



Sveučilište u Zagrebu
Fakultet strojarstva i brodogradnje



Luka Milat, Robert Nemanić

OSNIVANJE ISPITNE LINIJE ZA VREDNOVANJE UČINKOVITOSTI DIZALICA TOPLINE

Zagreb, 2021.

Ovaj rad izrađen je na Fakultetu strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu (FSB) pod vodstvom mentora, prof. dr. sc. Vladimira Solde i komentora, dr.sc. Luke Bobana na Zavodu za termodinamiku, toplinsku i procesnu tehniku i predan je na natječaj za dodjelu Rektorove nagrade u akademskoj godini 2020./2021.

Luka Milat, Robert Nemanić

SADRŽAJ

Popis slika	v
Popis tablica	vii
Popis oznaka	viii
Popis kratica	xii
1. MOTIVACIJA	1
2. PREGLED LITERATURE	3
3. CILJEVI I HIPOTEZA RADA	6
4. TEHNOLOGIJE DIZALICA TOPLINE	7
4.1 Dizalica topline tlo-voda	12
4.2 Dizalica topline voda-voda	13
4.3 Dizalica topline zrak-voda	15
5. LOKACIJA ISPITNOG SUSTAVA I KARAKTERISTIKE PROSTORA	18
5.1. Realni potrošači ogjevno/rashladnog učinka – učionice FSB-a	18
5.2. Proračun toplinskog i rashladnog opterećenja	20
6. ISPITNA LINIJA ZA ISPITIVANJE DIZALICE TOPLINE	25
6.1. Instalirana rashladna i ogrjevna tijela ispitivanog objekta	25
6.2. Komponente ispitne linije	28
6.2.1. Međuspremnik	28
6.2.2. Cirkulacijske pumpe sustava	29
6.2.3. Razdjelnik/sabirnik	31
6.2.4. Kombinirani separator	31
6.2.5. Ekspanzijska posuda	32
6.2.6. Dodatna armatura sustava	32
6.2.7. Odabrani elementi sustava	33

6.3. Spajanje dizalice topline s ispitnom linijom	36
6.4. Opremanje ispitne linije mjernom opremom	43
6.4.1. Mjerenje temperature i vlažnosti	44
6.4.2. Mjerenje tlaka	44
6.4.3. Mjerenje toplinske energije	44
6.4.4. Mjerene električne veličine	44
6.4.5. Regulacija i pohrana podataka.....	44
7. ENERGETSKA NEOVISNOST ISPITNOG SUSTAVA	48
8. RASPRAVA	55
9. ZAKLJUČAK.....	58
10. ZAHVALE.....	60
11. LITERATURA	61
12. SAŽETAK	65
13. SUMMARY	67

Popis slika

<i>Slika 1. Broj ugrađenih jedinica dizalice topline proteklih godina [4]</i>	3
<i>Slika 2. Shematski prikaz sustava za ispitivanje dizalice topline [9]</i>	4
<i>Slika 3. Shema dizalice topline (lijevo) i prikaz ciklusa u log p-h dijagramu (desno) [15]</i>	7
<i>Slika 4. Faktor sezonske učinkovitosti sustava [16]</i>	9
<i>Slika 5. Monovalentni način rada dizalice topline [17]</i>	10
<i>Slika 6. Bivalentno-paralelni način rada dizalice topline [17]</i>	10
<i>Slika 7. Bivalentno-alternativni način rada dizalice topline [17]</i>	11
<i>Slika 8. Vertikalno polaganje izmjenjivača topline [18]</i>	12
<i>Slika 9. Horizontalno polaganje izmjenjivača topline [19]</i>	13
<i>Slika 10. Spajanje dizalice topline s crpnim i ponornim bunarom [17]</i>	14
<i>Slika 11. Shematski prikaz sustava zrak-voda dizalice topline [20]</i>	15
<i>Slika 12. Primjer komercijalnog tipa dizalice topline zrak- voda [22]</i>	16
<i>Slika 13. Postojeće stanje sjevero-istočnog pročelja visokog prizemlja</i>	18
<i>Slika 14. Postojeće stanje sjevero-istočnog pročelja niskog prizemlja</i>	18
<i>Slika 15. 3D model predmetnih prostorija s pogledom "izvana"</i>	19
<i>Slika 16. 3D model predmetnih prostorija s pogledom "iznutra"</i>	19
<i>Slika 17. Rezultati simulacije grijanja i hlađenja</i>	24
<i>Slika 18. Moduli stropnog grijanja i hlađenja [23]</i>	25
<i>Slika 19. Kanalni izmjenjivač [24]</i>	26
<i>Slika 20. Instalirani kazetni ventilokonvektor [25]</i>	27
<i>Slika 21. Smjer strujanja vode u procesu grijanja(lijevo) i hlađenja (desno)</i>	29
<i>Slika 22. Dijagram radne krivulje kruga potrošača grane 3</i>	31
<i>Slika 23. Prikaz varijante s međuizmjenjivačem</i>	36
<i>Slika 24. Samoregulirajući grijaći kablovi [33]</i>	37
<i>Slika 25. Prikaz varijante bez međuizmjenjivača</i>	37
<i>Slika 26. Shema dizalice topline</i>	39
<i>Slika 27. T-s dijagram procesa grijanja dizalicom topline u projektnoj točki</i>	42
<i>Slika 28. 3D model svih elemenata sustava grijanja i hlađenja u ispitnoj stanici</i>	43
<i>Slika 29. Princip rada fotonaponske ćelije (PN spoja) [36]</i>	48
<i>Slika 30. Usporedni prikaz on-grid i off-grid sustava [37]</i>	49

<i>Slika 31. Toplinska energija potrebna za grijanje i hlađenje prema računalnom programu AX3000</i>	50
<i>Slika 32. Toplinska energija potrebna za grijanje i hlađenje prema računalnom programu Energetski certifikator</i>	50
<i>Slika 33. Utrošak energije prema proračunu iz Energetskog certifikatora</i>	51
<i>Slika 34. Grafički prikaz dozračene energije na nagnutu plohu po mjesecima</i>	52
<i>Slika 35. 3D prikaz solarne elektrane na krovu zgrade</i>	54
<i>Slika 36. Pojednostavljena shema sustava za ispitivanje dizalice topline</i>	55
<i>Slika 37. Shema ispitnog sustava prema [43]</i>	57

Popis tablica

<i>Tablica 1. Tehnički podaci komercijalne dizalice topline zrak-voda [22]</i>	<i>17</i>
<i>Tablica 2. Koeficijenti prolaza topline građevinskih elemenata i stolarije.....</i>	<i>20</i>
<i>Tablica 3. Rezultati proračuna toplinskih gubitaka po prostorijama.....</i>	<i>21</i>
<i>Tablica 4. Rezultati proračuna toplinskih dobitaka</i>	<i>23</i>
<i>Tablica 5. Rezultati proračuna potrebe za grijanjem i hlađenjem po svakoj prostoriji.....</i>	<i>24</i>
<i>Tablica 6. Popis instaliranog ogrjevnog i rashladnog učina u prostorijama</i>	<i>25</i>
<i>Tablica 7. Rezultati proračuna kanalnog grijača/hladnjaka.....</i>	<i>26</i>
<i>Tablica 8. Popis instaliranog učina u prostorijama.....</i>	<i>27</i>
<i>Tablica 9. Proračun pada tlaka kritične dionice kruga potrošača grane 3</i>	<i>30</i>
<i>Tablica 10. Proračun volumena ekspanzijske posude</i>	<i>32</i>
<i>Tablica 11. Prikaz elemenata sustava ispitne linije.....</i>	<i>33</i>
<i>Tablica 12. Usporedba proračuna ogrjevnog procesa s i bez međuizmjenjivača</i>	<i>40</i>
<i>Tablica 13. Opis izolacije i cjevovoda.....</i>	<i>41</i>
<i>Tablica 14. Proračun toplinskog toka potrebnog za održavanje temperature vode.....</i>	<i>41</i>
<i>Tablica 15. Radne točke procesa u projektnim uvjetima</i>	<i>42</i>
<i>Tablica 16. Prikaz komponenti mjerne opreme</i>	<i>45</i>
<i>Tablica 17. Tehnički podaci solarnog panela SV54-255 E [39]</i>	<i>52</i>
<i>Tablica 18. Pregled godišnje emisije CO₂ po energentima.....</i>	<i>54</i>

Popis oznaka

Oznaka	Jedinica	Opis
A_m	m^2/kom	Površina jednog modula
A_r	m^2	Površina prostorije
c_p	kJ/kgK	Specifični toplinski kapacitet
DN	-	Nazivni promjer cjevovoda
d_u	mm	Unutarnji promjer cjevovoda
E_{sus}	kWh/a	Godišnja energija potrebna za rad sustava dizalice topline
e	-	Koeficijent zaklonjenosti zgrade
h_{dod}	m	Dodatna visina
h_i	kJ/kg	Specifična entalpija zraka u prostoru
h_o	kJ/kg	Specifična entalpija vanjskog zraka
h_{sys}	m	Visina sustava od ekspanzijske posude do najviše točke instalacije
I	Wh/m^2	Ukupno zračenje na horizontalnu plohu
I_b	Wh/m^2	Direktno zračenje na horizontalnu plohu
I_d	Wh/m^2	Difuzno zračenje na horizontalnu plohu
I_T	Wh/m^2	Dozračena energija na nagnutu plohu
I_{T_god}	kWh/m^2a	Godišnja dozračena energija na nagnutu plohu
k	W/mK	Koeficijent prolaza topline
k_v	-	Vrijednost protoka vode pri razlici tlaka 1 bar
L	m	Dužina
$N_{odabran}$	kom	Odabrani broj solarnih panela
N_{potr}	kom	Potreban broj solarnih panela
n	$1/h$	Broj izmjena zraka u jednom satu u prostoriji
n_v	-	Postotak širenja vode
n_{50}	h^{-1}	Broj izmjena zraka pri razlici tlaka od 50 Pa
p_e	bar	Projektni krajnji tlak
p_{sv}	bar	Tlak sigurnosnog ventila

p_0	bar	Primarni tlak ekspanzijske posude
R	Pa/m	Linijski pad tlaka
R_c	mK/W	Toplinski otpor
R_b	-	Omjer direktnog zračenja na nagnutu i horizontalnu plohu
S	-	Faktor sigurnosti
s	m	Debljina stijenke izolacije
t_i	°C	Temperatura zraka u prostoru
t_o	°C	Temperatura vanjskog zraka
t_u	°C	Temperatura vode u cjevovodu dok je sustav ugašen
V_A	L	Volumen vode u sustavu
V_e	L	Volumen širenja vode
V_N	L	Volumen ekspanzijske posude
$V_{n,min}$	L	Minimalni volumen ekspanzijske posude
V_v	L	Dodatni volumen vode
\dot{V}_{VZ}	m ³ /h	Volumni protok vanjskog zraka
v	m/s	Brzina strujanja vode
Z	Pa	Lokalni pad tlaka
$Q_{C,nd}$	J	Potrebna toplinska energija za hlađenje
\dot{Q}_G	W	Toplinski gubici
\dot{Q}_{GR}	kW	Rashladni kapacitet grijača
$Q_{H,nd}$	J	Potrebna toplinska energija za grijanje
\dot{Q}_{HL}	kW	Rashladni kapacitet hladnjaka
$\dot{Q}_{T,H}$	W	Osjetni i latentni toplinski dobici
$\dot{Q}_{VZ,C}$	W	Rashladni učin potreban za ohlađivanje vanjskog zraka na temperaturu prostorije
$\dot{Q}_{VZ,H}$	W	Ogrjevni učin potreban za zagrijavanje vanjskog zraka na temperaturu prostorije
q	W/m	Specifični toplinski tok
q_m	l/s	Maseni protok vode kroz kanalni grijač/hladnjak

q_v	L/h	Volumni protok vode
β	°	Kut nagiba plohe
Δp	kPa	Pad tlaka armature
Δp_{gh}	kPa	Pad tlaka na strani vode kroz kanalni grijač/hladnjak
ε	-	Korekcijski faktor za visinu
ζ	-	Koeficijent lokalnog otpora
η_m	%	Iskoristivost modula
η_{sol}	%	Iskoristivost solarnog sustava
ϑ_{int}	°C	Unutarnja projektna temperatura
$\vartheta_{p,lj}$	°C	Unutarnja projektna ljetna temperatura u kondicioniranom prostoru
$\vartheta_{p,z}$	°C	Unutarnja projektna zimska temperatura u kondicioniranom prostoru
λ	W/mK	Toplinska vodljivost izolacijskog elementa
λ_c	W/mK	Toplinska vodljivost cijevi
ρ_g	-	Faktor refleksije tla
ρ_z	kg/m ³	Gustoća zraka
Φ_g	W	Toplinski gubitak cjevovoda
Φ_{HL}	W	Ukupni projektni toplinski gubici
$\Phi_{HL,nett}$	W	Projektni toplinski gubici bez ponovnog zagrijavanja
Φ_{ins}	W	Instalirani rashladni ili ogrjevni učinak kanalnog grijača/hladnjaka
Φ_{need}	W	Potrebna rashladna ili ogrjevna energija za održavanje projektnih uvjeta u prostoru
Φ_{RH}	W	Projektni toplinski gubici zbog ponovnog zagrijavanja
Φ_T	W	Ukupni transmisijski gubici
Φ_{Te}	W	Transmisijski gubici prema vanjskom okolišu
$\Phi_{V,inf}$	W	Projektni infiltracijski gubici
$\Phi_{V,min}$	W	Projektni ventilacijski gubici
$\Phi_{V,su}$	W	Projektni gubici uslijed mehaničke ventilacije

$\vartheta_{p,lj}$	%	Unutarnja projektna ljetna relativna vlažnost
$\varphi_{p,z}$	%	Unutarnja projektna zimska relativna vlažnost

Popis kratica

AC	Izmjenična struja (eng. <i>Alternating current</i>)
COP	Faktor grijanja (eng. <i>Coefficient of performance</i>)
DC	Istosmjerna struja (eng. <i>Direct current</i>)
EER	Faktor hlađenja (eng. <i>Energy efficiency ratio</i>)
EU	Europska Unija
FSB	Fakultet strojarstva i brodogradnje
GViK	Grijanje, ventilacija i klimatizacija
HiL	Metoda ispitivanja učinkovitosti (eng. <i>Hardware in the loop</i>)
MGiPU	Ministarstvo graditeljstva i prostornog uređenja
MR	Mjerni raspon
PLC	Upravljački sistem (eng. <i>programmable logic controller</i>)
PTV	Potrošna topla voda
PV	Fotonaponski sustav
RT	Radna tvar
SCOP	Sezonski faktor grijanja (eng. <i>Seasonal coefficient of performance</i>)
SEER	Sezonski faktor hlađenja (eng. <i>Seasonal energy efficiency ratio</i>)
SGH	Stropno grijanje i hlađenje
SPF	Faktor sezonske učinkovitosti sustava (eng. <i>Seasonal performance factor</i>)

1. MOTIVACIJA

Izgaranje ugljena, prirodnog plina i nafte, za proizvodnju električne energije i topline, najveći je pojedinačni izvor globalnih emisija stakleničkih plinova (eng. GHG – greenhouse gas) koji se smatraju glavnim uzročnicima globalnog zatopljenja. Jedna od posljedica globalnog zatopljenja su i klimatske promjene koje negativno utječu na naš okoliš, povećavaju frekventnost i intenzitet ekstremnih vremenskih uvjeta što se očituje u pojavi toplinskih valova, požarima, poplavama, sušama te pojavom snažnih oluja. U slučaju daljnjeg zagrijavanja Zemlje, pretpostavlja se da može doći i do otapanja velikih ledenjaka što će za posljedicu imati naglo povećanje razine mora koje bi ugrozilo obalni pojas. Pariški sporazum o klimatskim promjenama, koji je potpisalo 194 države, među kojima i države članice EU, za cilj ima ograničavanje globalnog zatopljenja u vidu smanjenja prirasta prosječne temperature zraka znatno ispod 2°C, po mogućnosti na 1,5°C, do 2040. godine kako bi se izbjegle katastrofalne posljedice klimatskih promjena. Kako bi se taj cilj ostvario, nužno je smanjenje emisija stakleničkih plinova napuštanjem proizvodnje energije pomoću fosilnih goriva te se podliježe ostvarivanju veće energetske učinkovitosti sustava i uporabi obnovljivih izvora energije [1].

Od ukupne potrošnje energije, gotovo 40% potrošeno je u sektoru zgradarstva, od čega se 78,6% troši na postizanje toplinske ugodnosti pomoću sustava za grijanje, ventilaciju i klimatizaciju (GVİK) te u sustavima za zagrijavanje potrošne tople vode (PTV) [2]. S obzirom na značaj sektora zgradarstva u globalnoj potrošnji energije, uvode se kriteriji za izgradnju novih te obnovu postojećih objekata koji za cilj imaju smanjenje potrošnje energije. Od 2021. godine, europskom direktivom EPBD 2010/31/EU obvezuje se gradnja nZEB zgrada vrlo visokih energetskih svojstava. Minimalno 30% godišnje isporučene energije treba biti proizvedeno iz obnovljivih izvora energije na samoj zgradi ili u njezinoj blizini [3].

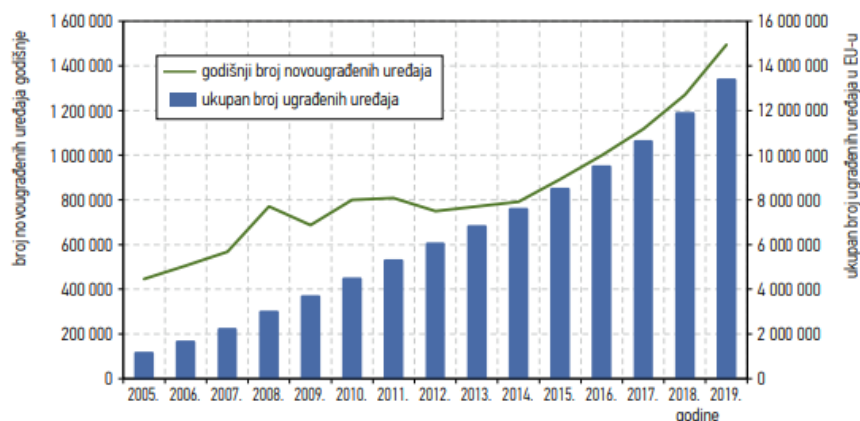
Iako sama nije izvor energije, sve popularniji uređaji za ostvarivanje tih uvjeta su dizalice topline. Dizalice topline proizvode toplinsku ili rashladnu energiju, ovisno o potrebi, pri čemu je proizvedena energija nekoliko puta veća od utrošene pogonske električne energije. Na osnovu toga, spadaju u obnovljive izvore energije čime doprinose u smanjenju emisija stakleničkih plinova. Dizalice topline imaju široku primjenu u industriji, transportu i zgradarstvu, a pritom su ekološki prihvatljivije za upotrebu. Već niz godina, bilježi se prosječni godišnji prirast broja ugrađenih jedinica u iznosu od 12% [4]. S povećanjem broja ugrađenih jedinica sve više se ulaže

i u sam razvoj i usavršavanje tehnologije. Također odgovorne institucije (ministarstva, vladine agencije) daju novčane poticaje kako bi povećali implementaciju istih.

Ispitivanje kapaciteta dizalice topline, omjera utrošene i dobivene energije te ostalih radnih karakteristika najčešće provode sami proizvođači na vlastitim ispitnim stanicama za potrebe razvoja proizvoda. Podaci o valjanosti dizalica toplina provode se u ispitnim stanicama prema standardnim uvjetima koji ne obuhvaćaju sve karakteristike rada dizalice topline, nego samo rad u pojedinim točkama koje se koriste za usporedbu različitih uređaja. Svi proizvođači ne mogu ili ne žele osigurati potrebne uvjete za ispitivanje te često nema provjere njihovih proizvoda. Povjerenje u točnost deklariranih ocjena kvalitete dizalica toplina postiže se ispitivanjima provedenima u neovisnoj ispitnoj stanici. Zbog navedenih razloga cilj ovog rada bio je projektirati ispitnu stanicu u sklopu projekta FSB IRI 2 u kojoj će se dizalice topline koristiti za grijanje i hlađenje pojedinih prostorija kako bi se dobila predodžba o ponašanju i kvaliteti istih.

2. PREGLED LITERATURE

Već duži niz godina zabilježen je trend porasta ugradnje dizalice topline na razini Europske unije (Slika 1). U Hrvatskoj se procjenjuje da udio dizalica toplina u novim građevinama iznosi približno 50 % u odnosu na druge instalirane sustave.

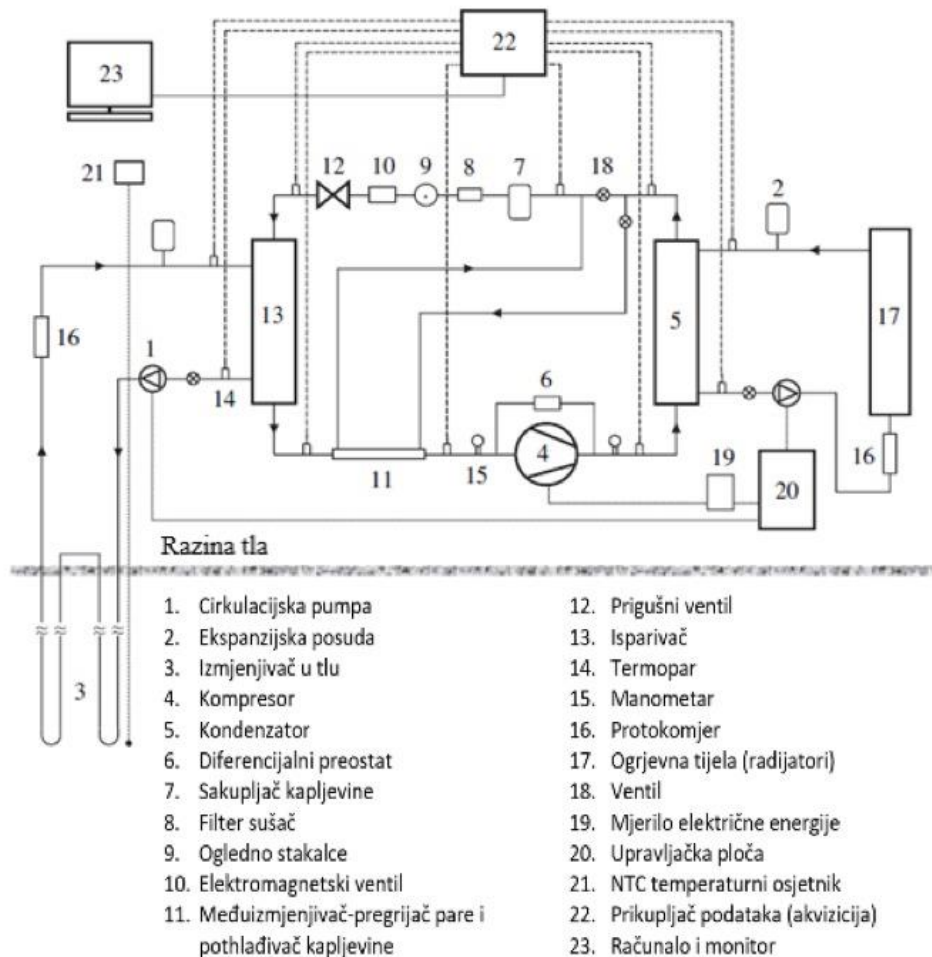


Slika 1. Broj ugrađenih jedinica dizalice topline proteklih godina [4]

Rastuća popularnost implementacije dizalica toplina, očituje se u uvedenim direktivama povezanim s Europskim zelenim planom, odnosno u nastojanju postizanja klimatske neutralnosti do 2050. godine.

