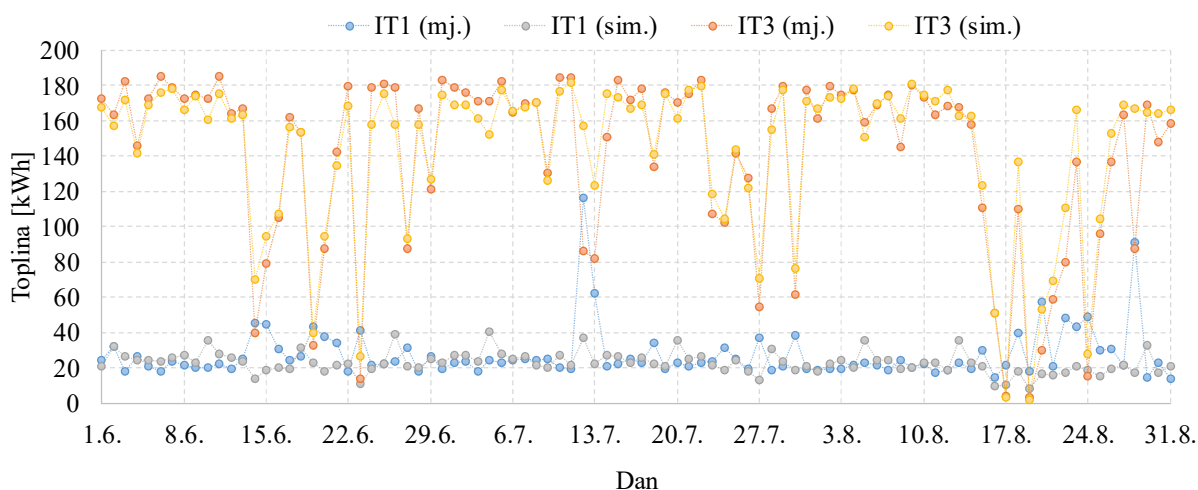
#### 2.2.4.2 Sezona hlađenja

Simulacija sezone hlađenja provedena je za vremenski period od 1. lipnja do 31. kolovoza 2015. godine s jednakim pristupom određivanju rubnih uvjeta kao i u simulaciji karakterističnog tjedna. Vremenski korak simulacije iznosio je 10 sekundi. Na osobnom računaru s I7 procesorom prve generacije simulacija je proračunata za 15 minuta. Potrebno je napomenuti da zbog nepredviđenih prekida rada sustava hlađenja pri prebacivanju sustava sa zimskog na ljetni režim rada i povremenih prekida rada apsorpcijskog rashladnog uređaja ili isparavanja medija

u kolektorima zbog prekida cirkulacije, sezonski rezultati simulacijskog modela pokazuju određena odstupanja u odnosu na mjerene podatke. Takvim nekonzistentnostima rada koje nisu predviđene u simulacijskom modelu poremećene su dnevne toplinske bilance i temperature u akumulacijskim masama koje su utjecale na rad sustava regulacije. Time je poremećaj propagiran na period simulacije koji je slijedio nakon nepredviđenog rada.

Slika 2.13 prikazuje sezonski pregled dnevno isporučene toplina spremniku S-3 i spremniku S-1 putem izmjenjivača IT-1 i IT-3. Dnevni trend isporučene toplina pokazuje da su podsustav solarnog hlađenja i podsustav pripreme PTV simulirani sa zadovoljavajućom točnošću. Prosječno dnevno odstupanje toplinske energija preuzete sunčevim kolektorima i isporučene u sustav manje je od 5 %. Odstupanja simuliranih i mjerenih vrijednosti toplinske energije predane od strane solarnih kolektora putem izmjenjivača topline IT-1 i IT-3 u velikom broju dana su minimalna. Toplinska bilanca apsorpcijskog rashladnog uređaja također je simulirana s dovoljno visokom točnošću.

Kako simulacijski model sustava ne predviđa vanjske utjecaje na regulaciju sustava i moguće pogonske smetnje ili djelovanje pogonskog osoblja, vidljivo je da se u danima 14.06., 12.07., 13.07., 14.07. i 28.8. pojavljuju odstupanja u toplinskoj energiji preuzetoj u sustav od strane solarnih kolektora koja direktno utječe i na toplinu na rashladnom uređaju.

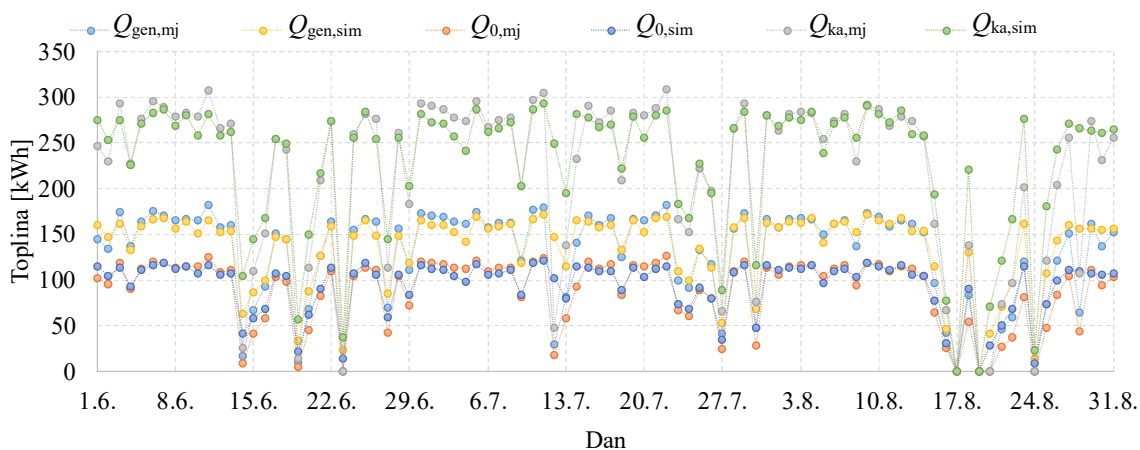


*Slika 2.13 Dnevno isporučene topline iz solarnih kolektora u sezoni hlađenja*

Ako se pogledaju dnevno isporučene topline dobivene mjerenjem na dan 14.6., putem solarnih kolektora u sustav je preuzeto ukupno 84,7 kWh energije od čega je 45,1 kWh predano preko IT-1, a 39,6 kWh na IT-3 (rezultati mjerenja). Usporedno s tim simulacijski model je rezultirao približno jednakom ukupnom preuzetom toplinom od 84,1 kWh, ali je od toga 14 kWh

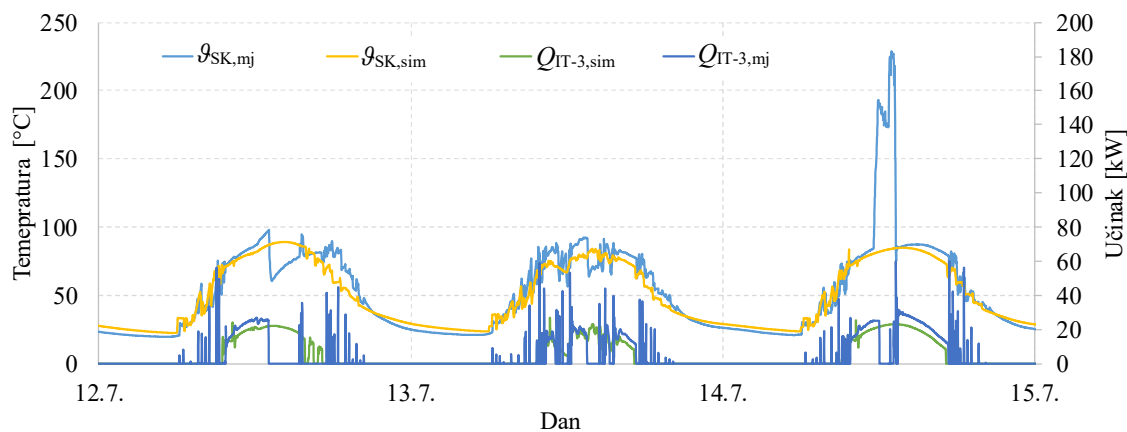
izmijenjeno preko IT-1, a 70,1 kWh je izmijenjeno preko IT-3. Veća količina isporučene količine toplinske energije preko IT-1 u rezultatima mjerenja posljedica je vanjskog utjecaja na regulacijski sustav kojim je omogućeno da se sunčeva energija koristi za pripremu PTV i izvan cikličkog načina rada (od 6:00 do 10:00 h i od 17:00 do 20:00 h). Navedeno je utjecalo na zagrijavanje spremnika S-3, a time i na mogućnost rada ARU.

Slika 2.14 daje usporedbu mjerenja i simulacije za dnevne sume toplina apsorpcijskog rashladnog uređaja u sezoni hlađenja.



Slika 2.14 Dnevne sume toplina na apsorpcijskom rashladnom uređaju u sezoni hlađenja

Slika 2.15 prikazuje period od 12. 7. do 14. 7. koji također pokazuje određene probleme pogona stvarnog sustava koji se u simulacijskom modelu ne događaju.



Slika 2.15 Temperature u solarnom kolektoru i toplina na IT-1 i IT-3 od 12. 7. do 14. 7.

Tako je na dan 12. 7. putem regulacijskog sustava opet omogućeno da se sunčeva energija koristi za pripremu PTV i izvan cikličkog načina rada. Problem nestanka električne energije

vidljiv je na dan 14. 7. pri čemu je došlo do stagnacije solarnog medija u kolektorima što je za posljedicu imalo isparavanje solarnog medija i temperaturni skok na 225 °C.

Tablica 2.1 prikazuje rekapitulaciju toplinskih suma simulacije sezone.

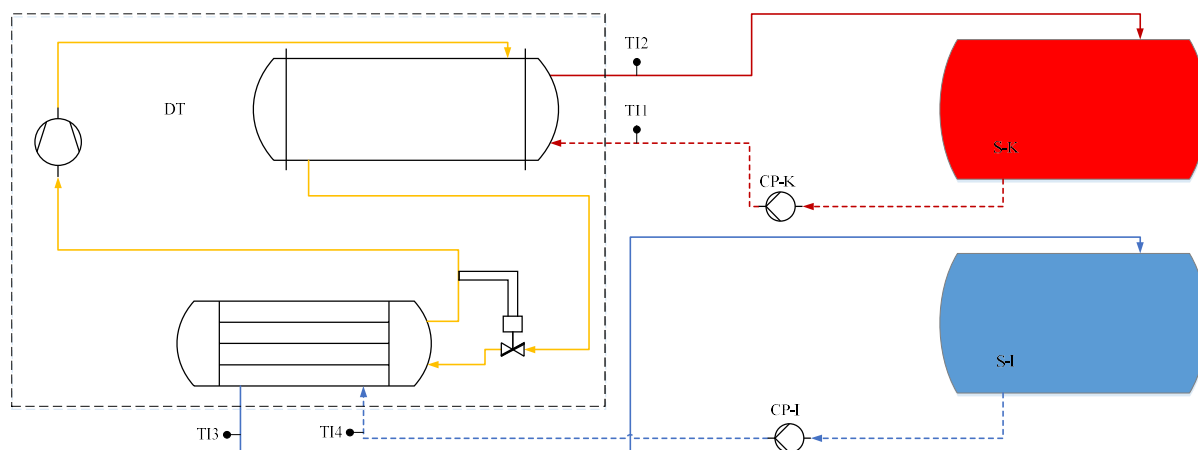
Tablica 2.1 Rekapitulacija izmijenjenih toplina

	$Q_{SK}$ [kWh]	$Q_{IT-1}$ [kWh]	$Q_{IT-2}$ [kWh]	$Q_{IT-3}$ [kWh]	$Q_{gen}$ [kWh]	$Q_0$ [kWh]	$EER$
Simulacija	15.341	2.115	1.598	13.225	12.414	8.637	0,696
Mjereno	15.473	2.534	1.319	12.939	11.878	8.117	0,683
Apsolutna razlika	-132	-419	279	287	536	520	0,013
Relativna razlika	-0,9 %	-16,5 %	21,2 %	2,2 %	4,5 %	6,4 %	1,8 %

### 2.3 Sustav s kompresijskom dizalicom topline voda - voda

Pavković je u doktorskoj disertaciji [55] razvio fizikalno zasnovan numerički simulacijski model kompresijske dizalice topline voda-voda (u nastavku KDT) i proveo eksperimentalno ispitivanje rada dizalice topline pri promjenjivim uvjetima. Mjereni podaci dobiveni su na korištenje i upotrijebljeni za validaciju dinamičke simulacije sustava s kompresijskom dizalicom topline.

Slika 2.16 daje shematski prikaz ispitnog sustava.



Slika 2.16 Shema ispitnog sustava s kompresijskom dizalicom topline voda – voda

U sustavu ugrađena dizalica topline voda – voda radi s radnom tvari R-22, a kompresija se odvija u jednom stupnju. Uz dizalicu topline sustav sadrži dva toplinska spremnika, jedan za toplu vodu povezan na kondenzator KDT (spremnik S-K) i drugi za hladnu vodu povezan na isparivač KDT (spremnik S-I). Cirkulacija između isparivača i spremnika hladne vode te kondenzatora i spremnika tople vode ostvaruje se pomoću ugrađenih cirkulacijskih pumpi.

U ranije provedenom istraživanju [55] je u fokusu istraživanja bio razvoj fizikalnog modela kompresijske dizalice topline. Rubni uvjeti simulacije bili su protoci vode kroz isparivač i kondenzator i ulazne temperature vode koje su u vremenskom koraku mjerenih podataka učitavane u simulacijski model. Za ulazne podatke simulacijski model je uz sva radna stanja unutar samog uređaja izračunavao izlazne temperature vode iz isparivača i kondenzatora, učinke kondenzatora i isparivača i apsorbiranu snagu kompresora. Akumulacija vode u spremnicima i spojnim cjevovodima nije bila predmet proračuna, jer su za simulaciju bile važne samo ulazne temperature i protoci hladene ili grijane vode, a cilj analize je bio rashladni krug dizalice topline.

U ovom radu provedena je simulacija na razini cjelokupnog sustava koji čine dizalica topline, spremnici i spojni cjevovodi. Rubni uvjeti simulacije postavljeni su samo u nultom vremenskom koraku simulacije, a model sustava u svakom vremenskom koraku je izračunavao ulazne temperature u KDT uzimajući u obzir dotok topline u spremnike i gubitke prema okolini. Korišten je znatno jednostavniji *black box* model KDT koji koristi stacionarne radne karakteristike uređaja iz tvorničkih podataka proizvođača. Iako ne omogućava dobivanje opsežnih informacija o radnim parametrima unutar uređaja, brzinom proračuna i zadovoljavajućom točnošću pokazalo se da je adekvatan za analize koje se provode u ovom radu.

### **2.3.1 Opis sustava**

Ugrađena KDT voda - voda proizvođača „Termofriz“ ima toplinski učinak 140 kW kod izlazne temperature hladene vode 7 °C i ulazne temperature grijane vode 35 °C. Ugrađena su dva jednaka akumulacijska spremnika ležeće izvedbe, svaki volumena 3 m<sup>3</sup>. Cirkulacijske pumpe su jednobrzinske. Protoci vode kroz isparivač i kondenzator su konstantni i iznose 6,55 kg/s za isparivač i 4,08 kg/s za kondenzator.

### **2.3.2 Numerički dinamički model sustava**

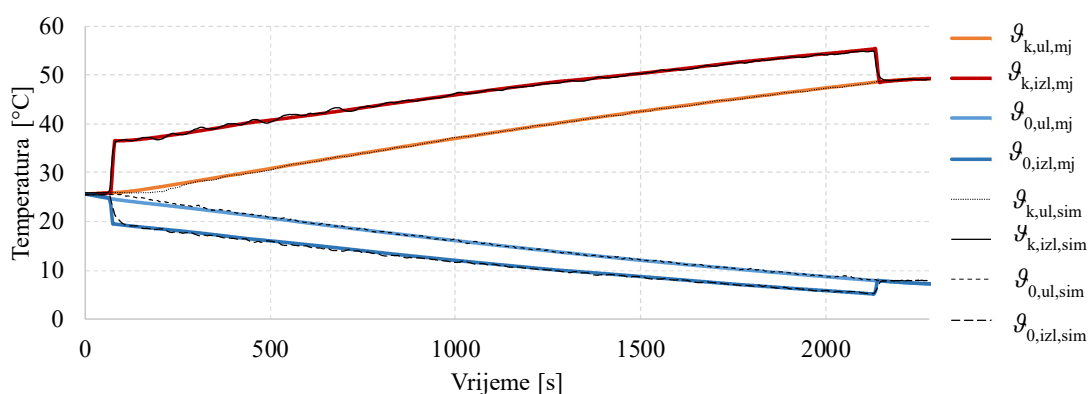
Numerički dinamički model sustava s KDT voda - voda izrađen je u simulacijskom okruženju Trnsys. Simulacijski model izrađen je od 14 komponenti koje predstavljaju matematičke modele opreme ugrađene u sustavu sa svim njihovim karakteristikama bitnim za izradu energetske bilance i analizu utjecaja na dinamičko ponašanje sustava. Opis glavnih komponenti i shematski prikaz Trnsys simulacije dani su u prilogu 1.

### 2.3.3 Rezultati i validacija simulacijskog modela

Eksperimentalno mjerenje na sustavu provedeno je za slučaj početka rada dizalice topline nakon mirovanja. Vremenski korak mjerenja iznosio je 1,8 s. Kako je sustav u mirovanju, sve temperature vode u sustavu su jednake i iznose 25 °C. U vremenskom koraku  $t = 64$  s uključena je dizalica topline i voda u spremniku S-1 počinje se grijati dok se ona u spremniku S-2 počinje hladiti. Dizalica topline radila je bez prekida do vremena  $t = 2126$  s. U trenutku isključivanja dizalice topline temperatura vode na ulazu u kondenzator je 48,2 °C, a na izlazu 55,3 °C. Temperatura vode na ulazu u isparivač je 8,1 °C, a na izlazu iz isparivača 5,2 °C.

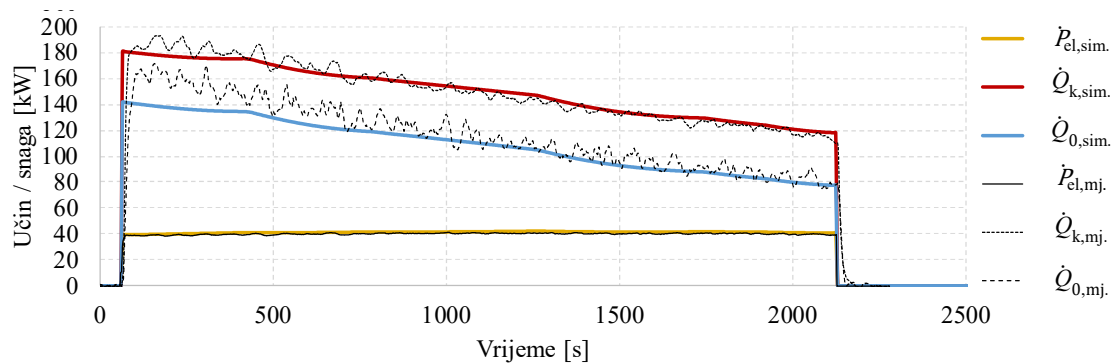
Simulacija rada sustava s dizalicom topline provedena je za vremenski period od 3600 sekundi s vremenskim korakom 5 sekundi. Na osobnom računalu s I7 procesorom prve generacije simulacija je proračunata za 2 sekunde. Rubni uvjeti simulacijskog modela bili su volumeni spremnika S-1 i S-2, volumen vode u cjevovodima isparivača i kondenzatora, početne temperature vode u sustavu, temperatura okoline i protoci vode kroz isparivač i kondenzator. Slika 2.17 prikazuje promjenu temperature vode na ulazu i izlazu isparivača i kondenzatora tijekom mjerenja.

Slaganje mjerenih i simuliranih vrijednosti temperatura vode je zadovoljavajuće i bez značajnijih odstupanja. Toplina koja se u izmjenjivačima topline akumulira na početku rada, nakon prekida rada predaje se u sustavu. Nakon isključivanja dizalice topline potrebno je vrijeme da se izjednače temperature ulaza i izlaza isparivača i kondenzatora. Kako korišteni model KDT ne uključuje akumulacijsku masu izmjenjivača topline i vode u uređaju ista je nadoknađena volumenom i masom cjevovoda isparivača i kondenzatora.

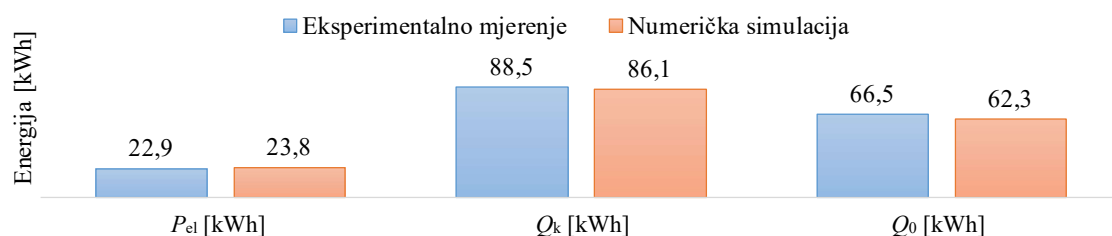


Slika 2.17 Temperature ulazne i izlazne vode kondenzatora i isparivača tijekom ispitivanja

Učinci isparivača i kondenzatora su izračunati množenjem razlike temperatura vode na ulazu i izlazu sa specifičnim toplinskim kapacitetom i protokom vode kroz isparivač ili kondenzator. Slika 2.18 prikazuje usporedno učinke i izmjerene električne snage.



Slika 2.18 Učin isparivača i kondenzatora i snaga za pogon kompresora tijekom ispitivanja



Slika 2.19 Potrošnje električne energije kompresora i toplina isparivača i kondenzatora

Usporedbom rezultata eksperimentalnog mjerenja i dinamičke simulacije može se zaključiti da je simulacijskim modelom sustava moguće sa zadovoljavajućom točnošću simulirati tehnički sustav.



### **3 ODREĐIVANJE POTROŠNJE TOPLINSKE ENERGIJE I PROJEKTNIH UČINAKA ZA GRIJANJE I HLAĐENJE NUMERIČKOM DINAMIČKOM SIMULACIJOM**

Kako se vjerodostojne analize primjene termotehničkih sustava zgrada mogu najlakše provesti na konkretnim primjerima koji na adekvatan način prezentiraju grupu objekata, za analizu zgrade sa složenim termotehničkim sustavima odabran je hotel na jadranskoj obali karakterističan za vrijeme gradnje 70-ih godina 20. stoljeća. Hotel je odabran iz više razloga:

- cjelogodišnje potrošnje toplinske energije,
- kompleksne i reprezentativne strukture potrošnje toplinske energije,
- pogodnosti za primjenu složenih tehničkih rješenja kod obnove,
- pogodnosti za ugradnju opreme većeg kapaciteta i
- potrebe obnove takve vrste objekata obzirom na vrijeme gradnje i energetske potrošnje.

U poglavlju je provedeno modeliranje potrošnje korisne energije za grijanje i hlađenje i određivanje projektnih učinaka za grijanje i hlađenje numeričkom dinamičkom simulacijom. Modeliranje je provedeno s dva različita pristupa razine razrade modela: jednostavnim modelom zgrade s dvije toplinske zone i kompleksnim višezonskim modelom zgrade.

Rezultati proračuna potrošnje toplinske energije za grijanje i hlađenje numeričkom dinamičkom simulacijom uspoređeni su s rezultatima dobivenim KI Expert [108] programom koji radi prema hrvatskoj implementaciji proračuna prema normi EN ISO 13790 s vremenskim korakom od jednog mjeseca. Usporedba pokazuje bitna odstupanja kako u pristupu modeliranju tako i u dobivenim krajnjim rezultatima. Rezultati dobiveni jednostavnim dvozonskim i složenim višezonskim modelom u numeričkoj dinamičkoj simulaciji pokazuju očekivano podudaranje za slučaj proračuna u kojem se ne računa s dinamikom korištenja zgrade.

Rezultati proračuna projektnih učinaka za grijanje i hlađenje dobiveni numeričkim dinamičkim modelom zgrade u stacionarnim rubnim uvjetima uspoređeni su s konvencionalnim metodama proračuna temeljenim na projektnim temperaturama prema normi HRN EN 12831 i smjernici VDI 2078. Usporedba pokazuje dobro podudaranje dobivenih krajnjih rezultata za pretpostavljeni stacionarni slučaj kojim vanjski projektni uvjeti traju cijelu sezonu grijanja i hlađenja. Ukazano je na potencijal smanjenja projektnih učinaka za grijanje i hlađenje uvođenjem numeričke dinamičke simulacije i primjenom tzv. „projektne godine“.

### 3.1 Dinamički model zgrade

Model zgrade razvijen je u simulacijskom okruženju Trnsys primjenom višezonskog toplinskog modela Type 56 [21]. Model radi s koncentriranim parametrima za svaku od razmatranih zona. Spomenuti pristup pokazuje se kao jedan od najprikladnijih alata za analizu energetske bilance zgrade i njenih sustava sa stanovišta točnosti i utroška računalnog vremena. Model se temelji na energetskoj bilanci toplinske zone koja predstavlja zatvoreni prostor omeđen zidovima, podom i stropom. Zona obuhvaća zrak u prostoriji te sve građevinske elemente, prisutne ljude, rasvjetu i druge potencijalne izvore ili ponore topline. Jedna toplinska zona može sadržavati više „zračnih čvorova“ koji opisuju stanje zraka. Stanja zraka unutar zone mogu biti različita, ovisno o uvjetima proračuna.

Infiltracija vanjskog zraka simulirana je povezivanjem toplinskog modela s modelom strujanja zraka. Višezonski model strujanja zraka pojednostavljuje zgradu na mrežu čvorova povezanih vezom strujanja zraka. Moguće je simulirati strujanje zraka između zona, infiltraciju vanjskog zraka u zonu, i strujanje zraka iz ventilacijskih sustava. Čvor predstavlja prostor kojem se može pripisati niz varijabli pa veze između čvorova mogu biti označene kao pukotine, fuge, otvori, okna i komponente sustava mehaničke ventilacije (rešetke, kanali). TRNFlow [109] je korisničko sučelje koje integrira višezonski model strujanja zraka COMIS [110] u višezonski toplinski model zgrade.

Sustav mehaničke ventilacije simuliran je cjelovitim modelom klima komore Type 335 iz Transsolar [111] biblioteke. Model je povezan s pripadnom toplinskom zonom klimatiziranog prostora iz koje u svakom vremenskom koraku uzima informaciju o temperaturi i apsolutnoj vlažnosti zraka. Određivanjem željene temperature i apsolutne vlažnosti zraka na izlazu iz klima komore model može raditi kao rekuperator toplinske energije ili klima komora s grijanjem, hlađenjem, odvlaživanjem i ovlaživanjem zraka.

Za osiguranje potrebne količine svježeg zraka u prostorima hotela predviđene su 22 jedinice za obradu zraka (klima komore). Od toga je 8 klima komora namijenjeno grijanju i hlađenju svježeg zraka za sobe, dok su ostale klima komore namijenjene klimatizaciji zajedničkih prostora. Ukupna količina svježeg zraka za sve sustave za obradu zraka iznosi 78900 m<sup>3</sup>/h. Količina svježeg vanjskog zraka koji se priprema u jedinicama za obradu zraka i dovodi u prostor prilagođena je zahtjevima energetske učinkovitosti kroz pretpostavku vodeno – zračnog klima sustava (samo priprema svježeg zraka u klima komorama, dok ventilatorski konvektori

u prostorima zadovoljavaju potreban učinak grijanja i hlađenja). U zimskom režimu rada zrak se u prostore dovodi izotermno. Kod ljetnog rada snižena je temperatura dovodnog zraka na vrijednost nižu od temperature prostora iz razloga što je na takav način moguće osigurati zadovoljavajuću vlažnost zraka u prostorima uz nešto nižu ukupnu potrošnju energije za dogrijavanje ventilacijskog zraka ljeti. U ovom dijelu analize zbog međusobne usporedivosti proračuna klima komore rade samo u režimu grijanja s ovlaživanjem i hlađenja s odvlaživanjem, a rekuperacija topline u sustavu mehaničke ventilacije je izostavljena.

U hotelu se nalazi unutarnji bazen površine 128 m<sup>2</sup> i ukupnog volumena vode 250 m<sup>3</sup>. Potrebna toplinska energija za zagrijavanje bazenske vode izračunata je modelom Type 344a iz Transsolar biblioteke modela. Model je povezan s modelima toplinske zone (prostora hale bazena), klima komore, izmjenjivača topline za grijanje bazenske vode, regulatora temperature vode u bazenu i meteoroloških uvjeta iz kojih u svakom vremenskom koraku preuzima podatke. Za grijanje i hlađenje svih prostora zgrade predviđen je vodeno – zračni klima sustav kojim ventilatorski konvektori u prostorima zadovoljavaju potreban učinak grijanja i hlađenja, a svježi se zrak u higijenski nužnoj količini priprema u klima komorama. Simulacijski model omogućuje simulaciju rada ventilatorskih konvektora, pri čemu bi u svaku zonu hotela trebalo smjestiti odgovarajući broj ventilatorskih konvektora.

Kako je tijekom izrade preliminarnog rješenja toplinskih sustava hotela utvrđeno da bi bilo potrebno ugraditi oko 280 ventilatorskih konvektora koji bi trebali zadovoljiti potrebne učinke grijanja ili hlađenja prostora, određen je učinak tih ventilatorskih konvektora kao i odgovarajuće snage njihovih ventilatora potrebne radi određivanja angažirane električne snage i njihove potrošnje energije.

Usvojeno je da ventilatorski konvektori mogu ispuniti svoju funkciju, tj. održati prostore na željenoj projektnoj temperaturi u svako doba. Time je potrošnja toplinske energije za grijanje i hlađenje koju treba dovesti ventilatorskim konvektorima izjednačena s potrebom topline koja se simulacijom dobiva iz modela zgrade.

Za ustaljeno stanje rada pristup je dovoljno točan. U ukupnoj bilanci toplinske energije oba pristupa (model zgrade ili model zgrade s ventilatorskim konvektorima) daju približno jednake potrošnje energije, a razlika se može pojaviti u maksimumima trenutno angažiranog toplinskog učinka jer zgrada u periodu zagrijavanja treba veći učinak, nego što ventilatorski konvektori raspoložu. Ovaj problem je riješen na način da je potreban učinak za grijanje zone limitiran raspoloživim toplinskim učinkom ventilatorskih konvektora, čime je osigurana približno

jednaka dinamika izmjene topline u prostoru kao da su u modelu predviđeni ventilatorski konvektori. Odabir načina proračuna proveden je iz razloga što u složenom modelu zgrade nije bilo moguće provesti simulacije za zgradu, s bazenom, 24 klima komore i 280 ventilatorskih konvektora obzirom na ograničenja uslijed kapaciteta dostupnih računala.

Dodjelom varijabli u vremenskom koraku simulirana je dinamika prisutnosti ljudi u prostoru. Korištena je Type 14h funkcija osnovne Trnsys biblioteke promjene varijabli u određenom vremenskom koraku. Prema namjeni svake od zona određene su projektne temperature prostora i dinamike opterećenja, odnosno da li je zonu u vremenskom koraku simulacije potrebno grijati ili hladiti. Sukladno dinamici gostiju u hotelu napravljena je logika simulacije prema kojoj se određuje koji prostori hotelskih soba se griju i hlade u određeno vrijeme. Sobe ili zone se griju ili hlade ovisno po unaprijed definiranim prioritetima koji su vezani na rad klima komora.

Model lokacije i procesor sunčevog zračenja je Type 15 osnovne Trnsys biblioteke koji kroz ulaznu datoteku u svakom vremenskom koraku dobiva satne vrijednosti podataka o intenzitetu sunčevog zračenja na horizontalnu plohu, temperaturi i relativnoj vlažnosti vanjskog zraka i brzini vjetra na lokaciji. Iz intenziteta sunčevog zračenja na horizontalnu plohu putem matematičkog algoritma računa se sunčevo zračenje na nagnutu i orijentiranu plohu. Model računa efektivnu temperaturu neba potrebnu za izračun prijelaza topline zračenjem s vanjskih zidova na okolinu.

### **3.1.1 Jednostavni dinamički model zgrade**

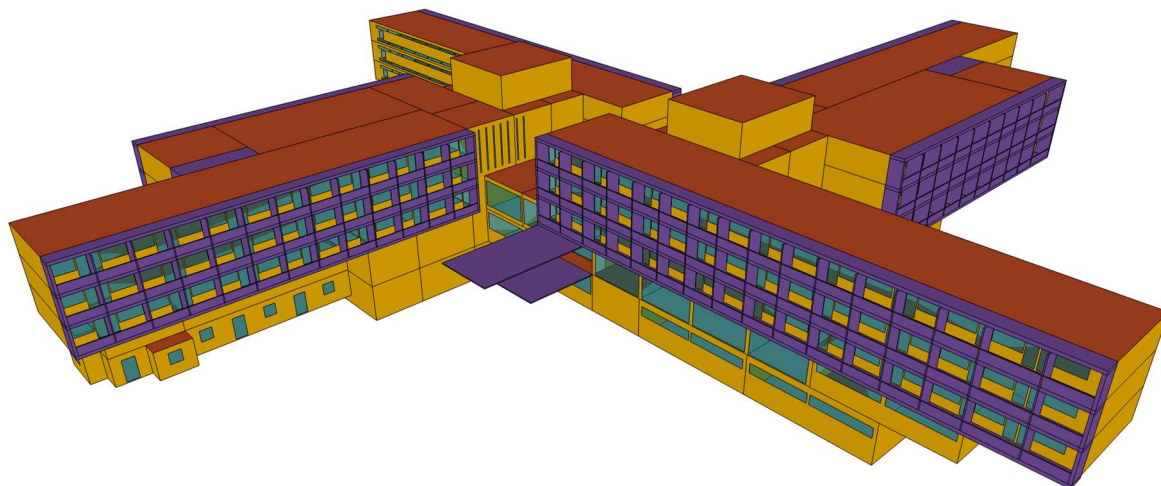
Jednostavni model hotela obuhvaća 6 etaža hotela i podijeljen je u dvije toplinske zone prema namjerni korištenja i uvjetima u prostoru. Glavna zona hotela sadrži sobe, hodnike, restorane, prateće prostore i grije se u sezoni grijanja na 22 °C, a u sezoni hlađenja hladi na 26 °C. Zona bazena sadrži samo prostor unutarnjeg bazena i tijekom sezone grijanja održava se na temperaturi 28 °C. U svakoj zoni je stanje zraka u danom trenutku homogeno.

Model uvažava dinamiku korištenja, unutarnjih dobitaka i rada klima komora, ali zbog jednostavnosti i ograničenja u vidu broja zona koje model obuhvaća, modelom nije moguće ograničiti grijanje na dio toplinske zone već isključivo na cjelokupni volumen. Model se odlikuje izuzetno kratkim vremenom proračuna.

### **3.1.2 Kompleksni dinamički model zgrade**

Modelom je obuhvaćeno 6 etaža hotela. Sastavljen je od 92 zone koje predstavljaju prostor specifične namjene i režima korištenja. U svakoj zoni je stanje zraka u danom trenutku

homogeno. Hotel je segmentiran u 7 sektora sukladno arhitektonskom rješenju radi lakšeg praćenja položaja zona. Za određivanje toplinske bilance zgrade kompleksnim modelom korišten je trodimenzionalni model izrađen prema stvarnoj geometriji i prikazan na slici u nastavku.



*Slika 3.1 Trodimenzionalni višezonski model zgrade*

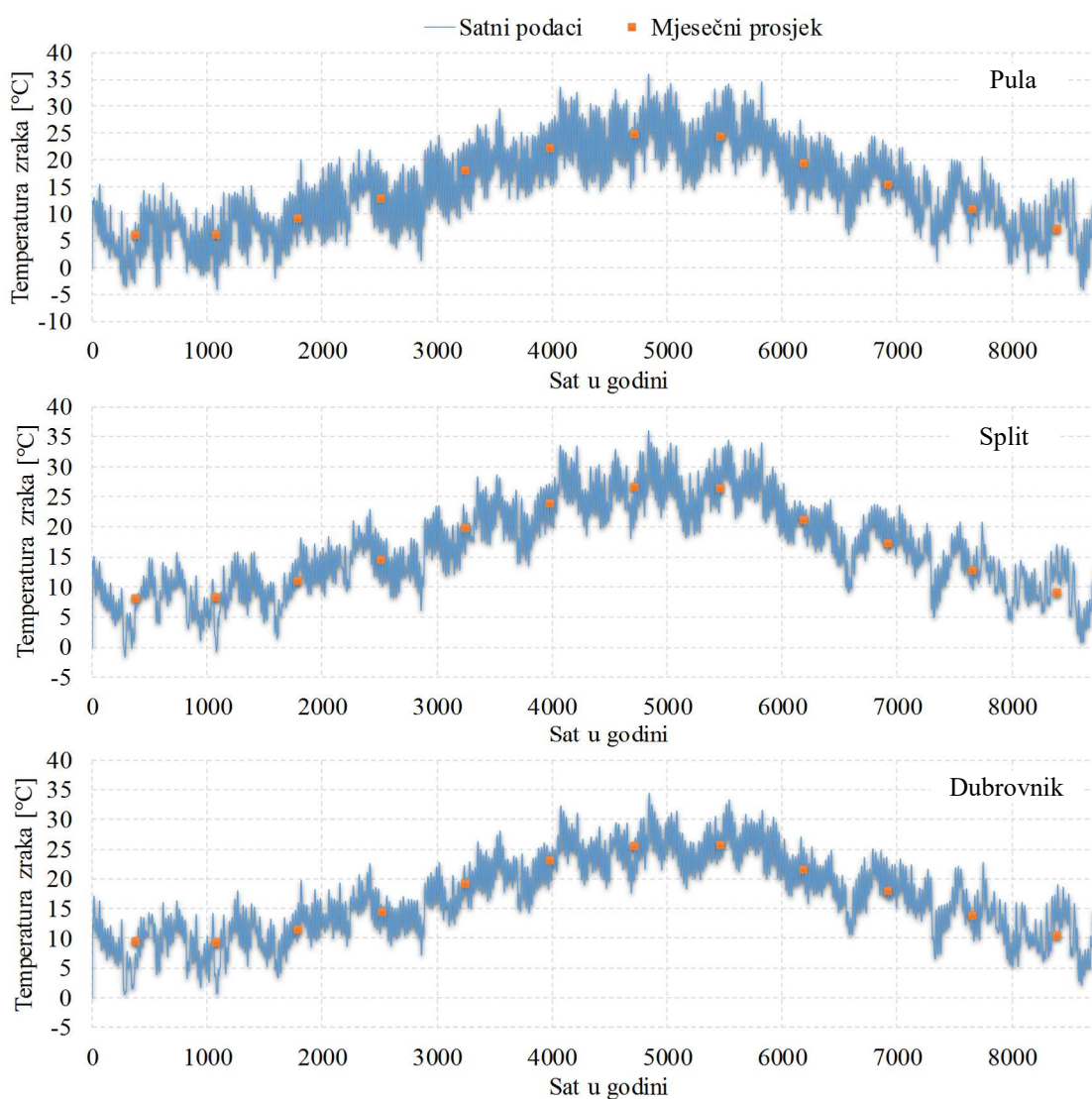
Sukladno godišnjoj dinamici gostiju u hotelu usvojena je logika simulacije uz uvažavanje namjena zone. Određene su projektne temperature grijanja i hlađenja i dinamika opterećenja, odnosno da li je zonu u vremenskom koraku simulacije potrebno grijati ili hladiti te da li su prisutni toplinski dobici ili dotok zraka u zonu. Sobe ili zone se griju ili hlade ovisno po unaprijed definiranim prioritetima. Unutarnji dobici rasvjete (kad je uključena) računaju se s  $5 \text{ W/m}^2$  površine zone. Dinamika uključenosti rasvjete definirana je zasebno za svaku od zona ovisno o prisutnosti ljudi u toplinskoj zoni. Unutarnji dobici topline od ljudi izračunati su prema normi VDI 2078.

### **3.2 Referentni klimatski uvjeti**

Dinamička simulacija potrošnje energije provodi se satnim ili manjim vremenskim korakom. Kako satni mjereni podaci za sve referentne lokacije ne postoje, a mjerene podatke je moguće primijeniti samo u radijusu od 50 km od postaje mjerenja zbog geografskih i mikroklimatskih specifičnosti [98], meteorološke podatke za lokaciju za koju ne postoje mjerenja moguće je interpolirati. Navedeno je moguće postići programskim paketom Meteonorm koji za interpolaciju koristi mjerene podatke referentnih lokacija i podatke satelitskih mjerenja. Interpolacija ukupnog sunčevog zračenja provodi se modelom 3-D inverzne udaljenosti [112], [113]. Temperatura, brzina vjetra, relativna vlažnost i količina oborina računaju se na sličan

način. Interpolacija temperature zraka i brzine vjetra u obzir uzima dodatne geografske parametre lokacije kroz okruženje, udaljenost od vodene površine ili planina, izgrađenost i orijentaciju. Utjecaj morske obale uzima se u obzir s povećanom brzinom vjetra u svim mjesecima, povećanom temperaturom zimi i nižom temperaturom ljeti.

U okviru istraživanja su izrađeni podaci za lokacije sjevernog, srednjeg i južnog dijela istočne obale Jadranskog mora. Odabrani su gradovi Pula, Split i Dubrovnik. Mjesečne vrijednosti dozračene sunčeve energije, srednje temperature i relativne vlažnosti zraka, mjesečni minimumi i maksimumi temperature, brzine vjetra i količine oborina preuzeti su iz Tehničkog propisa o racionalnoj uporabi toplinske energije i toplinskoj zaštiti u zgradama [2]. Slika 3.2 prikazuje satne i prosječne mjesečne vrijednosti temperature zraka za Pulu, Split i Dubrovnik.



Slika 3.2 Satne i prosječne mjesečne vrijednosti temperature zraka (Pula, Split, Dubrovnik)

Za izradu satnih vrijednosti (Slika 3.2) korišteni su stohastički modeli koji rezultiraju podacima koji imaju jednaka statistička svojstva kao mjereni podaci (prosjeke, minimume, maksimume). Prosječne mjesečne temperature prikazane su na slici narančastim točkama, dok su satne vrijednosti prikazane plavom linijom za sve tri analizirane lokacije. Validacija modela pokazala je da su tako dobiveni podaci visoke točnosti i mogu poslužiti za tehničke analize jer se odstupanje parametara kreće unutar godišnje devijacije za klimatsku lokaciju. Niz tako izrađenih podataka može zamijeniti dugotrajno mjerene podatke [114].

### **3.3 Određivanje potrošnje toplinske energije za grijanje i hlađenje**

Da bi se usporedili rezultati proračuna putem dinamičke simulacije i proračuna kvazistacionarnom metodom s korakom od jednog mjeseca i utvrdile eventualne prednosti i razlozi za primjenu dinamičkih simulacija, proračun potrošnje toplinske energije za grijanje i hlađenje proveden je ranije opisanom dinamičkom numeričkom simulacijom kroz jednostavni i složeni model zgrade te programom KI Expert koji za proračun toplinske energije za grijanje i hlađenje koristi hrvatsku implementaciju kvazistacionarnog proračuna prema normi EN ISO 13790 s vremenskim korakom od jednog mjeseca. Kako bi se postigla međusobna usporedivost proračuna prema implementaciji norme EN ISO 13790 s Trnsys numeričkom dinamičkom simulacijom, ugođeni su rubni uvjeti proračuna kako slijedi.

Klimatski uvjeti lokacije koji se koriste u proračunu prema EN ISO 13790 su mjesečni prosjeci dok su oni koji se koriste u Trnsys dinamičkoj simulaciji satni podaci izračunati prema proračunu ugrađenom u Meteonorm, a usklađeni s mjesečnim prosjecima dobivenim iz Tehničkog propisa o racionalnoj uporabi toplinske energije i toplinskoj zaštiti u zgradama [2] koji sadrži podatke višegodišnjih mjerenja.

Koeficijenti prolaza topline korišteni u proračunima izračunati su temeljem usvojenih početnih podataka o stanju objekta prije obnove (podataka iz arhitektonskog projekta). Debljine, koeficijenti toplinske vodljivosti, gustoće građevnih materijala, specifični toplinski kapaciteti, kao i koeficijenti prolaza topline za početni model prije obnove dani su Pravitku 2.

Toplinska masa u proračunu prema normi označena je kao teška zgrada toplinskog kapaciteta 3900000 kJ/K. U dinamičkoj simulaciji utjecaj toplinske mase računa se primjenom transfer funkcije za izračun provođenja topline koja je detaljnije opisana u [22].

Model po metodi proračuna prema EN ISO 13790 sadrži dvije zone. Projektne temperature su jednake onima u dinamičkoj simulaciji. U zoni bazena predviđeno je samo grijanje na

temperaturu 28 °C, dok se zona hotela u sezoni grijanja održava na 22 °C, a u sezoni hlađenja hladi na 26 °C. Broj sati u danu s definiranom temperaturom zone jednak je 24 što znači da se u vrijeme trajanja sezone grijanja ili hlađenja prostor 24 sata na dan grije ili hladi. Sezona grijanja traje od 15. 10. do 15. 4., a sezona hlađenja od 16. 4. do 16. 10.

Kako bi se ukazalo na prednosti rezultata dobivenih složenim modelom zgrade, usporedno s režimom neprekidnog grijanja i hlađenja provedena je i simulacija potrošnje korisne energije za grijanje i hlađenje s ugrađenom logikom simulacije prema dinamici zauzetosti prema kojoj se određuje koji prostori hotelskih soba se griju i hlade u određeno vrijeme. Dinamika zauzetosti izrađena je u skladu s uobičajenom dinamikom utvrđenom na sličnim objektima.

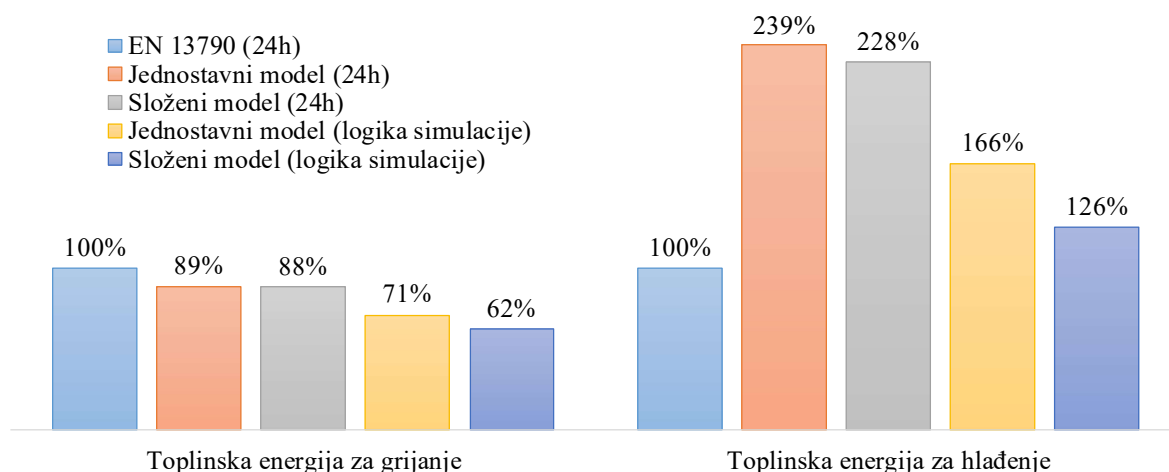
Unutarnji dobitci u proračunu prema normi EN ISO 13790 izračunati su sa specifičnom vrijednosti od 6 W/m<sup>2</sup> dok se u numeričkom dinamičkom modelu odvojeno izračunavaju dobitci od rasvjete u iznosu od 5 W/m<sup>2</sup> i dobitci od ljudi u svakoj od zona.

### **3.3.1 Rezultati i usporedba**

Iako je numerička dinamička simulacija provedena s vremenskim korakom od 1 sat, zbog međusobne usporedivosti s metodom prema normi EN ISO 13790 podaci su integrirani u mjesečne vrijednosti. Na slikama koje slijede prikazane su mjesečne vrijednosti korisne energije za grijanje i hlađenje prema normi EN ISO 13790 i dinamičkoj numeričkoj simulaciji za proračun s klimatskim uvjetima lokacije Pula. Rezultati za ostale lokacije daju se u Pravitku 3 disertacije. Korisne energije za grijanje i hlađenje su zbog lakšeg razumijevanja i preglednosti normalizirane na godišnje potrošnje prema normi EN ISO 13790 pri čemu je apsolutna vrijednosti godišnje korisne energije za grijanje prema normi EN ISO 13790 5229231 kWh, a korisne energije za hlađenje 429255 kWh.

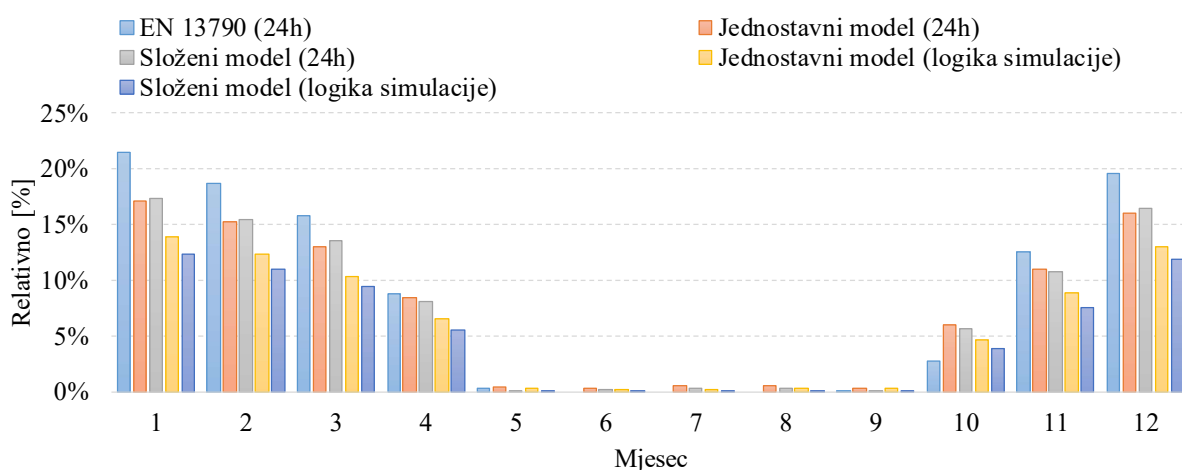
Slika 3.3 prikazuje godišnje relativne potrošnje toplinske energije za grijanje i hlađenje za lokaciju Pula pri čemu je referentna vrijednost 100 % za gubitke i dobitke topline izračunata po normi EN ISO 13790. Proračun korisne energije za grijanje prema normi EN ISO 13790 rezultira većom ukupno potrebnom toplinom, što se može naći i u literaturi [31] [32] [33] [34]. Proračun provođenja topline i toplinske mase ima utjecaj na povećanje toplinskih gubitaka kod metode prema normi EN ISO 13790. Korisna toplinska energija za hlađenje metodom proračuna po normi EN ISO 13790 je najmanja, proračun podcjenjuje solarne dobitke i toplinsku masu zidova. Godišnja bilanca toplinske energije za hlađenje manja je 58 % u odnosu na međusobno usporedivu dinamičku simulaciju.



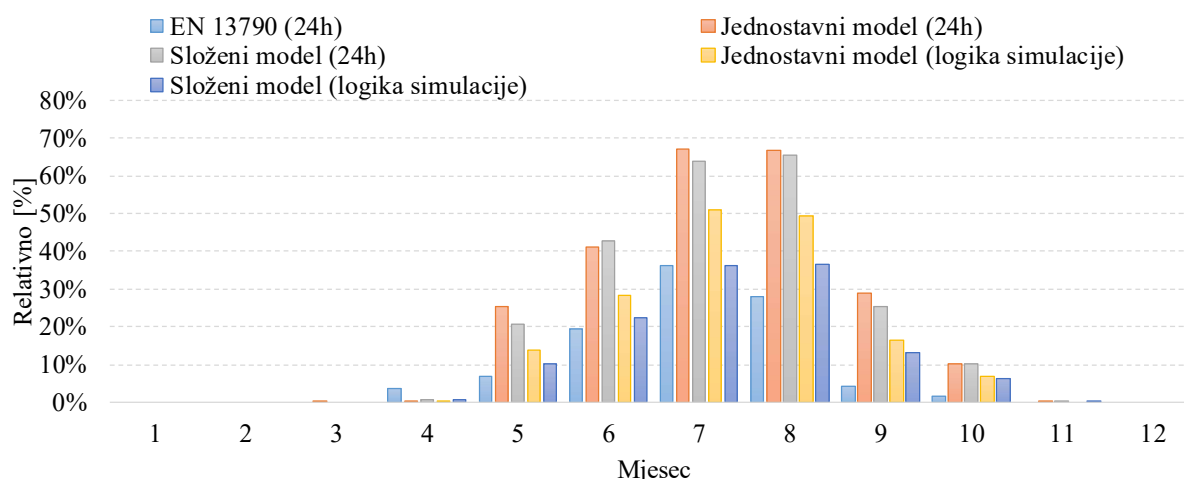


Slika 3.3 Godišnje relativne potrošnje toplinske energije za grijanje hlađenje za lokaciju Pula (usporedba metode proračuna prema normi EN ISO 13790 i dinamičke simulacije)

Iako godišnja toplinska bilanca energije za grijanje metodom proračuna prema normi EN ISO 13790 u odnosu na međusobno usporedivu dinamičku simulaciju odstupa oko 12 %, mjesečno odstupanje tijekom zimskih mjeseci iznosi i do 22 % (Slika 3.4). Na slici su mjesečne vrijednosti korisne energije za grijanje i hlađenje također normalizirane na godišnje potrošnje prema normi EN ISO 13790, tako da zbroj vrijednosti po svim stupcima za pojedini proračun daje vrijednost 100 % za proračun po normi EN ISO 13790, a za ostale proračune vrijednosti prikazane Slikom 3.3. Razlika u mjesečnim vrijednostima energije za grijanje ujednačava se tijekom ljetnih mjeseci kada je energija za grijanje prema metodi proračuna po normi EN ISO 13790 jednaka nuli jer prema proračunu ventilacije nema potrebe za dogrijavanjem zraka.



Slika 3.4 Mjesečne potrebne korisne energije za grijanje za lokaciju Pula (usporedba metode proračuna po normi EN ISO 13790 i dinamičke simulacije)

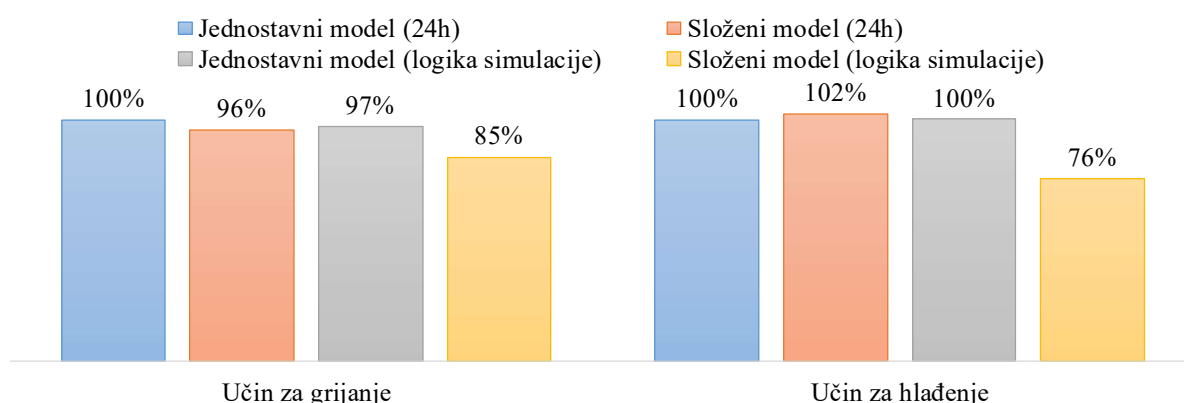


Slika 3.5 Mjesečne potrebne korisne energije za hlađenje za lokaciju Pula (usporedba metode proračuna po normi EN ISO 13790 i dinamičke simulacije)

Jednostavni i složeni model u režimu cjelodnevnog grijanja i hlađenja zgrade daju približno jednake rezultate, što je s obzirom na istovjetnu geometriju, orijentaciju i unutarnje dobitke očekivano. Međusobna relativna razlika dinamičkih modela (dvozonskog i višezonskog) s cjelogodišnjim radom je oko 1 % u sezoni grijanja i oko 4,5 % u sezoni hlađenja.

Razlika jednostavnog i složenog modela zgrade dolazi do izražaja kada se u model uključi simulacijska logika kojom je moguće simulirati realno ponašanje zgrade i isključiti grijanje ili hlađenje pojedine zone. U tom slučaju jednostavni model daje 15 % veću korisnu toplinsku energiju za grijanje i 32 % veću korisnu toplinsku energiju za hlađenje u odnosu na složeni model. U strukturi potrošnje toplinske energije, energija koja se troši za grijanje zraka u sustavima mehaničke ventilacije jednaka je, ali je energija koja se predaje u prostor radi održavanja temperature manja kod kompleksnog modela.

Slika 3.6 prikazuje maksimume satnih učinaka za grijanje ostvarene dinamičkom simulacijom za lokaciju Pula. Prikazan je učinak potreban za održavanje temperature u zonama i ne sadrži učinak jedinica mehaničke ventilacije. Kada se međusobno usporede satni maksimumi učinaka koji se ostvaruju dinamičkim simulacijama jednostavni simulacijski model daje jednake maksimume u slučaju cjelogodišnjeg rada i u slučaju uvažavanja logike simulacije. Maksimum složenog modela u slučaju cjelogodišnjeg rada ne odstupa značajno od maksimuma ostvarenog jednostavnim modelom. Najmanji maksimalni učinak za grijanje i hlađenje ostvaruje se kod složenog modela s uvažavanjem logike simulacije.



Slika 3.6 Maksimumi učinaka za grijanje i hlađenje ostvareni dinamičkom simulacijom za lokaciju Pula (usporedba jednostavnog i složenog modela)

Sve usporedbe provedene su za sve tri razmatrane lokacije, a podaci za Split i Dubrovnik su dani u prilogu 3 na kraju disertacije. Pokazalo se da su odstupanja u rezultatima proračuna po različitim metodama za Split i Dubrovnik u jednakomjernim odnosima kao i za Pulu.

### 3.4 Određivanje projektnih učinaka za grijanje i hlađenje

Zanimljivo je usporediti projektne učinke za grijanje i hlađenje konvencionalnim pristupom kroz norme HRN EN 12831 i smjernicu VDI 2078 s dinamičkom numeričkom simulacijom kroz jednostavni i složeni model zgrade. Cilj usporedbe je utvrditi pogodnost numeričke dinamičke simulacije u stacionarnim rubnim uvjetima za određivanje projektnih učinaka za grijanje i hlađenje. Usporedba je provedena za klimatske uvjete lokacija Pula, Split i Dubrovnik koji su prikazani u tablici u nastavku (Tablica 3.1).

Tablica 3.1 Vanjske projektne temperature lokacija [2]

Lokacija	Projektni uvjeti	
	Zima	Ljeto
Pula	-6 °C, 70 % r.v.	31 °C, 35 % r.v.
Split	-3 °C, 60 % r.v.	33 °C, 22 % r.v.
Dubrovnik	-2 °C, 60 % r.v.	33 °C, 27 % r.v.

#### 3.4.1 Određivanje projektnih učinaka za grijanje i hlađenje konvencionalnim metodama proračuna

Konvencionalna metoda proračuna pretpostavlja stacionarno stanje objekta u projektnim rubnim uvjetima. Određivanje projektnih učinaka za grijanje provedeno je prema normi HRN

EN 12831 kojom se za određivanje maksimalnog učinka računaju transmisivski i ventilacijski toplinski gubici, a sunčevo zračenje i unutarnji dobiti ne utječu na smanjenje ukupnog učinka za grijanje. Projektni uvjeti za hlađenje određeni su prema smjernici VDI 2078. Postupci proračuna navedenim metodama poznati su i neće se opisivati.

Programskim paketom AX3000 [115] koji može provesti proračun projektnih učinaka u skladu s normom HRN EN 12831 i smjernicom VDI 2078 provedeni su proračuni za objekt istovjetan višezonskom modelu zgrade. Za proračun gubitaka topline po normi usvojena je prirodna ventilacija s 0,5 izmjena zraka na sat. Za proračun dobitaka topline unutarnji izvori topline usklađeni su s onima iz višezonskog modela zgrade.

### **3.4.2 Određivanje projektnih učinaka za grijanje i hlađenje numeričkom dinamičkom simulacijom**

Rubni uvjeti dinamičke simulacije istovjetni su onima iz stacionarnih metoda proračuna. Simulacija je provedena na jednostavnom i složenom modelu zgrade. Projektni učinci su određeni provođenjem simulacije kroz veći broj vremenskih koraka s nepromjenjivim klimatskim uvjetima koji odgovaraju onima iz Tablica 3.1 i svim rubnim uvjetima usklađenim s normom HRN EN 12831.

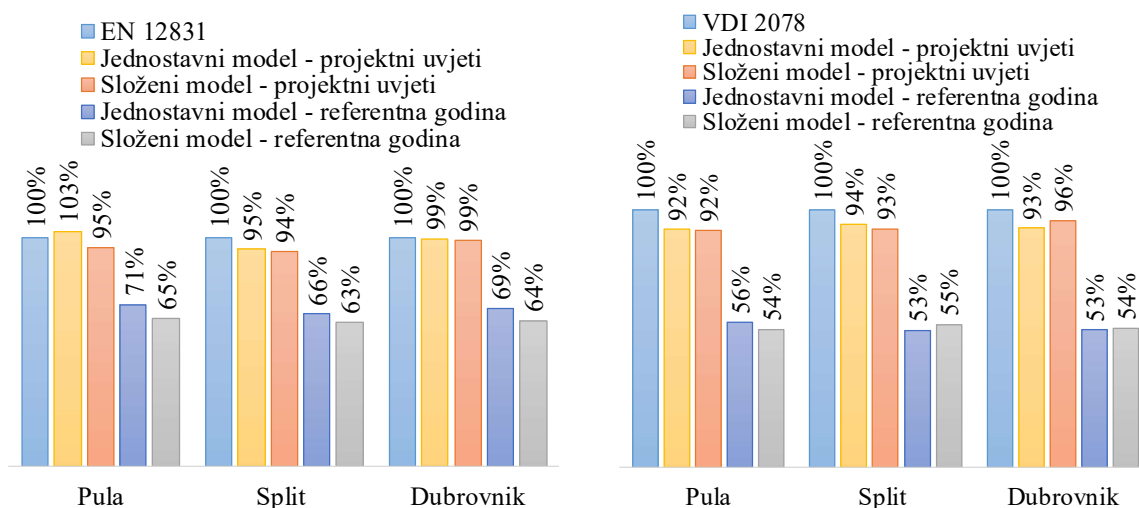
Stupanj zauzetosti hotela u ovom slučaju nema značajnog utjecaja na projektne učinke, jer se oprema termotehničkih instalacija mora projektirati za maksimalni učinak koji odgovara punoj popunjenosti hotela i grijanju svih prostora.

Kako bi se pokazala prednost numeričke dinamičke simulacije dodatno je provedena i simulacija za klimatske rubne uvjete kreiranih referentnih godina te je zabilježen maksimum potrebnog učinka za grijanje i hlađenje u referentnoj godini. Tu su uzeti u obzir i unutarnji dobiti i sunčevo zračenje, što kombinirano s utjecajem toplinske akumulacije daje manje vrijednosti stvarno potrebnih učinaka (Slika 3.7).

### **3.4.3 Rezultati i usporedba**

Usporedno prikazani rezultati analize proračuna potrebnih učinaka za grijanje i hlađenje u projektnim rubnim uvjetima lokacija Pula, Split i Dubrovnik (Slika 3.7). Prikazani učinci za grijanje i hlađenje normalizirani su na vrijednost učinaka prema HRN EN 12831 za grijanje i VDI 2078 za hlađenje. Rezultati jednostavnog i složenog modela dinamičkih simulacija međusobno ne odstupaju značajno. Učinci grijanja prema HRN EN 12831 su 1660 kW (Pula), 1541 kW (Split) i 1423 kW (Dubrovnik), a hlađenja prema VDI 2078 je jednaka za sve tri

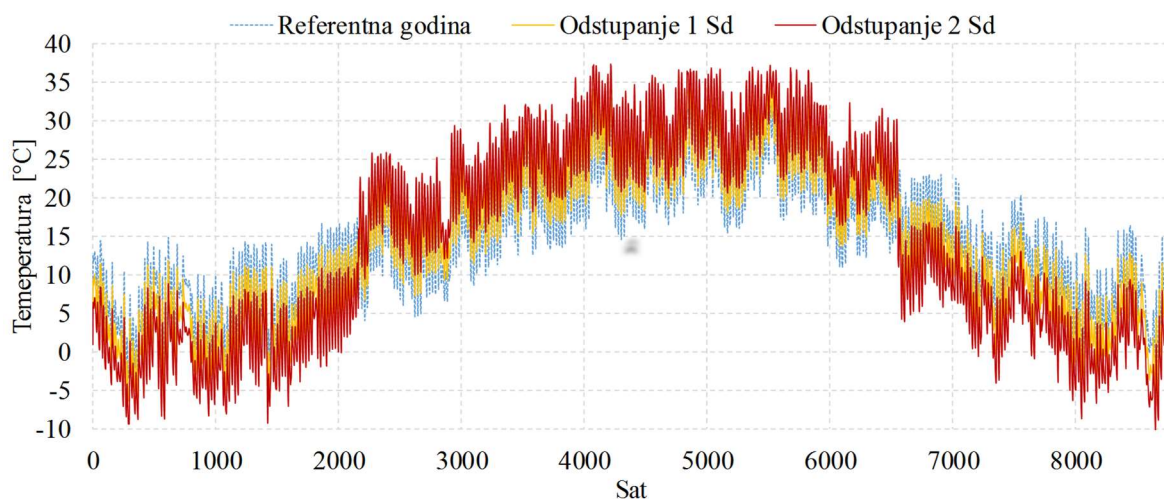
lokacije i iznosi 1020 kW. Razvidno je da je provođenjem dinamičke simulacije u stacionarnim rubnim uvjetima moguće sa zadovoljavajućom točnošću odrediti projektne učinke za grijanje i hlađenje. Provođenjem simulacije uz rubne uvjete referentne godine pokazuje se da je maksimalni učinak za grijanje manji.



