

Grijanje i hlađenje proizvodnog pogona dizalicom topline zrak-voda

Sokolić Frigula, Alojzije

Master's thesis / Diplomski rad

2023

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

Permanent link / Trajna poveznica: <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:944346>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-11-07**

Repository / Repozitorij:

[Repository of Faculty of Mechanical Engineering
and Naval Architecture University of Zagreb](#)



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Alojzije Sokolić-Frigula

Zagreb, 2023. godina.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Vladimir Soldo, dipl. ing.

Student:

Alojzije Sokolić-Frigula

Zagreb, 2023. godina.

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

Zahvaljujem se prof. dr. sc. Vladimiru Soldi na prihvaćenom mentorstvu, na svim savjetima i vođenju kroz rad. Zahvaljujem se kolegama iz tvrtke Frigo Plus koji su mi također dali brojne savjete i omogućili korištenje programskih paketa koji se koriste u praksi kako bi ovaj diplomski rad bio što bolji. Na kraju, zahvaljujem se obitelji i prijateljima na stalnoj i neizmornoj podršci kroz cijeli studij.

Alojzije Sokolić-Frigula



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomске ispite
Povjerenstvo za diplomске ispite studija strojarstva za smjerove:

Procesno-energetski, konstrukcijski, inženjersko modeliranje i računalne simulacije i brodstrojarski

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa: 602 - 04 / 23 - 6 / 1	
Ur.broj: 15 - 23 -	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Alojzije Sokolić Frigula** JMBAG: 0035211427

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Grijanje i hlađenje proizvodnog pogona dizalicom topline zrak-voda**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Heating and cooling of the production facility with an air-water heat pump**

Opis zadatka:

Dizalice topline kao tehnologija neizostavan su čimbenik u ciljevima postizanja konkurentnog nisko-ugljičnog gospodarstva i klimatske neutralnosti Europske unije do 2050. godine. Imaju svoje komparativne prednosti budući se s jednim sustavom mogu učinkovito osigurati potrebe za rashladnom i toplinskom energijom

Za potrebe grijanja i hlađenja nove proizvodne hale na području grada Sesveta potrebno je projektirati dizalicu topline zrak-voda. U režimu grijanja kompaktna dizalica topline radi u temperaturnom režimu 50/40 °C, a u režimu hlađenja 7/12 °C. Korisna površina pogona za proizvodnju rashladnih agregata i dizalica topline iznosi 660 m².

Rad treba sadržavati:

1. Izračun toplinskog i rashladnog opterećenja proizvodnog pogona (HRN EN 12831, VDI 2078).
2. Dimenzioniranje komponenti sustava i njihov odabir (krug radne tvari, hidraulični krug, cirkulacijske pumpe, minimalni volumen akumulacijskog spremnika, razvod ogrjevno/rashladnog medija).
3. Proračun i odabir upravljanja cirkulacijske pumpe za promjenjivi protok vode u režimu hlađenja (7/12 °C) i režimu grijanja (50/40 °C i 50/35 °C).
4. Shemu spajanja (P&ID dijagram) i automatske regulacije.
5. Dispozicijski crtež dizalice topline.

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

Zadatak zadan:

Datum predaje rada:

Predviđeni datumi obrane:

28. rujna 2023.

30. studenoga 2023.

4. – 8. prosinca 2023.

Zadatak zadao:

Prof. dr. sc. *V Soldo*
Vladimir Soldo

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. *Tanja*
Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	III
POPIS TABLICA.....	IV
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE	V
POPIS OZNAKA	VI
SAŽETAK.....	X
SUMMARY	XI
1. UVOD.....	1
1.1. Opis građevine	2
2. PRORAČUN PROJEKTOG TOPLINSKOG OPTEREĆENJA PREMA NORMI HRN EN 12831	4
2.1. Projektni transmisijski gubitci	4
2.1.1. Transmisijski gubici prema vanjskom okolišu	5
2.1.2. Transmisijski gubici kroz negrijani prostor prema vanjskom okolišu.....	7
2.1.3. Transmisijski gubitci od grijanog prostora prema tlu	8
2.1.4. Transmisijski gubitci topline prema susjednim prostorijama grijanim na različitu temperaturu	10
2.2. Ventilacijski toplinski gubitci	12
2.3. Prostori s prekidom grijanja.....	15
2.4. Ukupno projektno toplinsko opterećenje proizvodnog pogona	16
3. PRORAČUN PROJEKTOG RASHLADNOG OPTEREĆENJA PREMA NORMI HRN VDI 2078	17
3.1. Vanjski toplinski dobitci	18
3.1.1. Toplinski dobitci transmisijom	19
3.1.2. Toplinski dobitci od susjednih prostorija (ispitne stanice)	20
3.1.3. Toplinski dobitci ventilacijom	20
3.2. Unutarnji toplinski dobitci	21
3.2.1. Toplinski dobitci od ljudi.....	21
3.2.2. Toplinski dobitci od opreme	22
3.2.3. Toplinski dobitci od rasvjete.....	23
3.3. Projektno rashladno opterećenje	24
4. DIMENZIONIRANJE OPREME DIZALICE TOPLINE.....	25
4.1. Rad dizalice topline u režimu grijanja	26
4.2. Rad dizalice topline u režimu hlađenja	30
4.3. Dimenzioniranje pločastog izmjenjivača topline	33
4.3.1. Proračun koeficijenta prijelaza topline na strani ogrjevnog medija.....	36
4.3.2. Proračun koeficijentata prijelaza topline na strani radne tvari.....	39
4.3.2.1. Proračun koeficijenta prijelaza topline u zoni I	39
4.3.2.2. Proračun koeficijenta prijelaza topline u zoni II.....	41
4.3.2.3. Proračun koeficijenta prijelaza topline u zoni III	44

4.3.3.	Proračun ukupne potrebne površine izmjene topline.....	46
4.3.3.1.	Proračun potrebne površine izmjene topline za zonu I.....	46
4.3.3.2.	Proračun potrebne površine izmjene topline za zonu II.....	46
4.3.3.3.	Proračun potrebne površine izmjene topline za zonu III.....	47
4.3.3.4.	Ukupna površina izmjene topline.....	48
4.4.	Dimenzioniranje isparivača.....	49
4.4.1.	Proračun koeficijenta prijelaza topline na strani zraka.....	53
4.4.2.	Proračun koeficijenta prijelaza topline na strani radne tvari.....	57
4.4.3.	Potrebna duljina isparivača.....	60
4.5.	Provjera potrebne površine cijevnog izmjenjivača u režimu hlađenja.....	61
4.5.1.	Proračun koeficijenta prijelaza topline na strani radne tvari.....	62
	Koeficijent prijelaza topline na strani zraka:.....	66
4.6.	Dimenzioniranje dvocijevnog sustava grijanja i hlađenja.....	69
4.6.1.	Proračun dimenzije cjevovoda za protok radne tvari.....	69
4.6.2.	Proračun dimenzije cjevovoda za protok ogrjevnog medija.....	70
4.6.3.	Proračun pada tlaka u hidrauličkom krugu u režimu grijanja.....	71
4.6.4.	Proračun pada tlaka u hidrauličkom krugu u režimu hlađenja.....	77
4.6.5.	Odabir primarne i sekundarne pumpe.....	80
4.7.	Dimenzioniranje ekspanzijske posude.....	84
4.8.	Specifikacija i opis opreme sustava.....	87
5.	ZAKLJUČAK.....	90
	LITERATURA.....	91

POPIS SLIKA

Slika 1.	Shema proizvodnog pogona	2
Slika 2.	Konstruktivski elementi proizvodnog pogona a) zidni paneli b) krovni paneli	6
Slika 3.	Presjek zidnog panela	6
Slika 4.	Bivalentno paralelni način rada dizalice topline [9].....	25
Slika 5.	Shema reverzibilne dizalice topline zrak-voda u režimu grijanja [9]	27
Slika 6.	Prikaz točaka procesa u log p, h dijagramu u režimu grijanja	29
Slika 7.	Prikaz točaka procesa u log p, h dijagramu u režimu hlađenja	31
Slika 8.	Dualni pločasti izmjenjivač topline	33
Slika 9.	Protoci medija u izmjenjivaču u slučaju rada dva kompresora (dva kruga radne tvari)	33
Slika 10.	Protoci medija u izmjenjivaču kad radi jedan kompresor (jedan krug radne tvari)	34
Slika 11.	Karakteristične veličine pločastog izmjenjivača topline [13]	35
Slika 12.	T-A dijagram kondenzatora.....	39
Slika 13.	Kondenzacija zasićene pare nekoliko vrsta radnih tvari u ovisnosti o Re_{eq} i faktoru prijenosa topline J_H [15]	42
Slika 14.	Poprečni presjek isparivača	49
Slika 15.	T-A dijagram isparivača	51
Slika 16.	Shematski prikaz presjeka lamele sa modeliranim šesterokutnim orebrenjem oko cijevi [17]	56
Slika 17.	T,A dijagram kondenzatora u režimu hlađenja	68
Slika 18.	Ventilokonvektor SK-ECM 72.....	71
Slika 19.	Radna točka primarne pumpe, temp. režim 50/40 °C	80
Slika 20.	Radna točka primarne pumpe, temp. režim 50/35 °C	81
Slika 21.	Radna točka primarne pumpe, temp. režim 12/7 °C	81
Slika 22.	Radna točka sekundarne pumpe, temp. režim 50/40 °C.....	82
Slika 23.	Radna točka sekundarne pumpe, temp. režim 50/35 °C.....	83
Slika 24.	Radna točka sekundarne pumpe, temp. režim 12/7 °C.....	83

POPIS TABLICA

Tablica 1. Podjela prizvodnog pogona na prostorije	3
Tablica 2. Proračun toplinskih gubitaka prema okolišu	7
Tablica 3. Proračun korekcijskog faktora B'	9
Tablica 4. Očitavanje ekvivalentnog koeficijenta prolaza topline poda [1]	9
Tablica 5. Toplinski gubitci od grijanog poda prema tlu	10
Tablica 6. Toplinski gubitci transmisijom za svaku prostoriju i krov	11
Tablica 7. Proračun potrebnog protoka zraka i koef. toplinskih gubitaka zbog ventilacije ...	14
Tablica 8. Proračun projektnih toplinskih gubitaka uslijed ventilacije	14
Tablica 9. Projektno toplinsko opterećenje pogona za $\theta_e = -9,8\text{ }^\circ\text{C}$	16
Tablica 10. Izračun vanjske (okolišne) projektne temperature	18
Tablica 11. Proračun vanjskih toplinskih dobitaka transmisijom	19
Tablica 12. Proračun toplinskih dobitaka zbog ventilacije	21
Tablica 13. Toplinski dobitci od ljudi prema stupnju aktivnosti [6]	22
Tablica 14. Proračun toplinskih dobitaka od ljudi prema broju ljudi N_p	22
Tablica 15. Proračun toplinskih dobitaka od opreme / uređaja	23
Tablica 16. Projektno toplinsko opterećenje za $\theta_e = -3\text{ }^\circ\text{C}$	26
Tablica 17. Karakteristične točke procesa u režimu grijanja	28
Tablica 18. Karakteristične točke procesa u režimu hlađenja	31
Tablica 19. Računanje pomoćnog faktora C_{1A}	55
Tablica 20. Usporedba toplinskih učina zračnog izmjenjivača	61
Tablica 21. Rad ventilokonvektora u režimu grijanja	72
Tablica 22. Proračun pada tlaka u režimu grijanja, $\Delta T=10\text{ }^\circ\text{C}$, za primarnu stranu	74
Tablica 23. Proračun pada tlaka u režimu grijanja, $\Delta T=10\text{ }^\circ\text{C}$, za sekundarnu stranu	75
Tablica 24. Proračun pada tlaka u režimu grijanja, $\Delta T=15\text{ }^\circ\text{C}$, za primarnu stranu	76
Tablica 25. Proračun pada tlaka u režimu grijanja, $\Delta T=15\text{ }^\circ\text{C}$, za sekundarnu stranu	77
Tablica 26. Pad tlaka u ventilokonvektorima u režimu hlađenja	78
Tablica 27. Proračun pada tlaka u režimu hlađenja, $\Delta T=5\text{ }^\circ\text{C}$, za primarnu stranu	78
Tablica 28. Proračun pada tlaka u režimu hlađenja, $\Delta T=5\text{ }^\circ\text{C}$, za sekundarnu stranu	79
Tablica 29. Podaci o radu primarne pumpe za različite uvjete rada	80
Tablica 30. Podaci o radu sekundarne pumpe za različite uvjete rada	82
Tablica 31. Proračun volumena ogrjevnog/rashladnog medija u cijevima	85
Tablica 32. Postotak širenja vode u ovisnosti o temperaturi, od $10\text{ }^\circ\text{C}$ do polazne temp.	85
Tablica 33. Specifikacija opreme za oba kruga radne tvari	87
Tablica 34. Popis opreme hidrauličkog kruga	89

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

HP-001	Shema spajanja i regulacije (P&ID) - grijanje
HP-002	Shema spajanja i regulacije (P&ID) - hlađenje
HP-003	Shema razvoda cjevovoda grijanja/hlađenja
HP-004	Dispozicija dizalice topline
HP-005	Dispozicija opreme hidrauličkog kruga