Sezonski faktor učinkovitosti dizalica topline često se ocjenjuju na temelju statičkih ispitivanja faktora učinkovitosti u kombinaciji sa sezonskim graničnim uvjetima [5]. Međutim, realni sezonski faktor učinkovitosti ovisi o mnogim faktorima poput dinamičkih učinaka, ponašanja prilikom uključivanja i isključivanja uređaja, regulacije rada rada uređaja i drugih. Stoga, za ocjenu stvarnog sezonskog faktora učinkovitosti dizalice topline potrebno je napraviti takav jedan sustav te mjeriti rezultate, što sam postupak čini dugotrajnim i skupim pa se u tu svrhu danas koriste metode kojima bi se moglo simulirati rad stvarnog sustava i tako bolje ocijeniti sezonski faktor učinkovitosti dizalice topline. Mjerenje faktora učinkovitosti u nazivnim radnim točkama provodi se prema normi EN 14511 normi [6] gdje se učinkovitost sustava ocjenjuje na temelju statičkih ispitivanja, dok se za bolju ocjenu sezonskog faktora učinkovitosti koriste metode poput HiL (eng. HiL – Hardware in the loop) metode [5] gdje se fizičke komponente sustava ispituju u simuliranom okruženju. Nadalje, prema metodi iz [7] sastavni dijelovi sustava grijanja poput dizalice topline, spremnika, solarnih kolektora i slično, ne ispituju se povezano već svaki zasebno te se na temelju tih ispitivanja izvlače karakteristični podaci potrebni za simulaciju sustava.

M.F. Talpiga i suradnici [8] osnovali su laboratorij za eksperimentalnu analizu rada dizalice topline u režimu grijanja gdje su ugradili svu potrebnu mjernu opremu za praćenje rada kako bi mogli izmjeriti faktor učinkovitosti dizalice topline te su rezultate mjerenja uspoređivali s matematičkim modelom. K. Bakirci [9] također je napravio mjernu liniju za ispitivanje geotermalne dizalice topline gdje je mjerio podatke u svrhu mjerenja sezonskog faktora učinkovitosti (Slika 2.). Mjerenja su provođena u prosjeku 34 puta u danu u razmacima od 30 minuta u periodu od 8 do 24h.



Slika 2. Shematski prikaz sustava za ispitivanje dizalice topline [9]

P.Conti i suradnici. [10] napravili su usporedbu mjerenih rezultata sa rezultatima ispitivanja prema EN 14511 normi te su zaključili kako je učinkovitost sustava manja za od 10% pa do preko 30% u odnosu na standardno ispitivanje. Prema [11] vrijednost COP za intermitirajući rad dizalice topline često pada ispod 2 dok je nominalni COP između 3,5 i 4. Na institutu Fraunhofer ISE u

Njemačkoj provedeno je ispitivanje učinkovitosti dizalica topline na obiteljskim kućama kroz period od 3 godine gdje je u prvoj fazi ispitano oko 75 različitih dizalice topline od 7 različitih proizvođača te je naknadno u drugoj fazi dodano još oko 35 dizalica topline [12]. Na tom istraživanju uspoređeni su rezultati učinkovitosti dizalica topline zrak-voda, voda-voda te geotermalnih dizalica toplina dobivenih prema normi sa mjerenim rezultatima koji su pokazali kako za 18 ispitivanih dizalica topline zrak-voda prosječni faktor učinkovitosti iznosi 3,48, dok je prosječni mjereni faktor učinkovitosti svih ispitivanih uređaja kroz ispitivani period iznosio 2,89. C. Zhou i suradnici [13] usporedili su dva gotovo identična prostora obrazovne ustanove u Kini kondicionirana pomoću dizalice topline zrak-voda, gdje su u jednom prostoru ugradili novi sustav upravljanja čime su postigli uštede topline u iznosu od 38,6% te uštede električne energije u iznosu od 31,5% u odnosu na postojeći sustav upravljanja. Što se tiče neovisnosti rada sustava, u svojoj studiji B. Chwieduk i D. Chwieduk [14] pokazali su kako se tijekom sezone grijanja upotrebom solarnih panela može osigurati od 23% do 25% električne energije potrebne za rad geotermalne dizalice topline.

3. CILJEVI I HIPOTEZA RADA

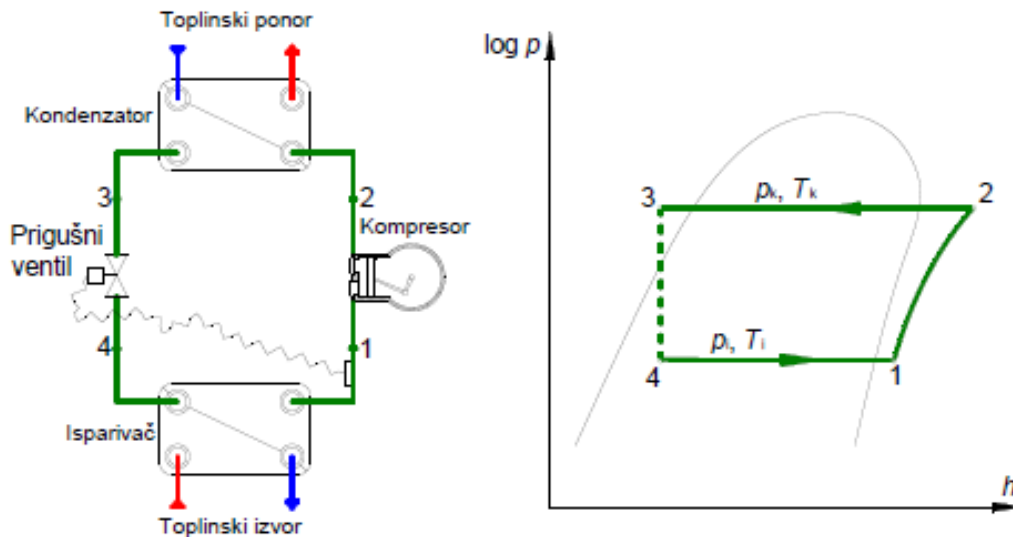
Ovim radom želi se pokrenuti osnivanje laboratorija za ocjenjivanje stvarne sezonske učinkovitosti sustava dizalica toplina u relevantnom okruženju. Određivanje stvarnog sezonskog faktora učinkovitosti dizalice topline moguće je osmišljavanjem i dimenzioniranjem ispitnog sustava s realnim potrošačima te sustavom mjerenja i prikupljanja podataka tijekom rada sustava.

Istraživačka pitanja koja se postavljaju su sljedeća:

1. Što je potrebno za ocjenu sezonske učinkovitosti dizalica topline?
2. Na koji način izvedba same dizalice topline utječe na učinkovitost sustava (preko posrednog medija ili direktnom izmjenom topline s vodom)?
3. Kako je moguće ostvariti energetske neovisnost ispitnog laboratorija?

4. TEHNOLOGIJE DIZALICA TOPLINE

Uređaji, koji korištenjem ljevokretnog procesa omogućuju prijenos topline sa spremnika niže temperature na spremnik više temperature, nazivaju se dizalicama topline. Takav prijenos topline moguće je ostvariti ako se radnoj tvari dovodi kompenzacijski rad. Kod kompresijskih dizalica topline, najčešćih u upotrebi, potreban rad ostvaruje se kompresorom koji je pogonjen električnom energijom. Osnovni elementi dizalice topline su: kompresor, kondenzator, prigušni/ekspanzijski ventil i isparivač (Slika 3.).



Slika 3. Shema dizalice topline (lijevo) i prikaz ciklusa u log p-h dijagramu (desno) [15]

Radna tvar (RT) struji između osnovnih komponenti sustava dizalice topline. U isparivaču kapljevita RT isparava (promjena agregatnog stanja) preuzimajući toplinu s toplinskog izvora. Izlaskom iz isparivača, RT se nalazi u pregrijanom stanju (1) te ulazi u kompresor. U kompresoru se RT komprimira s tlaka isparavanja na tlak kondenzacije (2). Povećanjem tlaka RT-i povisuje se energetska razina čime se omogućuje prijelaz topline između radne tvari i toplinskog spremnika. RT potom struji kroz kondenzator gdje se najvećim dijelom oslobađa latentna toplina koja se predaje toplinskom ponoru. Predajom topline u kondenzatoru se mijenja agregatno stanje RT-i iz parnog u kapljevito (3). Nakon kondenzatora RT se nalazi u stanju pothlađene kapljevine te prolaskom kroz kapljevinski vod ulazi u prigušni element u kojem se prigušuje na tlak isparavanja (4). Smanjenjem tlaka pada i temperatura stoga radna tvar ulazi u isparivač u stanju mokre pare. Ponovnim prolaskom kroz isparivač ciklus se ponavlja. Dizalica topline može imati i mogućnost prekretnog rada, tj. može raditi i kao ogrijevni i kao rashladni uređaj.

Dizalice topline proizvode toplinsku energiju koja je nekoliko puta veća od utrošene pogonske energije (najčešće električne) pri čemu je veći dio energije obnovljen iz okoliša. Učinkovitost (kvaliteti) procesa, određuje se preko faktora grijanja, odnosno faktora hlađenja.

Faktor grijanja, COP, definira se kao omjer toplinskog toka predanog ogrjevnom mediju na kondenzatoru i privedene snage kompresora:

$$COP = \frac{\phi_k}{P} \quad (1)$$

Faktor hlađenja, EER, definira se kao omjer toplinskog toka preuzetog na isparivaču i privedene snage kompresora:

$$EER = \frac{\phi_i}{P} \quad (2)$$

Pomoću navedenih veličina, omogućava se pregled efikasnosti rada sustava pri jednoj radnoj nazivnim radnim točkama, a za opis kvalitete sustava tijekom sezone grijanja ili hlađenja, upotrebljavaju se sezonski faktori grijanja (SCOP) i hlađenja (SEER). Navedeni faktori računaju se omjerom isporučene toplinske energije za grijanjem (ili hlađenjem) te godišnjom potrošnjom električne energije za pogon sustava.

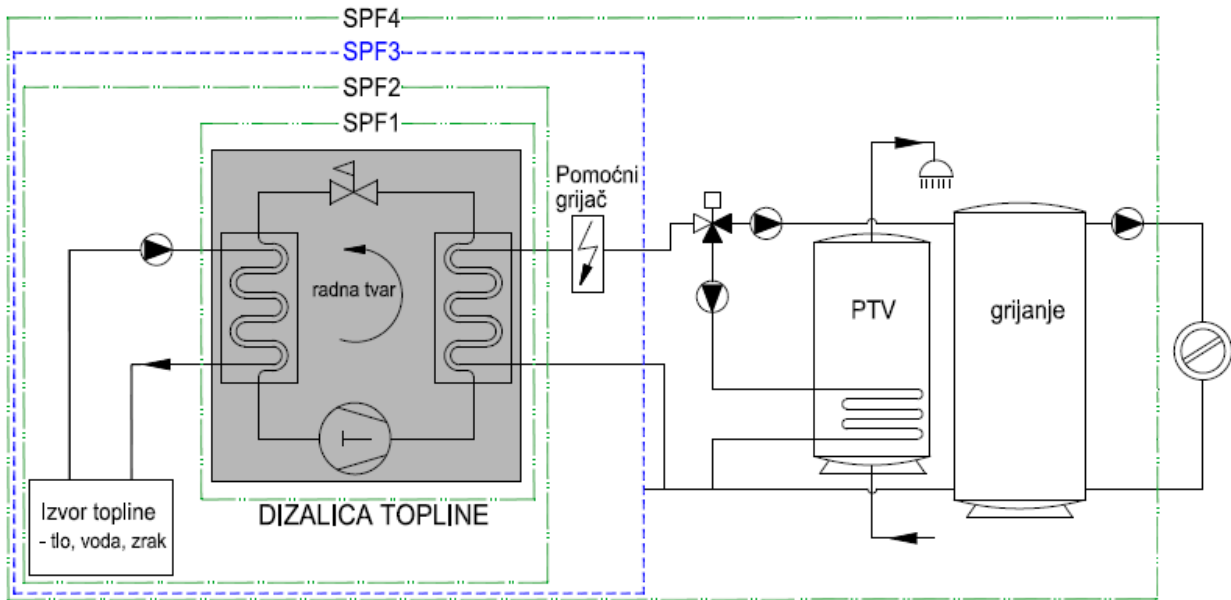
S obzirom da kompresor dizalice topline nije jedini potrošač energije u sustavima proizvodnje toplinske energije, dogovorno se uvodi faktor sezonske učinkovitosti sustava (eng. season performance factor -SPF) kojim se računa omjer isporučene korisne energije te uložene energije. Dodatnih potrošači u sustavima proizvodnje toplinske energije mogu biti pumpe, ventilatori, pomoćni grijači, regulacija komponenti i sustava, itd.

$$SPF = \frac{\sum_{god}(Q_{isp})}{\sum_{god}(E_{utr})} \quad (3)$$

Razlikuju se 4 granice sustava kojima se obuhvaća više energijskih tokova shematski prikazano na slici 4.

1. SPF_1 – obuhvaća samo isporučenu toplinsku energiju te utrošenu energiju za pogon dizalice topline
2. SPF_2 – obuhvaća utrošenu toplinsku energiju na strani izvora topline

3. SPF₃ – obuhvaća električni grijač kojim se dogrijava radni medij po potrebi
4. SPF₄ – obuhvaća sve pomoćne komponente sustava na strani toplinskog izvora i ponora

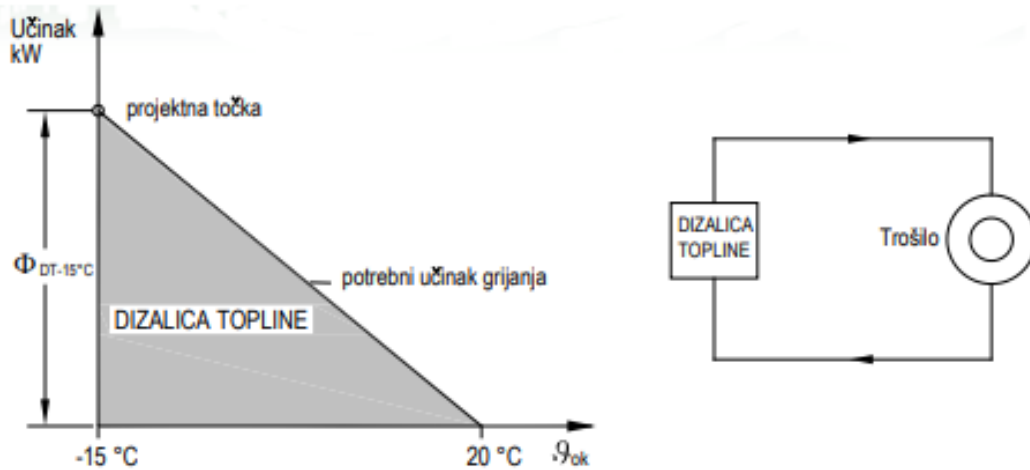


Slika 4. Faktor sezonske učinkovitosti sustava [16]

Učinkovitost cjelokupnog sustava također ovisi o načinu spajanja dizalice topline sa sustavom grijanja i hlađenja. Naime, dizalice topline ne moraju biti jedini izvor energije te se razlikuju 3 načina rada:

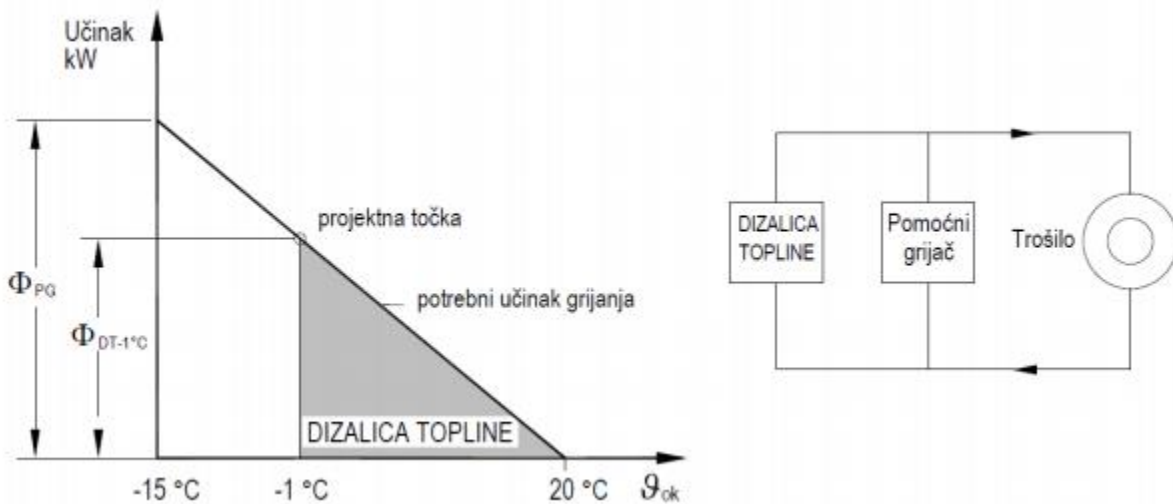
- Monovalentni
- Bivalentno-paralelni
- Bivalentno-alternativni

Kod monovalentnog načina rada (Slika 5.), svi toplinski gubici pokriveni su dizalicom topline koja je odabrana prema vanjskoj projektnoj temperaturi. Ovakav način rada je karakterističan za dizalice topline s tлом ili vodom kao toplinskim izvorom, dok se za zrak-voda sustave češće koriste bivalentni načini rada.



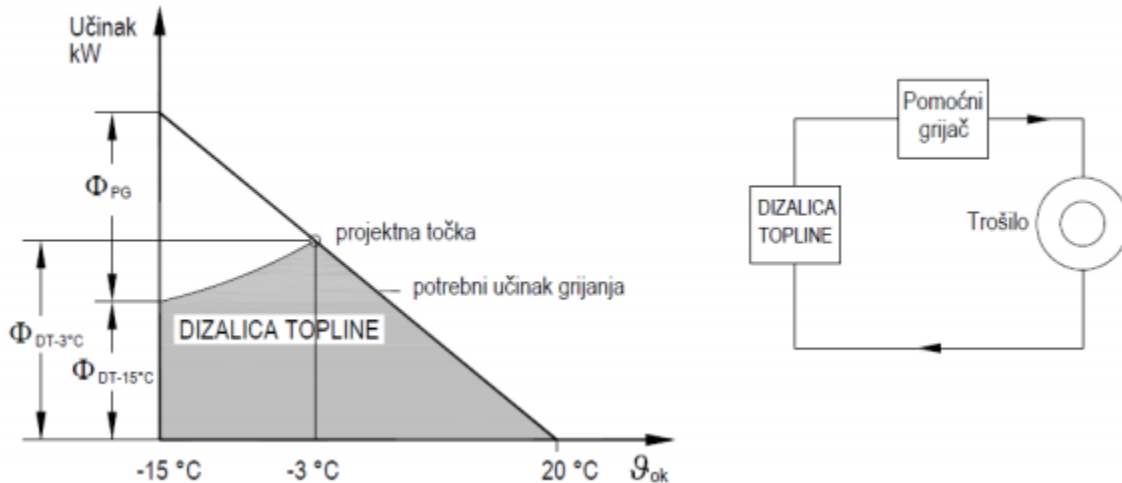
Slika 5. Monovalentni način rada dizalice topline [17]

Kod bivalentno-paralelnog načina rada (Slika 6.), dizalica topline može raditi uz podršku pomoćnog grijača, odnosno dizalica topline je jedini izvor topline do određene vrijednosti vanjske temperature zraka kada se paralelno uključuje još jedan toplinski izvor. Najčešće je to električni grijač, a može biti i neki drugi, poput plinskog kotla. Ovakav način projektiranja dizalica topline sa zrakom kao izvorom topline je najčešći.



Slika 6. Bivalentno-paralelni način rada dizalice topline [17]

Bivalentno-alternativni način rada (Slika 7.) zasniva se na korištenju dizalice topline do određene vrijednosti vanjske temperature. S daljnjim padom vanjske temperature zraka, uključuje se drugi izvor topline koji je onda jedini u radu. Ovakav tip sustava je uobičajen za visokotemperaturne režime grijanja.