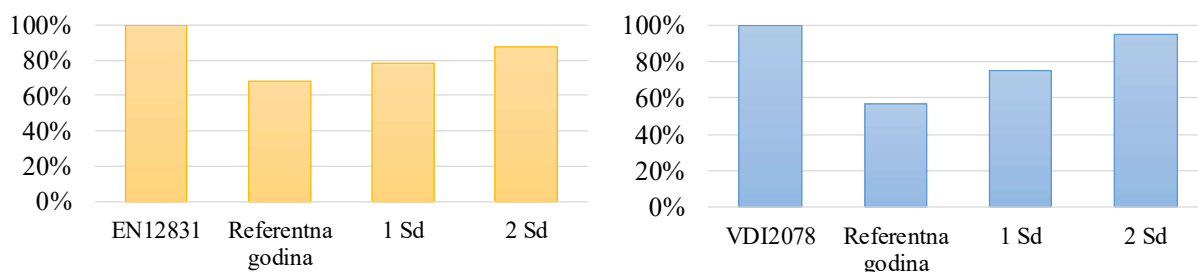
Slika 3.7 Učinci za grijanje prema HRN EN 12831 i numeričkoj dinamičkoj simulaciji (lijevo) i učinci za hlađenje prema VDI 2078 i numeričkoj dinamičkoj simulaciji (desno) normalizirano na vrijednost učinka prema HRN EN 12831 za grijanje i VDI 2078 za hlađenje

### 3.4.4 Utjecaj devijacija temperature na projektne učinke

Referentna godina ne može poslužiti za pouzdano određivanje projektnih učinaka za grijanje i hlađenje. Za to bi bilo potrebno kreirati tzv. „projektnu godinu“ koja za područje Republike Hrvatske još nije napravljena. Da bi se vidio utjecaj toplinske akumulacije na smanjenje učinka grijanja i hlađenja, u ovom radu je kreirana „projektna godina“ na način da su mjesečne standardne devijacije temperature (jedna i dvije) iz [2] pridodane satnim vrijednostima temperatura u sezoni hlađenja, a oduzete u sezoni grijanja (Slika 3.8). Pritom nisu mijenjani podaci o relativnoj vlažnosti zraka i sunčevom zračenju, ali rezultati koji su u nastavku prikazani su indikativni, pokazuju utjecaj akumulacije koji nije zanemariv i otvaraju pitanje daljnjeg razmatranja današnje prakse određivanja projektnih učinaka i kreiranja projektne godine za lokacije u Hrvatskoj. Slika 3.9 prikazuje maksimalne učinke za grijanje i hlađenje dobivene numeričkom dinamičkom simulacijom kroz kreirane „projektne godine“.



Slika 3.8 Usporedba referentne godina i kreiranih projektnih godina za lokaciju Pula



Slika 3.9 Utjecaj standardne devijacije temperature referentne godine na učinke za grijanje (lijevo) i hlađenje (desno)

Može se ustvrditi da su postignuti učinci za godinu koja odstupa sa dvije standardne devijacije od referentne godine bliski onima koji se ostvaruju prema normi HRN EN 12831 i smjernici VDI 2078. Ovime je utvrđena pogodnost primjene numeričkih dinamičkih simulacija za određivanje veličine tehničkih sustava koja će se provesti u nastavku.

### **3.5 Zaključno o analizi potrošnje i proračunu učinka za grijanje i hlađenje putem dinamičkih simulacijskih modela**

Provođenjem numeričke dinamičke simulacije dobivaju se pouzdaniji podaci o potrošnji korisne energije, koji su za zimu manji, a za ljeto veći od rezultata kvazistacionarne metode proračuna prema EN ISO 13790 s mjesečnim korakom kakva se dosada koristila za proračun energetske svojstva zgrada u Hrvatskoj. U budućim analizama trebati će provesti usporedbu rezultata dinamičkih simulacija s rezultatima proračuna prema EN ISO 13790 sa satnim korakom kakva će se ubuduće koristiti u Hrvatskoj te dati prijedlog eventualnih korekcija. U svakom slučaju, proračun s uključenom dinamikom zauzetosti prostora toplinskih zona daje manje vrijednosti korisnih toplinskih energija za grijanje i hlađenje od proračuna koji računa s potpunom popunjenošću i stalnim korištenjem svih prostora zgrade. Istraživanja su već i danas usmjerena na utjecaj ponašanja korisnika na energetske bilancu zgrade i za očekivati je u budućim proračunima pomake u tom smjeru. Dinamičke simulacije s višezonskim modelima su već pripremljene za računanje u takvim uvjetima, što im daje prednost pred drugim metodama.

U stacionarnim rubnim uvjetima (ljeti trajno vladaju projektni uvjeti za ljeto, a zimi trajno vladaju projektni uvjeti za zimu, pa se utjecaj akumulacije izbjegava) moguće je dinamičkim simulacijama sa zadovoljavajućom točnošću odrediti projektne učinke za grijanje i hlađenje. Provođenjem simulacije uz rubne uvjete referentne godine koji su bliži onima koji se stvarnom pogonu događaju (promjenjiva vanjska temperatura, toplinski dobici sunčevim zračenjem i unutarnji toplinski dobici) pokazuje se da je maksimalni učinak za grijanje puno manji, iznosi oko 65 % maksimalnog učinka u projektnim uvjetima dok učinak za hlađenje iznosi oko 50 % projektnog učinka. Vrijednosti učinaka dobivenih ovim dvjema metodama proračuna nešto se manje razlikuju primjenom tzv. projektne godine. Projektne godine za lokacije u Hrvatskoj još nisu kreirane, a simulacija provedena u okviru ovog rada pokazuje da još uvijek postoji otvoren potencijal smanjenja projektnih učinaka, što u konačnici uz primjenu dinamičkih simulacija može dovesti do smanjenja investicije u tehničke sustave zgrada.

## **4 ENERGETSKI SUSTAVI ZGRADA PRIBLIŽNO NULTE ENERGIJE**

U ovom poglavlju su razvijeni numerički dinamički modeli sustava za proizvodnju toplinske energije za grijanje i hlađenje. Za razvoj modela korišteno je simulacijsko okruženje Trnsys. Modeli se temelje na složenoj interakciji zgrade i sustava proizvodnje, distribucije i predaje energije kojim upravlja sustav regulacije. Za razvoj prikazanih modela sustava potrebno je bilo razviti dodatne matematičke modele komponenti.

### **4.1 Energetski sustavi pogodni za zgrade približno nulte energije**

Konvencionalni sustavi grijanja bazirani na kotlovima s prirodnim plinom ili loživim uljem zbog velikog udjela neobnovljive primarne energije i emisija CO<sub>2</sub> nisu pogodan odabir za zgrade približno nulte energije. Tehnički sustavi za proizvodnju toplinske i rashladne energije pogodni za zgrade približno nulte energije su kompresijske dizalice topline, sustavi za toplinsku pretvorbu sunčeve energije, sustavi koji koriste biomasu, apsorpcijski rashladni uređaji i apsorpcijske dizalice topline. Od danas poznatih tehnologija za grijanje i hlađenje zgrada, kompresijske dizalice topline se nameću kao jedini uređaji koji uz uvjet korištenja toplinske energije iz okoline te uz značajan udio OIE u pogonskoj električnoj energiji (korištenjem fotonaponske pretvorbe sunčeve energije) omogućuje ekonomičnu obnovu zgrada na razinu potrošnje približno nulte energije. Zrak i površinske vode dostupni su i najčešće korišteni toplinski izvori i ponori za dizalice topline u priobalnom mediteranskom području. Dizalicama topline koje koriste zrak kao izvor topline smanjuju se učinak i efikasnost kod nižih vanjskih temperatura zraka i u uvjetima visoke vlažnosti. Ovaj nedostatak u režimu grijanja može se premostiti primjenom bivalentnog sustava kojeg čine dizalice topline sa zrakom kao toplinskim izvorom i konvencionalni generator topline. Za primjenu u područjima s većim godišnjim oscilacijama temperature vanjskog zraka već više godina u fokusu istraživanja su i sustavi dizalica topline s tlom kao toplinskim izvorom. Ovi sustavi mogu raditi kao monovalentni. Rješenje se pokazuje opravdanim u klimama s ujednačenom godišnjom potrošnjom energije za grijanje i hlađenje, a kod klima u kojima prevladava pretežito grijanje ili hlađenje pribjegava se hibridnim rješenjima s dodatnim sustavom za toplinsku pretvorbu sunčeve energije koja se koristi kao izvor topline ili pohranjuje u tlu kao sezonskom spremniku [26].

Od tehnologija za korištenje OIE na mjestu potrošnje danas je rašireno i ekonomski opravdano korištenje sunčeve energije putem toplinskih i fotonaponskih sustava. Za istovremenu proizvodnju toplinske i električne energije moguće je koristiti i plinske kogeneracije pogonjene



motorom s unutarnjim izgaranjem. Osnovni problem plinskih kogeneracija predstavlja pogon neobnovljivom primarnom energijom i uz to povećane emisije CO<sub>2</sub>, pa se primjena pokazuje opravdana samo u slučaju visoke vrijednosti odnosa cijene električne i toplinske energije ili relativno visokog faktora primarne energije za električnu energiju. Danas se samo zbog svoje veće učinkovitosti u odnosu na odvojenu proizvodnju toplinske i električne energije smatraju prihvatljivim rješenjem do punog prijelaza na energetiku temeljenu na OIE [116] [12].

Integracijom rashladnog uređaja ili dizalice topline u sustav s kogeneracijskim uređajem ostvaruje se trigeneracija. Kod ovih sustava se uobičajeno u ljetnom razdoblju mogu pojaviti viškovi topline (toplina iz kogeneracijskog uređaja i toplina kondenzacije iz dizalice topline) koje nije uvijek moguće iskoristiti. Uravnoteženje proizvodnje i potrošnje topline može se ostvariti ugradnjom apsorpcijskih rashladnih uređaja koji ljeti mogu koristiti toplinu proizvedenu kogeneracijskim uređajem za ostvarenje hlađenja. Nedostatak ovakvih sustava su visoki investicijski troškovi, pa je pri donošenju odluke o gradnji sustava važno detaljno analizirati energetske bilance i troškove.

Primjena solarnih toplinskih kolektora za pripremu PTV je ustaljena u praksi, može se proširiti i na grijanje prostora, ali u tom slučaju, da bi se povećala iskoristivost solarnih kolektora treba koristiti nisko-temperaturna grijanja (podna, zidna i sl.). Korištenje solarne topline u ljetnim mjesecima može se postići ugradnjom apsorpcijskog rashladnog uređaja koji koriste toplinu solarnog sustava za ostvarenje efekta hlađenja. U odnosu na kompresijske rashladne uređaje, ovi uređaji imaju niži faktor hlađenja, ali za pogon samog uređaja troše značajno manje električne energije. Solarni apsorpcijski sustavi hlađenja uz smanjene pogonske troškove, potrošnju primarne energije i emisije CO<sub>2</sub>, sudjeluju i u smanjenju opterećenja elektrodistribucijske mreže. Zbog visokih investicija današnja primjena solarnih apsorpcijskih sustava uglavnom je ograničena na istraživačka postrojenja.

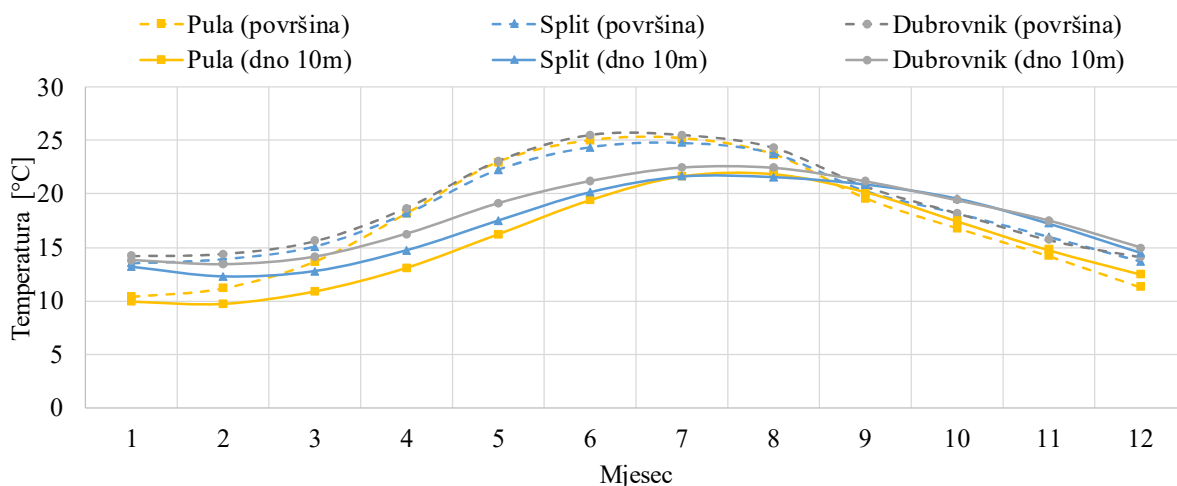
## **4.2 Izvori i ponori toplinske energije za dizalice topline**

Kako je već rečeno, izvori topline analizirani u ovom radu su zrak i morska voda.

Što se zraka tiče, u prethodnom poglavlju je već rečeno sve potrebno za određivanje karakteristika tog toplinskog izvora.

Morska voda pokazuje se kao pogodan toplinski izvor i ponor kod sustava s kompresijskim dizalicama topline voda – voda. Podaci o godišnjim promjenama temperature morske vode u pridnom sloju na dubini 10 m preuzeti su iz [117] [118]. Slika 4.1 prikazuje prosječne

mjesečne temperature morske vode u pridnenom sloju u usporedbi s temperaturama vode u površinskom sloju [119]. Potrebno je napomenuti da prikazane srednje mjesečne površinske temperature osciliraju unutar mjeseca pod atmosferskim utjecajem dok su one u pridnenom sloju zbog akumulacijske mase manje podložne utjecaju atmosfere te imaju manju amplitudu promjena i pokazuju značajan fazni pomak u odnosu na površinske temperature.



Slika 4.1 Temperature mora na površini i pridnenom sloju na 10m dubine

### 4.3 Simulacijski modeli

Simulacija potrošnje energije tehničkih sustava koje se mogu naći u literaturi koja obrađuje zgrade približno nulte energije bazirane su često na proračunima s jednostavnim algebarskim izrazima ili nepromjenjivim karakteristikama opreme. U cilju određivanja optimalnog cjelovitog tehničkog rješenja za zgradu približno nulte energije u simulacijskom okruženju Trnsys su razvijeni numerički dinamički simulacijski modeli sustava. Modeli su izrađeni od komponenti koje predstavljaju matematičke modele opreme ugrađene u sustavu sa svim njihovim karakteristikama bitnim za izradu energetskih bilanci i analizu nestacionarnog ponašanja sustava.

Odabran je vremenski korak simulacijskih modela od 60 sekundi u skladu s regulacijskim postavkama, akumulacijskim masama i učincima opreme. Pravilnim odabirom postavki regulatora glavne opreme u sustavu smanjen je utjecaj prijelaznih pojava na rezultate simulacijskog modela.

Svi modeli sadrže podsustave proizvodnje i potrošnje toplinske, rashladne i električne energije. Proizvedena toplinska energija u sustavu grijanja koristi se za grijanje prostora, zraka u klima komorama, pripremu PTV i grijanje bazenske vode ljeti i zimi. Kod svih sustava osigurana je

regulacija temperature u krugu ventilatorskih konvektora i klima komora na razini 50/45 °C. Potrošna voda grije se na temperaturu 60 °C, a osigurano je povremeno zagrijavanje na 70 °C radi zaštite od štetnih mikroorganizama. Radna temperatura u krugu hlađenja u svim sustavima iznosi 7/12 °C. Proizvedena električna energija troši se direktno u sustavu i to isključivo za rad tehničkih sustava zgrade uz mogućnost isporuke u elektrodistribucijsku mrežu.

Simulacijski modeli razvijeni u sklopu disertacije prikazani su u tablici Tablica 4.1. Radi preglednosti prikaza korištene su oznake koje su tumačene ispod tablice.

Tablica 4.1 Simulacijski modeli sustava

Oznaka sustava	Proizvodnja toplinske energije za grijanje	Proizvodnja toplinske energije za hlađenje	Proizvodnja električne energije
Konvencionalni A	PK	KRU – RT	FN
Konvencionalni B	PK	KRU-R – RT	FN
Konvencionalni C	PK	KRU – SH	FN
Konvencionalni D	PK	KRU-R – SH	FN
Biomasa A	BK	ARU – RT	FN
Biomasa B	BK	ARU – ITM	FN
Biomasa C	BK – SK	ARU – RT	FN
Biomasa D	BK – SK	ARU – ITM	FN
KDT V-V A	KDT V-V	KDT V-V	FN
KDT V-V KOG	KDT V-V	KDT V-V	KOG
KDT V-V TRIG	KDT V-V	KDT V-V ARU - ITM	KOG
KDT Z-V A	KDT Z-V	KDT Z-V	FN
KDT Z-V B	KDT-R-PP Z-V	KDT-R-PP Z-V	FN
KDT Z-V C	KDT-R-K Z-V	KDT-R-K Z-V	FN

PK – plinski kotao, BK – kotao na biomasu, KOG - plinski kogeneracijski modul, ARU – apsorpcijski rashladni uređaj, K – kondenzator, KRU – kompresijski rashladni uređaj, KRU-R – kompresijski rashladni uređaj s djelomičnim povratom topline, KDT – kompresijska dizalica topline, KDT-R – kompresijska dizalica topline s povratom topline, PP – hladnjak pregrijane pare, R – povrat topline, RT – rashladni toranj, SH – suhi hladnjak, ITM – izmjenjivač topline s morskom vodom, FN – solarni fotonaponski kolektor, SK – solarni toplinski kolektor, V-V – voda – voda, Z-V – zrak – voda.

Za provedbu simulacija u okviru ovog rada bilo je potrebno razviti neke nove Trnsys komponente koje predstavljaju simulacijske modele opreme, budući da postojeće biblioteke nisu sadržavale odgovarajuće modele ili modeli svojim karakteristikama nisu bili dostatni za

analize u dinamičkoj simulaciji. Tako su u Fortran kodu za potrebe ove disertacije izrađeni numerički modeli kompresijskog rashladnog uređaja s mogućnošću simulacije djelomičnog opterećenja i djelomičnog povrata topline (Type 209 i Type 207), kompresijske dizalice topline voda – voda s regulacijom rada prema postavnoj izlaznoj temperaturi vode (Type 203), kompresijske dizalice topline zrak-voda voda s mogućnošću simulacije djelomičnog opterećenja uređaja te djelomičnom i potpunom rekuperacijom topline (Type 217 i Type 218) te plinskog kogeneracijskog modula s mogućnošću djelomičnog opterećenja uređaja i vođenjem uređaja prema toplinskom opterećenju (Type 211). Korišten je i model jednostupanjskog apsorpcijskog rashladnog uređaja (Type 220) razvijen ranije u poglavlju 2.2.3, a temeljen na postojećem modelu (Type 107). Novo razvijeni matematički modeli se opisuju u ovom poglavlju.

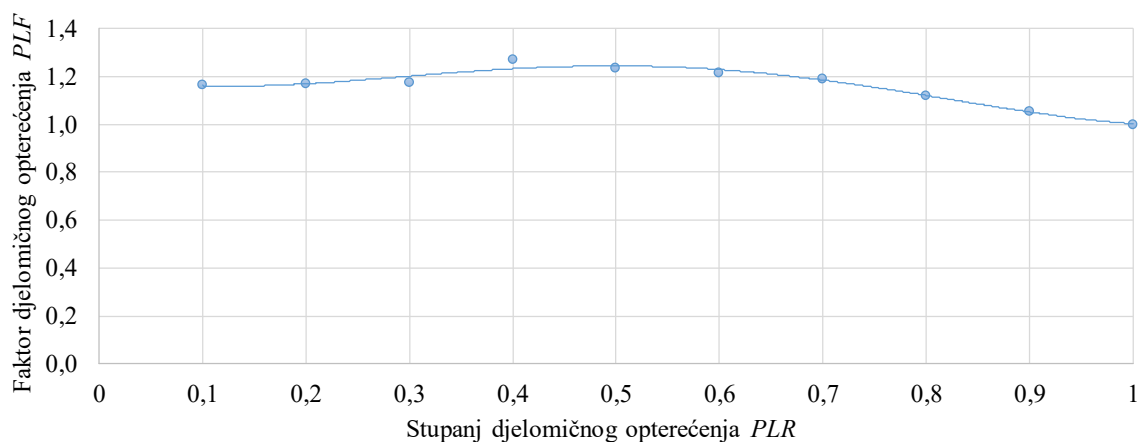
Za ostale modele opreme korišteni su višestruko provjereni modeli iz standardne Trnsys [104] i dodatne TESS [105] biblioteke. U nastavku se navode glavni modeli opreme zajednički svim simulacijskim modelima.

U Pravitku 4 su navedeni i opisani svi razmatrani energetske sustavi zgrada. Uz opis osnovnog principa rada i primijenjenih simulacijskih modela dani su i odabrani shematski prikazi sustava za koje su izrađeni dinamički simulacijski modeli. U odnosu na Trnsys sheme simulacijskih modela, zbog jednostavnijeg razumijevanja simulacijskih modela na shematskim prikazima je dana glavna oprema i spojne veze, a sve regulacijske veze, oprema i pomoćni sustavi izostavljeni su iz prikaza radi preglednosti.

#### **4.4 Matematički modeli razvijenih komponenti Trnsys simulacijskog sučelja**

Simulacijski modeli su razvijeni na razini tzv. *black box* modela koji na osnovu ulaznih podataka iz povezanih simulacijskih komponenti postavljaju energetske bilancu. Komponente su napisane vlastitim kodom u programskom jeziku Fortran i uključene kao „.dll“ datoteka u Trnsys simulacijsko sučelje. Modeli koriste karakteristike uređaja za ustaljene uvjete rada, ali kako su vremenski tranzijenti postizanja stacionarnog stanja kod uređaja u odnosu na tranzijente toplinskog opterećenje zgrade kratki, pogodni su za analize u okviru ove disertacije. U odnosu na postojeće modele kompresijskih dizalica topline ili kompresijskih rashladnih uređaja, novo razvijeni modeli omogućavaju simulaciju rada uređaja uz postavljanje zadane izlazne temperature vode kojom se utječe na regulaciju uređaja. Ovisno o zadanoj temperaturi, raspoloživom i potrebnom učinku, modeli imaju mogućnost simulirati uređaj u djelomičnom

opterećenju uvođenjem ovisnosti faktora djelomičnog opterećenja o stupnju djelomičnog opterećenja uređaja  $PLF(PLR)$ . Tokovi ove funkcije mogu biti različiti, ovisno o tipu kompresora, konstrukciji izmjenjivača topline i primijenjenoj regulaciji rashladnog uređaja koja može biti kontinuirana (npr. 25 do 100% maksimalnog opterećenja) i diskontinuirana (npr. 25 – 50 – 75 – 100 % maksimalnog opterećenja). Slika 4.2 prikazuje  $PLF(PLR)$  funkciju za kompresijski rashladni uređaj za konstantne temperature ulazne vode u isparivač i kondenzator.



Slika 4.2 Primjer funkcije  $PLF(PLR)$  za kompresijski rashladni uređaj voda – voda [120]

Sve komponente kompresijskih rashladnih uređaja i kompresijskih dizalica topline prikazane u nastavku simuliraju energetske bilance temeljem normaliziranih tvorničkih podataka proizvođača o raspoloživim učincima, apsorbiranoj električnoj snazi te faktorima grijanja ili faktorima hlađenja ovisnim o ulaznim temperaturama vode u uređaj koji se na odgovarajući način preračunavaju za radne uvjete koji slijede iz simulacije sustava.

Svi modeli imaju i vlastite nepromjenjive rubne uvjete koji se određuju prije provođenja simulacije dok se promjenjivi rubni uvjeti u svakom vremenskom koraku simulacije preuzimaju od povezanih komponenti u sustavu. Predviđeno je povezivanje modela s regulatorima grijanja ili hlađenja, koji prosljeđuju signal o potrebi za radom uređaja. Kod modela je pretpostavljeno da su izmjenjivači topline dovoljno dimenzionirani i da je uvijek sva toplina izmijenjena. Svi modeli temeljeni su na stvarnim uređajima navedenim u privitku 5.

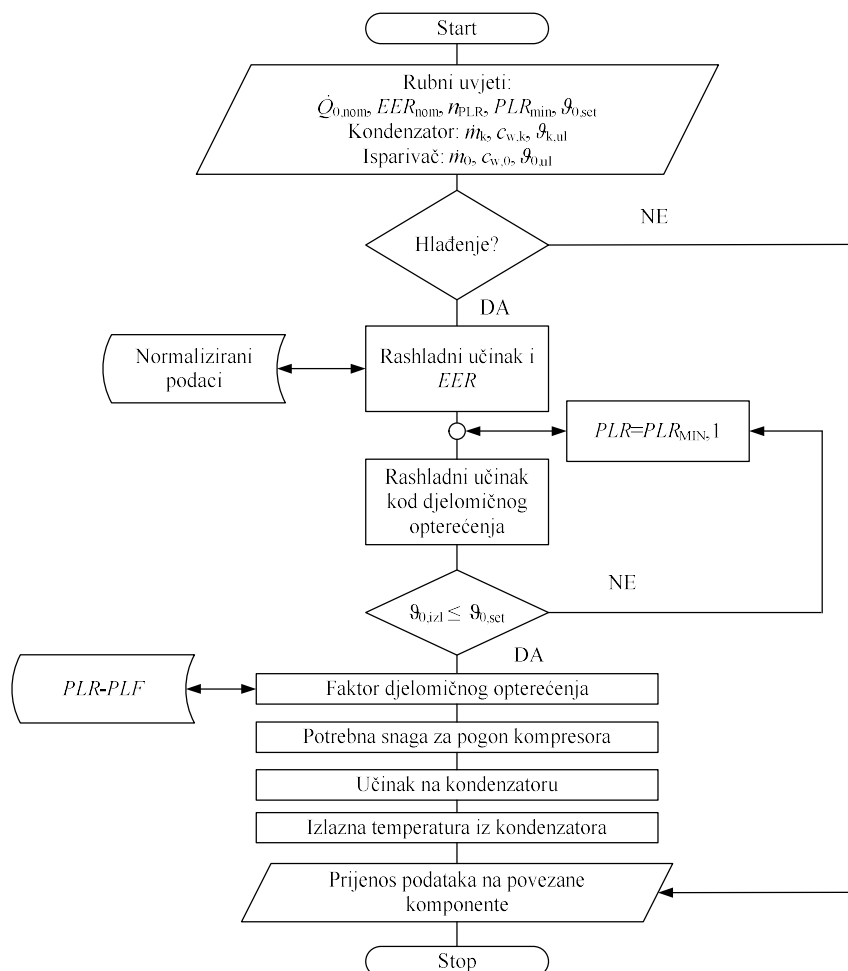
#### 4.4.1 Matematički model kompresijskog rashladnog uređaja voda – voda sa stupnjem djelomičnog opterećenja (Type 209)

Osnovne komponente uređaja su kompresor, isparivač i kondenzator. Slika 4.3 daje dijagram toka modela, a matematički model prikazuje se u nastavku.

Nepromjenjivi rubni uvjeti modela su rashladni učinak i faktor hlađenja u referentnim uvjetima,

specifični toplinski kapaciteti medija koji prolaze kroz izmjenjivače, minimalni stupanj opterećenja i funkcija  $PLF(PLR)$ . Regulacija rashladnog uređaja je kontinuirana.

Promjenjivi rubni uvjeti modela su režim rada (uključeno / isključeno), ulazne temperature i protoci vode ili drugog medija kroz isparivač i kondenzator.



Slika 4.3 Dijagram toka modela kompresijskog rashladnog uređaja voda – voda sa stupnjem djelomičnog opterećenja (Type 209)

Za ulaznu temperaturu vode na isparivaču i ulaznu temperaturu vode na kondenzatoru određuju se raspoloživi rashladni učinci i faktor hlađenja. Ovisno o zadanoj temperaturi hlađene vode na izlazu iz uređaja iterativnim postupkom određuje se stupanj djelomičnog opterećenja uređaja.

Izlazna temperatura hlađene vode računa se kao:

$$\theta_{0,izl} = \theta_{0,ul} - \dot{Q}_0 / (c_w \cdot \dot{m}_{w,0}) \quad (4.1)$$

pri čemu se rashladni učinak za trenutni stupanj djelomičnog opterećenja računa kao:

$$\dot{Q}_0 = \dot{Q}_{0,nom} \cdot PLR \quad (4.2)$$

Model provodi iteraciju kroz moguće stupnjeve opterećenja zadane u rasponu od  $PLR_{\min}$  do  $PLR_{\max} = 1$  dok se ne zadovolji uvjet:

$$\vartheta_{0,\text{izl}} \leq \vartheta_{0,\text{set}} \quad (4.3)$$

Kada je zadovoljen uvjet iz datoteke s opisanom funkcijom faktora djelomičnog opterećenja o stupnju djelomičnog opterećenja uređaja  $PLF(PLR)$  za potrebni stupanj opterećenja linearnom interpolacijom između poznatih vrijednosti računa se faktor djelomičnog opterećenja.

Nominalna električna energija za pogon kompresora rashladnog uređaja računa se:

$$P_{\text{el,nom}} = \dot{Q}_{0,\text{nom}}/EER \quad (4.4)$$

Električna energija za pogon kompresora pri djelomičnom opterećenju jednaka je:

$$P_{\text{el}} = P_{\text{el,nom}} \cdot PLR/PLF \quad (4.5)$$

Toplina koja se odbacuje na kondenzatoru rashladnog uređaja računa se kao:

$$\dot{Q}_k = \dot{Q}_0 + P_{\text{el}} \quad (4.6)$$

I na kraju se određuje izlazna temperatura vode iz kondenzatora rashladnog uređaja:

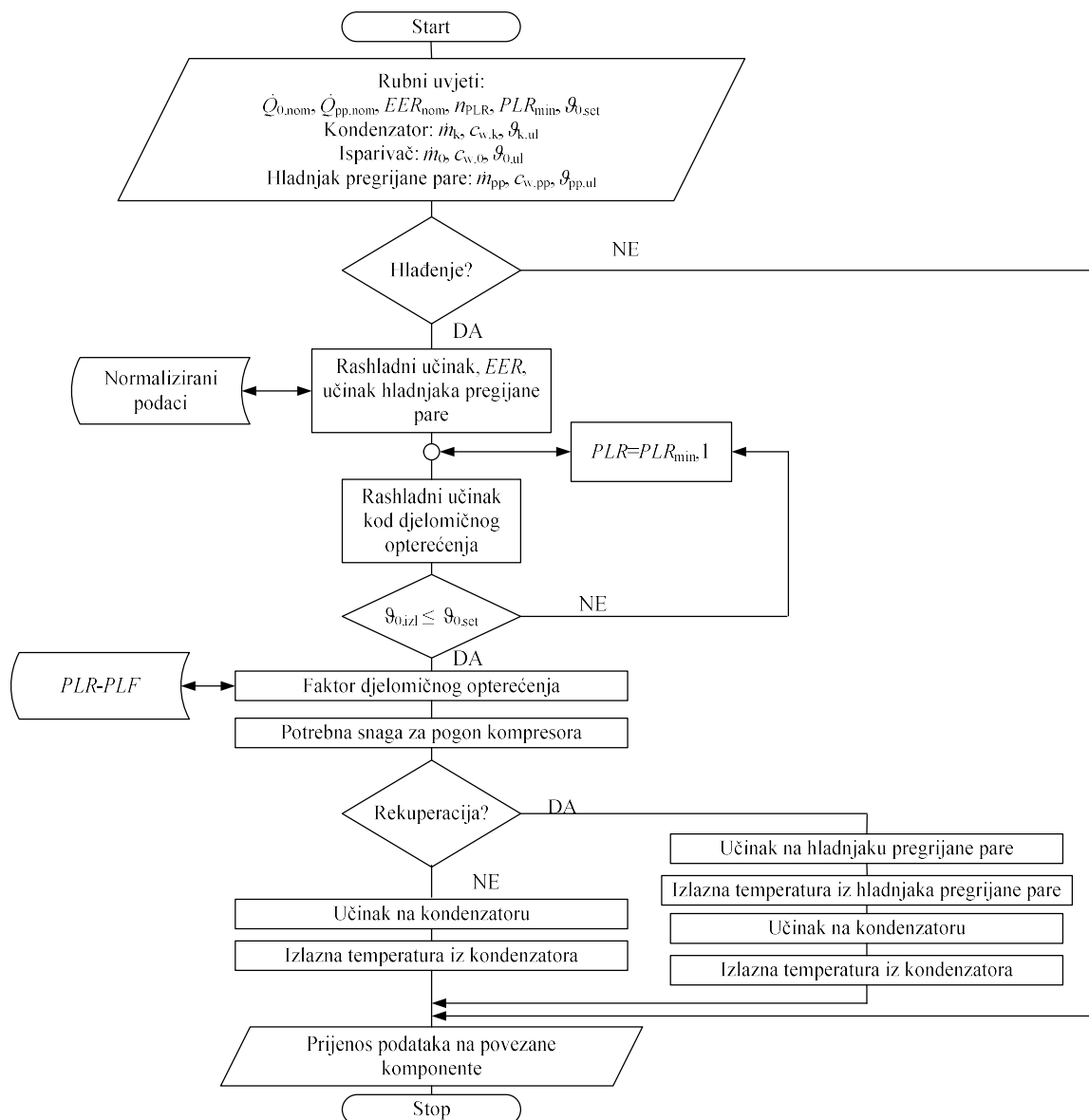
$$\vartheta_{k,\text{izl}} = \vartheta_{k,\text{ul}} + \dot{Q}_k / (c_w \cdot \dot{m}_{w,k}) \quad (4.7)$$

#### 4.4.2 Matematički model kompresijskog rashladnog uređaja voda – voda s djelomičnim povratom topline (Type 207)

Simulirani uređaj sadrži kompresor, isparivač, kondenzator i hladnjak pregrijane pare za iskorištenje topline pregrijanja, najčešće za potrebe grijanja potrošne vode.

Uz nepromjenjive rubni uvjete kao u modelu Type 209 opisanom ranije, dodan je učinak hladnjaka pregrijane pare. Regulacija rashladnog uređaja je kontinuirana. Promjenjivi rubni uvjeti su režim rada (uključeno / isključeno / uključeno s povratom topline), ulazne temperature i protoci vode ili drugog medija kroz isparivač, kondenzator i hladnjak pregrijane pare.

Za ulazne temperature vode na isparivaču i kondenzatoru te hladnjaku pregrijane pare određuju se raspoloživi rashladni učinak, raspoloživa toplina na hladnjaku pregrijane pare i faktor hlađenja. Ovisno o zadanoj temperaturi hlađene vode na izlazu iz uređaja iterativnim postupkom određuju se stupanj djelomičnog opterećenja uređaja, izlazna temperatura hlađene vode te električna energija za pogon kompresora kao kod ranije opisanog modela Type 209. Slika 4.4 prikazuje blok dijagram modela.



Slika 4.4 Dijagram toka modela kompresijskog rashladnog uređaja voda – voda s djelomičnim povratom topline (Type 207)

Model provjerava da li je dobiven signal o potrebnom učinku na hladnjaku pregrijane pare te ukoliko ta potreba postoji, tada se raspoloživi učinak računa kao udio maksimalnog učinka:

$$\dot{Q}_{pp} = \dot{Q}_{pp,nom} \cdot PLR \quad (4.8)$$

Izlazna temperatura vode iz hladnjaka pregrijane pare:

$$g_{pp,izl} = g_{pp,ul} + \dot{Q}_{pp} / (c_w \cdot \dot{m}_{w,pp}) \quad (4.9)$$

Toplina koja se odbacuje na kondenzatoru rashladnog uređaja računa se kao:

$$\dot{Q}_k = \dot{Q}_0 + P_{el} - \dot{Q}_{pp} \quad (4.10)$$



Izlazna temperatura vode iz kondenzatora rashladnog uređaja je u tom slučaju:

$$g_{k,izl} = g_{k,ul} + \dot{Q}_k / (c_w \cdot \dot{m}_{w,k}) \quad (4.11)$$

Ukoliko nema potrebe za predajom topline na hladnjaku pregrijane pare tada su učinak i izlazna temperatura iznose:

$$\dot{Q}_{pp} = 0 \quad (4.12)$$

$$g_{pp,izl} = g_{pp,ul} \quad (4.13)$$

Toplina koja se odbacuje na kondenzatoru rashladnog uređaja računa se kao kod ranije opisanog modela Type 209.

#### **4.4.3 Matematički model kompresijske dizalice topline voda – voda s regulacijom rada prema postavnoj izlaznoj temperaturi vode (Type 203)**

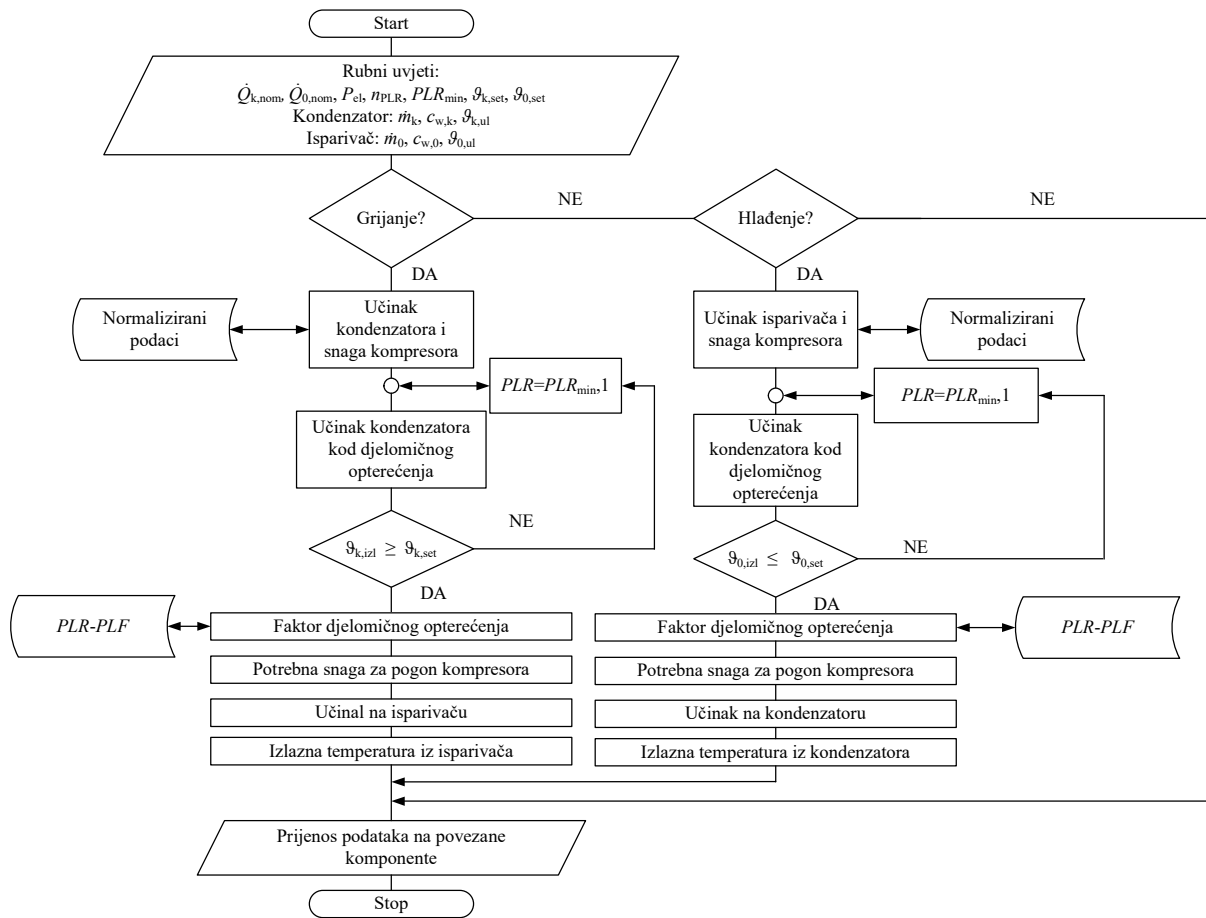
Komponente uređaja su iste kao i u modelu Type 209. Model je prikladan za simulaciju rada dizalice topline s promjenjivom temperaturom polazne vode u sustavu grijanja, ovisno o temperaturi vanjskog zraka, čime se smanjuje temperatura kondenzacije i utječe na efikasnost rada dizalice topline.

U režimu grijanja uređaj se vodi prema zadanoj temperaturi na izlazu iz kondenzatora. U režimu hlađenja uređaj se vodi prema zadanoj temperaturi na izlazu iz isparivača. U slučaju da uređaj istovremeno dobije signal za grijanje i hlađenje raditi će prema zadanoj temperaturi grijanja. Regulacija dizalice topline je diskontinuirana.

Nepromjenjivi rubni uvjeti modela su učinci na isparivaču, kondenzatoru i apsorbirana električna snaga u referentnim uvjetima, specifični toplinski kapaciteti medija koji prolaze kroz izmjenjivače, broj regulacijskih stupnjeva i ovisnost faktora djelomičnog opterećenja o stupnju djelomičnog opterećenja uređaja  $PLF(PLR)$ .

Promjenjivi rubni uvjeti su signal režima rada, postavne temperature grijanja i hlađenja te ulazne temperature i maseni protoci vode ili glikola kroz isparivač i kondenzator.

Slika 4.5 prikazuje blok dijagram modela.



Slika 4.5 Dijagram toka modela kompresijske dizalice topline voda – voda s regulacijom rada prema postavnoj izlaznoj temperaturi vode (Type 203)

### Režim grijanja

Za ulaznu temperaturu vode na isparivaču i ulaznu temperaturu vode na kondenzatoru određuju se raspoloživi ogrjevni učinak i apsorbirana električna snaga kompresora. Ovisno o zadanoj temperaturi vode na izlazu iz kondenzatora iterativnim postupkom određuje se potrebni stupanj djelomičnog opterećenja uređaja. Izlazna temperatura vode iz kondenzatora računa se kao:

$$\vartheta_{k,izl} = \vartheta_{k,ul} + \dot{Q}_k / (c_w \cdot \dot{m}_{w,k}) \quad (4.14)$$

pri čemu se učinak na kondenzatoru za stupanj djelomičnog opterećenja računa kao:

$$\dot{Q}_k = \dot{Q}_{k,nom} \cdot PLR \quad (4.15)$$

Model provodi iteraciju kroz moguće stupnjeve opterećenja zadane u rasponu od  $PLR_{min}$  do  $PLR_{max} = 1$  dok se ne zadovolji uvjet:

$$\vartheta_{k,izl} \geq \vartheta_{k,set} \quad (4.16)$$

Kada je zadovoljen uvjet izlazne temperature iz kondenzatora na istovjetan način opisan u modelima Type 207 i Type 209 računa se faktor djelomičnog opterećenja  $PLF$ .

Tada je moguće izračunati električnu energiju za pogon kompresora dizalice topline kao:

$$P_{el} = P_{el,nom} \cdot PLR/PLF \quad (4.17)$$

Toplina koja se preuzima na isparivaču dizalice topline računa se kao:

$$\dot{Q}_0 = \dot{Q}_k - P_{el} \quad (4.18)$$

Izlazna temperatura vode iz isparivača dizalice topline:

$$g_{0,izl} = g_{0,ul} + \dot{Q}_0 / (c_w \cdot \dot{m}_{w,0}) \quad (4.19)$$

Faktor grijanja dizalice topline tada je:

$$COP = \dot{Q}_k / P_{el} \quad (4.20)$$

### *Režim hlađenja*

Za ulaznu temperaturu vode na isparivaču i ulaznu temperaturu vode na kondenzatoru određuju se raspoloživi rashladni učinak i apsorbirana električna snaga kompresora.

Ovisno o zadanoj temperaturi vode na izlazu iz isparivača iterativnim postupkom određuje se potrebni stupanj djelomičnog opterećenja uređaja. Izlazna temperatura vode iz isparivača računa se kao:

$$g_{0,izl} = g_{0,ul} - \dot{Q}_0 / (c_w \cdot \dot{m}_{w,0}) \quad (4.21)$$

pri čemu se učinak na isparivaču za stupanj djelomičnog opterećenja računa kao:

$$\dot{Q}_0 = \dot{Q}_{0,nom} \cdot PLR \quad (4.22)$$

Model provodi iteraciju kroz moguće stupnjeve opterećenja zadane u rasponu od  $PLR_{min}$  do  $PLR_{max} = 1$  dok se ne zadovolji uvjet:

$$g_{0,izl} \leq g_{0,set} \quad (4.23)$$

Faktor djelomičnog opterećenja  $PLF$  računa se istovjetno kao kod modela Type 209.

Nakon toga moguće je izračunati električnu energiju za pogon kompresora dizalice topline kao:

$$P_{el} = P_{el,nom} \cdot PLR/PLF \quad (4.24)$$

Toplina koja se predaje na kondenzatoru dizalice topline računa se kao:

$$\dot{Q}_k = \dot{Q}_0 + P_{el} \quad (4.25)$$

Izlazna temperatura vode iz kondenzatora dizalice topline:

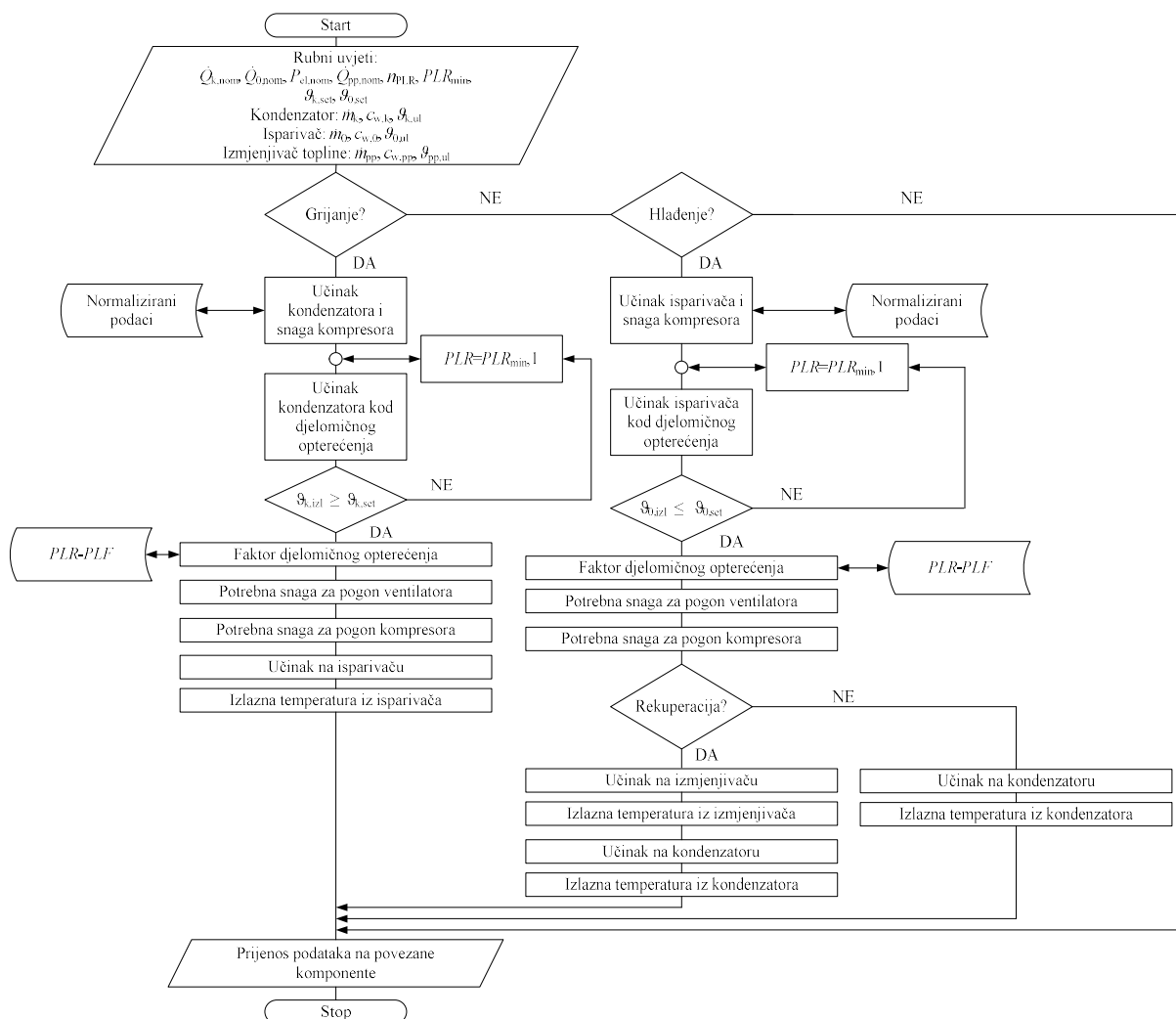
$$g_{k,izl} = g_{k,ul} + \dot{Q}_k / (c_w \cdot \dot{m}_{w,k}) \quad (4.26)$$

Faktor hlađenja dizalice topline tada je:

$$EER = \dot{Q}_0 / P_{el} \quad (4.27)$$

#### 4.4.4 Matematički model kompresijske dizalice topline zrak – voda sa stupnjem djelomičnog opterećenja, mogućnosti djelomičnog povrata topline (hladnjak pregrijane pare) i mogućnosti prekretanja procesa (Type 217)

Simulirani uređaj sadrži kompresor, zračni izmjenjivač topline koji služi kao isparivač ili kondenzator, vodom hlađeni ili grijani kondenzator / isparivač i hladnjak pregrijane pare za iskorištenje topline pregrijanja, najčešće za potrebe grijanja potrošne vode. Slika 4.6 prikazuje blok dijagram modela.



Slika 4.6 Dijagram toka modela kompresijske dizalice topline zrak – voda sa stupnjem djelomičnog opterećenja i djelomičnim povratom topline (Type 217)

Model radi s prekretnom režima rada na strani radne tvari. U režimu grijanja vodeni izmjenjivač topline je kondenzator, a zračni izmjenjivač ima ulogu isparivača i uređaj se vodi prema zadanoj temperaturi polaza grijanja. U režimu hlađenja vodeni izmjenjivač je isparivač, a zračni izmjenjivač topline ima svrhu kondenzatora, a uređaj se vodi prema zadanoj temperaturi polaza u krugu hlađenja. Istovremeno grijanje i hlađenje uređajem nije moguće. Mogući režimi rada simulacijskog modela povezani su s vremenskim koracima proračuna, čime su izbjegnuti učestali prekretni rada i simulacija uređaja u stanjima koja se kod realnog uređaja ne smiju dogoditi. Stvaranjeinja na isparivaču dizalice topline u režimu grijanja i određivanje isparivača nisu uzeti u obzir.

Nepromjenjivi rubni uvjeti modela su nominalni učinak grijanja i apsorbirana električna snaga, nominalni učinak hlađenja i apsorbirana električna snaga, nominalni učinak djelomičnog povrata topline, električna snaga ventilatora i protok zraka, specifični toplinski kapaciteti medija koji prolazi kroz izmjenjivače topline, broj regulacijskih stupnjeva i ovisnost faktora djelomičnog opterećenja o stupnju djelomičnog opterećenja uređaja  $PLF(PLR)$ .

Promjenjivi rubni uvjeti modela su signal režima rada, zadane temperature grijanja i hlađenja, ulazna temperatura i maseni protok za vodeni izmjenjivač topline i izmjenjivač za povrat topline, temperatura te apsolutna vlažnost zraka.

#### *Režim grijanja*

Za ulazne temperature zraka na isparivaču i vode na kondenzatoru određuju se raspoloživi ogrjevni učinak i ukupna apsorbirana električna snaga.

Ovisno o zadanoj temperaturi vode u režimu grijanja iterativnim postupkom određuje se potrebni stupanj djelomičnog opterećenja uređaja. Izlazna temperatura vode iz kondenzatora računa se kao:

$$\vartheta_{k,izl} = \vartheta_{k,ul} + \dot{Q}_k / (c_w \cdot \dot{m}_{w,k}) \quad (4.28)$$

pri čemu se učinak na kondenzatoru za stupanj djelomičnog opterećenja računa kao:

$$\dot{Q}_k = \dot{Q}_{k,nom} \cdot PLR \quad (4.29)$$

Model provodi iteraciju kroz moguće stupnjeve opterećenja zadane u rasponu od  $PLR_{MIN}$  do  $PLR_{MAX} = 1$  dok se ne zadovolji uvjet:

$$\vartheta_{k,izl} \geq \vartheta_{k,set} \quad (4.30)$$

Faktor djelomičnog opterećenja  $PLF$  računa se istovjetno kao kod modela Type 209.

Snaga ventilatora jednaka je:

$$P_{el,vent} = P_{el,vent,nom} \cdot PLR \quad (4.31)$$

Električna energija za pogon kompresora pri djelomičnom opterećenju jednaka je:

$$P_{el,kp} = (P_{el,uk,nom} - P_{el,vent,nom}) \cdot PLR / PLF \quad (4.32)$$

Toplina koja se preuzima na isparivaču dizalice topline računa se kao:

$$\dot{Q}_0 = \dot{Q}_k - P_{el,kp} \quad (4.33)$$

Izlazna entalpija zraka iz isparivača dizalice topline računa se kao:

$$h_{z,0,izl} = h_{z,0,ul} + (P_{el,vent} - \dot{Q}_0) / (\dot{m}_z \cdot PLR) \quad (4.34)$$

Preko entalpije izlaznog zraka iz dizalice topline, tlaka zraka i apsolutne vlažnosti pozivanjem ugrađene funkcije za izračun svojstava vlažnog zraka internim postupkom računaju se temperatura i relativna vlažnost zraka.

Faktor grijanja dizalice topline jednak je:

$$COP = \dot{Q}_k / (P_{el,vent} + P_{el,kp}) \quad (4.35)$$

#### *Režim hlađenja*

Za ulazne temperature zraka na kondenzatoru i vode na isparivaču određuje se raspoloživi rashladni učinak i ukupno apsorbirana električna snaga.

Ovisno o zadanoj temperaturi vode u režimu hlađenja iterativnim postupkom određuje se potrebni stupanj djelomičnog opterećenja uređaja. Izlazna temperatura vode iz isparivača računa se kao:

$$g_{0,izl} = g_{0,ul} - \dot{Q}_0 / (c_w \cdot \dot{m}_{w,0}) \quad (4.36)$$

pri čemu se učinak na isparivaču za stupanj djelomičnog opterećenja računa kao:

$$\dot{Q}_0 = \dot{Q}_{0,nom} \cdot PLR \quad (4.37)$$

Model provodi iteraciju kroz moguće stupnjeve opterećenja zadane u rasponu od  $PLR_{MIN}$  do  $PLR_{MAX} = 1$  dok se ne zadovolji uvjet:

$$g_{0,izl} \leq g_{0,set} \quad (4.38)$$

Faktor djelomičnog opterećenja  $PLF$  računa se istovjetno kao kod modela Type 209.

Snaga ventilatora jednaka je:

$$P_{el,vent} = P_{el,vent,nom} \cdot PLR \quad (4.39)$$

Tada je moguće izračunati električnu energiju za pogon kompresora dizalice topline pri djelomičnom opterećenju kao:

$$P_{el,kp} = (P_{el,uk,nom} - P_{el,vent,nom}) \cdot PLR / PLF \quad (4.40)$$

Ukoliko nema potrebe za rekuperacijom topline sa hladnjaka pregrijane pare toplina koja se odbacuje na kondenzatoru dizalice topline računa se kao:

$$\dot{Q}_k = \dot{Q}_0 + P_{el,kp} \quad (4.41)$$

Ukoliko ima potrebe za rekuperacijom topline sa hladnjaka pregrijane pare, za temperaturu vanjskog zraka, temperaturu hladne vode i temperaturu vode koja dolazi u izmjenjivač topline određuje se nominalni učinak hladnjaka pregrijane pare te u skladu sa stupnjem djelomičnog opterećenja raspoloživi učinak:

$$\dot{Q}_{pp} = \dot{Q}_{pp,nom} \cdot PLR \quad (4.42)$$

Pri tome se toplina koja se odbacuje na kondenzatoru dizalice topline računa kao:

$$\dot{Q}_k = \dot{Q}_0 + P_{el,kp} - \dot{Q}_{pp} \quad (4.43)$$

Temperatura izlazne vode iz hladnjaka pregrijane pare jednaka je:

$$g_{pp,izl} = g_{pp,ul} + \dot{Q}_{pp} / (c_w \cdot \dot{m}_{w,pp}) \quad (4.44)$$

Izlazna entalpija zraka iz kondenzatora dizalice topline jednaka je:

$$h_{z,k,izl} = h_{z,k,ul} + (\dot{Q}_k + P_{el,vent}) / \dot{m}_z \cdot PLR \quad (4.45)$$

Preko izlazne entalpije zraka iz dizalice topline, tlaka zraka i apsolutne vlažnosti pozivanjem ugrađene funkcije za izračun svojstava vlažnog zraka računaju se temperatura i relativna vlažnost zraka.

Faktor grijanja dizalice topline:

$$EER = \dot{Q}_0 / (P_{el,vent} + P_{el,kp}) \quad (4.46)$$

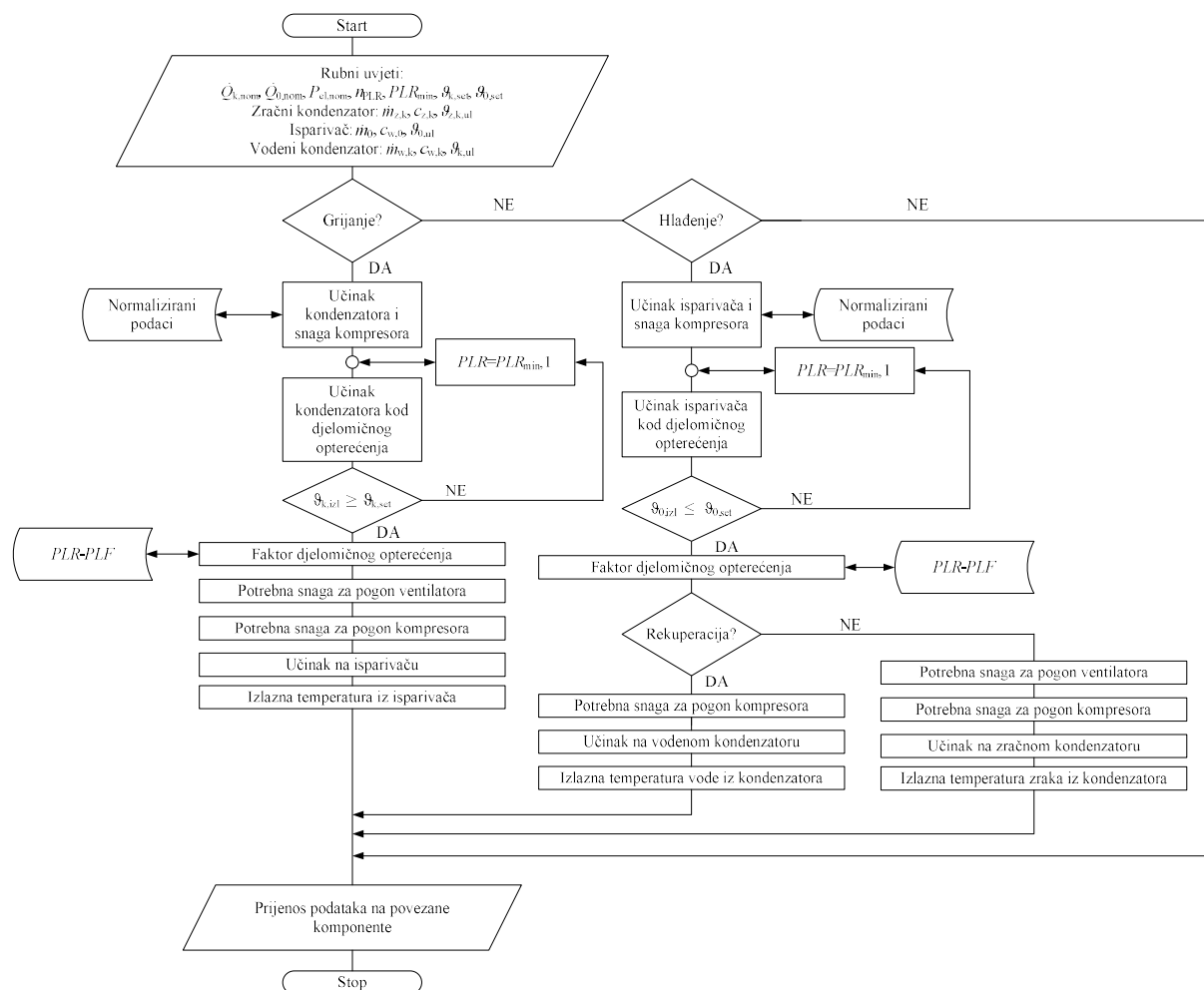
#### 4.4.5 Matematički model kompresijske dizalice topline zrak – voda sa stupnjem djelomičnog opterećenja i potpunim povratom topline (Type 218)

Simulirani uređaj sadrži kompresor, zračni izmjenjivač topline koji služi kao isparivač ili kondenzator, vodom hlađeni ili grijani kondenzator / isparivač, a umjesto hladnjaka pregrijane pare ima dodatni vodom hlađeni kondenzator za potpunu rekuperaciju topline.

Slika 4.7 prikazuje blok dijagram modela.

Model omogućava simulaciju rada uređaja u režimu grijanja, hlađenja ili potpunog povrata topline u režimu hlađenja. Model radi s preketom režima rada na strani radne tvari. U režimu grijanja vodeni izmjenjivač topline radi kao kondenzator, a zračni izmjenjivač isparivač i uređaj

se vodi prema zadanoj temperaturi grijanja. U režimu hlađenja vodeni izmjenjivač radi kao isparivač, a zračni izmjenjivač topline kondenzator, a uređaj se vodi prema zadanoj temperaturi hlađenja. Ukoliko je uređaj u režimu hlađenja, a potrebno je i grijanje, uređaj radi u režimu povrata topline koja se putem drugog kondenzatora odbacuje na vodu. U tom režimu rada uređaj radi prema rashladnom opterećenju. Mogući režimi rada simulacijskog modela određeni su vremenskim koracima sezone grijanja i hlađenja, čime su izbjegnuti učestali prekreti rada i simulacija uređaja u stanjima koja se kod realnog uređaja ne mogu dogoditi.



Slika 4.7 Dijagram toka modela kompresijske dizalice topline zrak – voda sa stupnjem djelomičnog opterećenja i potpunim povratom topline (Type 218)

Nepromjenjivi rubni uvjeti modela su nominalni učinak grijanja i apsorbirana električna snaga, nominalni učinak hlađenja i apsorbirana električna snaga, snaga ventilatora i protok zraka, specifični toplinski kapaciteti medija koji prolaze kroz izmjenjivače topline, broj regulacijskih



stupnjeva i ovisnost faktora djelomičnog opterećenja o stupnju djelomičnog opterećenja uređaja  $PLF(PLR)$ .

Promjenjivi rubni uvjeti su signal režima rada, zadane temperature grijanja i hlađenja, ulazna temperatura i protok kroz vodeni izmjenjivač topline i izmjenjivač za povrat topline, temperatura te apsolutna vlažnost vanjskog zraka.

U režimu grijanja uređaj radi kao model Type 217.

U režimu hlađenja kada nije potreban povrat topline model radi kao model Type 217.

#### *Povrat topline*

Ako uređaj radi u režimu hlađenja kondenzatorsku toplinu moguće je odbaciti na vodu.

Tada je snaga ventilatora jednaka:

$$P_{el,vent} = 0 \quad (4.47)$$

Toplina koja se odbacuje na vodu s kondenzatora dizalice topline računa se kao:

$$\dot{Q}_k = \dot{Q}_0 + P_{el,kp} \quad (4.48)$$

Temperatura izlazne vode iz kondenzatora jednaka je:

$$g_{k,izl} = g_{k,ul} + \dot{Q}_k / (c_w \cdot \dot{m}_{w,k}) \quad (4.49)$$

#### **4.4.6 Matematički model plinskog kogeneracijskog uređaja (Type 211)**

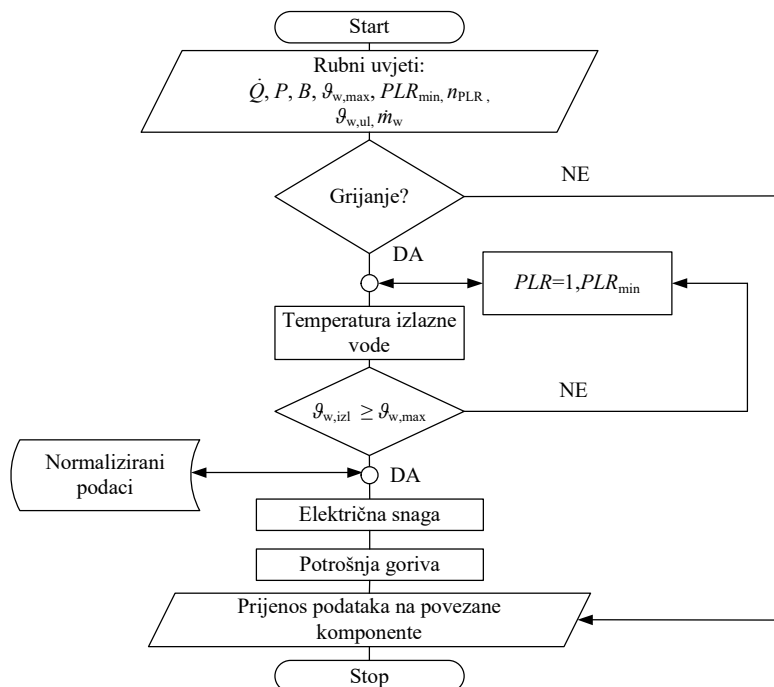
U odnosu na postojeći model kogeneracijskog uređaja za istovremenu proizvodnju toplinske i električne energije u Trnsys biblioteci koji je vođen prema električnom opterećenju i kao rezultat daje električnu snagu i odvojeno izračunate toplinske učinke hladnjaka ulja, vode i ispušnih plinova, razvijeni model omogućava simulaciju rada uređaja paketne izvedbe vođenog prema toplinskom opterećenju (rad u prioritetu grijanja) i s integriranim izmjenjivačem toplinske energije motora i dimnih plinova kakvi su često prisutni na tržištu.