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
A_e	m^2/m	Vanjska površina izmjene topline
A_c	m^2	Površina kanala
A_f	m^2/m	Površina lamele
$A_{pod,i}$	m^2	Površina poda prostorije, $i = 1,2,3$
A_i	m^2/m	Unutarnja površina izmjene topline
A_k	m^2	Površina plohe „k“ kroz koju prolazi toplina
A_{kor}	m^2	Korisna površina
A_{kond}	m^2	Površina izmjene topline pločastog izmjenjivača
A_{mt}	m^2/m	Vanjska površina cijevi između lamela
A_p	m^2	Projicirana površina ploča izmjenjivača
A_u	m^2	Unutarnja površina izmjene topline
A_z	m^2	Površina poprečnog presjeka kroz koji struji zrak
$A_{z'}$	m^2	Površina grijanog prostora s $\frac{1}{2}$ debljine zidova
B	m	Duljina cijevnog izmjenjivača topline
COP	-	Faktor učinkovitosti dizalice topline u režimu grijanja
c_p	J/kgK	Specifični toplinski kapacitet
d	m	Promjer
E	-	Učinkovitost lamele
EER	-	Faktor učinkovitosti dizalice topline u režimu hlađenja
f_t	m	Debljina (širina) lamele
Fr	-	Froudeov broj
G	kg/m^2s	Gustoća masenog toka
h	J/kg	Specifična entalpija
H	m	Visina
$H_{V,i}$	W/K	Koeficijent ventilacijskih toplinskih gubitaka
$H_{T,ie}$	W/K	Koeficijent transmisijskog gubitka od grijanog prostora prema okolišu
$H_{T,ig}$	W/K	koeficijent transmisijskog gubitka od grijanog prostora prema tlu

$H_{T,ij}$	W/K	koeficijent transmisijskog gubitka od grijanog prostora prema susjednom grijanom prostoru različite temperature
$H_{T,iue}$	W/K	koeficijent transmisijskog gubitka od grijanog prostora kroz negrijani prostor prema okolišu
i	-	Broj cijevi
k	W/m ² K	Koeficijent prolaza topline
k_f	-	Koeficijent hrapavosti stijenke cijevi
L	m	Duljina
l_l	m	Dužina linijskog toplinskog mosta između vanjskog okoliša i prostorije
n	h ⁻¹	Broj izmjena zraka u prostoriji po satu
N	-	Broj ploča/kanala
Nu	-	Nusseltov broj
P	m	Duljina vanjskih zidova prostorije
p_{isp}	bar	Tlak isparavanja
p_{kond}	bar	Tlak kondenzacije
P_{kompr}	W	Električna snaga kompresora
Pr	-	Prandtlov broj
p_r	-	Reducirani tlak
q	W/m ²	Gustoća toplinskog toka
q_m	kg/s	Maseni protok
R	m ² K/W	Toplinski otpor
Re	-	Reynoldsov broj
s	J/kgK	Specifična entropija
s_1	m	Vertikalni razmak između cijevi
s_2	m	Horizontalni razmak između cijevi
s_f	m	Razmak između lamela
t	m	Debljina ploče
U	W/m ² K	Koeficijent prolaza topline
V_{inf}	m ³ /h	Protok zraka u prostoriju uslijed infiltracije
V_{min}	m ³ /h	Minimalni higijenski protok zraka
V_V	m ³ /h	Protok zraka

V_z	m^3	Volumen zraka
w	m/s	Brzina strujanja
X	-	Modificirana Lockhart-Martinellijeva značajka
x	-	Udio parne faze u zasićenom stanju
α	W/m^2K	Koeficijent prijelaza topline
β	$^\circ$	Kut orebrenja ploče
β_R	-	Omjer vanjske i unutarnje površine izmjene topline
ΔA	%	Postotak predimenzioniranosti pločastog izmjenjivača
Δp	Pa	Pad tlaka
ΔT_m	K	Srednja logaritamska razlika temperatura
ΔU_{TM}	W/m^2K	Dodatak koeficijentu prolaza topline građevnog elementa
ϕ	-	Faktor uvećanja površine pločastog izmjenjivača
Φ_i	W	Projektno toplinsko opterećenje (ukupni toplinski gubitci)
Φ_{isp}	W	Toplinski učin isparivača
Φ_{kond}	W	Toplinski učin kondenzatora
Φ_O	W	Toplinski dobitci od opreme
Φ_P	W	Toplinski dobitci od ljudi
Φ_R	W	Toplinski dobitci od rasvjete
$\Phi_{T,hl}$	W	Transmisijski toplinski dobitci
$\Phi_{T,i}$	W	Transmisijski toplinski gubitci
$\Phi_{V,i}$	W	Ventilacijski toplinski gubitci
$\Phi_{U,hl}$	W	Unutarnji toplinski dobitci
$\Phi_{V,hl}$	W	Vanjski toplinski dobitci
$\Phi_{vent,hl}$	W	Ventilacijski toplinski dobitci
Φ_{RH}	W	Toplinski učin potreban za ponovno zagrijavanje pogona
Φ_{hl}	W	Projektno rashladno opterećenje
Ψ_l	W/mK	Duljinski koeficijent prolaza topline linearnog toplinskog mosta
η	-	Stupanj djelovanja uređaja, iskoristivost
θ_{ads}	$^\circ C$	Temperatura zraka u ispitnoj stanici

θ_e	°C	Vanjska projektna temperatura u režimu grijanja
$\theta_{e,hl}$	°C	Vanjska projektna temperatura u režimu hlađenja
$\theta_{i,ul}$	°C	Temperatura ogrjevnog/rashladnog medija na ulazu u pločasti izmjenjivač
$\theta_{i,iz}$	°C	Temperatura ogrjevnog/rashladnog medija na izlazu iz pločastog izmjenjivača
θ_{int}	°C	Unutarnja projektna temperatura grijanog prostora
$\theta_{int,hl}$	°C	Unutarnja projektna temperatura hlađenog prostora
θ_{isp}	°C	Temperatura isparavanja
θ_{kond}	°C	Temperatura kondenzacije
$\theta_{m,e}$	°C	Srednja godišnja vanjska temperatura
θ_{EG}	°C	Temperatura ogrjevnog/rashladnog medija
λ	W/mK	Toplinska provodnost
ρ	kg/m ³	Gustoća
μ	Pa s	Dinamička viskoznost

SAŽETAK

U ovom diplomskom radu prikazan je postupak projektiranja dizalice topline koja radi na principu izmjene topline zrak-voda za potrebe grijanja i hlađenja proizvodnog pogona na području grada Sesveta. U režimu grijanja kompaktna dizalica topline radi u temperaturnom režimu 50/40°C, a u režimu hlađenja radi u temperaturnom režimu 7/12°C. Korisna površina pogona za proizvodnju i testiranje rashladnih agregata i dizalica topline iznosi 660 m². Kao temelj proračuna bilo je potrebno izračunati projektno toplinsko opterećenje pogona prema normi HRN EN 12831 i projektno rashladno opterećenje pogona prema normi VDI 2078.

Reverzibilna dizalica topline sastoji se od dva rashladna kruga koja koriste R290 (propan) kao radnu tvar. Hidraulički krug, koji prenosi toplinsku i rashladnu energiju do potrošača, koristi vodenu otopinu etilen-glikola kao ogrjevni/rashladni medij. Hidraulički krug čini dvocijevni razvodni sustav sa ventilokonvektorima smještenim na predložene lokacije unutar pogona.

Rezultati proračuna toplinskog i rashladnog opterećenja pokazali su da projektno toplinsko opterećenje iznosi $\Phi_i = 61,8$ kW pri vanjskoj projektnoj temperaturi od -9,8 °C, a projektno rashladno opterećenje iznosi $\Phi_{hl} = 30,19$ kW pri vanjskoj projektnoj temperaturi od 36,1 °C. Uzevši u obzir da je toplinsko opterećenje veće od rashladnog, dizalica topline dimenzionirana je prema toplinskom opterećenju. Međutim, uzevši u obzir da je temperatura zraka (kao toplinskog spremnika) varijabilna na dnevnoj, odnosno satnoj razini, dizalica topline projektirana je za vanjsku temperaturu od -3 °C u režimu grijanja kako sustav u konačnici ne bi bio predimenzioniran. Na taj način, dizalica topline može dati 50,8 kW toplinskog toka za potrebe grijanja. Kad vanjska temperatura padne ispod -3 °C, nedostatak toplinskog toka prema potrebi nadoknađuju električni grijači, smješteni unutar akumulacijskog spremnika, koji dogrijavaju medij do polazne temperature. Odabirom ovakve izvedbe, dizalica topline radi učinkovitije.

Ključne riječi: proračun i dimenzioniranje dizalice topline zrak-voda, grijanje i hlađenje proizvodne hale, dimenzioniranje hidrauličkog kruga

SUMMARY

This master's thesis presents the process of designing a reversible heat pump that operates on the principle of air-to-water heat exchange for heating and cooling of the production facility located in Sesvete, a city district of Zagreb. In heating mode, the compact heat pump operates at a temperature regime of 50/40 °C. In cooling mode, it operates at a temperature regime of 7/12 °C. The useful area of the production hall, including the testing facility, equals 660 m². The basis for calculation and design was to determine the design heating load of the facility according to the HRN EN 12831 standard. Likewise, the design cooling load was calculated according to the VDI 2078 standard.

The heat pump chosen for this facility consists of two refrigeration circuits which use R290 (propane) as a refrigerant. The required heating or cooling energy is distributed through the facility using a 2-pipe system which uses a mixture of water and ethylene-glycol as an energy transfer medium. Furthermore, fan coils installed at proposed locations transfer the heating or cooling energy into the rooms of the facility.

The results of the thermal load analysis indicated a design heating load of $\Phi_{gr} = 61,8$ kW at the outside temperature of -9,8 °C. Likewise, cooling load analysis indicated a design cooling load of $\Phi_{hl} = 30,19$ kW at the outside temperature of 36,1 °C. According to these thermal loads, calculations were made to dimension the components of the refrigeration circuits and the hydraulic circuit which includes an accumulation tank and two circulation pumps. Considering that the heating load is greater than the cooling load, the heat pump was designed according to the design heating load. However, considering that the outside air temperature is variable throughout the day, the heat pump was designed for the outside air temperature of -3 °C instead of -9,8 °C in heating mode in order to avoid oversizing of the system. Therefore, the heat pump can supply 50.8 kW for heating needs at the outside temperature of -3°C. When the outside temperature drops below the design temperature of -3 °C, electric heaters installed within the accumulation tank supply the remaining heating load as needed before entering the distribution system. This results in heat pump operating more efficiently.

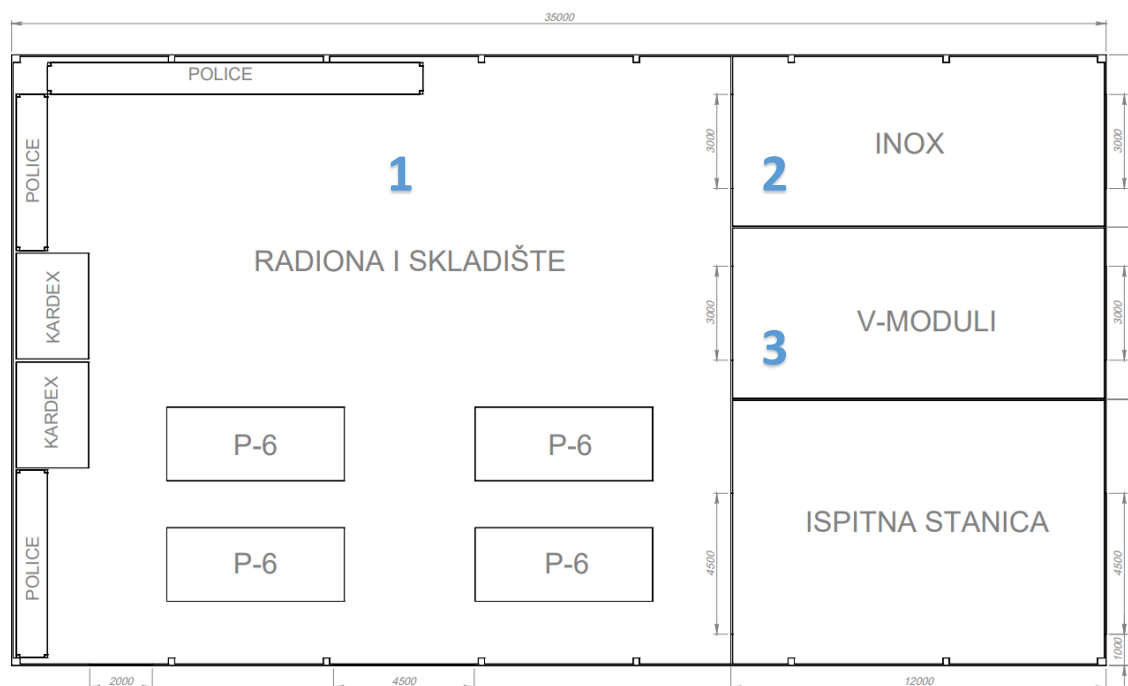
Key words: calculation and design of an air-to-water heat pump, heating and cooling of a manufacturing facility, hydraulic circuit design