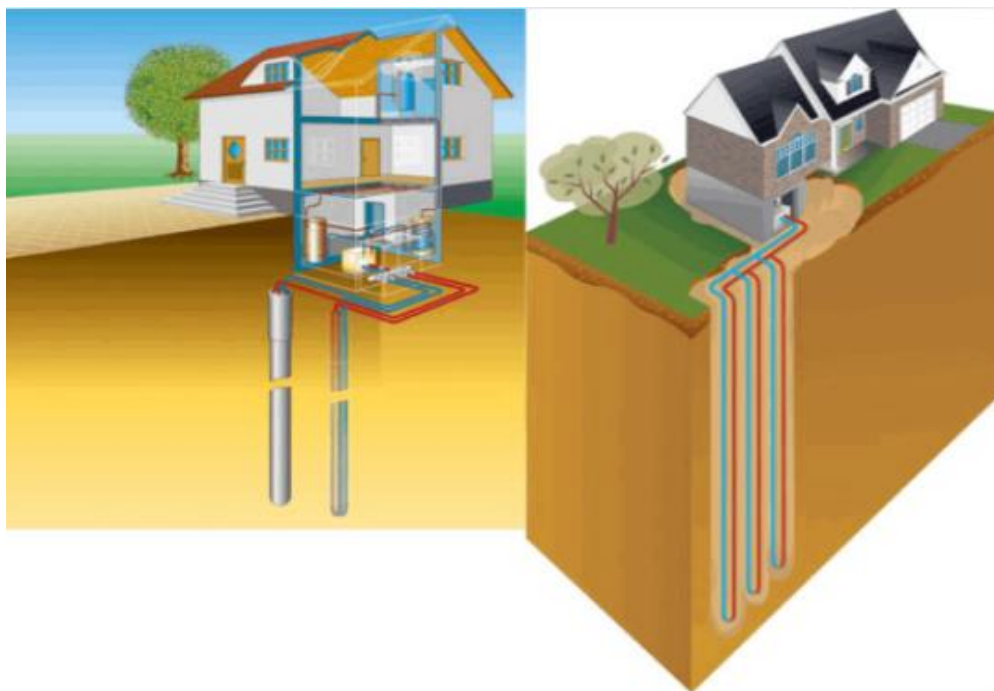
Slika 7. Bivalentno-alternativni način rada dizalice topline [17]

Izmjena topline između izvora i ponora topline izvodi se direktno ili indirektno (pomoću posrednog prijenosnika energije). U direktnoj izmjeni toplina predana na isparivaču ili kondenzatora se direktno izmjenjuje s ogrjevnim/rashladnim medijem. Indirektna izvedba se koristi kako bi se izbjegli dugi cjevovodi radne tvari te zaštitio sustav od mogućih nečistoća. S dužim cjevovodima radne tvari, povećava se pad tlaka pri čemu dolazi do nepoželjnog većeg kompresijskog omjera, odnosno većom uloženom snagom. S druge strane, upotrebom posrednog prijenosnika energije, sustav koristi dodatan izmjenjivač topline što snižava energetske efikasnost sustava. Najčešći korišteni posredni mediji su otopina glikola i voda. Iako glikol ima niži toplinski kapacitet od vode, često se koristi u sustavima gdje može doći do zamrzavanja vode zbog smanjene točke ledišta. Glikol se također koristi u sustavima s tlom kao toplinskim izvorom te u sustavima sa zrakom u kompaktnoj izvedbi dizalice topline gdje je predviđen dulji prekid rada. Promatrajući toplinske izvore u toplovodnim sustavima, dizalice topline se mogu podijeliti u tri osnovne skupine:

- Tlo-voda
- Voda-voda
- Zrak-voda

4.1 Dizalica topline tlo-voda

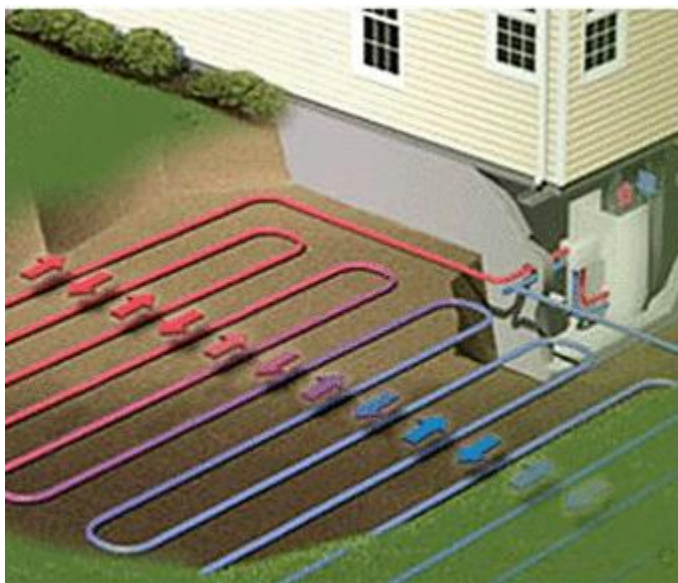
Tlo, kao izvor topline, primjenjiv je već i pri malim dubinama jer ima prilično konstantnu temperaturu tokom cijele godine. Temperatura zemlje na 2 m dubine se kreće između 7 i 13°C [17]. Konstantna temperatura tla omogućava stalan rad dizalice topline u projektnoj točki te veću učinkovitost sustava u odnosu na zrak kao izvor topline. Kvaliteta izmjene topline između radnog medija i tla (specifični učinak izmjenjivača) ovisi o parametrima tla (sastav, kvaliteta, dubina, toplinska provodnost...) te o načinu polaganja cijevi izmjenjivača. Izmjenjivači mogu biti položeni vertikalno ili horizontalno pri čemu odabir polaganja najčešće ovisi o funkcionalnosti izvođenja (dostupani prostor), željenoj temperaturi (dubini) te cijeni izvođenja radova. Načini polaganja cijevi izmjenjivača prikazani su na slikama 8 i 9.



Slika 8. Vertikalno polaganje izmjenjivača topline [18]

Uzimanjem ili predajom topline, tlu se smanjuje ili povećava prosječna temperatura. Do regeneracije tla (ponovno povećanje/smanjenje temperature) dolazi ponajprije zahvaljujući Sunčevom zračenju, kiši ili rosi. Jednako tako tijekom zimskog razdoblja može doći do pojave zamrzavanja tla što isto utječe na temperaturu izvora topline stoga je potrebno koristiti dizalice topline tokom cijele godine (i u režimu grijanja i u režimu hlađenja) kako ne bi došlo do lokalnog pothlađenja ili pregrijanja tla (sustavno može doći do pada učinkovitosti sustava). Prije same ugradnje izmjenjivača u tlo potrebno je procijeniti kvalitetu (toplinska svojstva) tla kako bi se

ugradio izmjenjivač odgovarajućih dimenzija. Za procjenu kvalitete tla koristi se TRT test (eng thermal response test) gdje se korištenjem električnog grijača poznatog kapaciteta zagrijava voda u optoku. Potom se voda hladi prolaskom kroz bušotinu te se mjeri temperatura polaza i povrata vode na osnovu čega se procjenjuje efektivna toplinska vodljivost tla. Nakon procjene kvalitete tla pristupa se samoj izvedbi izmjenjivača (bušenje ili otkop) što ujedno predstavlja i najveći trošak kod ugradnje ove skupine dizalica topline.

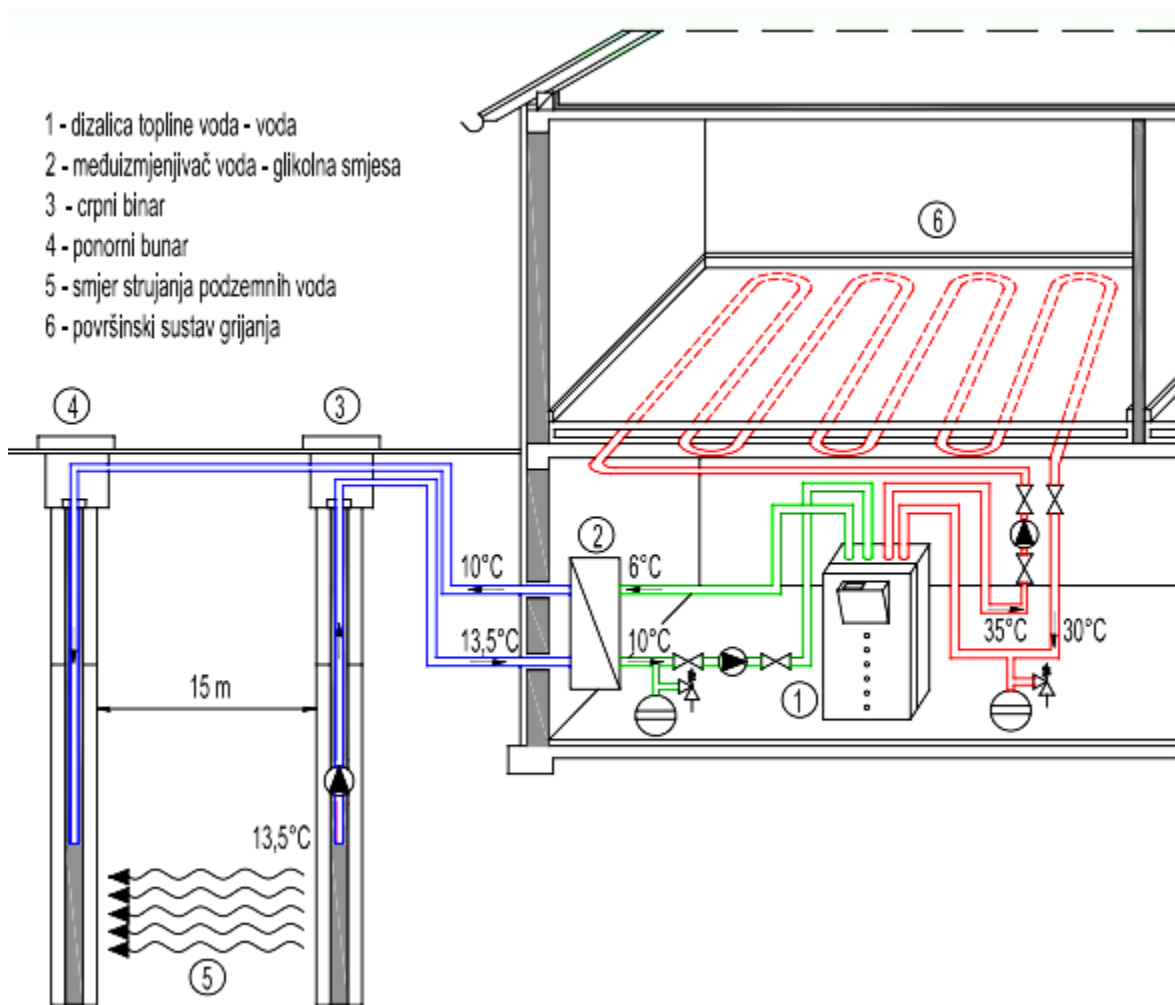


Slika 9. Horizontalno polaganje izmjenjivača topline [19]

4.2 Dizalica topline voda-voda

Voda, koja također posjeduje odlična toplinska svojstva (visoka toplinska provodnost, konstantna visoka temperatura tijekom godine), je također vrlo atraktivan izvor topline, ali nije svugdje jednako dostupna. Naselja koja se nalaze u blizini površinski voda (potok, rijeka, jezera i mora) mogu koristiti te iste vode kao izvor/ponor topline. U zimskim uvjetima temperatura vode kreće se oko 4°C na dnu (inverzija vode). Uporaba podzemnih voda kao izvora topline pruža najbolje parametre rada jer je temperatura vode tokom cijele godine uglavnom konstantna između 10 i 14°C [17]. Za eksploataciju vode najčešće se koriste dva bunara, crpni i upojni pri čemu je bitno osigurati čim veći razmak između ova dva bunara, ne manji od 10 m, kako nebi došlo do utjecanja jednog bunara na drugi. Potopna pumpa obično se ugrađuje do dubine od 25 m (što ponajprije ovisi o samoj dubini vodonosnika) kako bi se smanjili pogonski troškovi pumpe, a ispod nje se ostavlja slobodna visina bunara koja omogućuje nakupljanje pijeska i nečistoća. Potrebna je filtracija

zamučene vode koja se dovodi na izmjenjivač dizalice topline kako bi se spriječilo začepljenje izmjenjivača i osigurao funkcionalan rad dizalice topline. Dizalice topline s vodom najčešće imaju velike troškove održavanja (veće od zraka). Također je kod same izvedbe potrebno zatražiti od nadležnih institucija (Hrvatske vode) dozvolu za korištenje podzemnih voda. U slučaju povećane uporabe podzemnih voda, može doći do zagrijavanja podzemnih voda i narušavanja ekosustava zbog čega je potrebno koristiti sustav tijekom cijele godine. Na slici 10 prikazana je shema dizalice topline voda-voda koja koristi podzemnu vodu kao izvor topline.



Slika 10. Spajanje dizalice topline s crpnim i ponornim bunarom [17]

4.3 Dizalica topline zrak-voda

Zrak je najrasprostranjeniji i najpristupačniji ogrjevni spremnik za dizalice topline. Dizalice topline zrak-voda (Slika 11.) obično se upotrebljavaju za niskotemperaturno grijanje kako bi se ostvarila što veća učinkovitost sustava. Zrak iako je najčešće korišten izvor topline, ima određenih nedostataka s obzirom na to da je zimi, kada je najveća potreba za grijanjem, temperatura zraka najniža, a ljeti, kada je najveća potreba za hlađenjem, temperatura zraka najviša. Također, temperatura zraka tijekom jednog dana često varira stoga je potrebna kvalitetna regulacija kako bi se ostvario čim ekonomičniji rad. Najčešće se ugrađuju s međuspremnikom kako bi se smanjilo uključivanje i isključivanje kompresora dizalice topline ili se direktno povezuju s inercijskim ogrijevnim tijelima poput panelnog grijanja/hlađenja. Tijekom sezone grijanja, kada se javljaju niske temperature okolišnog zraka mogu se javiti problemi vezani uz stvaranje naslaga leda na isparivaču. Kako led ima veliki otpor prolazu topline, potrebno je isti otopiti, što zahtijeva dodatnu energiju koju je potrebno utrošiti za odleđivanje (smanjenje učinkovitosti). Uz led, nečistoće na orebrenim sekcijama isparivača poput prašine ili lišća mogu značajno sniziti koeficijent prolaza topline izmjenjivača uslijed čega dolazi do smanjenja učina.



Slika 11. Shematski prikaz sustava zrak-voda dizalice topline [20]

Glavne prednosti dizalice topline zrak-voda su malen prostor koji zauzimaju i jednostavnost ugradnje. Izvođenje sustava dizalice topline zrak-voda za iste kapacitete u usporedbi s drugim toplinskim izvorima, višestruko su jeftiniji od ostalih tipova te ne zahtijevaju posebne administrativne dozvole zbog čega su prihvatljivije investitorima. Nadalje, razvojem tehnologije materijala i radnih tvari, omogućio se rad dizalica toplina zrak-voda i pri vrlo niskim temperaturama čime je eliminiran glavni nedostatak u procesu njihovog rada. Primjenom frekventne regulacije rada kompresora u sustavu dizalice topline omogućuje se veća učinkovitost u odnosu na intermitirajuću regulaciju. Uporabom ove vrste regulacije, moguće je ostvariti manje temperaturne razlike između toplinskih spremnika u slučaju djelomičnog opterećenja, što za posljedicu ima manji kompresijski omjer, odnosno manju potrošnju energije za pogon kompresora. Također, sa smanjenjem intermitirajućeg načina rada kompresora, produljuje se vijek trajanja dizalice topline uz manje poteškoća u radu [21].

Daljnja poboljšanja (povećanje efikasnosti) ostvarila su se implementacijom različitih postupaka odleđivanja isparivača poput: odleđivanja toplim zrakom, električno odleđivanje te prekretanjem procesa. Također, u većoj implementaciji dizalica topline zrak-voda pridonijelo je i smanjenje buke vanjske jedinice Jedan od primjera komercijalnih tipova dizalice topline zrak-voda prikazan je na slici 12, dok su tehničke karakteristike prikazane u tablici 1.



Slika 12. Primjer komercijalnog tipa dizalice topline zrak- voda [22]

Tablica 1. Tehnički podaci komercijalne dizalice topline zrak-voda [22]

Veličina	Iznos	Jedinica
Ogrjevni učin	5.9	kW
Snaga kompresora, grijanje	1.69	kW
Rashladni učin	4.87	kW
Snaga kompresora, hlađenje	1.33	kW
COP	3.5	-
EER	3.67	-
SCOP [Temperatura vode 55°C]	3.26	-
Dimenzije unutarnje jedinice	840x440x390	mm
Dimenzije vanjske jedinice	740x884x388	mm

5. LOKACIJA ISPITNOG SUSTAVA I KARAKTERISTIKE PROSTORA

5.1. Realni potrošači ogjevno/rashladnog učinka – učionice FSB-a

Prije samog osnivanja testne linije bilo je potrebno odrediti lokaciju postavljanja i način ispitivanja dizalica toplina. S obzirom da se u većini neovisnih mjernih stanica, dizalice topline ispituju s umjetnim potrošačima, odlučeno je dizajnirati sustav koji bi ispitivao dizalice topline u realnim radnim uvjetima. U sklopu projekta FSB IRI2, za ispitivanje su odabrane prostorije u sjevernoj zgradi Fakulteta strojarstva i brodogradnje u Zagrebu. Uz tehničku sobu, još će se kondicionirati tri učionice i ured ukupne površine 200 m² na dvije etaže (nisko prizemlje i visoko prizemlje). Dvije računalne učionice nalaze se na visokom prizemlju iznad tehničke sobe, zajedno s uredom, kabinom i ulaznim prostorom, dok se na niskom prizemlju nalazi jedna manja učionica i tehnička soba. Prikaz postojećeg stanja nalazi se na slikama 13 i 14.



Slika 13. Postojeće stanje sjevero-istočnog pročelja visokog prizemlja



Slika 14. Postojeće stanje sjevero-istočnog pročelja niskog prizemlja

S istočne strane zgrade nema nikakvih otvora na visokom prizemlju, dok je na niskom prizemlju manji prozor postavljen na spoju stropa i zida. Sjeverna strana je prožeta prozorima te se u nisko prizemlje ulazi preko vanjskih aluminijskih vrata. Prozor na istočnom pročelju niskog prizemlja se sastoji od PVC okvira i dvostrukog stakla, dok su prozori na sjevernom pročelju rađeni od aluminijskog okvira te dvostrukog izolirajućeg stakla s jednim staklom niske emisije. Nisko prizemlje nalazi se na povišenom podu, a ispod njega nalazi se toplinska stanica za cijelu zgradu. S unutarnje strane učionica i tehničke sobe, nalazi se grijani hodnik i prostorije, a dio poda visokog prizemlja je izložen vanjskom zraku. Na slikama 15 i 16 prikazan je 3D model promatranih prostorija napravljen u računalnom programu AX3000.



Slika 15. 3D model predmetnih prostorija s pogledom "izvana"



Slika 16. 3D model predmetnih prostorija s pogledom "iznutra"

Vanjska ovojnica zgrade nije izolirana već je izvedeno samo žbukanje, a ispunjena je rađena od opeke debljine 25 cm. Unutarnji nosivi zidovi su također izvedeni od opeke, debljine 25 cm dok su pregradni debljine 12 cm. Stropnu konstrukciju sačinjavaju armirano-betonska rebra i ploče između rebara debljine 15 cm čineći sitnorebričastu konstrukciju stropa. Zatvorena je s oplatom od dasaka i slojem trstike i žbuke čime se postižu vrlo dobra izolacijska svojstva. Promatrane prostorije visokog prizemlja su pravokutnog presjeka ukupne dužine 20 m, širine 7,5 m i visine 3,5 m, dok su prostorije niskog prizemlja dugačke 11 m, široke 4,5 m i visoke 3,2 m. Koeficijenti prolaza topline građevinskih elemenata nalaze se u tablici 2 te ne zadovoljavaju Tehnički propis o racionalnoj uporabi energije i toplinskoj zaštiti u zgradama, izuzev stolarije. U planu je energetska obnova i postavljanje toplinske izolacije na zgradu.

Tablica 2. Koeficijenti prolaza topline građevinskih elemenata i stolarije

Konstrukcija	Koeficijent prolaza topline [W/m ² K]
Međukatna konstrukcija	1.47
Vanjski zid	1.87
Unutarnji zid 1	2.22
Unutarnji zid 2	1.87
Vanjska vrata	1.7
Unutarnja vrata	2
Prozori	1.7

5.2. Proračun toplinskog i rashladnog opterećenja

Za odabir odgovarajućih ogrjevnih i rashladnih tijela te kapaciteta izvora topline proveden je proračun toplinskog opterećenja.

Ogrjevni učin potreban za zagrijavanje prostorije do željenih uvjeta, računa se prema normi HRN EN 12831. Tom normom uzimaju se u obzir transmisijski i ventilacijski gubici te gubici potrebni za zagrijavanje uslijed prekida grijanja dok se unutarnji dobici i vanjski solarni dobici zanemaruju zbog sigurnosti. U ljetnom razdoblju, rashladni učin potreban za održavanje unutarnjih projektnih uvjeta u prostoru u odnosu na vanjske projektne uvjete računa se preko norme VDI 2078 kojom se u obzir uzimaju transmisijski, ventilacijski, solarni i unutarnji dobici.

Proračun projektnih toplinskih gubitaka i dobitaka proveden je u računalnom programu AX3000.

Sve ispitivane prostorije na objektu su grijane te njihova unutarnja projektna temperatura iznosi 20 °C. Zgrada je definirana kao zgrada srednje masivnosti sa srednjom kvalitetom zabrtvljenosti i blagom zaklonjenosti. S obzirom na predviđene prekide u grijanju prostora i pad temperature u iznosu od 3 °C, predviđen je faktor zagrijavanja u iznosu od 20 W/m². Također, u niskom prizemlju, u tehničkoj sobi i učionici se izvodi ventilacija pri čemu je potrebno izračunati i ventilacijske gubitke. Izračunati prosječni gubici svedeni na kvadrat površine prostorija iznose 116.5 W/m² što je u skladu s očekivanim vrijednostima s obzirom na veće vrijednosti toplinske provodnosti zidova i podova od onih preporučenih prema MGIPU. U tablici 3 prikazani su rezultati proračuna toplinskih gubitaka po prostorijama.