Slika 4.8 prikazuje blok dijagram modela.

Model radi na osnovu normaliziranih tvorničkih podataka proizvođača o potrebnoj energiji goriva, proizvedenoj toplinskoj i električnoj energiji pri punom i djelomičnom opterećenju.

Nepromjenjivi rubni uvjeti modela su toplinski i električni učinci i učinkovitosti uređaja pri nominalnim i djelomičnim opterećenjima, specifični toplinski kapacitet vode kojom se hladi uređaj, maksimalna dozvoljena temperatura na izlazu iz uređaja, broj stupnjeva djelomičnog opterećenja i minimalni mogući stupanj djelomičnog opterećenja.

Promjenjivi rubni uvjeti su signal rada i ulazne temperatura i protok rashladne vode kroz uređaj. Kada je uređaj uključen, određuje se raspoloživa toplinska energija, proizvedena električna energija i energija za pogon uređaja.



Slika 4.8 Dijagram toka modela plinskog kogeneracijskog uređaja (Type 211)

Ovisno o zadanoj dozvoljenoj izlaznoj temperaturi vode iz uređaja iterativnim postupkom određuje se potrebni stupanj djelomičnog opterećenja uređaja koji omogućava rad uređaja. Izlazna temperatura vode iz uređaja računa se kao:

$$\theta_{w,izl} = \theta_{w,ul} + \dot{Q} / (c_w \cdot \dot{m}_w) \quad (4.50)$$

pri čemu se toplinski učinak pri djelomičnom opterećenju računa kao:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{nom} \cdot PLR \quad (4.51)$$

Model provodi iteraciju kroz moguće stupnjeve opterećenja zadane u rasponu od  $PLR_{max} = 1$  do  $PLR_{min}$  dok se ne zadovolji uvjet:

$$\theta_{w,izl} \leq \theta_{w,max} \quad (4.52)$$

Ukoliko je zadovoljen uvjet iz datoteke s normaliziranim podacima dobivaju se električna snaga i potrošnja goriva pri djelomičnom opterećenju koje zadovoljava uvjet temperature. Ukoliko se uvjet ne može ni pri najmanjem zadanom djelomičnom opterećenju ispuniti, uređaj je isključen.

## **5 CJELOVITA OPTIMIZACIJA ZGRADE I TEHNIČKIH SUSTAVA**

Optimizacija zgrade i tehničkih sustava s ciljem ostvarenja zgrade približno nulte energije zahtijeva uzimanje u obzir svih utjecajnih parametara u sustavima potrošnje i proizvodnje, distribucije i predaje toplinske energije. Treba obratiti pažnju i na odnos vlastite proizvodnje električne energije i one preuzete iz mreže. Gledajući obnovu zgrade sa tehničkim sustavom kao cjelinu, optimizacijski problem predstavlja određivanje optimalne grupe mjera za smanjenje potrošnje energije za grijanje i hlađenje i tehničkog sustava za grijanje, hlađenje i proizvodnju električne energije baziranog na OIE.

Postupak cjelovite optimizacije koji je opisan u ovom poglavlju proveden je na kompleksnom simulacijskom modelu zgrade opisanim u poglavlju 3 s integriranim tehničkim sustavima zgrade opisanim u poglavlju 4 i pravitku 4.

Prikazana je evaluacija izlaznih rezultata simulacijskih modela. Kako su razvijeni modeli namijenjeni cjelovitoj optimizaciji s modelom zgrade u poglavlju 5.4 prikazan je pristup prilagodbe sustava projektnim učincima kroz automatizirani postupak odabira komponenti i definiranja glavnih radnih parametara tehničkog sustava. Uz to su dani modeli ekonomskog, energetskog i ekološkog vrednovanja.

Rezultati provedenih simulacija su prikazani u poglavlju 6.

### **5.1 Analiza utjecaja parametara na učinke i potrošnju energije za grijanje i hlađenje**

Analiza utjecaja parametara na učinke i potrošnju energije za grijanje i hlađenje simulacijskog modela zgrade provodi se u cilju identifikacije utjecajnih parametara. Ovako dobivena analiza može poslužiti za eliminaciju nekih parametara u optimizaciji modela i time suziti područje pretraživanja rješenja. Rezultati analize utjecaja parametara u stacionarnim uvjetima daju informaciju o potencijalu smanjenja projektnih učinaka za grijanje i hlađenje te olakšavaju prilagodbu simulacijskih modela sustava za cjelovitu parametarsku analizu.

Parametarskom analizom ispitano je povećanje stupnja toplinske izolacije vanjskih zidova, krova, poda, povećanje koeficijenta apsorpcije sunčevog zračenja zidova i krova, kao i utjecaj povećanja koeficijenta toplinske vodljivosti prozirnih dijelova ovojnice i smanjenja faktora propusnosti sunčevog zračenja. Od tehničkih sustava integriranih u simulacijski model analiziran je utjecaj povrata topline u sustavu mehaničke ventilacije ugradnjom pločastih rekuperatora topline. Tablica 5.1 prikazuje pregled parametara i raspon varijabli. Utjecaj

masivnosti konstrukcije nije uključen u razmatranje budući da se radi o objektu namijenjenom obnovi.

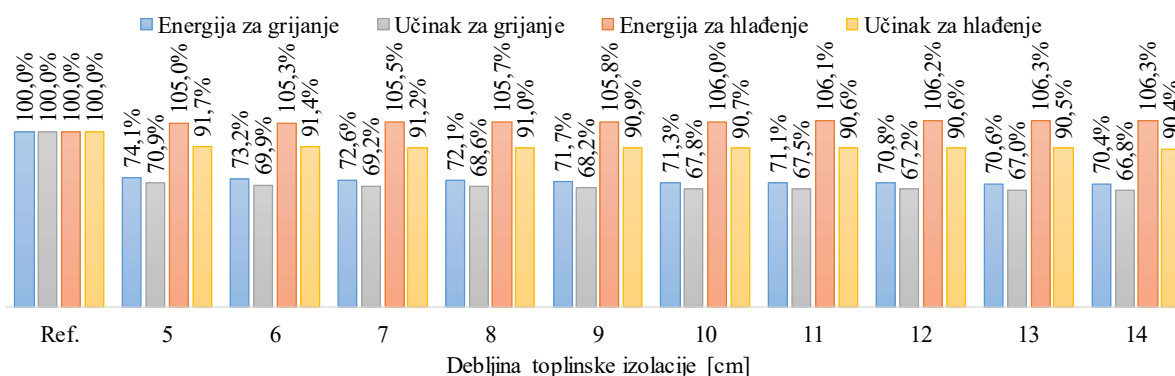
*Tablica 5.1 Parametri i raspon varijabli analize utjecaja parametara na učinke i potrošnju energije za grijanje i hlađenje*

Parametar		Referentna vrijednost	Raspon	Korak
Toplinska izolacija	Vanjski zid	0 cm	5 - 14 cm	1 cm
	Krov	0 cm	5 - 14 cm	1 cm
	Pod prema tlu	0 cm	5 - 14 cm	1 cm
Koeficijent apsorpcije Sunčevog zračenja	Zid	0,3	0,4 – 0,7	0,1
	Krov	0,3	0,4 – 0,7	0,1
Koeficijent toplinske vodljivosti prozirnih dijelova		2,8 W/m <sup>2</sup> K	0,7 – 1,4 W/m <sup>2</sup> K	-
Koeficijent propusnosti sunčevog zračenja prozirnih dijelova		0,75	0,21 – 0,61	-
Povrat toplinske energije sustava mehaničke ventilacije (osjetne)		0 %	40 – 80 %	20 %

Proces analize utjecaja parametara proveden je Python programskim kodom razvijenim u okviru disertacije. Određen je utjecaj na potrošnju toplinske energije za grijanje i hlađenje godišnjom simulacijom u klimatskim rubnim uvjetima referentne godine na lokaciji sjevernog, srednjeg ili južnog Jadrana izrađenim u poglavlju 3.2. Analize utjecaja parametara na projektne učinke za grijanje i hlađenje modela provedene su kroz simulaciju stacionarnog stanja u projektним uvjetima razmatranih lokacija. U nastavku se daju rezultati za referentne klimatske uvjete sjevernog Jadrana iskazani kao relativne razlike u odnosu na referentne potrošnje energije i učinke dane u poglavlju 3. Izračunati rezultati za ostale analizirane lokacije ne odstupaju značajno od onih prikazanih za sjeverni Jadran te se ne prikazuju. Referentno stanje prikazano u slikama odnosi se na vrijednosti koje prikazuje Tablica 5.1.

Analiza utjecaja toplinske izolacije vanjskog zida na potrebnu toplinu i projektne učinke pokazala je da je već toplinskom izolacijom od 5 cm moguće postići smanjenje ukupne energije za grijanje za oko 26 % te smanjenje potrebnog učinka za grijanje za oko 29 % (Slika 5.1). Dodatnim povećanjem izolacije do maksimalne debljine smanjuju se i učinci i potrošnja topline za dodatnih 4 %. Dodatna izolacija kod hlađenja djeluje na smanjenje potrebnog učinka za hlađenje 8 % (5 cm) do 10 % (14 cm) dok istovremeno ukupna potrošnja energije za hlađenje, povećanjem izolacije, raste za 5 do 6 %. Rezultati su očekivani i u skladu s onima iz literature,

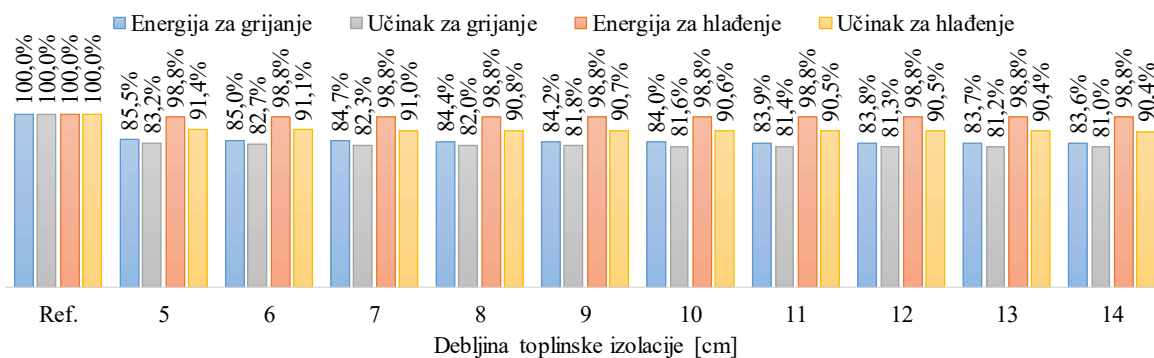
a razlog leži u tome što se proračun potrebnog učinka hlađenja provodi za stacionarno stanje, a proračun godišnje potrošnje energije za hlađenje uzima u obzir dinamiku promjene temperatura i sunčevog zračenja u sezoni hlađenja. Tako se pokazuje da toplina sunčevog zračenja koja dopijeva unutar zgrade ne može se prirodnim putem odvesti zbog prisustva izolacije, pa to povećava potrošnju energije za hlađenje. Sustavi aktivnog zasjenjenja sunčevog zračenja mogli bi u ovom slučaju biti od pomoći, ali zbog utjecaja na unutarnje osvjetljenje treba im posvetiti posebnu pažnju i provesti obimne dodatne proračune, što je izbjegnuto kod izrade ove disertacije obzirom na računalne resurse i potrebno dugo vrijeme proračuna, a također i obzirom na arhitektonsko rješenje analiziranog objekta koje u svom oblikovanju sadrži pasivnu zaštitu od sunčevog zračenja.



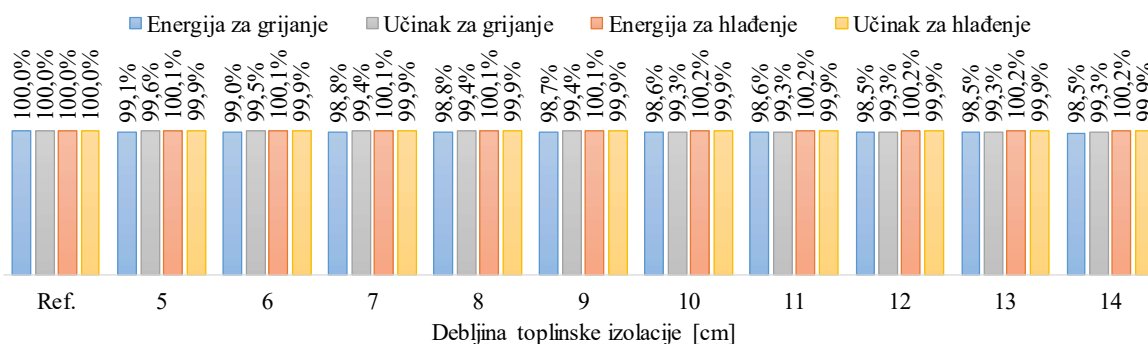
Slika 5.1 Utjecaj povećanja toplinske izolacije vanjskog zida na energiju i maksimalne učinke za grijanje i hlađenje

Toplinska izolacija krova smanjuje energiju za grijanje od 15 do 16 %, a učinak 17 do 19 % (Slika 5.2). Nema značajnijeg utjecaja na potrošnju energiju za hlađenje, dok je rashladni učinak moguće smanjiti do 9,5 %. Od analiziranih arhitektonsko - građevinskih mjera toplinska izolacija poda ima najmanji utjecaj na potrošnju energije i učinke kako za grijanje tako i za hlađenje (Slika 5.3).

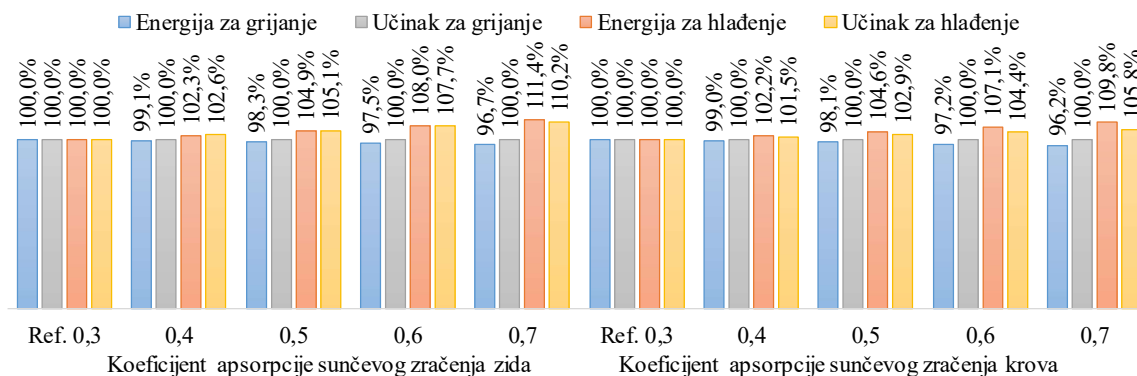
Povećanje koeficijenta apsorpcije sunčevog zračenja zidova i krova utječe na smanjenje potrebne energije za grijanje do 4 % dok u stacionarnim uvjetima simulacije nema utjecaja na maksimalni učinak za grijanje jer se toplinski dobici od Sunčevog zračenja ne uzimaju u obzir (Slika 5.4). Relativno povećanje učinka i potrošnje energije za hlađenje skoro dvostruko je veće od onoga za grijanje pa treba uzeti u obzir da li se radi o objektu s dominantnim grijanjem ili hlađenjem.



Slika 5.2 Utjecaj povećanja toplinske izolacije krova na energiju i maksimalne učinke za grijanje i hlađenje



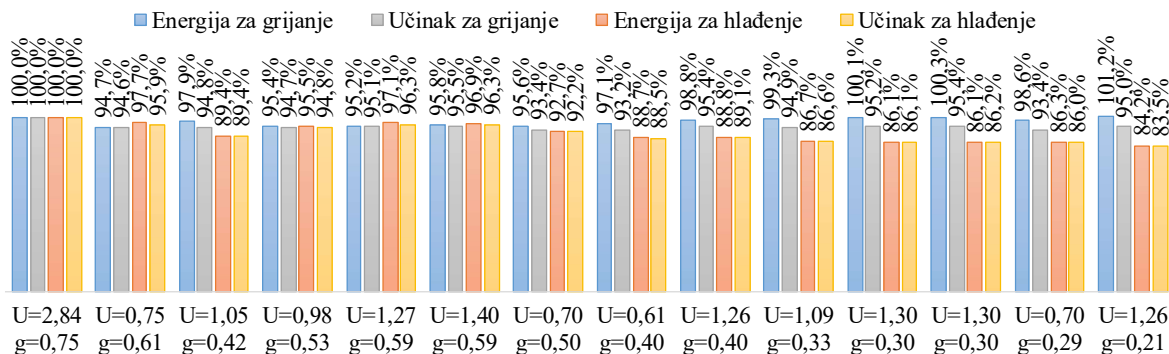
Slika 5.3 Utjecaj povećanja toplinske izolacije poda prema tlu na energiju i maksimalne učinke za grijanje i hlađenje



Slika 5.4 Utjecaj povećanja koeficijenta apsorpcije sunčevog zračenja na energiju i maksimalne učinke za grijanje i hlađenje

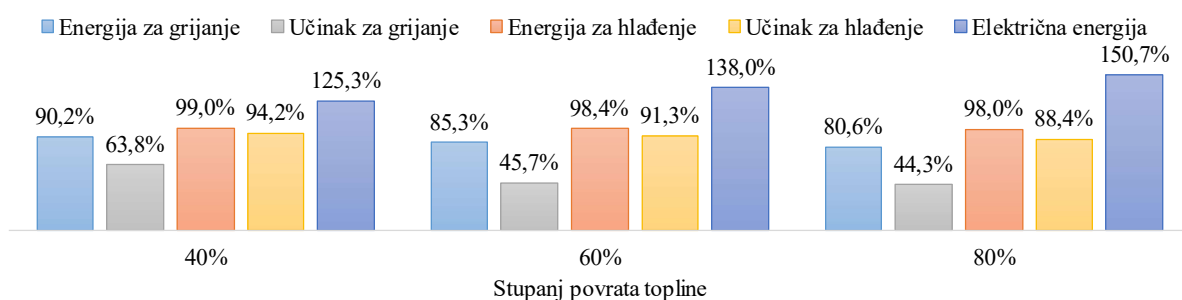
Prozirni elementi vanjske ovojnice s niskim stupnjem propusnosti sunčevog zračenja smanjuju ukupne solarne dobitke u ljetnom tako i u zimskom periodu što u konačnici povećava potrošnju energije za grijanje i smanjuju potrošnju energije za hlađenje (Slika 5.5). Smanjenje koeficijenta prolaza topline direktno vodi smanjenju potrošnje energije i smanjenju potrebnih

učinka, kako za hlađenje tako i za grijanje. Referentno stanje podrazumijevalo je ugrađene prozirne elemente (prozore, balkonska vrata) koeficijenta prolaza topline 2,84 W/m<sup>2</sup>K i koeficijenta propusnosti sunčevog zračenja 0,75.



Slika 5.5 Utjecaj koeficijenta prolaza topline i faktora propusnosti sunčevog zračenja na energiju i maksimalne učinke za grijanje i hlađenje (U – koeficijent prolaza topline u W/m<sup>2</sup>K, g - koeficijenta propusnosti sunčevog zračenja)

Utjecaj povrata topline u sustavu mehaničke ventilacije analiziran je kroz ugradnju pločastih izmjenjivača topline kojima je moguće postići isključivo povrat osjetne topline. Ovakav sustav povrata topline pokazuje veće prednosti u režimu grijanja zraka u odnosu na režim hlađenja zraka. U razmatranje je uključeno i potrebno povećanje snage ventilatora i potrošnja električne energije zbog većeg ukupnog pad tlaka uslijed strujanja zraka preko pločastog izmjenjivača topline. Slika 5.6 prikazuje rezultate simulacije iz kojih se vidi da je moguće postići smanjenje potrošnje toplinske energije za grijanje do 19 % te potrošnju energije za hlađenje od svega 2 %.



Slika 5.6 Utjecaj povrata toplinske energije u sustavu mehaničke ventilacije na energiju i maksimalne učinke za grijanje i hlađenje

U teoretskom razmatranju moguće je postići smanjenje potrebnog učinka do 56 % iako u praksi može doći do smanjenja povrata topline uslijed zaprljanja pločastog izmjenjivača što za posljedicu ima veći potrebni učinak za grijanje i hlađenje od teoretskog.

## 5.2 Optimizacijske varijable

Povrat toplinske energije u sustavu mehaničke ventilacije usvojen je u iznosu od 80 %. U prvom stupnju provedena je optimizacija vanjske ovojnice zgrade sa svakim pojedinim od tehničkih sustava navedenih u Tablica 4.1. Optimizacijske varijable vanjske ovojnice koje se razmatraju kroz cjelovitu parametarsku analizu su:

- debljina toplinske izolacije vanjskog zida ( $\delta = 5 - 14$  cm, korak 1 cm),
- debljina toplinske izolacije krova ( $\delta = 5 - 14$  cm, korak 1 cm),
- debljina toplinske izolacije poda prema tlu ( $\delta = 5 - 14$  cm, korak 1 cm),
- koeficijent apsorpcije sunčevog zračenja zida i krova ( $a = 0,4 - 0,7$ , korak 0,1) i
- tip ostakljenja ( $U_w = 0,7 - 1,4$  W/m<sup>2</sup>K,  $g = 0,21 - 0,61$ , 12 tipova ostakljenja)

Ako se uz sustav dodaju solarni toplinski kolektori (to se radi u slučaju analize solarnog apsorpcijskog hlađenja, sustava BK C i BK D) onda se i njihov doprinos razmatra u cjelovitoj optimizaciji s modelom zgrade pri čemu se površina sunčevih kolektora bira tako da zadovolji baznu vrijednost od 25 % potrebne topline za rad apsorpcijskog rashladnog uređaja, a pri parametarskoj optimizaciji njihova se površina množi faktorom površine koji se mijenja u granicama 0,1 – 1,0 u 8 koraka.

Ako sustav sadrži kogeneracijski modul (sustavi KDT V-V KOG i KDT V-V TRIG) ukupna (toplinska i električna) snaga kogeneracijskog modula mijenja se u koracima 384 / 553 / 667 kW

Prostor pretraživanja sadrži 48000 rješenja za optimizaciju vanjske ovojnice, 144000 rješenja za optimizaciju vanjske ovojnice objekta sa sustavom koji sadrži kogeneracijski modul te 384000 rješenja za optimizaciju vanjske ovojnice sa sustavom koji sadrži solarne toplinske kolektore.

U prvom stupnju optimizacije razmatran je sustav bez fotonaponske pretvorbe sunčeve energije budući da je inicijalnim analizama ustanovljeno da cjelovitom optimizacijom s uključenim parametrom površine kolektora za fotonaponsku pretvorbu sunčeve energije algoritam pokazuje neučinkovitost za određivanje područja optimalnih rješenja, što zbog porasta broja mogućih rješenja na oko 500000, što zbog utjecaja samog doprinosa fotonaponskog sustava na rezultate. Iz tog razloga se tijekom provedbe prvog stupnja optimizacije u izlaznu datoteku zapisuje podatak o potrošnji električne energije za pogon tehničkih sustava u vremenskom koraku od 60 sekundi, koja se u drugom koraku optimizacije koristi za analize utjecaja



doprinosu sustava fotonaponske pretvorbe sunčeve energije kroz povećanje površine solarnih panela. Dodatna optimizacija samog tehničkog sustava provodi se nakon drugog koraka inicijalne optimizacije na sustavu koji se pokaže optimalan. Time je u obzir uzeta različita cijena energije iz različitih sustava, a to bitno utječe na odabir optimalnih arhitektonsko – građevinskih mjera. Naime, s aspekta troškova, više će se morati ulagati u arhitektonsko – građevinske mjere kod sustava čija jedinica toplinske i rashladne energije ima višu cijenu. S aspekta postizanja čim manje potrošnje primarne energije, što je cilj ovog istraživanja, ako sustavi troše više neobnovljive primarne energije za ostvarenje potrebnog grijanja i hlađenja, optimalna rješenja zahvata arhitektonsko – građevinskih mjera kretati će se u smjeru više razine pasivne toplinske zaštite (i za ljeto i za zimu). Dakle, ne može se promatrati građevina za sebe i tražiti optimum, jer optimum ovisi i o primijenjenom tehničkom sustavu koji utječe na potrošnju primarne energije, troškove i na emisije CO<sub>2</sub>.

### **5.3 Ciljevi optimizacije**

Određivanje optimalnog cjelovitog tehničkog rješenja za postizanje potrošnje približno nulte energije temeljeno je na tri optimizacijska cilja koji uključuju energetske, ekonomske i ekološke zahtjeve. Ciljevi su jednakog prioriteta, a to su:

- minimalna potrošnja primarne energije,
- minimalni ukupni godišnji troškovi tijekom perioda razmatranja i
- minimalna godišnja emisija CO<sub>2</sub>.

Uobičajen je način prikaza indikatora potrošnje primarne energije prema korisnoj površini zgrade. Ukupne godišnje troškove čine pogonski troškovi, troškove održavanja i investicijski troškovi zgrade i sustava podijeljeni na period razmatranja instalacije. Podaci o procijenjenom vijeku trajanja opreme mogu se pronaći u literaturi [121] i kreću se od 15 godina za KDT zrak-voda, preko 19 godina za uređaje voda-voda i do 30 godina za lijevanoželjezne kotlove. Radi međusobne usporedivosti podataka, usvojen je period razmatranja od 15 godina.

Kako je analizom utjecaja parametara potvrđeno, povećanje stupnja toplinske izolacije utječe na smanjenje vršnog učinka i toplinske energije za grijanje, uz istovremeno povećanje potrošnje toplinske energije za hlađenje zgrade. Klimatski rubni uvjeti utječu na raspodjelu tj. dominaciju energije za grijanje ili hlađenje u ukupnoj toplinskoj bilanci, pa u toplijim klimama prednost pokazuje niži stupanj toplinske izolacije vanjske ovojnice. Iako je kod većeg stupnja toplinske izolacije mala međusobna razlika u cijeni, veći stupanj toplinske izolacije ne mora nositi daljnje

smanjenje ukupnih toplinskih gubitaka zbog udjela transmisivskih toplinskih gubitaka u ukupnoj bilanci.

Prozirni elementi vanjske ovojnice s niskim stupnjem propusnosti sunčevog zračenja smanjuju ukupne solarne dobitke, kako u ljetnom tako i u zimskom periodu. Ovisno da li u ukupnoj godišnjoj potrošnji energije dominira grijanje ili hlađenje, moguće je povećanje potrošnje toplinske energije za grijanje, što u konačnici može povećati ukupnu godišnju potrošnju primarne energije. Koeficijent apsorpcije sunčevog zračenja također ima dva međusobno oprečna učinka: smanjenje potrebne energije za grijanje i povećanje potrošnje energije za hlađenje.

Na potrošnju primarne energije kao i emisiju CO<sub>2</sub> utječe tehničko rješenje proizvodnje energije za grijanje i hlađenje. Konvencionalni izvori energije bazirani na fosilnim gorivima troše neobnovljivu primarnu energiju, imaju niže investicijske troškove, ali i veće godišnje pogonske troškove. Sustavi na biomasu osiguravaju nisku potrošnju primarne energije uz više investicijske troškove i troškove pogona približno jednake konvencionalnim sustavima. Ukoliko se u njih integriraju apsorpcijski rashladni uređaji moguće je zadržati nisku potrošnju primarne energije u osnovnom konceptu sustava, ali dodatna energija pomoćnih sustava može narušiti ukupnu bilancu.

Sustavi s kompresijskim dizalicama topline omogućavaju istovremeno grijanje i hlađenje uz rekuperaciju toplinske energije. Uz više investicijske troškove i troškove održavanja, niži godišnji troškovi pogoduju nižim ukupnim troškovima tijekom perioda razmatranja.

Fotonaponska pretvorba sunčeve energije direktno utječe na smanjenje potrošnje primarne energije, ali kod sustava s visokom potrošnjom primarne energije ne može osigurati dostizanje razine potrošnje zgrade približno nulte energije. U sustavima koji koriste električnu energiju, kao što su sustavi s kompresijskim dizalicama topline, primjena fotonaponskih kolektora može pokazati prednosti i u smanjenju vršne električne snage iz mreže.

#### **5.4 Optimizacijski postupak**

Kod odabira metode za rješavanje optimizacijskog problema u obzir je potrebno uzeti karakteristike optimizacijskog problema kako bi odabrana metoda omogućila vremenski učinkovito dobivanje pouzdanih rješenja. Za rješavanje optimizacijskog problema određivanja optimalne kombinacije arhitektonsko - građevinskih mjera energetske učinkovitosti ustaljena je primjena evolucijskih algoritama. Naime iz [37] slijedi da nelinearne i složene međuovisnosti

utjecaja arhitektonsko građevinskih mjera energetske učinkovitosti i karakteristika tehničkih sustava na potrošnju primarne energije mogu dovesti do diskontinuiteta rješenja i otežati proces optimizacije. U skladu s navedenim odabran je NSGA-II algoritam iz skupine evolucijskih algoritama.

Za provedbu optimizacijskog postupka korišteno je jEPlusEA [48] optimizacijsko sučelje primarno namijenjeno optimizaciji numeričkih dinamičkih simulacija razvijenih u EnergyPlus i Trnsys simulacijskim sučeljima. Sučelje ima mogućnost pozivanja skripte pisane u Python programskom jeziku kojom je moguće modificirati izvorni postupak optimizacije ograničen na jedan simulacijski model.

Izvorni postupak optimizacije koji rješava problem na jednom simulacijskom modelu (samo model zgrade) modificiran je ovdje kako bi se omogućila cjelovita simulacija zgrade i tehničkog sustava s učincima i karakteristikama opreme odabranim prema rezultatima simulacijskog modela zgrade u projektnim rubnim uvjetima.

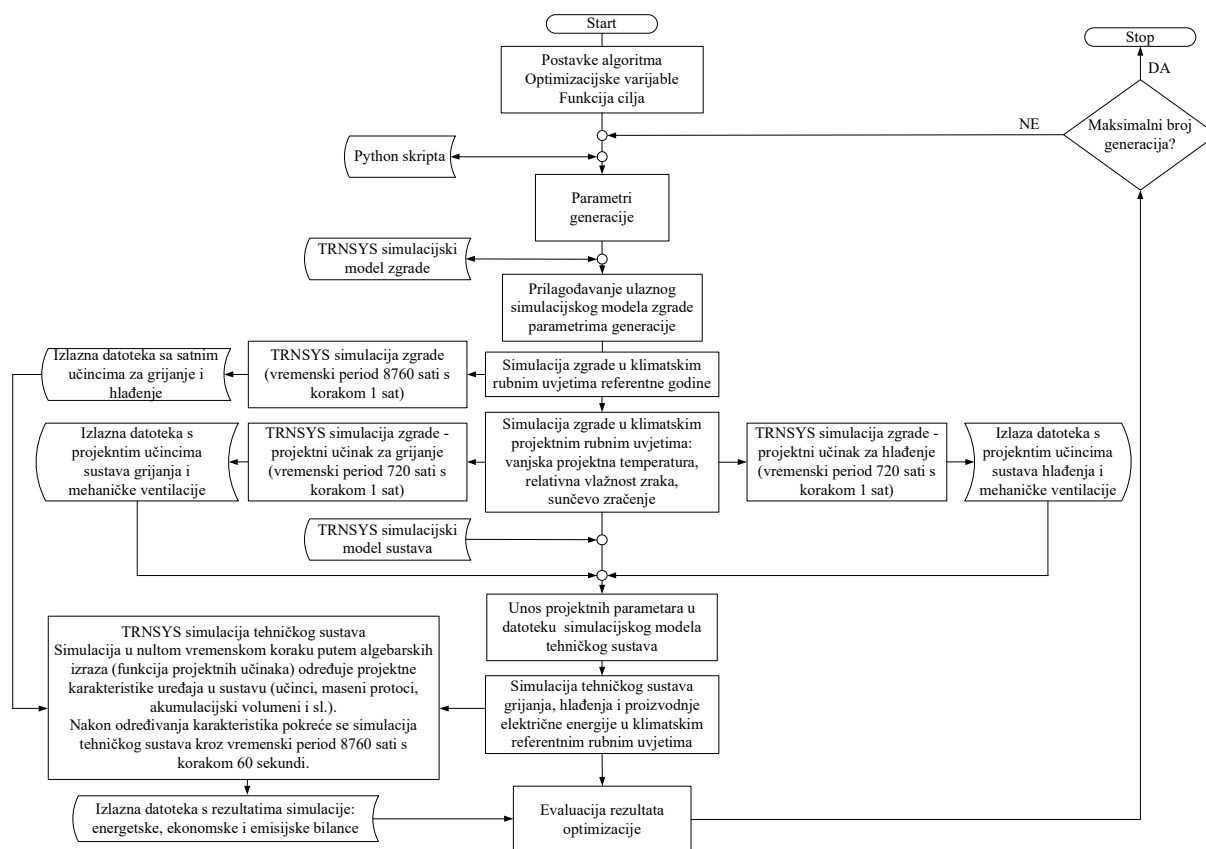
Proces optimizacije implementiran je u vlastitom Python programskom kodu koji uključuje:

- komunikaciju optimizacijskog sučelja s Trnsys simulacijom modela zgrade,
- međusobnu komunikaciju Trnsys simulacijskih modela zgrade i modela tehničkog sustava putem ulazno izlaznih datoteka kojima se tehnički sustav kapacitetima, protocima i akumulacijskim volumenima prilagođava zahtijevanim projektnim parametrima,
- komunikaciju izlaznih datoteka Trnsys simulacija s optimizacijskim sučeljem radi određivanja funkcije cilja.

Rezultati funkcije cilja optimizacijskog postupka proizlaze iz rezultata Trnsys dinamičke simulacije i hibridnog optimizacijskog postupka koji uključuje simulacijski model zgrade i simulacijski model tehničkog sustava.

Slika 5.7 prikazuje optimizacijski postupak. Optimizacijsko sučelje jEPlusEA s postavkama algoritma (optimizacijske varijable, funkcija cilja optimizacije, broj jedinki u populaciji, broj generacija, križanje, mutacija, odabir) pokreće Python skriptu za cjelovitu optimizaciju. Svakoj jedinki u generaciji dodjeljuju se parametri optimizacijskih varijabli. Varijable optimizacije vanjske ovojnice zgrade prenose se u Trnsys datoteku simulacijskog modela zgrade. Pokreće se cjelogodišnja simulacija zgrade u rubnim uvjetima referentne godine. Vremenski korak simulacije je 1 sat, a u svakom vremenskom koraku u izlaznu datoteku zapisuju se potrebni učinci za grijanje i hlađenje prostora ili u sustavu mehaničke ventilacije, učinak za grijanje

bazenske vode i potrebna toplina za ovlaživanje zraka. Po završetku simulacije Trnsys simulacijski model prilagođava se rubnim uvjetima koji odgovaraju stacionarnom provođenju topline u režimu grijanja i hlađenja. Na taj način se provodi proračun istovjetan onome prema konvencionalnim metodama proračuna kao u HRN EN 12831 i VDI 2078. Izlazne datoteke dviju simulacija sadrže projektne učinke za grijanje i hlađenje koji se prenose na za to predviđena mjesta u Trnsys datoteci simulacijskog modela sustava. Pokreće se jedna od simulacija tehničkog sustava grijanja, hlađenja i proizvodnje električne energije. U nultom vremenskom koraku simulacije rješava se niz algebarskih izraza koji na osnovu projektnih učinaka unesenih u simulacijsku datoteku određuju projektne karakteristike glavnih uređaja u sustavu (učinke grijanja i hlađenja), broj stupnjeva djelomičnog opterećenja dizalica topline, učinke izmjenjivača topline, snage cirkulacijskih pumpi, masene protoke i akumulacijske volumen u sustavu.



Slika 5.7 Implementacija optimizacijskog postupka

Sva oprema je prije provođenja simulacija odabrana i putem navedenih izraza unesena u simulacijsku datoteku. Nakon određivanja učinka pokreće se simulacija kroz vremenski period 8760 sati s vremenskim korakom 60 sekundi koji je odabran ovisno o tipu sustava,

regulacijskim postavkama i volumenima akumulacijskih masa. Rezultat provođenja simulacije sustava je kompletna energetska bilanca sa svim temperaturama u zonama i tehničkom sustavu za sve vremenske korake, a posebno se ispisuju kroz vremenski period simulacije integrirana ukupna primarna energija, pogonski troškovi i emisije CO<sub>2</sub> koji se zapisuju u izlaznu datoteku.

### **5.5 Pareto optimalnost**

Višeciljni optimizacijski problemi nemaju jedinstveno rješenje koje postiže optimum svakog od ciljeva, nego se umjesto jedinstvenog rješenja tretiraju prema Pareto [122] principu kojim se uvodi skup rješenja. Rješenje se tretira kao Pareto optimalno ako ne postoji drugo rješenje koje popravljaja jedan od ciljeva bez pogoršanja preostalih ciljeva.

Utvrđivanjem rješenja koja se nalaze na Pareto fronti moguće je odabrati konačno rješenje kompromisom između optimizacijskih ciljeva. Za sva rješenja dobivena cjelovitom optimizacijom zgrade i tehničkih sustava određena su optimalna rješenja prema Pareto principu.

### **5.6 Određivanje veličine sustava**

Da bi se prikazao način odabira nominalnih učinaka sustava koristit će se ilustrativni primjer. U razmatranom primjeru zgrade usvojen je učinak za grijanje bazena 200 kW, učinak za grijanje potrošne vode 400 kW i učinak dogrijača zraka u ljetnoj klimatizaciji 100 kW. Učinak za grijanje prostora iznosi 776 kW, učinak za grijanje zraka u ventilaciji 336 kW, učinak za hlađenje prostora je 756 kW, a učinak za hlađenje zraka u ventilaciji 647 kW. Ako se razmatra sustav s plinskim kotlom i kompresijskim rashladnim uređaj tada se odabire jedan kotao koji učinkom pokriva grijanje bazena, PTV i dogrijavanje zraka u ljetnoj klimatizaciji (sveukupno 700 kW), u ovom slučaju to je kotao učinka 700 kW. Drugi kotao pokriva učinke za grijanje prostora i grijanje zraka u ventilaciji (ukupno 1112 kW) i odabran je prvi veći na tržištu dostupan kotao učinka 1300 kW. Ukupni rashladni učinak čine učinci za hlađenje prostora i zraka u ventilaciji i u primjeru iznosi 1403 kW. Odabiru se dva rashladna uređaja na način da se ukupni učinak dijeli na dva uređaja (svaki mora zadovoljiti 702 kW u projektnim uvjetima), a u slučaju da su to KRU voda – voda s odbacivanjem topline na rashladni toranj to su dva uređaja učinka 702 kW svaki.

Naprotiv, ukoliko je sustav koncipiran kao grijanje i hlađenje KDT voda - voda logika simulacije odabira učinka utvrđuje minimalnu veličinu uređaja koji zadovoljava projektni učinak u grijanju te provjerava da li uređaj rashladnim učinkom zadovoljava projektni učinak u hlađenju. Tako se ukupni učinak u ovom slučaju (1762 kW) dijeli na tri uređaja od kojih svaki

mora biti minimalnog učinka u grijanju 588 kW. Logika simulacije odabire prvi prema učinku na tržištu dostupan uređaj ili ukoliko je potrebno odabire veći (u ovom slučaju to je uređaj ogrjevnog učinka 595 kW pri temperaturama vode 7/4 °C i 45/50 °C i rashladnog učinka 584 kW pri temperaturama vode 12/7 °C i 30/35 °C). Kako je ukupni učinak za hlađenje od 1403 kW podijeljen na tri uređaj od kojih svaki mora biti 468 kW, potvrđuje se odabir uređaja. U slučaju da uređaj nije zadovoljio potrebni rashladni učinak, putem algebarskih izraza ugrađenih u simulacijski model bio bi odabran prvi veći uređaj koji zadovoljava potrebni rashladni učinak.

### **5.7 Izračun ukupne bilance energije**

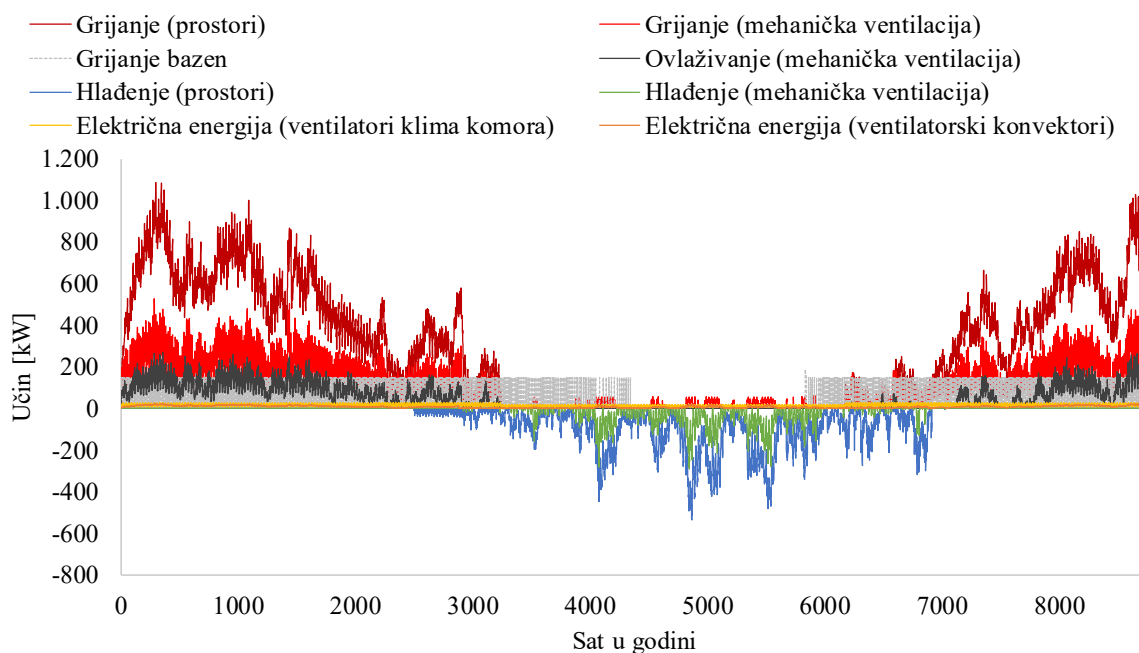
Izlazne rezultate energetske simulacije provedene na višezonskom modelu zgrade u referentnim klimatskim uvjetima koji se zapisuje u izlaznu datoteku u vremenskom koraku od 1 h čine korisna toplinska energija za grijanje prostora, korisna toplinska energija za grijanje zraka u sustavu mehaničke ventilacije, korisna toplinska energija za grijanje bazenske vode, korisna toplinska energija za hlađenje prostora, korisna toplinska energija za hlađenje zraka u sustavu mehaničke ventilacije, električna energija koja se troši u sustavu distribucije u prostorima (ventilatori klima komora, ventilatori ventilatorskih konvektora) i električna energija koja se troši za potrebu ovlaživanja zraka u sustavu mehaničke ventilacije.

Potrošnja električne energije za rad ventilatorskih konvektora izračunata je za 350 ventilatorskih konvektora snage 100 W kod srednje brzine vrtnje. Električna energija za rad parnih ovlaživača slijedi iz potrebne energije za ovlaživanje zraka. Energija za rad ventilatora klima komora uzima u obzir tlačne i odsisne ventilatore.

Slika 5.8 prikazuje godišnju dinamiku potrebnih učinaka iz simulacije višezonskog modela zgrade provedene s vremenskim korakom od 1 h na lokaciji Pula.

Površina ispod krivulja predstavlja u odgovarajućem mjerilu potrošnju energije. Tijekom ljeta pojavljuje se potreba za grijanjem i hlađenjem. Učinak u grijanju tokom ljeta javlja se zbog cjelogodišnjeg zagrijavanja bazenske vode (osim u 7. i 8. mjesecu) i iz razloga što se zrak u sustavu mehaničke ventilacije hladi radi razvlaživanja, a po potrebi dogrijava radi održavanja zahtijevane temperature razlike dovodnog zraka i zraka u prostoru. Tijekom zimskog razdoblja prostori se samo griju. Početkom sezone hlađenja neke dijelove prostora, posebno tijekom prijelaznih razdoblja potrebno je i dalje grijati, što četvero cijevni sustav distribucije topline može osigurati. Potrebna energija za pripremu PTV nije prikazana na slici budući da je sustav pripreme posebno razrađen u svakom od simulacijskih modela. Na slici se vide

maksimalni učinci grijanja (1084 kW) i hlađenja (535 kW) prostora koji se pojavljuju u godišnjoj simulaciji kroz referentne klimatske uvjete. Istovremeno kada se simulacija provede u stacionarnim uvjetima (nepromjenjivim uvjetima koji odgovaraju projektnim) maksimumi iznose 1562 kW (grijanje) i 911 kW (hlađenje). Satni podaci se putem izlazne datoteke prenose u model tehničkog sustava koji provodi simulaciju prema prikazanim toplinskim opterećenjima.



Slika 5.8 Satne vrijednosti rezultata dinamičke simulacije provedene na višezonskom modelu zgrade (toplinske i električne energije) na lokaciji Pula

### 5.7.1 Energetska i ekološka evaluacija

Potrošnje energenata koje se računaju u simulacijskim modelima, a koriste za izračun utrošene primarne energije i pogonskih troškova su: potrošnja energije prirodnog plina, potrošnja električne energije i potrošnja energije biomase. Ukoliko sustav ima vlastitu proizvodnju električne energije još se računa i suma proizvedene električne energije.

Potrošnja energije pojedinog energenta u vremenskom periodu simulacije računa se kao:

$$E_i = \int_{t_0}^{t_1} E_{\text{potr},i} dt \quad (5.1)$$

Ukoliko sustav ima vlastitu proizvodnju električne energije, bilanca električne energije računa se kao:

$$E_{\text{el}} = \int_{t_0}^{t_1} (E_{\text{potr,el}} - E_{\text{proizv,el}}) dt \quad (5.2)$$

Faktori primarne energije prikazani su ranije u tablici Tablica 1.1, a potrošnja primarne energije računa se za neobnovljivu komponentu (Hrvatska). Emisije CO<sub>2</sub> za pojedini energent [8] korišteni za izračun indikatora su prikazani u tablici (Tablica 5.2).

Tablica 5.2 Faktori emisije CO<sub>2</sub>

Energent	Oznaka	Faktor emisije CO <sub>2</sub> [kg/kWh]
Prirodni plin	$f_{EM,PP}$	0,22020
Biomasa	$f_{EM,B}$	0,03440
Električna energija	$f_{EM,EL}$	0,23481

Potrošnja primarne energije za  $i$ -ti energent prema simulacijskom modelu računa se kao:

$$E_{P,i} = E_i \cdot f_{PE,i} \quad (5.3)$$

Ukupna potrošnja primarne energije prema simulacijskom modelu:

$$E_{P,uk} = \sum_{i=1}^n E_{P,i} \quad (5.4)$$

Emisija CO<sub>2</sub> za  $i$ -ti energent računa se prema simulacijskom modelu kao:

$$m_{CO_2,i} = E_i \cdot f_{PE,i} \quad (5.5)$$

Ukupna emisija CO<sub>2</sub> sustava:

$$m_{CO_2,uk} = \sum_{i=1}^n m_{CO_2,i} \quad (5.6)$$

### 5.7.2 Ekonomska evaluacija

Troškovi koji se izračunavaju u simulacijskim modelima su pogonski troškovi, investicijski troškovi i troškovi održavanja.

Troškovi emisija se po potrebi mogu uključiti u makroekonomsku analizu. Oni sada ne čine trošak na području Republike Hrvatske.

Struktura i specifični iznosi navedenih troškova prikazani su u prilogu 5.



## **6 UTJECAJ KLIMATSKIH UVJETA NA ODABIR TEHNIČKOG RJEŠENJA**

Cjelovita optimizacija je provedena u rubnim klimatskim uvjetima sjevernog, srednjeg i južnog Jadrana. Zbog preglednosti u ovom poglavlju su prikazani ukupni rezultati optimizacije za klimatske uvjete sjevernog Jadrana i komentar rezultata za preostale dvije lokacije (srednji i južni Jadran) dok se ukupni rezultati daju u Privitku 6 (srednji Jadran) i Privitku 7 (južni Jadran) disertacije. Identificirani su sustavi kojima je moguće postići razinu potrošnje energije koja odgovara potrošnji zgrade približno nulte energije. Uz analizu utjecajnih parametara na energetske i ekonomske pokazatelje, analizirane su postignute sezonske učinkovitosti tehničkih sustava. Optimalna rješenja određena su prema Pareto konceptu uz identifikaciju varijabli arhitektonsko - građevinskih mjera energetske učinkovitosti i njihova utjecaja na potrošnju neobnovljive primarne energije. Utvrđena je potreba za dodatnom integracijom OIE u sustav kroz primjenu sustava fotonaponske pretvorbe sunčeve energije i odabrani tehnički sustavi za provedbu optimizacije na razini sustava.

Za svaki tehnički sustav proveden je cjeloviti optimizacijski postupak opisan u petom poglavlju. Kako je za brzinu dobivanja kvalitetnih rješenja procesom optimizacije genetskim algoritmom ključan broj jedinki u populaciji, postavke su usklađene s računalnim resursima raspoloživim za provedbu optimizacije. Simulacijski proces proveden je na 4 zasebna serverska računala opremljena procesorima novije generacije s 64, 40, 24 i 24 jezgre. Broj populacije u procesu optimizacije genetskim algoritmom usklađen je s brojem računalnih jezgri tako da je usvojen s brojem 80, 64, 48 ili 40, ovisno na kojem od računala se proces odvijao. Zbog primjene višezonskog modela zgrade proces je bio vremenski zahtjevan te je za evaluaciju jedne generacije rješenja bilo potrebno 8 do 10 sati računanja. Postupkom je utvrđeno da je za dobivanje kvalitetnih rješenja prikazanog optimizacijskog problema potrebno evaluirati od 1000 do 1500 rješenja kroz generacije. Time je broj provedenih simulacija na višezonskom modelu po jednoj razmatranoj lokaciji dosegao oko 21000 simulacija. Uz naknadne simulacije tehničkih sustava koje su uključile fotonaponski sustav ukupni broj rješenja po jednoj lokaciji iznosi oko 180000. Za provedbu simulacija na klimatskim rubnim uvjetima tri razmatrane lokacije potrebno je bilo 7 mjeseci računalnog rada.

### **6.1 Zakonski zahtjevi potrošnje energije**

Razina zahtjeva primarne energije, isporučene energije i godišnja potrebna korisna energija za grijanje određena je u [2] za nove zgrade i zgrade koje se obnavljaju na razinu potrošnje zgrade

približno nulte energije. Najveće dopuštene vrijednosti korisne toplinske energije, primarne energije i isporučene energije za kategoriju zgrade korištenu kao primjer u disertaciji prikazane su u tablici (Tablica 6.1).

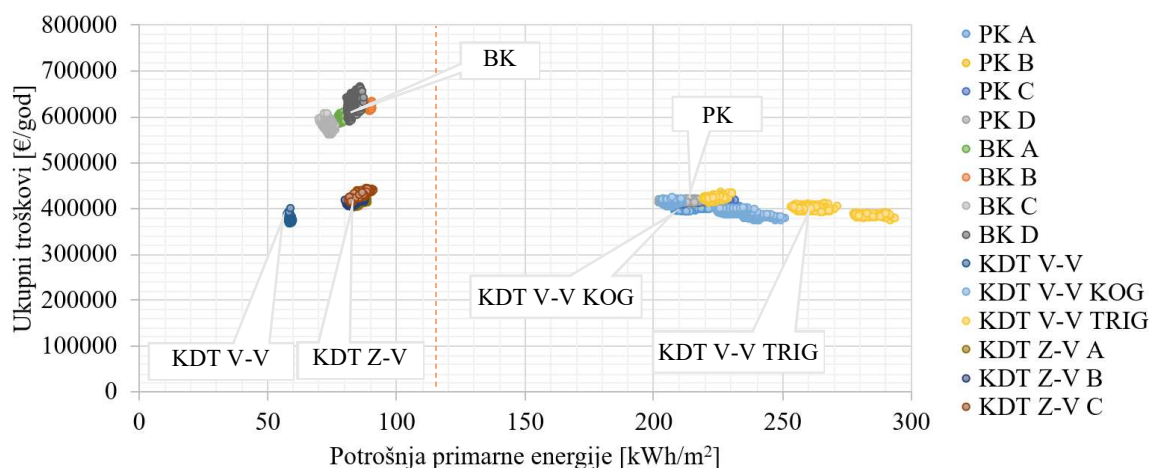
Tablica 6.1 Najveće dopuštene vrijednosti za nove zgrade približno nulte energije i postojeće zgrade koje se obnavljaju na razinu potrošnje zgrade približno nulte energije (analizirana zgrada)

	$Q_{H,nd}$ [kWh/m <sup>2</sup> a] ( $f_0=0,22$ )	$E_p$ [kWh/m <sup>2</sup> a]	$E_{del}$ [kWh/m <sup>2</sup> a]
Nova zgrada	12	70	50
Obnovljena zgrada	13	115	80

## 6.2 Lokacija sjevernog Jadrana (Pula)

### 6.2.1 Analiza postignutih razina potrošnje primarne energije

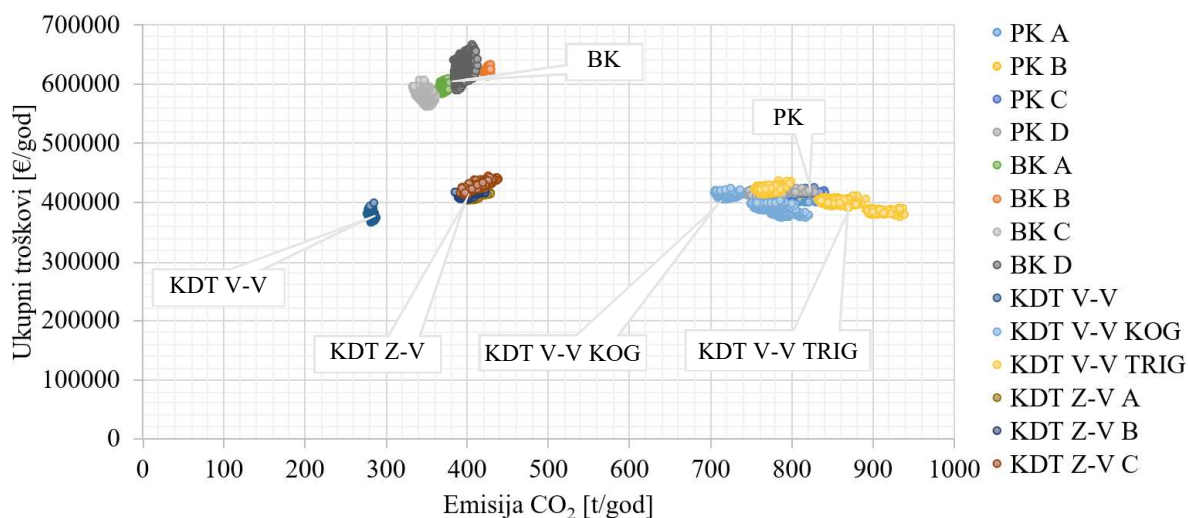
Rezultati provedenih simulacija na višezonskom modelu zgrade dani su dijagramima koji prikazuju međusobnu ovisnost ukupnih godišnjih troškova i potrošnje primarne energije (Slika 6.1) ili međusobnu ovisnost ukupnih godišnjih troškova i emisija CO<sub>2</sub> (Slika 6.2). Potrošnja primarne energije izračunata je za neobnovljivu komponentu faktora primarne energije za Hrvatsku (Tablica 1.1). Prikazani prostor rješenja rezultat je optimizacije na cjelovitom simulacijskom modelu bez primjene sustava fotonaponske pretvorbe sunčeve energije.



Slika 6.1 Rezultati određivanja troškovno optimalnog tehničkog rješenja za lokaciju sjevernog Jadrana (primarna energija i ukupni troškovi)

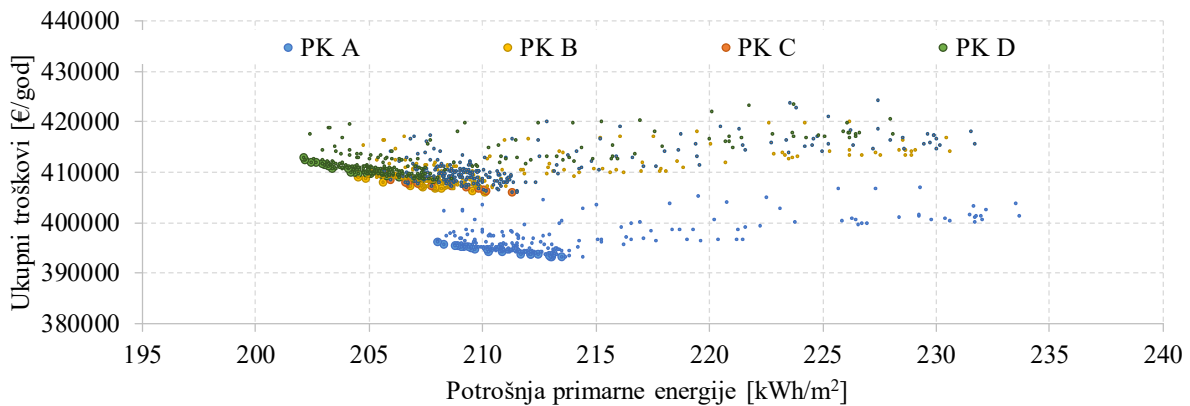
Primjenom mjera energetske učinkovitosti pri obnovi objekta moguće je u ovom slučaju postići najnižu razinu potrošnje primarne energije od 57 kWh/m<sup>2</sup> primjenom sustava KDT V-V.

Narančastom crtkanom linijom na slici označena je razina od 115 kWh/m<sup>2</sup> koja označava razinu prema zahtjevu za potrošnju primarne energije prilikom rekonstrukcije zgrade [2], a vidi se da bi spomenuti sustav KDT V-V zadovoljio zahtjev i za nove zgrade. Sustavi koji ostvaruju najnižu potrošnju primarne energije su sustavi bazirani na OIE i sustavi u potpunosti pogonjeni električnom energijom zbog povoljnih faktora obnovljive primarne energije. Prema ekološkim indikatorima na slici (Slika 6.2) promjene odnosa postignutih prema indikatorima primarne energije nema. Najniža ostvarena potrošnja je sustavom KDT V-V, a najveće emisije ima sustav KDT V-V TRIG.



Slika 6.2 Rezultati određivanja troškovno optimalnog tehničkog rješenja za lokaciju sjevernog Jadrana (emisije CO<sub>2</sub> i ukupni troškovi)

Konvencionalni sustavi zbog velikog udjela obnovljive primarne energije očekivano ostvaruju visoku specifičnu potrošnju primarne energije u rasponu od 202 do 230 kWh/m<sup>2</sup>, što je u uvećanom mjerilu prikazano u nastavku (Slika 6.3). Iskoristivost energije u kotlovima nema značajniji utjecaj na potrošnju energije i u svim analiziranim konvencionalnim sustavima srednji godišnji stupanj djelovanja kotla iznosi oko 0,93. Među analizirana četiri koncepta konvencionalnog sustava na lokaciji sjevernog Jadrana najniže pogonske troškove ostvaruje osnovna varijanta sustava (sustav PK A) dok varijante s povratom topline ne pokazuju veće prednosti pred osnovnim konceptom. Rekuperacijom toplinske energije u sezoni hlađenja za potrebe pripremu PTV (sustavi PK A, PK B i PK C) moguće je smanjiti potrošnju primarne energije i ukupne pogonske troškove, ali zbog složenosti sustava investicija je veća, a time je i ekonomski indikator viši.



Slika 6.3 Rezultati optimizacije konvencionalnih tehničkih sustava (sjeverni Jadran)

Tablica 6.2 prikazuje postignute sezonske faktore hlađenja kompresijskih rashladnih uređaja. Usporedno su prikazani i sezonski faktori hlađenja sustava proizvodnje rashladne energije za čiji su izračun uključeni pomoćni sustavi za rad rashladnih uređaja.

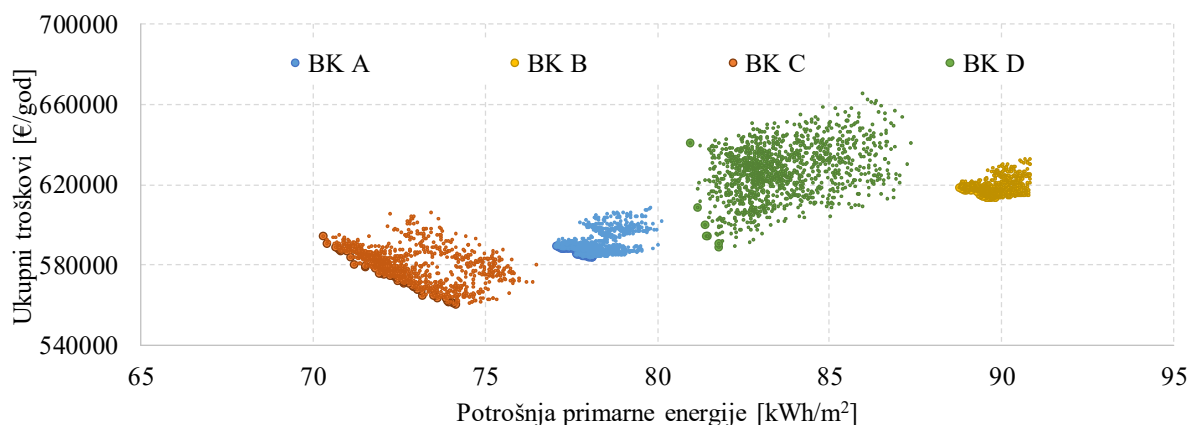
Tablica 6.2 Usporedba postignutih faktora hlađenja kompresijskih rashladnih uređaja u konvencionalnom sustavu

Koncept sustava	$SEER / SEER_s$
PK A	5,8 / 5,1
PK B	5,25 / 4,5
PK C	4,1 / 3,65
PK D	4,25 / 3,8

Sustav PK B sadrži uređaj s djelomičnim povratom topline. Udio rekuperirane topline u ukupnoj toplini koja se odbacuje s uređaja je oko 8 % što je zadovoljavajući udio za djelomični povrat topline obzirom na udio topline pregrijane pare koja se na kondenzatoru rashladnog uređaja odbacuje. Prikupljenom toplinom se pokriva 10 % godišnje potrebne topline za pripremu PTV. U slučaju varijante PK B (vijčani kompresor) uređaj i sustav postižu niži sezonski faktor hlađenja u odnosu na varijantu PK A (kompresori sa zavojnicama) zbog karakteristika samog uređaja. Sustav prema varijanti PK C ima mogućnost potpune rekuperacije topline kondenzatora rashladnih uređaja. Godišnji udio rekuperirane kondenzatorske topline u ukupno raspoloživoj kondenzatorskoj toplini doseže do 14 % čime se pokriva 20 % ukupne topline za pripremu PTV. Zbog koncepta i regulacije sustava postiže se niži faktor hlađenja, jer se podizanjem temperature kondenzacije pri rekuperaciji topline za grijanje PTV snižava faktor hlađenja u usporedbi s osnovnim načinom rada s odbacivanjem topline putem suhog hladnjaka. Ugradnjom uređaja s djelomičnim povratom topline kao u

varijanti PK D nije moguće iskoristiti znatno više otpadne topline u odnosu na sustav iz varijante PK C, pa je udio rekuperirane topline u raspoloživoj do 14,1 %, čime se pokriva 20,1 % topline za pripremu PTV. Zbog povrata topline samo u sezoni hlađenja i električne energije za pogon uređaja, analizirani koncepti konvencionalnog sustava imaju nizak utjecaj na smanjenje potrošnje primarne energije.

Potrošnja u sustavima s biomasom kreće se od 70 do 87 kWh/m<sup>2</sup> godišnje (Slika 6.4). Najniža ostvarena potrošnja primarne energije od 70 kWh/m<sup>2</sup> ostvarena je u varijanti sustava BK C koja uključuje kotlove na biomasu i solarne kolektore za pogon ARU uz odbacivanje topline na rashladni toranj. Ako se međusobno usporede koncepti sustava prema načinu odbacivanja topline kondenzatora i apsorbira ARU, hlađenje apsorbira i kondenzatora putem rashladnog tornja rezultira manjom potrošnjom primarne energije zbog manje snage pomoćnih pumpi i nižih pogonskih troškova nadoknade ishlapjele vode u odnosu na troškove koncesije za korištenje morske vode.

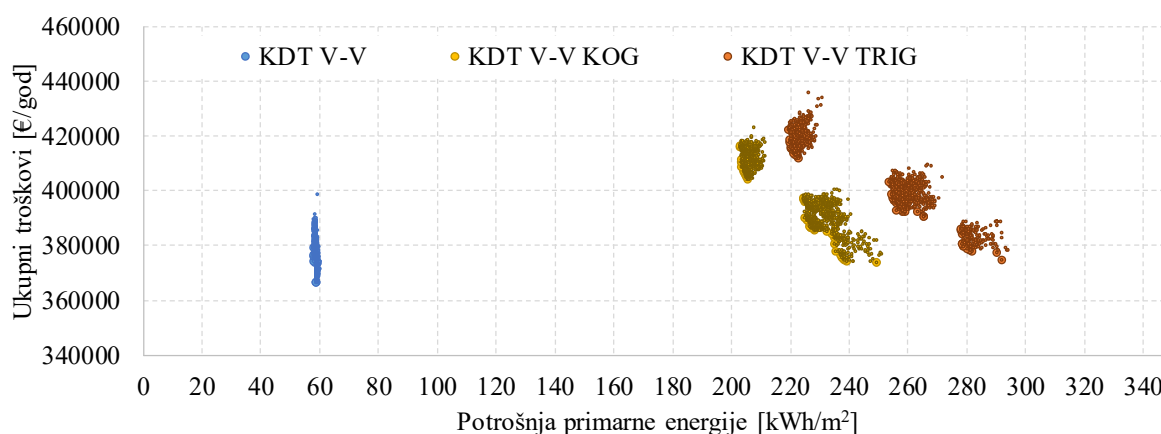


*Slika 6.4 Rezultati optimizacije tehničkih sustava s biomasom (sjeverni Jadran)*

Prosječni stupanj djelovanja kotlova u svim sustavima je oko 0,95 tako da potrošnja tijekom sezone grijanja nema utjecaj na potrošnju primarne energije među varijantama. Kako rashladni tornjevi i izmjenjivači topline morske vode omogućavaju ostvarenje za ARU optimalne temperature rashladne vode od 27 °C, a kotao na biomasu dovoljnu temperaturu za postizanje nominalnog učinka, toplinski omjer jedno stupanjskih ARU je povoljan i iznosi prosječno 0,75. Na razini sustava, toplinski omjer se smanjuje zbog potrošnje energije pumpi i ventilatora u sustavu hlađenja apsorbira i kondenzatora i iznosi 0,54 u slučaju odbacivanja topline na toranj ili 0,45 u slučaju odbacivanja topline na morsku vodu.