1. UVOD

Postizanje konkurentnog niskougličnog gospodarstva jedan je od najopširnijih, najvažnijih i najsloženijih ciljeva EU do 2050. godine. Ostvarivanjem tog cilja, među ostalim, EU bi u konačnici postala klimatski neutralna. Niskouglično gospodarstvo moguće je postići prvenstveno razvijanjem i upotrebom naprednih sustava opskrbe toplinskom i rashladnom energijom. Projektiranje novih zgrada (stambenih i nestambenih) definirano je brojnim normama i propisima, sve u cilju postizanja visoke energetske učinkovitosti i energetske neovisnosti građevine. Jedna od neizostavnih tehnologija u ostvarivanju prethodno spomenutih ciljeva EU je korištenje dizalica topline. Dizalice topline su uređaji namijenjeni grijanju, hlađenju ili istovremenom grijanju i hlađenju. Energetski gledano, dizalica topline je uređaj koji uzima toplinski tok iz toplinskog spremnika niže temperature (najčešće je to okolišnji zrak ili voda) i prebacuje ga u topliji spremnik na višoj temperaturi uz utrošak mehaničke energije koja je neposredno dobivena iz električne energije. Termodinamički gledano, ovaj proces spada u lijevokretne procese. Dizalice topline su komparativno bolje od konvencionalnih ogrjevnih i rashladnih uređaja koji koriste fosilna goriva kao energent. Ukoliko je električna energija za pogon dizalica topline dobivena iz obnovljivih izvora energije, tada dizalica topline postaje energetski neutralna u bilanci emisija CO₂ tijekom rada. Prema tome, nameće se kao ključno i neizostavno rješenje u opskrbi toplinskom/rashladnom energijom u sadašnjosti, a jednako tako i u budućnosti. U ovom radu prikazan je postupak projektiranja reverzibilne dizalica topline koja koristi prirodnu radnu tvar R290. Toplinsko i rashladno opterećenje proračunati će se prema relevantnim normama koje služe za definiranje osnovnih parametara i komponenata sustava dizalica topline zrak-voda.

1.1. Opis građevine

Proizvodni pogon je građevina gabaritnih dimenzija 35x19,4x6,7 m korisne površine $A_k = 660 \text{ m}^2$. Shema proizvodnog pogona prikazana je na Slici 1. Proizvodni pogon podijeljen je u više prostorija od kojih svaka ima svoju namjenu u procesu proizvodnje rashladnih/ogrjevnih uređaja. Proizvodni pogon sastoji se od 4 glavne prostorije; glavne radione sa skladištem, radione za inox cijevi, radione za sastavljanje kondenzatorskih V-modula i prostorija za ispitivanje uređaja (ispitna stanica).



Slika 1. Shema proizvodnog pogona

Konstrukcija proizvodnog pogona je montažna. Nosivi stupovi, poprečne grede i krov su od čelika, a zidovi i pokrov proizvodnog pogona sastoje se od montažnih izolacijskih panela. Detalji konstrukcije su opisani preciznije u Poglavlju 2.

Sastavljanje i testiranje uređaja je energetska i prostorno zahtjevan proces. Općenito, uređaji većih kapaciteta (toplinskog ili rashladnog učina) su proporcionalno tome i velikih dimenzija što znači da proizvodni pogon mora imati veliku površinu kako bi se nekoliko uređaja moglo sklapati istovremeno. Projektiranje toplinskih i rashladnih opterećenja proizvodnog pogona je specifično zbog velikih dimenzija i dinamike samog korištenja zgrade. Toplinsko i rashladno opterećenje neće se računati za ispitnu stanicu budući da će ona imati vlastiti sustav opskrbe toplinskom i rashladnom energijom prema zahtjevima testiranja odnosno projektnim

vrijednostima uređaja koji će se testirati. Za preostale prostorije proizvodnog pogona, prema Tablici 1., napravljen je pregled površine koja će se grijati odnosno hladiti.

Tablica 1. Podjela proizvodnog pogona na prostorije

Dio proizvodnog pogona	Površina [m ²]
Radiona i skladište (Prostorija 1)	$A_1 = 446,2$
Izrada cjevovoda (Prostorija 2)	$A_2 = 64,8$
Izrada V-modula (Prostorija 3)	$A_3 = 60$

2. PRORAČUN PROJEKTOG TOPLINSKOG OPTEREĆENJA PREMA NORMI HRN EN 12831

Metoda proračuna projektnog (normiranog) toplinskog opterećenja prikazana je u normi HRN EN 12831 [1]. Proračun projektnog toplinskog opterećenja služi kao temelj za projektiranje dizalice topline budući da daje jasan uvid u toplinski učin potreban za održavanje stalne temperature unutar promatrane građevine. Budući da se radi o proizvodnom pogonu koji nije stambene namjene, u obzir treba uzeti brojne uvjete specifične za proizvodne pogone prikazane i objašnjene u sljedećim poglavljima.

Odabir vanjske projektne temperature je jedan od polaznih parametara proračuna. Uzevši da je grad Sesvete blizu grada Zagreba, mogu se uzeti meteorološki podaci koji vrijede za grad Zagreb. Prema meteorološkim podacima preuzetim iz Tehničkog propisa o racionalnoj uporabi energije i toplinskoj zaštiti u zgradama [2] za meteorološku postaju Zagreb-Grič može se očitati najniža godišnja temperatura $\theta_e = -9,8 \text{ °C}$ pa se ta temperatura uzima za projektiranje toplinskog opterećenja. Algoritam norme temelji se na jednadžbi (1) koja definira projektne toplinske gubitke (Φ_i) zgrade kao zbroj transmisijskih ($\Phi_{T,i}$) i ventilacijskih ($\Phi_{V,i}$) gubitaka prostorija i toplinu potrebnu za ponovno zagrijavanje nakon prestanka rada sustava grijanja (Φ_{RH}).

$$\Phi_i = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i} + \Phi_{RH} \quad [\text{W}] \quad (1)$$

2.1. Projektni transmisijski gubici

Projektni transmisijski gubici nastaju zbog prolaska topline kroz stijenke konstrukcije, odnosno kroz zidove građevine prema vanjskom okolišu. Kod transmisijskih gubitaka treba uzeti u obzir toplinske mostove. Toplinski mostovi predstavljaju područja ili mjesta u konstrukciji koja imaju niži toplinski otpor (zbog promjene debljine ili vrste materijala ili općenito načina spajanja različitih građevnih materijala) što znači da se na tim dijelovima značajnije gubi toplina. Tijekom projektiranja sustava grijanja i hlađenja proizvodnog pogona, uzima se da je svaka od 3 prostorije grijana na istu temperaturu. Prema tome, cijela građevina može se promatrati kao jedna toplinska zona koja će se grijati na temperaturu $\theta_{\text{int}} = 20\text{°C}$. U proračunu toplinskog opterećenja, uzeti su u obzir samo toplinski mostovi na vanjskoj ovojnici građevine prema okolišu. Jednadžba iz norme za računanje projektnih transmisijskih gubitaka je sljedeća:

$$\Phi_{T,i} = (H_{T,ie} + H_{T,iue} + H_{T,ig} + H_{T,ij}) * (\theta_{int,i} - \theta_e) \quad [W] \quad (2)$$

u kojoj je:

$H_{T,ie}$ – koeficijent transmisijskog gubitka od grijanog prostora prema okolišu [W/K]

$H_{T,iue}$ – koeficijent transmisijskog gubitka od grijanog prostora kroz negrijani prostor prema okolišu [W/K]

$H_{T,ig}$ – koeficijent transmisijskog gubitka od grijanog prostora prema tlu [W/K]

$H_{T,ij}$ – koeficijent transmisijskog gubitka od grijanog prostora prema susjednom grijanom prostoru različite temperature [W/K]

$\theta_{int,i}$ – unutarnja projektana temperatura grijanog prostora [°C]

θ_e – vanjska projektana temperatura [°C]

2.1.1. Transmisijski gubici prema vanjskom okolišu

Transmisijski gubici prema vanjskom okolišu računaju se prema jednadžbi (3) pomoću koje se određuje koeficijent transmisijskih gubitaka prema vanjskom okolišu $H_{T,ie}$.

$$H_{T,ie} = \sum_k A_k U_k e_k + \sum_l \Psi_l l e_l \quad [W/K] \quad (3)$$

u kojoj je:

A_k – površina plohe „k“ kroz koju prolazi toplina [m²]

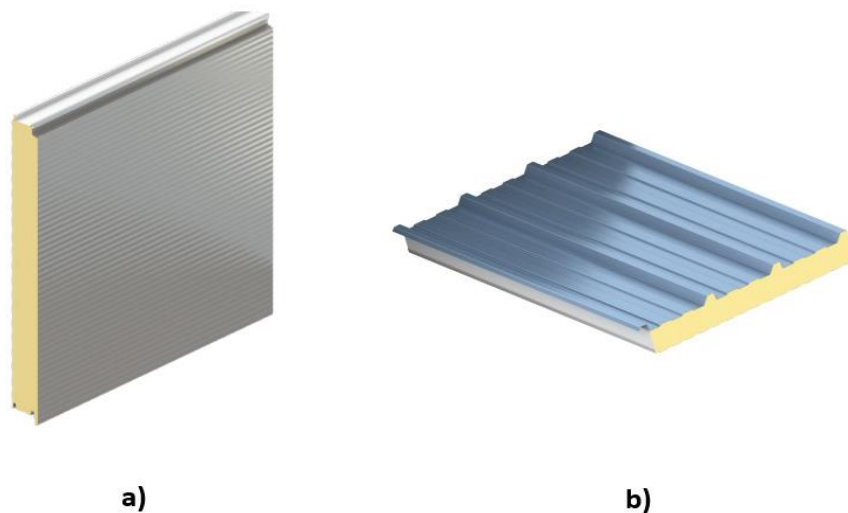
e_k, e_l – korekcijski faktori izloženosti koji uzimaju u obzir klimatske utjecaje, odabrana vrijednost 1

U_k – koeficijent prolaza topline elementa građevine [W/m²K]

l_l – dužina linijskog toplinskog mosta između vanjskog okoliša i prostorije [m]

Ψ_l – duljinski koeficijent prolaza topline linearnog toplinskog mosta „l“ [W/mK]

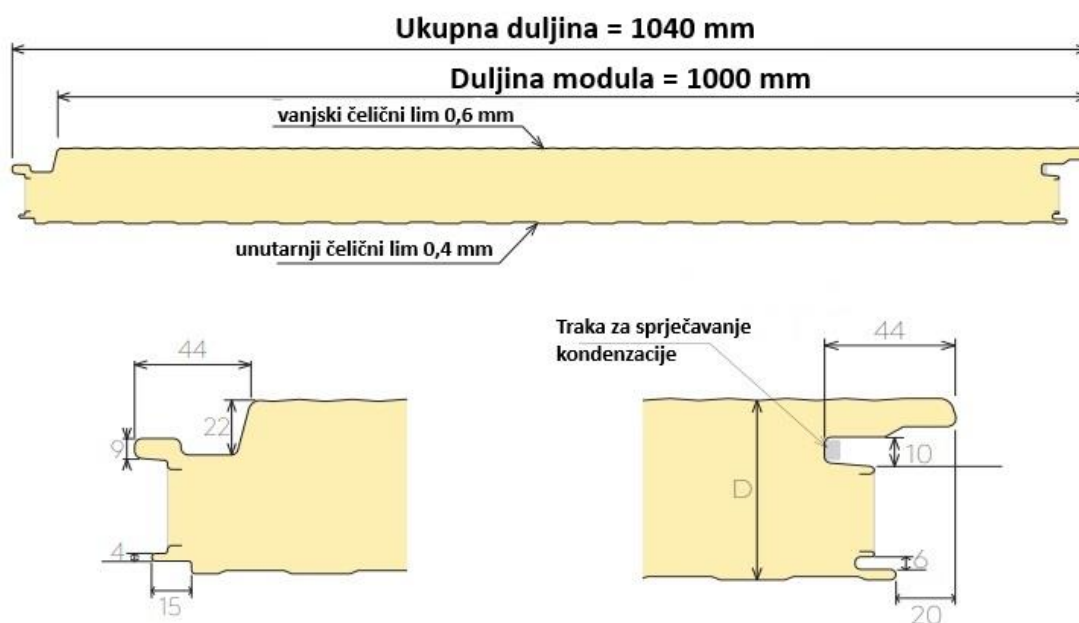
Za konstrukciju zidova proizvodnog pogona odabrani su montažni paneli proizvođača Kingspan debljine izolacije 60 mm, a krov od krovnih montažnih panela sa izolacijom debljine 60 mm. Presjek montažnih panela prikazan je na Slici 2. [3]



Slika 2. Konstrukcijski elementi proizvodnog pogona

a) zidni paneli b) krovni paneli

Slika 3. prikazuje presjek zidnog panela. Vidljivi su elementi koji omogućuju stabilan, čvrsti spoj pri ugradnji te smanjuju toplinske gubitke i sprječavaju kondenzaciju vlage [3].