Tablica 3. Rezultati proračuna toplinskih gubitaka po prostorijama

OZNAKA	PROSTORIJA	ϑ_{int}	Ar	Φ_{Te}	Φ_T	$\Phi_{V,min}$	$\Phi_{V,inf}$	$\Phi_{V,su}$	$\Phi_{HL,nett}$	Φ_{RH}	Φ_{HL}
-	-	°C	m ²	W	W	W	W	W	W	W	W
NP.1	TEHNIČKA SOBA	20	21.24	834	541	0	140	245	926	370	1296
NP.2	UČIONICA	20	32.22	1979	1507	0	316	490	2312	556	2868
VP.1	URED	20	13.45	760	760	407	98	0	1167	236	1402
VP.2	ULAZ	20	7.22	0	0	0	0	0	0	128	128
VP.3	UČIONICA	20	57.83	2312	2312	3681	663	0	5993	1067	7059
VP.4	KABINET	20	6.35	423	423	0	44	0	467	105	572
VP.5	UČIONICA	20	73.77	5404	5404	4628	833	0	10032	1341	11374

Glavni parametri koji utječu na toplinske gubitke prostorija su temperaturna razlika vanjske i unutarnje projektne temperature, potom ventilacijski, odnosno infiltracijski gubici. Iz priloženog je vidljiv velik utjecaj infiltracijskih gubitaka koji povećavaju projektne gubitke u gotovo istom iznosu kao i transmisijski gubici što se objašnjava s potrebom za većom izmjenom zraka u prostoru. S obzirom da je riječ o učionicama i uredima, imaju veće zahtjeve za čišćim zrakom zbog potrebe za manjom koncentracijom ugljikovog dioksida u prostoru koji smanjuje koncentraciju

osoba u slučaju povišenog udjela u zraku. Iz rezultata se vidi da potreba za grijanjem navedenih prostorija iznosi 24,7 kW.

Kao što je spomenuto, proračun projektnih toplinskih dobitaka proveden je prema normi VDI 2078 koja razlikuje unutarnje i vanjske toplinske dobitke, odnosno transmisijske, solarne i ventilacijske dobitke. Unutarnji toplinski dobitci se unose u program te se sastoje od unutarnje rasvjete, elemenata opreme i uređaja koji se nalaze unutar prostorija te prisutnost ljudi i intenzitet njihova rada u prostorijama. Vanjski toplinski dobitci se očituju u razlici temperatura vanjskog okoliša i unutarnje projektne temperature te Sunčevog zračenja. S obzirom na manju temperaturnu razliku, najveći utjecaj ima Sunčevo zračenje koje s nekim vremenskim odmakom postaje toplinsko opterećenje. Taj vremenski odmak ovisi o masivnosti građevnih elemenata te stolarije u prostorijama jer prilikom predaje energije zračenjem, stolarija i građevni elementi akumuliraju tu energiju te im raste temperatura. Nakon što njihova temperatura postane veća od temperature zraka u prostoru dolazi do konvektivnog prijenosa topline na unutarnji zrak čime zračenje postaje opterećenje.

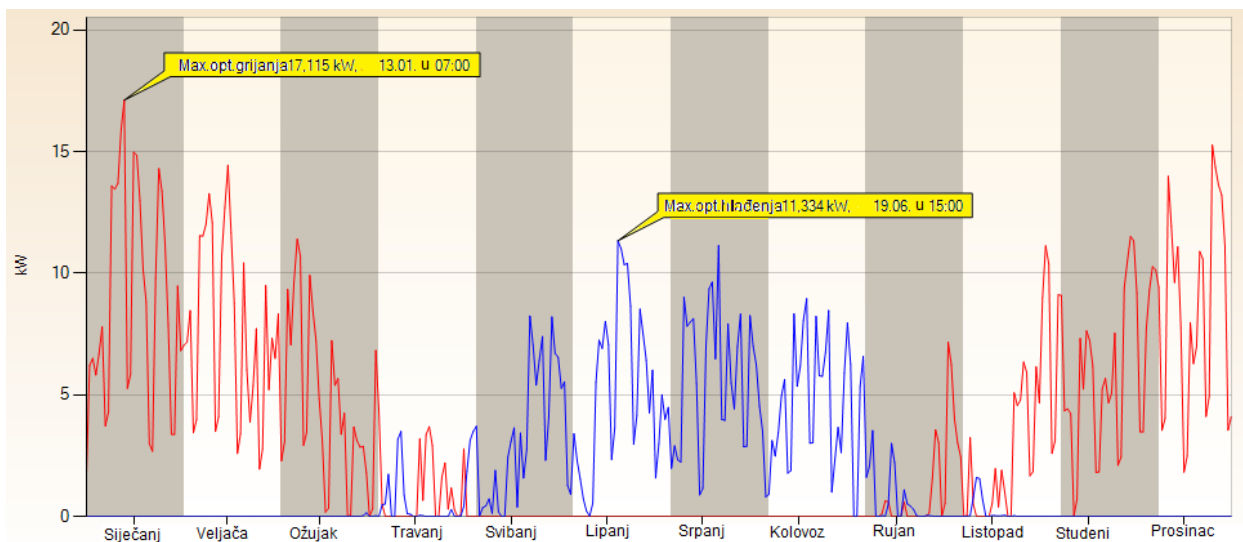
Projektna temperatura prostorija u sezoni hlađenja iznosi 26°C. Snaga električne rasvjete je pretpostavljena na 5 W/m², dok je električna snaga računala 200 W/računalu. S obzirom na različiti intenzitet korištenja u uredima je postavljen faktor upotrebe 0,5, dok je u računalnim učionicama faktor upotrebe postavljen na 0,35. Također postavljeni su dobitci od ostale opreme u učionicama i uredima u iznosu od 100 W, dok je u tehničkoj sobi dodan iznos od 700W zbog opreme koja se korigira s faktorom 0,5 poput pumpi, monitora za pregled podataka, PLC-a i ostale elektroničke opreme. U tablici 4 prikazani su unutarnji, vanjski i latentni dobitci, broj ljudi u prostorijama te ukupni projektni dobitci prostorija.

Tablica 4. Rezultati proračuna toplinskih dobitaka

OZNAKA	PROSTORIJA	BROJ LJUDI	UNUTARNJI DOBICI	VANJSKI DOBICI	LATENTNI DOBICI	UKUPNI DOBICI
-	-	-	W	W	W	W
NP.1	TEHNIČKA SOBA	2	862	393	90	1345
NP.2	UČIONICA	13	1012	661	585	2258
VP.1	URED	1	266	332	45	643
VP.2	ULAZ	0	0	0	0	0
VP.3	UČIONICA	13	1930	1004	585	3519
VP.4	KABINET	0	0	149	0	149
VP.5	UČIONICA	16	2298	1592	720	4610

Iz dobivenih podataka može se zaključiti kako je najveći utjecaj na ukupno toplinsko opterećenje imaju unutarnji dobiti. Razlog tomu jest sjeverna orijentacija prostorija te manji utjecaj Sunčevih zraka na rashladno opterećenje. Neovisno o manjem utjecaju, ono i dalje predstavlja značajno opterećenje te na svaku prostoriju utječe na vrijeme pojave najvećih toplinskih dobitaka. Podaci iz tablice nisu dani u istom trenutku, već predstavljaju najveće projektne toplinske dobitke pojedine prostorije koji se pojavljuju u različitim trenucima tokom dana s obzirom na različito Sunčevo zračenje tokom dana.

Kako bi se odredilo projektno rashladno opterećenje zgrade, potrebno je odrediti vremenski trenutak u kojem je najveći zbroj toplinskih opterećenja svih prostorija na godišnjoj razini. Iz tog razloga u računalnom softveru AX3000 pokrenuta je simulacija kojom je određeno da je trenutak najvećeg rashladnog opterećenja 19.6. u 15:00 te iznosi 11,3 kW što se vidi iz priloženog grafa na slici 17. Također, uzimajući u obzir sve unutarnje dobitke, najveće ogrjevno opterećenje bi bilo 13.01. u 7:00 te ono iznosi 17,1 kW. Problem koji se javlja kod grijanja jest da postoji mogućnost ne korištenja računala koji su najveći pojedinačni proizvođači toplinske energije u prostorijama čime se za dimenzioniranje opreme i izvora energije ipak koristi projektno opterećenje. Popis svih projektnih opterećenja prikazan je u tablici 5



Slika 17. Rezultati simulacije grijanja i hlađenja

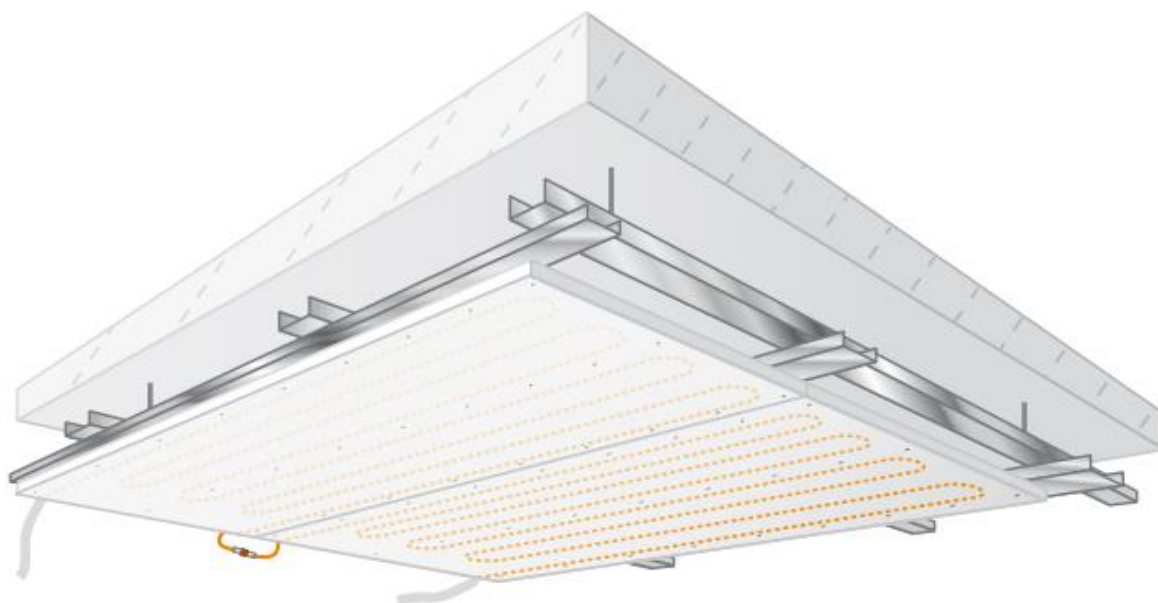
Tablica 5. Rezultati proračuna potrebe za grijanjem i hlađenjem po svakoj prostoriji

OZNAKA	PROSTORIJA	POTREBA ZA HLAĐENJEM	POTREBA ZA GRIJANJEM
-	-	W	W
NP.1	TEHNIČKA SOBA	1345	1296
NP.2	UČIONICA	2258	2868
VP.1	URED	643	1402
VP.2	ULAZ	0	128
VP.3	UČIONICA	3519	7059
VP.4	KABINET	149	572
VP.5	UČIONICA	4610	11374

6. ISPITNA LINIJA ZA ISPITIVANJE DIZALICE TOPLINE

6.1. Instalirana rashladna i ogrjevna tijela ispitivanog objekta

Kao ogrjevna i rashladna tijela u niskom prizemlju odabrano je panelno, odnosno stropno grijanje i hlađenje. Osnovni mehanizam izmjene topline između cijevi i prostora jest zračenjem. Stropno grijanje, odnosno hlađenje (SGH) omogućuje ravnomjerniju razdiobu temperature zraka u prostoru s visokom razinom toplinske ugodnosti te se primjenjuje u niskotemperaturnim sustavima grijanja i hlađenja. Moduli stropnog grijanja i hlađenja prikazani su na slici 18. Popis instaliranog ogrjevnog i rashladnog učina prikazana je u tablici 6.



Slika 18. Moduli stropnog grijanja i hlađenja [23]

Tablica 6. Popis instaliranog ogrjevnog i rashladnog učina u prostorijama

OZNAKA	PROSTORIJA	PROJEKTNİ GUBICI	PROJEKTNİ DOBICI	INSTALIRANI OGRJEVNI UČIN	INSTALIRANI RASHLADNI UČIN
-	-	W	W	W	W
NP.1	TEHNIČKA SOBA	1296	1345	1020	795
NP.2	UČIONICA	2868	2258	1564	1219

S obzirom da kapacitet stropnog grijanja i hlađenja ne zadovoljava projektne gubitke i dobitke, postavlja se kanalni grijač/hladnjak povezan na ventilacijski sustav u prostorijama. U zimskom režimu dogrijava dobavljeni zrak u prostor, a u ljetnom režimu bi mu primarna svrha bila odvlaživanje uz hlađenje po potrebi. Odabrani kanalni izmjenjivač prikazan je na slici 19.



Slika 19. Kanalni izmjenjivač [24]

Za dimenzioniranje izmjenjivača potrebno je savladati gubitke dogrijavanja, odnosno dobitke ohlađivanja vanjskog zraka na stanje zraka u prostoru te svladavanje osjetnih i latentnih opterećenja u prostoru. U tablici 7 prikazani su rezultati proračuna kanalnog grijača/hladnjaka.

Tablica 7. Rezultati proračuna kanalnog grijača/hladnjaka

	\dot{Q}_{vz}	\dot{Q}_{OPT}	\dot{Q}_{need}	\dot{Q}_{ins}	q_m	Δp_{gh}
	W	W	W	W	l/s	kPa
Zima	394	1580	1974	2334	0,114	3,1
Ljeto	507	1589	2096	2140	0,113	3,1

Kanalni grijač/ hladnjak se regulira preko tlačno neovisnog balans ventila, koji je povezan na zidni sobni kontroler. Primarno je korištenje sustava stropnog grijanja i hlađenja. Kanalni grijač/hladnjak je povezan s ventilokonvektorom u susjednoj prostoriji na istu vertikalnu.

Kako bi se moglo provoditi ispitivanje dizalice topline u slučaju suficita rashladne energije, u telefonsku centralu pored tehničke sobe ugrađuje se kazetni ventilokonvektor. Rashladni kapacitet ventilokonvektora iznosi 4,5 kW te će se upravljati njime iz tehničke sobe. Ispred se nalazi tlačno neovisni balans ventil s kojim se otvara ili zatvara dotok vode.

Kao ogrjevna i rashladna tijela, u visokom prizemlju postavljaju se kazetni ventilokonvektori u podstropnoj izvedbi (Slika 20.). U ured se postavlja jedan ventilokonvektor ogrjevne snage 2,4 kW i rashladne snage 1,7 kW, dok se u ostale prostorije postavljaju ventilokonvektori ogrjevne snage 3,3 kW i rashladne snage 3,0 kW. Zimski režim rada ventilokonvektora je 45/40 °C, dok je ljetni 7/12 °C. U tablici 8 prikazani su podaci instaliranog učina u prostorijama i projektnih gubitaka i dobitaka.



Slika 20. Instalirani kazetni ventilokonvektor [25]

Tablica 8. Popis instaliranog učina u prostorijama

OZNAKA	PROSTORIJA	PROJEKTNI GUBICI	PROJEKTNI DOBITCI	INSTALIRANI OGRJEVNI UČIN	INSTALIRANI RASHLADNI UČIN
-	-	W	W	W	W
VP.1	URED	1402	643	2400	1700
VP.2	ULAZ	128	203	0	0
VP.3	UČIONICA	7059	3519	6600	6000
VP.4	KABINET	572	149	0	0
VP.5	UČIONICA	11374	4610	9900	9000

Ukupni projektni toplinski gubici iznose 20,5 kW dok je instalirani ogrjevni učin 18,9 kW. Razlog tomu je što je predviđena energetska obnova zgrade kojom će se smanjiti transmisijski gubici. U režimu hlađenja vidljivo je da je instalirani rashladni učin veći za 45% u odnosu na projektne dobitke prostorija što će omogućiti korisnicima i niže temperature u prostoru koje će moći

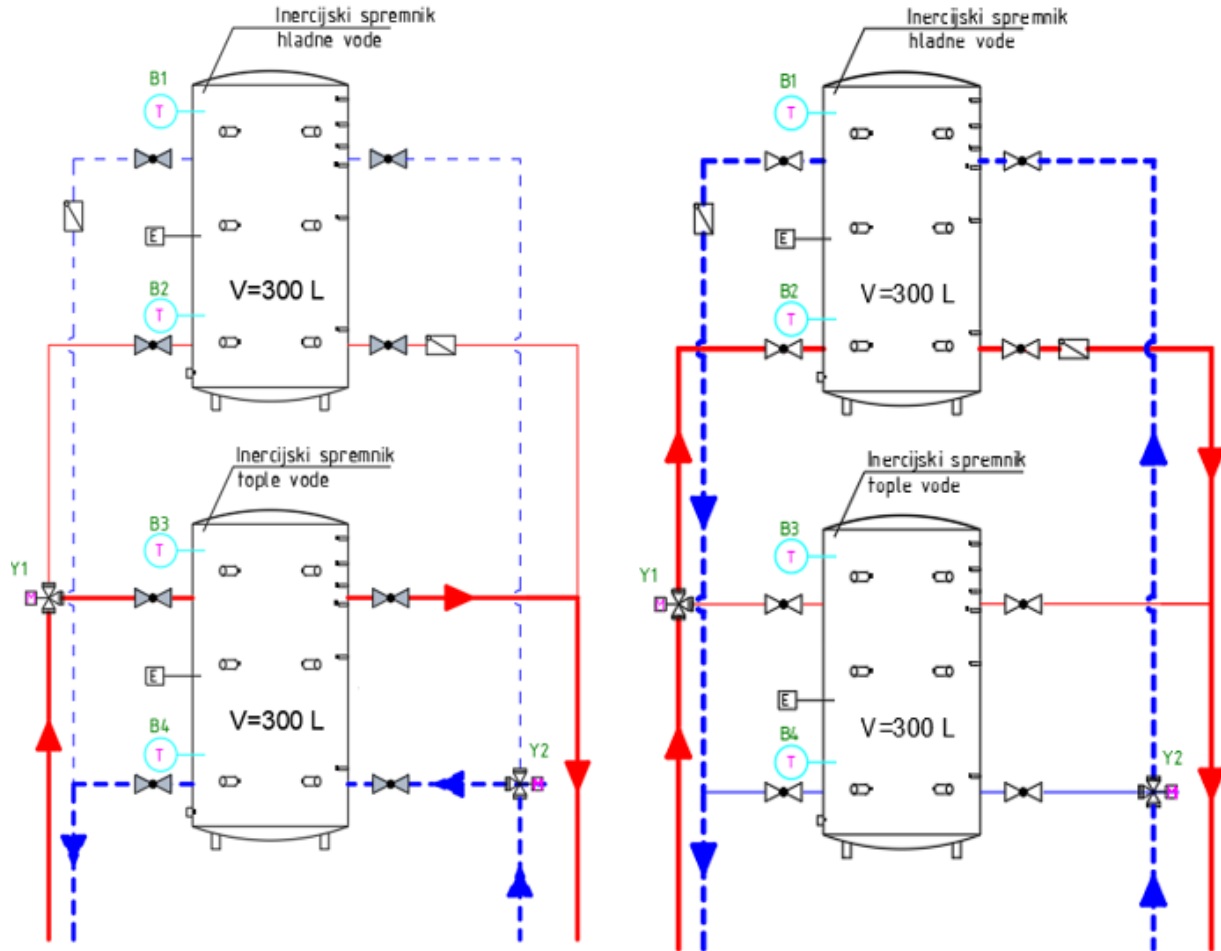
prilagoditi po vlastitim željama. Međutim, u slučaju suficita rashladne energije, dizalice topline će imati mogućnost upotrebe dodatnih opterećenja što će biti objašnjeno u nastavku.

6.2. Komponente ispitne linije

Ispitna linija sastoji se od mjerne opreme, regulacijskih elemenata, međuspremnik, ispitivanog elementa (dizalica topline) te dodatnih elemenata u sustavu.

6.2.1. Međuspremnik

U sustav se ugrađuju međuspremnik koji se koriste za poboljšanje pogonskih uvjeta i hidrauličku zaštitu dizalice topline. Omogućuju ravnomjerniji rad dizalice topline smanjenjem učestalosti paljenja i gašenja kompresora pri djelomičnim opterećenjima. Akumuliranje toplinske energije omogućava lakše pokrivanje vršnih opterećenja i pokrivanje opterećenja sustava u slučaju nepredviđenih zastoja. Također, u slučaju noćnog korištenja spremnika, moguće je i ostvarivanje ušteda u vidu niže tarife električne energije. Za potrebe ispitivanja i daljnjih mjerenja te budućih mogućnosti upotrebe ispitne stanice za dizalice topline, odabrana su dva spremnika koja bi radila ili u grijanju ili hlađenju, kapaciteta 300L svaki. Također, ostavlja se prostor za kombinacije ispitivanja i mjerenja dviju dizalica topline istovremeno. Na slici 21 prikazani su smjerovi toka strujanja vode prilikom ljetnog i zimskog režima. U inercijskom spremniku hladne vode postavljen je električni grijač pomoću kojeg bi se ispitivale dizalice topline u režimu hlađenja predstavljajući dodatan otpor, odnosno rashladno opterećenje. U inercijskom spremniku tople vode postavljen je električni grijač kao nadopuna ogrjevnog energije sustava u slučaju ispitivanja dizalice topline nižeg kapaciteta. Također, ostavlja se prostor za kombinacije ispitivanja i mjerenja dviju dizalica toplina istovremeno.