Godišnje iskorištenje raspoložive energije doznačene na solarne kolektore kreće se oko 45 %. U bilanci energije predane sustavu, na izmjenjivač topline i u spremnik za pogon ARU predaje se 40 do 50 % godišnje preuzete topline od solarnih kolektora, a preostali dio predaje se na izmjenjivač i u spremnik PTV. U potrebnoj toplini za pogon generatora ARU, solarni kolektori čine tek 2 do 14 %, budući da su odabrani za bazno toplinsko opterećenje kako u uvjetima većeg sunčevog zračenja i djelomičnih rashladnih opterećenja ne bi došlo do stvaranja pare u solarnom krugu. Ovakav konzervativni pristup odabiru površine solarnih kolektora za posljedicu ima konstantan doprinos sunčeve energije potrebnoj toplinskoj energiji cjelokupnog sustava tijekom godine. Tijekom sezone hlađenja rijetko se sunčeva energija koristi za pripremu PTV, a medij u solarnim kolektorima ne prelazi kritičnu temperaturu. Solarni udio topline za pogon ARU mogao bi biti veći kada bi se regulacijom dozvolila niža temperatura polazne vode u generator uređaja. Ako se sustavima pogonjenim toplinom izgaranja biomase pridoda sustav sa solarnim kolektorima, povećava se ekonomska i energetska efikasnost sustava, a smanjuju emisije. Visoki investicijski troškovi sustave s biomasom ne svrstavaju među optimalne.

Primjena KDT voda-voda razmotrena je kroz tri varijante od kojih osnovni koncept sustava (sustav KDT V-V) ostvaruje najnižu potrošnju primarne energije od 57 kWh/m<sup>2</sup> (Slika 6.5).



*Slika 6.5 Rezultati optimizacije tehničkih sustava kompresijskih dizalica topline voda-voda (sjeverni Jadran)*

Sustav prema varijanti KDT V-V radi efikasno, s prosječnim sezonskim faktorom grijanja uređaja 4,2, a na razini sustava 3,8. Sezonski faktor hlađenja je 5,7, a na razini sustava snižava se na 4,1. To je veće smanjenje u odnosu na smanjenje faktora grijanja, čemu je uzrok veća snaga pumpe morske vode za hlađenje kondenzatora. Sustav ima mogućnost rada u režimu

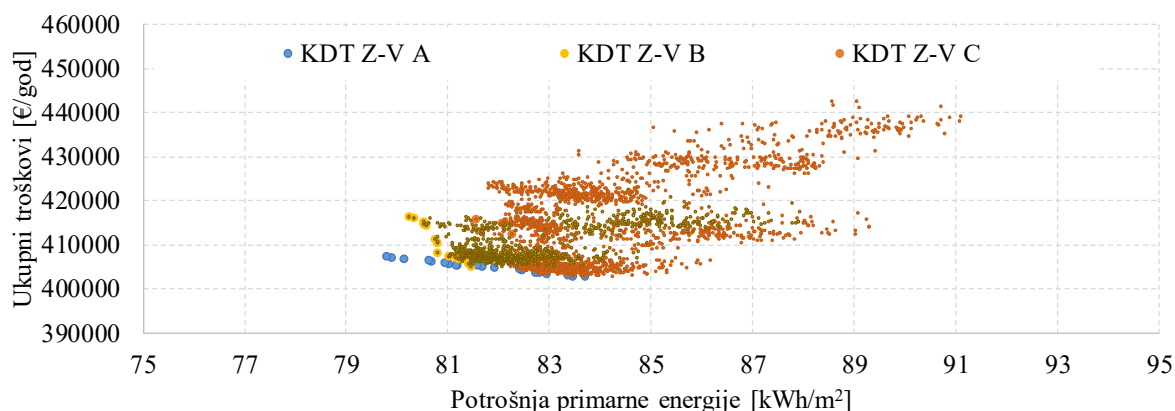
povrata topline pri čemu KDT ne koristi more niti kao izvor niti kao ponor topline već istovremeno grije i hladi topli i hladni inercijski spremnik vode. Ovakvim načinom rada postižu se niži pojedinačni faktori grijanja ( $SCOP$  4,05,  $SCOP_s$  3,85) i hlađenja ( $SEER$  3,05,  $SEER_s$  2,9), ali je ukupna efikasnost sustava veća zbog istovremenog grijanja i hlađenja. Sezonski faktor grijanja srednje-temperaturne dizalice topline za pripremu PTV je 4,05. Tijekom sezone hlađenja, energija kondenzatora koristi se za pripremu PTV, dogrijavanje zraka u sustavu klimatizacije i malim udjelom za zagrijavanje bazenske vode. U ukupnoj godišnjoj toplini ova toplina čini 16 % godišnje energije u sustavu grijanja. U osnovnom konceptu sustava udio rekuperirane u ukupno proizvedenoj toplini za grijanje je tek 4 do 6 %, a u režimu rekuperacije iskoristi se tek 13 do 15 % toplinske energije raspoložive na kondenzatoru u režimu hlađenja. Navedeno je rezultat regulacijskih postavki osnovnog koncepta sustava, volumena inercijskog spremnika koji nije u mogućnosti preuzeti svu raspoloživu toplinu u režimu povrata topline i premostiti neistovremenosti potrebe za grijanjem i hlađenjem u sustavu.

Integracijom kogeneracijskog uređaja (sustav KDT V-V KOG) moguće je postići ekonomičniji rad u odnosu na osnovni koncept, ali uz potrošnju neobnovljive primarne energije čime ukupna specifična potrošnja primarne raste na 203 do 250 kWh/m<sup>2</sup>. Rezultati se odnose na rad kogeneracijskog uređaja vođen prema toplinskom opterećenju, čime se postiže veći broj sati rada kogeneracijskog uređaja tijekom godine, a time i veća učinkovitost samog sustava. Ovisno o veličini uređaja i godišnjoj potrošnji energije za grijanje, kogeneracijski uređaj sudjeluje s udjelom od 43 do 54 % u proizvedenoj toplinskoj energiji. Ovakav koncept za posljedicu ima manji broj sati rada KDT pri čemu se sva električna energija proizvedena kogeneracijskim uređajem ne uspijeva potrošiti u sustavu, nego se ovisno o veličini uređaja, s godišnjim udjelom 14 do 37 % isporučuje u mrežu pri tome smanjujući ukupnu potrošnju primarne energije. Ovo je točno za analizu u kojoj se ne razmatraju potrošači izvan tehničkih sustava, dok bi se u stvarnom pogonu dio te energije utrošio u objektu, npr. za potrebe rasvjete, liftova i različitih uređaja.

Usporedno s kogeneracijskim sustavom, trigeneracijski sustav (KDT V-V TRIG) nije značajno ekonomičniji, ali je potrošnja primarne energije veća zbog koncepta sustava kojim se preferira hlađenje putem ARU. Izostanak veće ekonomičnosti sustava posljedica je primjene jednostupanjskog ARU. Od svih analiziranih sustava ovaj sustav ima najveću potrošnju primarne energije. Toplina proizvedena kogeneracijskim modulom čini 42 do 53 % ukupno proizvedene toplinske energije. ARU je ugrađen u povrat sustava hlađenja čime se osigurava

velik udio proizvedene toplinske energije putem ARU u ukupno proizvedenoj energiji za hlađenje. Tako se ovisno o veličini uređaja i potrebnoj toplini za hlađenje radom ARU može postići i do 48 % pokrivanja energije za hlađenje. Navedeno za posljedicu ima smanjen udio rashladne energije proizvedene putem KDT te povećanje udjela proizvedene električne energije koja se isporučuje u distribucijsku mrežu koji u ovom sustavu iznosi 15 do 42 %. Sezonski faktori grijanja i hlađenja KDT niži su kod sustava s kogeneracijom i trigeneracijom za 10 do 15 % ( $SCOP$  3,8,  $SCOP_s$  3,2,  $SEER$  4,65,  $SEER_s$  3,46) budući da se ostvaruje manji udio rada uređaja pri djelomičnom opterećenju, a time i manja učinkovitost uređaja. Ako se razmotri potrošnja primarne energije i ukupni troškovi sustava uzimajući u obzir učinak ugrađenog kogeneracijskog modula, povoljniju potrošnju primarne energije i emisije CO<sub>2</sub> ostvariti će sustav s uređajem manjeg učinka, ali veće ekonomske prednosti postižu se ugradnjom većeg uređaja.

Slika 6.6 prikazuje potrošnju sustava s KDT zrak – voda. Sustavi s KDT zrak-voda prema potrošnji primarne energije bliski su sustavima na biomasu. Tablica 6.3 prikazuje ostvarene sezonske faktore grijanja i hlađenja u sustavima s KDT zrak – voda.



Slika 6.6 Rezultati optimizacije tehničkih sustava kompresijskih dizalica topline zrak-voda (sjeverni Jadran)

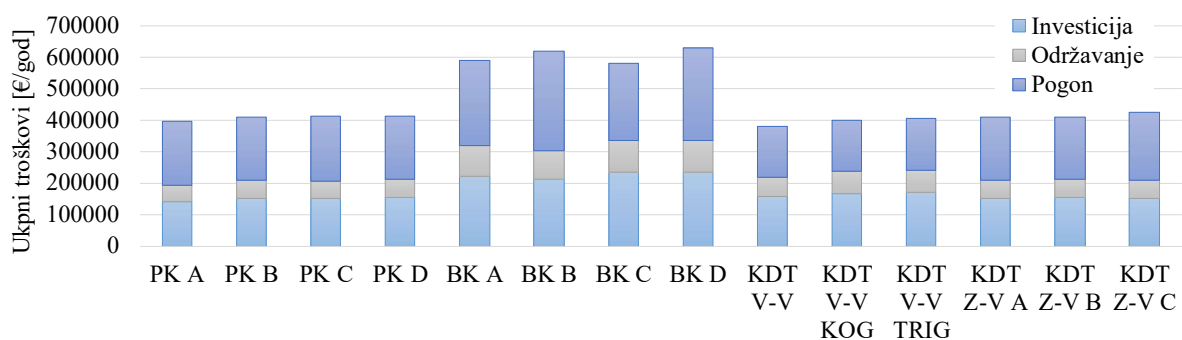
Tablica 6.3 Usporedba postignutih sezonskih faktora grijanja i hlađenja KDT zrak - voda

Sustav	Nisko-temperaturne KDT		Srednje-temperaturna KDT
	$SCOP / SCOP_s$	$SEER / SEER_s$	$SCOP / SCOP_s$
KDT Z-V A	2,7 / 2,6	3,17 / 2,97	3 / 2,8
KDT Z-V B	2,7 / 2,6	3,16 / 2,96	3 / 2,8
KDT Z-V C	2,6 / 2,5	3,10 / 2,74	3 / 2,8



Sustav s djelomičnim povratom topline (sustav KDT Z-V B) donosi ekonomske i ekološke prednosti u odnosu na sustav bez povrata topline. Sustavom se godišnje za pripremu PTV može iskoristiti do 8 % ukupne topline kondenzacije u režimu hlađenja, što pokazuje dobru iskoristivost obzirom na udio topline hladnjaka pregrijane pare u ukupnoj toplini koja se odbacuje. Ova toplina čini 11 % ukupne godišnje topline za pripremu PTV. Pokazuje se da kod adekvatnog volumena akumulacije PTV i za predviđenu dinamiku potrošnje PTV dodatni izmjenjivač za korištenje topline u sustavu grijanja nije potreban. Integracijom uređaja s potpunim povratom topline (sustav KDT Z-V C) na lokaciji sjevernog Jadrana ne postižu se značajnije prednosti. Udio povrata topline u režimu hlađenja je oko 40 % od ukupno raspoložive toplinske energije na kondenzatoru KDT, što čini oko 25 % godišnje toplinske energije za grijanje u sustavu.

Slika 6.7 prikazuje strukturu ukupnih godišnjih troškova razmatranih sustava iz rezultata dinamičkih simulacija. Pogonski troškovi sustava koji proizvode električnu energiju umanjeni su za dobit od električne energije isporučene u distribucijsku mrežu. Slikom su prikazane prosječne vrijednosti odgovarajuće grupe rješenja tehničkog sustava. Kada se međusobno usporede ukupni troškovi analiziranih sustava tijekom perioda razmatranja, svi sustavi osim onih s biomasom postižu približno slične godišnje troškove.



Slika 6.7 Struktura ukupnih troškova analiziranih tehničkih sustava (sjeverni Jadran)

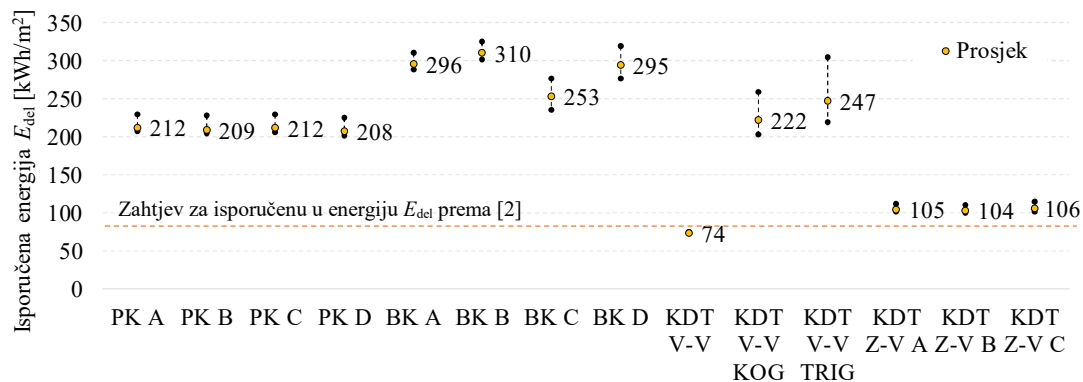
### 6.2.2 Analiza postignute korisne energije za grijanje

Zgrada prije obnove je imala specifičnu vrijednost godišnje korisne energije za grijanje od 282 kWh/m<sup>2</sup> izračunatu za korisnu površinu od 16370 m<sup>2</sup>. Rezultati simulacije u cjelokupnom prostoru rješenja (svi slučajevi različitih arhitektonsko – građevinskih mjera) daju korisnu toplinsku energiju za grijanje  $Q_{H,nd}$  koja se kreće od 59 do 86 kWh/m<sup>2</sup>, pa se ni pri visokom stupnju toplinske izolacije koji odgovara optimalnim rješenjima nije moguće postići propisane

zahtjeve (Tablica 6.1). Da je proračun proveden prema normi EN ISO 13790 ova specifična potrošnja  $Q_{H,nd}$  bila bi nešto veća. Može se zaključiti da trenutni hrvatski propisi prednost daju viskom stupnju arhitektonsko – građevinskih mjera energetske učinkovitosti. Takav pristup vodi pretjeranoj toplinskoj zaštiti vanjske ovojnice zgrade koja može imati i negativne posljedice te rješenja koja nisu ekonomski opravdana.

### 6.2.3 Analiza postignutih razina isporučene energije

Isporučena energija  $E_{del}$  određuje se kao energija koja se dovodi u tehnički sustav zgrade kroz granicu sustava kako bi se zadovoljile potrebe grijanja, hlađenja, ventilacije, pripreme tople vode i eventualna proizvodnja električne energije na lokaciji. Potrebna razina isporučene energije pri obnovi tipa zgrade obuhvaćenog ovom analizom na potrošnju približno nulte energije iznosi  $80 \text{ kWh/m}^2$  godišnje. Slika 6.8 prikazuje specifičnu potrošnju isporučene energije u sustavima. Prikazane su minimalne, maksimalne i prosječne vrijednosti prostora rješenja. Jedini sustav koji udovoljava zahtjevu o razini preuzete energije je sustav s KDT V-V. Od ostalih sustava razini su najbliži sustavi s KDT Z-V koji za udovoljavanje zahtjeva i smanjenje isporučene energije u tehničke sustave zahtijevaju integraciju dodatnog sustava za smanjenje isporučene energije (fotonaponski sustav).

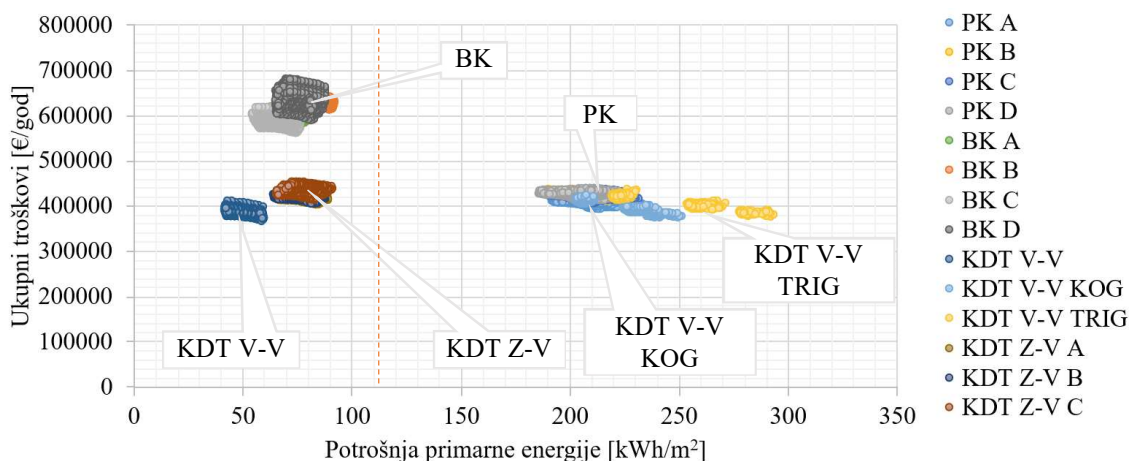


Slika 6.8 Isporučena energija za rad tehničkih sustava zgrade bez fotonaponske pretvorbe sunčeve energije (sjeverni Jadran)

U drugom koraku optimizacije, u svako rješenje zgrade i tehničkog sustava integriran je sustav fotonaponske pretvorbe sunčeve energije. Predviđena je ugradnja 2 polja fotonaponskih panela orijentacije jugoistok i jugozapad, ukupne površine do  $1800 \text{ m}^2$  određene u skladu s raspoloživom tlocrtnom površinom objekta. Proračun je proveden za različite površine od 200 do  $1800 \text{ m}^2$  površine panela u koracima po  $200 \text{ m}^2$ . Simulacija je provedena korištenjem

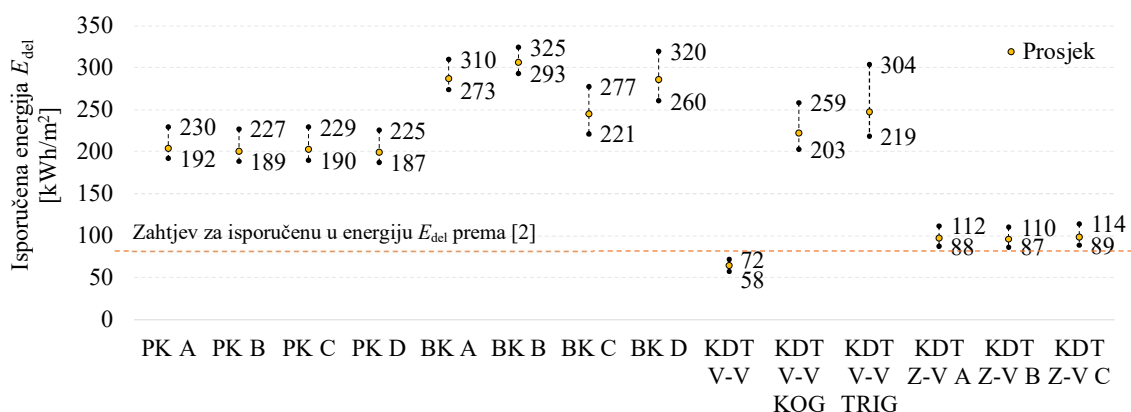
izlaznih datoteka o potrošnji električne energije tehničkog sustava koji su u ranije provedenom procesu optimizacije bilježeni u izlaznu datoteku s vremenskim korakom od 60 sekundi.

Slika 6.9 prikazuje rezultate integracije fotonaponskog sustava u tehničke sustave. Potrošnja primarne energije se smanjuje, a ukupni troškovi umjereno rastu. Moguće je postići razinu primarne energije od oko 42 kWh/m<sup>2</sup> godišnje. Relativnog pomaka među sustavima prema postignutoj potrošnji primarne energije nema. Troškovno optimalan je sustav KDT V-V.



Slika 6.9 Rezultati određivanja troškovno optimalnog tehničkog rješenja (sustavi s fotonaponskom pretvorbom sunčeve energije)

Slika 6.10 prikazuje isporučenu energiju  $E_{del}$  po sustavima koji uključuju fotonaponske panele. Prikazani su minimumi i maksimumi koje je moguće postići. Jedini sustav koji udovoljava razni isporučene energije je osnovni koncept sustava s kompresijskim dizalicama topline voda – voda kojim se postiže 58 do 72 kWh/m<sup>2</sup>. Prema isporučenoj energiji sustavi s KDT zrak – voda postižu razinu do 87 kWh/m<sup>2</sup>.

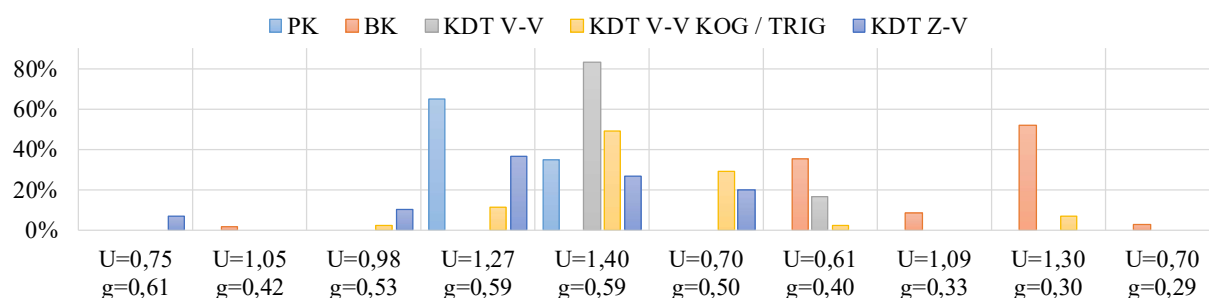


Slika 6.10 Isporučena energija za rad tehničkih sustava zgrade s fotonaponskom pretvorbom sunčeve energije (sjeverni Jadran)

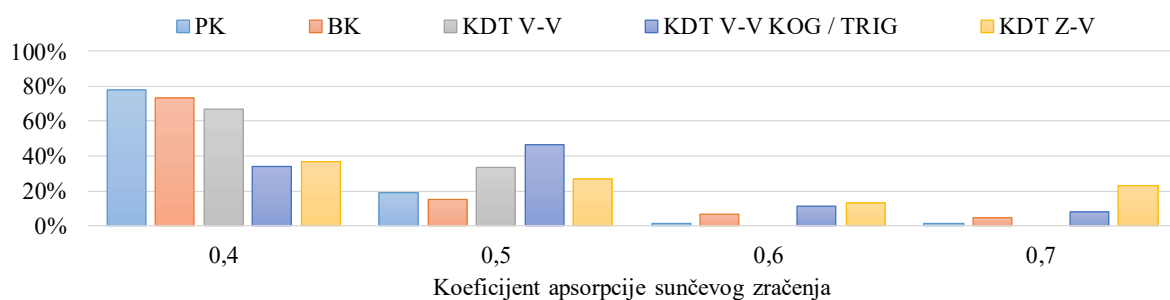
## 6.2.4 Identifikacija optimalnih rješenja i utjecajni parametri na primjenu arhitektonsko - građevinskih mjera energetske učinkovitosti

Skupovi rješenja dobiveni optimizacijom analizirani su u cilju identifikacije onih varijabli koje daju optimalna rješenja u oba cilja optimizacije. Iz ranije priloženih slika moguće je vidjeti da optimalna rješenja nisu dobivena u pravilnom rasporedu po hiperboli već zbog složene međuovisnosti utjecajnih parametara u modelu (dominantnost grijanja i hlađenja, cijena energenta, utjecaj učinka opreme) pokazuju određene diskontinuitete.

Među parametrima koji karakteriziraju optimalna rješenja identificiran je tip ostakljenja. Tako se kod sustava s većom potrošnjom primarne energije za grijanje među optimalnim rješenjima ističu ona koja omogućavaju veću iskoristivost solarnih toplinskih dobitaka. Slika 6.11 prikazuje zastupljenost tipova ostakljenja među optimalnim rješenjima sustava na lokaciji sjeverni Jadran. Slika 6.12 prikazuje zastupljenost koeficijenata apsorpcije sunčevog zračenja zidova i krovova među optimalnim rješenjima



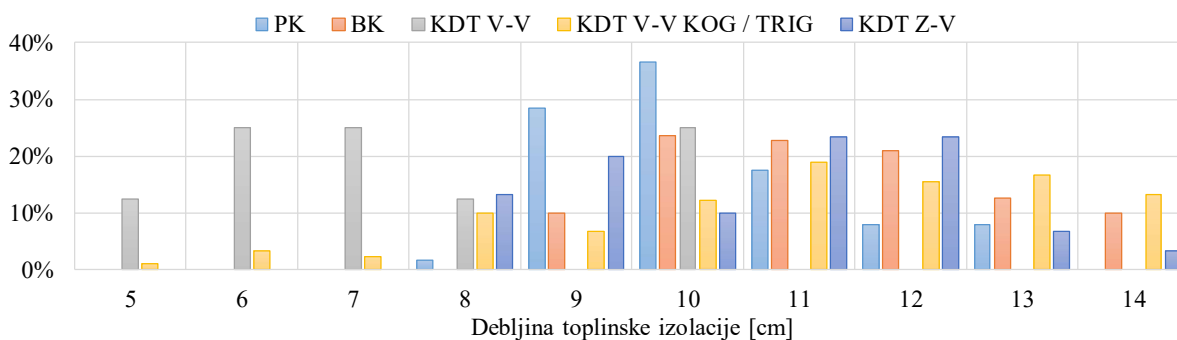
Slika 6.11 Zastupljenost tipova ostakljenja među optimalnim rješenjima (sjeverni Jadran)



Slika 6.12 Zastupljenost koeficijenata apsorpcije sunčevog zračenja zidova i krovova među optimalnim rješenjima (sjeverni Jadran)

Kako toplinska izolacija poda prema tlu nije pokazala značajne prednosti u analizi utjecaja parametara, tako ni kod dobivenih optimalnih rješenja nije utvrđen kontinuitet među rješenjima koji bi omogućio uvid u razloge za primjenu izolacije većeg stupnja.

Konvencionalni tehnički sustavi za grijanje troše obnovljivu primarnu energiju, pa se kao optimalna rješenja pokazuju ona koja omogućavaju smanjenje toplinske energije za grijanje uz veću iskoristivost solarnih toplinskih dobitaka, manje investicijske i manje pogonske troškove. Tako se među optimalnim rješenjima nalaze dva tipa ostakljenja s najvišim analiziranim koeficijentom propusnosti Sunčevog zračenja 0,6, koji se pojavljuje samo u kombinaciji stakala s koeficijentima prolaza topline 1,27 i 1,40 W/m<sup>2</sup>K. Koeficijent apsorpcije Sunčevog zračenja zidova i krova koji se pokazuje zastupljenim kod optimalnih rješenja konvencionalnih sustava iznosi od 0,4 do 0,5. Slika 6.13 prikazuje zastupljenost debljina toplinske izolacije vanjskog zida među optimalnim rješenjima sustava na lokaciji sjeverni Jadran. Debljina izolacije vanjske ovojnice za optimalna rješenja kod konvencionalnih sustava kreće se od 9 do 13 cm uz to da dominiraju rješenja s 9 i 10 cm debljine.



*Slika 6.13 Zastupljenost debljina toplinske izolacije vanjskog zida među optimalnim rješenjima (sjeverni Jadran)*

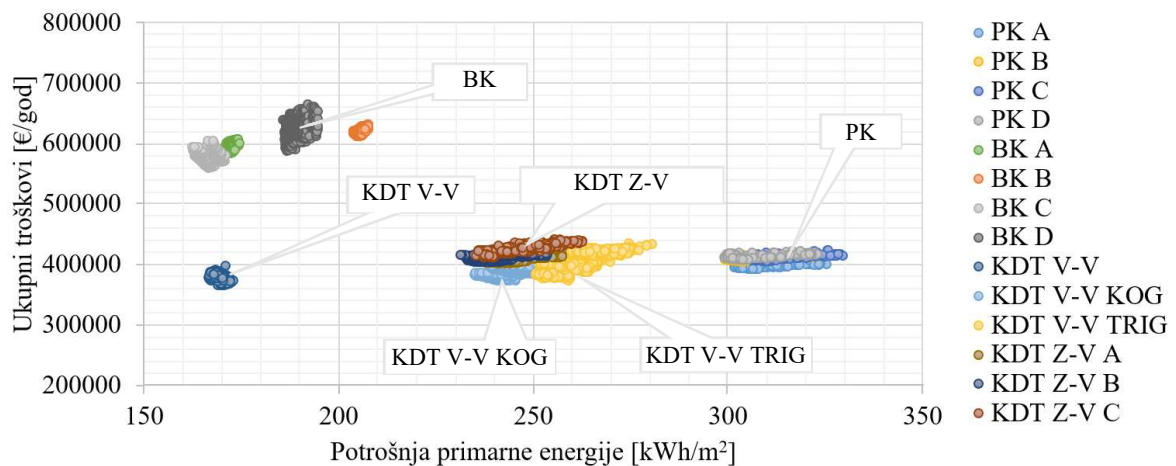
Sustavi s biomasom za proizvodnju toplinske energije za grijanje troše obnovljivu primarnu energiju pa smanjenje toplinske energije za grijanje nema velik utjecaj na indikator specifične potrošnje primarne energije. Ovi sustavi svoju neučinkovitost pokazuju u sezoni hlađenja zbog niskog toplinskog omjera sustava hlađenja i visoke potrošnje pomoćnih sustava ARU koja snižava ukupnu učinkovitost. Kao posljedica navedenog, među optimalnim rješenjima identificirana su ona koja omogućavaju manje solarne dobitke i manju potrošnju energije za hlađenje, a to su ostakljenja s niskim stupnjem propusnosti sunčevog zračenja ( $U_w=0,61$  W/m<sup>2</sup>K i  $g=0,40$ ,  $U_w=1,30$  W/m<sup>2</sup>K i  $g=0,30$ ), nizak koeficijent apsorpcije sunčevog zračenja ( $a=0,4$ ), visok stupanj toplinske izolacije krova (12 do 13 cm) i visok stupanj izolacije vanjskog zida (9 do 14 cm).

Zbog klimatskih rubnih uvjeta i klime u kojoj prevladava potrošnja topline za grijanje među optimalnim rješenjima osnovnog sustava s kompresijskim dizalicama topline voda – voda u

većoj su mjeri zastupljeniji tipovi ostakljenja koji omogućavaju veće iskorištenje sunčevih dobitaka ( $U_w=1,4 \text{ W/m}^2\text{K}$  i  $g=0,5$ ). Optimalni koeficijent apsorpcije Sunčevog zračenja kreće se od 0,4 do 0,5. Razina toplinske izolacije vanjske ovojnice varira ovisno o rješenju, ali najniži je u usporedbi s ostalim sustavima pa su među optimalnim rješenjima zastupljena i ona s najnižom debljinom toplinske izolacije kojom se ne postižu koeficijenti prolaza topline zahtijevani prema hrvatskoj regulativi [2]. Kod kogeneracijskog i trigeneracijskog sustava s KDT i ARU smanjenje potrošnje primarne energije i ukupnih troškova najlakše je moguće ostvariti smanjenjem potrebne toplinske energije za grijanje i hlađenje. Iz razloga klimatskih rubnih uvjeta i klime dominantne na grijanje među optimalnim rješenjima u većoj su mjeri zastupljeniji tipovi ostakljenja koji omogućavaju smanjenje potrebne topline za grijanje u kombinaciji s visokim stupnjem apsorpcije sunčevog zračenja vanjskih zidova i krova ( $U_w=1,4 \text{ W/m}^2\text{K}$  i  $g=0,6$  te  $U_w=0,7 \text{ W/m}^2\text{K}$  i  $g=0,5$ ,  $a=0,5 - 0,7$ ). Razinu toplinske izolacije vanjskog zida kod optimalnih rješenja moguće je naći u svim analiziranim debljinama, ali najveći udio čine debljine preko 10 cm. Optimalna debljina toplinske izolacija krova kreće se oko 12 cm. Među optimalnim rješenjima sustava s kompresijskim dizalicama topline zrak – voda moguće je uočiti parametre ostakljenja koji smanjuju potrebnu energiju za grijanje. Optimalni tipovi ostakljenja su oni s  $U_w=0,75 \text{ W/m}^2\text{K}$  i  $g=0,61$ ,  $U_w=0,70 \text{ W/m}^2\text{K}$  i  $g=0,50$ ,  $U_w=1,27 \text{ W/m}^2\text{K}$  i  $g=0,59$ . Većinu rješenja čine ona s debljinom toplinske izolacije vanjskog zida i krova od 8 cm do 12 cm, a koeficijenti apsorpcije sunčevog zračenja u jednakoj su mjeri zastupljeni u optimalnim rješenjima.

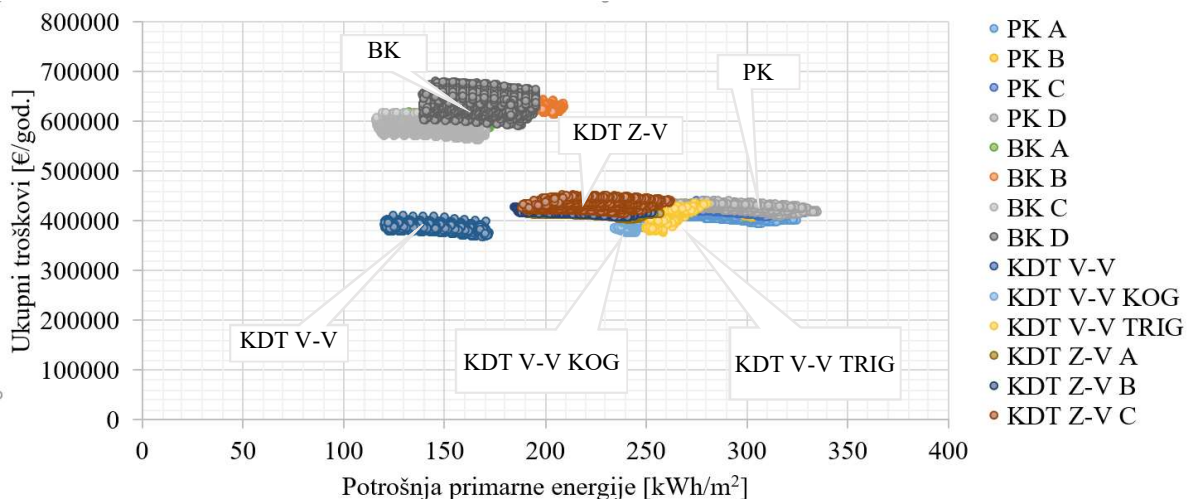
### 6.2.5 Utjecaj faktora primarne energije

Obzirom da u strukturi potrošnje električne energije u Hrvatskoj velik udio čine uvoz i obnovljiva hidroenergija, izračunati faktor neobnovljive komponente primarne energije za električnu energiju iznosi 0,798 što je u usporedbi s preporučenim faktorima za EU oko tri puta niže. Ukoliko bi se na razini Republike Hrvatske povećali ili na razini EU ujednačili faktori primarne energije, dogodio bi se pomak u ranije prikazanoj potrošnji primarne energije razmatranih sustava. Iz navedenih razloga ponovljen je izračun primarne energije na lokaciji sjevernog Jadrana s neobnovljivim faktorom primarne energije 2,3 kakav je preporučen prema [7]. Slika 6.14 prikazuje rezultate takvog scenarija.



Slika 6.14 Scenarij određivanja troškovno optimalnog tehničkog rješenja s povećanim faktorom primarne energije za električnu energiju na vrijednost 2,3 (sjeverni Jadran)

Iz rezultata se vidi da sustavi s KDT zrak - voda po potrošnji primarne energije postaju bliski kogeneracijskom i trigeneracijskom sustavu, dok KDT voda – voda i dalje predstavljaju optimalno rješenje, sada s većom potrošnjom primarne energije. Slika 6.15. prikazuje scenarij dodatne integracije fotonaponskog sustava. Kod sustava s kogeneracijom i trigeneracijom nije uključen fotonaponski sustav jer ovi sustavi proizvode električnu energiju. U slučaju primjene faktora neobnovljive primarne energije 2,3 i danas propisane razine potrošnje primarne energije za obnovljene zgrade razmatranog tipa, tek bi najbolji sustavi KDT V-V s najvećom površinom fotonaponskog sustava mogli zadovoljiti kriterije za zgradu približno nulte energije.

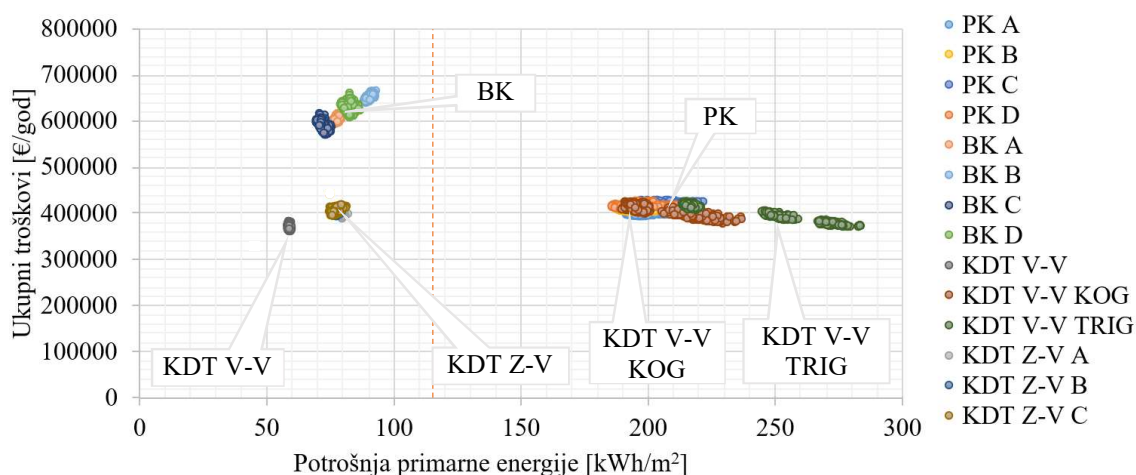


Slika 6.15 Scenarij određivanja troškovno optimalnog tehničkog rješenja uz korištenje fotonaponskih sustava s povećanim faktorom primarne energije za električnu energiju na vrijednost 2,3 (sjeverni Jadran)



### 6.3 Komentar rezultata cjelovite optimizacije za lokaciju srednjeg Jadrana (Split)

Rezultati cjelovite optimizacije za lokaciju srednjeg Jadrana dani su u privitku 6 na kraju disertacije. Komentari u ovom poglavlju odnose se i na slike prikazane u privitku 6. Slika 6.16 prikazuje međusobni odnos rezultata cjelovite optimizacije zgrade sa sustavima prema energetske i ekonomskim indikatorima na lokaciji srednjeg Jadrana.



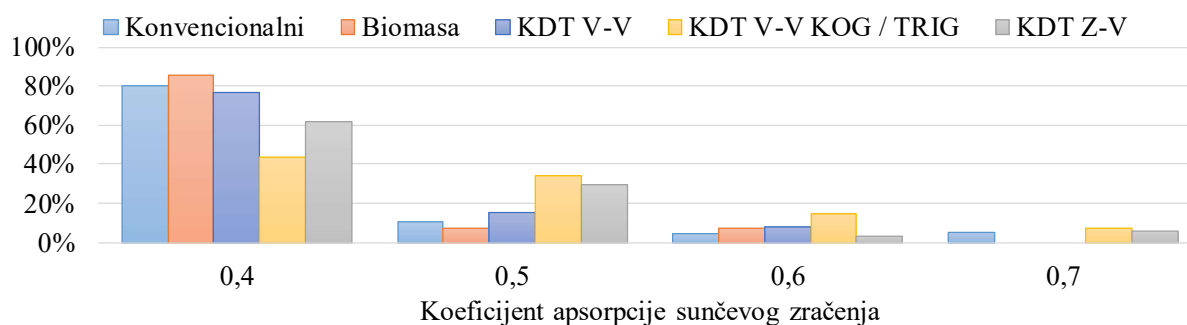
Slika 6.16 Rezultati određivanja troškovno optimalnog tehničkog rješenja za lokaciju srednjeg Jadrana (primarna energija i ukupni troškovi)

Uz integraciju fotonaponskog sustava moguće je postići potrošnju primarne energije od 41 kWh/m<sup>2</sup>. Sustavi koji omogućavaju obnovu na standard približno nulte energije prema potrošnji primarne energije i prema isporučenoj energiji  $E_{del}$  su osnovni sustav KDT V – V i sustavi KDT Z-V. Zbog manje potrebne toplinske energije za grijanje i povoljnijih temperatura zraka u zimskim mjesecima sustavi KDT Z-V na lokaciji srednjeg Jadrana pokazuju prednosti u odnosu na rezultate s lokacije sjevernog Jadrana. Usporedno s razinama postignutim u analizi sjevernog Jadrana, na srednjem Jadranu su ukupni troškovi i potrošnja primarne energije niži. Slika 6.17 prikazuje zastupljenost koeficijenta apsorpcije sunčevog zračenja vanjskih zidova i krova među optimalnim rješenjima cjelovite optimizacije. Među optimalnim rješenjima dominiraju niži koeficijenti apsorpcije sunčevog zračenja dok su viši zastupljeni tek u manjim udjelima.

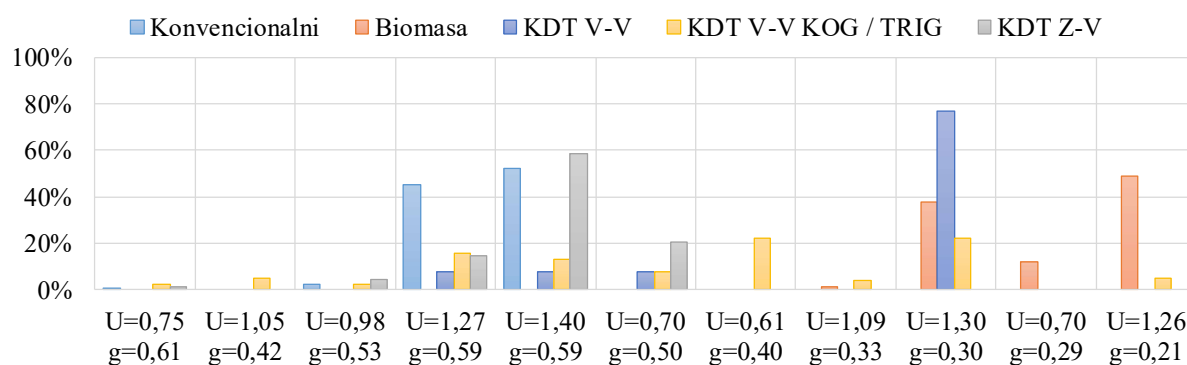
Konvencionalni sustavi ostvaruju oko 5 % niže sezonske faktore hlađenja usporedno sa sustavima na lokaciji sjevernog Jadrana. Iako je potrebna energija za hlađenje veća, pa tijekom sezone ima više raspoložive kondenzatorske topline, udjeli rekuperirane topline sa kondenzatora KRU jednaki su onima na lokaciji sjevernog Jadrana. Ograničavajući faktor za



veću iskoristivost je akumulacija topline i dinamika potrošnje PTV. Slika 6.18 prikazuje zastupljenost tipova ostakljenja među dominantnim rješenjima cjelovite optimizacije.



Slika 6.17 Zastupljenost koeficijenta apsorpcije sunčevog zračenja vanjskih zidova i krova među optimalnim rješenjima (srednji Jadran)

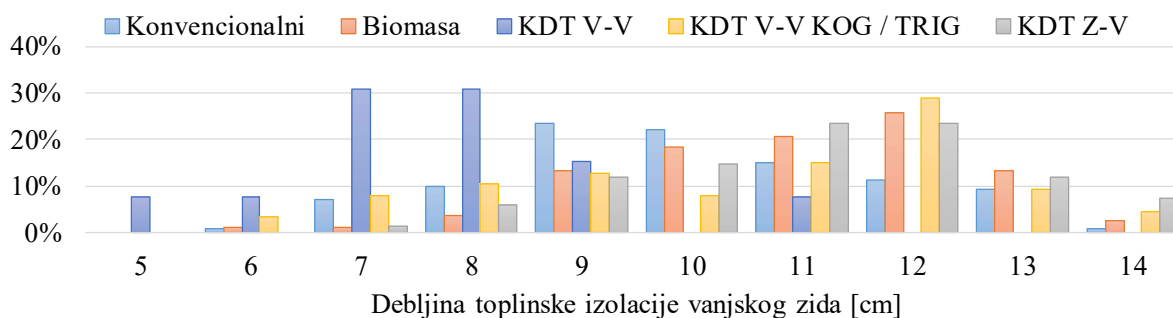


Slika 6.18 Zastupljenost tipova ostakljenja među optimalnim rješenjima (srednji Jadran)

Zbog korištenog energenta i visoke potrošnje primarne energije za potrebe grijanja među optimalnim parametrima arhitektonsko - građevinskih mjera energetske učinkovitosti nalaze se dva tipa ostakljenja s najvišim analiziranim koeficijentom propusnosti sunčevog zračenja 0,6 u kombinaciji sa staklom s koeficijentima prolaza topline 1,27 i 1,40 W/m<sup>2</sup>K. Koeficijent apsorpcije sunčevog zračenja vanjskih zidova i krova iznosi 0,4, a među optimalnim rješenjima ne pojavljuju se veće vrijednosti zbog povećanih dobitaka u sezoni hlađenja. Slika 6.19 prikazuje zastupljenost debljina toplinske izolacije među optimalnim rješenjima. Optimalna debljina izolacije vanjske ovojnice kreće se od 7 do 13 cm.

Sustavi s biomasom i ARU jednake su efikasnosti kao u klimatskim uvjetima sjevernog Jadrana. Zbog veće količine dozračene sunčeve energije sustavi s integriranim solarnim kolektorima postižu nižu potrošnju primarne energije. Godišnja raspodjela toplinske energije preuzete iz solarnih kolektora slična je izračunatoj za sjeverni Jadran. Udio topline dobivene solarnim kolektorima za pogon ARU iznosi do 20 %. Kao posljedica niskog toplinskog omjera

sustava hlađenja i ovdje se mogu kao optimalna rješenja identificirati ona koja omogućavaju manje solarne dobitke i manju potrošnju energije za hlađenje. To su ostakljenja s niskim stupnjem propusnosti sunčevog zračenja ( $U_w=0,61 \text{ W/m}^2\text{K}$  i  $g=0,40$ ,  $U_w=1,30 \text{ W/m}^2\text{K}$  i  $g=0,30$ ), nizak koeficijent apsorpcije sunčevog zračenja vanjskog zida i krova ( $a=0,4$ ), visok stupanj toplinske izolacije krova (11 do 13 cm) i visok stupanj izolacije vanjske ovojnice (8 do 13 cm).



Slika 6.19 Zastupljenost debljina toplinske izolacije vanjskog zida među optimalnim rješenjima (srednji Jadran)

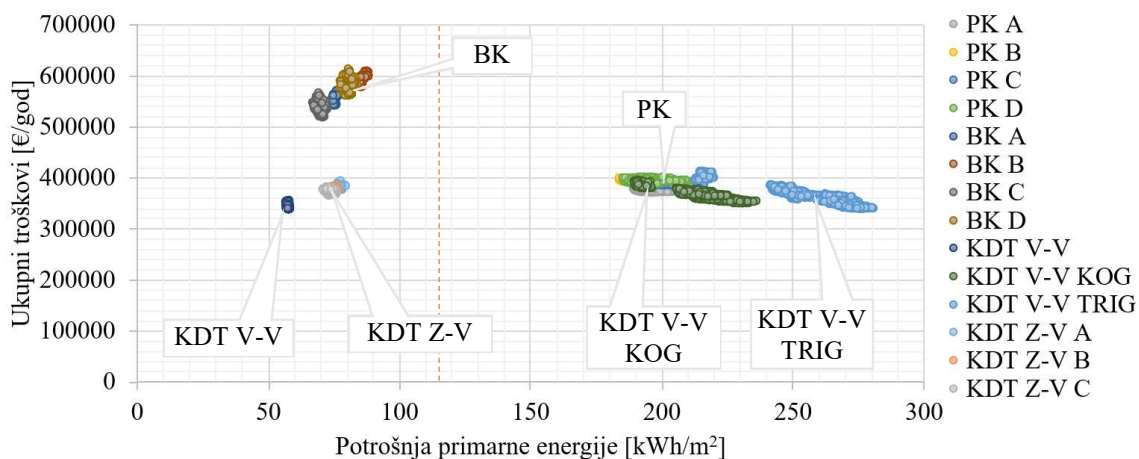
Kao posljedica više temperature morske vode tijekom cijele godine sezonski faktor grijanja sustava KDT V – V veći je 5 % ( $SCOP$  4,4) dok je sezonski faktor hlađenja niži (5,57) u odnosu na lokaciju sjevernog Jadrana. Udio iskorištene topline u režimu hlađenja kreće se oko 14 %. U usporedbi s lokacijom sjevernog Jadrana gdje su optimalna ostakljenja sustava KDT V-V imala najviši koeficijent propusnosti sunčevog zračenja, na lokaciji srednjeg Jadrana dominiraju rješenja nižim koeficijentom propusnosti sunčevog zračenja 0,3 u kombinaciji sa staklom s koeficijentom prolaza topline  $1,3 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Stupanj toplinske izolacije vanjske ovojnice za optimalna rješenja najniži je u usporedbi s ostalim sustavima. Kod optimalnih rješenja toplinska izolacija vanjskog zida kreće se u rasponu od 5 do 9 cm, a većinu čine rješenja s 7 i 8 cm debljine izolacije. Kod kogeneracijskog sustava s KDT također su među optimalnim rješenjima u većoj mjeri zastupljeniji tipovi ostakljenja koji omogućavaju smanjenje potrebne topline za hlađenje u kombinaciji s nižim stupnjem apsorpcije sunčevog zračenja vanjske ovojnice. Razina toplinske izolacije vanjske ovojnice varira ovisno o rješenju, moguće je naći debljine u rasponu od 6 do 14 cm.

Sezonski faktori grijanja u varijantama KDT Z-V A i KDT Z-V B viši su za oko 10 % kao posljedica povoljnije temperature vanjskog zraka tijekom zime. Sezonski faktor hlađenja KDT zrak voda manji je za 7 % kao rezultat veće temperature zraka tijekom ljeta. Značajno povoljniji rad uređaja postiže se u varijanti KDT Z-V C gdje KDT sa potpunim povratom topline zbog

povoljnih karakteristika uređaja postiže i do 20 % veći sezonski faktor grijanja (3,3). Za odstupanje optimalnog rješenja u ovom slučaju (potpuna rekuperacija) u odnosu na optimalno rješenje za sjeverni Jadran (djelomična rekuperacija) razlog može ležati u činjenici da je odabir komponenti sustava temeljen na stvarnim karakteristikama opreme, sa svim diskontinuitetima u kapacitetu pojedinih uređaja, što u usporedbi s idealiziranim odabirom uređaja koji odgovaraju svim potrebnim kapacitetima može ponekad rezultirati neočekivanim rezultatima. U sezoni hlađenja putem povrata topline iskorištava se do 44 % raspoložive topline s kondenzatora u odnosu na 40 % topline u uvjetima sjevernog Jadrana. Kao posljedica toga optimalni sustav je onaj s potpunim povratom topline. Među optimalnim rješenjima prevladavaju parametri koji omogućavaju smanjenje toplinske energije za grijanje kao visoka propusnost sunčevog zračenja ( $U_w=1,40 \text{ W/m}^2\text{K}$  i  $g=0,60$ ,  $U_w=1,30 \text{ W/m}^2\text{K}$  i  $g=0,30$ ,  $U_w=1 \text{ W/m}^2\text{K}$  i  $g=0,53$ ), debljina toplinske izolacije 7 do 14 cm uz dominaciju debljina 11 i 12 cm, a koeficijent apsorpcije sunčevog zračenja kreće se od 0,4 do 0,5.

#### 6.4 Komentar rezultata cjelovite optimizacije za lokaciju južnog Jadrana (Dubrovnik)

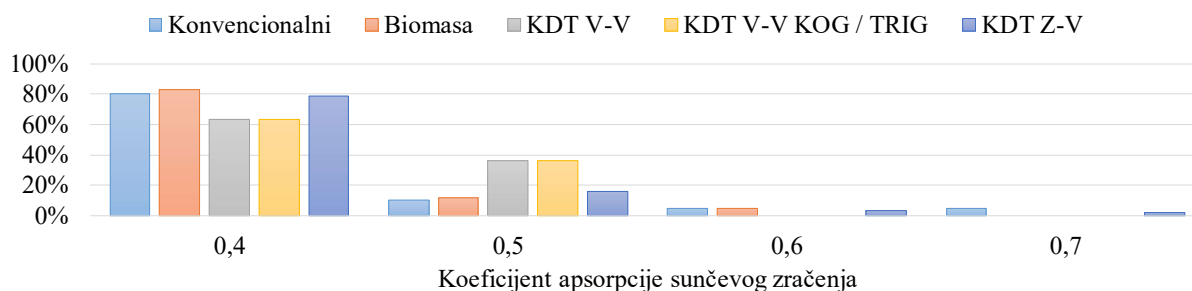
Rezultati cjelovite optimizacije dani su u prilogu 7 na kraju disertacije, a komentari u ovom poglavlju odnose se dijelom i na slike prikazane u prilogu 7. Sustavi koji omogućavaju obnovu u cilju ostvarenja zgrade približno nulte energije prema potrošnji primarne energije i prema isporučenoj energiji  $E_{del}$  su osnovni sustav KDT V – V i sustavi KDT Z-V (Slika 6.20).



Slika 6.20 Rezultati određivanja troškovno optimalnog tehničkog rješenja za lokaciju južnog Jadrana (primarna energija i ukupni troškovi)

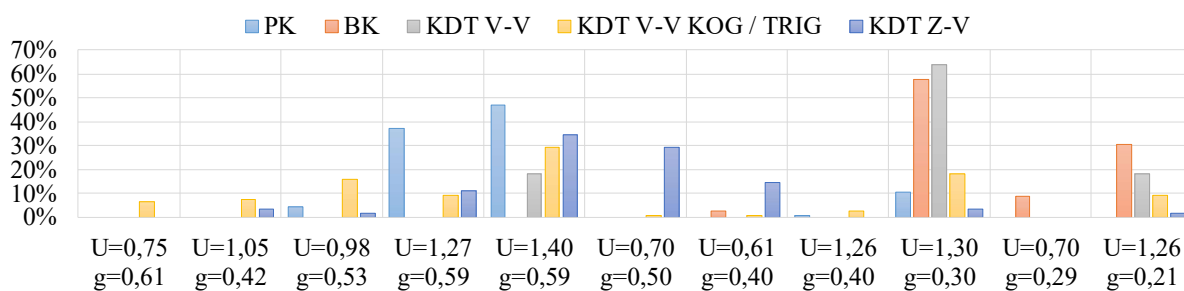
Kao i na lokaciji srednjeg Jadrana zbog manje potrebne toplinske energije za grijanje i povoljnijih temperatura zraka u zimskim mjesecima sustavi KDT Z-V pokazuju prednosti u

odnosu na rezultate s lokacije sjevernog Jadrana. Ako se međusobno usporede ukupni troškovi i potrošnja primarne energije na tri razmatrane lokacije, rezultati postignuti na južnom Jadranu su za sve sustave najniži. Najniža specifična potrošnja primarne energije od 39 kWh/m<sup>2</sup> može se postići kod sustava KDT V-V i najveće površine fotonaponskog sustava od 1800 m<sup>2</sup> (privitak).

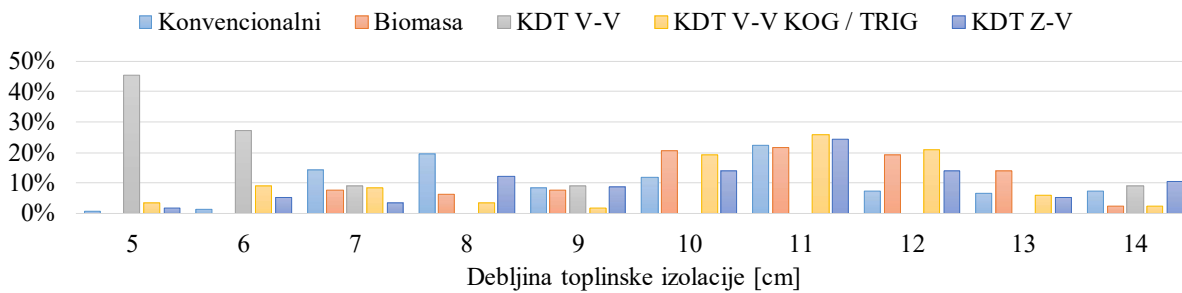


Slika 6.21 Zastupljenost koeficijenta apsorpcije sunčevog zračenja među optimalnim rješenjima (južni Jadran)

Posljedica više temperature zraka tijekom ljetnih mjeseci u odnosu na sjeverni Jadran vidi i se kod konvencionalnih sustava kod ostvaruju oko 5 % niže sezonske faktore hlađenja. U ukupnoj toplini koja se odbacuje s kondenzatora KRU, udio rekuperirane topline 1 do 2 % je manji nego na lokaciji sjevernog Jadrana, a ta toplina iskorištena u sustavu čini jednak udio u ukupnoj godišnjoj toplini za pripremu PTV kao i na lokaciji sjevernog Jadrana. Slika 6.22 prikazuje zastupljenost tipova ostakljenja među optimalnim rješenjima. Kao i na lokaciji srednjeg Jadrana, među optimalnim parametrima arhitektonsko - građevinskih mjera energetske učinkovitosti sustava PK nalaze se ostakljenja s najvišim analiziranim koeficijentom propusnosti sunčevog zračenja 0,6. Slika 6.23 prikazuje zastupljenost debljina toplinske izolacije vanjskog zida među optimalnim rješenjima. Kod ovih sustava debljinu toplinske izolacije vanjskog zida moguće je naći u cijelom rasponu, ali među rješenjima ističu se debljine 8 i 11 cm.



Slika 6.22 Zastupljenost tipova ostakljenja među optimalnim rješenjima (južni Jadran)



Slika 6.23 Zastupljenost debljina toplinske izolacije vanjskog zida među optimalnim rješenjima (južni Jadran)

Efikasnost sustava s biomasom i ARU nije promijenjena u odnosu na druge dvije lokacije. Stupanj iskorištenja dozračene energije sunca na solarnim kolektorima veći je za 5 % u odnosu na sustav na sjevernom Jadranu. Veća količina iskorištene energije pogoduje većem pokrivanju topline na generatoru ARU koja ovdje doseže do 21 %. Od topline koja se tijekom godine putem solarnih kolektora dovede u sustav 60 % se iskorištava za pripremu PTV. Optimalna rješenja karakteriziraju značajke koje omogućavaju manje solarne dobitke i manju potrošnju energije za hlađenje. Među ostakljenjima to su ona s niskim stupnjem propusnosti sunčevog zračenja ( $U_w=1,26 \text{ W/m}^2\text{K}$  i  $g=0,21$ ,  $U_w=1,30 \text{ W/m}^2\text{K}$  i  $g=0,30$ ). Debljina toplinske izolacije vanjskog zida kreće se od 7 do 14 cm uz debljine koje se ističu 10, 11 i 12 cm.

Kao posljedica najviše temperature morske vode tijekom cijele godine među razmatranim lokacijama, sezonski faktor grijanja (*SCOP*) sustava KDT V – V najveći je i iznosi 4,5 dok je sezonski faktor hlađenja (*SEER*) niži i iznosi. Udio iskorištene topline u režimu hlađenja kreće se od 15 do 17 %, a toplina iz povrata čini oko 10 % godišnje topline u sustavu grijanja. Zbog dominantnog hlađenja optimalan tip ostakljenja kod sustava KDT V-V je onaj s nižim koeficijentom propusnosti sunčevog zračenja 0,3 i koeficijentom prolaza topline  $1,3 \text{ W/m}^2\text{K}$ . U usporedbi s ostalim sustavima, među debljinama toplinske izolacije vanjske ovojnice optimalna su rješenja s najnižom razinom toplinske izolacije 5 do 9 cm, a najveći udio čine ona s 5 cm. S tom debljinom izolacije nije dosegnut koeficijent prolaza topline vanjskog zida prema hrvatskom propisu, a rješenje je optimalno, što ukazuje na potrebu analize i moguće promjene graničnih vrijednosti koeficijenata u propisu za klimatske uvjete južnog Jadrana. Kod sustava KDT V-V KOG i KDT V-V TRIG među optimalnim rješenjima zastupljeniji tipovi ostakljenja koji omogućavaju smanjenje potrebne topline za grijanje. Optimalne debljine toplinske izolacije vanjskog zida moguće je naći među rješenjima u cijelom analiziranom rasponu, ali većinu čine debljine 10, 11 i 12 cm.

Viša temperatura zraka tokom godine pogoduje efikasnosti KDT Z – V u režimu grijanja. Sezonski faktori grijanja kao i na lokaciji srednjeg Jadrana u varijantama KDT Z-V A i KDT Z-V B viši su za oko 10 %. Efikasnost veću do 5 % pokazuje i srednje-temperaturna KDT za pripremu PTV, ali je utjecaj temperature zraka ovdje manji zbog više temperature kondenzacije na kojoj uređaj radi tokom cijele godine. Efikasnost u režimu hlađenja jednaka je kao i u uvjetima srednjeg Jadrana. Iskorištena toplina sa hladnjaka pregrijane pare za pripremu PTV kod sustava KDT Z-V B udjelom u godišnjoj toplini za PTV jednaka je kod svih lokacija. I na ovoj lokaciji uređaj sa potpunim povratom topline (KDT Z-V C) zbog povoljnih karakteristika uređaja postiže i do 20 % veći sezonski faktor grijanja (3,3). Kod ovog sustava putem povrata topline u režimu hlađenja iskorištava se do 46 % raspoložive topline s kondenzatora u odnosu na 40 % topline u uvjetima srednjeg Jadrana, što čini do 32 % godišnje topline u sustavu grijanja. Među sustavima s KDT zrak – voda, sustav KDT Z-V C pokazuje se kao optimalan sustav. U optimalnim rješenjima zastupljeni su tipovi ostakljenja koji osiguravaju veće iskorištenje sunčevih dobitaka (koeficijent apsorpcije sunčevog zračenja 0,4 – 0,6). Debljinu toplinske izolacije vanjskog zida moguće je naći u cijelom rasponu analiziranih debljina, a najzastupljenija je debljina 11 cm.

## **6.5 Zaključak o rezultatima cjelovite optimizacije**

Pokazalo se da pravilan odabir tehničkog sustava ima veću važnost od arhitektonsko građevinskih zahvata pri postizanju potrošnje približno nulte energije zgrade. Prikazani rezultati analize u klimatskim uvjetima jadranske Hrvatske potvrđuju sustave s kompresijskim dizalicama topline voda – voda i zrak – voda kao troškovno optimalne sustave kojima je moguće postići potrošnju približno nulte energije kod obnove zgrade i tehničkog sustava. Za očekivati je da bi se i u području kontinentalne Hrvatske kao optimalni sustavi pokazali sustavi s kompresijskim dizalicama topline voda – voda, ali sa tlom ili podzemnom vodom kao toplinskim izvorom i ponorom.

Među optimalnim razinama toplinske izolacije vanjske ovojnice utvrđene su one kojima se ne postižu traženi zahtjevi prema hrvatskoj regulativi što ukazuje na potrebu analize i moguće promjene propisanih graničnih vrijednosti koeficijenata.

Zahvati koji omogućavaju veće iskorištenje solarnih dobitaka kroz prozirne elemente opravdanost pokazuju u klimatskim uvjetima sjevernog Jadrana zbog veće potrebne energije za grijanjem i manje energije za hlađenjem.

## 7 POTENCIJAL OPTIMIZACIJE ENERGETSKIH SUSTAVA

U poglavlju je provedeno utvrđivanje potencijala optimizacije tehničkog sustava za zgrade približno nulte energije. Na lokaciji sjevernog Jadrana sustav s KDT voda – voda jedini je sustav koji prema potrošnji primarne i isporučene energije zadovoljava zahtjeve propisane u [2]. Na lokacijama srednjeg i južnog Jadrana uz sustav s KDT voda – voda zahtjevima udovoljavaju i sustavi s KDT zrak – voda. Ovim će se sustavima posvetiti pažnja u razmatranjima koja slijede.

### 7.1 Sustav s kompresijskim dizalicama topline voda – voda

Na lokaciji sjevernog Jadrana među optimalnim rješenjima sustava s KDT voda-voda dobivenim cjelovitom optimizacijom zgrade i tehničkog sustava u poglavlju 6 odabrano je rješenje sljedećih parametara:

- debljina toplinske izolacije vanjskog zida:  $\delta = 5$  cm,
- debljina toplinske izolacije ravnog krova:  $\delta = 6$  cm,
- debljina toplinske izolacije poda prema tlu:  $\delta = 5$  cm,
- koeficijent apsorpcije sunčevog zračenja:  $a = 0,4$ ,
- karakteristike prozirnog elementa:  $U_w = 1,4$  W/m<sup>2</sup>K;  $g = 0,59$  i
- površina fotonaponskog sustava:  $A = 1800$  m<sup>2</sup>.