Slika 3. Presjek zidnog panela

Industrijska sekcijaska čelična vrata dimenzija 4,5x4m i 3x2m imaju toplinsku izolaciju debljine 40 mm. Obična ulazna vrata su isto toplinski izolirana (42mm) i pružaju visok stupanj zabrtvljenosti. Toplinski mostovi između spojeva panela zid-zid, zid-krov i vrata-zid mogu se

zanemariti zbog vrlo dobrog brtvljenja i izolacije materijala. Međutim, zbog neizoliranosti poda, toplinski most na spoju poda sa zidovima i vratima ne može se zanemariti pa se koeficijent prolaza topline ovih elemenata povećava za $\Delta U_{TM} = 0,1 \frac{W}{m^2K}$ prema uputi iz [2]. Sukladno tome, jednadžba (4) može se pojednostaviti:

$$H_{T,ie} = \sum_k A_k (U_k + \Delta U_{TM}) e_k \quad (4)$$

Proračun toplinskih gubitaka transmisijom prema vanjskom okolišu prikazan je u Tablici 2.

Tablica 2. Proračun toplinskih gubitaka prema okolišu

	A_k [m ²]	$U + \Delta U_{TM}$ [W/m ² K]	$A_k * (U + \Delta U_{TM}) * e$ [W/K]
Vanjski zid (S)	234,50	0,38+0,1=0,48	112,56
Vanjski zid (J)	128,3	0,38+0,1=0,48	61,58
Vanjski zid (I)	65,54	0,38+0,1=0,48	31,5
Vanjski zid (Z)	141,55	0,38+0,1=0,48	67,94
Vrata 1 (J)	18	1,2+0,1=1,3	23,4
Vrata 2 (J)	6	1,2+0,1=1,3	7,8
Vrata 3 (J)	1,8	0,72+0,1=0,82	1,47
Vrata 4 (I)	21	1,2+0,1=1,3	27,3
Krov	571	0,36	205,56
Ukupno:			$H_{T,ie} = 539,1$ W/K

2.1.2. Transmisijski gubici kroz negrijani prostor prema vanjskom okolišu

Transmisijski gubici prema vanjskom okolišu od grijanog kroz negrijani prostor računaju se prema jednadžbi (5) pomoću koje se određuje koeficijent transmisijskih gubitaka prema vanjskom okolišu $H_{T,iue}$.

$$H_{T,iue} = \sum_k A_k U_k b_u + \sum_l \Psi_l b_u e_u \quad [W/K] \quad (5)$$

u kojoj je:

b_u – faktor smanjenja temperaturne razlike koji uzima u obzir temperaturu negrijanog prostora i vanjsku projektnu temperaturu

Budući da proizvodni pogon nema negrijanih prostorija, koeficijent toplinskih gubitaka od negrijanih prostora može se zanemariti.

2.1.3. Transmisijski gubici od grijanog prostora prema tlu

Transmisijski gubici od grijanog prostora prema tlu računaju se prema sljedećoj jednadžbi:

$$H_{T,ig} = f_{g1} f_{g2} \left(\sum_k A_k U_{eq,k} \right) G_w \quad [\text{W/K}] \quad (6)$$

u kojoj je:

f_{g1} – korekcijski faktor za utjecaj godišnje oscilacije vanjske temperature (odabrana vrijednost 1,45 prema predlošku iz norme)

f_{g2} – korekcijski faktor smanjenja temperaturne razlike koji uzima u obzir razliku između godišnje srednje vanjske i vanjske projektne temperature prema jednadžbi (6)

$U_{eq,k}$ – ekvivalentni koeficijent prolaza topline iz tablica i dijagrama prema tipologiji poda

G_w – korekcijski faktor za utjecaj podzemne vode, odabrana vrijednost 1 jer je udaljenost poda od podzemne vode veća od 1 m

Korekcijski faktor f_{g2} računa se prema sljedećoj jednadžbi:

$$f_{g2} = \frac{\theta_{int,i} - \theta_{m,e}}{\theta_{int,i} - \theta_e} = \frac{20 - 11,6}{20 + 9,8} = 0,282 \quad [-] \quad (7)$$

u kojoj je:

$\theta_{m,e}$ – srednja godišnja vanjska temperatura, iznosi $\theta_{m,e} = 11,6^\circ\text{C}$ [2]

Kako bi odredili koeficijent prolaza topline poda $U_{eq,k}$ potrebno je izračunati karakteristični parametar (korekcijski faktor) B' prema jednadžbi (7), a postupak je prikazan u Tablici 3. za svaku prostoriju. Nakon toga, potrebno je očitati koeficijent prolaza topline poda i uzeti u obzir izvedbu konstrukcije poda. Vrijednost $U_{eq,bf,i}$ očitana je iz Tablice 4. [1] za neizolirani betonski pod u razini tla ($z = 0$ m).

$$B' = \frac{A_{\text{pod},i}}{0,5P} \quad [\text{m}] \quad (8)$$

u kojoj je:

$A_{\text{pod},i}$ – površina poda prostorije, m^2

P – ukupna dužina vanjskih zidova prostorije koji odvajaju grijani dio od okoliša

Tablica 3. Proračun korekcijskog faktora B'

Prostorija 1	$B' = \frac{A_{\text{pod},1}}{0,5P} = \frac{446,2}{0,5*(23*2+19,4)} = 13,64 \text{ m}$
Prostorija 2	$B' = \frac{A_{\text{pod},2}}{0,5P} = \frac{64,8}{0,5*(12+5,4)} = 7,49 \text{ m}$
Prostorija 3	$B' = \frac{A_{\text{pod},3}}{0,5P} = \frac{60}{0,5*5} = 24 \text{ m}$

Tablica 4. Očitavanje ekvivalentnog koeficijenta prolaza topline poda [1]

$B' [\text{m}]$	$U_{\text{equiv,bf}} (\text{za } z = 0 \text{ m}) \text{ W/m}^2\text{K}$				
	bez izolacije	$U_{\text{floor}} = 2,0 \text{ W/m}^2\text{K}$	$U_{\text{floor}} = 1,0 \text{ W/m}^2\text{K}$	$U_{\text{floor}} = 0,5 \text{ W/m}^2\text{K}$	$U_{\text{floor}} = 0,25 \text{ W/m}^2\text{K}$
2	1,30	0,77	0,55	0,33	0,17
4	0,88	0,59	0,45	0,30	0,17
6	0,68	0,48	0,38	0,27	0,17
8	0,55	0,41	0,33	0,25	0,16
10	0,47	0,36	0,30	0,23	0,15
12	0,41	0,32	0,27	0,21	0,14
14	0,37	0,29	0,24	0,19	0,14
16	0,33	0,26	0,22	0,18	0,13
18	0,31	0,24	0,21	0,17	0,12
20	0,28	0,22	0,19	0,16	0,12

Za neizolirani betonski pod u proizvodnom pogonu je iz Tablice 3 izračunata interpolacijom vrijednost $U_{\text{eq,bf},1} = 0,38 \text{ W/m}^2\text{K}$ za prostoriju 1, $U_{\text{eq,bf},2} = 0,58$ za prostoriju 2 i pretpostavljen je $U_{\text{eq,bf},3} = 0,25$ za prostoriju 3. Kada su poznate sve relevantne veličine, izračunati su toplinski gubici prema jednadžbi (5) koji su prikazani u Tablici 5.

Tablica 5. Toplinski gubitci od grijanog poda prema tlu

Prostorija 1	$H_{T,ig,1} = f_{g1} f_{g2} \sum_i (A_i U_{eq,bf,i}) = 1,45 * 0,282 * (446,2 * 0,38)$ $= 69,3 \text{ W/K}$
Prostorija 2	$H_{T,ig,3} = f_{g1} f_{g2} \sum_i (A_i U_{eq,bf,i}) = 1,45 * 0,282 * (60 * 0,25)$ $= 6,13 \text{ W/K}$
Prostorija 3	$H_{T,ig,2} = f_{g1} f_{g2} \sum_i (A_i U_{eq,bf,i}) = 1,45 * 0,282 * (64,8 * 0,58)$ $= 15,365 \text{ W/K}$

2.1.4. Transmisijski gubitci topline prema susjednim prostorijama grijanim na različitu temperaturu

Koeficijent transmisijskih gubitaka $H_{T,ij}$ iz jednadžbe (2) može se računati jer s grijanim prostorom proizvodnog pogona graniči ispitna stanica koja će se vlastitim sustavom grijati na jednaku projektnu temperaturu. Međutim, tijekom ispitivanja uređaja u režimu grijanja, u ispitnoj stanici će se simulirati vrlo niske okolišnje temperature tijekom nekoliko sati. Za potrebe ovog proračuna, za temperaturu u ispitnoj stanici uzima se $\theta_{ads} = -4 \text{ °C}$ kao uobičajena temperatura ispitivanja uređaja u režimu grijanja. Prema tome, postoje toplinski gubici koji se mogu uzeti u obzir, a koji nastaju zbog izmjene topline kroz pregradne zidove iz proizvodnog pogona u ispitnu stanicu. Pregradni zid između pogona i ispitne stanice je istih svojstava kao vanjski zid ($U_k = 0,48 \text{ W/m}^2\text{K}$). Koeficijent transmisijskih gubitaka $H_{T,ij}$ računa se prema sljedećoj jednadžbi:

$$H_{T,ij} = \sum_k f_{ij} A_{z,is} U_k \quad [\text{W/K}] \quad (9)$$

u kojoj je:

f_{ij} – faktor smanjenja temperaturne razlike koji se računa prema (9):

$$f_{ij} = \frac{\theta_{int,i} - \theta_{ads}}{\theta_{int,i} - \theta_e} = \frac{20 + 4}{20 + 9,8} = \frac{24}{29,8} = 0,805 \quad [-] \quad (10)$$

$A_{z,1s}$ – Površina zida koje ispitna stanica dijeli sa grijanim prostorom proizvodnog pogona, sastoji se od dva zida prema Slici 1., ukupne površine otprilike 151 m². Sukladno tome, toplinski gubici prostorije 1, prema jednadžbi (9):

$$H_{T,1j} = \sum_k f_{ij} A_{z,1s} U_k = 0,805 * 65,3 * 0,48 = 23,3 \frac{W}{K}$$

Toplinski gubici prostorije 3:

$$H_{T,3j} = \sum_k f_{ij} A_{z,2s} U_k = 0,805 * 85,4 * 0,48 = 31 \frac{W}{K}$$

Kada su izračunate sve kategorije toplinskih gubitaka po prostorijama, treba ih zbrojiti kako bi se saznali ukupni toplinski gubici zbog izmjene topline transmisijom. U Tablici 6. prikazani su ukupni projektni toplinski gubici $\Phi_{T,1}$ koji su izračunati prema jednadžbi (2) za svaku prostoriju. U izračunu $H_{T,ie}$ je uzeta u obzir površina krova svake prostorije.

Tablica 6. Toplinski gubici transmisijom za svaku prostoriju i krov

Prostorija 1	$\Phi_{T,1} = (H_{T,1e} + H_{T,1g} + H_{T,1j}) * (\theta_{int,i} - \theta_e) =$ $= (396,8 + 25,24 + 69,3) * (20 + 9,8) = 14642 \text{ W}$
Prostorija 2	$\Phi_{T,2} = (H_{T,2e} + H_{T,2g}) * (\theta_{int,i} - \theta_e) =$ $= (92,2 + 6,13) * (20 + 9,8) = 2930 \text{ W}$
Prostorija 3	$\Phi_{T,3} = (H_{T,3e} + H_{T,3g} + H_{T,3j}) * (\theta_{int,i} - \theta_e) =$ $= (50,2 + 15,36 + 33,01) * (20 + 9,8) = 2937 \text{ W}$
Ukupno:	$\Phi_{T,i} = \Phi_{T,1} + \Phi_{T,2} + \Phi_{T,3} = 20506 \text{ W}$

2.2. Ventilacijski toplinski gubitci

Ventilacija je potrebna zbog ostvarivanja toplinske ugodnosti, minimalnih higijenskih zahtjeva i zbog sigurnosti. U proizvodnom pogonu postoji kontrolirana prirodna i nekontrolirana prirodna ventilacija (infiltracija). Prema normi HRN EN 12831 projektni ventilacijski toplinski gubitci računaju se prema jednadžbi (8):

$$\Phi_{V,i} = H_{V,i}(\theta_{int,i} - \theta_e) \quad [\text{W}] \quad (11)$$

U kojoj je:

$H_{V,i}$ – koeficijent ventilacijskih toplinskih gubitaka koji se računa prema (12):

$$H_{V,i} = V_{V,i} * \rho * c_p \quad [\text{W/K}] \quad (12)$$

Ako pretpostavimo konstantnu gustoću ρ i toplinski kapacitet c_p zraka, jednadžba (12) se pojednostavljuje:

$$H_{V,i} = V_{V,i} * 0,34 \quad [\text{W/K}] \quad (13)$$

Ventilacija proizvodnog pogona je prirodna ako uzmemo u obzir otvaranje velikih radioničkih vrata (dimenzija 4,5x3 m) prostorija prilikom utovara i istovara materijala i uređaja. Općenito, otvaranje vrata (običnih i industrijskih sekcijских) tijekom rada proizvodnog pogona može se ubrojiti u prozračivanje, zbog zahtjeva minimalne toplinske ugodnosti i kvalitete zraka. Valja napomenuti kako će se toplinska energija za grijanje dovesti pomoću ventilokonvektora. Pomoću jednadžbe (14) određuje se protok zraka V_V bez mehančkog ventilacijskog sustava.