Slika 21. Smjer strujanja vode u procesu grijanja (lijevo) i hlađenja (desno)

Crvenom bojom označen je smjer strujanja polaznog voda, dok je plavom bojom prikazan smjer strujanja povratnog voda. S oznakama Y1 i Y2 prikazani su troputni ventili pomoću kojih se regulira smjer strujanja vode. Oznakama B1 i B2 prikazani su temperaturni osjetnici postavljeni u inercijskom spremniku hladne vode, dok su s oznakama B3 i B4 prikazani temperaturni osjetnici u inercijskom spremniku tople vode kojima se mjere temperature na ulazu i izlazu iz spremnika

6.2.2. Cirkulacijske pumpe sustava

Hidraulička pumpa je sastavni dio sustava grijanja i hlađenja kojoj se izvana dovodi mehanički rad koji se pretvara u energiju radnog fluida. Za pogon pumpe obično se koriste elektromotori te je bitno praćenje potrošnje električne energije za utvrđivanje faktora sezonske učinkovitosti sustava. Cirkulacijske pumpe rade na principu okretanja lopatica kojima usisavaju volumen fluida te mu predaju energiju, odnosno povisuju tlak koji omogućava svladavanje lokalnih i linijskih

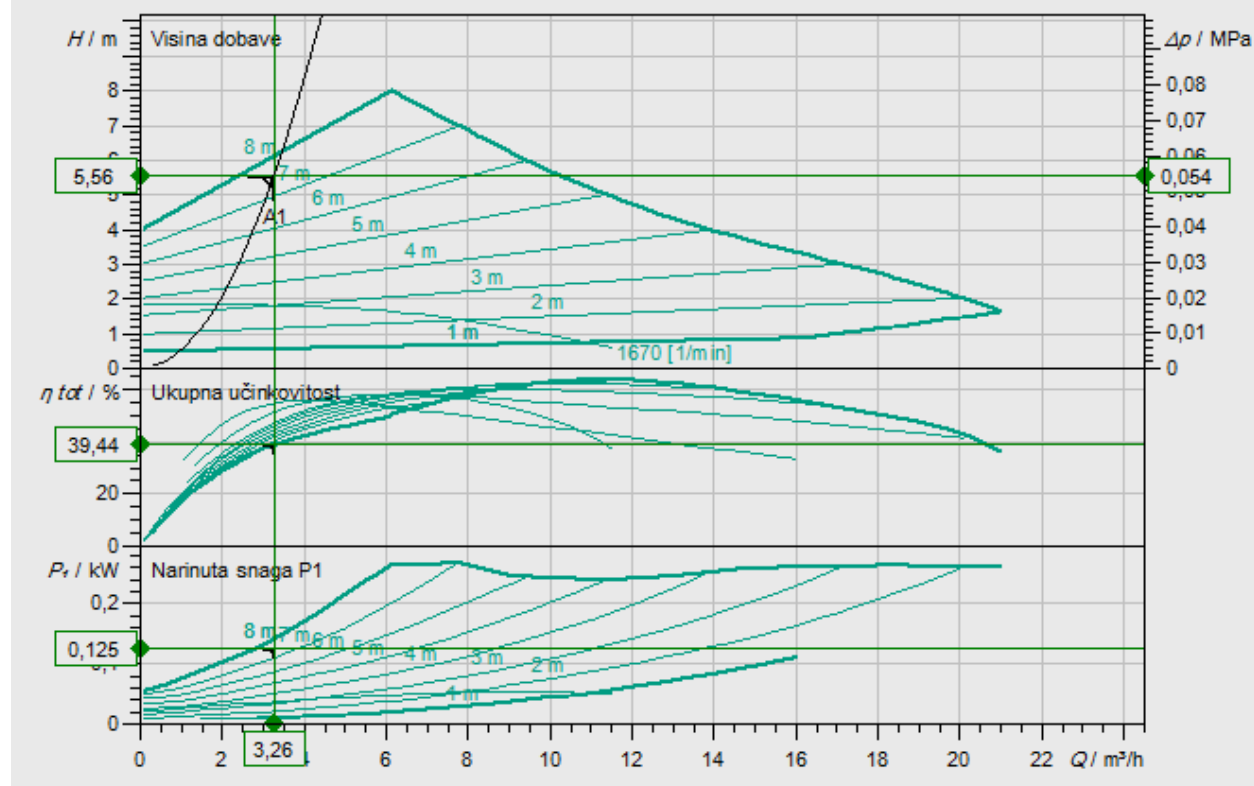
padova tlaka. Kako bi se odabrala odgovarajuća pumpa, potrebno je odrediti kritičnu dionicu kroz koju će biti najveći pad tlaka te sve lokalne padove tlaka od armature koja se nalazi na toj dionici. Zbog mogućih nečistoća u sustavu i različite izvedbe od projektirane, uzeta je zaliha 15 % od ukupnog pada tlaka na kritičnoj dionici. Proračun pada tlaka kritične dionice kruga potrošača grane 3 prikazan je u tablici 9.

Tablica 9. Proračun pada tlaka kritične dionice kruga potrošača grane 3

Grana 3												
	L	Toplina	$m \cdot c_w$	protok vode	DN	du	v	R	RL	ζ	Z	RL+Z
dionica	m	W	J/K	kg/s	mm	mm	m/s	Pa/m	Pa	-	Pa	Pa
1	20.4	18900	3.78	0.9054	Cu \varnothing 54x2	50	0.465	47.99	979.05	8	857.94	1836.99
2	3.8	16500	3.3	0.7904	Cu \varnothing 54x2	50	0.406	37.75	143.44	3.5	286.07	429.52
3	5.4	13200	2.64	0.6323	Cu \varnothing 42x2	38	0.562	94.28	509.09	0.5	78.40	587.49
4	10.9	9900	1.98	0.4743	Cu \varnothing 42x2	38	0.422	56.75	618.61	0.5	44.10	662.71
5	5.4	6600	1.32	0.3162	Cu \varnothing 35x1,5	32	0.397	63.11	340.77	0.5	38.97	379.74
6	6	3300	0.66	0.1581	Cu \varnothing 28x1,5	25	0.325	60.81	364.85	4.5	235.40	600.25
								Δp armature i ostalih elemenata u Pa				
										Ventilokonvektor	18000	
										Balans ventil	18500	
										Zaporni ventil	380	
										Zaporni ventili	425	
										Nepovratni ventil	671	
										Odvajač nečistoća	317	
										Kalorimetar	2000	
										Razdjelnik	1000	
										Zaporni ventil	600	
										Zaliha 15%	6958.5	
										Σ	53348 Pa	

Na osnovu dobivenih rezultata, odabrana je pumpa kao proizvod Wilo tip Stratos MAXO 40/0,5-8 PN6/10 s radnom točkom prikazanom na dijagramu na slici 22. Postupak je proveden i za ostale grane razvoda prema potrošačima te za primarni krug. Isporučene dizalice topline moraju zadovoljiti pad tlaka razvoda od dizalice topline do međuspremnika i natrag koji iznosi 14,85 kPa te protok u iznosu 3,8 m³/h.

Stratos MAXO 40/0,5-8 PN6/10: Krivulje pumpi



Slika 22. Dijagram radne krivulje kruga potrošača grane 3

6.2.3. Razdjelnik/sabirnik

Sva ogrjevna i rashladna tijela preko vertikala spajaju se na razdjelnik s tri kruga grijanja/hlađenja. Spajanje preko razdjelnika omogućuje zatvaranje protoka vode u pojedinoj vertikali u slučaju propuštanja ili ne korištenja prostora te za jednostavnije mjerenje potrošnje energije pojedinih dijelova ispitivanog sustava. Razdjelnik je smješten u kutu tehničke sobe, a pad tlaka iznosi 1000 Pa.

6.2.4. Kombinirani separator

Na primarnom krugu postavljen je kombinirani separator za visokoučinkovito uklanjanje čestica prljavštine u cjevovodu i mjehurića zraka. U separator su ugrađeni supermagneti koji privlače željezne čestice i čiste sustav omogućavajući dugovječnost pumpi, kontrolne opreme i ostalih elemenata sustava. Također, omogućuju zadržavanje projektnih uvjeta i smanjuje gubitke izmjene topline. Pad tlaka kroz kombinirani separator iznosi 500 Pa.

6.2.5. Ekspanzijska posuda

Ekspanzijska posuda u sustavu grijanja i hlađenja služi za preuzimanje dodatnog volumena nastalog uslijed promjene temperature vode. Ekspanzijska posuda štiti sustav od pucanja cjevovoda uslijed prirasta tlaka zbog prevelikog volumena vode, ili od manjka vode u sustavu. Ugrađuje se u povratni vod te moraju biti zaštićene od smrzavanja. S obzirom da je pozicija ekspanzijske posude u grijanom prostoru, nema opasnosti od smrzavanja, a zbog većeg širenja volumena vode u zimskom režimu, ekspanzijska posuda odabrana je prema režimu grijanja. Zapremnina ekspanzijske posude određuje se prema jednadžbi 4.

$$V_{n, min} = (V_e + V_v) * \frac{p_e + 1}{p_e - p_o} \quad (4)$$

gdje je:

V_e – Volumen širenja vode u litrama izazvan povišenjem temperature vode od 10°C do maksimalne temperature polaznog voda [L]

$$V_e = \frac{n * V_A}{100} \quad (5)$$

V_v – dodatni volumen (zaliha) - oko 0,5% volumena vode u instalaciji, minimalno 3 litre

Ukupni volumen vode u sustavu iznosi 995 L te je u tablici 10 prikazan proračun minimalnog volumena ekspanzijske posude.

Tablica 10. Proračun volumena ekspanzijske posude

V_e	h_{sys}	h_{dod}	V_a	n	V_v	p_0	p_e	p_{sv}	V_{nmin}	V_n
9.3	5	2	995.1	0.935	4.98	1	2.5	3	33.32	35
L	m	m	L	%	L	bar	bar	bar	L	L

Na osnovu proračuna instalirana je ekspanzijska posuda zapremnine 35 L.

6.2.6. Dodatna armatura sustava

Ostala armatura u sustavu odnosi se na ventile koji osiguravaju pravilan rad sustava te mjernu i regulacijsku opremu koja će biti objašnjena u daljnjem tekstu. Korišteni ventili na ispitnoj liniji su:


- zaporni ventili (leptir klapne)
- nepovratni ventili
- troputni ventili

Zaporni ventili služe za lakše održavanje i zamjenu opreme te za odabiranje načina rada sustava. Pomoću nepovratnih ventila osigurava se pravilan smjer strujanja vode te zaštita pumpi. Upotrebom troputnih ventila regulira se režim rada u kondicioniranim prostorijama. U razvodu grana potrošača nalaze se još tlačno neovisni regulacijski balans ventili, ručni balans ventili s termopogonom te filteri.





6.2.7. Odabrani elementi sustava

Odabrani elementi ispitne linije prikazani su u tablici 11. Odabrani elementi prikazanih specifikacija, služe za stvaranje i raspodjelu toplinskog opterećenja ispitivane dizalice topline S obzirom na mogućnost ispitivanja više dizalica topline zadani su protoci i pad tlaka kroz elemente u poglavlju 5.4.2. U sklopu projekta FSB IRI 2 radi se dizalica topline uz naprednu regulaciju odležavanja isparivača koja će se prva ispitivati na opisanoj ispitnoj liniji. U nastavku će biti objašnjeno spajanje dizalice toplote s ispitnom linijom.

Tablica 11. Prikaz elemenata sustava ispitne linije

Element sustava	Tehničke specifikacije	Slika
Međuspremnik	Kao proizvod Pacetti Tanko-G Radna temperatura: Od -10 °C do 99 °C Radni tlak: 1-8bar Ukupna visina: 1562 mm Vanjski promjer: 650 mm [26]	

<p>Pumpa</p>	<p>Kao proizvod Wilo, serija Stratos MAXO*</p> <p>Max. radni tlak: 10 bar</p> <p>Visina dobave: 8 m</p> <p>Max. količina protoka: 21 m³/h</p> <p>Nazivna snaga: 229 W</p> <p>Mrežni priključak: 1-230 V</p> <p>*Opisana pumpa je Stratos MAXO 40/0,5-8 PN6/PN10</p> <p>[27]</p>	
<p>Razdjelnik /sabirnik</p>	<p>Kao proizvod Maring HV 80/200-3</p> <p>Protok vode: 5,3 m³/h</p> <p>Max. radna temperatura: 85/90 °C</p> <p>Max. radni tlak: 6 bara</p> <p>Ugradbena duljina: 1175 mm</p> <p>[28]</p>	
<p>Kombinirani separator</p>	<p>Kao proizvod Flamcovent Clean Smart EcoPlus 2"</p> <p>Max. radni tlak: 10 bar</p> <p>Radna temperatura: -10 do 120 °C</p> <p>Za brzine strujanja do 3 m/s</p> <p>[29]</p>	

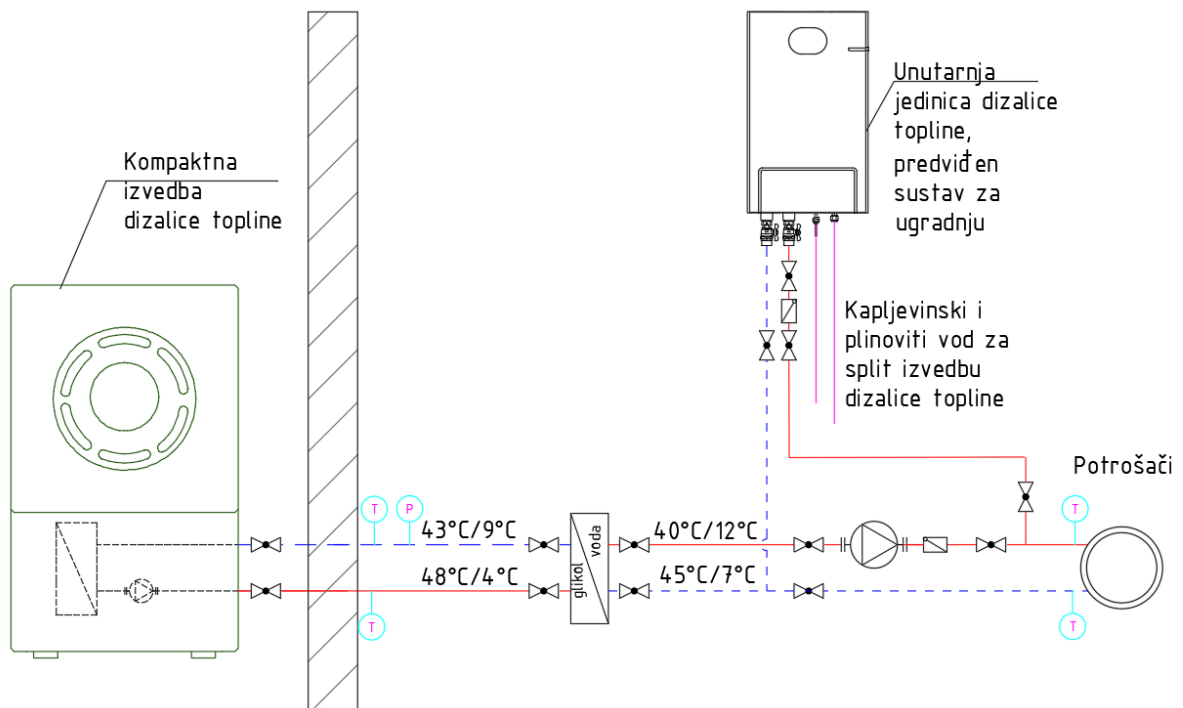
<p>Ekspanzijska posuda</p>	<p>Kao proizvod Imera R 35 Radna temperatura: -10 do 100 °C Max. radni tlak: 8 bara Dimenzije (φxh): 365x440 mm</p> <p>[30]</p>	
<p>Zaporni ventil</p>	<p>Kao proizvod Zetkama zBUT Max. radni tlak: 10 bar Radna temperatura: -40 °C do 110 °C</p> <p>[31]</p>	
<p>Nepovratni ventil</p>	<p>Kao proizvod Zetkama zCHE Max. radni tlak: 16 bar Radna temperatura: -10 do 200 °C</p> <p>[32]</p>	
<p>Troputni ventil</p>	<p>Kao proizvod Siemens VXF42.50-40 Max. radni tlak: 16 bar Radna temperatura: -10 do 150 °C Udio propuštanja: 0-0,02%</p> <p>[32]</p>	

6.3. Spajanje dizalice topline s ispitnom linijom

Svrha ispitne linije dizalice topline je mogućnost ispitivanja različitih tipova uređaja. Postoje split izvedbe s unutarnjom i vanjskom jedinicom te monoblok kompaktne jedinice koje se nalaze u vanjskom okolišu. S obzirom da će se kod ispitivanja dizalica toplina prekidati rad sustava, može doći do zaleđivanja vode u cjevovodu koji prolazi kroz slobodnu okolinu. Iz tog razloga predložene su dvije varijante načina spajanja dizalice topline na primarni krug sustava grijanja i hlađenja:

- s međuiszmjenjivačem
- bez međuiszmjenjivača

Varijanta s međuiszmjenjivačem koristi otopinu glikola kao posredni medij između ogrjevne/rashladne vode i radne tvari. Otopina glikola omogućuje zaštitu sustava od zaleđivanja vode i pucanja cjevovoda prilikom zimskih mjeseci s obzirom na nižu točku leđišta. Također, glikol nije izložen tipičnim nečistoćama koje se pojavljuju u sustavima s vodom te nije potrebna filtracija ili kemijsko tretiranje. Na slici 23 prikazana je izvedba s međuiszmjenjivačem.

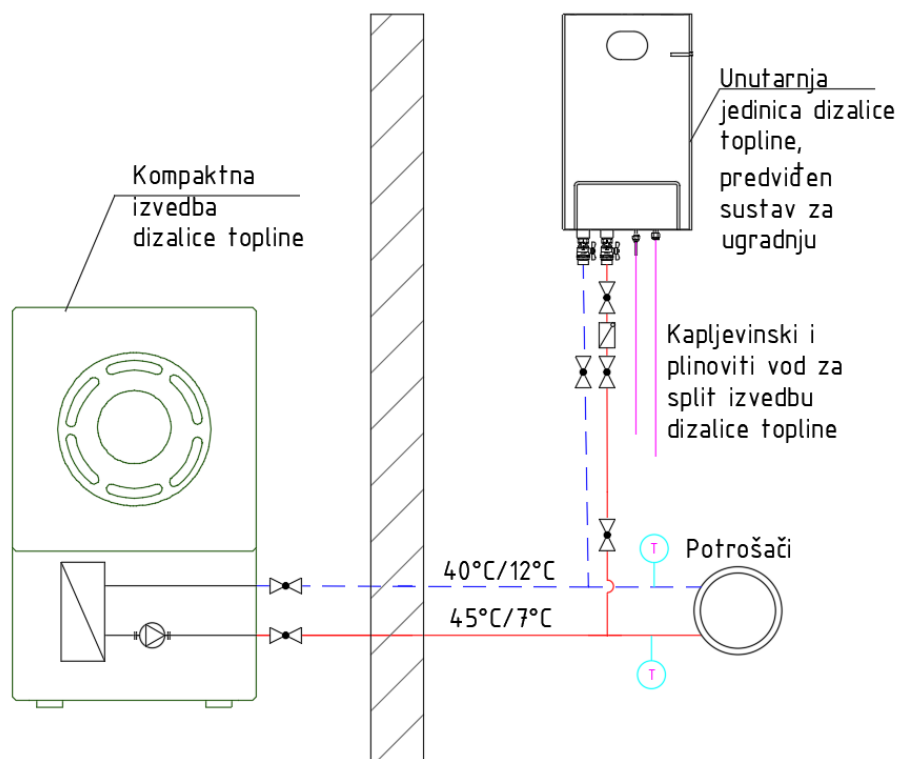


Slika 23. Prikaz varijante s međuiszmjenjivačem

Za varijantu bez međuzmjenjivača predložena je upotreba samoregulirajućih grijaćih kablova. Samoregulirajući grijaći kablovi oblažu se oko cjevovoda, kao na slici 24, te održavaju temperaturu vode iznad točke ledišta koristeći električnu energiju. Varijanta spajanja dizalice topline sa samoregulirajućim kablovima prikazana je na slici 25.



Slika 24. Samoregulirajući grijaći kablovi [33]

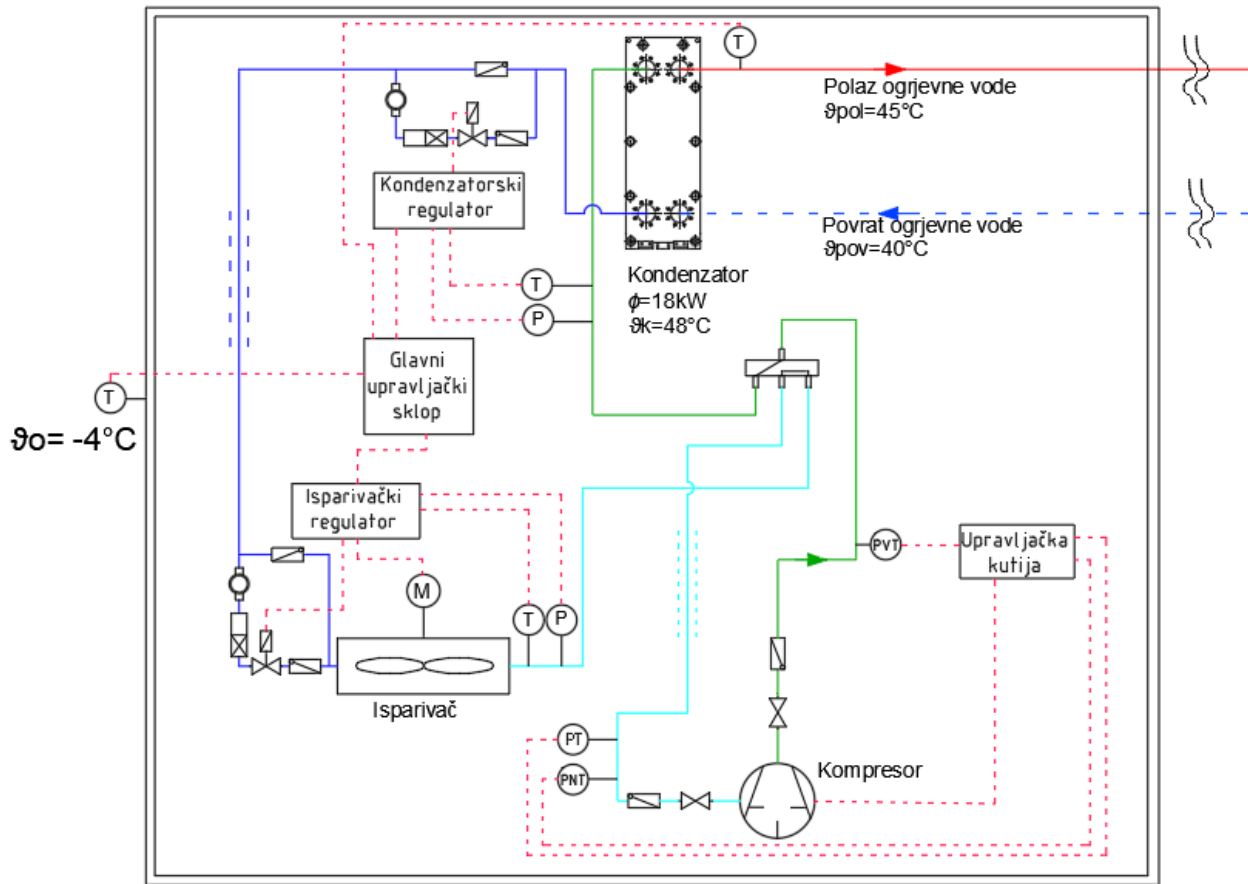


Slika 25. Prikaz varijante bez međuzmjenjivača

Vanjski okolišni cjevovoda se oblažu u armaflex, mineralnu vunu i lim u jednoj i drugoj varijanti zbog smanjenja toplinskih gubitaka cjevovoda. Također, oblažu se kako bi se zaštitio cjevovod od vanjskih utjecaja (korozija, kiša, tuča, oštećenja druge mehaničke prirode itd.). Samim time, teže će doći do zaleđivanja vode.