Ostvarena je potrošnja primarne energije od 701681 kWh, specifična potrošnja 42,8 kWh/m<sup>2</sup> uz godišnje pogonske troškove 112411 € (ukupni 384340 €). Projektni učinak za grijanje prostora 796 kW, učinak za grijanje zrak u mehaničkoj ventilaciji 336 kW, učinak za hlađenje zraka 757 kW i učinak za hlađenje zraka u ventilaciji 647 kW.

Parametarska optimizacija provedena je na simulacijskom modelu sustava. U prvom dijelu optimizacije analiziran je pojedinačni utjecaj optimizacijskih varijabli na potrošnju primarne energije i godišnjih pogonskih i investicijskih troškova. Nakon prikaza pojedinačnih rezultata utvrđen je potencijal primjene grupe optimizacijskih varijabli. Potrošnja toplinske energije po podsustavima iz rezultata višezonskog simulacijskog modela korištena je kao ulazna potrošnja simulacijskog modela.

### 7.1.1 Utjecaj veličine izmjenjivača topline

Izmjenjivači topline isparivača i kondenzatora za preuzimanje i odbacivanje topline na morsku vodu odabrani su prema projektnim temperaturama morske vode (na shemi u privitku 6 ti su izmjenjivači označeni kao IT-MI i IT-MK).

Ukoliko se odabere izmjenjivač topline veće površine, s koeficijentom prolaza topline jednakim kao kod izmjenjivača topline nominalne površine, omogućiti će se manja srednja logaritamska razlika temperatura struja u izmjenjivaču. Ovisno o radnim karakteristikama ugrađenog uređaja i temperaturama u sustavu, moguće je očekivati veće ili manje poboljšanje faktora grijanja i hlađenja. Izmjenjivač topline IT-MI je u osnovnoj varijanti odabran za režim temperatura vode 4/7 °C i temperature mora 10/7 °C, pri čemu je srednja logaritamska razlika temperatura 3 K. Ispitan je utjecaja parametara izmjenjivača topline isparivača u režimu:

- voda 5/8 °C, more 10/7 °C,  $\Delta T_M=2$  K i
- voda 6/9 °C, more 10/7 °C,  $\Delta T_M=1$  K.

Izmjenjivač topline IT-MK je u osnovnoj varijanti odabran za režim temperatura vode 35/30 °C i temperature mora 25/30 °C, pri čemu je srednja logaritamska razlika temperatura 5 K. Ispitan je utjecaja parametara izmjenjivača topline kondenzatora u režimu:

- voda 34/29 °C, more 25/30 °C,  $\Delta T_M=4$  K,
- voda 33/28 °C, more 25/30 °C,  $\Delta T_M=3$  K,
- voda 32/27 °C, more 25/30 °C,  $\Delta T_M=2$  K i
- voda 31/26 °C, more 25/30 °C,  $\Delta T_M=1$  K.

Iz rezultata slijedi da je moguće postići tek manje poboljšanje faktora grijanja (plavo IT-MI) i faktora hlađenja dizalice topline (crveno IT-MK) (Tablica 7.1). Sivom bojom u tablici označeno je postojeće stanje (prvi red u tablici). Kako ovakav zahvat zahtijeva veće investicijske troškove, neće se uključiti u daljnju optimizaciju.

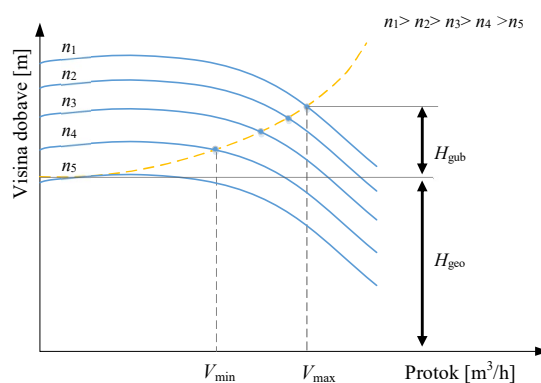
Tablica 7.1 Analiza utjecaja veličine izmjenjivača topline

IT-MI $\Delta T_M$ [K]	IT-MK $\Delta T_M$ [K]	$\Delta E_p$ [%]	SCOP	SEER
3	5	0,000	4,25	5,66
1	5	-0,365	4,34	5,63
2	5	-1,642	4,44	5,62
3	1	-0,003	4,25	5,74
3	2	0,033	4,25	5,80
3	3	-0,074	4,25	5,86
3	4	0,371	4,26	5,92



## 7.1.2 Utjecaj frekventne regulacije pumpi morske vode

U osnovnoj varijanti sustava predviđene su pumpe morske vode s konstantnom brzinom vrtnje. Pumpa čija je karakteristika prikazana na slici (Slika 7.1) dobavlja morsku vodu na neku visinu  $H_{geo}$  uvećanu za visinu stupca vode koja predstavlja otpor izmjenjivača topline te lokalne i otpore trenja u cjevovodu koji se mijenjaju ovisno o protoku vode, što je prikazano zbirnom krivuljom cjevovoda (crtkana linija). Područje u kojem je moguće provesti regulaciju kreće se uskom području koje ovisi o karakteristici pumpe i karakteristici cjevovoda. Za pumpe morske vode u predmetnom slučaju moguće je regulirati visinu dobave ovisno o protoku, u rasponu od  $0,6 \cdot \dot{V}_{max}$  do  $1 \cdot \dot{V}_{max}$ .



Slika 7.1 Moguće područje regulacije pumpi morske vode

Prednosti koje se postižu su smanjenje potrošnje energije pumpe i smanjenje količine morske vode za koju se plaća koncesija. Istovremeno uslijed smanjenog protoka kroz izmjenjivač topline morske vode, voda u krugu isparivača može postati hladnija, a u krugu kondenzatora toplija nego što bi bilo kod pune dobave, pa je moguć i nepovoljan učinak na rad KDT. Provedena je analiza utjecaja parametara kroz raspon regulacije pumpi morske vode u području  $r_{min} = 0,9 - 0,6$  s korakom 0,1.

Potreban protok uz projektnu razliku temperature morske vode na izmjenjivaču topline računa se kao:

$$\dot{V} = \dot{Q} / (c_w \cdot \rho \cdot \Delta\theta) \quad (7.1)$$

gdje je  $\dot{Q}$  toplina koji se odbacuje ili preuzima na izmjenjivaču topline,  $\Delta\theta$  projektna razlika temperature,  $c_w$  specifični toplinski kapacitet morske vode. Regulacijski korak  $k$  kojim se djeluje na pumpu računa se kao:

$$k = \max(r_{\min}, \frac{\dot{V}}{\dot{V}_{\max}}) \quad (7.2)$$

gdje je  $\dot{V}_{\max}$  projektni protok vode pri čemu  $k$  poprima veću od dviju vrijednosti.

Tablica 7.2 prikazuje rezultate analize utjecaja frekventne regulacije pumpi. Sivom bojom označeno je postojeće stanje (prvi red tablice). Trend smanjenja primarne energije i ukupnih pogonskih troškova prati smanjenje regulacijskog korak pumpe. Može se uočiti trend smanjenja faktora grijanja i faktora hlađenja zbog smanjenog protoka i time uzrokovanih nepovoljnijih ulaznih temperatura vode na isparivaču i kondenzatoru. Najpovoljniji efekt kao posljedica smanjene količine dobavljene morske vode i manje energije za pogon pumpi, postiže se postavljanjem minimalnog koraka regulacije u iznosu od 0,6.

Tablica 7.2 Analiza utjecaja frekventne regulacije pumpi morske vode

Slučaj	$E_p$ [kWh]	$\Delta E_p$ [%]	$C_{uk}$ [€]	$\Delta C_{uk}$ [%]	$SCOP$	$SEER$
$f_{\min} = 1$	701681	0,00	112411	0,00	4,25	5,66
$f_{\min} = 0,9$	695953	-0,82	111309	-0,98	4,19	5,65
$f_{\min} = 0,8$	689934	-1,67	110414	-1,78	4,14	5,64
$f_{\min} = 0,7$	694373	-1,04	108936	-3,09	4,09	5,61
$f_{\min} = 0,6$	686443	-2,17	107946	-3,97	4,08	5,53

### 7.1.3 Utjecaj postavnih vrijednosti sustava regulacije i volumena toplinske akumulacije u sustavu grijanja

U osnovnom konceptu sustava ugrađene su tri kompresijske dizalice topline voda – voda. Prva dizalica topline radi u prioritetu grijanja i osigurava tijekom godine toplu vodu u inercijskom spremniku tople vode S-T na temperaturi od 50 °C putem postavne temperature regulatora  $\vartheta_{R,set}$ . Postavna vrijednost izrazne temperature iz kondenzatora KDT računa se kao:

$$\vartheta_{DT,set} = \vartheta_{R,set} + \Delta\vartheta_{set} \quad (7.3)$$

gdje je  $\Delta\vartheta_{set}$  zona neosjetljivosti regulacije (eng. *dead band*), a to je dio regulacijskog područja za koji nema akcije regulacijskog sustava. U osnovnom sustavu ona je 2 °C. Preostale dvije KDT ovisno o dijelu godine rade u prioritetu grijanja ili prioritetu hlađenja. Izlazna temperatura vode iz kondenzatora kao i kod prve KDT u režimu grijanja je 2 °C veća od postavne temperature u spremniku.

Ukoliko se postavna temperatura regulatora  $\vartheta_{R,set}$  prve KDT tijekom sezone hlađenja spusti na nižu temperaturu od postavne temperature regulatora druge i treće KDT koje rade u režimu hlađenja, moguće je utjecati na preusmjeravanje kondenzatorske topline u većem udjelu u spremnik tople vode S-T. Ako se tijekom rada druge i treće KDT u režimu hlađenja i grijanja spremnika S-T pojavi veće opterećenje u sustavu grijanja, potrebnu toplinu nadomjestit će prva KDT.

Analiza je provedena uvođenjem jednadžbi za izračun postavne temperature regulatora  $\vartheta_{R,set}$  i postavne temperature izlazne vode iz kondenzatora  $\vartheta_{DT,set}$  za svaku od KDT kao:

$$\vartheta_{R,set,i} = 50 + k \cdot \Delta\vartheta_{R,set,i} \quad (7.4)$$

$$\vartheta_{DT,set,i} = \vartheta_{R,set,i} + \Delta\vartheta_{DT,set} \quad (7.5)$$

gdje je  $\Delta\vartheta_{R,set}$  razlika temperature,  $k$  funkcija koja u vremenskim koracima sezone hlađenja ima vrijednost 1, a izvan sezone hlađenja vrijednost 0.

Ograničavajući faktor pri odabiru parametara je izlazna temperatura kondenzatorske vode KDT koja za uređaj korišten u simulacijskom modelu iznosi 55 °C, pa su sukladno tome u analizi usklađene postavne temperature. Kako je u osnovnoj varijanti osjetnik temperature regulatora bio pozicioniran na vrhu inercijskog spremnika tople vode, razmotren je i utjecaj ugradnje osjetnika na sredinu i dno spremnika.

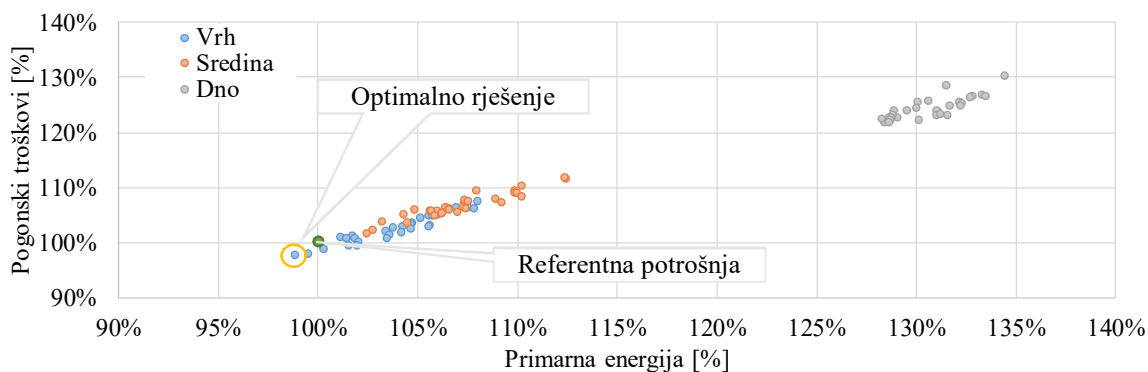
Parametarska analiza uključila je varijable:

- pozicija osjetnika (vrh, sredina, dno),
- razlika temperature  $\Delta\vartheta_{R,set,1} = (0, -2, -4, -6, -8)$  °C,
- razlika temperature  $\Delta\vartheta_{R,set,2} = (0, 2, 4)$  °C,
- razlika temperature  $\Delta\vartheta_{R,set,3} = (0, 2, 4)$  °C i
- razlika temperature  $\Delta\vartheta_{DT,set} = (1, 2)$  °C.

Provedbom simulacija potpuno je pretražen prostor od ukupno 270 varijanti rješenja. Slika 6.15 prikazuje rezultate relativno, u odnosu na potrošnju primarne energije i pogonske troškove osnovne varijante sustava.

Rezultati pokazuju da je postojeća pozicija osjetnika optimalna, ali regulacijska strategija pokazuje potencijal za dodatnu optimizaciju. Pozicija osjetnika ima velik utjecaj na potrošnju energije koja može biti i do 12 % veća u slučaju smještanja na sredini ili do 35 % veća u slučaju smještanja osjetnika pri dnu spremnika. Povećanje potrošnje energije rezultat je nepovoljne stratifikacije temperature u toplinskom spremniku.

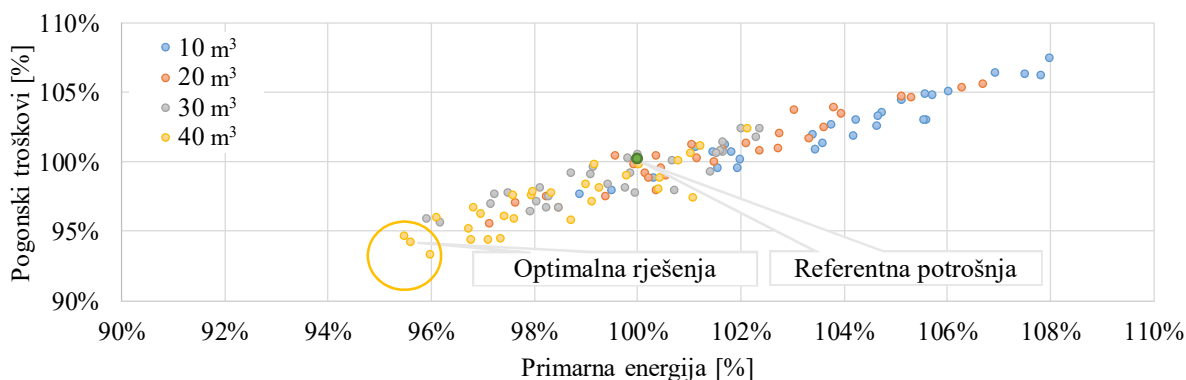
Od utjecajnih varijabli, smanjenjem temperature regulatora prve KDT moguće je postići veće iskorištenje topline iz rekuperacije s početnih 14 % do oko 39 %. Optimalno rješenje ima tokom sezone hlađenja ugodnu temperaturu regulatora prve KDT na 6 °C nižu od ostalih dviju KDT i postiže 27 % povrata raspoložive kondenzatorske topline iz režima hlađenja. Dodatnim povećanjem postavne temperature regulatora druge i treće KDT iznad 50 °C uz povećanje udjela iskorištene topline povećava se i ukupna potrošnja primarne energije i troškova.



Slika 7.2 Utjecaj pozicije osjetnika na smanjenje primarne energije i pogonskih troškova

U osnovnoj varijanti sustava predviđeni su inercijski spremnici tople i hladne vode (oznake na slici u privitku 5 su S-TV i S-HV) svaki volumena 10 m<sup>3</sup>. Kako KDT imaju mogućnost rada u režimu povrata topline pri čemu KDT radi između dva inercijska spremnika moguće je u režimu hlađenja iskoristiti toplinu s kondenzatora koja bi se u protivnom odbacila u more. Rezultati dinamičke simulacije iz poglavlja 6 pokazali su da se tijekom godine u režimu povrata topline iskoristi 13,7 % raspoložive kondenzatorske topline, a preostali dio se odbacuje u more putem izmjenjivača topline IT-MK. Vremenska neusklađenost potrebe za grijanjem i hlađenjem koja uzrokuje relativno malu iskorištenost kondenzatorske topline može se donekle ublažiti povećanjem akumulacijskog volumena inercijskog spremnika tople vode. Pri tome ne treba zanemariti utjecaj povećanih toplinskih gubitaka koji su prisutni tijekom cijele godine i mogu narušiti toplinsku bilancu i povećati godišnje pogonske troškove.

Slika 7.3 prikazuje rezultate istovremene analize regulacijskih varijabli prikazanih ranije i promjene volumena inercijskog spremnika tople vode za volumene 20, 30 i 40 m<sup>3</sup>.



Slika 7.3 Istovremeni utjecaj strategije regulacije i volumena inercijskih spremnika tople vode na smanjenje primarne energije i pogonskih troškova

Iz rezultata se vidi da postoje tri optimalna rješenja. Postiže se do 95,5 % potrošnje primarne energije stanja osnovne varijante sustava i do 93 % pogonskih troškova osnovne varijante sustava. Optimalna rješenja podrazumijevaju inercijski spremnik volumena 40 m<sup>3</sup>. Tablica 7.3 prikazuje postavne vrijednosti optimalnih rješenja.

Tablica 7.3 Optimalna rješenja istovremene analize utjecaja strategije regulacije i ukupnog volumena inercijskih spremnika tople vode

Volumen akumulacije [m <sup>3</sup> ]	$\Delta\vartheta_{R,set,1}$	$\Delta\vartheta_{R,set,2}$	$\Delta\vartheta_{R,set,3}$	$\Delta\vartheta_{DT,set}$	$E_p$ [%]	$C$ [%]
40	-6	0	2	2	95,5	94,7
40	-8	0	2	2	95,6	94,2
40	-8	2	2	2	96	93,3

#### 7.1.4 Toplinska akumulacija u sustavu pripreme PTV

Istraženo je da li je povećanjem toplinske akumulacije PTV uz povećanu temperaturu PTV u spremnicima tokom noći, kada je cijena električne energije niža, moguće postići smanjenje pogonskih troškova. Analiza je provedena kroz povećanje zadane temperature na srednje-temperaturnoj KDT za pripremu PTV na 73 °C u vrijeme niže tarife. Time je moguće zagrijati PTV na 70 °C. Cirkulacija između dva spremnika PTV ostvaruje se pomoću pumpe. Postojeći spremnici su ukupnog volumena 14 m<sup>3</sup> (spremnik volumena 6 m<sup>3</sup> grijan je nisko-temperaturnom KDT i spremnik volumena 8 m<sup>3</sup> grijan je srednje-temperaturnom KDT), a dnevna potrošnja PTV u objektu je oko 45 m<sup>3</sup>. Analizirano je povećanje volumena spremnika na 20 m<sup>3</sup>, 30 m<sup>3</sup> i 45 m<sup>3</sup>. Iz rezultata prikazanih u tablici vidljivo je da promjena strategije pripreme PTV ne donosi prednosti, nego naprotiv, povećava potrošnju energije i ukupne

godišnje troškove (Tablica 7.4). Povećanje troškova energije manje je od povećanja primarne energije zbog niže cijene električne energije u nižoj tarifi.

*Tablica 7.4 Analiza utjecaja strategije pripreme PTV*

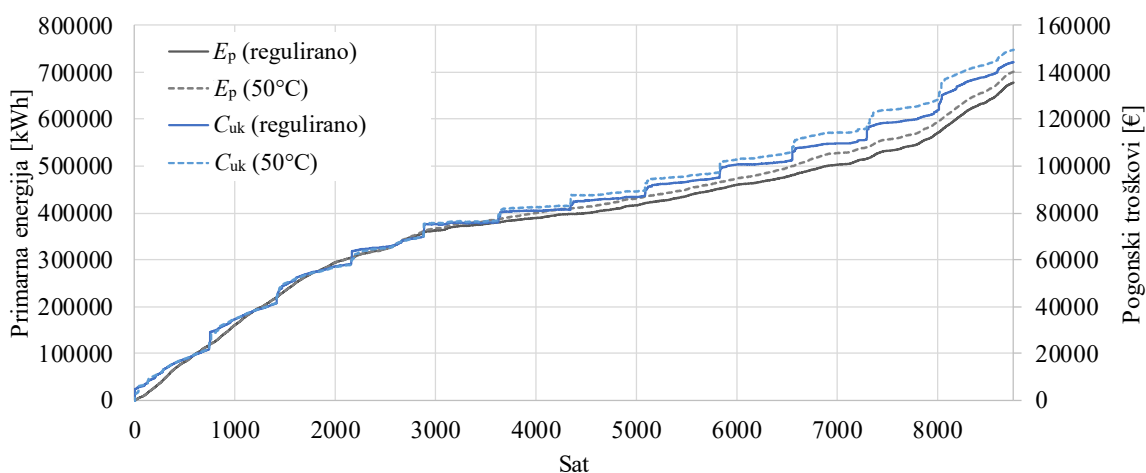
Volumen akumulacije [m <sup>3</sup> ]	$E_p$ [kWh]	$\Delta E_p$ [%]	$C_{uk}$ [€]	$\Delta C_{uk}$ [%]
14	701681	-	112411	-
20	716656	2,13	112894	0,4
30	718599	2,41	113075	0,6
45	722187	2,92	113001	0,5

### 7.1.5 Regulacija polazne temperature grijanja

Istražen je utjecaj regulacije temperature u krugu grijanja na smanjenje primarne energije i pogonskih troškova. Temperaturni režim osnovnog sustava je 50/45 °C, a ukoliko se temperatura polaza grijanja regulira ovisno o vanjskoj temperaturi zraka moguće je djelovati na izlaznu temperaturu KDT i poboljšati faktor grijanja. Temperatura se regulira u rasponu od 50 °C (pri vanjskoj temperaturi 0 °C) do 45 °C (pri vanjskoj temperaturi 15 °C). Potrošnje su prikazane u tablici (Tablica 7.5), a godišnji tok troškova i potrošnje primarne energije slikom (Slika 7.4). Rezultati pokazuju da je jednostavnom regulacijom polazne temperature u krugu grijanja moguće smanjiti potrošnju primarne energije i pogonskih troškova za oko 3,5 %. Prednost regulacije dolazi do izražaja u prijelaznom i ljetnom periodu kada nije potrebno održavati polaznu temperaturu sustava grijanja na 50 °C (na slici se vidi razdvajanje linija troškova i linija potrošnje primarne energije za slučajeve s regulacijom temperature polaza i bez regulacije). Sezonski faktor grijanja uređaja je očekivano veći za oko 10 % zbog regulacije izlazne temperature vode iz KDT.

*Tablica 7.5 Analiza utjecaja regulacije polazne temperature grijanja*

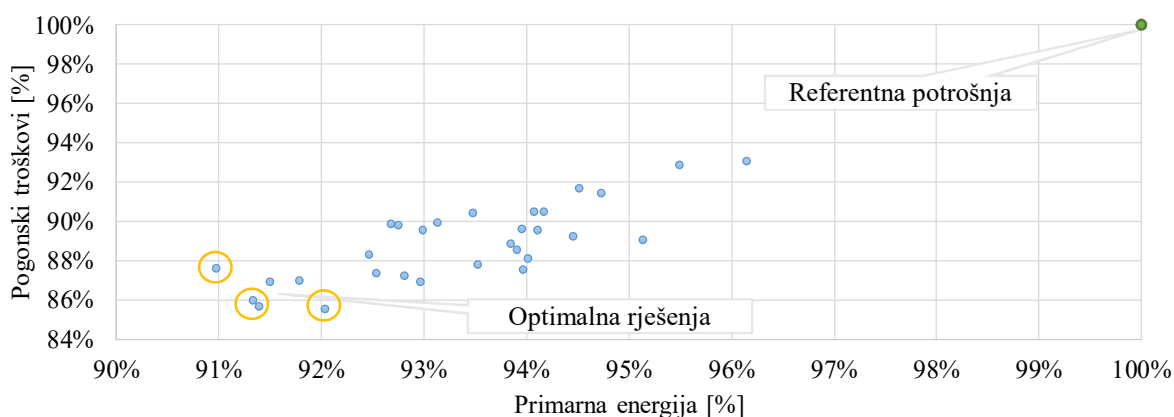
Slučaj	$E_p$ [kWh]	$\Delta E_p$ [%]	$C_{uk}$ [€]	$\Delta C_{uk}$ [%]	SCOP
Bez regulacije	701681	-	112411	-	4,25
Regulirana temperatura	678276	-3,5	108429	-3,7	4,57



Slika 7.4 Utjecaj regulacije polazne temperature grijanja na potrošnju primarne energije i ukupne godišnje troškove (KDT voda – voda)

### 7.1.6 Međuovisnosti optimizacijskih varijabli

Parametri čija je promjena u provedenoj analizi pokazala pozitivan utjecaj na smanjenje potrošnje primarne energije i godišnjih pogonskih troškova su frekventna regulacija pumpi morske vode, postavne vrijednosti sustava regulacije, volumen toplinskih spremnika i regulacija polazne temperature u sustavu grijanja. Provedena je ponovljena simulacija koja je uključila zajednički utjecaj svih navedenih parametara. Slika 7.5 daje prikaz raspona rješenja takve optimizacije.



Slika 7.5 Rezultat optimizacije sustava KDT voda - voda

Optimizacijom provedenom na numeričkom dinamičkom simulacijskom modelu utvrđeno je da je moguće postići smanjenje potrošnje primarne energije od 9 % i smanjenje pogonskih troškova od oko 15 % u odnosu na potrošnju osnovne varijante sustava. Porast ukupne investicije za ove mjere energetske učinkovitosti može se procijeniti na oko 10 do 15 % cijene

godišnjih pogonskih troškova te se može utvrditi opravdanost zahvata. U rasponu rješenja ističu se četiri optimalna rješenja.

Tablica 7.6 Optimalna rješenja optimizacije na sustavu KDT voda - voda

Volumen akumulacije [m <sup>3</sup> ]	$\Delta\vartheta_{R,set,1}$	$\Delta\vartheta_{R,set,2}$	$\Delta\vartheta_{R,set,3}$	$\Delta\vartheta_{DT,set}$	$E_p$ [%]	$C$ [%]
40	-4	0	0	2	91,0	87,6
40	-8	0	2	2	91,4	85,7
40	-8	2	2	2	91,3	86
40	-8	4	2	2	92,0	85,5

## 7.2 Sustav s kompresijskim dizalicama topline zrak - voda

Sustavi s kompresijskim dizalicama topline pokazuju prednost u klimatskim uvjetima srednjeg i južnog Jadrana. Razlog je u višoj godišnjoj temperaturi vanjskog zraka koja utječe na smanjenje potrebne toplinske energije za grijanje i povoljniji rad uređaja u režimu grijanja. Među optimalnim rješenjima cjelovite optimizacije zgrade i tehničkog sustava KDT Z-V C na lokaciji Split prikazanim u poglavlju 6 odabrano je rješenje sljedećih parametara:

- debljina toplinske izolacije vanjskog zida:  $\delta = 12$  cm,
- debljina toplinske izolacije ravnog krova:  $\delta = 9$  cm,
- debljina toplinske izolacije poda prema tlu:  $\delta = 13$  cm,
- koeficijent apsorpcije sunčevog zračenja:  $a = 0,5$ ,
- karakteristike prozirnog elementa:  $U_w = 1,4$  W/m<sup>2</sup>K;  $g = 0,59$  i
- površina fotonaponskog sustava:  $A = 1800$  m<sup>2</sup>.

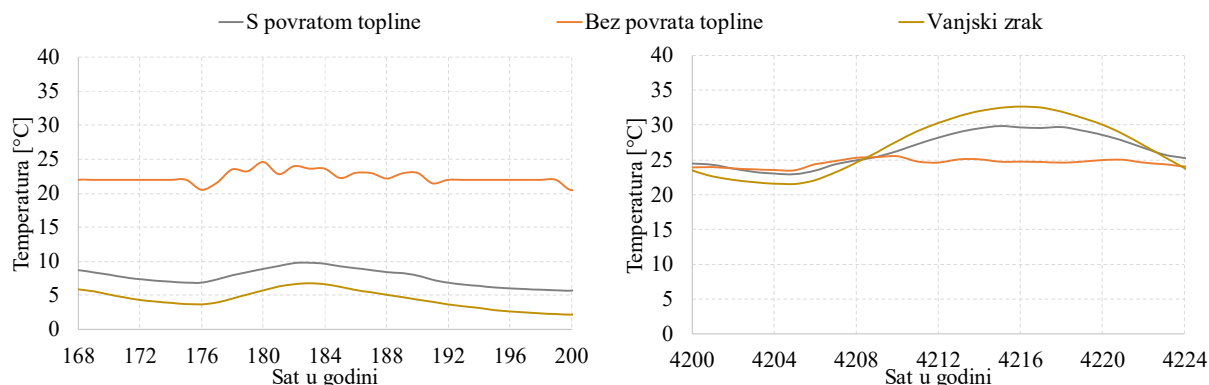
Ostvarena je potrošnja primarne energije od 1000103 kWh, specifična potrošnja 61,1 kWh/m<sup>2</sup> uz godišnje pogonske troškove u iznosu od 151067 €. Projektni učinak za grijanje prostora iznosi 584 kW, učinak za grijanje zraka u ventilaciji 316 kW, učinak za hlađenje 937 kW i učinak za hlađenje zraka u ventilaciji 594 kW.

### 7.2.1 Potencijal iskorištenja otpadnog zraka iz sustava mehaničke ventilacije

Razmotreno je korištenje otpadnog zraka iz sustava mehaničke ventilacije kao izvora topline za KDT zrak – voda. Sustav mehaničke ventilacije radi s povratom topline od 80 %. Projektna količina zraka u sustavu je 78.900 m<sup>3</sup>/h, a ovisno o istovremenosti rada klima komora stvarna količina zraka je manja. Kako se može vidjeti prema slici dobivenoj iz rezultata simulacije, prosječna razlika temperature otpadnog zraka iz klima komore tijekom sezone grijanja i



temperature vanjskog zraka iznosi oko 3 °C, čime otpadni zrak ne pokazuje veliki potencijal za iskorištavanje topline (Slika 7.6). Tijekom sezone hlađenja situacija je slična.



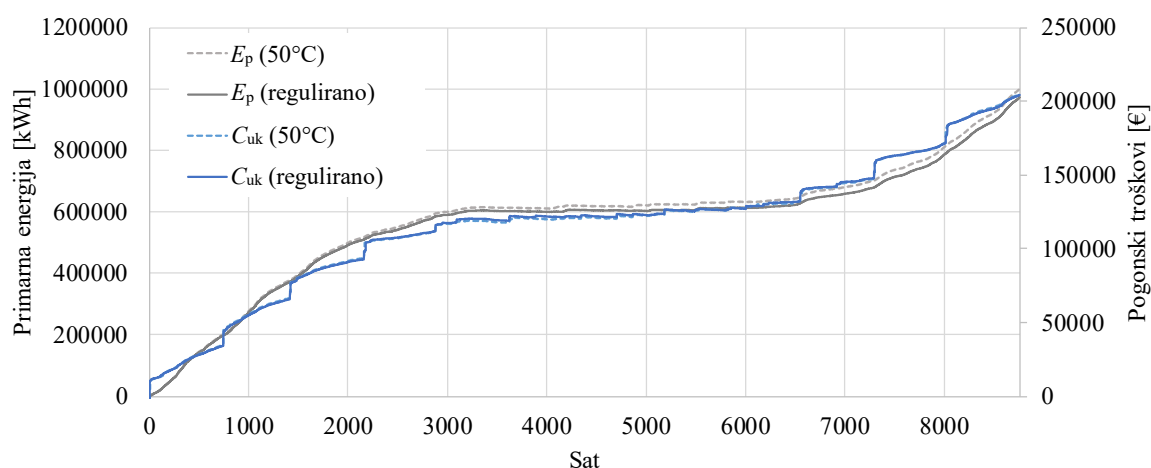
Slika 7.6 Srednja temperatura otpadnog zraka sustava mehaničke ventilacije (lijevo – zimski dan, desno – ljetni dan)

## 7.2.2 Regulacija polazne temperature grijanja

Istražen je utjecaj regulacije temperature u krugu grijanja na smanjenje primarne energije i pogonskih troškova kao i kod sustava s KDT voda – voda. Potrošnje su prikazane u tablici, a godišnji tok troškova i potrošnje primarne energije slikom (Slika 7.7). Rezultati pokazuju da je jednostavnom regulacijom polazne temperature u krugu grijanja moguće smanjiti potrošnju primarne energije za 2,7 % i smanjiti pogonske troškove za 1,4 % u odnosu na osnovnu varijantu sustava. Sezonski faktor grijanja uređaja je tek malo veći kod KDT zrak – voda. Za očekivati je da bi ovakva regulacija dala bolje efekte kod nisko-temperaturnih grijanja i visko-temperaturnih hlađenja (panelna grijanja i hlađenja), što otvara prostor za daljnja istraživanja.

Tablica 7.7 Analiza utjecaja regulacije polazne temperature grijanja (KDT zrak – voda)

Slučaj	$E_p$ [kWh]	$\Delta E_p$ [%]	$C_{uk}$ [€]	$\Delta C_{uk}$ [%]	SCOP
Bez regulacije	1000103	0	151067	0,0	2,70
Regulirana temperatura	972706	-2,7%	149017	-1,4	2,73



Slika 7.7 Utjecaj regulacije polazne temperature grijanja na potrošnju primarne energije i pogonske godišnje troškove (KDT zrak – voda)

### 7.3 Zaključak optimizacije energetskih sustava

U poglavlju je potvrđen potencijal primjene numeričke dinamičke simulacije za optimizaciju tehničkih sustava zgrada. Pokazalo se da ugađanje vrijednosti sustava regulacije, frekventna regulacija pumpi i odabir volumena inercijskih spremnika mogu smanjiti potrošnju primarne energije do 9 % i smanjiti pogonske troškove do 15 %.

Za tehničke sustave na kojima je u ovom poglavlju provedena dodatna optimizacija na razini sustava, ponovljen je proces cjelovite optimizacije zgrade i sustava. Procesom su dobivena optimalna rješenja parametara jednakih onima prikazanim u poglavlju 6 uz nižu potrošnju primarne energije i ukupne godišnje troškove. Time je potvrđena kvaliteta rješenja prikazanih u poglavlju 6.

Korištena koncepcija tehničkih sustava prikazana u privitku 4 može se smatrati preporukom projektantima pri koncipiranju tehničkih sustava zgrada približno nulte potrošnje energije.

## 8 ZAKLJUČAK

Cilj doktorske disertacije bio je razviti cjeloviti pristup obnovi zgrada s tehničkim sustavima u svrhu postizanja zgrade približno nulte energije. Pristup kakav je u disertaciji razvijen temelji se na primjeni numeričkih dinamičkih simulacijskih modela koji uključuju zgradu i tehničke sustave, na kojima se provodi cjelovita parametarska optimizacija.

Prije razrade pristupa koji uključuje složene međuovisnosti termotehničkog i regulacijskog sustava provedeno je vrednovanje numeričkih dinamičkih simulacija s aspekta pogodnosti za takve simulacije. Za sustave solarnog apsorpcijskog hlađenja i sustav s kompresijskom dizalicom topline voda – voda na kojima su provedena eksperimentalna mjerenja izrađeni su numerički dinamički simulacijski modeli. Validacija modela pokazala je dobra slaganja s rezultatima eksperimentalnih mjerenja realnih sustava u karakterističnim periodima rada, ali i ukazala na važnost usklađivanja simulacijskog modela i algoritma rada stvarnog regulacijskog sustava.

Analiza je provedena na konkretnom primjeru zgrade sa složenim tehničkim sustavima. Kao primjer je odabran je hotel na jadranskoj obali karakterističan za vrijeme gradnje 70-ih godina 20. stoljeća, za kojeg je potrebna obnova, a čije je toplinske potrebe moguće zadovoljiti primjenom složenih sustava grijanja, hlađenja i klimatizacije. Kao reprezentativne lokacije duž Jadrana korištene su lokacije Pula, Split i Dubrovnik. Modeliranje potrošnje korisne energije međusobno je uspoređeno kroz tri različita pristupa: pristup proračunom prema normi EN ISO 13790 te dvije razine razrade numeričke dinamičke simulacije programskim paketom Trnsys: jednostavni model s dvije toplinske zone i višezonski toplinski model zgrade.

Za provedbu modeliranja putem dinamičke simulacije izrađeni su referentni meteorološki podaci satnog vremenskog koraka za reprezentativne lokacije korištenjem programskog paketa Meteonorm. Provedbom simulacija potrošnje korisne energije utvrđeni su nedostaci prvog pristupa kakav je ustaljen u praksi: podcjenjivanje toplinskog kapaciteta zgrade i vremenski promjenjivih klimatskih uvjeta rezultiraju povećanom toplinskom energijom za grijanje i smanjenom toplinskom energijom za hlađenje u odnosu na stvarno stanje. Međusobnom usporedbom jednostavnog i složenog toplinskog modela utvrđeno je da proračun s uključenom dinamikom zauzetosti prostora toplinskih zona daje manje vrijednosti potrošnje korisne energije od proračuna koji računa s potpunom popunjenošću i stalnim korištenjem svih toplinskih zona. Kako su istraživanja već i danas usmjerena na utjecaj ponašanja korisnika na

energetsku bilancu zgrade, za očekivati je u budućim propisima i proračunima pomake u tom smjeru.

Potvrda prikladnosti modela za daljnje istraživanje utvrđena je određivanjem projektnih učinaka provođenjem numeričke dinamičke simulacije u stacionarnim rubnim uvjetima i usporedbom s učincima dobivenim prema normi HRN EN 12831 i smjernici VDI 2078. Kao rezultat simulacije uz rubne uvjete referentne godine koji su bliži onima koji se pojavljuju u stvarnom pogonu, dobivaju se manji maksimalni učinci za grijanje i hlađenje. Utvrđeno je da se vrijednosti učinaka dobivenih ovim dvjema metodama proračuna nešto manje razlikuju primjenom „projektne godine“ koja za lokacije Republike Hrvatske još ne postoji, ali je u okviru disertacije izrađena za lokaciju Pula. Tako provedena simulacija pokazuje otvoren potencijal smanjenja projektnih učinaka, što u konačnici uz primjenu dinamičkih simulacija može dovesti do smanjenja investicije u tehničke sustave zgrada.

U sklopu doktorske disertacije razvijeni su numerički dinamički simulacijski modeli tehničkih sustava pogodnih za obnovu zgrade na razinu potrošnje približno nulte energije. Izrađeni modeli omogućavaju nove znanstvene spoznaje o konfiguraciji sustava i kriterijima za primjenu te usmjeravaju i olakšavaju projektiranje tehničkih sustava zgrada približno nulte energije u čvrstoj vezi s arhitektonsko – građevinskim mjerama toplinske zaštite zgrade.

Doprinos u razvoju simulacijskih modela dan je i izradom novih numeričkih simulacijskih modela kompresijskih dizalica topline voda – voda i zrak – voda te kompresijskih rashladnih uređaja voda – voda koji su u odnosu na postojeće modele prošireni uvođenjem karakteristika uređaja kod djelomičnog opterećenja i mogućnošću djelomičnog i potpunog povrata topline. Izrađen je i jednostavan model kogeneracijskog uređaja. Modeli su prikladni za rad u Trnsys simulacijskom sučelju.

Cjelovita optimizacija provedena je integracijom numeričkog dinamičkog modela zgrade s modelima tehničkih sustava kroz simulaciju korisne energije za grijanje i hlađenje, određivanje projektnih učinaka za grijanje i hlađenje te dimenzioniranje i simulaciju tehničkog sustava sa svim bitnim komponentama. Formuliran je optimizacijski problem određivanja parametara fizikalnih svojstava zgrade u interakciji s tehničkim sustavima, za koji je razvijena specijalizirana optimizacijska metoda bazirana na genetskom algoritmu.

Kao optimalna rješenja koja mogu osigurati ostvarenje razine potrošnje zgrade približno nulte energije prilikom obnove na svim razmatranim lokacijama identificirani su sustavi s kompresijskim dizalicama topline voda – voda. Na lokacijama srednjeg i južnog Jadrana

potencijal pokazuju i sustavi s kompresijskim dizalicama topline zrak – voda. Njihova je prednost u tome što je zrak kao izvor topline dostupan posvuda, dok je lokacija zgrade uz more ili prisustvo podzemnih voda uvjet za primjenu sustava s dizalicama topline voda – voda. Identifikacija optimalnih rješenja ukazala je na nedostatke postojećih definicija zgrada približno nulte energije u regulativi Republike Hrvatske. Zahtjevi razine korisne energije za grijanje iz hrvatskih propisa preferiraju pretjeranu toplinsku zaštitu u odnosu na efikasan tehnički sustav zgrade. Među optimalnim rješenjima identificirana su i ona koja ne omogućavaju postizanje razine toplinske zaštite prema regulativi u Republici Hrvatskoj, što ukazuje na potrebu analize i moguće promjene graničnih vrijednosti koeficijenata u propisu za klimatske uvjete južnog Jadrana.

Ukazano je i na nedostatnost postojećih kriterija za zgradu približno nulte energije. U slučaju primjene faktora obnovljive primarne energije 2,3 kakav se preporuča za EU države u krovnoj normi EN 15603 i danas propisane razine potrošnje primarne energije za obnovljene zgrade razmatranog tipa, tek najbolji sustavi s kompresijskim dizalicama topline voda – voda i najvećom površinom fotonaponskog sustava mogu zadovoljiti kriterije.

Kroz optimizaciju tehničkog sustava u šestom poglavlju disertacije potvrđen je potencijal izrađenih numeričkih dinamičkih simulacijskih modela i ukazano na važnost uspostavljanja strategije regulacije tehničkog sustava.

Simulacijski alat razvijen u disertaciji omogućava detaljne analize za postizanje cjelovitih optimalnih tehničkih rješenja kroz energetske, ekonomske i ekološke pokazatelje. Razvijeni alat moguće je proširiti na druge tipove tehničkih sustava, po potrebi pojednostavniti ili dograditi. U nastavku istraživanja alat bi trebalo primijeniti za ispitivanja na drugim tipovima zgrada jadranske Hrvatske te ispitivanje u kontinentalnoj klimi Republike Hrvatske i šire, jer predstavlja jedinstven pristup identifikacije optimalnih rješenja s različitih aspekata.

Cjelokupnu analizu bilo bi interesantno proširiti kroz tzv. *carbon footprint* analizu sustava kojom bi bile obuhvaćene sve emisije sustava baziranih na OIE tokom životnog vijeka.

Daljnjim istraživanjima i unaprijeđenima optimizacijskog postupka moguće je utvrditi kriterije za postizanje kompromisa između kraćeg vremena simulacijskog postupka i kvalitete i točnosti dobivenih rješenja. Primjenom drugih optimizacijskih algoritama moguće je ispitati učinkovitost i potencijalno poboljšati optimizacijski postupak.

## LITERATURA

- [1] "Direktiva 2010/31/EU europskog parlamenta i Vijeća od 19. svibnja 2010. o energetske svojstvu zgrada," Europska komisija, 2010.
- [2] »Tehnički propis o racionalnoj uporabi energije i toplinskoj zaštiti u zgradama,« *Narodne novine*, 128/2015.
- [3] "Direktiva o energetske učinkovitosti," Europska komisija, 2012.
- [4] "Communication from the Commission to the European parliament, the Council, the European economic and social committee and the committee of the regions," European Commission, 2011.
- [5] J. Kurnitski, *Cost Optimal and Nearly Zero Energy Buildings (nZEB) Definitions, Calculation Principles and Case Studies*, London: Springer - Verlag, 2013.
- [6] "Cost optimality - Discussing methodology and challenges within the recast Energy Performance of Buildings Directive," Building performance institute Europe, 2010.
- [7] CEN, "EN15603 Energy performance of buildings. Overall energy use and definition of energy ratings," 2008.
- [8] MGIPU, "Faktori primarne energije i emisija CO<sub>2</sub>," [http://www.mgipu.hr/doc/EnergetskaUcinkovitost/FAKTORI\\_primarne\\_energije.pdf](http://www.mgipu.hr/doc/EnergetskaUcinkovitost/FAKTORI_primarne_energije.pdf), 2016.
- [9] L. Yuehong i W. K. S. Shengwei, »Design optimization and optimal control of grid - connected and standalone nearly/net zero energy buildings,« *Applied Energy*, svez. 155, pp. 463-477, 2015.
- [10] K. Voss, "Null- und Plusenergiegebäude - Definitionen, Erfahrungen, Planungsinstrumente," Bergische Universität Wuppertal, Freiburg, 2013.
- [11] ASHRAE Handbook - Fundamentals SI Edition, Atlanta: ASHRAE, 2005.
- [12] RHC-Platform, "Strategic Research Priorities for Cross-cutting Technology," RHC-Platform, Brussels, 2014.
- [13] M. Trčka and J. L. Hensen, "Overview of HVAC system simulation," *Automation in construction*, vol. 19, pp. 93-99, 2010.

- [14] "EN ISO 13790 Energy performance of buildings - Calculation of energy use for heating and cooling," 2008.
- [15] P. Heiselberg, H. Brohus, A. Hesselholt, H. Rasmussen, E. Seinre and S. Thomas, "Application of sensitivity analysis in design of sustainable buildings," *Renewable Energy*, vol. 34, pp. 2030-2036, 2009.
- [16] I. Zaca, D. D'Agostino, P. M. Congedo and C. Baglivo, "Assessment Of Cost-Optimality And Technical Solutions In High Performance Multi-Residential Buildings In The Mediterranean Area," *Energy and Buildings*, vol. 102, no. 1, p. 250–265, 2015.
- [17] M. Hamdy, A. Hasan and K. Siren, "A Multi-Stage Optimization Method for Cost-optimal and Nearly-Zero-Energy Building Solutions in Line with the EPBD-Recast 2010," *Energy and Buildings*, vol. 56, no. 1, p. 189–203, 2013.
- [18] M. Rasouli, G. Ge, C. J. Simonson and R. W. Besant, "Uncertainties in energy and economic performance of HVAC systems and energy recovery ventilators due to encertainties in building and HVAC parameters," *Applied thermal engineering*, vol. 50, no. 1, p. 732–742, 2013.
- [19] A. Afram and F. Janabi-Sharifi, "Review of Modeling Methods for HVAC Systems," *Applied Thermal Engineering*, vol. 67, no. 1-2, p. 507–519, 2014.
- [20] *A TRaNsient SYstems Simulation Program*, <http://sel.me.wisc.edu/trnsys/>.
- [21] "TRNSYS 17 - Volume 5 - Multizone Building modeling with Type56 and TRNBuild," Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, Madison, 2014.
- [22] G. P. Mitalas, "Transfer function method of calculation cooling loads, heat extraction and space temperature," *ASHRAE journal*, vol. 14, no. 12, pp. 54-56, 1973.
- [23] A. Athienitis and W. O'Brien, *Modeling, Design, and Optimization of Net-Zero Energy Buildings* (5th edition), Berlin: Wilhelm Ernst & Sohn, 2015.
- [24] O. Zogou and A. Stamatelos, "Application of Building Energy Simulation in the sizing and design o fan office building and its HVAC equipment," *Energy and buildings: Efficiency, Air quality and conservation* , vol. 11, pp. 279-324, 2009.
- [25] J. A. Clarke and J. L. M. Hensen, "Integrated building performance simulation: Progress, prospects and requirements," *Building and Environment*, vol. 91, pp. 294 - 306, 2015.

- [26] D. H. Li, L. Yang and J. C. Lam, "Zero energy buildings and sustainable development implications - A review," *Energy*, vol. 54, no. 1, pp. 1-10, 2013.
- [27] N. Aste, F. Leonforte, M. Manfren and M. Mazzon, "Thermal inertia and energy efficiency – Parametric simulation assessment on a calibrated case study," *Applied Energy*, vol. 145, pp. 111-123, 2015.
- [28] D. B. Crawley, J. W. Hand, M. Kummert and B. T. Griffith, "Contrasting the capabilities of building energy performance simulation programs," *Building and environment*, vol. 43, pp. 661-673, 2008.
- [29] A.-T. Nguyen, S. Reiter and P. Rigo, "A review on simulation-based optimization methods applied to building performance analysis," *Applied Energy*, vol. 113, pp. 1043-1058, 2014.
- [30] J. Sousa, "Energy Simulation Software for Buildings: Review and Comparison," in *Information Technology for Energy Applications*, Lisbon, 2012.
- [31] J. Van der Veken, D. Saelens, G. Verbeeck and H. Hens, "Comparison of Steady-State and Dynamic Building Energy Simulation Programs," in *Proceedings of the international Buildings IX ASHRAE conference on the performance of exterior envelopes of whole buildings*, Clearwater Beach, Florida, 2004.
- [32] L. Evangelisti, G. Battista, C. Guattari, C. Basilicata and R. d. L. Vollaro, "Analysis of Two Models for Evaluating the Energy Performance of Different Buildings," *Sustainability*, vol. 6, pp. 5311-5321, 2014.
- [33] A. Gasparella and G. Pernigotto, "Comparison Of Quasi-Steady State And Dynamic Simulation Approaches For The Calculation Of Building Energy Needs: Thermal Gains," in *International High Performance Buildings Conference*, Bolzano, 2013.
- [34] A. Gasparella and G. Pernigotto, "Comparison Of Quasi-Steady State And Dynamic Simulation Approaches For The Calculation Of Building Energy Needs: Thermal Losses," in *International High Performance Buildings Conference*, Bolzano, 2013.
- [35] Y. Sun, L. Gu, C. J. Wu and G. Augenbroe, "Exploring HVAC system sizing under uncertainty," *Energy and Buildings*, vol. 81, p. 243 – 252, 2014.



- [36] A. Santos Silva and E. Ghisi, "Uncertainty analysis of user behaviour and physical parameters in residential building performance simulation," *Energy and Buildings*, vol. 76, pp. 381 -391, 2014.
- [37] V. Machairas, A. Tsangrassoulis and K. Axarli, "Algorithms for optimization of building design: A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 31, pp. 101-112, 2014.
- [38] S. Attia, M. Hamdy, W. O'Brien and S. Carlucci, "Assessing gaps and needs for intergrating building performance optimization tools in net zero energy buildings design," *Energy and Buildings*, vol. 60, pp. 110-124, 2013.
- [39] J. Wright and R. Farmani, "The simultaneous optimization of building fabric construction, HVAC system size, and the plant control strategy," in *IBPSA*, Rio de Janeiro, 2001.
- [40] Y. Bichiou and M. Krarti, "Optimization of envelope and HVAC systems selection for residential buildings," *Energy and Buildings*, vol. 43, p. 3373–3382, 2011.
- [41] J. Seo, R. Ooka, J. T. Kim and Y. Nam, "Optimization of the HVAC system design to minimize primary energy demand," *Energy and Buildings*, vol. 76, pp. 102-108, 2014.
- [42] K. Deb, *Multi-objective optimization using evolutionary algorithms*, New York: John Wiley and Sons, 2012.
- [43] P. Penna, A. Prada, F. Cappelletti and A. Gasparella, "Multi-objectives optimization of Energy Efficiency Measures in existing buildings," *Energy and Buildings, 2014*, vol. 95, p. 57–69, 2014.
- [44] M. Wetter, "Generic Optimization Program," in *Proceedings IBPSA's Building Simulation*, Rio de Janeiro, 2001.
- [45] V. Machairas, *Optimization Algorithms for GenOpt*, <http://vasilis.maheras.gr/optimization-algorithms-for-genopt/>.
- [46] *TESS TRNOPT*, <http://www.tess-inc.com/>, 2004.
- [47] F. P. Chantrelle, H. Lahmidi, W. Keilholz, M. E. Mankibi and P. Michel, "Development of a multicriteria tool for optimizing the renovation of buildings," *Applied Energy*, vol. 88, pp. 1386-1394, 2011.

- [48] Y. Zhang, *JEPlus*, <http://www.jeplus.org>, 2016.
- [49] M. Palonen, M. Hamdy and A. Hasan, "MOBO a new software for multi-objective building performance optimization," in *Proceedings of 13th Conference of IBPSA*, Chambery, 2013.
- [50] M. Hamdy, A.-T. Nguyend and J. L. Hensena, "A performance comparison of multi-objective optimization algorithms for solving nearly zero energy building design problems," *Energy and Buildings*, vol. 121, pp. 57-71, 2016.
- [51] M. Uhlmann and S. S. Bertsch, "Theoretical and experimental investigation of startup and shutdown behavior of residential heat pumps," *International journal of refrigeration*, vol. 35, pp. 2138-2149, 2012.
- [52] D. A. Waddicor, E. A. M. Fuentes and J. Salom, "Partial load efficiency degradation of a water-to-water heat pump under fixed set-point control," *Applied Thermal Engineering*, vol. 106, pp. 275-285, 2016.
- [53] P. Riviere, N. Flach-Malaspina and J.-M. Leberton, "A new installation for part load testing of air to water single stage chillers and heat pumps," in *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, Purdue, 2004.
- [54] J. Corberan, D. Donadello, I. Martínez-Galvan and C. Montagud, "Partialization losses of ON/OFF operation of water to water refrigeration/heat-pump units," *International journal of refrigeration*, vol. 36, pp. 2251-2261, 2013.
- [55] B. Pavković, *Matematičko modeliranje termoenergetskih sustava s dizalicama topline pri promjenjivim uvjetima rada*, Rijeka: Tehnički fakultet u Rijeci, 1999.
- [56] P. Fahlen, "Capacity control of heat pumps," *REHVA Journal*, vol. 5, pp. 28-31, 2012.
- [57] J. Ruschenburg, T. Čutić and S. Herkel, "Validation of a black-box heat pump simulation model by means of field test results from five installations," *Energy and Buildings*, vol. 84, pp. 506-515, 2014.
- [58] L. Schibuola and M. Scarpa, "Experimental analysis of the performances of a surface water source heat pump," *Energy and Buildings*, vol. 113, p. 182–188, 2016.
- [59] X. Chen, G. Zhang, J. Peng, X. Lin and T. Liu, "The performance of an open-loop lake water heat pump system in south China," *Applied Thermal Engineering*, vol. 26, p. 2255–2261, 2006.

- [60] Y.-J. Baik, M. Kim, K.-C. Chang, Y.-S. Lee and H.-S. Ra, "Potential to enhance performance of seawater-source heat pump by series operation," *Renewable energy*, vol. 65, pp. 236-244, 2014.
- [61] L. Filotico, F. Piccininni and T. Scialpi, "A Taranto's hotel application of sea water air heat pump," in *International conference on heat transfer, thermal engineering and environment*, Corfu, Greece, 2005.
- [62] Y.-H. Song, Y. Akashi and J.-J. Yee, "Effects of utilizing seawater as a cooling source system in a commercial complex," *Energy and buildings*, vol. 39, pp. 1080-1087, 2007.
- [63] A. Girard, E. J. Gago, T. Muneer and G. Caceres, "Higher ground source heat pump COP in a residential building through the use of solar thermal collectors," *Renewable Energy*, vol. 80, pp. 26-39, 2015.
- [64] X. Q. Zhai, M. Qu, X. Yu, Y. Yang and R. Z. Wang, "A review for the applications and integrated approaches of ground-coupled heat pump systems," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, pp. 3133-3140, 2011.
- [65] G. Florides, S. Kalogirou, S. Tassou and L. C. Wrobel, "Modelling and simulation of an absorption solar cooling system for Cyprus," *Solar energy*, vol. 72, pp. 43-51, 2002.
- [66] G. Florides, S. Kalogirou, S. Tassou and L. C. Wrobel, "Modelling, simulation and warming impact assessment of a domestic-size absorption solar cooling system," *Applied Thermal Engineering*, vol. 22, pp. 1313-1325, 2002.
- [67] A. Assilzadeh, S. Kalogirou, Y. Ali and K. Sopian, "Simulation and optimization of a LiBr solar absorption cooling system with evacuated tube collectors," *Renewable energy*, vol. 30, pp. 1143-1159, 2005.
- [68] U. Eicker and D. Pietruschka, "Design and performance of solar powered absorption cooling systems in office buildings," *Energy and Buildings*, vol. 41, no. 1, pp. 81-91, 2009.
- [69] T. Tsoutsos, E. Aloumpi, Z. Gkouskos and M. Karagiorgas, "Design of a solar absorption cooling system in a Greek hospital," *Energy and Buildings*, vol. 42, pp. 265-272, 2010.

- [70] T. Mateus and A. Oliveira, "Energy and economic analysis of an integrated solar absorption cooling and heating system in different building types and climates," *Applied Energy*, vol. 86, pp. 949-957, 2009.
- [71] Y. Hang, M. Qu and F. Zhao, "Economical and environmental assessment of an optimized solar cooling system for a medium-sized benchmark office building in Los Angeles, California," *Renewable Energy*, vol. 36, pp. 648-658, 2011.
- [72] F. Calise, "Thermoeconomic analysis and optimization of high efficiency solar heating and cooling systems for different Italian school buildings and climates," *Energy and Buildings*, vol. 42, pp. 992-1003, 2010.
- [73] F. Calise, M. Dentice d' Accadia and A. Palombo, "Transient analysis and energy optimization of solar heating and cooling systems in various configurations," *Solar Energy*, vol. 84, pp. 432-449, 2010.
- [74] F. Calise, A. Palombo and L. Vanoli, "Maximization of primary energy savings of solar heating and cooling systems by transient simulations and computer design of experiments," *Applied Energy*, vol. 87, pp. 524-540, 2010.
- [75] A. Arsalos and A. N. Alexandrou, "Parametric study and cost analysis of a solar-heating-and-cooling system for detached single-family households in hot climates," *Solar energy*, vol. 117, pp. 59-73, 2015.
- [76] E. Lorenz, Betcke, Jethro and A. Drews, "PVSAT-2: Intelligent performance check of PV system operation based on satellite data," in *19th European Photovoltaic Solar Energy Conference*, Paris, 2004.
- [77] D. King, W. Boys and J. Kratochvill, "Photovoltaic Array Performance Model," Sandia National Laboratories, 2004.
- [78] E. Skoplaski and J. Palyvos, "On the temperature dependence of photovoltaic module electrical performance: a review of efficiency/power correlations," *Solar Energy*, vol. 83, pp. 214-624, 2009.
- [79] J. Duffie and W. Beckmann, *Solar Engineering of Thermal processes*, John Wiley & Sons, 1991.

- [80] A. Buonomano, F. Calise, G. Ferruzzi and L. Vanoli, "Variable-volume storage systems for solar heating and cooling system: a case study for different Italian climates," *Energy Procedia*, vol. 48, no. 2014, pp. 290-299, 2014.
- [81] J. Abedin and S. E. P. Firth, "Simulation of domestic heat demand shifting through short-term thermal storage," in *13th conference of International Building Performance Simulation Association*, Chambery, 2013.
- [82] E. Fabrizio, M. Filippi and J. Virgone, "An hourly modelling framework for the assessment of energy sources exploitation and energy converters selection and sizing in buildings," *Energy and Buildings*, vol. 41, p. 1037–1050, 2009.
- [83] E. Fabrizio, M. Filippi and J. Virgone, "A model to design and optimize multi-energy systems in buildings at the design concept stage," *Renewable Energy*, vol. 35, p. 644–655, 2010.
- [84] D. Marini, "Optimization of HVAC systems for distributed generation as a function of different types of heat sources and climatic conditions," *Applied Energy*, vol. 102, pp. 812-826, 2012.
- [85] C. Baglivo, P. M. Congedo, D. D'Agostino and I. Zacà, "Cost-optimal analysis and technical comparison between standard and high efficient mono-residential buildings in a warm climate," *Energy*, vol. 83, pp. 560-575, 2015.
- [86] M. Basinska, H. Koczyk and E. Szczechowiak, "Sensitivity analysis in determining the optimum energy for residential buildings in Polish conditions," *Energy and Buildings*, vol. 107, pp. 307-318, 2015.
- [87] G. M. Mauro, M. Hamdy, G. P. Vanoli, N. Bianco and J. L. Hensen, "A new methodology for investigating the cost-optimality of energy retrofitting a building category," *Energy and Buildings*, vol. 107, pp. 456-478, 2015.
- [88] D. Testi, E. Schito and P. Conti, "Cost-optimal sizing of solar thermal and photovoltaic systems for the heating and cooling needs of a nearly Zero-Energy Building: the case study of a farm hostel in Italy," in *International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry*, 2015.
- [89] D. Testi, E. Schito and P. Conti, "Cost-optimal sizing of solar thermal and photovoltaic systems for the heating and cooling needs of a nearly Zero-Energy Building: design

- methodology and model description," in *International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry*, 2015.
- [90] "COMMISSION DELEGATED REGULATION (EU) No 244/2012 of 16 January 2012," European Commission, 2012.
- [91] *Ministarstvo graditeljstva i prostornog uređenja RH*,  
<http://www.mgipu.hr/default.aspx?id=12841>.
- [92] B. Delač, A. Trp and K. Lenić, "Numerical investigation of heat transfer enhancement in a fin and tube heat exchanger using vortex generators," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 78, pp. 662-669, 2014.
- [93] B. Delač, B. Pavković and Z. Prelec, "Analiza primjene trigeneracijskog sustava na primjeru novinske tiskare," in *Plin 2011 - 9. skup o prirodnom plinu, toplini i vodi*, Osijek, 2011.
- [94] B. Delač, Z. Prelec and B. Pavković, "Tehnološka, ekonomska i ekološka analiza zamjene energenta u bolničkom energetsom sustavu," *KGH grejanje i klimatizacija*, vol. 43, pp. 93-100, 2014.
- [95] B. Pavković, B. Delač and V. Medica Viola, "Simulation and design of solar absorption cooling system," in *KGH 45th international congress & exhibition on HVAC*, Beograd, 2014.
- [96] B. Pavković, B. Delač and T. Mrakovčić, "Modified water loop heat pump system for a hospital with complex HVAC systems," *Technical gazette*, vol. 19, no. 3, pp. 621-631, 2012.
- [97] B. Pavković, B. Delač and D. Franković, "Improving Energy Efficiency of the Art School in Dubrovnik," in *Conference Proceedings Energy Management in Cultural Heritage*, Dubrovnik, 2011.
- [98] "METEONORM - Global Meteorological Database - Handbook part II: Theory," METEOTEST Genossenschaft, Bern, 2015.
- [99] »EN 12831:2003 Sustavi grijanja u građevinama - Postupak proračuna normiranog toplinskog opterećenja,« Državni zavod za normizaciju i mjeriteljstvo, 2004.
- [100] "Berechnung der Kühllast klimatisierter Räume (VDI Kühllast Regeln)," VDI, Düsseldorf, 1996.

- [101] *Intel Parallel Studio XE 2011*, Intel, 2010.
- [102] *Python programming language*, Python Software Foundation, <https://www.python.org/>.
- [103] W. McKinney, "Data Structures for Statistical Computing in Python," in *Proceedings of the 9th Python in Science Conference*, 2010.
- [104] "TRNSYS 17 - Volume 3 - Standard Component Library Overview," Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, Wisconsin, 2014.
- [105] "TESS Component Libraries - General Description," TESS, 2015.
- [106] "TRNSYS 17 - Volume 4 - Mathematical Reference," Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, Wisconsin, 2014.
- [107] YAZAKI, "Yazaki WFC select," 2010.
- [108] »KI Expert - program za izračun toplinske energije u zgradama,« Knauf Insulation, 2016.
- [109] "TRNFlow - Airflow simulations in buildings," TRANSSOLAR Energietechnik GmbH.
- [110] V. Dorer and e. al., *COMIS 3.1 - User's Guide*, 2011.
- [111] *Trans Solar*, [www.trnsys.de](http://www.trnsys.de), 2016.
- [112] A. Zelenka, "Techniques for supplementing solar radiation network data Volume 1-3. IEA Report No. IEA-SHCP-9D-1," 1992.
- [113] L. Wald and M. Lefèvre, "Interpolation schemes - Profile Method (a process-based distance for interpolation schemes)," SoDa Deliverable D5-1-1, 2001.
- [114] R. Gansler, S. A. Klein and W. A. Beckman, "Assessment of the accuracy of generated meteorological data for use in solar energy simulation studies," *Solar Energy*, vol. 53, no. 3, pp. 279-287, 1994.
- [115] *AX3000*, Villach: EDV Software Service GmbH & Co KG, 2016.
- [116] E. Fabrizio, F. Seguro and M. Filippi, "Integrated HVAC and DHW production systems for Zero Energy Buildings," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 40, p. 515–541, 2014.
- [117] "Početna procjena stanja i opterećenja morskog okoliša hrvatskog dijela Jadrana," Institut za oceanografiju i ribarstvo, Split, 2012.

- [118] *Baza podataka i pokazatelja stanja morskog okoliša, marikulture i ribarstva*, <http://baltazar.izor.hr/azopub/bindex>.
- [119] *Vrijeme i klima hrvatskog Jadrana*, <http://jadran.gfz.hr>.
- [120] *RC Group SPECTRUM*, <http://www.respectrum.it/>.
- [121] ASHRAE Handbook - HVAC applications, Atlanta: ASHRAE, 2015.
- [122] V. Pareto, "The new theories of economics," *The Journal of Political Economy*, vol. 5, p. 485–502, 1897.
- [123] "TESSLibs 17 - Volume 07 - Hydronics Library Mathematical Reference," Thermal Energy System Specialists, Wisconsin, 2014.
- [124] "TESSLibs 17 - Volume 11 - Storage Tank Library Mathematical Reference," Thermal Energy System Specialists, Wisconsin, 2014.
- [125] "TESSLibs 17 - Volume 06 - HVAC Library Mathematical Reference," Thermal Energy System Specialists, Wisconsin, 2014.
- [126] S. Bahria, M. Amirat, A. Hamidat, M. El Ganoui and M. Slimani, "Parametric study of solar heating and cooling systems in different climates of Algeria e A comparison between conventional and high-energy-performance buildings," *Energy*, vol. 113, pp. 521-535, 2016.
- [127] J. A. Duffie and W. A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, Wisconsin: John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, 2013.
- [128] U. Eicker, D. Pietruschka and M. S. A. Haag, "Systematic design and analysis of solar thermal cooling system in different climates," *Renewable energy*, vol. 28, pp. 827-836, 2015.
- [129] U. Eicker, D. Pietruschka and M. S. A. Haag, "Comparison of photovoltaic and solar thermal cooling systems for office buildings in different climates," *Solar energy*, vol. 118, pp. 243-255, 2015.
- [130] "Öl-/Gas-Heizkessel und Heißwassererzeuger bis 21,5 MW," Viessmann GmbH, 2016.
- [131] D. Termomeccanica, "Boilers - Burners - Warm air generators," 2013.
- [132] "VITOBLOC Block-type thermal power plant for natural gas operation (Technical Description)," ESS Energie Systeme & Service GmbH, Landsberg am Lech, 2009.