$$V_{V,i} = \max(V_{inf}, V_{min}) \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (14)$$

u kojoj je:

V_{inf} – maksimalni protok zraka u prostoriju uslijed infiltracije kroz zatore, m^3/h

V_{min} – minimalni higijenski protok zraka, m^3/h

Volumen zraka v_z u pogonu može se izračunati sa dovoljnom točnošću prema njegovim unutarnjim dimenzijama prema jednadžbi (15). Uzima se efektivna visina pogona od 6,7 m.

$$V_z = (35 * 19,4 * 6,7) - (12 * 9 * 6,7) \approx 3825 \quad [\text{m}^3] \quad (15)$$

Protok zraka u prostoriju uslijed infiltracija kroz zatore V_{inf} računa se prema jednadžbi (16):

$$V_{\text{inf}} = 2 * V_z * n_{50} * e_i * \varepsilon_i = 2 * 3825 * 1 * 0,05 * 1 = 371,2 \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (16)$$

u kojoj je:

- n_{50} – broj izmjena zraka u prostoriji po satu pri razlici tlaka 50 Pa između prostorije i vanjskog okoliša, zbog dobro zabrtvljenih prozora i vrata uzima se vrijednost $n_{50} = 1$ prema preporuci iz norme
- e_i – koeficijent zaštićenosti; u ovom slučaju zgrada nije okružena drugim zgradama, osim što se jedna zgrada nalazi bliže sa istočne strane na udaljenosti od otprilike 20 m. Prema tome, proizvodni pogon spada u nezaštićene građevine izložene vjetru. Pogon ima više vanjskih otvora (radionička vrata za utovar/istovar uređaja i materijala, ulazna vrata) pa se uzima vrijednost $e_i = 0,05$.
- ε_i – korekcijski faktor za visinu; visina grijanog prostora ne prelazi 10 m, pa se uzima vrijednost $\varepsilon_i = 1$.

Minimalni higijenski protok zraka računa se prema jednadžbi (17), a rezultati su prikazani za svaku prostoriju u Tablici 7.

$$V_{\text{min}} = V_{z,\text{pot}} * n_{\text{min}} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (17)$$

Zbog velikog volumena zraka u pogonu (preko 100 m³ zraka po osobi) i postojanja kontrolirane prirodne ventilacije, potrebno je odrediti minimalnu satnu izmjenu zraka n . Odabir ove vrijednosti satne izmjene zraka ima više čimbenika. U prostoriji 1, zona disanja i rada može se uzeti do visine od 3,5 m, a to znači da bi trebalo izmijeniti otprilike pola ukupnog volumena zraka prostorije po satu ($V_{z,\text{pot},1} \approx 1800 \text{ m}^3/\text{h}$, odnosno $n_1 = 0,5$). U prostorijama 2 i 3 zbog obrade metala i drugih materijala te korištenja postupka zavarivanja u zoni disanja se stvara prašina i postoji koncentracija zagađivača pa se za minimalnu potrebnu izmjenu zraka uzima $n_2 = n_3 = 2$. Treba uzeti u obzir da će se u prostorijama 2 i 3 koristiti mehanički sustav odsisa zraka. Odsisani zrak se nadoknađuje prirodnom ventilacijom koja je uzeta u obzir prilikom odabira satne izmjene zraka.

Tablica 7. Proračun potrebnog protoka zraka i koef. toplinskih gubitaka zbog ventilacije

	Minimalni protok zraka [m ³ /h]	Koef. toplinskih gubitaka [W/K]
Prostorija 1	$V_{\min,1} = v_{z,1} * n_1 = 2990 * 0,5 = 1495$	$H_{V,1} = 1495 * 0,34 = 508,2$
Prostorija 2	$V_{\min,2} = v_{z,2} * n_2 = 434 * 2 = 868$	$H_{V,2} = 868 * 0,34 = 295,3$
Prostorija 3	$V_{\min,3} = v_{z,3} * n_3 = 402 * 2 = 804$	$H_{V,3} = 804 * 0,34 = 273,4$
Ukupno:	$V_{\min} = V_V = 1495 + 804 + 868 = 3167$	$H_V = \sum_i H_{V,i} = 1076,8$

Shodno tome, minimalni potrebni protok zraka $V_V = V_{\min}$ iznosi 3167 m³/h. Ukupni koeficijent ventilacijskih toplinskih gubitaka prema jednadžbi (13) iznosi:

$$H_V = V_V * 0,34 = 3167 * 0,34 = 1076,8 \frac{W}{K}$$

Na kraju, projektni ventilacijski toplinski gubici izračunati su prema jednadžbi (11) za cijeli proizvodni pogon i za svaku prostoriju posebno, prikazani u Tablici 8.

Tablica 8. Proračun projektnih toplinskih gubitaka uslijed ventilacije

Prostorija 1	$\Phi_{V,1} = H_{V,1}(\theta_{\text{int},i} - \theta_e) = 508,22 * 29,8 = 15145 \text{ W}$
Prostorija 2	$\Phi_{V,2} = H_{V,2}(\theta_{\text{int},i} - \theta_e) = 295,23 * 29,8 = 8798 \text{ W}$
Prostorija 3	$\Phi_{V,3} = H_{V,3}(\theta_{\text{int},i} - \theta_e) = 273,36 * 29,8 = 8147 \text{ W}$
Ukupno:	$\Phi_{V,i} = H_V(\theta_{\text{int},i} - \theta_e) = 1076,8 * (20 + 15) = 32090 \text{ W}$

2.3. Prostori s prekidom grijanja

Prema [1] potrebna toplina ponovnog zagrijavanja ovisi o:

- Toplinskom kapacitetu građevnih elemenata
- Vremenu potrebnom za zagrijavanje objekta na traženu temperaturu grijanja
- Padu temperature tijekom prekida grijanja
- Svojstvima sustava regulacije

Toplina potrebna za ponovno zagrijavanje pogona računa se prema jednadžbi (18):

$$\Phi_{RH} = A_{z'} * f_{RH} = 574,4 * 16 = 9190 \text{ W} \quad [\text{W}] \quad (18)$$

u kojoj je:

$A_{z'}$ – Površina grijanog prostora s $\frac{1}{2}$ debljine zidova, prema jednadžbi (19):

$$A_{z'} = 23,06 * 19,44 + 12,06 * 10,46 = 574,4 \quad [\text{m}^2] \quad (19)$$

f_{RH} – korekcijski faktor ovisan o vremenu zagrijavanja i pretpostavljenom padu temperature za vrijeme prekida grijanja [W/m^2].

Proizvodni pogon ne radi preko noći te se općenito može pretpostaviti da će prekid grijanja trajati 12 h. Zbog montažne metalne konstrukcije, vanjski zidovi nemaju veliki volumen niti masu poput betonskih zidova pa nemaju ni svojstvo akumulacije topline kakvo bi se očekivalo kod stambenih zgrada. Prema tome, može se pretpostaviti prema uputama iz norme:

- Masa zgrade pogona – srednja
- Proizvodni pogon tijekom noći ohladiti će se za 3°C (3 K)
- Vrijeme potrebno za zagrijavanje iznosi 2 h (zbog velikog volumena zraka pogona)

Kombinacijom ovih uvjeta, vrijednost korekcijskog faktora iznosi $f_{RH} = 16 \text{ W}/\text{m}^2$

2.4. Ukupno projektno toplinsko opterećenje proizvodnog pogona

Ukupno projektno toplinsko opterećenje za svaku prostoriju prema jednadžbi (1) dobije se zbrajanjem projektnih toplinskih gubitaka sa toplinskim opterećenjem zbog ponovnog zagrijavanja tijekom prestanka rada sustava grijanja prema jednadžbi (18), a prikazano je u Tablici 9.

Tablica 9. Projektno toplinsko opterećenje pogona za $\theta_e = -9,8\text{ }^\circ\text{C}$

Prostorija 1	$\Phi_1 = \Phi_{T,1} + \Phi_{V,1} + \Phi_{RH,1} = 14\ 642 + 15\ 145 + 7\ 163 = 36950\ \text{W}$
Prostorija 2	$\Phi_2 = \Phi_{T,2} + \Phi_{V,2} + \Phi_{RH,2} = 2\ 930 + 8\ 798 + 1\ 053 = 12781\ \text{W}$
Prostorija 3	$\Phi_3 = \Phi_{T,3} + \Phi_{V,3} + \Phi_{RH,3} = 2\ 937 + 8\ 147 + 979 = 12063\ \text{W}$
Ukupno:	$\Phi_i = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i} + \Phi_{RH,i} = 61795\ \text{W} \approx 61,8\ \text{kW}$

3. PRORAČUN PROJEKTOG RASHLADNOG OPTEREĆENJA PREMA NORMI HRN VDI 2078

Proračun projektnog rashladnog opterećenja napravljen je prema normi VDI 2078 [4]. Relevantni parametri koje norma uzima u obzir su projektna temperatura hlađenja, projektna temperatura vanjskog zraka te sve čimbenike koji uzrokuju stvaranje potrebe za hlađenjem. Prema normi, potrebu za hlađenjem stvaraju vanjski i unutarnji izvori topline. Hlađenje zgrade, odnosno prostorija unutar pogona (prema odabranim i preporučenim projektnim temperaturama) najvažniji je proces tijekom toplijih mjeseci, pogotovo kada vanjska temperatura bude znatno više od projektne temperature hlađenja. Norma VDI 2078 nalaže da se ukupno rashladno opterećenje računa prema jednadžbi (20):

$$\Phi_{hl} = \Phi_{V,hl} + \Phi_{U,hl} \quad [\text{W}] \quad (20)$$

Sa stajališta radnika u proizvodnom pogonu, pravilno hlađenje prostorija omogućava regulaciju tjelesne temperature koja se povisi tijekom fizičkog rada pa se hlađenjem osigurava toplinska ugodnost, zadovoljavajući radni uvjeti i produktivnost. Stoga norma VDI 2078 uzima u obzir toplinu predanu u zrak prostorije od strane ljudi koji borave u njoj, dok se u proračunu toplinskog opterećenja u režimu grijanja prema normi EN 12831 takav izvor topline ne može uzeti u obzir (kao potencijalni toplinski dobitak) zbog drugačije dinamike procesa u grijanju. Općenito, toplinski izvori pobliže opisani u sljedećim podpoglavljima prikazani su na Slici 8. Unutarnji toplinski dobitci sastoje se od dobitaka od ljudi, opreme i rasvjete. Vanjske toplinske dobitke čine transmisijski toplinski dobitci transmisijom kroz građevne elemente zgrade, transmisijski dobitci i dobitci topline zračenjem kroz ostakljene površine i u ovom slučaju toplinski dobitci nastali zbog prirodne ventilacije. Kod proračuna rashladnog opterećenja, potrebno je uzeti u obzir trenutak kada je najveća temperaturna razlika između temperature okoliša i projektne temperature hlađenja i kada je radno opterećenje u pogonu najveće jer su tada toplinski dobitci najveći.

Kada je potrebno hlađenje, dizalica topline prelazi u režim hlađenja preokretanjem procesa i tada pločasti izmjenjivač topline postaje isparivač, a zračni izmjenjivač topline postaje kondenzator. Temperatura polaza rashladne vode prema prostorijama je 7°C, a vraća se zagrijana na temperaturu od 12°C. Drugim riječima, rashladni medij (vodena otopina etilen-glikola) preuzima toplinu iz prostorija. Zagrijani zrak predaje toplinu rashladnom mediju na

izmjenjivačkim površinama ventilokonvektora. Rashladni medij se tada zagrijava, a ohlađeni zrak se širi po prostoriji iz ventilokonvektora. Tako zagrijani rashladni medij temperature 12°C odlazi do pločastog izmjenjivača topline gdje predaje toplinu radnoj tvari koja potom isparava i tako ponovno ohladi rashladni medij na traženu polaznu temperaturu od 7°C.

3.1. Vanjski toplinski dobitci

Vanjski toplinski dobitci računaju se prema jednadžbi (21):

$$\Phi_{V,hl} = \Phi_{T,hl} + \Phi_{solar} + \Phi_{vent,hl} + \Phi_{IS} \quad [W] \quad (21)$$

Prvi korak u određivanju vanjskih toplinskih gubitaka je određivanje vanjske projektne temperature. Prema podacima dostupnim iz državnog hidrometeorološkog zavoda [5], napravljena je tablica najviših mjesečnih temperatura vanjskog zraka od lipnja do rujna u proteklih deset godina. Podaci su prikazani u Tablici 10., a uzete su vrijednosti za središnju i sjeverozapadnu Hrvatsku. Za vrijednost projektne temperature vanjskog zraka, odabrana je prosječna vrijednost maksimalnih temperatura za promatrani mjesec u razdoblju od deset godina.