Upotrebom samoregulirajućih grijaćih kablova vidljivo je da u sustavu ne treba dodatni izmjenjivač topline i glikolna smjesa koji dodatno poskupljuju instalaciju. Uz to, potrebna je viša temperatura kondenzacije radne tvari kako bi se predala potrebna topline sustavu čime je sustav neefikasniji. Također, manje je osjetnika temperature i tlaka koji se spajaju na regulaciju te zapornih elemenata. Negativna strana samoregulirajućih grijaćih kablova je potrošnja električne energije za održavanje temperature iznad točke leđišta čime se dodatno snizuje sezonska učinkovitost sustava.

S obzirom da bi se samoregulirajući kablovi koristili samo u zimskom razdoblju, provedena je usporedba procesa za taj vremenski period na dizalici topline s propanom kao radnom tvari. Prilikom režima grijanja, vodu će zagrijavati do temperature 45 °C maksimalno, a u režimu hlađenja će hladiti do 7 °C. Ako bi se odabir kapaciteta dizalice topline temeljio na vršnom opterećenju, većinu vremena njen kapacitet bi premašivao potrebe za grijanjem čime je njen rad potrebno regulirati. Iz tog razloga, proveden je proračun dizalice topline koja bi radila do -4°C vanjske temperature u iznosu od 18 kW ogrjevnog snage. U slučaju nedostatka kapaciteta, odnosno niže okolišne temperature, palio bi se električni grijač čime bi dizalica radila u bivalentno-paralelnom radu. Shema uobičajene dizalice topline manjeg kapaciteta prikazana je na slici 26. S oznakom T označeno je mjerenje temperature, dok su s oznakama P, PVT i PNT označena mjerna mjesta mjerenja tlaka. S oznakom M prikazan je motor ventilatora isparivača u režimu grijanja.



Slika 26. Shema dizalice topline

Temperature u procesu pretpostavljene su na sljedeći način:

Temperatura kondenzacije:

$$\vartheta_k = \vartheta_{pol} + 3^\circ C \quad (6)$$

gdje je:

ϑ_{pol} – polazna temperatura medija

Temperatura pothlađenja kapljevine:

$$\vartheta_{pot} = \vartheta_k - 3^\circ C \quad (7)$$

Temperatura isparavanja radne tvari:

$$\vartheta_{isp} = \vartheta_o - 7^{\circ}C = -4 - 7 = -11^{\circ}C \quad (8)$$

gdje je:

ϑ_o – vanjska postavna temperatura projektiranja dizalice topline [$-4^{\circ}C$]

Temperatura pregrijanja radne tvari:

$$\vartheta_{pr} = \vartheta_{isp} + 4^{\circ}C = -11 + 4 = -7^{\circ}C \quad (9)$$

Temperatura kondenzacije će biti viša u prvoj varijanti zbog upotrebe dodatnog izmjenjivača te je polazna temperatura medija $48^{\circ}C$, dok u drugoj varijanti iznosi $45^{\circ}C$. Pretpostavljena je upotreba monovalentne dizalice topline koja bi radila i u projektnim uvjetima. Proračun ogrjevnog procesa izveden je u računalnom softveru Genetron Properties za dizalicu topline s propanom kao radnom tvari. Izračunati podaci prikazani su u tablici 12.

Tablica 12. Usporedba proračuna ogrjevnog procesa s i bez međuizmjenjivača

Veličina	Jedinica	S međuizmjenjivačem	Bez međuizmjenjivača
Temperatura isparavanja	$^{\circ}C$	-11	-11
Temperatura kondenzacije	$^{\circ}C$	51	48
Snaga kompresora	kW	6,11	5,8
Učink isparivača	kW	11,89	12,2
Učink kondenzatora	kW	18	18
COP	-	2,947	3,103

Iz proračuna je vidljivo kako u slučaju upotrebe međuizmjenjivača, snaga kompresora bi bila 310 W veća u projektnom opterećenju. Snižavanjem temperature isparavanja razlika snaga se neznatno mijenja zbog dominantnog utjecaja temperature kondenzacije.

Za proračun potrebnog toplinskog toka za održavanje temperature iznad točke ledišta u slučaju prekida rada sustava, potrebno je poznavati tipove i debljine izolacije te duljinu cjevovoda. Također potrebno je i odrediti željenu unutrašnju temperaturu vode u cjevovodu. Na osnovu određenih podataka dobiva se specifični toplinski tok. U tablici 13. prikazane su debljine izolacije i cjevovoda.

Tablica 13. Opis izolacije i cjevovoda

Bakar	L	m	10
	d_u	m	0,05
	λ_c	W/mK	401
	d_v	m	0,054
Armaflex	λ	W/mK	0,036
	s	m	0,019
	d_v	m	0,092
Mineralna vuna	λ	W/mK	0,042
	s	m	0,02
	d_v	m	0,132
Aluminijski lim	λ	W/mK	237
	s	m	0,0008
	d_v	m	0,1336

Proračun toplinskog toka (Tablica 14.) provodi se pomoću jednadžbe 10.

$$\Phi_g = 2 * \pi * L * k * (t_u - t_o) \quad (10)$$

gdje je:

$$k = \frac{1}{R} \quad (11)$$

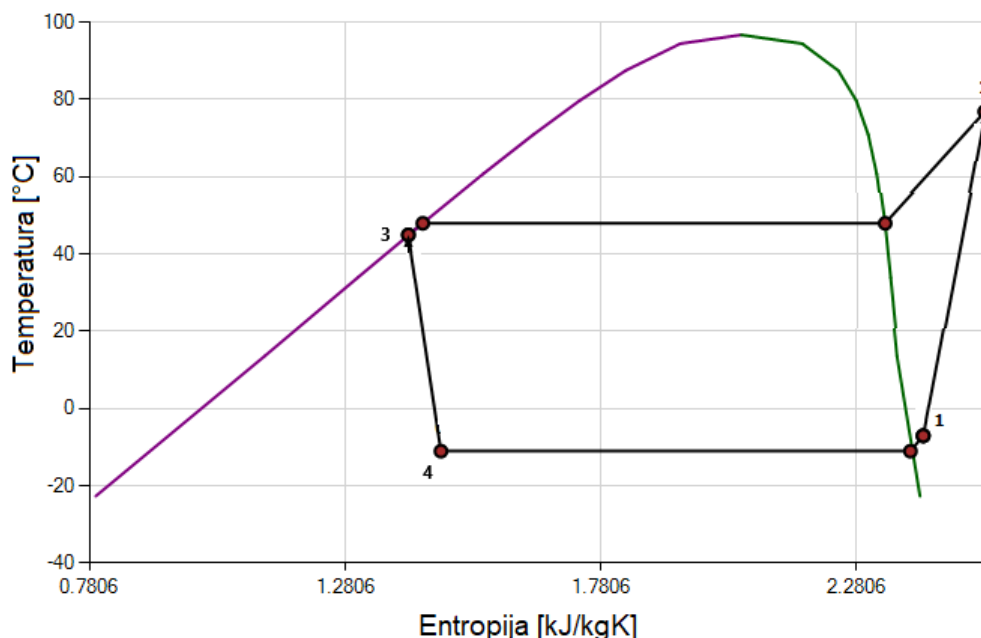
gdje R predstavlja toplinski otpor postavljene izolacije.

Tablica 14. Proračun toplinskog toka potrebnog za održavanje temperature vode

t_u	t_o	R	k	S	q	Φ_g
°C	°C	mK/W	W/mK	-	W/m	W
5	-9,8	23,395	0,0427	1,3	5,167	39,75

Prema proračunu dobiven iznos toplinskog toka iznosi 39,75 W te se zaključuje veća isplativost upotrebe sustava s grijačim kabelima u odnosu na upotrebu međuzmjenjivača. Prema prvoj varijanti sustavu će se privoditi oko 310 W više električne energije u pogonu, u odnosu na drugu varijantu koja bi se koristila samo u prekidima grijanja. Također, veći su i troškovi investicije što

pojednostavljuje odluku te je odlučeno koristiti drugu varijantu. Proces rada odabrane varijante prikazan je na slici 27, a točke procesa u tablici 15.

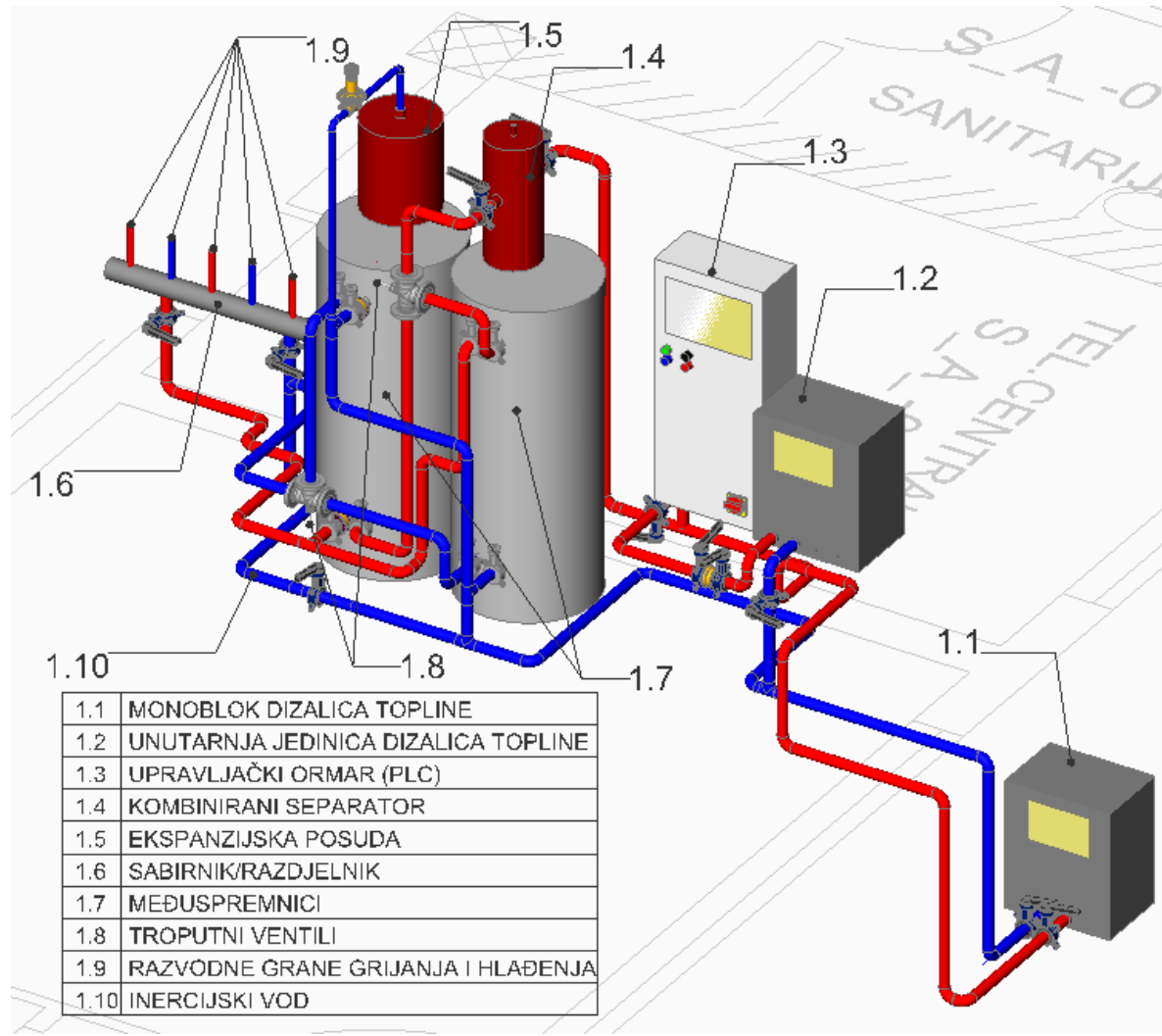


Slika 27. T-s dijagram procesa grijanja dizalicom topline u projektnoj točki

Tablica 15. Radne točke procesa u projektним uvjetima

Veličina	Jedinica	1	2	3	4
p	kPa	334	1640	1640	334
T	°C	-7	76.89	45	-11
h	kJ/kg	569,12	686,74	321,7	321,7
s	kJ/kgK	2,4109	2.5317	1,4036	1,4673

3D prikaz cijele Tehničke sobe s kompletnom armaturom nalazi se na slici 28 gdje je s oznakom 1.2 prikazano predviđeno mjesto za ugradnju unutarnje jedinice dizalice topline. S oznakom 1.10 prikazan je inercijski vod kojim se omogućuje eksperimentalno ispitivanje sustava bez korištenja cirkulacijske pumpe dizalice topline pomoću kojeg se mogu ostvariti veće sezonske učinkovitosti sustava. Inercijski vod se upotrebljava otvaranjem zapornog ventila na inercijskom vodu čime povratna voda ulazi direktno u dizalicu topline.



Slika 28. 3D model svih elemenata sustava grijanja i hlađenja u ispitnoj stanici

6.4. Opremanje ispitne linije mjernom opremom

U bilo kojem razvoju proizvoda, nužno je osigurati praćenje ponašanja proizvoda. Također i korisnici žele dobiti proizvod koji bi radio po navedenim karakteristikama te je bitno pružiti što preciznije podatke. Mjerna oprema u sustavu koristi se kao sastavni dio regulacije armature te za mjerenje relevantnih parametara rada dizalice topline koji se zapisuju na mjernom uređaju ili računalu. Pomoću računala omogućava se praćenje pojedinih parametara procesa na osnovu kojih se mogu provoditi analize i donositi zaključci. Ispitna linija opremljena je osjetnicima temperature,

tlaka i vlažnosti, mjerilima toplinske i električne energije, zidnim kontrolerima te upravljačkim ormarom (PLC).

6.4.1. Mjerenje temperature i vlažnosti

Mjerenja temperature u ispitnoj stanici provode se pomoću cijevnih osjetnika temperature LG-Ni 1000. Za mjerenje temperature u međuspremnicima koristi se osjetnik duljine 150 mm, dok se za temperature polaznog i povratnog cjevovoda, polaznog voda krugova potrošača te sabirnika i razdjelnika upotrebljava osjetnik duljine 100 mm. Svi termometri su umetnuti u elemente kako bi se što preciznije mjerila temperatura. Stanje vanjskog zraka mjeri se pomoću osjetnika vlažnosti i temperature visoke preciznosti i brzog odgovora.

6.4.2. Mjerenje tlaka

Tlak u sustavu se mjeri u sabirniku. Pretvornik tlaka koristi piezoelektrični efekt, odnosno primjenom sile ili pritiska, kristal (najčešće kvarc) se iteže ili komprimira te se naboj na materijalu mijenja i preraspodjeljuje. Jedna strana materijala postaje pozitivno nabijena, a druga negativno. Na mjerenje ne utječu temperaturne promjene, a podaci se zapisuju u 0-10 V izlaznom signalu.

6.4.3. Mjerenje toplinske energije

Na grane cjevovoda i primarni krug ugrađuju se kalorimetri s mogućnošću zapisa informacija na PLC. Kalorimetri koriste ultrazvučno mjerilo protoka i Pt500 sonde za mjerenje temperature te time omogućuju mjerenje toplinske snage i isporučene toplinske energije. Pt500 sonde su otpornički termometri visoke preciznosti. Mjerenjem toplinske energije određuje se iskoristivost postrojenja.

6.4.4. Mjerene električne veličine

Digitalni multimetri koriste se za mjerenje električne snage i utrošene električne energije regulacijskih elemenata i dizalica topline, ventilatora vanjske jedinice, pumpi i kompresora. Multimetri se sastoje od sondi kojima se može mjeriti struja, napon, otpor i druge funkcije.



6.4.5. Regulacija i pohrana podataka




U prostorijama se postavljaju zonski regulatori s mogućnošću mjerenja temperature, relativne vlažnosti i koncentracije CO₂. Zonski regulatori komuniciraju s ogrijevnim tijelima pomoću kojih se ostvaruju traženi uvjeti u prostoru. Sve informacije se prikazuju na zaslonu regulatora te se zapisuju na PLC-u s kojim su povezani bežično.



Za upravljanje cijelim sustavom i zapisivanje svih prikupljenih informacija koristi se PLC (eng. Programmable Logic Controller) ormar s mogućnošću daljinskog upravljanja te ispisom rezultata u stvarnom vremenu. Upotrebom daljinskog upravljanja, moguće je pratiti ponašanje sustava i određivati parametre u sobama bez potrebe dolaska u tehničku sobu. Svi regulacijski elementi su povezani s PLC-om žično ili bežično te se na osnovu mjerenih veličina šalju signali koji se pretvaraju u oblik prikladan za prikazivanje i pohranu na računalu.

Odabrana mjerna oprema prikazana je u tablici 16. U tablici su prikazane specifikacije i mjerne točnosti te slike mjerne opreme.

Tablica 16. Prikaz komponenti mjerne opreme

Komponenta	Specifikacije	Slika
Otpornički termometri	Termometar tip Lg-Ni1000 Mjerni raspon (MR): -30 do 130 °C Točnost mjerenja: +/- 1,3 °C MR [34]	
Osjetnik relativne vlažnosti i temperature	QFA3160 kao proizvod Siemens MR temperature: -40 do 70 °C MR relativne vlažnosti: 0-100 % Napajanje: 24 V DC Točnost mjerenja: +/- 2 % relativne vlage (23 °C) +/- 0,3 °C MR (23 °C) +/- 0,6 °C MR (15 do 35 °C) +/- 0,8 °C MR (-35 do 70 °C)	

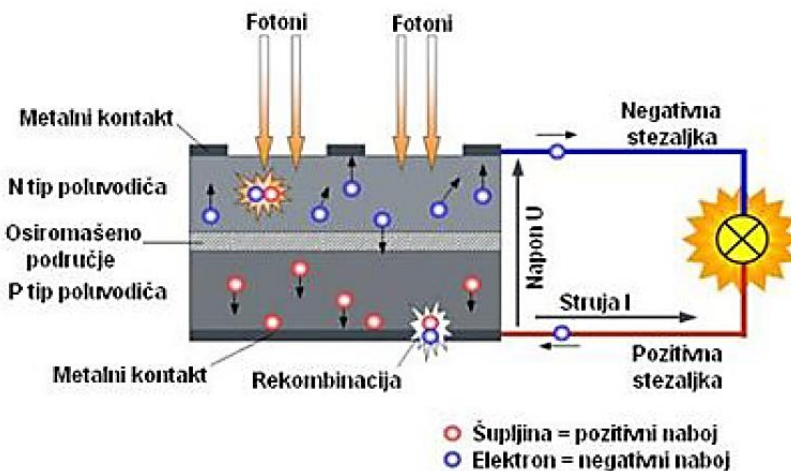
	[32]	
Pretvarač tlaka	<p>QBE2003 – P10 kao proizvod Siemens</p> <p>Mjerni raspon: 0-10 bar</p> <p>Napajanje: 24 V AC</p> <p>Točnost mjerenja: +/- 0,3 % MR</p> <p>[32]</p>	
Kalorimetar	<p>Serijski UH50 kao proizvod Siemens</p> <p>Mjerni raspon: Nominalni protok od 0,6-150 m³/h</p> <p>Točnost mjerenja: +/- 2 % MR</p> <p>[32]</p>	
Mjerilo električne energije	<p>Kao proizvod Schrack tip NA96+</p> <p>Frekvencija: +/- 0,15 Hz</p> <p>Snaga: +/- 0,5 %</p> <p>Napon: +/- 0,2 %</p> <p>Jakost struje: +/- 0,2 %</p> <p>Očitavanje vrijednosti na displayu svakih 1,1 sekundu</p> <p>[35]</p>	

<p>Zonski regulator</p>	<p>Kao proizvod Siemens tip QMX3.P74</p> <p>Mogućnost mjerenja temperature, relativne vlage i udjela CO₂ u prostoru</p> <p>Mjerni raspon:</p> <p>Temperatura: 0-50 °C</p> <p>Relativna vlaga: 0-95 %</p> <p>CO₂: 400-10000 ppm</p> <p>Točnost mjerenja:</p> <p>+/- 0,2 °C (25°C) temperatura</p> <p>+/- 4 % relativna vlažnost</p> <p>+/- 30 ppm (23°C)</p> <p>[32]</p>	
<p>Upravljački ormar (PLC)</p>	<p>EMP/DDC elektroupravljački ormar*</p> <p>Izrada ormara od čeličnog lima</p> <p>Ormar sadrži svu potrebnu el.opremu uključujući ugrađeni DDC regulator PXC 100</p> <p>Signalizacija stanja uređaja prikazana je na operatorskom ekranu osjetljivom na dodir.</p> <p>Dimenzije: ŠxVxD = 800x1200x300 mm</p> <p>*Podaci su dobiveni od ponuđača opreme</p>	

7. ENERGETSKA NEOVISNOST ISPITNOG SUSTAVA

Energija potrebna za rad sustava dizalice topline je električna energija. Stoga, kako bi sustav bio neovisan potrebno je osigurati izvor električne energije. Solarna energija smatra se jednom od najodrživijih energetskih izvora za buduće opskrbe energijom te je ona danas prvi izbor za proizvodnju vlastite električne energije.