- [133] "Water-cooled water chillers," Ciat, Culoz.
- [134] "Torri di Raffreddamento Assiali - Serie TY," Carrier.
- [135] "LU-VE RAFFREDDATORI DI LIQUIDO," LU-VE S.p.A., Uboldo, 2015.
- [136] "Water fired single effect absorption chiller," YAZAKI E.S., 2015.
- [137] »Vitosol - Planungsanleitung,« Viessmann Werke GmbH & Co KG, Allendorf.
- [138] "2- und 3-stufige Sole/Wasser-Wärmepumpe," Viessmann, 2015.
- [139] *ENERGO - Distribucija plina*, <http://energo.hr/>.
- [140] *HEP Plin*, <http://plin.hep.hr/>.
- [141] *Plinara Zagreb*, <http://www.plinara-zagreb.hr/>.
- [142] *Plinara Pula*, <http://www.plinara.hr/>.
- [143] *HEP opskrba*, <http://www.hep.hr/>, 2016.
- [144] *RWE energija*, [www.rwe.hr](http://www.rwe.hr).
- [145] *Poticajne cijene za proizvodnju električne energije iz obnovljivih izvora energije i kogeneracije*, <http://www.hrote.hr>.
- [146] *Vodovod Pula*, <http://www.vodovod-pula.hr>.
- [147] *VIK Split*, <http://www.vodovod-st.hr>.
- [148] *Vodovod Dubrovnik*, <http://www.vodovod-dubrovnik.hr/>.
- [149] »NN 94/07 Odluka o visini naknade za korištenje voda,« 2007.
- [150] »NN 97/07 - Pravilnik o obračunu i plaćanju naknade za korištenje voda,« 2007.
- [151] "Technology Characterization: Reciprocating Engines," Energy and Environmental Analysis Inc. an ICF Company, Virginia, 2008.
- [152] H. I. Onovwionaa and V. I. Ugursal, "Residential cogeneration systems: review of the current technology," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 10, p. 389–431, 2006.
- [153] K. W. Schmitz and G. Schaumann, *Kraft-Wärme-Kopplung*, Springer Verlag, 2005.

## POPIS SLIKA

Slika 1.1 Troškovno optimalna razina [6].....	2
Slika 1.2 Bilanca energije u krugu zgrade [5].....	2
Slika 1.3 Postizanje razine nulte energije [10].....	3
Slika 2.1 Shematski prikaz sustava solarnog hlađenja.....	28
Slika 2.2 Dijagram toka modela apsorpcijskog rashladnog uređaja (Type 220).....	32
Slika 2.3 Temperatura solarnih kolektora, spremnika S-3 i spremnika S-1.....	34
Slika 2.4 Učinak solarnih kolektora .....	35
Slika 2.5 Učinci na izmjenjivačima za grijanje spremnika S-1 i spremnika S-3 .....	35
Slika 2.6 Temperatura na vrhu spremnika S-3 i srednja temperatura spremnika S-4.....	36
Slika 2.7 Temperature vode na kondenzatoru i apsorberu, generatoru i isparivaču ARU.....	36
Slika 2.8 Učinci na kondenzatoru i apsorberu, generatoru i isparivaču ARU .....	37
Slika 2.9 Temperature u spremniku PTV S-2 .....	37
Slika 2.10 Učinci na rashladnom tornju i izmjenjivaču topline IT-2 .....	38
Slika 2.11 Dnevno izmijenjene topline na izmjenjivačima topline.....	38
Slika 2.12 Dnevne sume izmijenjenih toplina ARU .....	39
Slika 2.13 Dnevno isporučene topline iz solarnih kolektora u sezoni hlađenja.....	40
Slika 2.14 Dnevne sume toplina na apsorpcijskom rashladnom uređaju u sezoni hlađenja ....	41
Slika 2.15 Temperature u solarnom kolektoru i toplina na IT-1 i IT-3 od 12. 7. do 14. 7.....	41
Slika 2.16 Shema ispitnog sustava s kompresijskom dizalicom topline voda – voda .....	42
Slika 2.17 Temperature ulazne i izlazne vode kondenzatora i isparivača tijekom ispitivanja.	44
Slika 2.18 Učin isparivača i kondenzatora i snaga za pogon kompresora tijekom ispitivanja	45
Slika 2.19 Potrošnje električne energije kompresora i toplina isparivača i kondenzatora.....	45
Slika 3.1 Trodimenzionalni višezonski model zgrade .....	50
Slika 3.2 Satne i prosječne mjesečne vrijednosti temperature zraka (Pula, Split, Dubrovnik)	51
Slika 3.3 Godišnje relativne potrošnje toplinske energije za grijanje hlađenje za lokaciju Pula (usporedba metode proračuna prema normi EN ISO 13790 i dinamičke simulacije) .....	54
Slika 3.4 Mjesečne potrebne korisne energije za grijanje za lokaciju Pula (usporedba metode proračuna po normi EN ISO 13790 i dinamičke simulacije).....	54
Slika 3.5 Mjesečne potrebne korisne energije za hlađenje za lokaciju Pula (usporedba metode proračuna po normi EN ISO 13790 i dinamičke simulacije).....	55

Slika 3.6 Maksimumi učinaka za grijanje i hlađenje ostvareni dinamičkom simulacijom za lokaciju Pula (usporedba jednostavnog i složenog modela) .....	56
Slika 3.7 Učinci za grijanje prema HRN EN 12831 i numeričkoj dinamičkoj simulaciji (lijevo) i učinci za hlađenje prema VDI 2078 i numeričkoj dinamičkoj simulaciji (desno) normalizirano na vrijednost učinka prema HRN EN 12831 za grijanje i VDI 2078 za hlađenje.....	58
Slika 3.8 Usporedba referentne godina i kreiranih projektnih godina za lokaciju Pula.....	59
Slika 3.9 Utjecaj standardne devijacije temperature referentne godine na učinke za grijanje (lijevo) i hlađenje (desno) .....	59
Slika 4.1 Temperature mora na površini i pridnenom sloju na 10m dubine .....	63
Slika 4.2 Primjer funkcije PLF(PLR) za kompresijski rashladni uređaj voda – voda [120]....	66
Slika 4.3 Dijagram toka modela kompresijskog rashladnog uređaja voda – voda sa stupnjem djelomičnog opterećenja (Type 209).....	67
Slika 4.4 Dijagram toka modela kompresijskog rashladnog uređaja voda – voda s djelomičnim povratom topline (Type 207).....	69
Slika 4.5 Dijagram toka modela kompresijske dizalice topline voda – voda s regulacijom rada prema postavnoj izlaznoj temperaturi vode (Type 203).....	71
Slika 4.6 Dijagram toka modela kompresijske dizalice topline zrak – voda sa stupnjem djelomičnog opterećenja i djelomičnim povratom topline (Type 217).....	73
Slika 4.7 Dijagram toka modela kompresijske dizalice topline zrak – voda sa stupnjem djelomičnog opterećenja i potpunim povratom topline (Type 218).....	77
Slika 4.8 Dijagram toka modela plinskog kogeneracijskog uređaja (Type 211) .....	79
Slika 5.1 Utjecaj povećanja toplinske izolacije vanjskog zida na energiju i maksimalne učinke za grijanje i hlađenje .....	82
Slika 5.2 Utjecaj povećanja toplinske izolacije krova na energiju i maksimalne učinke za grijanje i hlađenje .....	83
Slika 5.3 Utjecaj povećanja toplinske izolacije poda prema tlu na energiju i maksimalne učinke za grijanje i hlađenje .....	83
Slika 5.4 Utjecaj povećanja koeficijenta apsorpcije sunčevog zračenja na energiju i maksimalne učinke za grijanje i hlađenje.....	83
Slika 5.5 Utjecaj koeficijenta prolaza topline i faktora propusnosti sunčevog zračenja na energiju i maksimalne učinke za grijanje i hlađenje (U – koeficijent prolaza topline u $W/m^2K$ , g - koeficijenta propusnosti sunčevog zračenja) .....	84

Slika 5.6 Utjecaj povrata toplinske energije u sustavu mehaničke ventilacije na energiju i maksimalne učinke za grijanje i hlađenje .....	84
Slika 5.7 Implementacija optimizacijskog postupka.....	89
Slika 5.8 Satne vrijednosti rezultata dinamičke simulacije provedene na višezonskom modelu zgrade (toplinske i električne energije) na lokaciji Pula .....	92
Slika 6.1 Rezultati određivanja troškovno optimalnog tehničkog rješenja za lokaciju sjevernog Jadrana (primarna energija i ukupni troškovi) .....	95
Slika 6.2 Rezultati određivanja troškovno optimalnog tehničkog rješenja za lokaciju sjevernog Jadrana (emisije CO <sub>2</sub> i ukupni troškovi) .....	96
Slika 6.3 Rezultati optimizacije konvencionalnih tehničkih sustava (sjeverni Jadran) .....	97
Slika 6.4 Rezultati optimizacije tehničkih sustava s biomasom (sjeverni Jadran).....	98
Slika 6.5 Rezultati optimizacije tehničkih sustava kompresijskih dizalica topline voda-voda (sjeverni Jadran) .....	99
Slika 6.6 Rezultati optimizacije tehničkih sustava kompresijskih dizalica topline zrak-voda (sjeverni Jadran) .....	101
Slika 6.7 Struktura ukupnih troškova analiziranih tehničkih sustava (sjeverni Jadran).....	102
Slika 6.8 Isporučena energija za pogon tehničkih sustava zgrade bez fotonaponske pretvorbe sunčeve energije (sjeverni Jadran) .....	103
Slika 6.9 Rezultati određivanja troškovno optimalnog tehničkog rješenja (sustavi s fotonaponskom pretvorbom sunčeve energije) .....	104
Slika 6.10 Isporučena energija za pogon tehničkih sustava zgrade s fotonaponskom pretvorbom sunčeve energije (sjeverni Jadran) .....	104
Slika 6.11 Zastupljenost tipova ostakljenja među optimalnim rješenjima (sjeverni Jadran). 105	
Slika 6.12 Zastupljenost koeficijenata apsorpcije sunčevog zračenja zidova i krovova među optimalnim rješenjima (sjeverni Jadran) .....	105
Slika 6.13 Zastupljenost debljina toplinske izolacije vanjskog zida među optimalnim rješenjima (sjeverni Jadran) .....	106
Slika 6.14 Scenarij određivanja troškovno optimalnog tehničkog rješenja s povećanim faktorom primarne energije za električnu energiju na vrijednost 2,3 (sjeverni Jadran).....	108
Slika 6.15 Scenarij određivanja troškovno optimalnog tehničkog rješenja uz korištenje fotonaponskih sustava s povećanim faktorom primarne energije za električnu energiju na vrijednost 2,3 (sjeverni Jadran) .....	108

Slika 6.16 Rezultati određivanja troškovno optimalnog tehničkog rješenja za lokaciju srednjeg Jadrana (primarna energija i ukupni troškovi) .....	109
Slika 6.17 Zastupljenost koeficijenta apsorpcije sunčevog zračenja vanjskih zidova i krova među optimalnim rješenjima (srednji Jadran).....	110
Slika 6.18 Zastupljenost tipova ostakljenja među optimalnim rješenjima (srednji Jadran)...	110
Slika 6.19 Zastupljenost debljina toplinske izolacije vanjskog zida među optimalnim rješenjima (srednji Jadran).....	111
Slika 6.20 Rezultati određivanja troškovno optimalnog tehničkog rješenja za lokaciju južnog Jadrana (primarna energija i ukupni troškovi) .....	112
Slika 6.21 Zastupljenost koeficijenta apsorpcije sunčevog zračenja među optimalnim rješenjima (južni Jadran).....	113
Slika 6.22 Zastupljenost tipova ostakljenja među optimalnim rješenjima (južni Jadran).....	113
Slika 6.23 Zastupljenost debljina toplinske izolacije vanjskog zida među optimalnim rješenjima (južni Jadran).....	114
Slika 7.1 Moguće područje regulacije pumpi morske vode .....	118
Slika 7.2 Utjecaj pozicije osjetnika na smanjenje primarne energije i pogonskih troškova ..	121
Slika 7.3 Istovremeni utjecaj strategije regulacije i volumena inercijskih spremnika tople vode na smanjenje primarne energije i pogonskih troškova .....	122
Slika 7.4 Utjecaj regulacije polazne temperature grijanja na potrošnju primarne energije i ukupne godišnje troškove (KDT voda – voda) .....	124
Slika 7.5 Rezultat optimizacije sustava KDT voda - voda.....	124
Slika 7.6 Srednja temperatura otpadnog zraka sustava mehaničke ventilacije (lijevo – zimski dan, desno – ljetni dan) .....	126
Slika 7.7 Utjecaj regulacije polazne temperature grijanja na potrošnju primarne energije i pogonske godišnje troškove (KDT zrak – voda).....	127

## POPIS TABLICA

Tablica 1.1 Faktori primarne energije (preporuka EU [7] i Hrvatska [8]).....	3
Tablica 1.2 Faktor grijanja COP dizalice topline kao funkcija djelomičnog opterećenja uređaja (PLR, eng. part load ratio) i regulacije elektromotora kompresora i ventilatora [56].....	14
Tablica 2.1 Rekapitulacija izmijenjenih toplina.....	42
Tablica 3.1 Vanjske projektne temperature lokacija [2] .....	56
Tablica 4.1 Simulacijski modeli sustava .....	64
Tablica 5.1 Parametri i raspon varijabli analize utjecaja parametara na učinke i potrošnju energije za grijanje i hlađenje.....	81
Tablica 5.2 Faktori emisije CO <sub>2</sub> .....	93
Tablica 6.1 Najveće dopuštene vrijednosti za nove zgrade približno nulte energije i postojeće zgrade koje se obnavljaju na razinu potrošnje zgrade približno nulte energije (analizirana zgrada).....	95
Tablica 6.2 Usporedba postignutih faktora hlađenja kompresijskih rashladnih uređaja u konvencionalnom sustavu .....	97
Tablica 6.3 Usporedba postignutih sezonskih faktora grijanja i hlađenja KDT zrak - voda .	101
Tablica 7.1 Analiza utjecaja veličine izmjenjivača topline.....	117
Tablica 7.2 Analiza utjecaja frekventne regulacije pumpi morske vode .....	119
Tablica 7.3 Optimalna rješenja istovremene analize utjecaja strategije regulacije i ukupnog volumena inercijskih spremnika tople vode.....	122
Tablica 7.4 Analiza utjecaja strategije pripreme PTV .....	123
Tablica 7.5 Analiza utjecaja regulacije polazne temperature grijanja .....	123
Tablica 7.6 Optimalna rješenja optimizacije na sustavu KDT voda - voda.....	125
Tablica 7.7 Analiza utjecaja regulacije polazne temperature grijanja (KDT zrak – voda)....	126

## PREGLED OZNAKA

### Latinična slova

$A$	površina, $m^2$	$P$	snaga, kW
$a$	faktor apsorpcije sunčevog zračenja, -	$PLR$	stupanj djelomičnog opterećenja
$c$	specifični toplinski kapacitet, kJ/(kg K)	$PLF$	faktor djelomičnog opterećenja
$C$	cijena, €	$Q$	toplina, kWh
$COP$	faktor grijanja, -	$\dot{Q}$	učin, kW
$E$	energija, kWh	$r$	faktor, -
$EER$	faktor hlađenja, -	$SCOP$	sezonski faktor grijanja, -
$EP$	indikator primarne energije, kWh/( $m^2$ a)	$SEER$	sezonski faktor hlađenja, -
$g$	faktor nepropusnosti sunčevog zračenja, -	$t$	vrijeme, s
$h$	specifična entalpija, kJ/kg	$T$	temperatura, K
$H$	visina dobave, m	$U_w$	ukupni koeficijent prolaza topline prozirnog elementa, W/ $m^2$ K
$k$	faktor, -	$\dot{V}$	volumni protok, $m^3/h$
$m$	masa, kg		

### Grčka slova

$\eta$	stupanj djelovanja, -
$\delta$	debljina, cm
$\vartheta$	temperatura, °C
$\lambda$	koeficijent toplinske vodljivosti, W/(m K)
$\rho$	gustoća, $kg/m^3$
$\zeta$	toplinski omjer, -

### *Kratice*

0	isparivač	NSGA-II	eng. Non-dominated Sorting Genetic Algorithm-II
ARU	apsorpcijski rashladni uređaj	OIE	obnovljivi izvori energije
BK	kotao na biomasu	PK	plinski kotao
CP	cirkulacijska pumpa	PTV	potrošna topla voda
EPB	eng. energy performance of buildings	PP	pregrijana para
EU	Europska unija	R	povrat topline
FN	solarni fotonaponski kolektor	RT	rashladni toranj
G0EZ	gotovo nula energetska zgrada	S	spremnik
HV	hladna voda	Sd	standardna devijacija temperature
I	isparivač	SH	suhi hladnjak
IT	izmjenjivač topline	SK	solarni toplinski kolektor
K	kondenzator	TESS	eng. Thermal Energy System Specialists
KDT	kompresijska dizalica topline	TRIG	trigeneracija
KOG	plinski kogeneracijski modul	TV	topla voda
KRU	kompresijski rashladni uređaj	V-V	voda – voda
KRU	kompresijski rashladni uređaj s djelomičnim povratom topline	Z-V	zrak – voda
M	more		
nZEB	zgrada približno nulte energije (eng. nearly zero energy building)		

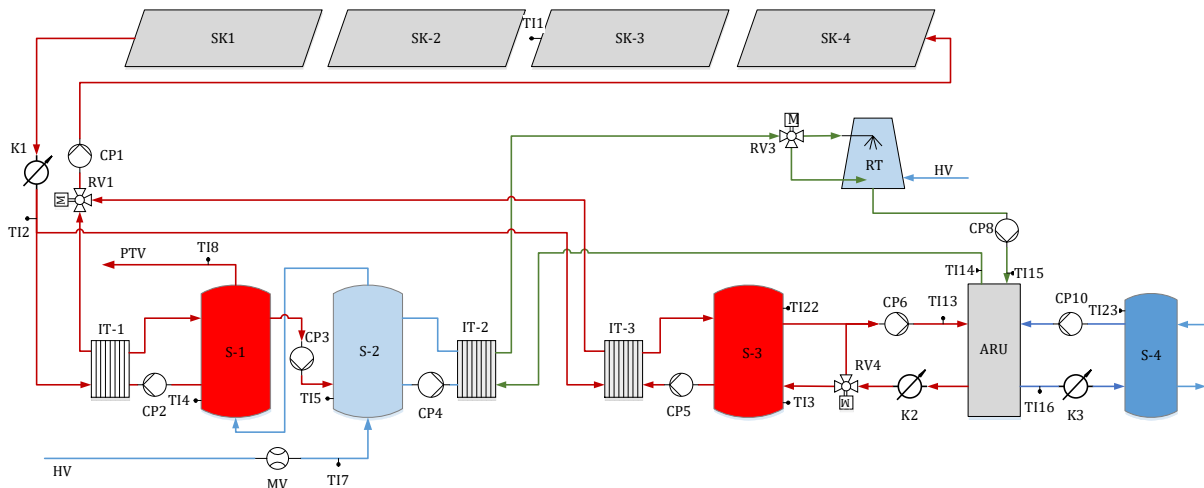


*Subskripti i superskripti*

a	apsorber	pp	pregrijana para
B	biomasa	PP	prirodni plin
del	isporučen (eng. <i>delivered</i> )	proizv	proizveden
el	električni	P	primarni
EM	emisija	req	potreban
exp	izvezen (eng. <i>exported</i> )	RT	rashladni toranj
g	generator	ren	obnovljiv (eng. <i>renewable</i> )
hr	povrat topline (eng. <i>heat recovery</i> )	s	sustav
k	kondenzator	sim	simulirano
k-a	kondenzator – apsorber	SK	solarni kolektor
kp	kompresor	set	zadan
IT	izmjenjivač topline	t	toplinski
izl	izlaz	uk	ukupni
min	najmanji	ul	ulaz
mj	mjereno	us	koristan (eng. <i>useful</i> )
max	najveći	vent	ventilator
net	ukupni	w	voda
nom	nominalni	z	zrak
nren	neobnovljivi (eng. <i>nonrenewable</i> )	0	isparivač
potr	potrošen		

## PRIVITAK 1

### Osnovni podaci o komponentama sustava solarnog apsorpcijskog hlađenja na kojem su provedena mjerenja radnih parametara radi potvrde simulacijskog modela prikazanog u poglavlju 2



Slika P1.1 Shematski prikaz sustava solarnog hlađenja

Apsorpcijski rashladni uređaj ARU je tip WFC-SC 5, proizvod „Yazaki“ i radi sa smjesom vode i litijevog bromida. Rashladni učinak od 17,6 kW ostvaruje se kod temperature hladene vode 7/12,5 °C, temperature ogrjevnice vode iz solarnih kolektora 88/83 °C i temperature vode za hlađenje kondenzatora i apsorbera 31/35 °C. Potrebni učinak pogonske topline iz solarnih kolektora kod navedenih uvjeta je 25,1 kW, a otpadna toplina koju treba odvesti rashladnim tornjem je 42,7 kW. Električna snaga potrebna za rad ARU je 0,05 kW. Vakuumski solarni kolektori tip VITOSOL 200-T SPE, proizvod „Viessmann“, povezani su međusobno u 4 grupe po 4 kolektora i ukupne površine apsorbera 52 m<sup>2</sup>. Kolektori su smješteni su ravnom krovu, orijentirani prema jugu i nagnuti prema horizontalnoj ravnini pod kutom 35°. Kroz kolektore struji medij „Tyfocor-LS“ koji ih štiti od smrzavanja zimi. Rashladni toranj je tip TY45, proizvod „Carrier“, učinka hlađenja 47 kW kod temperature vanjskog zraka 35 °C i temperature vlažnog termometra 26 °C, pri čemu hladi vodu od 35 na 31 °C. Električna snaga ventilatora rashladnog tornja je 0,47 kW. Ugrađena su dva jednaka toplinska spremnika svaki volumena 2 m<sup>3</sup> za PTV, jedan spremnik volumena 2m<sup>3</sup> kao inercijski spremnik tople vode ARU i jedan spremnik volumena 1 m<sup>3</sup> kao inercijski spremnik hladne vode ARU. U sustavu je ugrađeno 9 frekventno reguliranih cirkulacijskih pumpi, čime su osigurani protoci u skladu s projektom zahtijevanim parametrima i minimalna potrošnja energije (CP-1 za 3000 l/h, CP-2 za 3000 l/h,

CP-3 za 5000 l/h, CP-4 za 6120 l/h, CP-5 za 3000 l/h, CP-6 za 4320 l/h, CP-7 za 4130 l/h, CP-8 za 9180 l/h i CP-9 za 2060 l/h). Tropnutni regulacijski ventili RV-1, RV-3 i RV-4 proizvođača „Siemens“ koriste se za prekret režima rada i regulaciju u sustavu. Ugrađena su tri mjerila toplinske energije proizvođača „Kamstrup“ i to na strani solarnog medija K-1, u krugu generatora ARU K-2 i u krugu isparivača ARU K-3. Time se mjere; toplina preuzeta solarnim kolektorima, toplina predana generatoru ARU i toplina predana isparivaču ARU. Preostale topline se računaju iz kalorimetrima mjerenih toplina i prikupljenih signala o statusu opreme u sustavu. Ugrađena su 23 mjerna osjetnika temperature radi regulacije sustava i prikupljanja podataka o radu sustava. Meteorološka stanica smještena na krovu objekta bilježi intenzitet sunčevog zračenja na horizontalnu plohu, tlak, temperaturu i vlažnost zraka te brzinu vjetra. Ugrađena su 3 izmjenjivača topline karakteristika prikazanih tablično u nastavku.

*Tablica P1.1 Karakteristike izmjenjivača topline*

Oznaka	Učinak [kW]	Primar		Sekundar	
		Medij	Temperatura	Medij	Temperatura
IT-1	33	solarni medij	70/60 °C	voda	50/60 °C
IT-2	43	voda	35/31 °C	voda	27/33 °C
IT-3	33	solarni medij	95/85 °C	voda	80/90 °C

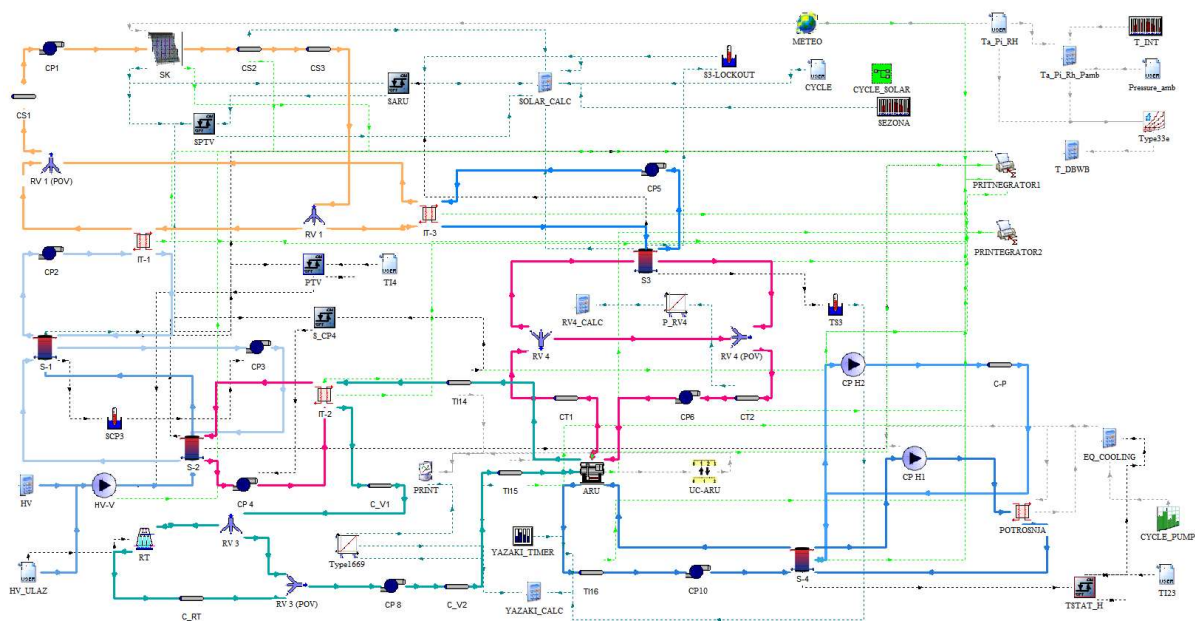
### **Komponente Trnsys simulacijskih modela**

*Tablica P1.2 Numerički modeli komponenti korišteni za izradu dinamičke simulacije sustava solarnog apsorpcijskog hlađenja*

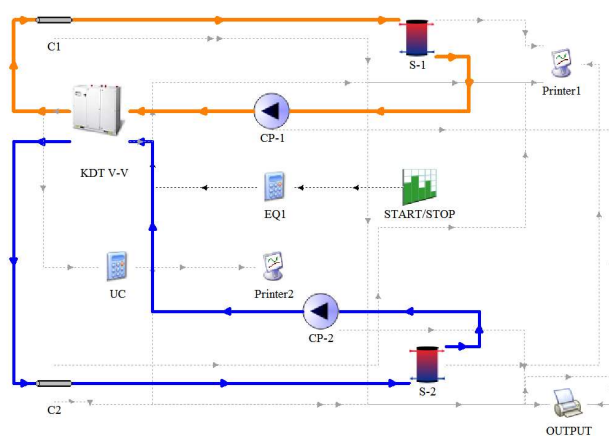
Vakuumski cijevni solarni kolektori	Type 538
Rashladni toranj	Type 51
Izmjenjivači topline	Type 5
Cirkulacijske pumpe	Type 654 [123]
Cjevovodi	Type 709 [123]
Toplinski spremnici	Type 534-NoHX [124]

*Tablica P1.3 Numerički modeli komponenti korišteni za izradu dinamičke simulacije sustava s KDT voda-voda i toplinskim spremnicima*

Kompresijska dizalica topline voda-voda	Type 927
Toplinski spremnici	Type 534-NoHX
Cirkulacijske pumpe	Type 65
Cjevovodi	Type 709



*Slika P1.2 Trnsys shema sustava solarnog apsorpcijskog hlađenja*



*Slika P1.3 Trnsys shema sustava s kompresijskom dizalicom topline*

## PRIVITAK 2

Tablica P2.1 Karakteristike objekta (bez primijenjenih mjera pasivne toplinske zaštite) i ulazni podaci za proračun prema EN ISO 13790

Zona I				
Korisna površina	16030 m <sup>2</sup>			
Volumen grijanog zraka	58600 m <sup>3</sup>			
Građevni element	Površina [m <sup>2</sup> ]			
	JI	JZ	SZ	SI
Vanjski zid	2046	1678	1978	1717
Prozirni element	476	607	1139	636
Pod na tlu	1972			
Ravni krov	3254			
Pod prema okolini	1282			
Zona II				
Korisna površina	340 m <sup>2</sup>			
Volumen grijanog zraka	3200 m <sup>3</sup>			
Građevni element	Površina [m <sup>2</sup> ]			
	JI	JZ	SZ	SI
Vanjski zid	18	54	115	-
Prozirni element	39	68	129	-
Pod na tlu	340			
Ravni krov	340			

Tablica P2.2 Sastav građevnih elemenata (1)

<i>Vanjski zid</i>				
Materijal	$\delta$ [cm]	$\lambda$ [W/mK]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$c_p$ [kJ/kgK]
Cementna žbuka	2,00	1,600	2000	1
Armirani beton	30,00	2,600	2500	1
Cementna žbuka	2,00	1,600	2000	1
<i>Pod na tlu</i>				
Materijal	$\delta$ [cm]	$\lambda$ [W/mK]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$c_p$ [kJ/kgK]
Drvo	2,00	0,130	500	1,6
Cementni estrih	3,50	1,600	2000	1,1
Mineralna vuna	2,00	0,032	10	1,03
Armirani beton	15,00	2,600	2500	1
Pijesak	5,00	0,810	1700	1

Tablica P2.3 Sastav građevnih elemenata (2)

<i>Ravni krov</i>				
Materijal	$\delta$ [cm]	$\lambda$ [W/mK]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$c_p$ [kJ/kgK]
Cementna žbuka	2,00	1,600	2000	1
Armirani beton	15,00	2,600	2500	1
Cementni estrih	5,00	1,600	2000	1,1
Hidroizolacija	0,50	0,230	1300	1
<i>Pod prema okolini</i>				
Materijal	$\delta$ [cm]	$\lambda$ [W/mK]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$c_p$ [kJ/kgK]
Drvo	2,00	0,130	500	1,6
Cementni estrih	3,50	1,600	2000	1,1
Mineralna vuna	2,00	0,032	10	1
Armirani beton	15,00	2,600	2500	1
Cementna žbuka	2,00	1,600	2000	1

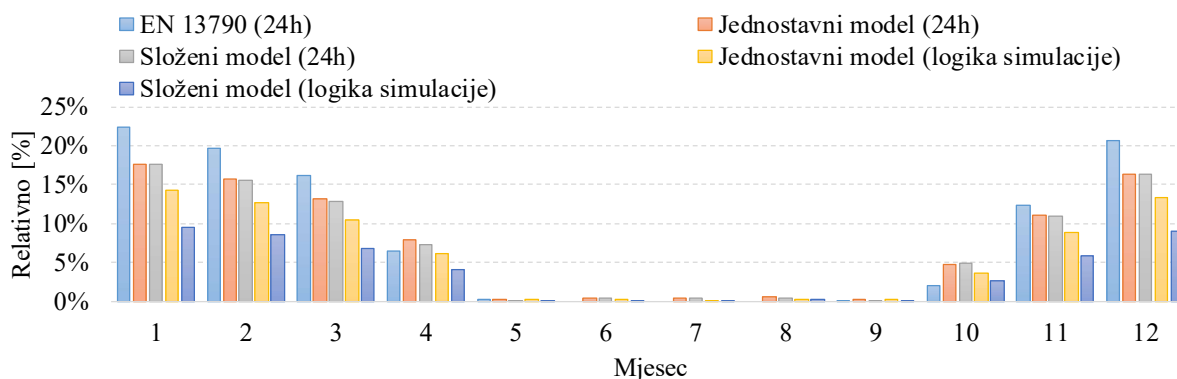
Tablica P2.4 Koefficienti prolaza topline za početni model prije obnove

Građevni element	$U$ [W/m <sup>2</sup> K]
Unutarnji zid	3,96
Pod prema okolini	1,03
Ravni krov	3,41
Vanjski zid	3,22
Pod na tlu	0,93
Prozirni element	2,8

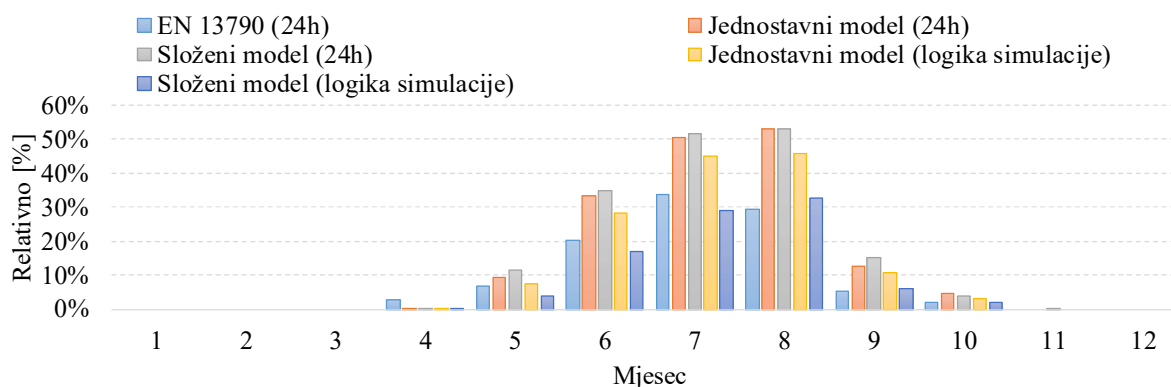
### PRIVITAK 3

#### Usporedba metode proračuna prema normi EN ISO 13790 i dinamičke numeričke simulacije za lokaciju Split

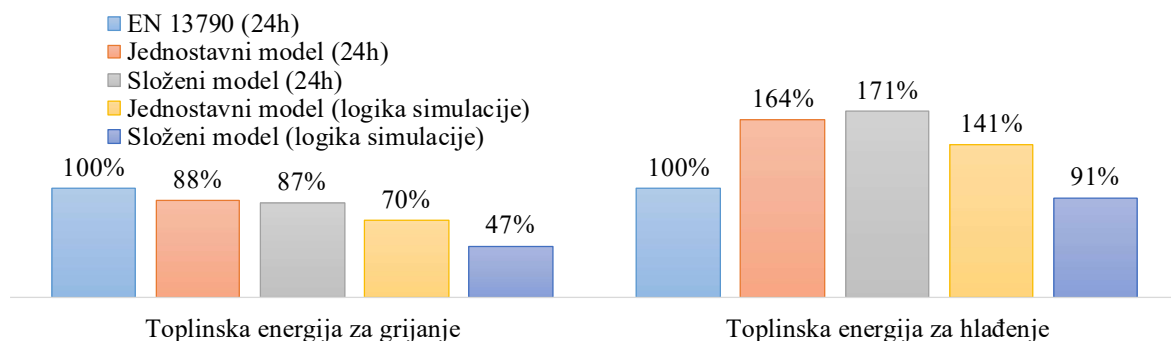
Korisne energije za grijanje i hlađenje su normalizirane na godišnje potrošnje prema normi EN ISO 13790 pri čemu je apsolutna vrijednosti godišnje korisne energije za grijanje prema normi EN ISO 13790 4350794 kWh, a korisne energije za hlađenje 678944 kWh.



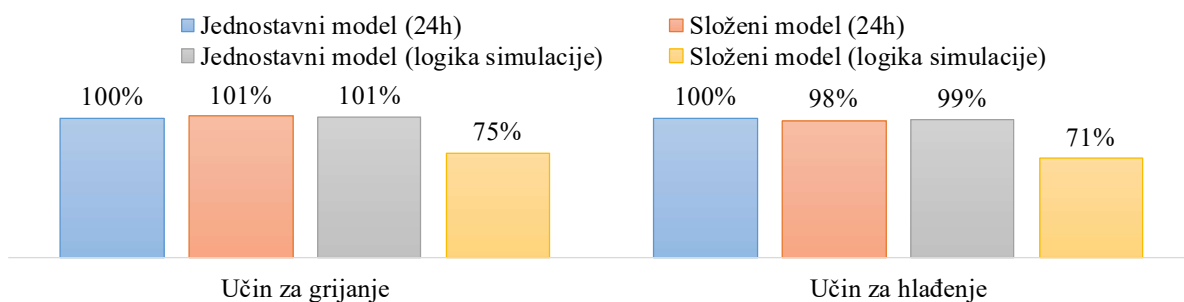
Slika P3.1 Korisna toplinska energija za grijanje (lokacija Split)



Slika P3.2 Korisna toplinska energija za hlađenje (lokacija Split)



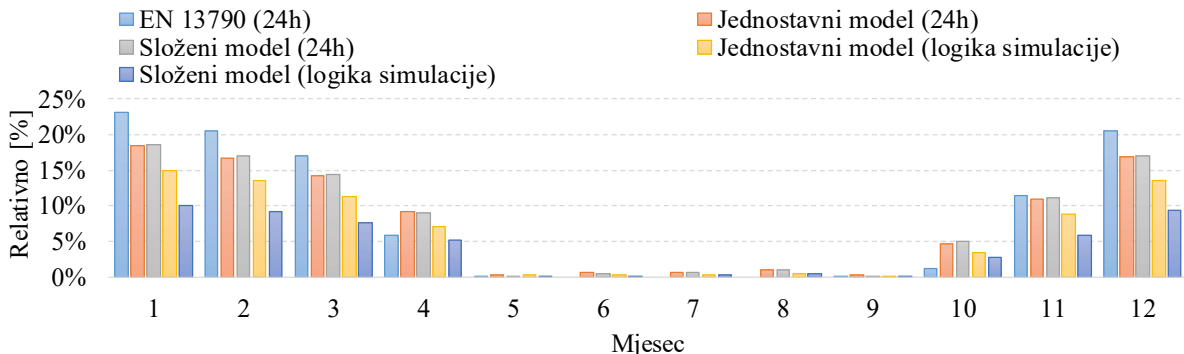
Slika P3.3 Godišnja rekapitulacija korisnih toplinskih energija za grijanje i hlađenje (lokacija Split)



Slika P3.4 Maksimalni učinci za grijanje i hlađenje dobiveni numeričkim dinamičkim simulacijama za referentnu godinu (lokacija Split)

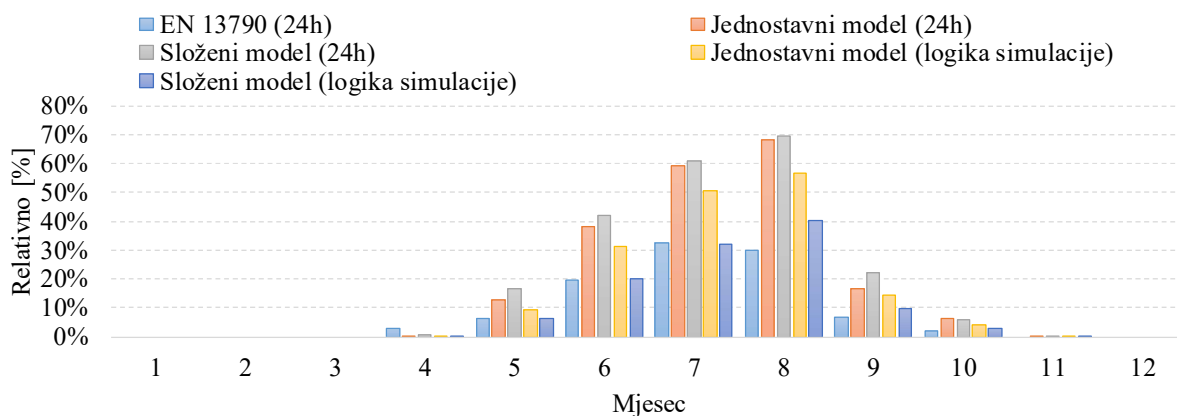
### Usporedba metode proračuna prema normi EN ISO 13790 i dinamičke numeričke simulacije za lokaciju Dubrovnik

Korisne energije za grijanje i hlađenje su zbog lakšeg razumijevanja i preglednosti normalizirane na godišnje potrošnje prema normi EN ISO 13790 pri čemu je apsolutna vrijednosti godišnje korisne energije za grijanje prema normi EN ISO 13790 3776903 kWh, a korisne energije za hlađenje 571543 kWh.

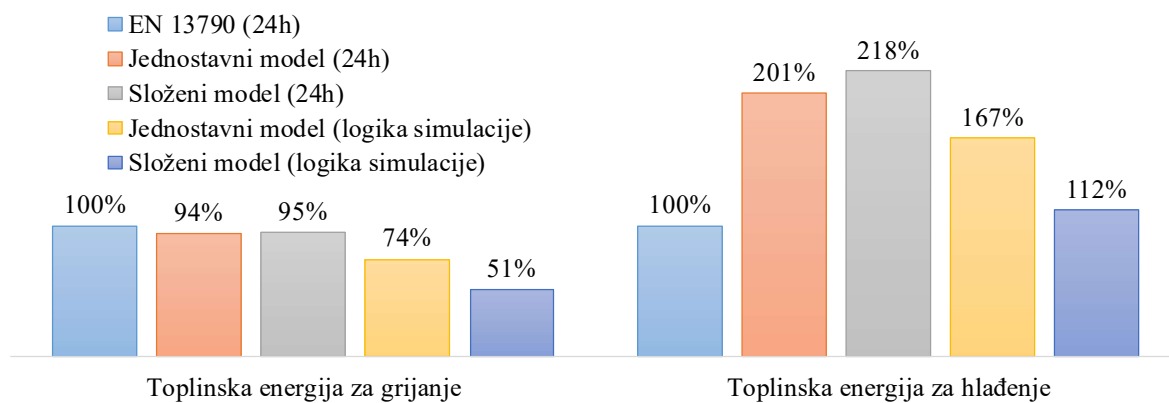


Slika P3.5 Korisna toplinska energija za grijanje (lokacija Dubrovnik)

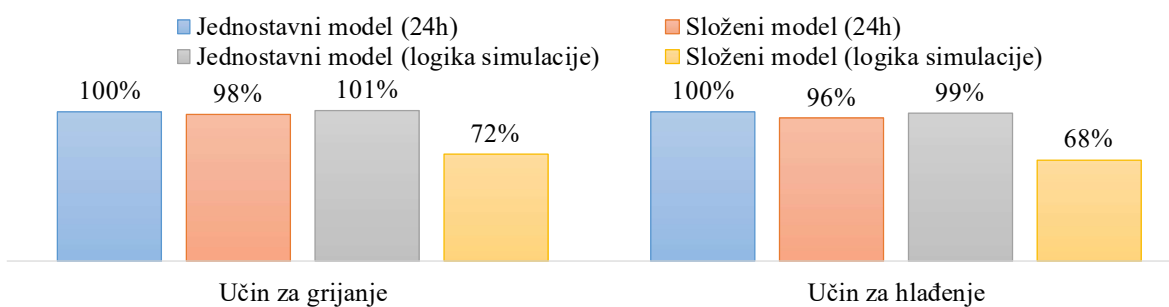




Slika P3.6 Korisna toplinska energija za hlađenje (lokacija Dubrovnik)



Slika P3.7 Godišnja rekapitulacija toplinskih energija za grijanje i hlađenje (lokacija Dubrovnik)



Slika P3.8 Maksimalni učinci za grijanje i hlađenje dobiveni numeričkim dinamičkim simulacijama (lokacija Dubrovnik)

## PRIVITAK 4

Tablica P4.1 Numerički modeli komponenti korišteni za izradu dinamičkih simulacija

Komponenta	Model
Cijevi	Type 709 [123]
Izmjenjivači topline	Type 91
Spremnici	Type 534
Fotonaponski paneli	Type 562
Diferencijalni termostati	Type 911
Mikroprocesorski regulator	Type 40
Kotlovi	Type 700
Pumpe (jednobrzsinske)	Type 741
Pumpe (frekventne)	Type 654
Rashladni toranj	Type 51
Solarni kolektori	Type 538
Suhi hladnjak	Type 511 [125]
Termostati	Type 1502 Type 1503
Regulator za vremensko upravljanje	Type 517 Type 518 Type 14h

### Opis razmatranih sustava

#### Konvencionalni sustavi (PK)

Konvencionalni sustav troši neobnovljivu primarnu energiju i uključen je u razmatranje kao referentni sustav ili polazna točka kod obnove zgrade i tehničkog sustava kako bi se utvrdio potencijal smanjenja primarne energije njihovim poboljšanjem kroz povratno korištenje topline, korištenjem drugih analiziranih sustava ili pak integracijom obnovljivih izvora energije u osnovni koncept sustava.

Svim varijantama konvencionalnog sustav zajedničko je da se potrebna toplina za grijanje prostora, grijanje zraka u klima komorama, grijanje potrošne vode i grijanje vode bazena ljeti i zimi osigurava radom standardnih plinskih kotlova u kaskadi.

Toplina se ovisno o dinamici opterećenja, troši za rad ventilatorskih konvektora, grijača i dogrijača u klima komorama, pripremu PTV i grijanje vode bazena. Regulacija osigurava temperature 50/45 °C u krugu ventilatorskih konvektora i klima komora. Viša temperatura u kotlovima omogućava zagrijavanje potrošne tople vode na 60 °C, uz tjedno zagrijavanje do 70 °C radi zaštite od štetnih mikroorganizama. Cirkulacija prema mjestima potrošnje zajedno s razvodom cjevovoda potrošne vode uključena je u simulacijske modele.

Kompresijski rashladni uređaji voda – voda osiguravaju hlađenje putem ventilatorskih konvektora i klima komora. Radna temperatura u krugu hlađenja je 7/12 °C.

Sustav hlađenja je razrađen u 4 varijante koje uključuju odbacivanju kondenzatorske topline na rashladni toranj ili suhi hladnjak oba u kombinaciji sa ili bez iskorištavanja kondenzatorske topline za pripremu PTV. Iako je današnja praksa u projektiranju korištenje suhих hladnjaka, prvenstveno iz razloga jednostavnijeg održavanja i sprečavanja korozije u sustavu, u razmatranje su uključeni i rashladni tornjevi zbog moguće niže temperature rashladne vode, a time i povoljnijeg rashladnog procesa.

### ***Konvencionalni sustav (PK A) - kotlovi na prirodni plin, vodom hlađeni kompresijski rashladni uređaji s rashladnim tornjevima***

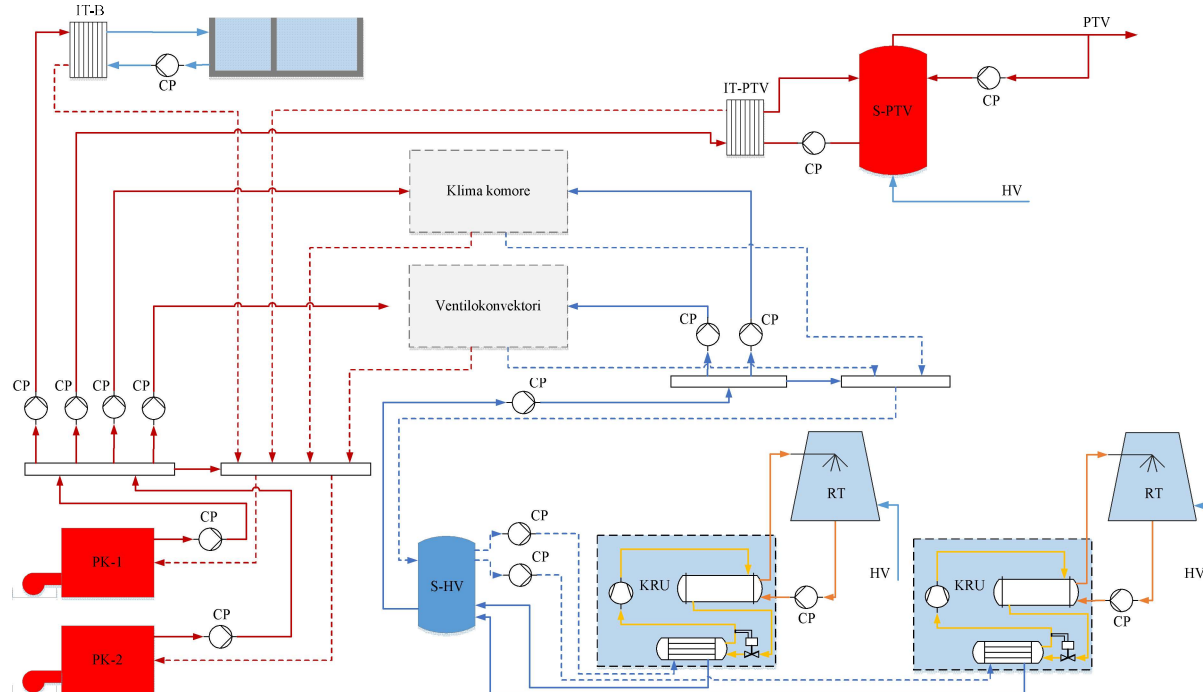
Dinamički simulacijski model sustava sadrži kotlove s plinskim plamenicima i vodom hlađeni kompresijski rashladni uređaj s odbacivanjem kondenzatorske topline preko rashladnog tornja na okolni zrak.

Simulacijski model kotla izračunava potrošnju energenta za proizvodnju toplinske energije. Ovisno o zadanoj izlaznoj temperaturi u svakom vremenskom koraku računa se potrebna toplina za grijanje i stupanj djelomičnog opterećenja. Uzet je u obzir utjecaj toplinskih gubitaka kotla zbog pripravnosti.

Kotao PK-1 odabire se prema potrebnom učinku za zagrijavanje potrošne vode i dogrijača klima komora kako bi se osigurali minimalni gubici pripravnosti kotla u ljetnom režimu rada. Kotao PK-2 pokriva učinak za grijanje ventilokonvektorima i grijanje zraka u klima komorama. U sezoni hlađenja kotao PK-2 se u potpunosti isključuje. Održava se polazna temperatura vode iz kotla 75 °C. Polazna temperatura grijanja ventilokonvektorima i klima komorama održava se na 50 °C regulacijom putem troputnih ventila, a temperatura polaza prema izmjenjivačima topline bazena i potrošne vode se ne regulira.

U krugu hlađene vode ugrađen je inercijski spremnik S-HV. Temperatura polazne vode iz rashladnih uređaja je 7 °C. Hlađenje kondenzatora rashladnih uređaja je putem rashladnog tornja koji se odabire za temperaturu rashladne vode kondenzatora 35/30 °C i temperaturu vlažnog termometra 26 °C. Regulator brzine vrtnje ventilatora rashladnog tornja održava temperaturu rashladne vode za hlađenje kondenzatora u rasponu od 20 do 25 °C. Za temperaturu rashladne vode ispod donje temperature raspona ventilator rashladnog tornja je isključen.

Potrošna voda zagrijava se putem izmjenjivača topline IT-PTV odabranog za projektne temperature primara 75/65 °C i sekundara 65/70 °C. Akumulacija potrošne vode je u spremniku S-PTV.

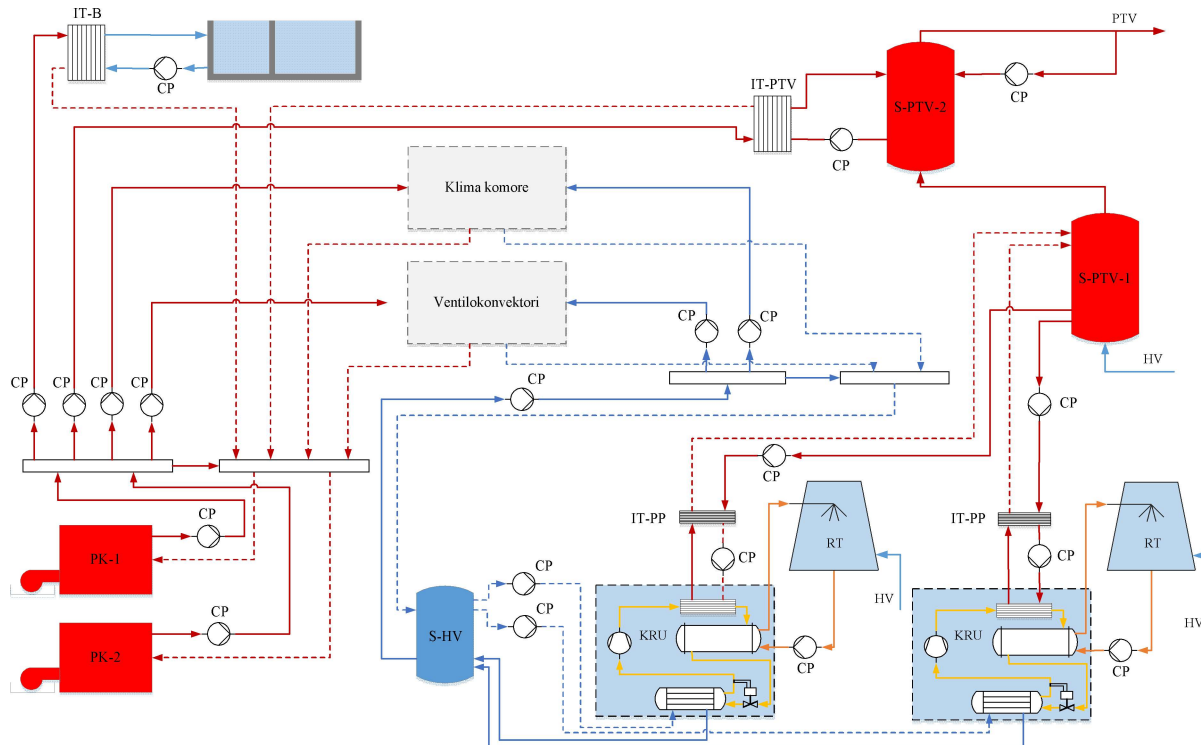


Slika P4.1 Konvencionalni sustav (PK A)

**Konvencionalni sustav (PK B) - kotlovi na prirodni plin, vodom hladeni kompresijski rashladni uređaj voda – voda s rashladnim tornjevima i djelomičnim povratom topline**

Sustav grijanja jednak je onome prema varijanti PK A. U sustavu hlađenja ugrađeni su kompresijski rashladni uređaji voda – voda s mogućnošću djelomičnog povrata topline putem hladnjaka pregrijane pare za zagrijavanje potrošne vode. Potrošna voda zagrijava se u dva stupnja: u prvom stupnju otpadnom toplinom rashladnog uređaja (akumulacija S-PTV-1), a u drugom stupnju toplinom iz kotla (akumulacija S-PTV-2). U izmjenjivačima topline IT-PP namijenjenim zaštiti hladnjaka pare od taloženja kamenca iz PTV i odabranim za temperaturu primara 60/55 °C i sekundara 50/55 °C u ljetnom režimu rada zagrijava se potrošna voda i akumulira u spremniku S-PTV-1. Voda se u spremniku S-PTV-1 može zagrijati do najviše 55 °C. Zagrijana voda ulazi u spremnik S-PTV-2 u kojem se putem izmjenjivača topline IT-PTV zagrijava toplinom proizvedenom u kotlu, kao u varijanti PK A. Diferencijalnim termostatom uspoređuju se temperature na dnu spremnika S-PTV-1 i temperatura na izlazu iz hladnjaka pregrijane pare te ukoliko je ispunjen uvjet dozvoljene razlike temperatura uključuje se grijanje

spremnika S-PTV-1. Ostali elementi sustava funkcionalno i prema korištenim simulacijskim modelima su jednaki onima u varijanti konvencionalnog sustava PK A pa se neće posebno opisivati.

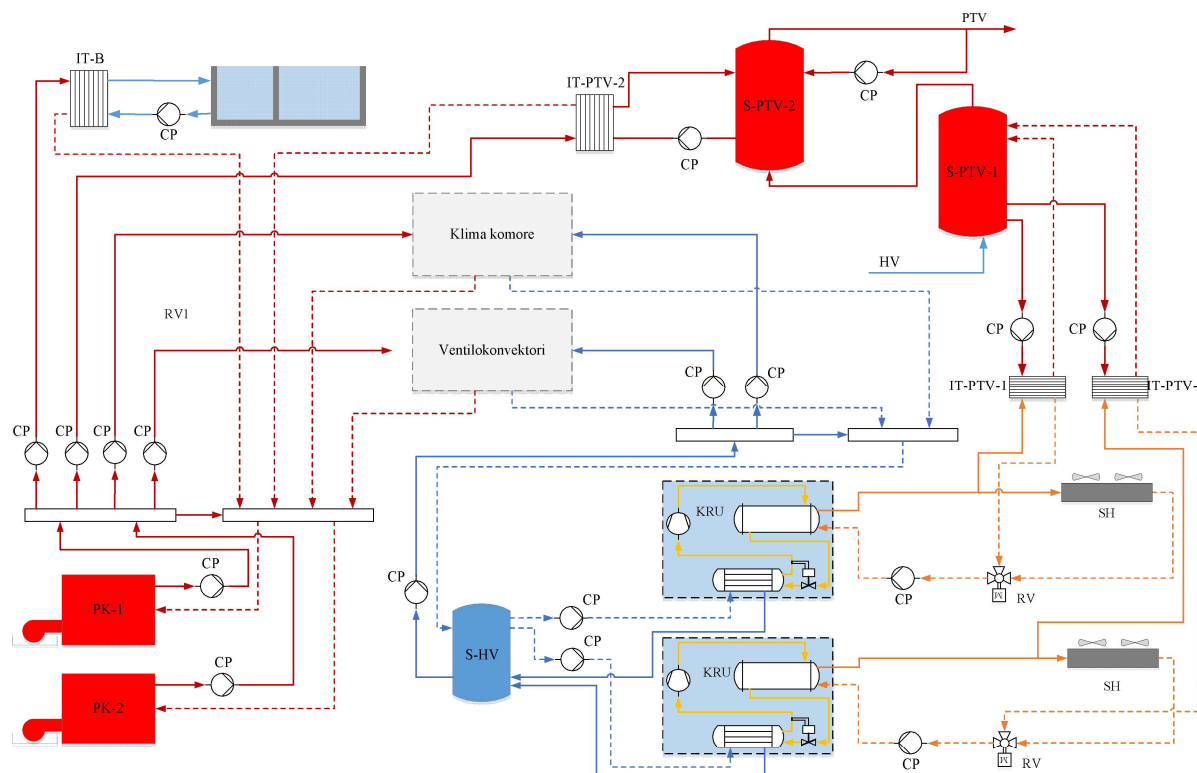


Slika P4.2 Konvencionalni sustav (PK B)

**Konvencionalni sustav (PK C) – kotlovi na prirodni plin, vodom hlađeni kompresijski rashladni uređaji sa suhim hladnjacima i sustavom prikupljanja topline kondenzatora**

Sustav grijanja jednak je onome prema varijanti PK A. U odnosu na sustave PK A i PK B, u ovom sustavu se kondenzator kompresijskog rashladnog uređaja voda – voda hladi putem suhog hladnjaka. Suhi hladnjak se odabire za temperaturu rashladne vode kondenzatora 50/45 °C pri temperaturi vanjskog zraka 35 °C. Kako je temperatura rashladne vode kondenzatora viša nego u slučaju hlađenja rashladnim tornjem, pokazuje se veći potencijal rekuperacije otpadne kondenzatorske topline. Otpadna toplina može se putem troputnih ventila preusmjeriti na izmjenjivače topline IT-PTV-1 odabrane za temperaturu primara 50/45 °C i sekundara 40/45 °C. U režimu hlađenja hladna potrošna voda ulazi u spremnik S-PTV-1 u kojem se zagrijava do temperature 45 °C, i ulazi u spremnik S-PTV-2 gdje se kotlom zagrijava do 60 °C. Diferencijalnim termostatima ovisno o razlici temperature vode na dnu spremnika S-PTV-1 i temperature vode na izlazu iz kondenzatora određuje se da li će se voda s kondenzatora usmjeravati na zagrijavanje spremnika S-PTV-1 ili na odbacivanje preko suhog hladnjaka.

Grijanje potrošne vode moguće je dok izlazna temperatura vode iz kondenzatora ne prijeđe 50 °C kada se prebacuje smjer strujanja vode iz kondenzatora na suhi hladnjak putem kojeg se toplina odbacuje u okolinu. U tom slučaju se brzina vrtnje ventilatora suhog hladnjaka regulira tako da se održava temperatura rashladne vode u rasponu 40 do 45 °C.

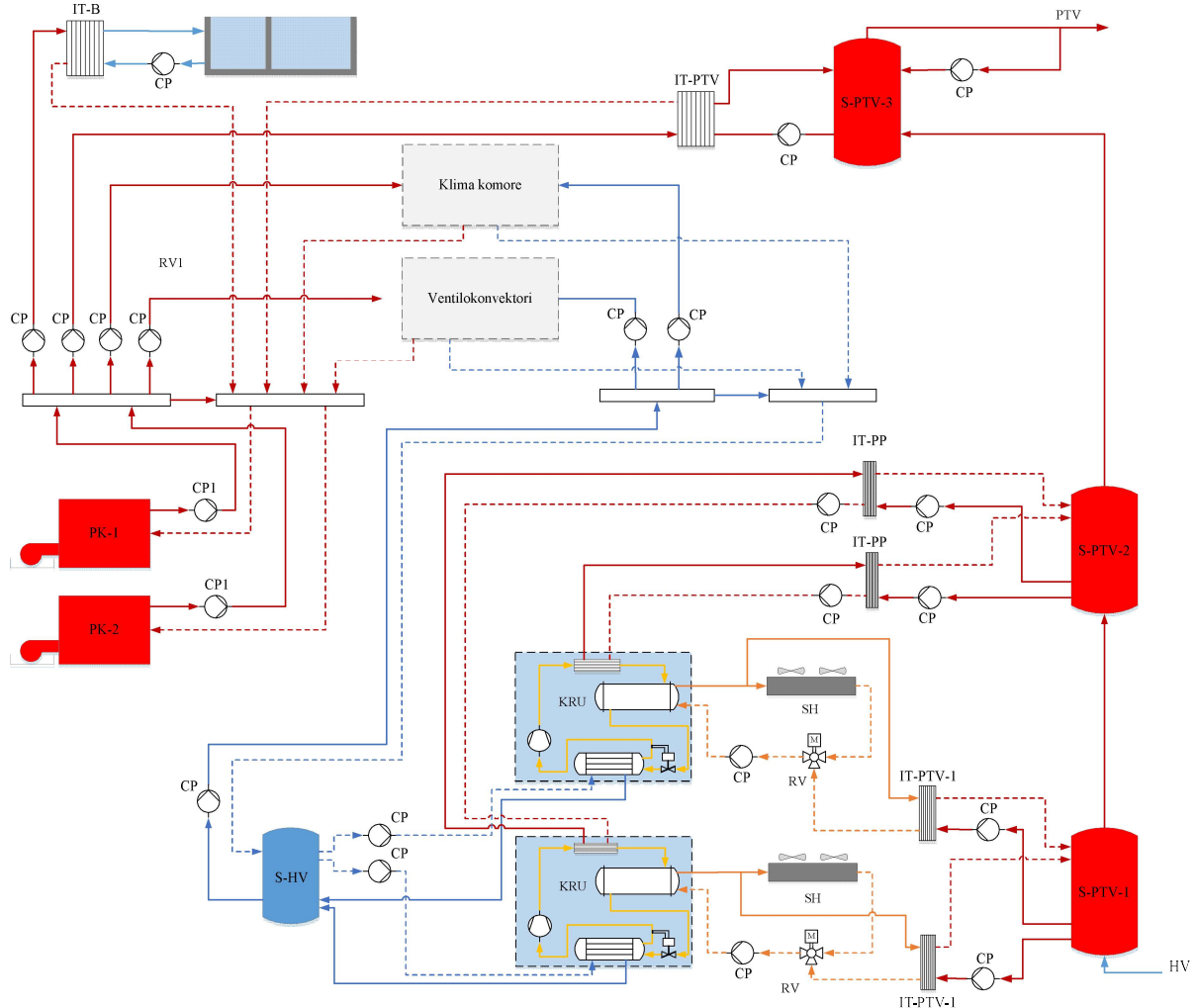


Slika P4.3 Konvencionalni sustav (PK C)

**Konvencionalni sustav (PK D) – kotlovi na prirodni plin, vodom hlađeni kompresijski rashladni uređaji sa suhim hladnjacima i sustavom potpunog prikupljanja topline kondenzatora**

Sustav grijanja i hlađenja kombinacija je sustava u varijantama PK B i PK C, jer se uz hlađenje kondenzatora provodi putem suhog hladnjaka umjesto rashladnog tornja, a uređaj je opremljen i hladnjakom pregrijane pare, što omogućuje bolje iskorištenje otpadnih topline (na dvije razine temperatura). U režimu hlađenja potrošna voda zagrijava se sada u tri stupnja. U prvom stupnju hladna voda ulazi u spremnik S-PTV-1 u kojem se putem izmjenjivača topline IT-PTV-1 odabranim za temperaturu primara 50/45 °C i sekundara 40/45 °C zagrijava otpadnom toplinom kondenzatora do 45 °C. Zagrijana potrošna voda ulazi u spremnik S-PTV-2 i u drugom stupnju putem izmjenjivača topline IT-PP odabranih za temperaturu primara 60/55 °C i sekundara 50/55 °C zagrijava toplinom s hladnjaka pregrijane pare do 55 °C. Voda zagrijana na 55 °C

ulazi u spremnik S-PTV-3 u kojem se zagrijava preko izmjenjivača topline s kotlom IT-PTV na 60 °C.