Tablica 10. Izračun vanjske (okolišne) projektne temperature

Godina	Mjesec			
	Lipanj	Srpanj	Kolovoz	Rujan
2013.	35,2	38,1	39,8	29,2
2014.	34,1	33,3	33,2	28
2015.	32,6	37,1	35,6	35
2016.	33,7	35,3	33,4	30,7
2017.	35,5	37	40,5	28
2018.	33,2	32,7	34,3	30,9
2019.	34,7	35,9	34,6	33,1
2020.	33,7	33,7	35	30,2
2021.	36,5	36,5	37,1	33,5
2022.	36	38,8	37	31,5
2023.	35,5	37,6	36,7	31,6
Prosjek:	34,6	36,0	36,1	31,1

3.1.1. Toplinski dobitci transmisijom

Za odabranu vanjsku projektnu temperaturu $\theta_{e,hl} = 36,1^\circ\text{C}$ određene su termodinamičke veličine vanjskog zraka.

Gustoća zraka - $\rho_z = 1,13 \text{ kg/m}^3$

Specifični toplinski kapacitet zraka - $c_{p,z} = 1006 \text{ J/kgK}$

Relativna vlažnost zraka - $\varphi_z = 50\%$

Unutarnja projektna temperatura, tj. temperatura hlađenja iznosi $\theta_{int,hl} = 26^\circ\text{C}$ za sve 3 prostorije. Geometrijski podaci pogona preuzeti su iz Tablice 2. u kojoj su površine zidova i krova pogona prethodno definirane. Ovdje nije uzet u obzir dodatak na koeficijent prolaza topline zbog toplinskih mostova ΔU_{TM} jer ga norma VDI 2078 ne spominje prilikom projektiranja.

Tablica 11. Proračun vanjskih toplinskih dobitaka transmisijom

	A_i [m ²]	U_i [W/m ² K]	$A_i * U_i$ [W/K]
Vanjski zid (S)	234,50	0,38	89,11
Vanjski zid (J)	128,3	0,38	58,56
Vanjski zid (I)	65,54	0,38	19,45
Vanjski zid (Z)	141,55	0,38	53,79
Vrata 1 (J)	18	1,2	21,60
Vrata 2 (J)	6	1,2	7,20
Vrata 3 (J)	1,8	0,82	1,48
Vrata 4 (I)	21	1,2	25,20
Krov	571	0,36	205,56
Ukupno:			$\sum_i(A_i * U_i) = 481,9 \text{ W/K}$

Toplinski tok transmisijom kroz građevne elemente izračunat je pomoću sljedeće jednadžbe množenjem ukupne tablične vrijednosti s razlikom projektnih temperatura:

$$\Phi_{T,hl} = \left(\sum_i (A_i * U_i) \right) * (\theta_{e,hl} - \theta_{int,hl}) = 481,9 * (36,1 - 26) = 4867 \text{ W} \quad (22)$$

Od ukupnih toplinskih dobitaka transmisijom:

- 1 890 W dobitaka spada u prostoriju 1,
- 540 W u prostoriju 2,
- 230 W u prostoriju 3.
- 2207 W dobitaka dolazi kroz krov

Vanjski toplinski dobitci transmisijom i zračenjem kroz ostakljene površine Φ_{solar} neće se računati budući da se na proizvodnom pogonu neće nalaziti prozori. Rasvjeta će pružiti potrebno osvjetljenje, a prema potrebi prirodno osvjetljenje pogona postizat će se otvaranjem velikih industrijskih sekcijskih vrata.

3.1.2. *Toplinski dobitci od susjednih prostorija (ispitne stanice)*

Toplinski dobitci od ispitne stanice prema prostorijama proizvodnog pogona nastaju u trenutku kada se u ispitnoj stanici vrši ispitivanje uređaja u režimu hlađenja. Za potrebe ovog rada, može se iskustveno pretpostaviti da će temperatura u ispitnoj stanici za vrijeme ispitivanja uređaja iznositi $\theta_{\text{ads}} = 35^\circ\text{C}$. Toplinski tok prema hlađenim prostorijama pogona prenosit će se transmisijom prema sljedećoj jednadžbi:

$$\Phi_{\text{T,IS}} = \left(\sum_i (A_{z,IS} * U_z) * (\theta_{\text{ads}} - \theta_{\text{int,hl}}) \right) = 141 * 0,38 * (35 - 26) = 481 \text{ W} \quad (23)$$

Od ukupnog toplinskog toka Φ_{IS} , 206 W prelazi u prostoriju 1, a 275 W u prostoriju 3. Vidljivo je da ovi toplinski dobitci nisu značajni.

3.1.3. *Toplinski dobitci ventilacijom*

Kako je opisano u Poglavlju 2.2, ventilacija pogona je prirodna što znači da će otvaranje vrata zbog prozračivanja i svih procesa tijekom proizvodnje (utovar i istovar materijala i uređaja) omogućiti ulazak zraka iz okoliša u pogon, što se ubraja u toplinske dobitke. Pretpostavljeno je da se potrebna dobava zraka provodi u potpunosti tijekom režima hlađenja pri temperaturi $\theta_{\text{p,z}} = 36,1^\circ\text{C}$, kako bi se simuliralo najveće rashladno opterećenje. Shodno tome, protoci zraka u prostorije ostaju isti kao i u režimu grijanja pa su toplinski dobitci zbog ventilacije za svaku prostoriju izračunati prema jednadžbi (24):

$$\Phi_{V,hl,i} = \frac{V_z}{3600} * \rho_z * c_{p,z} * (\theta_{p,z} - \theta_{hl}) \quad [W] \quad (24)$$

U kojoj je protok zraka $V_z[m^3/h]$ za svaku prostoriju preračunat u m^3/s tako što se vrijednost podijelila sa 3600. Tablica 12. prikazuje izračunate toplinske dobitke (od vanjskog zraka) zbog ventilacije.

Tablica 12. Proračun toplinskih dobitaka zbog ventilacije

Prostorija 1	$\Phi_{V,hl,1} = \frac{1338,6}{3600} * 1,12 * 1006 * (36,1 - 26) = 4273 \text{ W}$
Prostorija 2	$\Phi_{V,hl,2} = \frac{868,32}{3600} * 1,12 * 1006 * (36,1 - 26) = 2772 \text{ W}$
Prostorija 3	$\Phi_{V,hl,3} = \frac{804}{3600} * 1,12 * 1006 * (36,1 - 26) = 2566 \text{ W}$
Ukupno:	$\Phi_{V,hl,i} = 4273 + 2566 + 2772 = 10110 \text{ W}$

3.2. Unutarnji toplinski dobitci

Unutarnji toplinski dobitci računaju se prema sljedećoj jednadžbi:

$$\Phi_{U,hl} = \Phi_P + \Phi_O + \Phi_R \quad [W] \quad (25)$$

U kojoj su:

- Φ_P - toplinski dobitci od ljudi koji borave u prostorijama (toplina koju odaju ljudi)
- Φ_O - toplinski dobitci od opreme koja se koristi unutar prostorija
- Φ_R - toplinski dobitci od rasvjete

3.2.1. Toplinski dobitci od ljudi

U prostorijama pogona radit će 20 ljudi koji prema vrsti posla koji obavljaju prenose toplinu u okoliš odnosno zrak unutar prostorije. Način na koji čovjek tijekom svog boravka u prostoriji predaje toplinu je kombinacija zračenja i konvekcije, a čiji međusobni omjer ovisi o stupnju aktivnosti. Tablica 13. prikazuje tablične vrijednosti toplinskih dobitaka od ljudi prema

stupnju aktivnosti [6]. Jasno je vidljivo da povećanje stupnja aktivnosti povećava i odavanje topline u zrak unutar prostorije.

Tablica 13. Toplinski dobitci od ljudi prema stupnju aktivnosti [6]

Stupanj aktivnosti	Ukupan toplinski učin [W]	Osjetna toplina [W]	Latentna toplina [W]
Lakši fizički rad	235	80	155
Hodanje 4,8 km/h, srednje težak fizički rad	295	110	185
Teški fizički rad	440	170	270
Teški fizički rad na stroju; podizanje tereta	470	190	280

Za srednje težak rad (na primjer: hodanje, upravljanje strojevima, savijanje cijevi na savijačici, testiranje uređaja, zavarivanje i sl.) preuzeta je vrijednost 295 W po osobi, a za težak rad (podizanje ploča, čišćenje i zavarivanje teško dostupnih mjesta u uređaju, montaža teške opreme poput kompresora, kondenzatora i sl.) odabrana je vrijednost 440 W po osobi. Ove vrijednosti su zbroj osjetne i latentne topline. Toplinski dobitci od ljudi za svaku od prostorija prikazani su u Tablici 14. Umnožak broja osoba u prostoriji (N_p) sa iznosom topline po osobi daje rashladno opterećenje. U prostoriji 1 pretpostavljeno je da će pola ljudi obavljati srednje težak fizički rad, a druga polovica težak rad.

Tablica 14. Proračun toplinskih dobitaka od ljudi prema broju ljudi N_p

Prostorija 1	$N_p = 12$	$\Phi_{P,1} = 6 * 440 + 6 * 295 = 4410 \text{ W}$
Prostorija 2	$N_p = 4$	$\Phi_{P,2} = 4 * 295 = 1180 \text{ W}$
Prostorija 3	$N_p = 4$	$\Phi_{P,3} = 4 * 295 = 1180 \text{ W}$
Ukupno:	$N_p = 20$	$\Phi_{P,i} = 6770 \text{ W}$

3.2.2. Toplinski dobitci od opreme

Uređaji koji koriste električnu energiju zbog svoje iskoristivosti odnosno stupnja djelovanja ($\eta < 1$) imaju unutarnje gubitke koji se očituju odavanjem osjetne topline, a takvi gubitci onda postaju toplinski dobitci u prostorijama tijekom hlađenja. U Tablici 15. prikazan

je proračun toplinskih dobitaka od uređaja i postupaka koji odaju osjetnu toplinu u zrak unutar prostorija. Vrijednosti predane osjetne topline računala su preuzete iz [7]. Za korištenje ostalih alata (kao što su električne bušilice i odvijači) te ostale opreme i alata pretpostavljena je vrijednost od 0,5 kW toplinskih dobitaka za svaku prostoriju. Za računanje toplinskih gubitaka od strojeva, uzeta je učinkovitost elektromotora od 75% što znači da se 25% električne energije pretvara u toplinu prilikom pretvorbe energije iz električne u mehaničku.

Tablica 15. Proračun toplinskih dobitaka od opreme / uređaja

Prostorija 1	4 računala	$4 * 110 = 440 \text{ W}$
Prostorija 3	2 računala	220 W
Prostorija 2	2 računala	220 W
	Savijačica cijevi 1	$P_{el} * (1 - \eta) = 1100 * 0,25 = 275 \text{ W}$
	Savijačica cijevi 2	$P_{el} * (1 - \eta) = 5000 * 0,25 = 1250 \text{ W}$
Ostali alati		$3 * 500 = 1500 \text{ W}$
Lemljenje bakra		$4 * 500 = 2000 \text{ W}$
Ukupno:		$\Phi_{M,i} = 5905 \text{ W}$

Toplina nastala tijekom postupka zavarivanja može se zanemariti zbog korištenja odsisa zraka tijekom procesa zavarivanja. Toplinski gubici prilikom elektrolučnog zavarivanja su zanemarivog iznosa [8]. Toplina nastala zbog lemljenja bakrenih cijevi ne može se zanemariti jer se koristi otvoreni plamen tijekom dužeg vremena. Pretpostavljeno je da 4 radnika obavljaju postupak lemljenja i da se predaje toplina od 500 W po plamenu u procesu lemljenja.