Fotonaponski sustavi (PV), koji se nazivaju i solarne ćelije, elektronički su uređaji koji sunčevu svjetlost pretvaraju izravno u električnu energiju. Princip pretvorbe sunčane energije u električnu energiju zasniva se na fotonaponskom efektu (Slika 29.). U trenutku kada se solarna ćelija osvjetli na krajevima ćelije ostvaruje se elektromotorna sila, odnosno napon. Solarna ćelija postaje poluvodička dioda, konkretnije PN-spoj koji je nastao spajanjem dvije poluvodičke pločice, od kojih je jedna P-tipa, a druga N-tipa. PN-spoj ima usmjereno djelovanje i propušta struju samo u jednom smjeru prema trošilu.

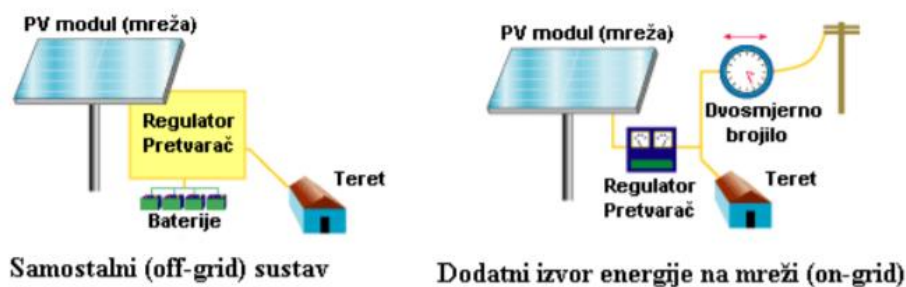


Slika 29. Princip rada fotonaponske ćelije (PN spoja) [36]

Fotonaponski sustav uz module čine i komponente koje pohranjuju, reguliraju i isporučuju električnu energiju. To su regulatori napona, pretvarači istosmjerne (DC) u izmjeničnu (AC) struju te baterije. Moduli koji se danas najčešće koriste u komercijalne svrhe su monokristalni ili polikristalni, čije su ćelije napravljene od silicija. Prednosti monokristalnih u odnosu na polikristalne ćelije su to da imaju veću efikasnost, bolju iskoristivost pri difuznom svjetlu, više proizvodnje električne energije po kvadratnom metru te su moduli kompaktniji i manji je utrošak podkonstrukcije. S druge strane, nedostaci monokristalnih modula su viša cijena, proizvodni proces stvara više otpada te lošije performanse pri višim temperaturama.

Fotonaponski sustavi se mogu podijeliti u tri velike skupine:

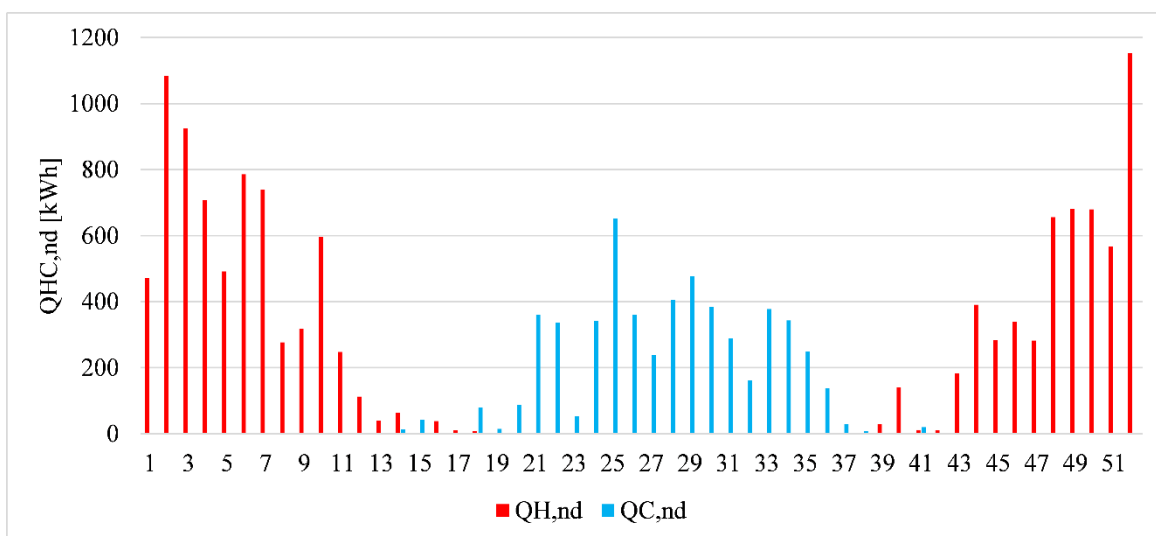
- *on-grid* sustavi koji su priključeni na javnu distributivnu mrežu (Slika 30.)
- *off-grid* sustavi koje nazivamo i samostalnim sustavima jer nisu priključeni na javnu mrežu (Slika 30.)
- hibridni sustavi koji su povezani sa nekim drugim izvorom električne energije



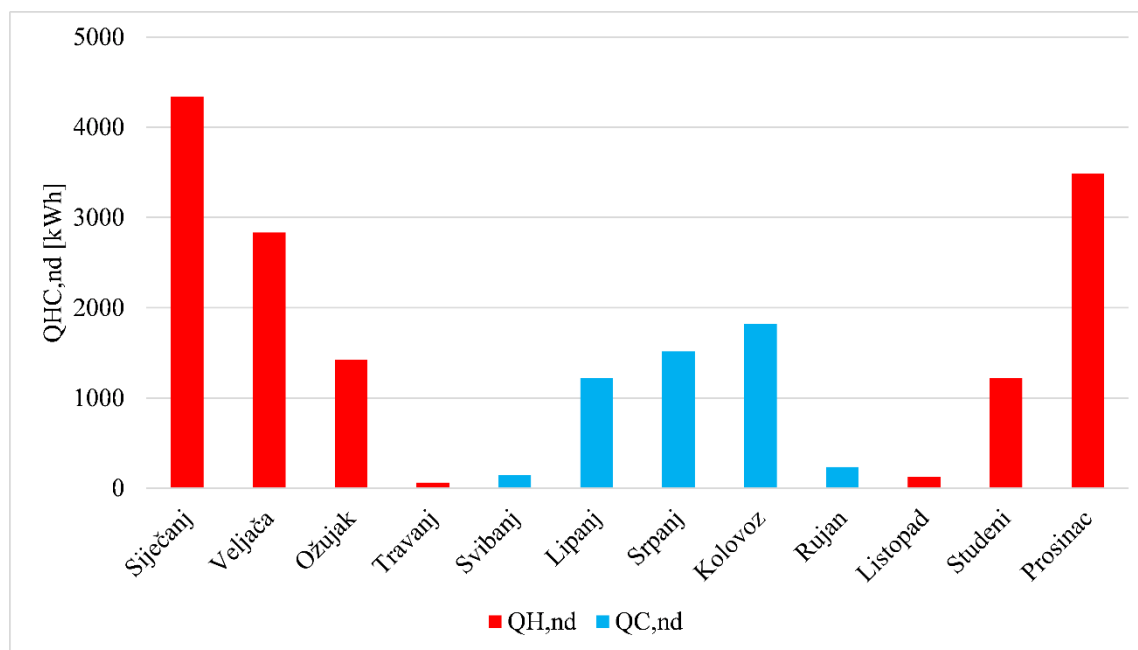
Slika 30. Usporedni prikaz on-grid i off-grid sustava [37]

Za proračun solarne elektrane, potrebno je odrediti koliko se električne energije treba proizvesti da bi se zadovoljile potrebe sustava. Kako bi se to odredilo, potrebno je predvidjeti sve potrošače u promatranom sustavu. Najveći potrošač električne energije je dakako dizalice topline, ali u proračun treba uračunati i podsustave razvoda i predaje, odnosno cirkulacijske pumpe. Iz proračun provedenog u računalnom programu AX3000, podaci o tjednim potrebama za grijanje odnosno hlađenje prikazani su na slici 31. Također, za usporedbu podataka napravljen je proračun u računalnom programu Energetski certifikator čiji su rezultati, odnosno mjesečne potrebe za grijanje i hlađenje prikazni na slici 32. Prema podacima iz AX3000 godišnja potrebna energija za grijanje iznosi 12321 kWh, dok prema podacima iz Energetskog certifikatora taj podatak iznosi 13486,8 kWh godišnje. Usporedbom podataka vidljivo je kako se godišnja potrebna energija za grijanje razlikuje za 9,5%, što je posljedica toga što se u programu AX3000 potrebna energija proračunava za svaki dan u godini, dok se u Energetskom certifikatoru taj podatak proračunava za karakteristični dan u mjesecu. Prema iskustvenoj procjeni, uobičajena razlika dobivenih podataka u usporedbi Energetskog certifikatora i drugih računalnih programa u toplinskoj energiji potrebnoj za grijanje iznosi manje od 10%, dok za hlađenje ta razlika može ići i do 40% u specifičnim uvjetima. Godišnja potrebna toplinska energija za hlađenje prema AX3000 (Slika 31.) iznosi 5460,3 kWh, dok prema Energetskom certifikator taj podatak iznosi 4938,2 kWh (Slika 32.). Usporedbom tih podataka vidljivo je kako se oni razlikuju za 10,6%, pa možemo zaključiti kako

su podaci za grijanje i hlađenje unutar uobičajenih vrijednosti te će se za daljni proračun koristiti podaci iz Energetskog certifikatora.



Slika 31. Toplinska energija potrebna za grijanje i hlađenje prema računalnom programu AX3000



Slika 32. Toplinska energija potrebna za grijanje i hlađenje prema računalnom programu Energetski certifikator

Prema gore prikazanim podacima te uzimajući u obzir faktor učinkovitosti dizalice topline, u Energetskom certifikatoru dobiveni su podaci o potrošnji električne energije sustava koji su prikazani na slici 33, gdje vidimo da je za rad sustava potrebno 7330,8 kWh električne energije

godišnje. Naziv *Dizalica topline 1* predstavlja dizalicu topline u zimskim mjesecima, dok se naziv *Električni generator 1* odnosi na dizalicu topline u ljetnim mjesecima.

Primarna energija po elementima						
Naziv	Energent	Temotehnički	$Q_{gen,in}$ [kWh]	W_{aux} [kWh]	E_{del} [kWh]	E_{prim} [kWh]
Dizalica topline 1	Električna energija	Temotehnički sustav	12627.06	5407.32	5407.32	8727.42
Podsustav razvoda grijanja	Električna energija	Temotehnički sustav	0.00	96.37	96.37	155.54
Podsustav predaje grijanja	Električna energija	Temotehnički sustav	0.00	310.32	310.32	500.86
Električni generator 1	Električna energija	Temotehnički sustav	1426.33	0.00	1426.33	2302.10
Podsustav razvoda hlađenja	Električna energija	Temotehnički sustav	0.00	61.26	61.26	98.88
Podsustav predaje hlađenja	Električna energija	Temotehnički sustav	0.00	29.21	29.21	47.15
UKUPNO			14053.40	5904.49	7330.82	11831.94

Slika 33. Utrošak energije prema proračunu iz Energetskog certifikatora

Proračun dozračene energije na nagnutu plohu napravljen je prema izotropnom modelu koji uzima u obzir samo onaj dio difuznog zračenja koji pada na plohu jednoliko raspršen s cijelog nebeskog svoda, čija se jednadžba definira kao:

$$I_T = I_b R_b + I_d \left(\frac{1 + \cos\beta}{2} \right) + I \rho_g \left(\frac{1 - \cos\beta}{2} \right); [Wh/m^2] \quad (12)$$

gdje je

I – ukupno zračenje na horizontalnu plohu [Wh/m^2]

I_b – direktno zračenje na horizontalnu plohu [Wh/m^2]

I_d – difuzno zračenje na horizontalnu plohu [Wh/m^2]

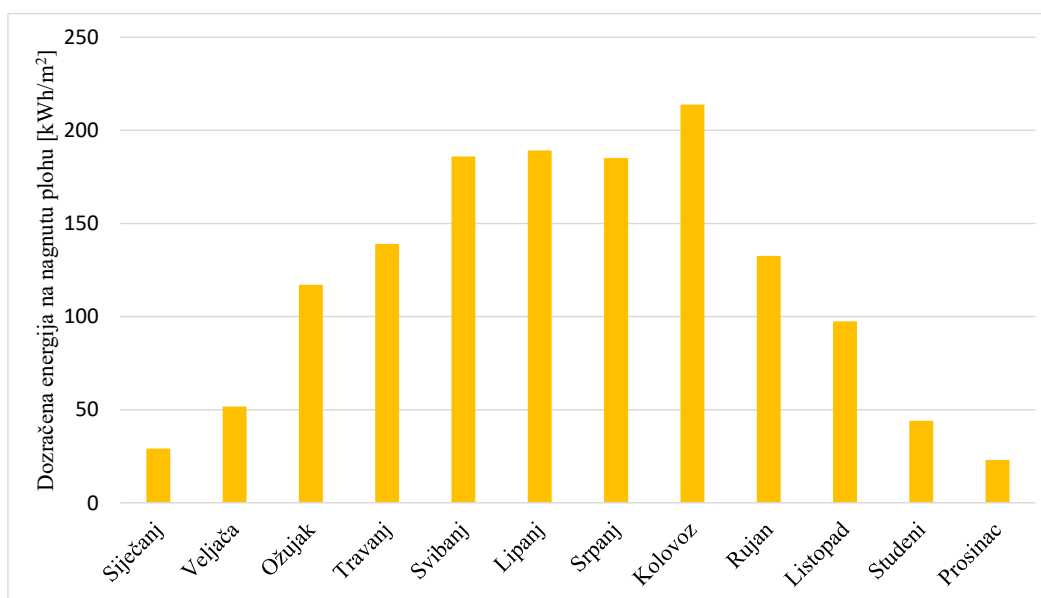
ρ_g – faktor refleksije tla [-]

R_b – omjer direktnog zračenja na nagnutu i horizontalnu plohu [-]

β – kut nagiba plohe [$^\circ$].

Potrebni ulazni podaci za proračun dozračene energije na nagnutu plohu su lokacija objekta (zemljopisna širina), faktor refleksije tla te ukupno zračenja na horizontalnu plohu. Ukupno zračenje na horizontalnu plohu preuzeto je sa stranice MGIPU-a, gdje su dani satni podaci za referentne mjesece u razdoblju od 1.3.2004.-28.2.2013 [38]. Optimalan godišnji kut nagiba plohe i azimut plohe, odnosno kutovi pri kojima se prikupi najviše energije na godišnjoj razini, iznose

23.9 ° za nagib plohe te 0 ° za azimut plohe. Grafički prikaz dozračene energije na nagnutu plohu po mjesecima prikazan je na slici 34.



Slika 34. Grafički prikaz dozračene energije na nagnutu plohu po mjesecima

Električna energija koju je potrebna dovesti sustavu dizalice topline za neovisan rad dobivena je pomoću simulacije iz energetskeg certifikatora te iznosi 7330,8 kWh godišnje. Za potrebe proračuna, odabrani modul solarnog panela monokristalni je modul SV54–255 E kao proizvoda Solvis, čiji su podaci prikazani u tablici 17.

Tablica 17. Tehnički podaci solarnog panela SV54-255 E [39]

Model	SV54-250 E	
Vršna snaga	W	255
Dozvoljeno odstupanje	W	-0/+4,9
Učinkovitost modula	%	17,23
Struja kratkog spoja	A	9,57
Nazivna struja	A	9,01
Napon praznog hoda	V	34,62
Nazivni napon	V	28,43
Dimenzije (VxŠxD)	mm	1492x992x35
Težina	kg	17,5
Broj i vrsta ćelija	54 ćelije, monokristalični Si, 156x156 mm	

Potreban broj solarnih panela proračunat je po sljedećoj formuli:

$$N_{potr} = \frac{E_{sus}}{I_T \times A_m \times \eta_m \times \eta_{sol}}; \quad [kom] \quad (13)$$

gdje je

E_{sus} – godišnja električna energija potrebna za rad sustava dizalice topline [kWh/a]

I_{T_god} – godišnja dozračena energija na nagnutu plohu [kWh/m²a]

A_m – površina jednog modula [m²/kom]

η_m – iskoristivost modula [%]

η_{sol} – iskoristivost solarnog sustava [%].

$$N_{potr} = \frac{7330,8}{1408,1 \times 1,48 \times 0,1713 \times 0,8} = 25,67 \rightarrow N_{odabran} = 26 \text{ kom}$$

Iz prethodno provedenog proračuna proračunata je solarna elektrana potrebna za neovisan rad dizalice topline, gdje se pod pojmom neovisan rad podrazumijeva proizvodnja godišnje kumulativne električne energije potrebne za rad sustava te je za te potrebe projektirana solarna elektrana snage 6,63 kW (Slika 35.), čime se na godišnjoj razini prikupi 7425,6 kWh električne energije. Nadalje, to znači da će se u zimskim mjesecima, kada je dozračena energija Sunca znantno manja, proizvoditi manje električne energije nego li je to neophodno za rad sustava, ali će se u ljetnim mjesecima proizvoditi više električne energije nego li je to potrebno kako bi sustav na godišnjoj razini bio neovisan. Manjak električne energije u zimskim mjesecima nadomješta se preuzimanjem energije iz elektroenergetske mreže, dok se višak proizvedene energije predaje u mrežu.



Slika 35. 3D prikaz solarne elektrane na krovu zgrade

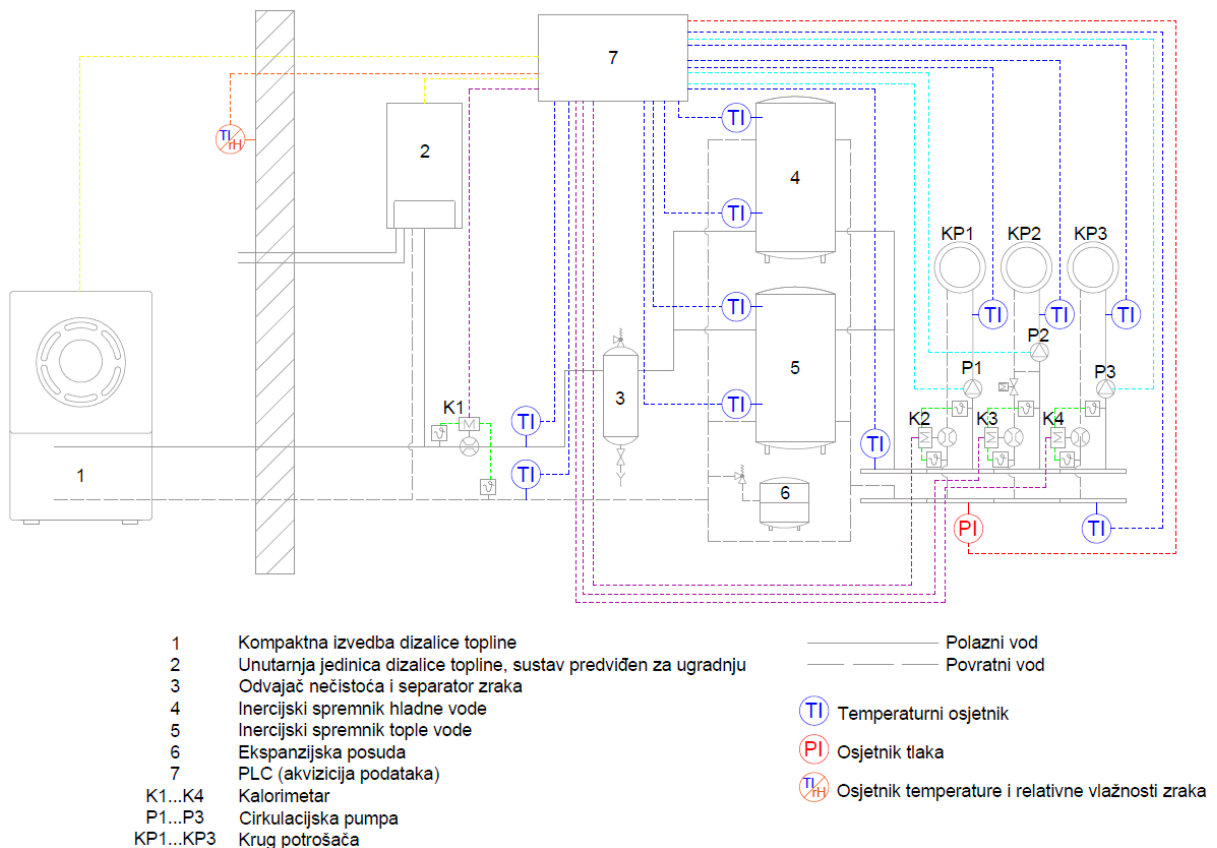
U sljedećoj tablici prikazana je usporedba emisija CO₂ za proizvodnju godišnje električne energije iz različitih energenata. Za potrebe proračuna pretpostavljeno je da se prirodni plin koristi za proizvodnju električne energije pomoću plinske turbine čija je iskoristivost 30 %, dok je za kameni ugljen pretpostavljena proizvodnja električne energije u termoelektrani čija iskoristivost iznosi 40 %. Faktori emisija CO₂ uzeti su prema podacima MGIPU-a [40] te je prema tome vidljivo kako se implementacijom fotonaponskog sustava godišnje smanji emisija CO₂ za 5380,8 kg u odnosu na slučaju korištenja prirodnog plina kao energenta, odnosno za 6300,5 kg u odnosu na slučaju korištenja kamenog ugljena kao energenta.

Tablica 18. Pregled godišnje emisije CO₂ po energentima

Energent	Faktor emisije CO ₂	Godišnja emisija CO ₂
	kg CO ₂ /MWh	kg CO ₂ /a
<i>Sunčeva energija</i>	-	-
<i>Prirodni plin</i>	220,2	5380,8
<i>Kameni ugljen</i>	343,78	6300,5

8. RASPRAVA

U sklopu ovoga rada osmišljena je ispitna linija za ispitivanje dizalica toplina relevantnom okruženju čime se omogućuje mjerenje stvarne učinkovitosti sustava testiranog u realnom okruženju. Prema normi EN 14511 COP dizalice topline za srednje-temperaturno grijanje ispituje se tako da je temperaturni režim vode 47/55°C, dok je za nisko-temperaturno grijanje temperaturni režim vode 30/35°C [41]. Temperatura zraka u oba slučaja određena je vrijednošću temperature suhog termometra koja iznosi 7°C te vrijednošću temperature vlažnog termometra koja iznosi 6°C. Nadalje, SCOP dizalice topline ispituje se prema normi EN 14825 te se u ovisnosti o klimatskoj zoni ispituje učinkovitost sustava u 3 do 5 radnih točaka, gdje je temperatura polaza vode 35°C, odnosno 45°C, a temperature zraka su -7°C, 2°C, 7°C, 20°C [42]. Međutim, stvarna učinkovitost ovisi o mnogo faktora stoga je razvijeni ispitni sustav za mjerenje stvarne učinkovitosti dizalice topline od velikog značaja za realnu evaluaciju učinkovitosti sustava. Pojednostavljena shema osmišljenog sustava s naznačenim mjernim instrumentima prikazana je na slici 36.