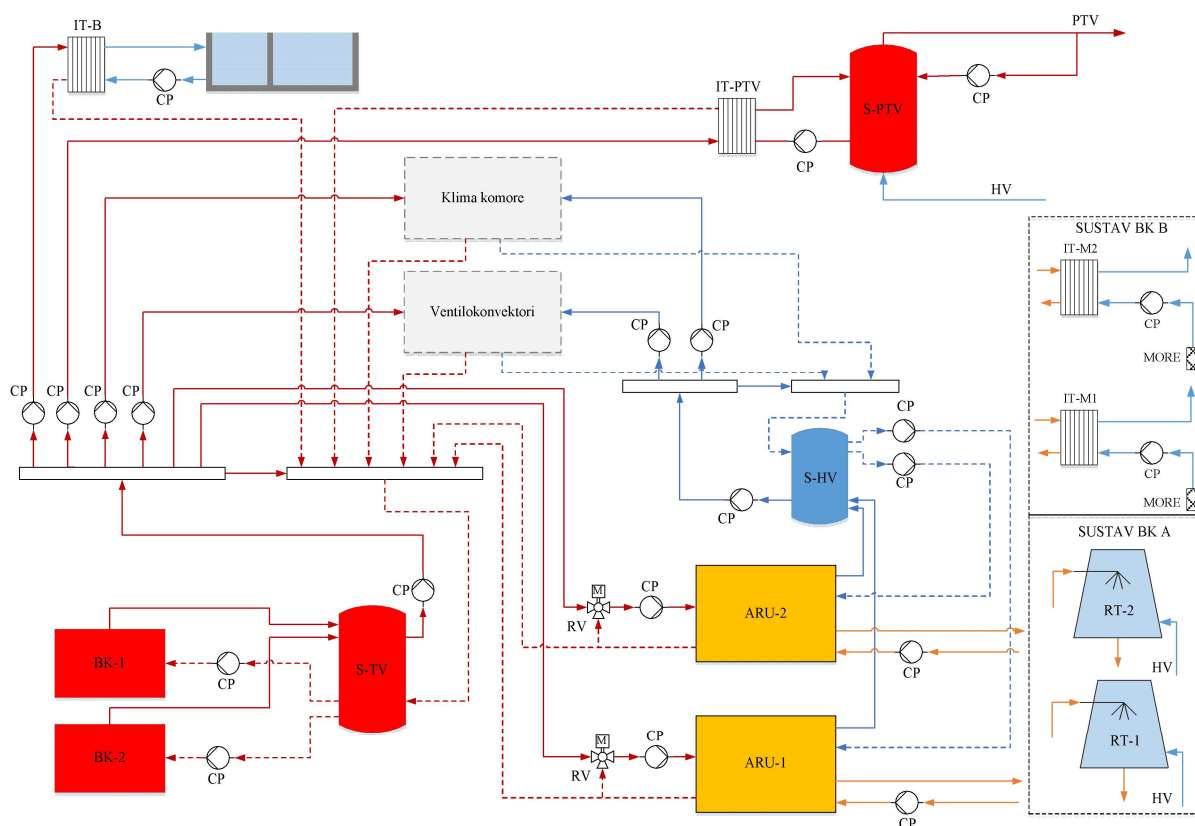


Slika P4.4 Konvencionalni sustav (PK D)

### Sustav s biomasom (i sunčevom energijom) i apsorpcijskim rashladnim uređajima (BK A, BK B, BK C i BK D)

Varijanta predstavlja sustav u potpunosti pogonjen obnovljivim izvorom energije - biomasom. Potrebna toplina za grijanje prostora, zraka u klima komorama, grijanje potrošne vode i grijanje vode bazena ljeti i zimi se osigurava radom kotlova u kaskadi koji kao gorivo koriste biomasu. Toplinska energija za hlađenje proizvodi se radom jedno stupanjskih apsorpcijskih rashladnih uređaja koji za pogon koriste toplu vodu zagrijanu kotlovima na biomasu. Kotlovi se odabiru prema kriteriju da zadovolje ili ukupni učinak svih sustava grijanja ili učinak za grijanje PTV, bazena, dogrijača klima komora i pogon apsorpcijskih rashladnih uređaja. Dok se u sustavima BK A i BK B apsorpcijski rashladni uređaj pogoni isključivo toplom vodom proizvedenom u

kotlovima na biomasu, razmotrena je i varijanta dodatnog korištenja sunčeve energije za pogon apsorpcijskih rashladnih uređaja i grijanje potrošne vode (sustavi BK C i BK D). Sustav hlađenja kondenzatora i apsorbera rashladnih uređaja razrađen je 2 varijante koje se međusobno razlikuju prema odbacivanju kondenzatorske topline na rashladni toranj (sustavi BK A i BK C) ili putem izmjenjivača topline u more (sustavi BK B i BK D).



*Slika P4.5 Sustav s kotlovima na biomasu i apsorpcijskim rashladnim uređajima (varijante BK A i BK B)*

U skladu s praksom kod korištenja biomase, u krugu kotlova ugrađen je inercijski spremnik S-TV. Viša temperatura u kotlovima omogućava zagrijavanje potrošne tople vode na 60 °C, uz tjedno zagrijavanje do 70 °C radi zaštite od štetnih mikroorganizama. Polazna temperatura grijanja prema ventilokonvektorima i klima komorama održava se na 50 °C putem troputnih ventila, dok se temperatura polaza prema izmjenjivačima topline bazena i potrošne vode ne regulira. Temperaturni osjetnik na vrhu inercijskog spremnika tople vode S-TV daje informaciju termostatu kotla koji održava temperaturu vode u spremniku u zadanim granicama. Zadana temperatura u spremniku S-TV tijekom sezone grijanja održava se na 65 °C, a prema potrebi sustav za zaštitu od štetnih mikroorganizama podiže na 75 °C. U režimu hlađenja



temperatura vode je 85 °C kako bi se osigurali pogodni uvjeti za rad apsorpcijskih rashladnih uređaja.

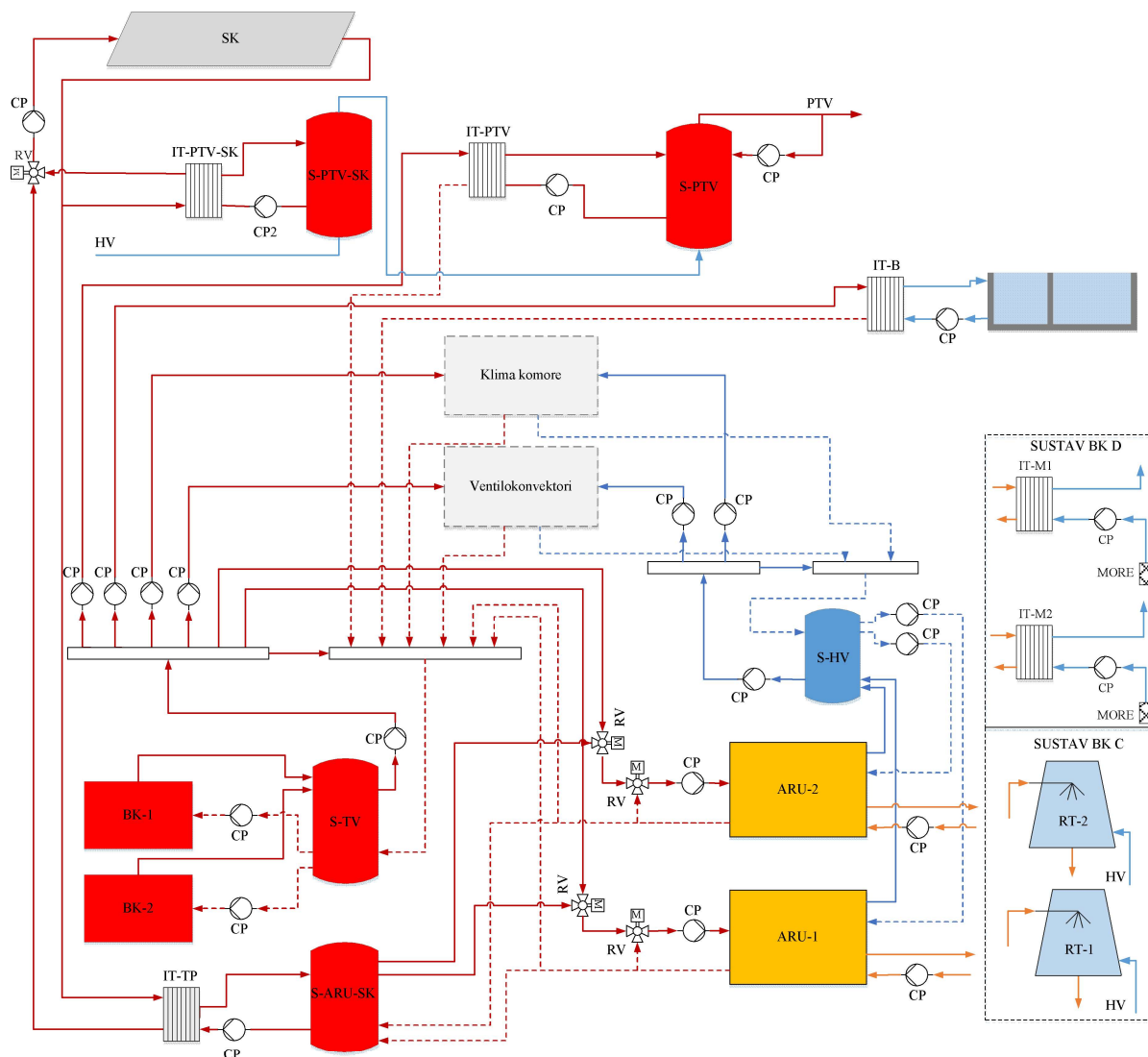
Kako se kotlovima ne može postići temperatura vode veća od 95 °C, predviđeni ARU su jednostupanjski. U krugu hladene vode rashladnih uređaja ugrađen je inercijski spremnik S-HV. Na ulazu u generator ARU troputnim ventilom se održava optimalna temperatura za pogon uređaja. Minimalna temperatura rashladne vode ARU regulira se troputnim ventilom ugrađenim u krugu odbacivanja topline.

U varijantama A i B toplinska energija pogon ARU koristi se topla voda zagrijanu u kotlovima. U varijantama C i D u sustav su uključeni vakuumski solarni toplinski kolektori koji se u sezoni hlađenja primarno koriste za pogon ARU, a van sezone za grijanje potrošne vode. Putem izmjenjivača topline IT-ARU-SK odabranog za temperaturu primara 95/85 °C i sekundara 75/85 °C toplina se prenosi u inercijski spremnik generatora S-ARU-SK. Ukoliko je potrebno hlađenje spremnika S-HV dobiva se informacija s osjetnika temperature smještenog na vrhu spremnika S-ARU-SK te ako je temperatura u spremniku veća od 80 °C sustav radi pogonjen topline solarnih kolektora. Kada temperatura u spremniku S-ARU-SK padne ispod 75 °C sustav se pogoni topline iz kotla na biomasu. Ukoliko je spremnik S-ARU-SK zagrijan na temperaturu 95 °C, toplina se sa solarnih kolektora prebacuje na pripremu PTV preko izmjenjivača topline IT-PTV-SK odabranog za temperaturu primara 95/85 °C i sekundara 75/85 °C.

Udio topline sa solarnih kolektora u toplini na generatoru ARU smanjuje potrošnju primarne energije i povećava učinkovitost sustava. U literaturi je moguće pronaći podatke o potrebnoj površini solarnih kolektora za manje sustave koja prema [126] [127] [128] [129] može omogućiti do 80 % godišnje potrebne toplinske energije na generatoru da ne bi došlo do promjene faze solarnog medija. Kako se u analizi učinak sustava određuje prema projektnim uvjetima koji se pojavljuju u 0,4 % slučajeva godišnje, površina je određena prema baznom rashladnom opterećenju. Preliminarnim provođenjem simulacija utvrđeno je da pokrivanjem 25 % potrebnog učinka na generatoru ARU maksimalnim učinkom solarnih kolektora moguće postići zadovoljavajući udio pokrivanja solarnom energijom u razmatranim klimama bez pojave prelaska kritične temperature solarnog medija.

Kod hlađenja kondenzatora i apsorbera rashladnih uređaja rashladnim tornjem odabranim za projektne uvjete rashladne vode 35/30 °C i temperature vlažnog termometra 26 °C putem proporcionalnog regulatora djeluje se na brzinu vrtnje ventilatora rashladnog tornja i održava

se temperatura rashladne vode u rasponu od 27 do 29 °C. Ukoliko je temperatura vode na izlazu iz rashladnog tornja ispod zadanog raspona, rashladni toranj radi bez uključivanja ventilatora, s prirodnim strujanjem zraka.



*Slika P4.6 Sustav s kotlovima na biomasi, solarnim kolektorima i apsorpcijskim rashladnim uređajima (BK C i BK D)*

Kod hlađenja kondenzatora i apsorbera ARU putem izmjenjivača topline na morsku vodu izmjenjivač topline se odabire za temperaturu morske vode 25/30 °C i temperaturu rashladne vode 35/30 °C.

Potrošna voda zagrijava se putem izmjenjivača topline IT-PTV odabranim za projektne temperature primara 75/65 °C i sekundara 65/70 °C. Akumulacija potrošne vode je u stojećem spremniku S-PTV. U varijantama C i D hladna voda ulazi u spremnik grijanja potrošne vode

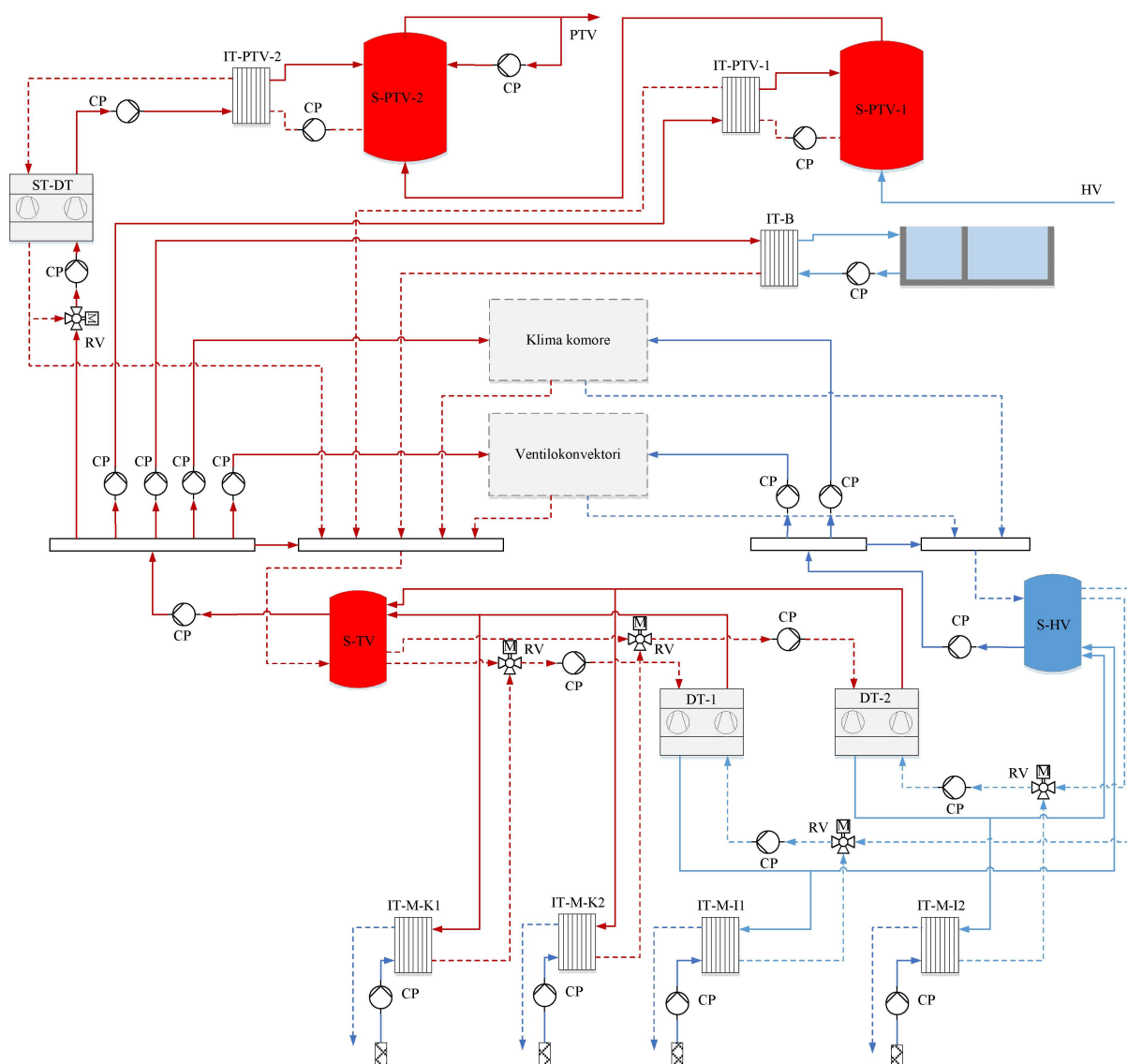
solarnim kolektorima S-PTV-SK iz kojeg zagrijana ide u spremnik S-PTV u kojem se po potrebi dogrijava kotlom.

### **Sustav s dizalicama topline voda – voda**

Sustav predviđa osnovno grijanje i hlađenje kompresijskim dizalicama topline voda – voda s morem kao dostupnim toplinskim izvorom i ponorom. Sustav je razrađen u tri različite varijante:

- KDT V-V: nisko-temperатурne dizalice topline voda – voda i srednje temperатурna dizalica topline voda – voda za zagrijavanje potrošne vode,
- KDT V-V KOG: nisko-temperатурne dizalice topline i plinski kogeneracijski modul za zagrijavanje potrošne voda i osnovno grijanje (kogeneracija) i
- KDT V-V TRIG: nisko-temperатурne dizalice topline voda – voda i plinski kogeneracijski modul za zagrijavanje potrošne voda, osnovno grijanje i pogon apsorpcijskog rashladnog uređaja (trigeneracija).

Osnovni koncept sustava s kompresijskim dizalicama topline voda – voda jednak je u svim varijantama. Godišnji tok temperatura morske vode u sloju pri dnu, na dubini 10 m prikazan je u poglavlju 4 slikom (Slika 4.1). Prema raspoloživim podacima za dugogodišnji niz mjerenja najniža godišnja temperatura iznosi 10,5 °C na sjevernom Jadranu, dok je najviša ljetna temperatura 23 °C. Za analize su usvojene jednake projektne vrijednosti, neovisno o lokaciji, koje su ujedno i konzervativnije kako bi se osigurala pogonska sigurnost. U zimskom režimu rada dizalice topline rade u temperaturnom režimu vode na isparivaču 7/4 °C i 50/45 °C na kondenzatoru. Toplina se u krug isparivača preuzima putem izmjenjivača topline (IT-M-I1 ili IT-M-I2) s morske vode koja se pri tome hladi s 10 na 7 °C. Temperaturni režim sa srednjom logaritamskom razlikom temperatura od 3 K odabran je kako bi se izbjegla potreba za medijem protiv smrzavanja u krugu isparivača i posljedično smanjenje kapaciteta i efikasnosti uređaja. Ugrijana voda iz kondenzatora dizalica topline akumulira se u spremniku tople vode S-TV koji se tijekom cijele godine održava na temperaturi 50 °C. U ljetnom režimu rada dizalice topline rade s temperaturama 12/7 °C na isparivaču i 30/35 °C na kondenzatoru. Kondenzatorska toplina odbacuje se putem izmjenjivača topline (IT-M-K1 ili IT-M-K2) na morsku vodu koja se pri tome grije od 25 na 30 °C. Hladna voda iz isparivača odlazi u spremnik S-HV hladne vode koji se u sezoni hlađenja održava na temperaturi oko 7 °C. Osjetnikom temperature smještenim na dnu spremnika S-HV šalje se informacija na mikroprocesorski regulator kao u regulaciji grijanja.



Slika P4.7 Sustav s dizalicama topline voda – voda (KDT V-V)

Ako se tijekom ljeta spremnik S-TV ugrije na potrebnu temperaturu, toplina kondenzacije se odbacuje u more, putem izmjenjivača topline IT-M-K1 i IT-M-K2 predviđenih za svaku od dizalica topline. Ugradnja zasebnih izmjenjivača topline kondenzatora i isparivača uz svaku od nisko temperaturnih dizalica topline omogućeno je da ljeti u režimu hlađenja jedna dizalica topline radi za zagrijavanje potrošne vode s temperaturom na kondenzatoru 45/50 °C, a druga uz odbacivanje topline u more s temperaturom na kondenzatoru 30/35 °C.

Osjetnici temperature smješteni na vrhu spremnika S-TV i na dnu spremnika S-HV šalju informacije o temperaturama mikroprocesorskom regulatoru koji upravlja radom dizalica topline i upravlja preokretanjem toka vode u krugu isparivača i kondenzatora. Moguć je rad sustava u režimu grijanja, hlađenja ili rekuperacije topline. Postavkama regulatora određena su

minimalni periodi rada i mirovanja uređaja nakon isključenja. Time su izbjegnuti česti i kratki periodi rada uređaja i s njima povezane prijelazne pojave koje narušavaju točnost rezultata simulacije [51] [52].

#### ***KDT V-V: Dizalice topline voda – voda***

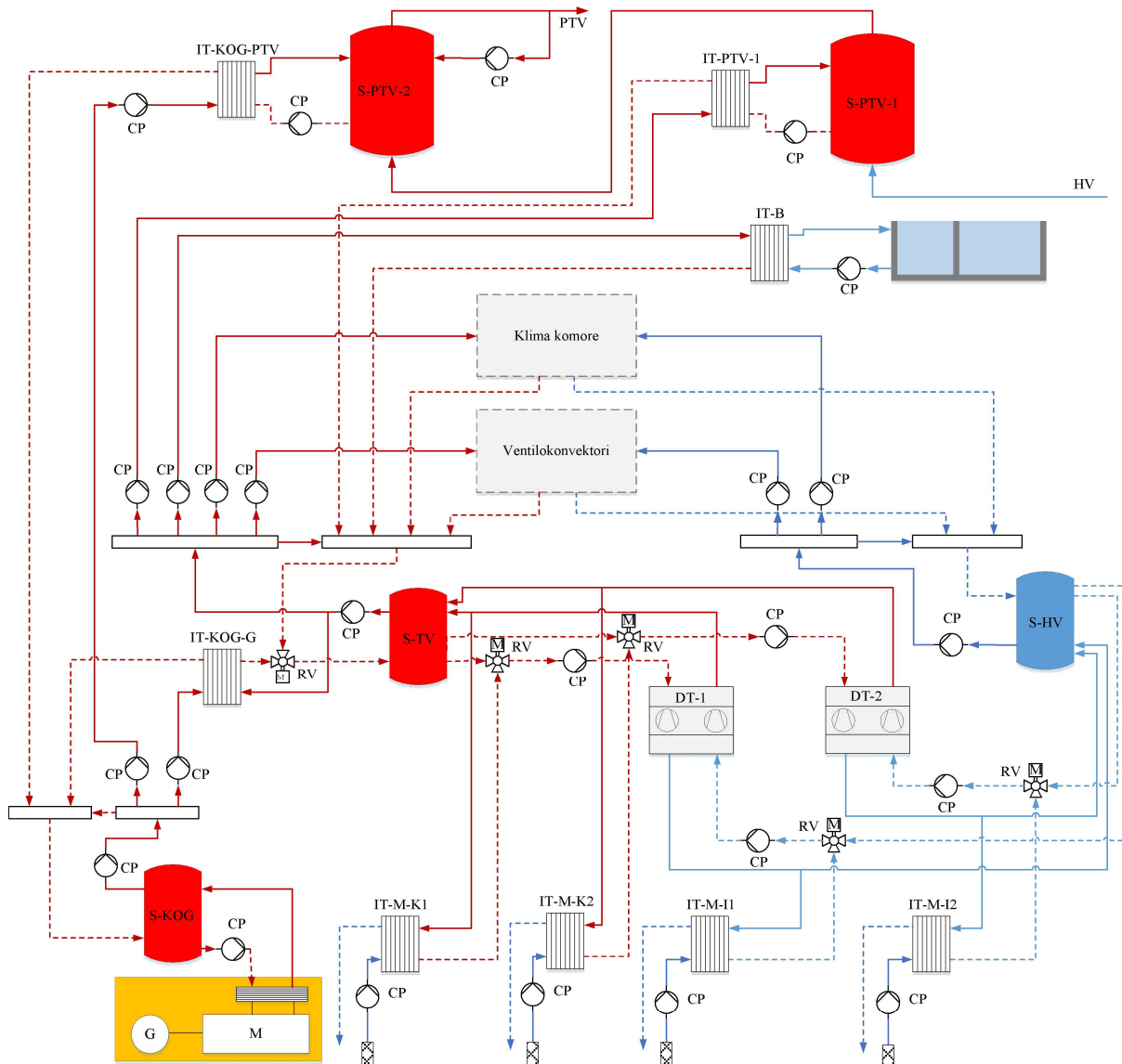
Potrošna voda se zagrijava u dva stupnja. Nisko-temperaturnim dizalicama topline potrošna voda se zagrijava putem izmjenjivača topline IT-PTV-1 odabranim za temperaturu primara 50/45 °C i sekundara 40/45 °C. Tako zagrijana voda na 45 °C akumulira se u spremniku S-PTV-1. Za grijanje potrošne vode na 60 °C i zaštitu od štetnih mikroorganizama zagrijavanjem potrošne vode na 70 °C predviđena je srednje-temperaturna dizalica topline ST-DT. Dizalica topline ugrađena je kao kaskadna dizalica topline pri čemu toplinu na isparivaču preuzima putem vode zagrijane u kondenzatorima nisko-temperaturnih dizalica topline, uvijek u režimu 35/30 °C, bez obzira na radne temperature vode na kondenzatoru koje zimi mogu biti i više. Temperatura vode na isparivaču te dizalice topline održava se u dozvoljenim granicama djelovanjem regulatora koju upravlja radom troputnog regulacijskog ventila. Sustav pokazuje prednosti u odnosu na sustav s ugradnjom hladnjaka pregrijane pare na nisko-temperaturne dizalice topline jer je u periodima relativno malog potrebnog učinka za grijanje zgrade količina topline koja se može preuzeti na hladnjacima pregrijane pare mala, pa je moguć nedostatak topline u slučaju veće potrebe za grijanje potrošne vode. Toplinom proizvedenom u srednje-temperaturnoj dizalici topline putem izmjenjivača topline IT-PTV-2 grije se potrošna topla voda u spremniku S-PTV-2 na temperaturu od 60 °C.

U sustavu nije predviđena primjena solarnih kolektora jer uz sustav s dizalicama topline njihova primjena najčešće nije opravdana. Kod simulacije sustava pokazalo se da u režimu hlađenja postoje značajni viškovi topline kondenzacije koji se odbacuju u more.

#### ***KDT V-V KOG: Dizalice topline voda – voda i kogeneracijski uređaj***

Zbog visoke potrošnje električne energije u sustavu s kompresijskim dizalicama topline, razmotreno je poboljšanje ekonomskih efekata ugradnjom kogeneracijskog modula, tj. vlastitom proizvodnjom električne energije i topline. Električna energija proizvedena rsadom kogeneracijskog uređaja prvenstveno se koristi za vlastitu potrošnju, a višak se prodaje u mrežu. Osnovnom sustavu s dizalicama topline voda – voda pridodan je kogeneracijski uređaj, a proizvedena toplina se koristi u sustavu grijanja i za zagrijavanje potrošne vode. Time je izbjegnuta potreba za ugradnjom srednje-temperaturne dizalice topline. Rad nisko-

temperaturnih dizalica topline voda – voda – voda jednak je osnovnom konceptu sustava s kompresijskim dizalicama topline voda – voda.



*Slika P4.8 Sustav s dizalicama topline voda – voda i plinskim kogeneracijskim uređajem (KDT V-V KOG)*

Kogeneracijski uređaj je pakettne izvedbe pogonjen prirodnim plinom i modificiran na način da se ukupna toplina motora i ispušnih plinova prikupljena u „unutarnjem“ sustavu hlađenja predaje toploj vodi samo preko jednog izmjenjivača topline građenog za temperaturni režim 77/85°C. U osnovnoj koncepciji sustava predviđena je regulacija rada uređaja prema potrebnom toplinskom opterećenju. Uređajem je moguće upravljati stupnjevito, u koracima 50 %, 75 % i 100 % električne snage (60 do 100 % toplinskog opterećenja).

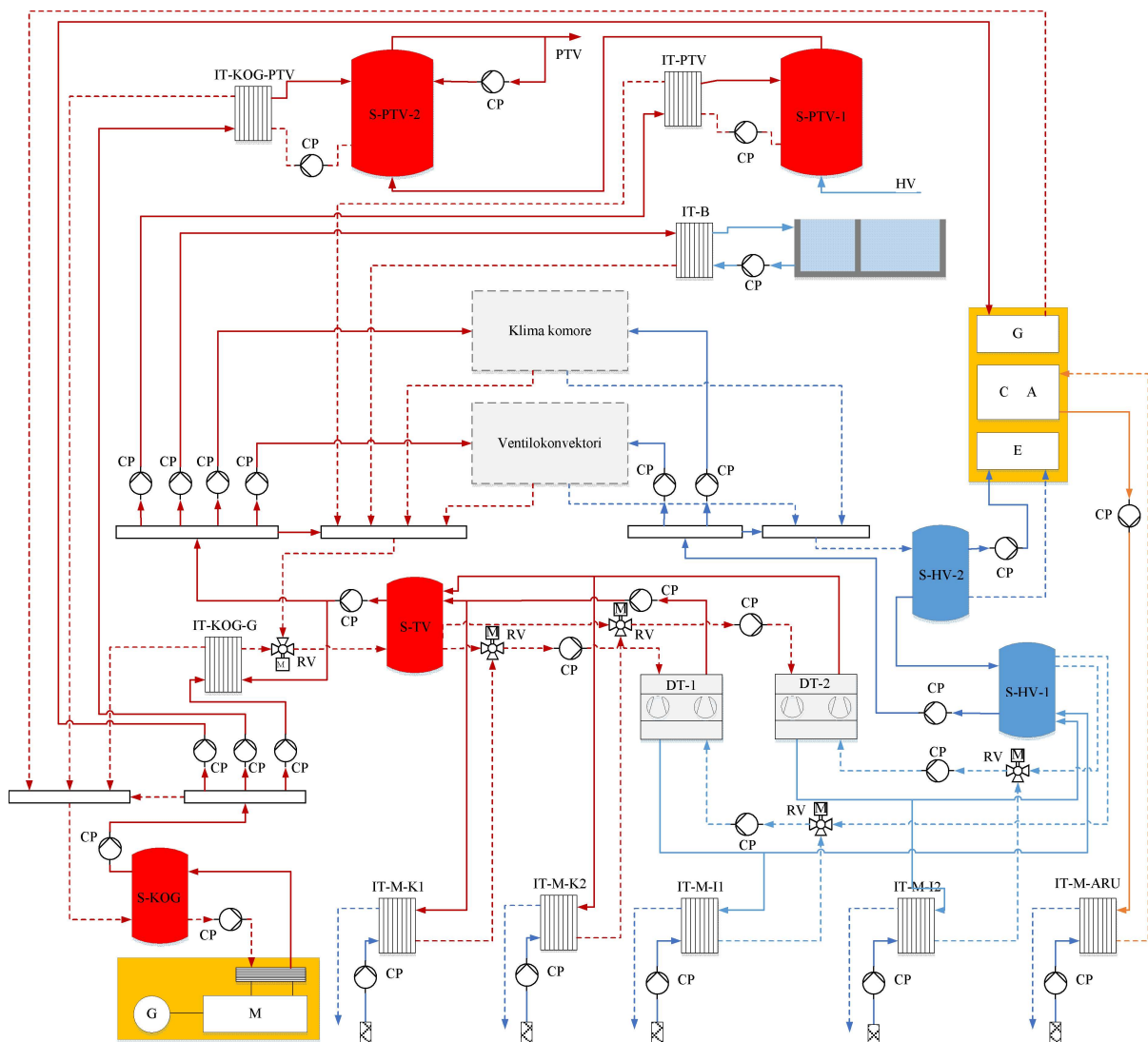
Radi uravnoteženja dinamike rada kogeneracijskog uređaja predviđen je inercijski spremnik topline S-KOG. Toplinu proizvedenu kogeneracijskim uređajem moguće je predati sustavu grijanja ili potrošnoj vodi. Potrošna voda ugrijava u spremniku S-PTV-1 na 45 °C ulazi u spremnik S-PTV-2 u kojem se toplinom proizvedenom kogeneracijskim modulom grije putem izmjenjivača topline IT-KOG-PTV na 60 °C. Izmjenjivač topline odabran je za temperaturni režim primara 85/77 °C i sekundara 65/70 °C. Putem izmjenjivača topline IT-KOG-G odabranog za temperaturni režim primara 85/65 °C i sekundara 45/50 °C grije se povratna voda iz sustava grijanja.

### ***KDT V-V TRIG: Dizalice topline voda – voda, kogeneracijski uređaj i apsorpcijski rashladni uređaj***

Sustav prema varijanti KDT V-V TRIG predstavlja dogradnju kogeneracijskog sustava prema varijanti KDT V-V KOG apsorpcijskim rashladnim uređajem u cilju ujednačavanja potrošnje toplinske energije proizvedene radom kogeneracijskog uređaja tijekom godine. Toplinu proizvedenu kogeneracijskim modulom moguće je predati sustavu grijanja, potrošnoj vodi ili generatoru apsorpcijskog rashladnog uređaja.

Zbog vodenog izmjenjivača topline plinskog kogeneracijskog uređaja u sustav se ugrađuje jedno stupanjski apsorpcijski rashladni uređaj koji radi sa smjesom LiBr-H<sub>2</sub>O. Apсорpcijski rashladni uređaj odabran je tako da potrebni učinak na generatoru uređaja bude približno jednak toplinskom učinku kogeneracijskog uređaja pri punom opterećenju. Toplina s kondenzatora i apsorbera ARU odvodi se putem izmjenjivača topline IT-M-ARU. U krugu isparivača ARU predviđen je inercijski spremnik hladne vode S-HV-2 radi uravnoteženja rada uređaja i izbjegavanja čestih kratkih perioda rada. Spremnik je ugrađen u povrat sustava hlađenja kako bi apсорpcijski rashladni uređaj ostvario čim veći udio u ukupnoj proizvedenoj rashladnoj energiji.

Prioritet potrošnje toplinske energije proizvedene radom kogeneracijskog modula ima zagrijavanje potrošne tople vode, a nakon toga sustav grijanja i snabdijevanje pogonskom toplinom apсорpcijskog rashladnog uređaja. Sustav je složen, sadrži velik broj komponenti, što povećava cijenu investicije i potrošnju energije za pomoćne pogone te zahtijeva složen regulacijski sustav. U preliminarnim analizama provedenim u sklopu ove disertacije bilo je predviđeno iskorištavanje otpadne topline apсорbera i kondenzatora ARU za predgrijavanje PTV (od ulaznih 15 °C na 25°C), ali se to pokazalo neekonomičnim, pa je odbačeno.



Slika P4.9 Sustav s dizalicama topline voda – voda, plinskim kogeneracijskim modulom i apsorpcijskim rashladnim uređajem (KDT V-V TRIG)

### Sustav s kompresijskim dizalicama topline zrak – voda

Monovalentni sustav kompresijskih dizalica topline zrak – voda razrađen je u tri varijante:

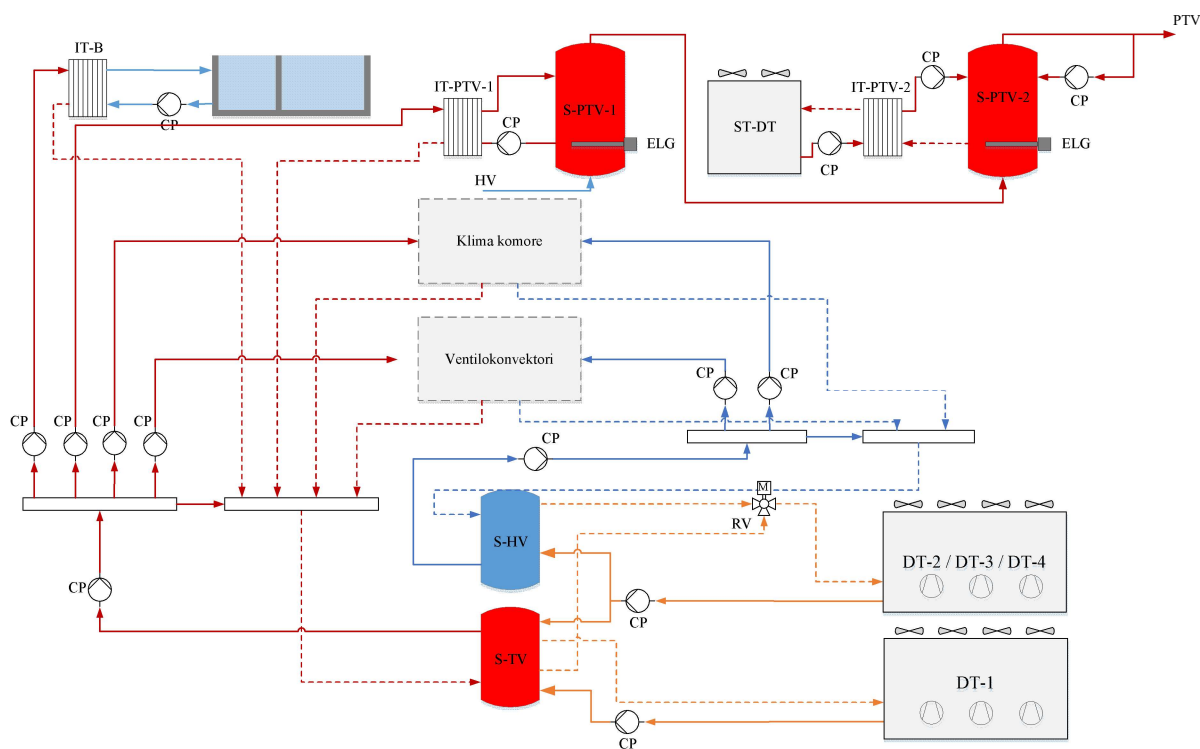
- KDT Z-V A: kompresijske dizalice topline zrak – voda (standardni uređaj),
- KDT Z-V B: kompresijske dizalice topline zrak – voda s hladnjakom pregrijane pare i
- KDT Z-V C: kompresijske dizalice topline zrak – voda s potpunim povratom topline u režimu hlađenja

Svima varijantama je zajedničko da kompresijska dizalica topline DT-1 radi u režimu grijanja tijekom cijele godine i odabire se prema potrebnom učinku za grijanje potrošne vode, bazena i dogrijača klima komora pri temperaturi vode u krugu grijanja 50/45 °C i vanjskoj projektnoj



temperaturi zraka. Uz dizalicu topline DT-1 odabire se grupa dizalica topline DT-2 / DT-3 / DT-4 (na slikama zbog preglednosti prikazane samo DT-1 i DT-2) koje zadovoljavaju preostali ogrjevni učinak zimi i ukupni rashladni učinak ljeti. U krugu grijanja ugrađen je inercijski spremnik S-TV. Polazna temperatura vode iz spremnika održava se na 50 °C. Dizalice topline DT-2 / DT-3 / DT-4 u ljetnom režimu rada osiguravaju hlađenje putem ventilatorskih konvektora i klima komora. Radna temperatura u krugu hlađenja je 7/12 °C. U krugu hladne vode ugrađen je inercijski spremnik S-HV. Informacijom s osjetnika temperature smještenog na dnu spremnika S-HV i termostata hlađenja dizalica topline osigurava se temperatura vode u spremniku od 7 °C.

***KDT Z-V A: kompresijske dizalice topline zrak – voda (standardni uređaj)***



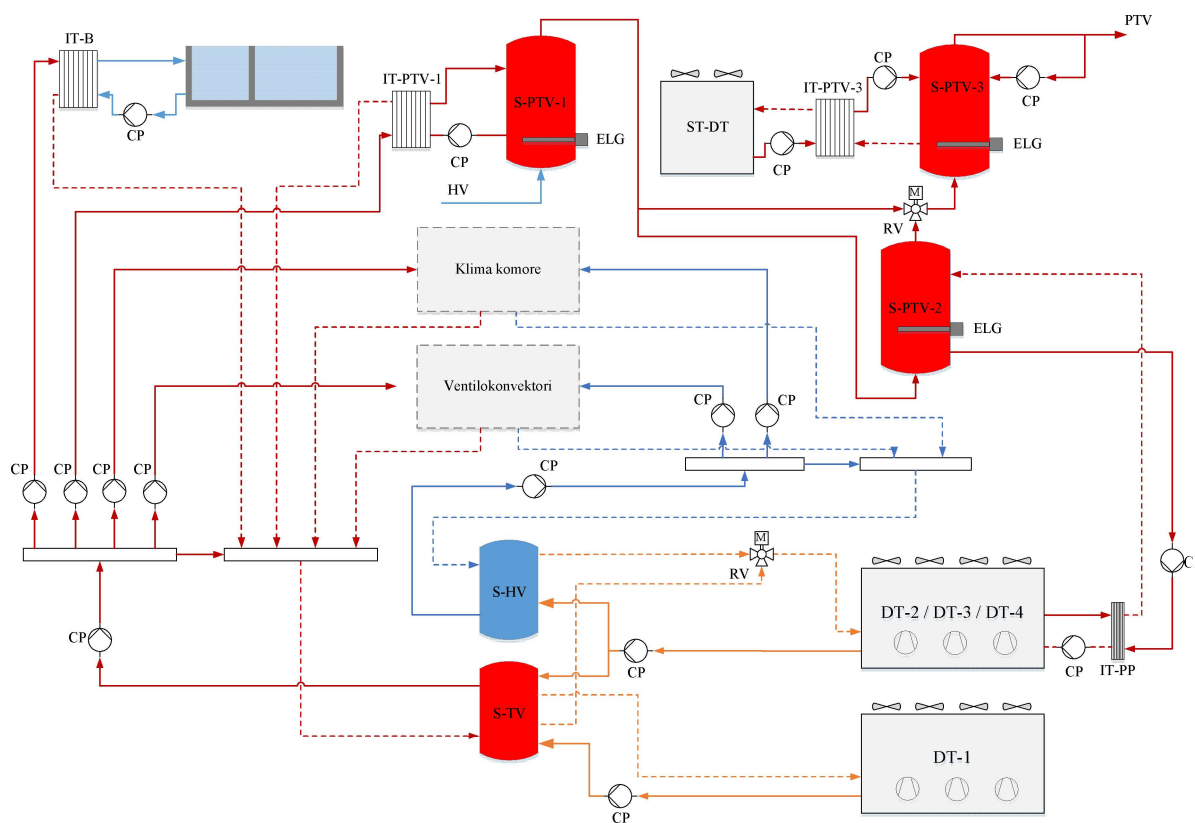
*Slika P4.10 Sustav s dizalicama topline zrak – voda (KDT Z-V A)*

Potrošna voda zagrijava se u dva stupnja. U spremniku S-PTV-1 putem izmjenjivača topline IT-PTV-1 odabranog za projektne temperature primara 50/45 °C i sekundara 40/45 °C potrošna voda se zagrijava na 45 °C. Voda zagrijana na 45 °C ulazi u spremnik S-PTV-2 gdje se putem srednje-temperaturene dizalica topline zrak – voda ST-DT i izmjenjivača topline IT-PTV-2 odabranog za projektne temperature primara 65/60 °C i sekundara 58/63 °C zagrijava do 60 °C. Postignuta temperatura potrošne vode nije dovoljna za zaštitu od štetnih mikroorganizama pa

su u spremnicima S-PTV-1 i S-PTV-2 predviđeni elektrootporni grijači čime je omogućeno povremeno zagrijavanje potrošne vode na 70 °C.

***KDT Z-V B: kompresijske dizalice topline zrak – voda s djelomičnim povratom topline***

Osnovni monovalentni sustav grijanja i hlađenja opisan je ranije uz iznimku da se u ovoj varijanti dizalice topline DT-2 / DT-3 / DT-4 s hladnjakom pregrijane pare. Potrošna voda zagrijava se u tri stupnja. U spremniku S-PTV-1 potrošna voda se zagrijava na 45 °C kao u varijanti A. Voda zagrijana na 45 °C ulazi u spremnik S-PTV-2 gdje tokom ljeta zagrijava toplinom sa hladnjaka pregrijane pare putem izmjenjivača topline IT-PP do 55 °C. Tako zagrijana voda u spremniku S-PTV-3 zagrijava se na potrebnih 60 °C u sustav putem ugrađene srednje-temperaturne dizalice topline zrak – voda ST-DT koja omogućava zagrijavanje vode do 65° C. U spremnicima PTV S-PTV-1, S-PTV-2 i S-PTV-3 predviđeni su elektrootporni grijači kojima se voda jednom tjedno zagrijava voda do 70 °C.

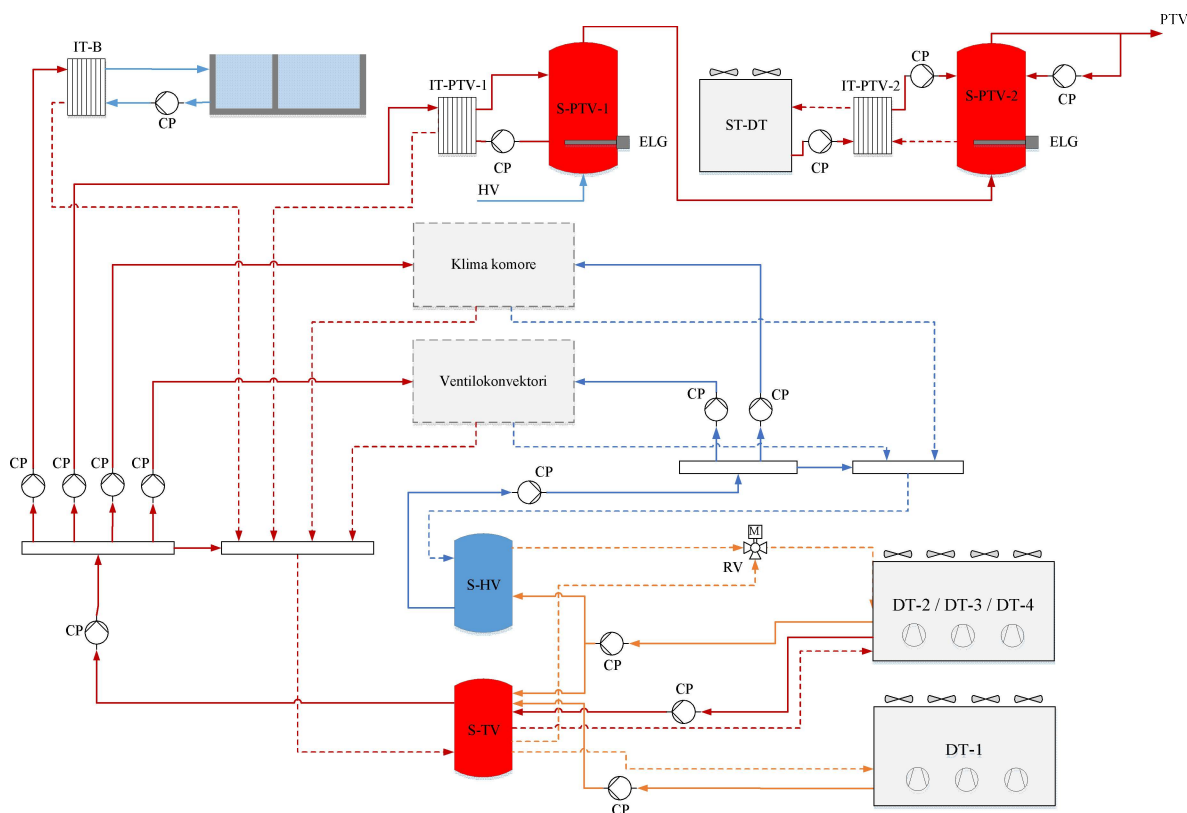


*Slika P4.11 Sustav s dizalicama topline zrak – voda (KDT Z-V B)*

***KDT Z-V C: kompresijske dizalice topline zrak – voda s potpunim povratom topline***

Osnovni monovalentni sustav grijanja i hlađenja i kompresijskim dizalicama topline zrak-voda opisan je ranije uz iznimku da su u ovoj varijanti dizalice topline DT-2 / DT-3 / DT-4 s

moćnosti potpunog povrata topline. Ovakva izvedba uređaja ima dva kondenzatora radne tvari od kojih je jedan hlađen vanjskim zrakom dok je drugi hlađen vodom.

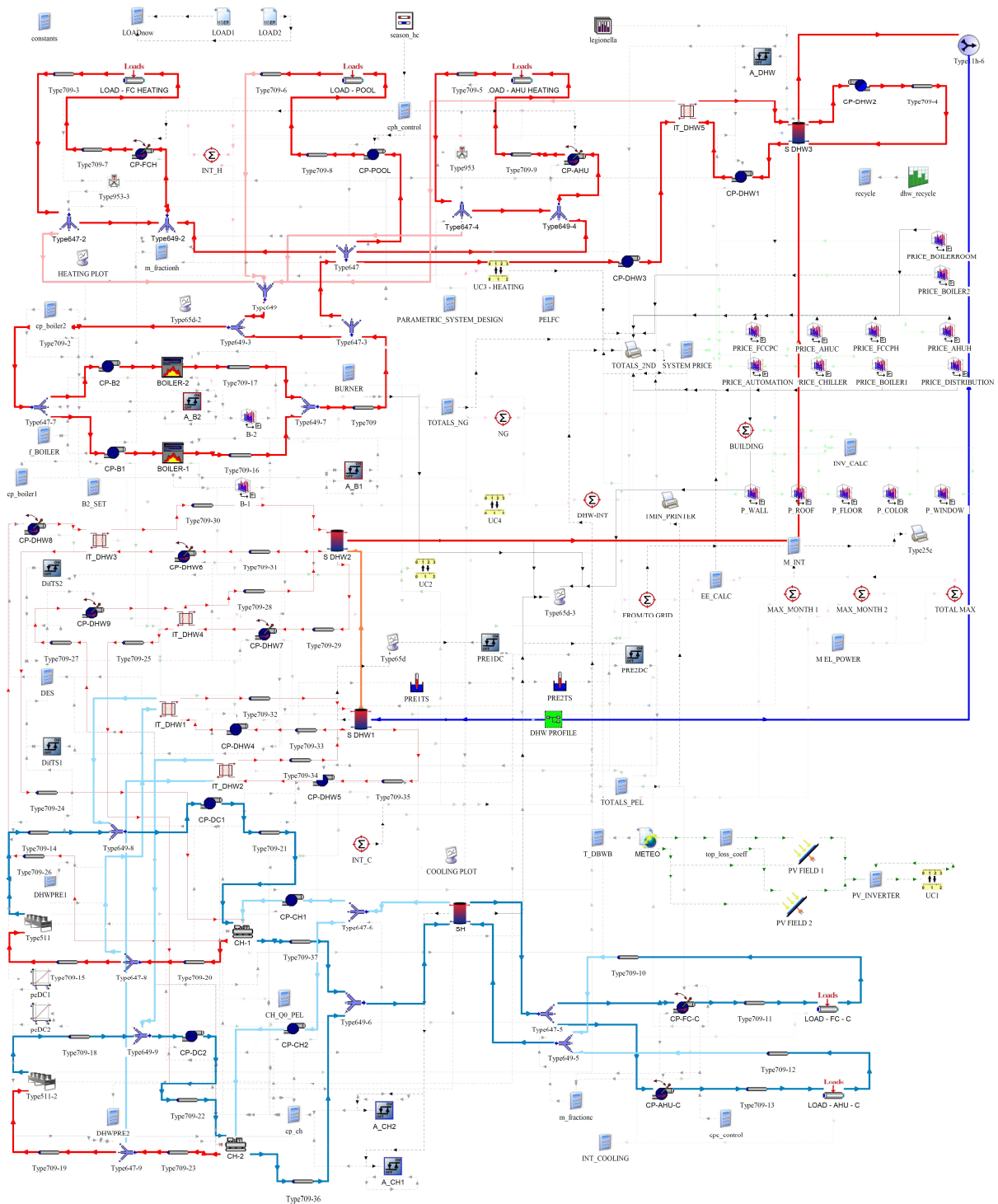


Slika P4.12 Sustav s dizalicama topline zrak – voda i potpunim povratom topline (KDT Z-V C)

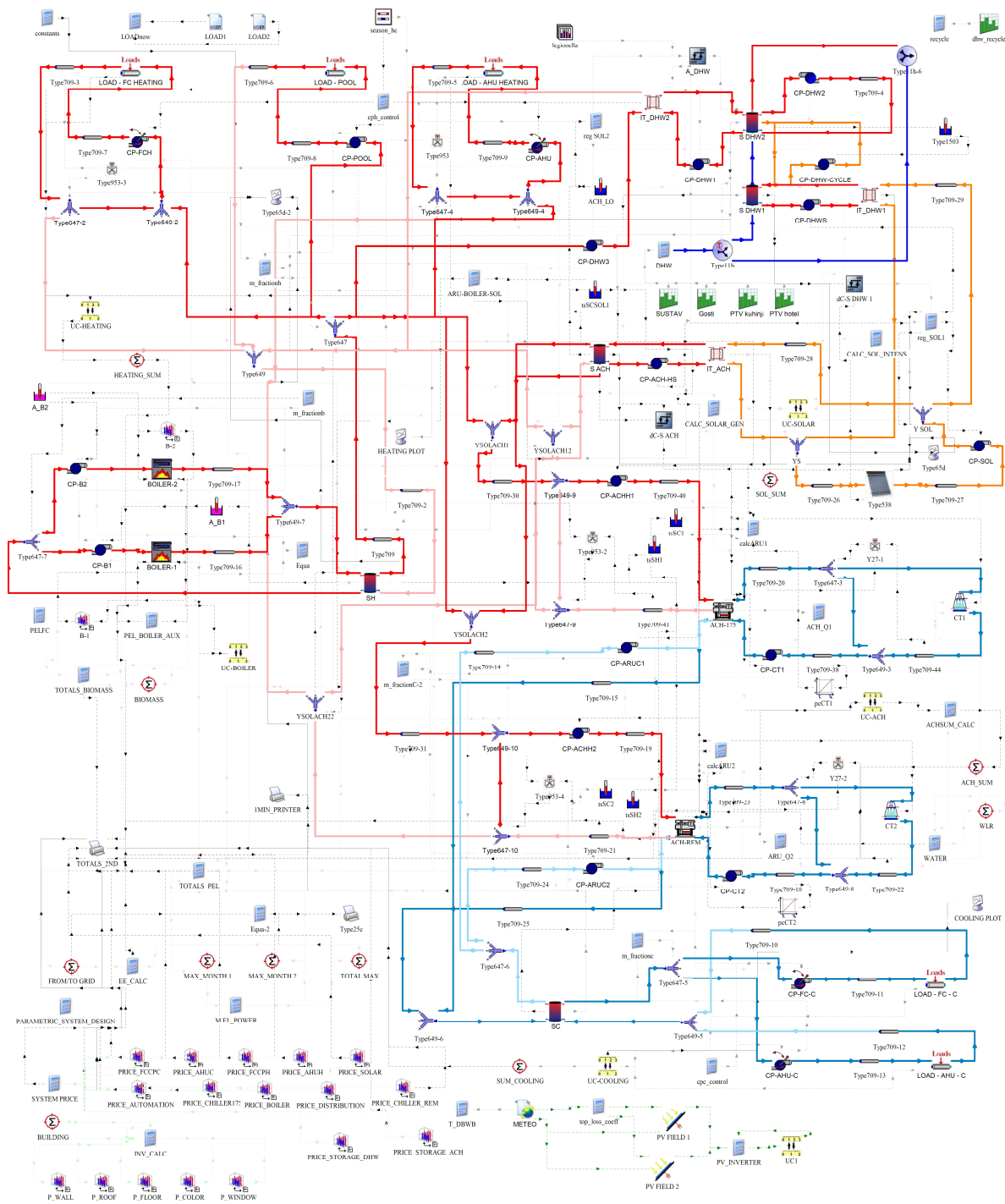
U režimu grijanja i hlađenja sustav radi kao u sustavu prema varijanti A. U režimu potpunog povrata topline moguće je toplinu kondenzacije koja bi se kod standardnog uređaja odbacila na okolni zrak iskoristiti za zagrijavanje vode. Problematika primjene ovakvih uređaja je neistovremenost potrebe za grijanjem i hlađenjem pa se numerička dinamička simulacija pokazuje kao jedini ispravan način za analizu ovakvih sustava. U režimu povrata topline uređaj se ponaša kao kompresijski rashladni uređaj voda – voda. Uređaj je vođen rashladnim opterećenjem tj. izlaznom temperaturom rashladne vode tako da je u slučaju nedostatnog učinka na kondenzatoru potrebno osigurati dodatni izvor topline (u simulacijskom modelu to je dizalica topline DT-1). Potrošna voda zagrijava se u dva stupnja kao u sustavu prema varijanti A.

## Trnsys simulacijske sheme

U nastavku su prikazane odabrane Trnsys sheme simulacijskih modela složenih tehničkih sustava koji su razvijeni u okviru doktorske disertacije.

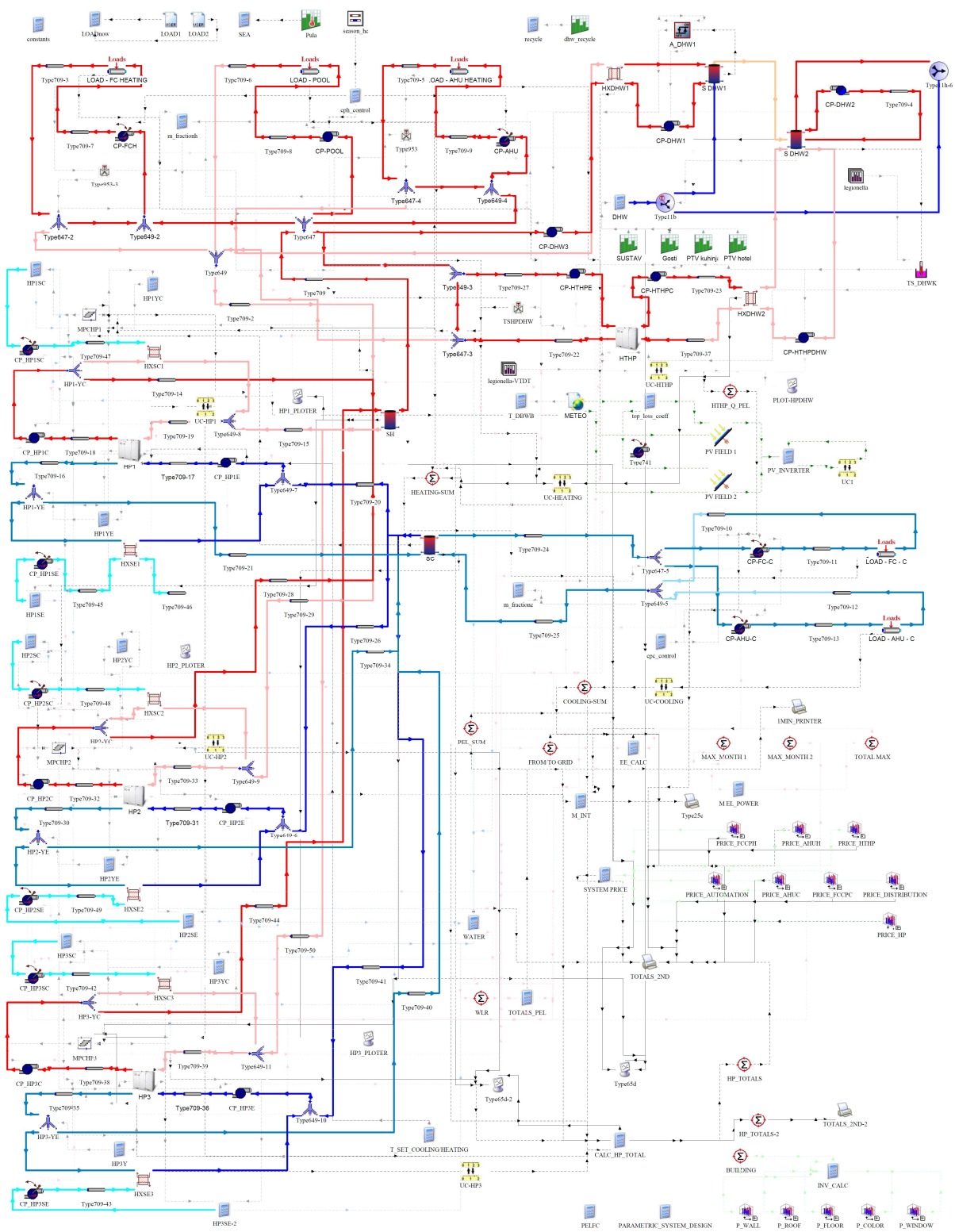


Slika P4.13 Trnsys shema konvencionalnog sustava prema varijanti PK D

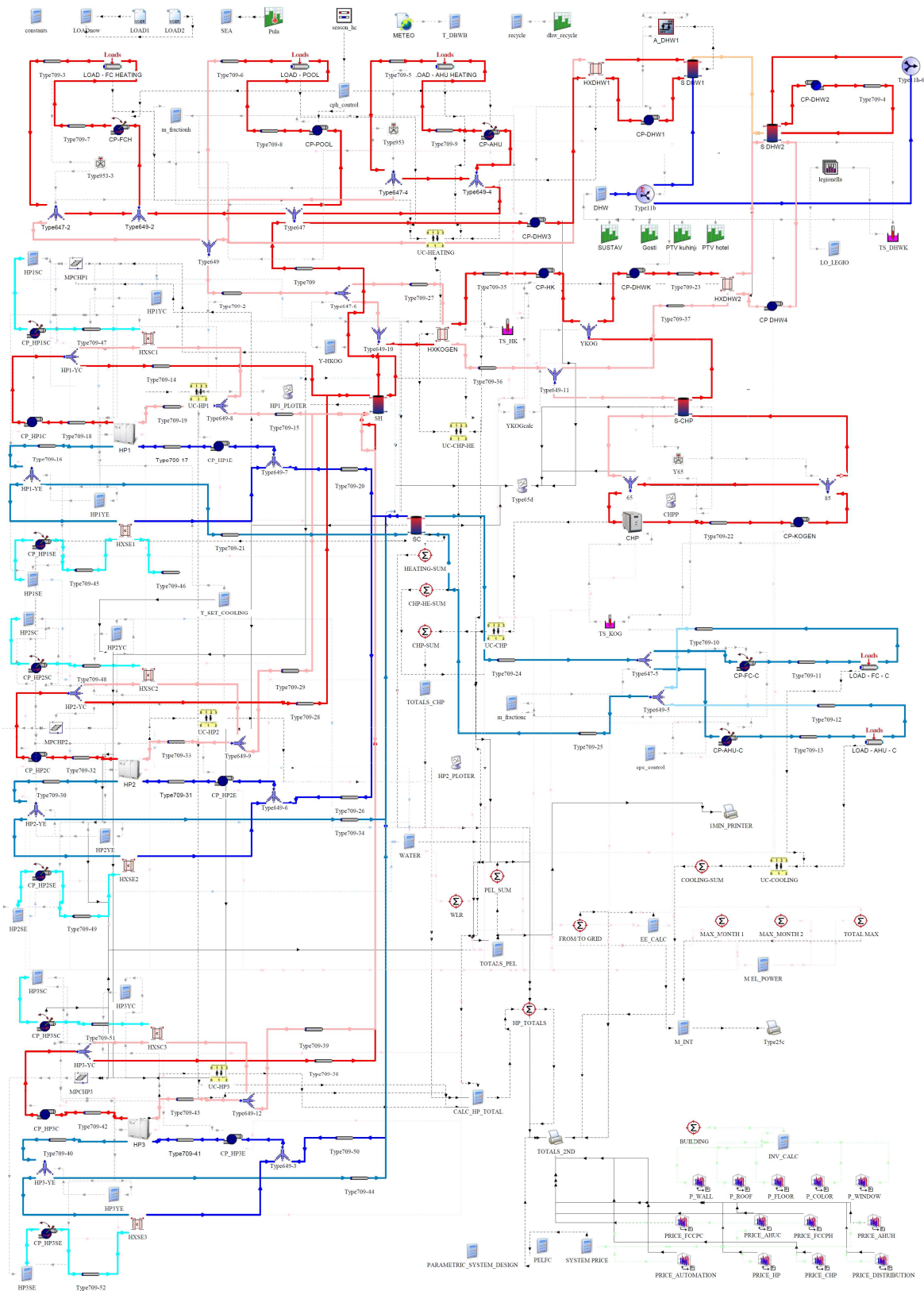


Slika P4.14 Trnsys shema sustava s biomasom i solarnim kolektorima prema varijanti BK C

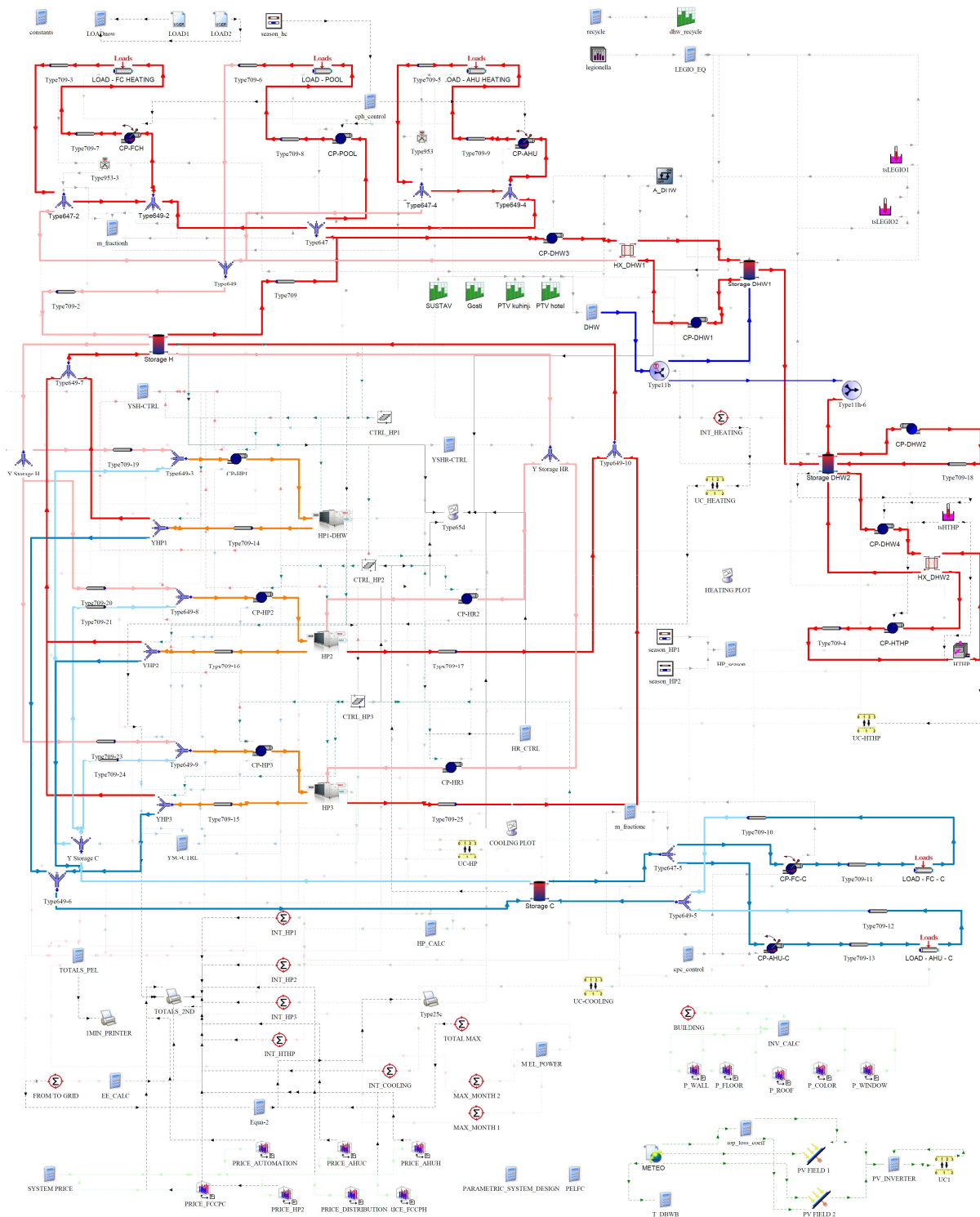




*Slika P4.15 Trnsys shema sustava s kompresijskim dizalicama topline voda – voda prema varijanti KDT V-V*



Slika P4.16 Trnsys shema sustava s kompresijskim dizalicama topline voda – voda prema varijanti KDT V-V KOG



*Slika P4.17 Trnsys shema sustava s kompresijskim dizalicama topline zrak – voda prema varijanti KDT Z-V C*



## PRIVITAK 5

### Investicijski troškovi sustava

Investicijski troškovi sustava određeni su kroz investicije za sustav proizvodnje toplinske energije, sustav proizvodnje električne energije i sustav distribucije toplinske energije.