3.2.3. Toplinski dobitci od rasvjete

Za proračun toplinskih dobitaka od osvijetljenja Φ_L moraju se poznavati svjetlosno-tehnički projektni podaci ili stvarna instalirana priključna snaga. U proizvodnom pogonu potrebno je stalno osvijetljenje budući da nema prozora pa će se za toplinsko opterećenje nastalo zbog rasvjete uzimati maksimalna instalirana snaga uzevši u obzir učinkovitost rasvjete. Priključnu snagu može se odrediti orijentacijski prema jednadžbi (26) sa zadovoljavajućom razinom točnosti [4]:

$$\Phi_{P,i} = I * E_N * p_w * A_{p,i} = 1 * 0,6 * 6 * 571 = 2056 \quad [W] \quad (26)$$

U kojoj je:

- I - faktor istovremenosti, odabran 1
- E_N - nazivna jačina osvjetljenja, odabrano 0,6 klx za proizvodni pogon
- p_w - specifična priključna snaga, odabrano 6 W/m²klx
- $A_{p,i}$ - površina podova prostorija koju se osvjetljava, iznosi 571 m²

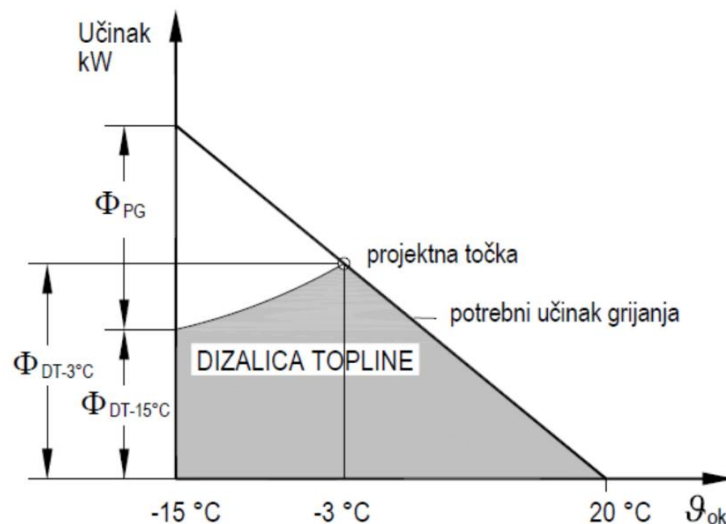
3.3. Projektno rashladno opterećenje

Poznavanjem svih potrebnih toplinskih dobitaka, ukupno odnosno projektno rashladno opterećenje prema normi VDI 2078 može se izračunati prema prethodnoj jednadžbi (20) ako se zbroje svi toplinski dobitci:

$$\begin{aligned} \Phi_{hl} &= \Phi_{V,hl} + \Phi_{U,hl} = \Phi_{T,hl} + \Phi_{vent,hl} + \Phi_P + \Phi_O + \Phi_R + \Phi_{IS} = \\ &= 4\,872 + 10\,110 + 6\,770 + 5\,905 + 2056 + 481 = 30194 \text{ W} \end{aligned}$$

4. DIMENZIONIRANJE OPREME DIZALICE TOPLINE

U Poglavlju 3 proračun je pokazao da je projektno toplinsko opterećenje u režimu grijanja veće od projektnog toplinskog opterećenja u režimu hlađenja. Shodno tome, komponente dizalice topline projektirat će se prema većem toplinskom opterećenju; u režimu grijanja. Budući da temperatura zraka kao izvora topline znatno varira, dizalica topline projektirana je za temperaturu vanjskog zraka -3°C . Budući da je dizalica topline dimenzionirana za višu temperaturu od projektne prema normi EN 12831, potrebno je u sustav uvesti dodatni toplinski izvor. Kada temperatura vanjskog zraka padne ispod -3°C , upalit će se električni grijači smješteni u spremniku ogrjevnog medija koji će ga dogrijavati do potrebne temperature polaza 50°C . Ovakav način rada naziva se bivalentno-paralelnim načinom rada prikazanim na Slici 4.



Slika 4. Bivalentno paralelni način rada dizalice topline [9]

Kada temperatura vanjskog zraka padne ispod -3°C , padne i temperatura isparavanja, a sukladno tome i rashladni kapacitet na isparivačima. Sukladno tome, opada vrijednost COP-a i uređaj gubi učinkovitost u režimu grijanja. Naime, pad temperature isparavanja povećava kompresijski omjer na kompresoru koji potom troši više električne energije. Jednako tako mora rasti i izlazna temperatura radne tvari nakon kompresije ako se želi zadržati isti tlak kondenzacije i pregrijanje radne tvari, što znači da postoji ograničenje kompresijskog omjera i izlazne temperature radne tvari. Izlazna temperatura radne tvari iz kompresora ne smije biti previsoka (npr. $>120^{\circ}\text{C}$) kako ulje u kompresoru ne bi izgubilo svoja svojstva. Ukoliko se uz pomoć regulacije sustava zadrži kompresijski omjer na kompresoru u prihvatljivim granicama

prema projektnim uvjetima, pad tlaka isparavanja uzrokovat će i pad tlaka kondenzacije te nedostatak toplinskog učina predanog ogrjevnom mediju na kondenzatoru. Prema tome, izvedba sa električnim grijačima je česta kod dizalica toplina zrak-voda upravo zbog činjenice da temperatura zraka kao toplinskog spremnika znatno varira što utječe na rad cjelokupnog sustava ponajviše pri niskim temperaturama.

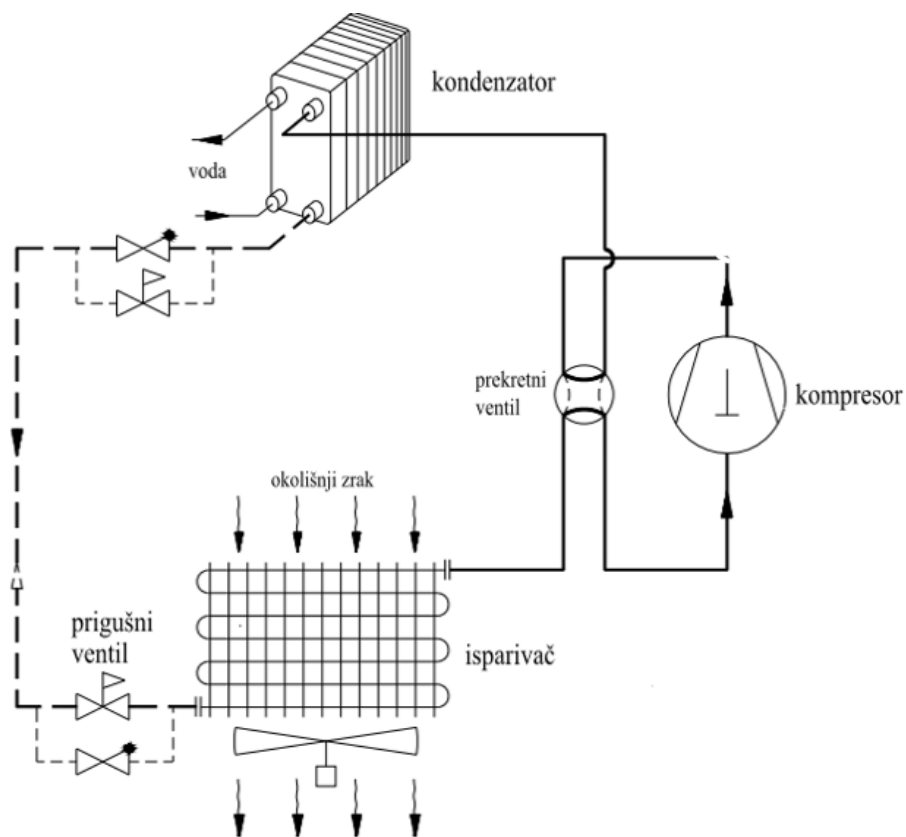
Uz prethodno navedeno, dizalice topline zrak-voda koje rade pri jako niskim temperaturama imaju nedostatak što se na vanjskim izmjenjivačima (isparivačima) može stvoriti led zbog smrzavanja kondenzirane vlage na površinama izmjene topline. Led dodatno smanjuje kapacitet izmjene topline jer se led ponaša kao izolator. Zbog toga uređaj mora povremeno prijeći u režim odleđivanja (eng. *defrost*). U takvom režimu rada se proces okrene pomoću četveroputnog ventila i pregrijana para radne tvari se tada usmjerava prema vanjskim izmjenjivačima koji u odleđivanju imaju ulogu kondenzatora. Drugim riječima, dizalica topline radi u režimu hlađenja. Kako se ne bi unutar prostorija odvodila toplina tijekom odleđivanja, potreban je dodatan rad električnih grijača ili je u spremniku potrebno akumulirati dovoljno toplinske energije tijekom procesa odleđivanja vanjskih izmjenjivača topline.

4.1. Rad dizalice topline u režimu grijanja

Projektiranjem dizalice topline za vanjsku temperaturu zraka $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$, postiže se učinkovitiji rad sustava i smanjuje se predimenzioniranost sustava, uzevši u obzir da tijekom cijelog perioda grijanja vanjska temperatura neće biti ispod $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$ u velikim vremenskim intervalima. Ponovno je izvršen proračun toplinskog opterećenja, ali za temp. zraka $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$ i izračunat je toplinski učinak od 50,8 kW (Tablica 16.). Pojednostavljena shema sustava u režimu grijanja prikazana je na Slici 5.

Tablica 16. Projektno toplinsko opterećenje za $\theta_e = -3\text{ }^{\circ}\text{C}$

Prostorija 1	$\Phi_1 = \Phi_{T,1} + \Phi_{V,1} + \Phi_{RH,1} = 11944 + 11689 + 7163 = 30796\text{ W}$
Prostorija 2	$\Phi_2 = \Phi_{T,2} + \Phi_{V,2} + \Phi_{RH,2} = 2597 + 6287 + 979 = 9863\text{ W}$
Prostorija 3	$\Phi_3 = \Phi_{T,3} + \Phi_{V,3} + \Phi_{RH,3} = 2304 + 6790 + 1053 = 10147\text{ W}$
Ukupno:	$\Phi_i = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i} + \Phi_{RH,i} = 50806\text{ W}$



Slika 5. Shema reverzibilne dizalice topline zrak-voda u režimu grijanja [9]

Prema takvom projektom toplinskom opterećenju određene su točke procesa. Odabrana je temperatura isparavanja radne tvari $-11\text{ }^{\circ}\text{C}$, a pregrijanje radne tvari $\Delta T_{pr} = 5\text{ K}$. Na ovaj način određene su i preostale točke procesa.

Ulazni podaci za režim grijanja:

Radna tvar (R290 – propan):

- | | |
|--|--|
| • Projektno toplinsko opterećenje | $\Phi_{kond} = \Phi_{GR} = 50,8\text{ kW}$ |
| • Temperatura isparavanja | $\theta_{isp} = -11\text{ }^{\circ}\text{C}$ |
| • Tlak isparavanja | $p_{isp} = 3,34\text{ bar}$ |
| • Pregrijanje radne tvari (na isparivaču) | $\Delta T_{pr} = 5\text{ K}$ |
| • Temperatura kondenzacije | $\theta_{kond} = 53\text{ }^{\circ}\text{C}$ |
| • Tlak kondenzacije | $p_{kond} = 18,28\text{ bar}$ |
| • Pothlađenje radne tvari (na kondenzatoru): | $\Delta T_{poth} = 4\text{ K}$ |

Ogrjevni medij (vodena otopina etilen-glikola 30%):

- Temperatura ogrjevnog medija na ulazu u kondenzator: $\theta_{i,ul} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$
- Temperatura ogrjevnog medija na izlazu iz kondenzatora: $\theta_{i,iz} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$

Karakteristične točke procesa prikazane u Tablici 16. su:

- 1 - Pregrijana para na izlazu iz isparivača
- 2 - Pregrijana para na izlazu iz kompresora
- 2'' - Suhozasićena para radne tvari
- 3' - Vrela kapljevina radne tvari
- 3 - Pothlađena kapljevina radne tvari, na izlazu iz kondenzatora
- 4 - Zasićena (mokra) para radne tvari, na ulazu u isparivač

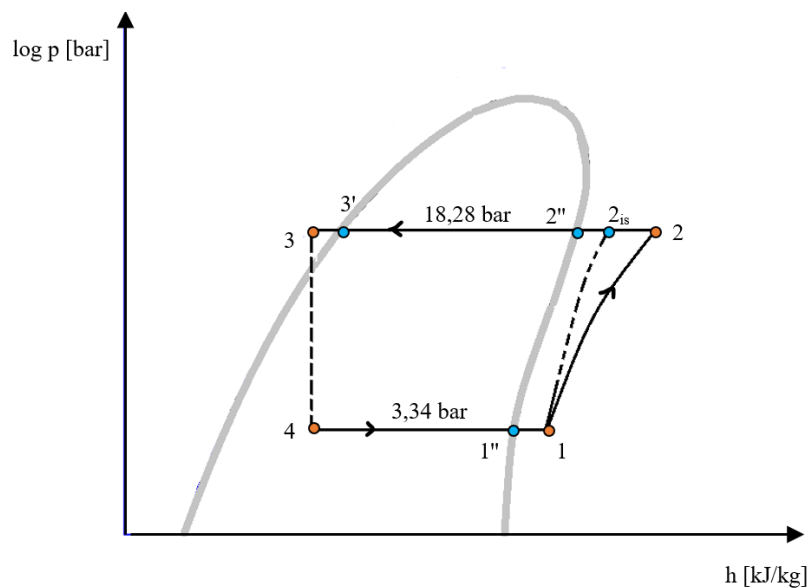
Za označavanje stanja radne tvari u točkama procesa (Tablica 17.) korišten je indeks jednak broju točke koju se opisuje. Za određivanje entalpije h_2 pregrijane pare na izlazu iz kompresora, odabran je izentropski stupanj djelovanja kompresora $\eta_{is} = 0,66$. Stanje u točki 2 određeno je jednadžbom (27). Za računanje specifične entalpije u ostalim točkama procesa, korišten je računalni alat CoolProp [10].

$$h_2 = h_1 + \left(\frac{h_{2is} - h_1}{\eta_{is}} \right) = 566,64 + \left(\frac{652,9 - 566,64}{0,66} \right) = 697,34 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (27)$$

Tablica 17. Karakteristične točke procesa u režimu grijanja

Točka	θ [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
1''	-11	3,34	562,51	2,39
1	-6	3,34	566,64	2,42
2is	64,9	18,28	652,90	2,42
2	84,0	18,28	697,34	2,55
2''	53	18,28	623,58	2,33
3'	53	18,28	346,00	1,48
3	49	18,28	333,59	1,44
4	-11	3,34	333,59	1,51

Na Slici 6. prikazane su točke procesa u log p-h dijagramu. U režimu grijanja tlak isparavanja p_{isp} iznosi 3,34 bar, a tlak kondenzacije p_{kond} iznosi 18,28 bar.