Slika 36. Pojednostavljena shema sustava za ispitivanje dizalice topline

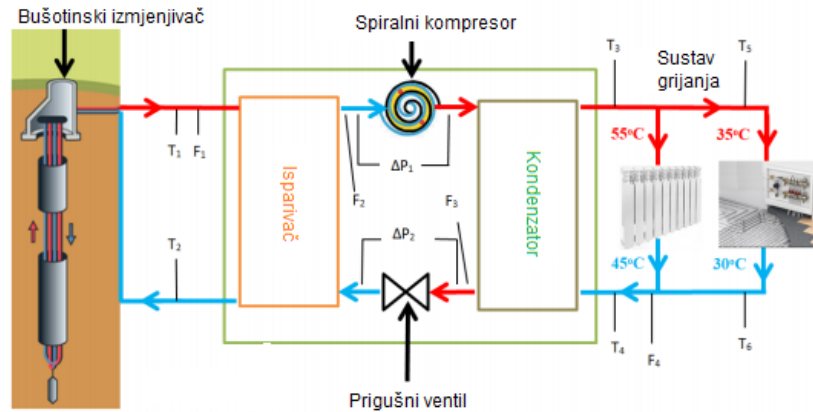
Mjereni podaci prikupljaju se pomoću PLC-a te ispisuju podatke u stvarnom vremenu, a podaci koji se mjere su sljedeći:

- potrošnja električne energije dizalice topline i cirkulacijskih pumpi,
- temperature na polaznom i povratnom vodu primarnog kruga,
- temperature na ulazu i izlazu inercijskih spremnika,
- temperature sabirnika i razdjelnika,
- temperature na krugovima potrošača,
- potrošnja toplinske energije na primarnom krugu i krugovima potrošača,
- tlak u sustavu,
- temperatura i relativna vlažnost okolišnog zraka.

Nadalje, ispitivane dizalice topline imaju vlastitu mjernu opremu za potrebe regulacije te se iz njih podaci o radnim parametrima dizalice topline također prikupljaju pomoću PLC-a.

U usporedbi s našim sustavom, provedena je studija ispitivanja dizalica topline s tлом kao izvorom topline prema Anweiler et M. Masiukiewicz [43] u kojoj je mjereno SCOP. Njihova studija provedena je u laboratoriju u Brnu u Češkoj za temperature polaza 35 °C i 55 °C na radiatorima i podnom grijanju kao ogrjevnim tijelima (Slika 37.). Provedeno je testiranje za vanjske temperature od -10 °C do 15 °C pri čemu su dane vrijednosti COP-a za svaku temperaturu. Kako bi mogli odrediti SCOP koeficijent, mjerili su omjer potrošnje električne energije tokom cijele sezone grijanja u odnosu na predanu toplinsku energiju u različitim radnim uvjetima. S obzirom na druge podsustave koji troše energiju dok je dizalica topline isključena, mjerili su još i:

- broj sati grijanja određen ispitivanom klimatskom zonom,
- broj sati kad je termostat isključen,
- broj sati kad je dizalica topline u standby načinu rada,
- broj sati kada kompresor ne troši električnu energiju,
- potrošena količina energije u sustavu standby načina rada,
- potrošena količina energije kada kompresor ne radi,
- predana količina energije ogrjevnim tijelima,
- predana količina energije klimatskoj zoni.



Slika 37. Shema ispitnog sustava prema [43]

U svojoj studiji, K. Bakirci [9] osnovao je laboratorij za ispitivanje geotermalne dizalice topline smješten u Turskoj, čija je shema prikazana na slici 2. Mjerenja su prikupljena u prosjeku 34 puta u danu u razmacima od 30 minuta u periodu od 8 do 24h. Nakon provedenih mjerenja, faktor učinkovitost dizalice topline odnosno cijelog sustava u najhladnijim mjesecima iznosio je 3 odnosno 2,6, dok je prosječni godišnji faktor učinkovitosti za dizalicu topline odnosno cijeli sustav iznosio 3,1 odnosno 2,7. Osmišljeni sustav sadrži opremu za mjerenje:

- masenog protoka mješavine glikol-voda,
- temperature ulazne i izlazne mješavine glikol-voda,
- tlakova isparavanja i kondenzacije,
- temperature i relativne vlažnosti okolišnog zraka.
- potrošnje električne energije cirkulacijske pumpe,
- ulazne i izlazne temperature vode,
- potrošnje električne energije za pogon kompresora,
- temperature tla.

Uspoređujući osnovani sustav s gore spomenutim sustavim, vidljivo je kako se svi sustave baziraju na istim principima, ali sa drugačijim izvedbama. Međutim, glavna razlika između osnovanog laboratorija i gore spomenutih sustava je u tome što je u ovom laboratoriju predviđeno priključivanje drugih dizalica topline u sustav. Time se omogućuje jednostavno spajanje dizalice topline na postojeći sustav te će laboratorij biti dostupan za ispitivanje dizalica toplina neovisno o proizvođaču.

9. ZAKLJUČAK

Dizalice topline pružaju velik potencijal za povećanje udjela obnovljive energije u apsolutnoj potrošnji primarne energije jer imaju sposobnost isporuke nekoliko puta veće količine toplinske energije u usporedbi s privedenom električnom, što je omogućeno korištenjem ljevokretnog procesa i okolišnih spremnika topline. Određivanje učinkovitosti sustava je standardizirano u Europi po normi EN 14511 kojom su definirane mjerne točke na osnovu kojih se određuje faktor grijanja. Također prema normi EN 14825 se određuje sezonski faktor učinkovitosti sustava kroz 3 do 5 radnih točaka za određeni broj radnih sati. Pregledom literature uočeno je da se sezonska učinkovitost u ispitnim laboratorijima može predviđati računalnim simulacijama koje sadrže brojna pojednostavljena. Ako se i izvode laboratorijska mjerenja, najčešće se ne izvode u realnom okruženju, već se simuliraju potrošači čime ne pružaju uvid u ponašanje sustava u realnim uvjetima. U svrhu dopune i proširenja dostupnih podataka o učinkovitosti sustava, osniva se ispitna linija za mjerenje procesa rada dizalice topline na osnovu realnih potrošača u sklopu poziva na koji se prijavio Fakultet strojarstva i brodogradnje; Povećanje razvoja novih proizvoda i usluga koji proizlaze iz aktivnosti istraživanja i razvoja – faza II. To je model prve ispitne linije takvog tipa u Republici Hrvatskoj te je bilo potrebno osigurati kvalitetnu mjernu opremu kojom se može pratiti ponašanje svih pripadajućih komponenti sustava.

Energetskom analizom ispitnog laboratorija, moguće je ispitivati uređaje ogrjevnog kapaciteta dizalice topline do 18 kW pri okolišnoj temperaturi od -4 °C. U slučaju manjih uređaja, ispitna linija opremljena je s električnim grijačima kako se isporuka potrebne toplinske energije ne bi ugrozila. Sva uložena energija u ispitnoj liniji se mjeri i uspoređuje s isporučenom na osnovu kojih podataka se određuje učinkovitost. S obzirom da se sustav osniva u zgradi javne namjene, za očekivati je da za vrijeme praznika neće biti potrebe za grijanjem/hlađenjem. Iz tog razloga postavljeni su umjetni potrošači kojima se simulira potreba za rashladnom energijom koji bi se koristili u eksperimentalne svrhe daljnjih ispitivanja. Nadalje, osiguran je priključak za druge dizalice topline za daljnja ispitivanja. U budućnosti se sustav može nadograditi s dodatnim cjevovodima koji bi omogućili paralelno ispitivanje više dizalica toplina. Također, provedena je analiza usporedbe sustava s posrednim prijenosom energije i direktnim pri čemu je utvrđeno da je upotrebom direktne izvedbe moguće ostvariti uštede do 5,3 % na godišnjoj razini.

Za uspostavu energetske neovisnosti dizalice topline, odabran je fotonaponski sustav s povezivanjem na javnu mrežu. Provedenim proračunom za potrošnju energije tijekom jedne godine, izračunat je potreban kapacitet fotonaponskog sustava u iznosu od 6,63 kW kojim se prikuplja 7425,6 kWh električne energije. Fotonaponski sustav predviđen je za buduću nadogradnju ispitne linije. U usporedbi s upotrebom prirodnog plina ili kamenog ugljena, na godišnjoj razini smanjila bi se emisija CO₂ u iznosu od 5,4 tone, odnosno 6,3 tone čime bi doprinijeli smanjenju emisija stakleničkih plinova.

10. ZAHVALE

Zahvaljujemo našem mentoru prof. dr. sc. Vladimiru Soldi na pruženoj prilici, prenešenom znanju i savjetima prilikom izrade ovog rada. Također se zahvaljujemo i komentoru, dr.sc. Luki Bobanu na pruženoj pomoći tijekom pisanja rada i korisnim savjetima.

Veliko hvala i kolegama Dini Mišeu i Stjepanu Hercegu koji su odvojili svoje slobodno vrijeme i pružili pomoć u tekstualnom pregledu.

Zahvaljujemo se i našoj obitelji i bližnjima na podršci tijekom izrade ovog rada.

11. LITERATURA

- [1] European Commission, “A Clean Planet for all. A European long-term strategic vision for a prosperous, modern, competitive and climate neutral economy,” *Com(2018) 773*, p. 114, 2018, <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/PDF/?uri=CELEX:52018DC0773&from=EN>.
- [2] “Energy consumption and use by households.” <https://ec.europa.eu/eurostat/web/products-eurostat-news/-/DDN-20170328-1>.
- [3] “Zgrade gotovo nulte energije nZEB,” *Minist. Prost. uređenja, Graditelj. i državne imovine*, <https://mgipu.gov.hr/o-ministarstvu-%0A15/djelokrug/energetska-ucinkovitost-u-zgradarstvu/zgrade-gotovo-nulteenergije-%0Anzeb/10504%0A>.
- [4] L. Boban V. Soldo, “Quo vadis dizalice topline?, EGE,” 2021.
- [5] Z. Romani, A. Draoui, and F. Allard, “Testing method for evaluation of a realistic seasonal performance of heat pump heating systems: Determination of typical days,” *CLIMA 2016 - Proc. 12th REHVA World Congr.*, vol. 3, no. May, 2016.
- [6] “Klimatizacijski uređaji, rashladnici kapljevina i dizalice topline za grijanje i hlađenje prostora te procesni rashladnici s kompresorima na električni pogon -- 1. dio: Nazivi i definicije (EN 14511-1:2018).” .
- [7] Stiebel Eltron, “Planung und Installation: Wärmepumpen,” p. 460, 2013, https://www.stiebel-eltron.de/content/dam/stel/de/de/products/downloads/Planungsunterlagen/Planungshandbuch/Planungshandbuch_EE_Waermepumpen.pdf.
- [8] M. F. Tălpigă, F. Iordache, and E. Mandric, “Experimental investigation of an Air Source Heat Pump,” *E3S Web Conf.*, vol. 85, pp. 1–9, 2019, doi: 10.1051/e3sconf/20198501011.
- [9] K. Bakirci, “Evaluation of the performance of a ground-source heat-pump system with series GHE (ground heat exchanger) in the cold climate region,” *Energy*, vol. 35, no. 7, pp. 3088–3096, 2010, doi: 10.1016/j.energy.2010.03.054.
- [10] P. Conti, C. Bartoli, A. Franco, and D. Testi, “Experimental analysis of an air heat pump

- for heating service using a ‘hardware-in-the-loop’ system,” *Energies*, vol. 13, no. 17, 2020, doi: 10.3390/en13174498.
- [11] A. Franco and F. Fantozzi, “Experimental analysis of a self consumption strategy for residential building: The integration of PV system and geothermal heat pump,” *Renew. Energy*, vol. 86, pp. 1075–1085, 2016, doi: 10.1016/j.renene.2015.09.030.
- [12] M. Miara, D. Guenther, T. Kramer, T. Oltersdorf, and J. Wapler, “Heat Pump Efficiency - Analysis and Evaluation of Heat Pump Efficiency in Real-life Conditions,” p. 42, 2011, wp-effizienz.ise.fraunhofer.de.
- [13] C. Zhou *et al.*, “Air-source heat pump heating system with a new temperature and hydraulic-balance control strategy: A field experiment in a teaching building,” *Renew. Energy*, vol. 141, pp. 148–161, 2019, doi: 10.1016/j.renene.2019.03.143.
- [14] B. Chwieduk and D. Chwieduk, “Performance analysis of a PV driven heat pump system during a heating season in high latitude countries,” pp. 1–10, 2019.
- [15] L. Boban, “Eksperimentalno i teorijsko istraživanje geotermalne dizalice topline,” Doktorska disertacija, FSB, 2019.
- [16] V. Soldo, “Predavanja iz kolegija Projektiranje rashladnih sustava,” FSB, 2019.
- [17] V. Soldo, “Priručnik za energetska certificiranje zgrada,” Zagreb, 2010.
- [18] “Hidro geo projekt,” <http://www.hgp.hr/page3.html>.
- [19] “Arhitekto,” http://www.arhitekto.hr/menu.html?http://www.arhitekto.hr/_ventilacija-dizalice.html.
- [20] “Zero energy project,” <https://zeroenergyproject.org/zero-energy-home-products/mini-split-heat-pumps-for-space-heating-and-cooling/daikin-air-to-water-heat-pump-systems/>.
- [21] D. Miše, “Napredni sustavi regulacije geotermalne dizalice topline na FSB-u, Diplomski rad, 2020.”
- [22] “Daikin,” https://www.daikin.eu/en_us/product-group/air-to-water-heat-pump-low-temperature/daikin_altherma_3_r.html.

- [23] “Variotherm,” <https://variotherm.hr/proizvodi/stropno-grijanjehladenje-za-suhu-gradnju/>.
- [24] “Systemair,” <https://shop.systemair.com/hr-HR/pgk--40--20--3--20--kanalski--hlad/p115384>.
- [25] “Daikin,” https://www.daikin.hr/hr_hr/products/fwf-bt.html.
- [26] “Pacetti,” https://www.pacetti.it/Download_i.aspx.
- [27] “Wilo,” <https://wilo.com/hr/hr/Wilo-pumpe-i-sustavi/hr/proizvodi-i-strucno-znanje>.
- [28] “Maring,” <https://maring.hr/portfolio-item/hv-80-200/>.
- [29] “Flamco,” <https://flamcogroup.com/ex-en/catalog/air-dirt-separation-and-dosing-solutions/smart-air-and-dirt-separators/smart-combined-separators>.
- [30] “Termometal, IMERA,” <https://termometal.hr/ekspanzijska-posuda-imera-rv35-351-centralno-grijanje-promjenjiva-membrana-proizvod-2877/>.
- [31] “Zetkama,” <https://www.zetkama.com/industrial-valves>.
- [32] “Siemens, HIT Portal,” <https://hit.sbt.siemens.com>.
- [33] “Danfoss,” <https://www.danfoss.com/en-us/products/dhs/floor-heating-ice-and-snow-melting/outdoor/heating-cables/pipe-freeze-protection-self-regulating-cables/>.
- [34] “QAE2120.015 – Immersion temperature sensor,” <https://mall.industry.siemens.com/mall/en/nz/Catalog/Products/>.
- [35] “Analizator mreže NA96,” <https://www.schrack.hr/trgovina/>.
- [36] D. Dović, *Predavanja iz kolegija Obnovljivi izvori energije*.
- [37] I. Cvrk, “Optimiranje korištenja solarne energije fotonaponskom pretvorbom, Diplomski rad, FER, 2011.”
- [38] “Meteorološki podaci,” https://mgipu.gov.hr/UserDocsImages/dokumenti/EnergetskaUcinkovitost/meteoroloski_podaci/Zg.TRY.satni.xlsx.
- [39] “Solvis,” <https://solvis.hr/wp-content/uploads/2019/05/LQSOLVIS-DS-HR->

SV54_E_5BB-1492x992x35-250-260-20190125.pdf.

- [40] “Faktori primarne energije i emisija CO₂,”
https://mgipu.gov.hr/UserDocsImages/dokumenti/EnergetskaUcinkovitost/meteoroloski_podaci/FAKTORI_primarne_energije.pdf.
- [41] Nordic Council of Ministers., *Nordsyn study on air-to-water heat pumps in humid nordic climate*. 2019.
- [42] D. Lončar, D. Dović, and I. Horvat, “Algoritam za određivanje energetske potrebe i učinkovitost termotehničkih sustava u zgradama (Sustavi kogeneracije, sustavi daljinskog grijanja, fotonaponski sustavi),” 2017.
- [43] S. Anweiler and M. Masiukiewicz, “Experimental based determination of SCOP coefficient for ground-water heat pump,” *E3S Web Conf.*, vol. 44, pp. 1–7, 2018, doi: 10.1051/e3sconf/20184400003.

12. SAŽETAK

U ovom radu provedena je energetska analiza ispitnog laboratorija za određivanje sezonske učinkovitosti dizalice topline u relevantnom okruženju. Istraživanje je dio IRI 2 projekta pod nazivom *Razvoj dizalice topline zrak voda s prirodnom radnom tvari i naprednim sustavom otapanja isparivač* (KK.01.2.1.02.0132), sufinanciran sredstvima iz Europskog fonda za regionalni razvoj, ERDF.

Za potrebe ostvarivanja ciljeva projekta, na Fakultetu strojarstva i brodogradnje modeliran je sustav s dizalicom topline zrak-voda za grijanje i hlađenje 200 m² fakultetskog prostora. Proračun projektnog toplinskog opterećenja predmetnih učionica proveden je prema normi HRN EN 12831, dok je proračun projektnog rashladnog opterećenja proveden prema normi VDI 2078. Proračun je proveden u računalnom programu AX3000. Projektno toplinsko opterećenje za sezonu grijanje iznosi 20,7 kW, dok za sezonu hlađenja projektno toplinsko opterećenje iznosi 11,3 kW. Proračunom prema normi HRN EN 13790 dobivene su vrijednosti godišnje toplinske energije za grijanje kondicioniranih prostora u iznosu od 12321 kWh, dok za hlađenje potrebna godišnja toplinska energija iznosi 5460,3 kWh. Na ispitnoj liniji testirat će se prvi prototipovi hrvatske dizalice topline pri niskotemperaturnim i srednjemperaturnim režimima te će se određivati sezonska učinkovitost dizalice topline. U ispitivanom prostoru predviđen je sustav stropnog grijanja i hlađenja te grijanje i hlađenje pomoću ventilokonvektora, odnosno kanalnog izmjenjivača.

Temljem pregleda literature o izvedenim sličnim sustavima za ispitivanje i praćenje rada dizalice topline, dizajnirani sustav opremljen je sofisticiranom mjernom opremom kako bi se mogli pratiti svi relevantni parametri rada dizalice topline te upravljačkom oprema s mogućnošću prikupljanja podataka u stvarnom vremenu i daljinskim upravljanjem. Nadalje, izvedbom sustava predviđena je mogućnost ispitivanja učinkovitosti komercijalnih dizalica topline dostupnih na tržištu u relevantnom okruženju.

U radu je provedena analiza energetske neovisnosti rada sustava gdje je proračunat kapacitet solarne elektrane potrebne za proizvodnju godišnje električne energije za rad sustava. Odabrana je upotreba fotonaponskog sustava s monokristalnim ćelijama koji je priključen na javnu

distribucijsku mrežu.. Proračunom je utvrđen kapacitet solarne elektrane u iznosu od 6,63 kW čime bi na godišnjoj razini prikupili 7425 kWh električne energije.

Ključne riječi: dizalica topline, ispitni laboratorij, fotonaponski sustav

13. SUMMARY

In this paper, an energy analysis of a test laboratory for determination of the seasonal efficiency of a heat pump in a relevant environment is made. The research is part of the IRI 2 project entitled Development of an air-to-water heat pump with natural refrigerant and an advanced evaporator defrost system (KK.01.2.1.02.0132), co-financed by the European Regional Development Fund, ERDF.

In order to achieve the project goals, system was designed on Faculty of mechanical engineering and naval architecture with an air-to-water heat pump for heating and cooling of total area of 200 m². The calculation of the design heat load of the subject was performed according to the standard HRN EN 12831, while the calculation of the design cooling load was performed according to the standard VDI 2078. The calculation was performed in the computer program AX3000. The design heat load for the heating season is 20.7 kW, while for the cooling season the design heat load is 11.3 kW. According to the calculation to the standard HRN EN 13790, the values of annual thermal energy for heating conditioned rooms in the amount of 12321 kWh were obtained, while the required annual thermal energy for cooling is 5460.3 kWh. The first prototypes of the Croatian heat pump for low and medium temperature regimes application will be tested on the test line, and the seasonal efficiency of the heat pump will be determined. In the examined area, a ceiling heating and cooling system, as well as heating and cooling by means of a fan coil, ie a duct exchanger, are planned.

Based on a review of the literature on similar systems for testing and monitoring the operation of the heat pump, the designed system is equipped with sophisticated measuring equipment to monitor all relevant parameters of the heat pump and control equipment with real-time data collection and remote control. Furthermore, the design of the system envisages the possibility of testing the efficiency of commercial heat pumps available on the market in the relevant environment.

The paper analyzes the energy independence of the system where the capacity of the solar power plant required for the production of annual electricity for the system is calculated. The use of a photovoltaic system with monocrystalline cells connected to the public distribution network was

chosen. The calculation determined the capacity of the solar power plant in the amount of 6.63 kW, which would collect 7425 kWh of electricity annually.

Keywords: heat pump, test laboratory, photovoltaic system