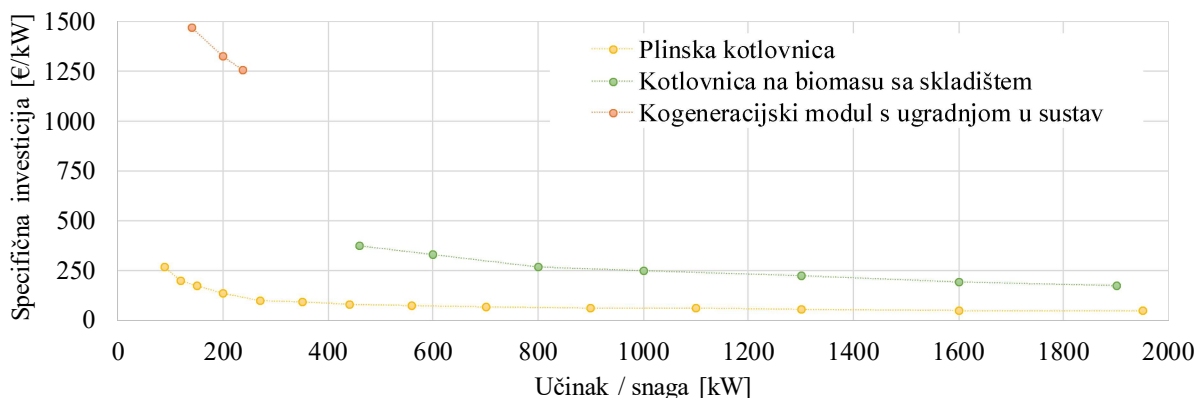
Investicijski troškovi sustava proizvodnje toplinske i rashladne energije uključuju investicije u svu glavnu opremu (kotlove, dizalice topline, rashladne uređaje, izmjenjivače topline, pumpe, cjevovode s izolacijom, armaturu i sl.). Troškovi ugradnje opreme i prateći radovi ocijenjeni su u iznosu 20 % investicije. Model investicijskih troškova razrađen je za sve simulacijske modele sustava prikazane u disertaciji. Temeljem tehničkih karakteristika proizvođača opreme odabran je niz uređaja za grijanje i hlađenje koji se radnim karakteristikama mogu uklopiti u tehničke sustave simulacijskih modela. U dijagramima prikazanim u nastavku svaka točka prikazuje odabrani uređaj sa svom pomoćnom opremom potrebnom za rad (uključuje izmjenjivače topline, cirkulacijske pumpe, armaturu, cjevovode, izolaciju i sl.).

#### *Kotlovnice na biomasu i plin / plinski kogeneracijski modul*

Za kotlovnice na prirodni plin i biomasu cijena je iskazana u odnosu na ukupni toplinski učin. Za kogeneracijski sustav cijena je iskazana u odnosu na električnu snagu uređaja. Odabrani su kotlovi iz kataloga proizvođača [130] [131]. Cijena sustava s plinskom kotlovnicom sadrži cijenu kotla, plamenika, prateće regulacijske opreme, pumpe kotla, plinske instalacije, ventilacije kotlovnice, cjevovoda i armature. Cijena sustava kotlovnice na biomasu uz cijenu osnovne opreme (kotlovi, plamenici, regulacijska oprema, armatura, cjevovod i sl.) sadrži i cijenu prateće opreme potrebnu za korištenje kotlova na biomasu (skladište, sustav za loženje i čišćenje).

Za sustav s kogeneracijskim modulom odabrani su uređaji sa 140, 199 i 238 kW električne snage iz kataloga proizvođača [132]. Cijena sustava uključuje cijenu modula, plinske instalacije, sustava ventilacije, inercijski spremnik, izmjenjivače topline, armature, cjevovode s izolacijom i pumpe.

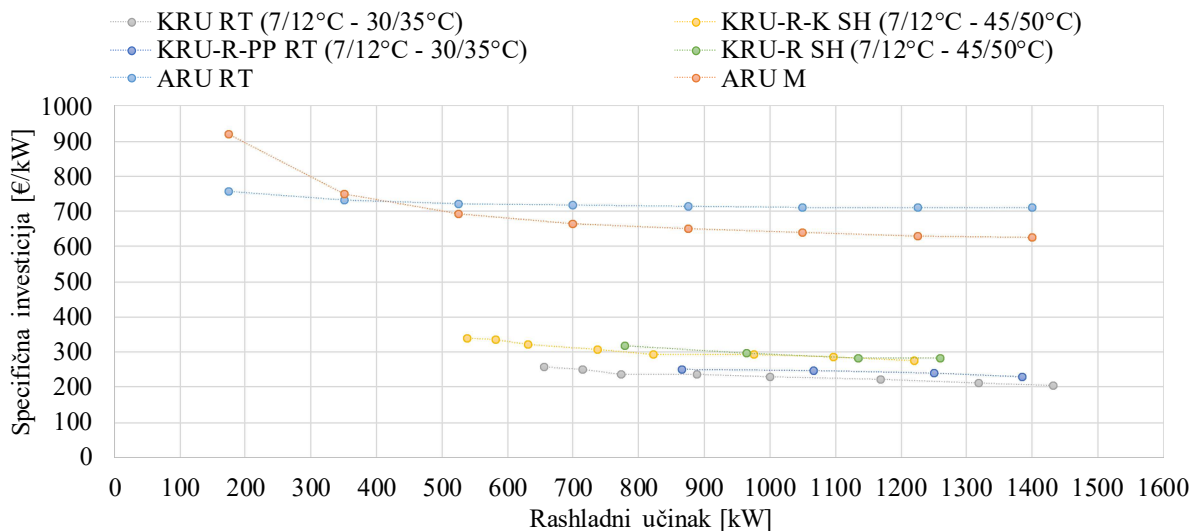
Na slici su prikazane specifične cijene ovih sustava.



Slika P5.1 Specifična investicija sustava plinske kotlovnice, kotlovnice na biomasu i plinskog kogeneracijskog modula

#### Sustavi s kompresijskim i apsorpcijskim rashladnim uređajima

Za sustav hlađenja kompresijskim rashladnim uređajima voda – voda odabrani su rashladni uređaji s opcijom djelomičnog povrata topline [133]. Investiciju čine po dva rashladna uređaja s odbacivanjem topline na suhi hladnjak ili rashladni tornjevi sa sustavom omekšavanja vode [134] [135] te prateća i spojna oprema (cjevovodi, pumpe, armatura). Kod sustava koji sadrži uređaj s povratom ili prikupljanjem kondenzatorske topline u cijenu su uključeni i dodatni izmjenjivači topline, pumpe, cjevovode i spremnik.



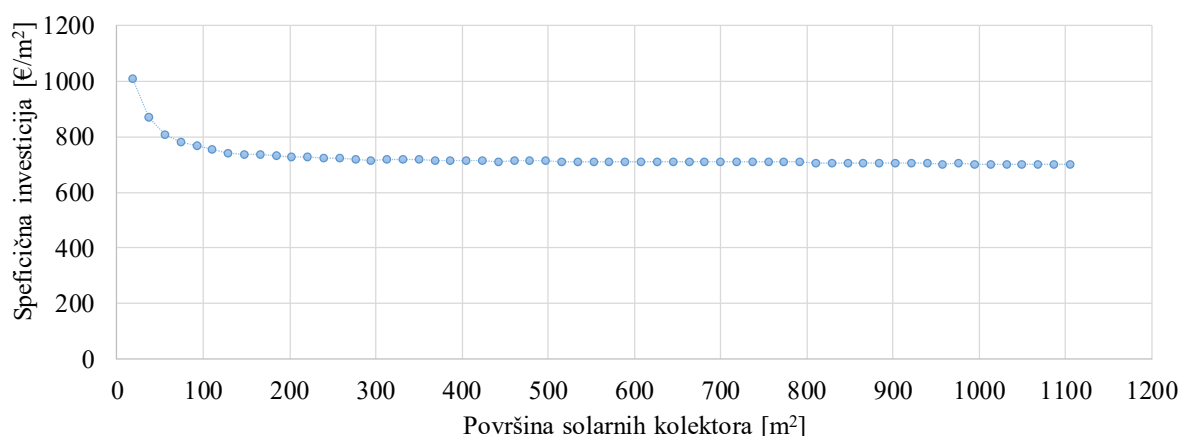
Slika P5.2 Specifična investicija sustava s kompresijskim rashladnim uređajima voda – voda i apsorpcijskim rashladnim uređajima

Sustav s apsorpcijskim rashladnim uređajima čine jednostupanjski ARU pojedinačnog rashladnog učinka 175 kW [136]. Za postizanje većeg kapaciteta uređaji su složeni modularno. Specifična cijena sustava uključuje cijene uređaja, cirkulacijskih pumpi, cjevovoda, armature,

prateću opremu za regulaciju temperature (ulazna voda u generator i kondenzator / apsorber) te rashladni toranj ili stanicu za odbacivanje topline na morsku vodu.

### *Solarni toplinski kolektori*

Pri ocjeni investicijskih troškova u solarni sustav uvažene su smjernice i zahtjevi proizvođača solarnih kolektora [137]. Cijena sustava uključuje cijene kolektora s nosivom konstrukcijom, cjevovode, armaturu, pumpe, izmjenjivače topline i spremnike.

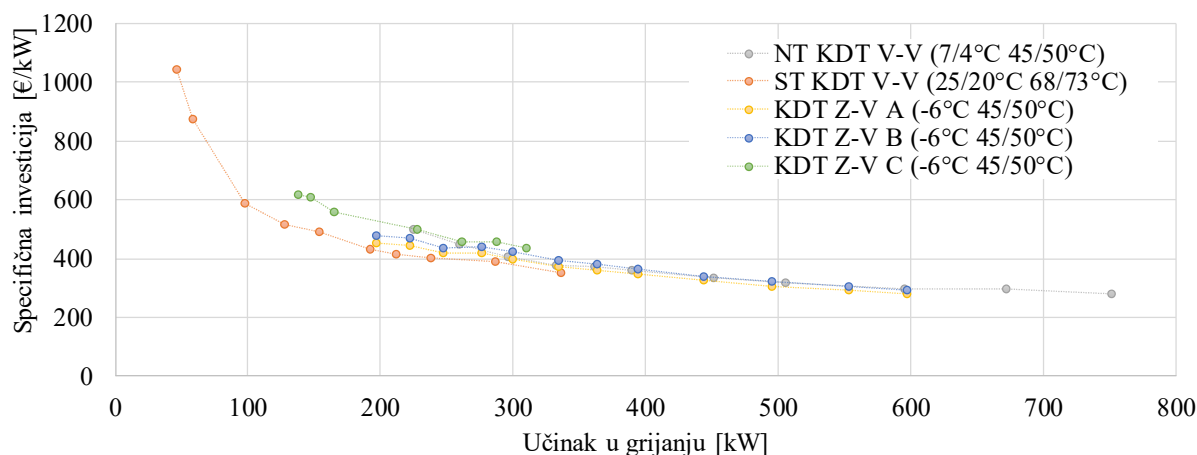


*Slika P5.3 Specifična investicija solarnog sustava za pogon apsorpcijskog rashladnog uređaja i grijanje potrošne vode*

### *Sustavi s kompresijskim dizalicama topline voda – voda i zrak – voda*

Investicija sustava s kompresijskim dizalicama topline voda – voda sadrži cijene dobave i ugradnje dizalice topline, pumpi isparivača i kondenzatora, pumpi morske vode, izmjenjivača topline iz titana, inercijskih spremnike, spojnih cjevovoda i armature, crpne stanice morske vode, uređaja za kloriranje morske vode s crpkom i prateće građevinske radove. Investicija srednje-temperaturne dizalica topline voda – voda [138] za pripremu PTV sadrži cijene dobave i ugradnje dizalice topline, pumpi isparivača i kondenzatora, spojnih cjevovoda i armature te izmjenjivača topline za PTV. Investicija sustava s kompresijskim dizalicama topline zrak – voda sadrži cijene dobave i ugradnje dizalice topline, pumpe vodenog izmjenjivača topline, inercijskih spremnike tople i hladne vode, spojnih cjevovoda, armature te prateće građevinske radove. Ukoliko je ugrađen hladnjak pregrijane pare cijena sadrži cijene pumpe i dodatnog izmjenjivača topline za PTV te potreban dio cjevovoda i armature. Ukoliko je uređaj s potpunim povratom topline uključena je i cijena dodatnih cjevovoda, cirkulacijske pumpe i armature. Specifična cijena za uređaje zrak - voda iskazana je po učinku u grijanju pri temperaturi

vanjskog zraka  $-6\text{ }^{\circ}\text{C}$  i temperaturi vode na kondenzatoru  $45/50\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Srednje-temperaturna kompresijska dizalica topline zrak – voda nije posebno razrađivana na razini učinka različitih kapaciteta već je predviđen uređaj najvećeg kapaciteta čiji trošak s dobavom i ugradnjom iznosi 20000 €.



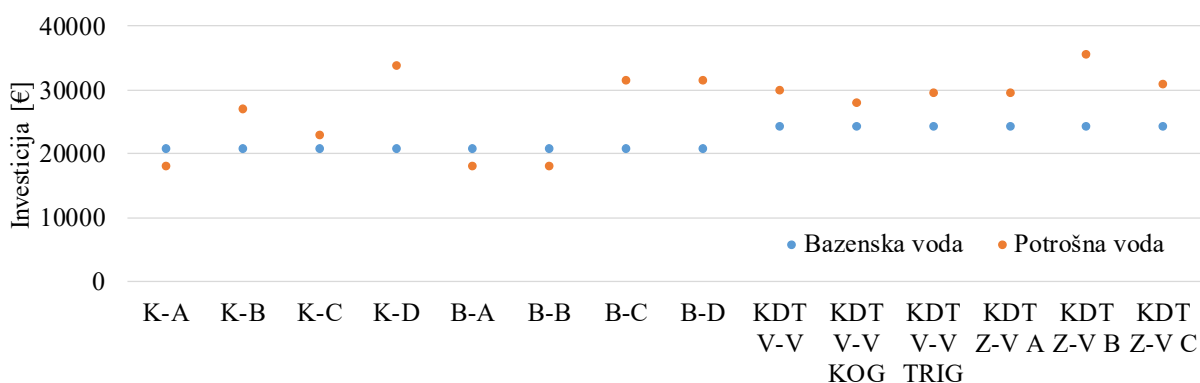
*Slika P5.4 Specifična investicija sustava s kompresijskim dizalicama topline voda – voda i zrak - voda*

#### *Sustav distribucije topline u prostoru*

Investicija u sustav distribucije topline u prostoru određena je kao funkcija projektnog učinka za hlađenje. Investicija je ocijenjena u tri varijante, ovisno o instaliranom učinku ventilatorskih konvektora postavljenih u prostoru. Odabrani su ventilatorski konvektori za distribuciju topline u prostoru s instaliranim rashladnim učinkom 540, 760 kW i 1020 kW temperaturi zraka u prostoru  $26\text{ }^{\circ}\text{C}$  i rashladnoj vodi u sustavu  $7/12\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Cijene su 320000, 375000 i 425000 €, a uključuju cijene razvoda, armature i ventilatorskih konvektora. Maksimalni instalirani učinak odgovara maksimalnom učinku iz poglavlja određivanja projektnih učinaka za grijanje i hlađenje.

#### *Sustav grijanja bazenske i potrošne vode*

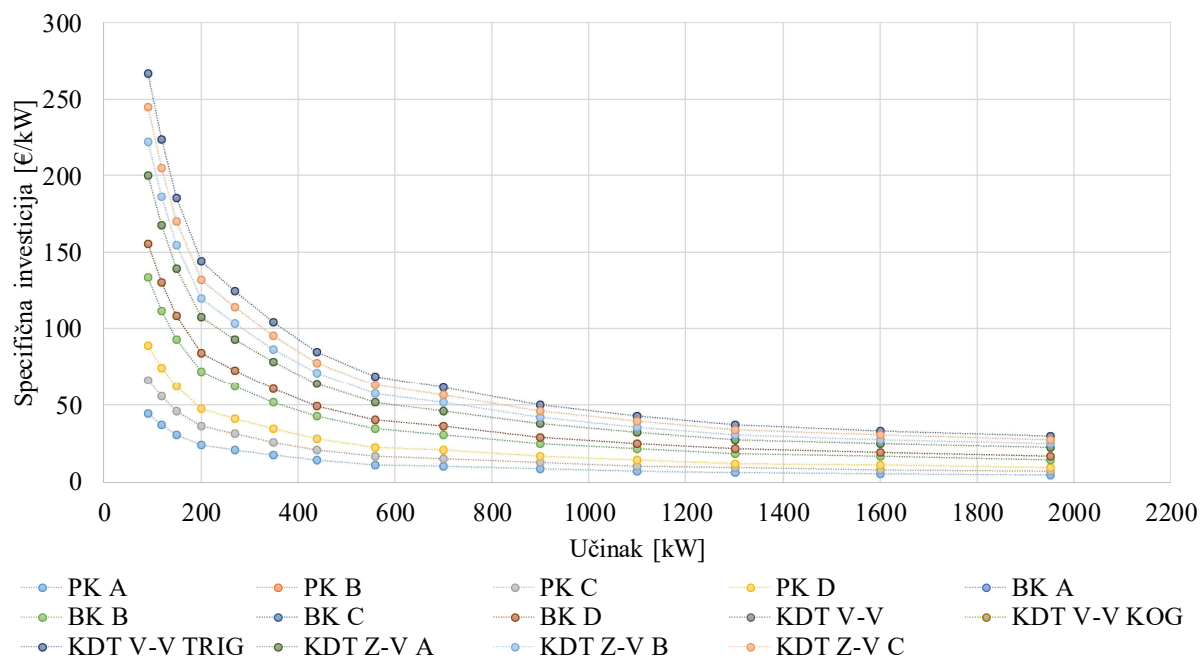
Investicija sustava grijanja bazenske i potrošne vode određena je za svaki sustav, ovisno projektnim temperaturama izmjenjivača topline, broju spremnika, cirkulacijskih pumpi i duljini spojnih cjevovoda.



Slika P5.5 Specifična investicija sustava grijanja bazenske i potrošne vode

### Sustav centralne regulacije i nadzora

Cijena sustava centralne regulacije i nadzora iskazana je u ovisnosti o ukupnom učinku i stupnju složenosti sustava. Investicija u sustav centralnog nadzora i regulacije ocijenjena je temeljem kompleksnosti svakog od simulacijskih modela tehničkih sustava.



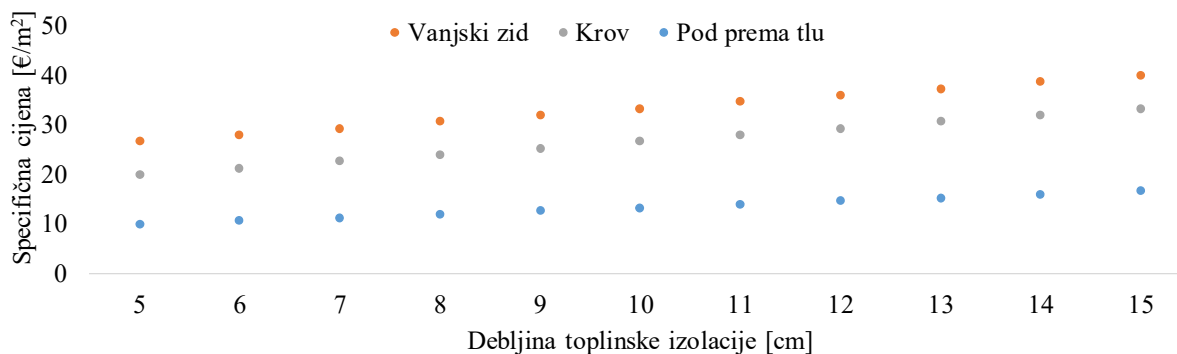
Slika P5.6 Specifična investicija sustava centralne regulacije i nadzora

### Fotonaponski sustav

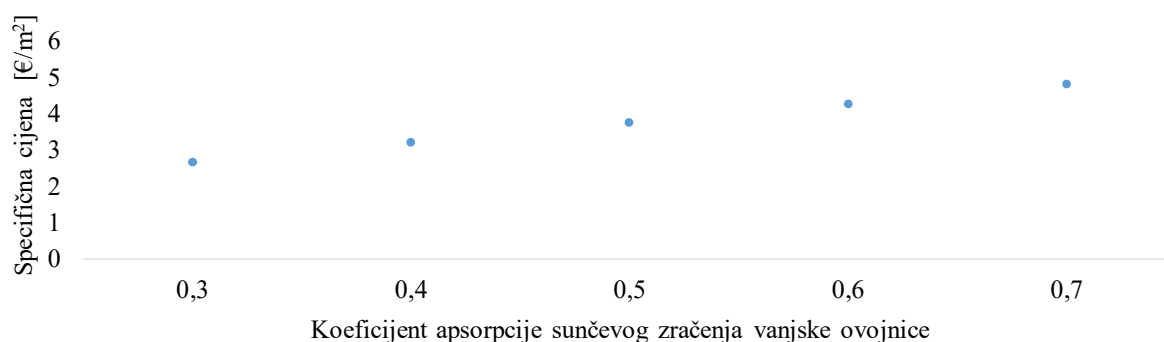
Investicija je određena specifično iznosom od 450 € po m<sup>2</sup> instalirane površine panela i ne varira značajno s učinkom sustava.

## Investicija arhitektonsko - građevinskih mjera energetske učinkovitosti

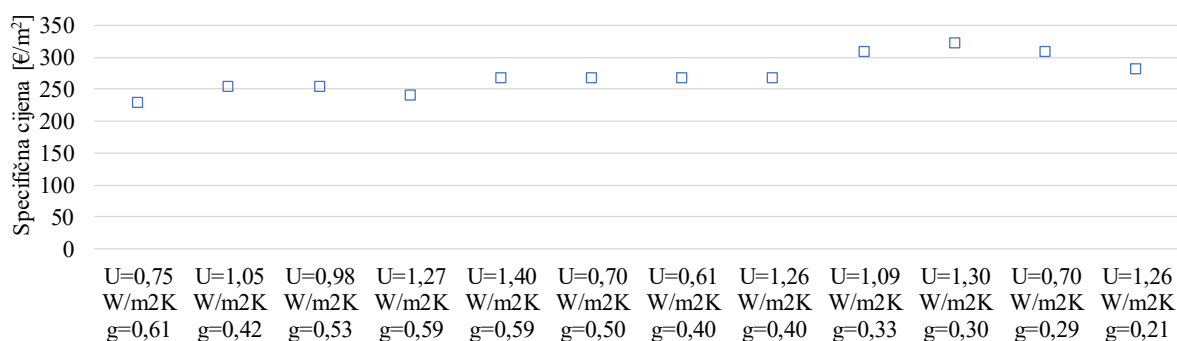
U disertaciji je primijenjen jednostavni model procjene investicije u arhitektonsko - građevinske mjere energetske učinkovitosti. Cijene su određene prema trenutnom kretanju cijena u Republici Hrvatskoj.



Slika P5.7 Specifična investicija toplinske izolacije vanjske ovojnice ovisna o debljini izolacije



Slika P5.8 Specifična investicija vanjske ovojnice ovisno o koeficijentu apsorpcije Sunčevog zračenja



Slika P5.9 Specifična investicija prozirnog elementa vanjske ovojnice ovisno o koeficijentu prolaza topline i koeficijentu propusnosti Sunčevog zračenja

## Pogonski troškovi

Pogonski troškovi s kojima se računalo su:

- troškovi prirodnog plina,
- troškovi biomase,
- troškovi električne energije,
- troškovi vode (nadoknada vode u rashladnim tornjevima) i
- troškovi koncesije za korištenje morske vode (toplinski izvor i ponor kompresijskih dizalica topline voda - voda).

Električnu energija koja je uključena u izračun pogonskih troškova čini sva potrošnja tehničkih sustava grijanja i hlađenja obuhvaćena simulacijskim modelima. Potrošnja rasvjete i ostale opreme ne uključuje se u proračun.

Cijene energenata korištene u ekonomskoj evaluaciji prikazane su u tablici. Srednja cijena plina formirana je temeljem cijene pline četiri glavna distributera plina u Republici Hrvatskoj [139] [140] [141] [142]. Cijena biomase određena je srednjom tržišnom cijenom energenta u obliku peleta. Cijene električne energije koja se kupuje iz distribucijske mreže formirana je temeljem cjenika dva distributera električne energije na tržištu Republike Hrvatske [143] [144]. U stavke su uključene naknade za korištenje mreže i opskrbu energijom. Cijena električne energije proizvedena iz obnovljivih izvora energije i kogeneracije koja se prodaje u distribucijsku mrežu određena je temeljem [145]. Troškovi vode koja se nadoknađuje kod sustava s rashladnim tornjevima određena je kao srednja cijena vode na tržištu Republike Hrvatske [146] [139] [147] [148]. Trošak koncesije za korištenje morske vode za toplinske potrebe određen je prema trenutno važećim zakonima na području Republike Hrvatske [149] [150].

Tablica P5.1 Cijene energenata

Energent	Oznaka	Jedinica	Cijena	
Prirodni plin	$C_{pp}$	€/kWh	0,036	
Biomasa	$C_b$	€/kWh	0,042	
Električna energija – kupovina iz mreže	Viša tarifa	$C_{e,vt}$	€/kWh	0,096
	Niža tarifa	$C_{e,nt}$	€/kWh	0,061
	Naknada za OIE	$C_{e,OIE}$	€/kWh	0,005
	Angažirana snaga	$C_{e,max}$	€/kW,mj	5,93
	Naknada	$C_{e,n}$	€/god	122,1
Električna energija prodaja u mrežu – kogeneracija	$C_{e,PV}$	€/kWh	0,173	
Električna energija prodaja u mrežu – fotonapon	$C_{e,KOG}$	€/kWh	0,212	
Voda (vodovod)	$C_{vv}$	€/m <sup>3</sup>	2,67	
Voda (morska)	$C_{mv}$	€/m <sup>3</sup>	0,01	

Godišnji troškovi potrošenog prirodnog plina i biomase računaju se kao :

$$C_{en,i} = C_i \cdot E_i \quad (0.1)$$

Godišnji troškovi električne energije u sustavu s vlastitom proizvodnjom električne energije integriraju se kao razlika potrošne i proizvedena električne energije kroz vremenske korake simulacijskog modela:

$$C_{en,ee} = \int_{t_0}^{t_1} (C_{potr,ee} \cdot E_{potr,ee} - C_{proizv,ee} \cdot E_{proizv}) dt \quad (0.2)$$

Troškovi maksimalno angažirane snage tijekom godine računaju se kao:

$$C_{ee,max} = C_{ee} \cdot \sum_{i=1}^{12} E_{max,i} \quad (0.3)$$

gdje je  $E_{max,i}$  maksimalna angažirana snaga iz elektrodistribucijske mreže u mjesecu.

Godišnji troškovi za vodovodnu vodu koja se nadoknađuje zbog ishlapljivanja vode u rashladnim tornjevima računa se kao:

$$C_{en,vv} = C_{vv} \cdot \int_{t_0}^{t_1} \frac{Q_{rt}}{r \cdot \rho_w} dt \quad (0.4)$$

gdje je  $Q_{rt}$  toplina odbačena na rashladnom tornju,  $r$  toplina isparavanja vode i  $\rho_w$  gustoća vode.

Godišnji troškovi koncesije za korištenje morske vode kao toplinskog izvora i ponora kompresijskih dizalica topline voda – voda računaju se kao:

$$C_{en,mv} = C_{vv} \cdot \int_{t_0}^{t_1} V_{mv,IT} dt \quad (0.5)$$

gdje je  $V_{mv,IT}$  količina morske vode protekla kroz izmjenjivač topline morske vode.

Ukupni pogonski troškovi sustava simulacijskog modela su:

$$C_{en} = \sum_{i=1}^n C_{en,i} \quad (0.6)$$



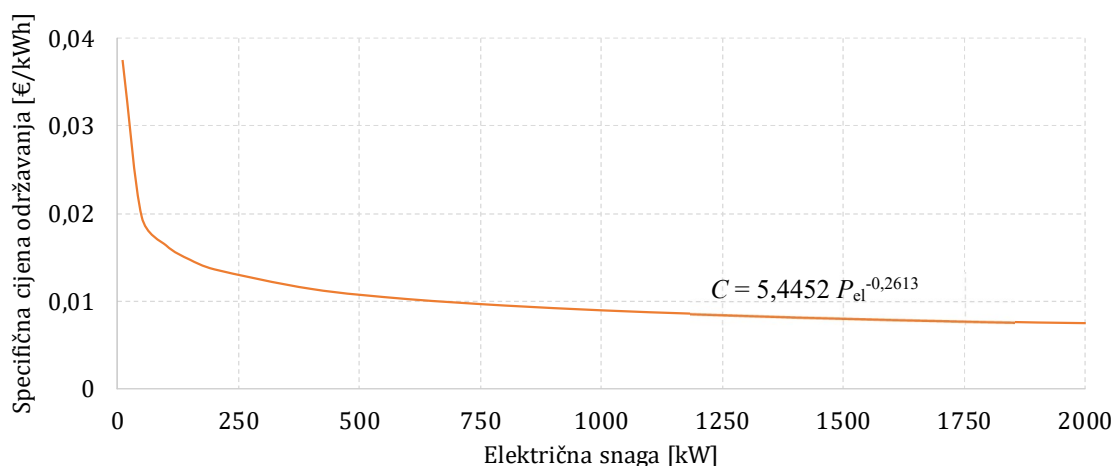
## Troškovi održavanja

U literaturi se mogu naći specifične cijene održavanja prema korisnoj površini [121]. Kako se ovdje radi o različitim sustavim troškovi održavanja ocijenjeni su prema ugrađenoj opremi. Za sustave koji uključuju plinske kotlove, kompresijske rashladne uređaje i dizalice topline te apsorpcijske rashladne uređaje, troškovi održavanja sustava određeni su temeljem vrijednosti ukupne investicije, u prosječnoj vrijednosti od 4 % ukupne investicijske vrijednosti sustava.

Za sustav sa solarnim toplinskim kolektorima godišnji troškovi održavanja također se usvajaju s vrijednošću 4 % od investicijske vrijednosti, osim za same solarne kolektore gdje je to 1 %.

Za sustave koji sadrže kogeneracijske module, troškovi održavanja sustava određeni su s vrijednošću 4 % od cijene sustava koja ne sadrži kogeneracijski modul, dok se troškovi održavanja kogeneracijskog modula izračunavaju odvojeno, ovisno o količini proizvedene električne energije.

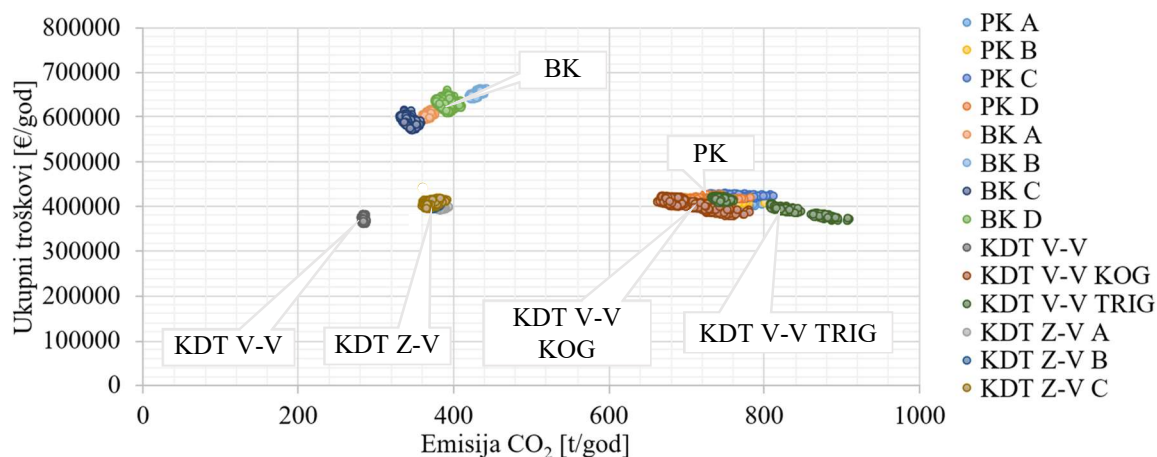
Prema podacima iz literature [151] [152] ovi se troškovi kreću oko 0,01 USD odnosno oko 0,009 € za 1 kWh proizvedene električne energije. Na slici su prikazana iskustva pogonskih troškova većeg broja instalacija ovisno o električnoj snazi kogeneracijskog modula. Kako se pogonski troškovi za uređaje električne snage od 140 do 240 kW kakvi su predviđeni u simulacijskim modelima kreću oko 0,015 € do 0,013 € za 1 kWh, ovo razmatranje usvojiti će izračun troškova održavanja kogeneracijskog modula direktnom ugradnjom izraza u simulacijski model.



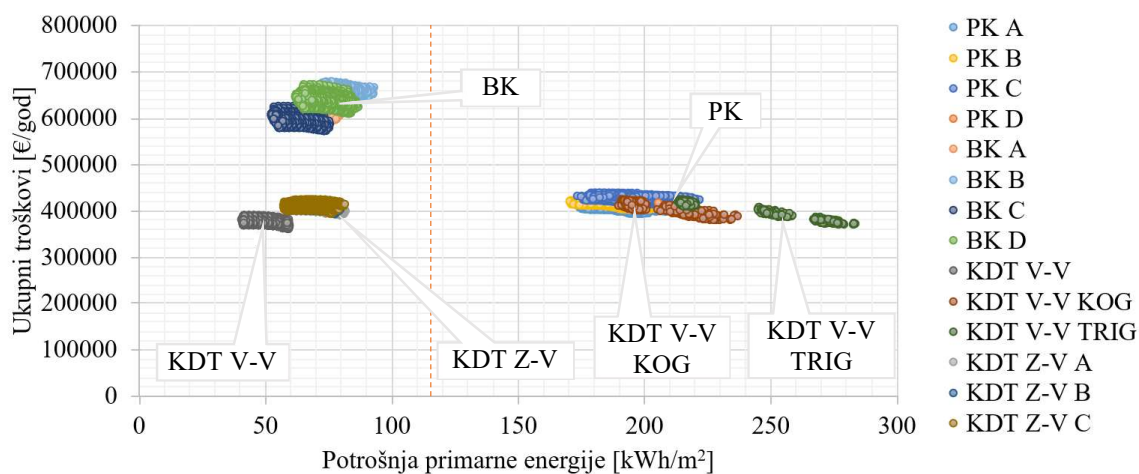
Slika P5.10 Troškovi održavanja za kogeneracijskog postrojenje s plinskim motorom [153]

## PRIVITAK 6

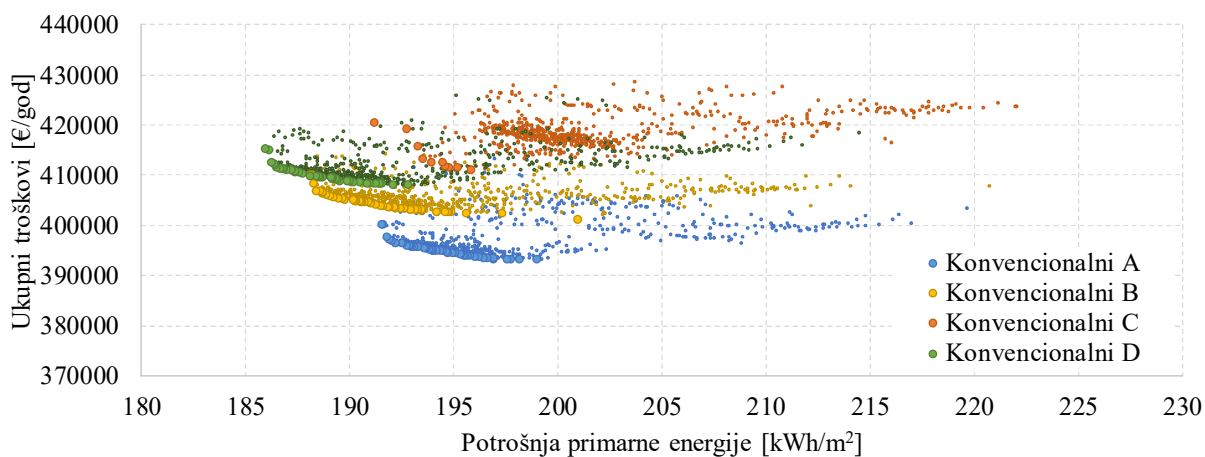
### Rezultati cjelovite optimizacije za lokaciju srednjeg Jadrana (Split)



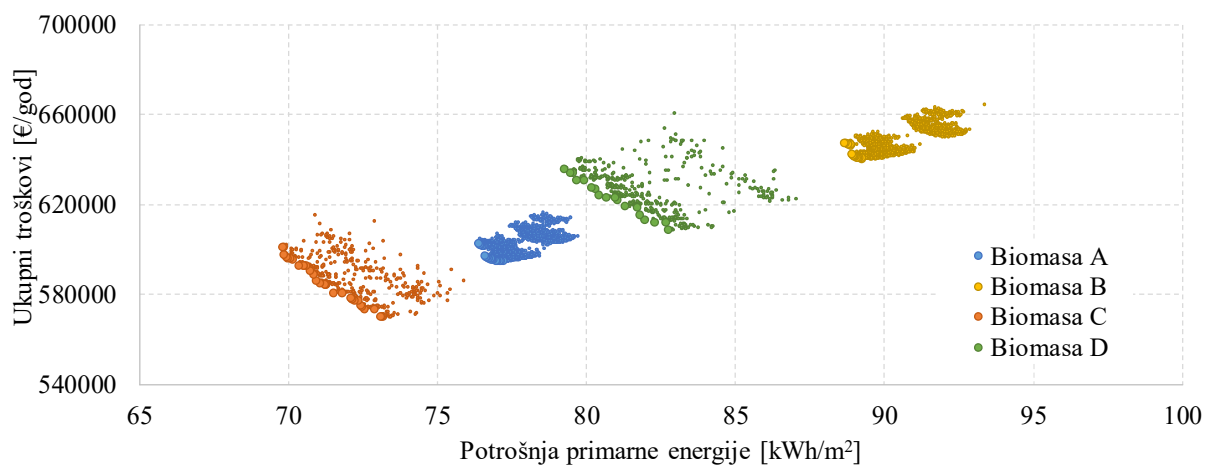
Slika P6.1 Rezultati određivanja troškovno optimalnog tehničkog rješenja za lokaciju srednjeg Jadrana (emisije CO<sub>2</sub> i ukupni troškovi)



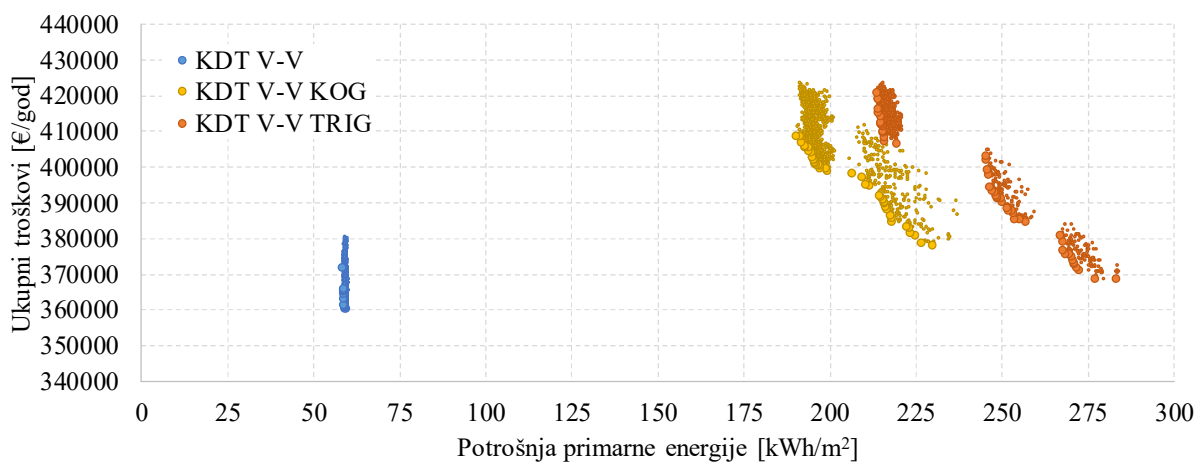
Slika P6.2 Rezultati određivanja troškovno optimalnog tehničkog rješenja za lokaciju srednjeg Jadrana (sustavi s fotonaponskom pretvorbom sunčeve energije)



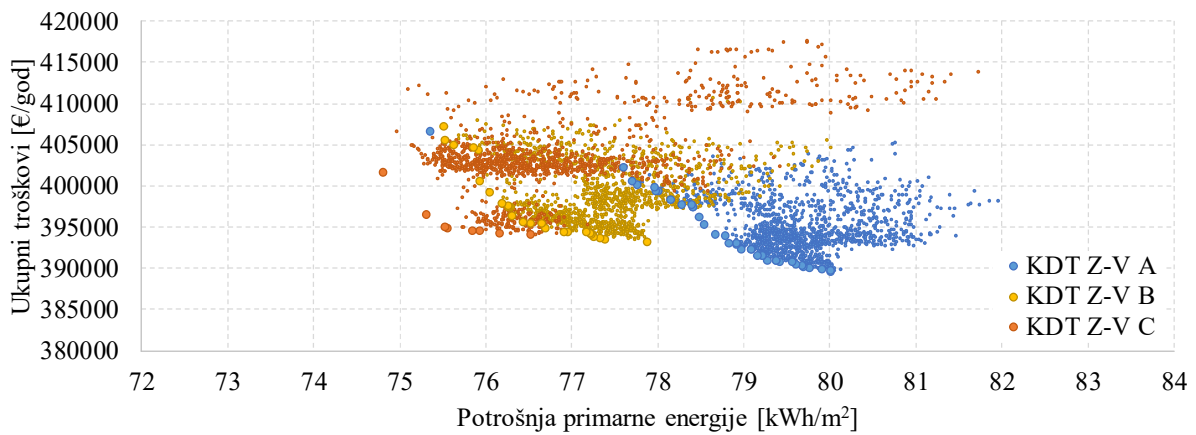
Slika P6.3 Rezultati optimizacije konvencionalnih tehničkih sustava (srednji Jadran)



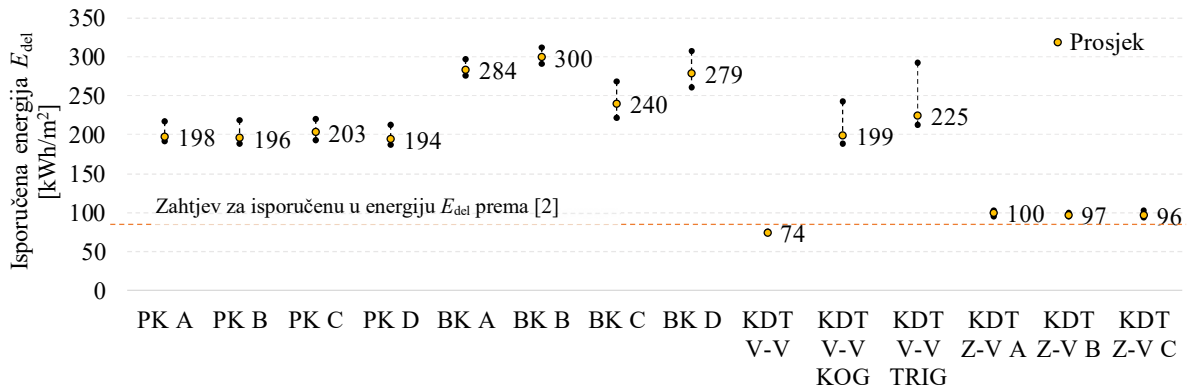
Slika P6.4 Rezultati optimizacije tehničkih sustava s biomasom (srednji Jadran)



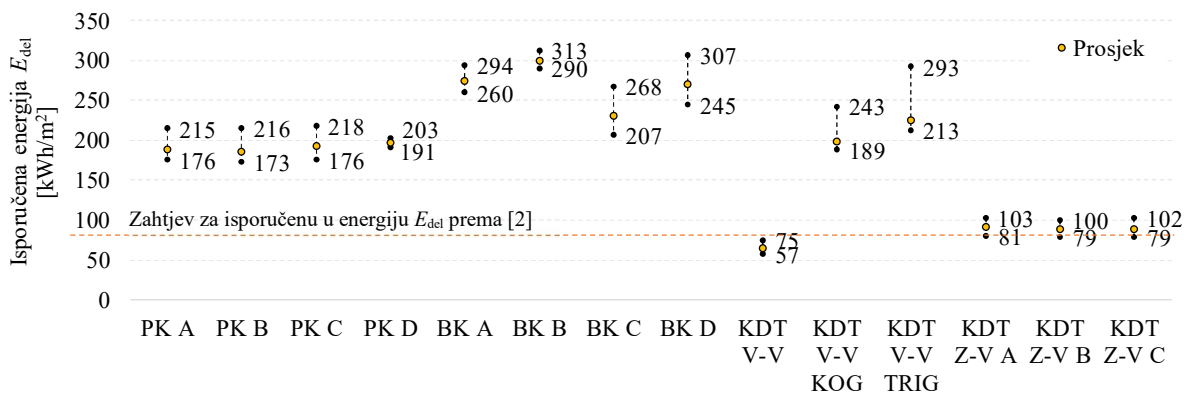
Slika P6.5 Rezultati optimizacije tehničkih sustava kompresijskih dizalica topline voda-voda (srednji Jadran)



Slika P6.7 Rezultati optimizacije tehničkih sustava kompresijskih dizalica topline zrak-voda (srednji Jadran)



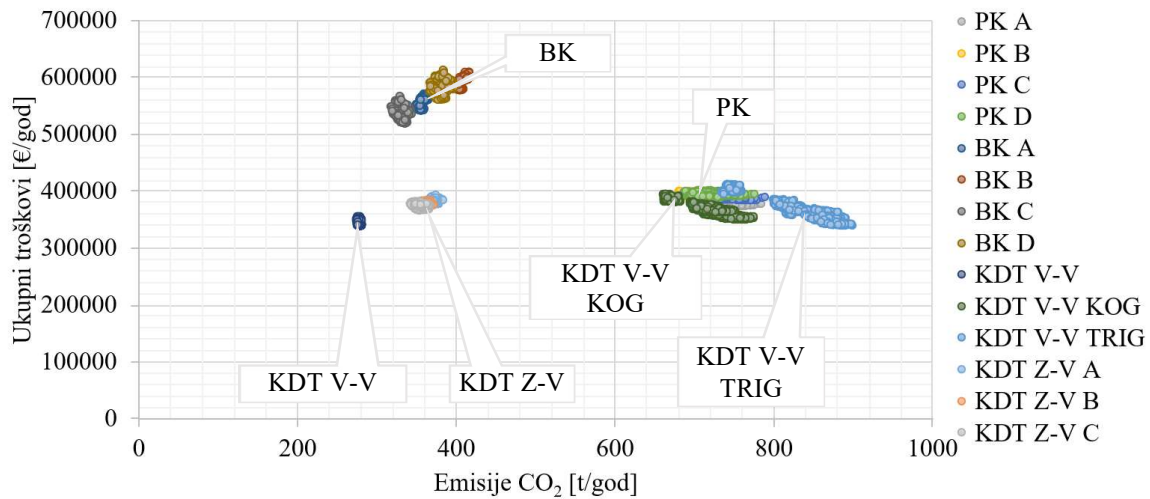
Slika P6.8 Isporučena energija koja se troši za rad tehničkih sustava zgrade (srednji Jadran)



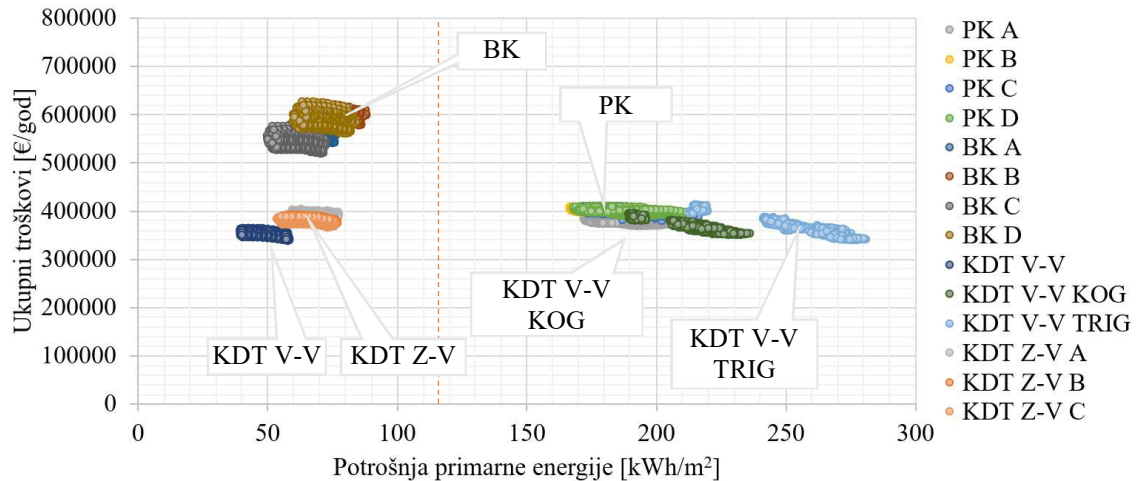
Slika P6.9 Isporučena energija koja se troši za rad tehničkih sustava zgrade – scenarij s fotonaponskim sustavom (srednji Jadran)

## PRIVITAK 7

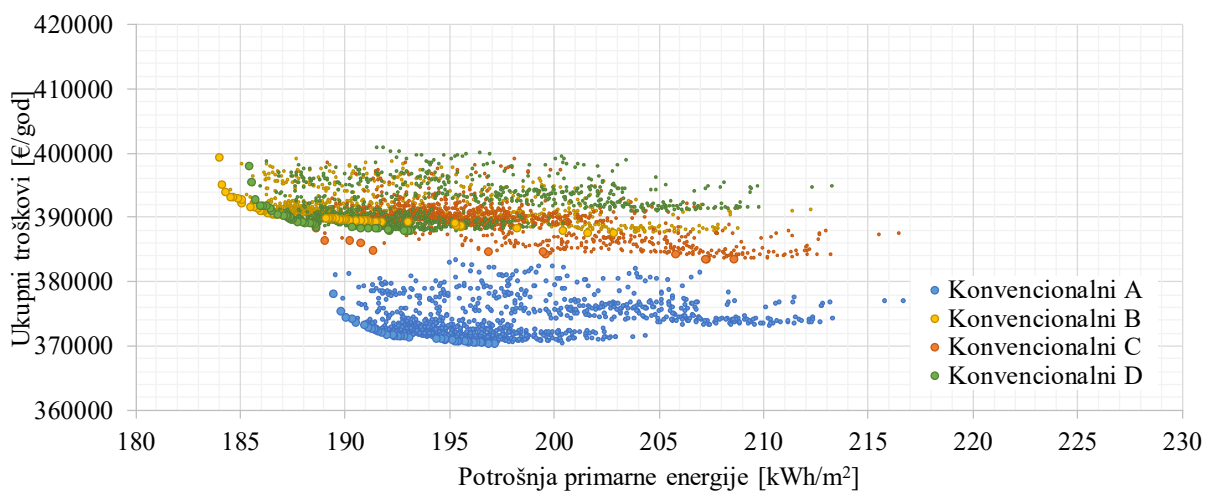
### Rezultati cjelovite optimizacije za lokaciju južnog Jadrana (Dubrovnik)



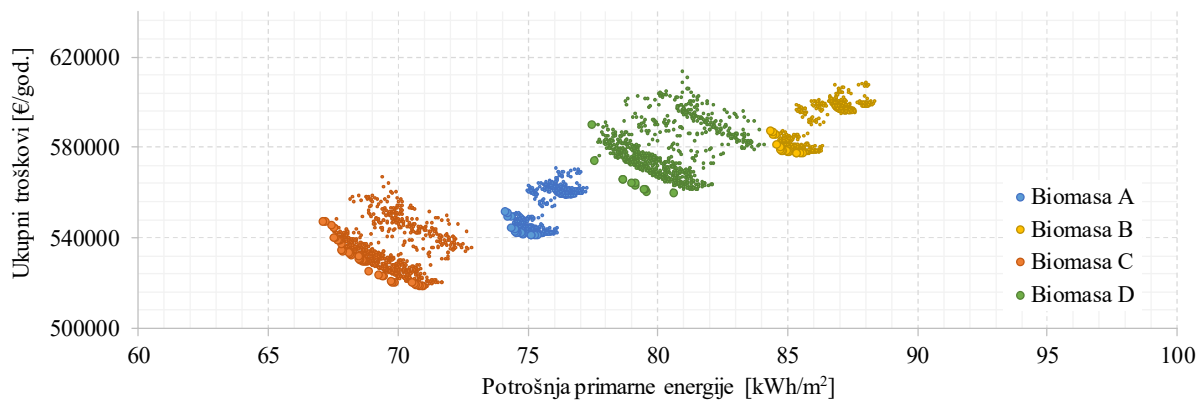
Slika P7.1 Rezultati određivanja troškovno optimalnog tehničkog rješenja za lokaciju južnog Jadrana (emisije CO<sub>2</sub> i ukupni troškovi)



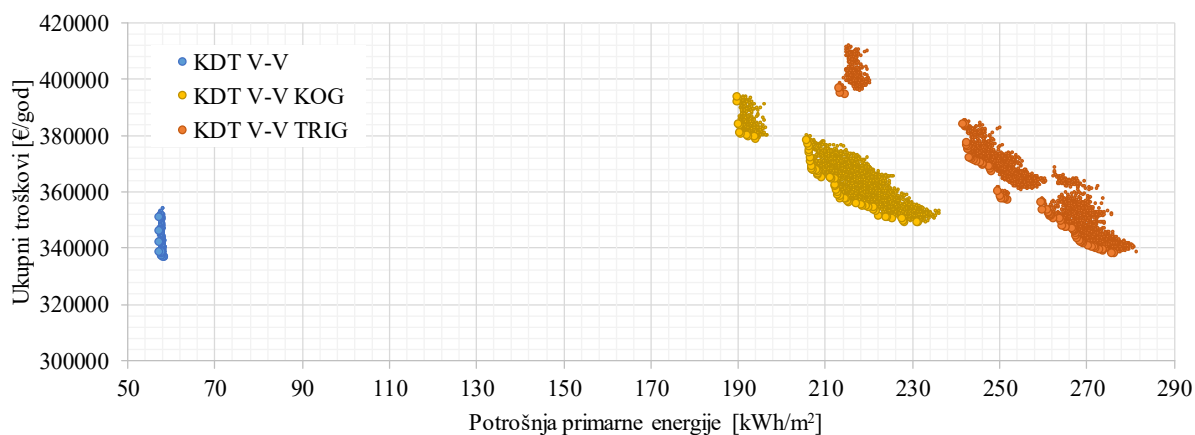
Slika P7.2 Rezultati određivanja troškovno optimalnog tehničkog rješenja za lokaciju južnog Jadrana (sustavi s fotonaponskom pretvorbom sunčeve energije)



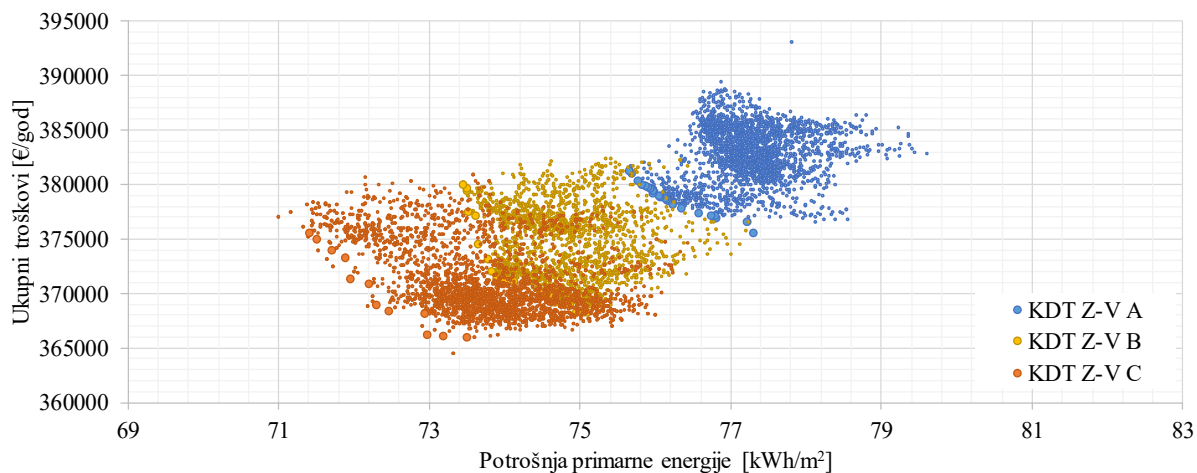
Slika P7.3 Rezultati optimizacije konvencionalnih tehničkih sustava (južni Jadran)



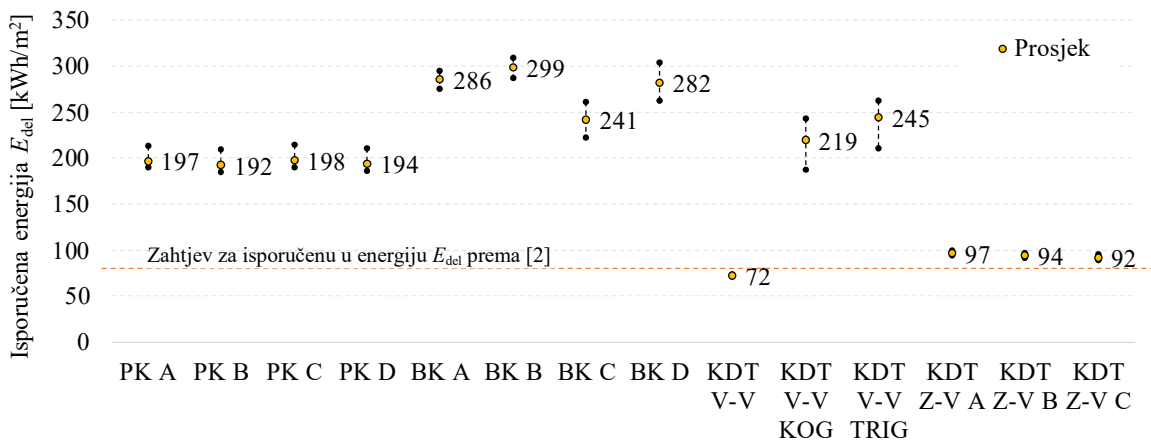
Slika P7.4 Rezultati optimizacije tehničkih sustava s biomasom (južni Jadran)



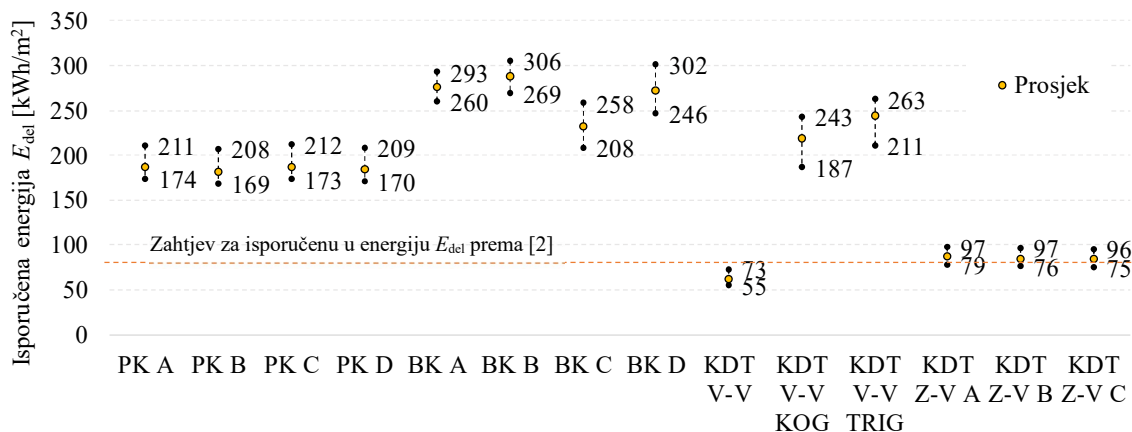
Slika P7.5 Rezultati optimizacije tehničkih sustava kompresijskih dizalica topline voda-voda (južni Jadran)



Slika P7.6 Rezultati optimizacije tehničkih sustava kompresijskih dizalica topline zrak-voda (južni Jadran)



Slika P7.7 Isporučena energija za rad tehničkih sustava zgrade (južni Jadran)



Slika P7.8 Isporučena energija rad tehničkih sustava zgrade – scenarij s fotonaponskim sustavom (južni Jadran)

## ŽIVOTOPIS

Boris Delač rođen je 17. svibnja 1984. u Rijeci. Program opće gimnazije završio je 2002. godine u Gimnaziji Andrije Mohorovičića u Rijeci te iste godine upisuje diplomski sveučilišni studija strojarstva na Tehničkom fakultetu Sveučilišta u Rijeci. Kao student sudjeluje u radu na stručnim projektima termotehničkih instalacija. Diplomirao je 2009. godine s diplomskim radom Dizalica topline s radnom tvari R744. Nakon završetka studija zapošljava se na Zavodu za termodinamiku i energetiku kao stručni suradnik na projektima red. prof. Branimira Pavkovića. 2010. godine počinje sudjelovati u nastavi u suradničkom zvanju asistenta. Iste godine upisuje poslijediplomski doktorski studij iz tehničkih znanosti na Tehničkom fakultetu

Sveučilišta u Rijeci. 2011. godine postaje znanstveni novak na znanstvenom projektu Primijenjena istraživanja rashladnih sustava s novim radnim tvarima pod voditeljstvom red. prof. Branimira Pavkovića. U nastavi sudjeluje na više kolegija Zavoda na diplomskim studijima na Tehničkom fakultetu: Tehnika hlađenja, Brodski termotehnički sustavi, Laboratorijske vježbe u termotehnici, Kompresori, Procesna oprema i uređaji i Oprema procesnih postrojenja. Rashladna tehnika, tehnički sustavi zgrada kao i primjena optimizacijskih metoda na tehničkim sustavima zgrada glavne su teme njegovog interesa, kako u znanstvenom tako i u stručnom radu. Autor i koautor je više znanstvenih radova i suradnik na više od 100 stručnih projekata i studija.



## POPIS OBJAVLJENIH RADOVA

1. Boris Delač, Anica Trp, Kristian Lenić, "Numerical investigation of heat transfer enhancement in a fin and tube heat exchanger using vortex generators", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 78, pp. 662-669, 2014.
2. Branimir Pavković, Boris Delač, Tomislav Mrakovčić, "Modified water loop heat pump system for a hospital with complex HVAC systems", *Technical gazette*, vol. 19, no. 3, pp. 621-631, 2012.
3. Boris Delač, Branimir Pavković, Zmagoslav Prelec, "Analiza primjene trigeneracijskog sustava na primjeru novinske tiskare", *Plin 2011 - 9. skup o prirodnom plinu, toplini i vodi*, Osijek, 2011.
4. Boris Delač, Zmagoslav Prelec, Branimir Pavković, "Tehnološka, ekonomska i ekološka analiza zamjene energenta u bolničkom energetsom sustavu", *KGH grejanje i klimatizacija*, vol. 43, pp. 93-100, 2014.
5. Branimir Pavković, Boris Delač, Vedran Medica Viola, "Simulation and design of solar absorption cooling system", *KGH 45th international congress & exhibition on HVAC*, Beograd, 2014.
6. Branimir Pavković, Boris Delač, Dubravko Franković, "Improving Energy Efficiency of the Art School in Dubrovnik", *Conference Proceedings Energy Management in Cultural Heritage*, Dubrovnik, 2011.