Slika 6. Prikaz točaka procesa u log p, h dijagramu u režimu grijanja

Narančastom bojom na Slici 6. prikazane su glavne točke procesa, a plavom bojom pomoćne točke procesa. Točka 1 predstavlja stanje pregrijane pare na izlazu iz isparivača. Točka 2 predstavlja stanje pregrijane pare radne tvari na izlazu iz kompresora, odnosno stanje pare u tlačnom cjevovodu. Točka 3 predstavlja stanje pothlađene kapljevine radne tvari na izlazu iz kondenzatora, odnosno stanje radne tvari u kapljevinskom cjevovodu. Na kapljevinskom cjevovodu, prije isparivača postavljen je ekspanzijski ventil koji pomiče stanje radne tvari u točku 4 (zasićeno stanje) te radna tvar ulazi u isparivač. Pomoću specifičnih entalpija točaka procesa prema Tablici 17. izračunat je protok radne tvari prema jednadžbi (28). Maseni protok se dijeli na dva dijela jer će dizalica topline imati dva propanska kruga, od kojih će svaki predavati pola potrebnog toplinskog toka na kondenzatoru. Svaki rashladni krug mora predati ogrjevnom mediju 25,4 kW toplinskog toka na kondenzatoru.

$$q_{m,RT} = 0,5 * \frac{\Phi_{kond}}{h_2 - h_3} = \frac{0,5 * 50,8}{697,34 - 333,59} = 0,0698 \quad [\text{kg/s}] \quad (28)$$

Potrebna snaga kompresora za jedan krug izračunata je prema jednadžbi:

$$P_{\text{komp}} = q_{m,RT}(h_2 - h_1) = 0,0698 * (697,34 - 566,64) = 9,15 \text{ kW} \quad (29)$$

Potreban toplinski učin isparivača za jedan krug:

$$\Phi_{\text{isp}} = q_{m,RT}(h_1 - h_4) = 0,0698 * (566,64 - 333,59) = 16,27 \text{ kW} \quad (30)$$

Faktor učinkovitosti u režimu grijanja (eng. *Coefficient of performance – COP*):

$$\text{COP} = \frac{\Phi_{\text{kond}}}{2 * P_{\text{komp}}} = \frac{50,8}{2 * 9,15} = 2,78 \quad [\text{kW}] \quad (31)$$

Vrijednost faktora učinkovitosti u režimu grijanja je zadovoljavajuća.

4.2. Rad dizalice topline u režimu hlađenja

Koristeći iste jednadžbe iz Poglavlja 4.1, definirane su karakteristične točke u režimu hlađenja. Ukupno rashladno opterećenje pri projektnoj temperaturi $\theta_e = 36,1 \text{ °C}$ iznosi 30,194 kW. Izmjenjivači topline smješteni unutar pogona imaju ulogu isparivača u režimu hlađenja jer moraju odvoditi toplinu iz pogona.

Ulazni podaci za režim grijanja:

Radna tvar (R290 – propan):

- Projektno toplinsko opterećenje $\Phi_{\text{isp}} = \Phi_{\text{HL}} = 30,194 \text{ kW}$
- Temperatura isparavanja $\theta_{\text{isp}} = 3 \text{ °C}$
- Tlak isparavanja $p_{\text{isp}} = 4,46 \text{ bar}$
- Pregrijanje radne tvari (na isparivaču) $\Delta T_{\text{pr}} = 5 \text{ K}$
- Temperatura kondenzacije $\theta_{\text{kond}} = 45 \text{ °C}$
- Tlak kondenzacije $p_{\text{kond}} = 15,34 \text{ bar}$
- Pothlađenje radne tvari (na kondenzatoru): $\Delta T_{\text{poth}} = 4 \text{ K}$

Ukupan maseni protok radne tvari, potreban za hlađenje:

$$q_{m,RT} = \frac{\Phi_{isp}}{h_1 - h_4} = \frac{30,194}{582,57 - 309,96} = 0,1108 \text{ kg/s} \quad (32)$$

Za svaki krug radne tvari, maseni protok iznosi $q_{m,RT} = \frac{0,1108}{2} = 0,0554 \text{ kg/s}$. Potrebna snaga kompresora za jedan krug izračunata je prema jednadžbi (33):

$$P_{komp} = q_{m,RT}(h_2 - h_1) = 0,0554 * (663,28 - 582,57) = 4,47 \text{ kW} \quad (33)$$

Potreban toplinski učin kondenzatora za jedan krug:

$$\Phi_{kond,1} = q_{m,RT}(h_2 - h_3) = 0,0554 * (663,28 - 309,96) = 19,57 \text{ kW} \quad (34)$$

Istovremeno, toplinski učin kondenzatora za oba kruga može se izračunati i sljedećom jednadžbom:

$$\begin{aligned} \Phi_{kond,2} &= \Phi_{isp} + 2 * P_{komp} = 30,19 + 8,94 = 39,13 \text{ kW} \\ \Phi_{kond,2} &= 2 * \Phi_{kond,1} = 2 * 19,57 = 39,14 \text{ kW} \end{aligned} \quad (35)$$

Faktor učinkovitosti u režimu hlađenja (eng. *Energy efficiency ratio* – EER) za jedan krug radne tvari:

$$EER = \frac{\Phi_{isp}}{2 * P_{komp}} = \frac{30,194}{2 * 4,47} = 3,38 \quad (36)$$

Vrijednost faktora učinkovitosti u režimu hlađenja je zadovoljavajuća. Valja primijetiti kako je EER u hlađenju veći od vrijednosti COP u grijanju, a razlog tome je prvenstveno što dizalica topline radi s nižim kompresijskim omjerom u režimu hlađenja. Kompresijski omjer u režimu hlađenja iznosi $(p_{kond}/p_{isp})_{HL} = \frac{15,34}{5,19} = 2,96$ što je manje od kompresijskog omjera u režimu grijanja $(p_{kond}/p_{isp})_{GR} = \frac{18,28}{3,34} = 5,47$. To ujedno znači da u režimu hlađenja dizalica topline troši manje električne energije, što potvrđuje jednadžba (33).

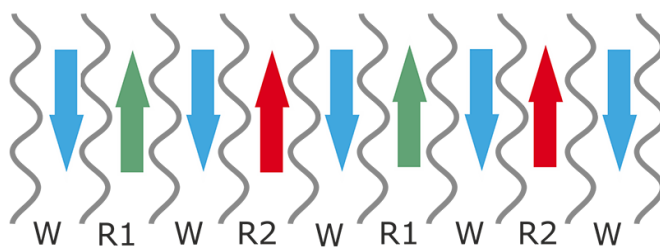
4.3. Dimenzioniranje pločastog izmjenjivača topline

Pločasti izmjenjivač topline u režimu grijanja imaće ulogu kondenzatora. Budući da je potreba za grijanjem znatno veća od potrebe za hlađenjem, dizalica toplina imaće dva propanska kruga ukupnog toplinskog učina 50,8 kW u režimu grijanja. Na taj će način u režimu hlađenja ili u djelomičnom opterećenju u režimu grijanja prema potrebi raditi jedan propanski krug odnosno jedan kompresor, kako bi cjelokupni sustav radio što stabilnije i trošio manje električne energije. Za model pločastog kondenzatora odabran je tzv. dualni tip pločastog izmjenjivača koji ima dva ulaza za rashladnu tvar (R290) i jedan za ogrjevni medij (30%-tnu vodenu otopinu etilen-glikola). Primjer dualnog pločastog izmjenjivača topline prikazan je na Slici 8. [11]



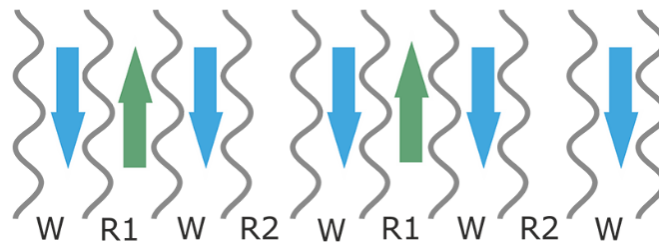
Slika 8. Dualni pločasti izmjenjivač topline

Pločasti izmjenjivači topline kompaktnije su izvedbe jer su konstruirani od tankih, orebrenih čeličnih ploča koje smanjuju potrebno punjenje radnom tvari, a ujedno povećavaju površinu izmjene topline zbog složene geometrije. Shematski prikaz protoka medija u dualnom pločastom izmjenjivaču topline prikazan je na Slikama 9. i 10. [12]



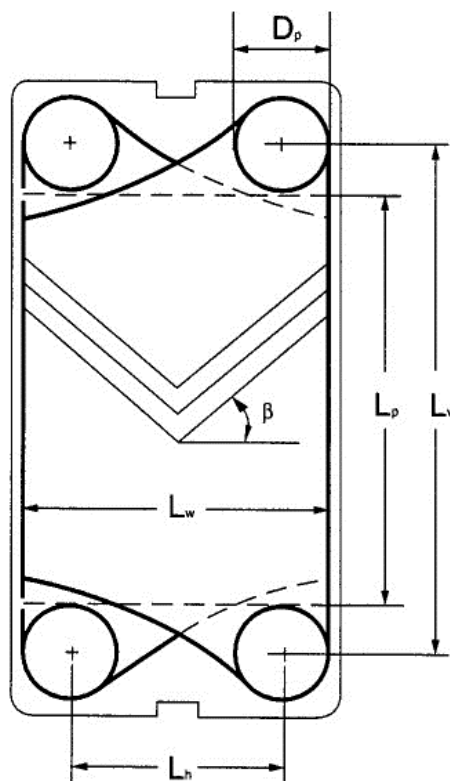
Slika 9. Protoci medija u izmjenjivaču u slučaju rada dva kompresora (dva kruga radne tvari)

Na Slici 10. vidljivo je da između ploča naizmjenično prolazi radna tvar (R1 ili R2) i rashladni/ogrjevni medij (W) što povećava efektivnu površinu i intenzitet izmjene topline, što je razlog veće kompaktnosti nego kod ostalih izvedbi izmjenjivača topline. Ukoliko radi samo jedan propanski krug (Slika 10.), odnosno tijekom djelomičnog opterećenja sustava, ogrjevni medij će i dalje izmjeniti potrebnu toplinu s radnom tvari (uz uvjet da je protok ogrjevnog medija jednak polovici protoka u slučaju rada oba kompresora, tj. kruga radne tvari).



Slika 10. Protoci medija u izmjenjivaču kad radi jedan kompresor (jedan krug radne tvari)

Različiti proizvođači imaju različite izvedbe geometrije ploča (a potom i cjelokupnog izmjenjivača) za mnogobrojne namjene u praksi, stoga se precizno projektiranje otežava budući da je teško naći specifične jednadžbe za svaki slučaj odnosno radne uvjete prema kojima se projektira. Jedna od najčešćih izvedbi ploča je tzv. „riblja kost“ (*eng. herringbone*) sa karakterističnim kutom orebrenja β . Orebrenje ploče čine sinusoidalni kanali na ploči kroz koje struje mediji koji izmjenjuju toplinu. Osim što orebrenja povećavaju površinu izmjene topline, također ubrzavaju prijelaz strujanja iz laminarnog u turbulentno, što dodatno povećava koeficijente izmjene topline. Budući da ovaj izmjenjivač primarno služi kao kondenzator, literatura nalaže drukčiji pristup projektiranju za razliku od situacije u kojoj bi ovaj izmjenjivač radio primarno kao isparivač. Razlog tome su različiti termodinamički procesi prilikom isparivanja i kondenzacije odnosno prijelaza faze medija iz kapljevine u paru ili obrnuto. Karakteristične veličine pločastog izmjenjivača prikazane su na Slici 11. i one služe za temelj projektiranja.



Slika 11. Karakteristične veličine pločastog izmjenjivača topline [13]

Dimenzije odabranog dualnog pločastog izmjenjivača topline određene su prema [11] i [13]. Vrijednosti dubine orebrenja b i faktora površine ϕ su pretpostavljene s obzirom na vrijednosti koje se javljaju u praksi.

Ulazni podaci za proračun:

- Visina kondenzatora $H = 0,525 \text{ m}$
- Širina kondenzatora $B = 0,243 \text{ m}$
- Vertikalni razmak između ulaza i izlaza RT $L_v = 0,449 \text{ m}$
- Horizontalni razmak između ulaza krugova RT $L_h = 0,167 \text{ m}$
- Promjer priključka za ulaz RT $d_p = 0,036 \text{ m}$
- Faktor površine kondenzatora $\phi = 1,25$
- Dubina orebrenja $b = 0,002 \text{ m}$
- Kut orebrenja $\beta = 60^\circ$
- Debljina (širina) ploče $t = 0,006 \text{ m}$
- Toplinska provodnost ploče $\lambda_{\xi} = 16,5 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$
- Broj ploča $N = 42$

Nakon definiranja ulaznih podataka, potrebno je izračunati trenutnu površinu izmjene topline. Sve potrebne veličine izračunate su prema preporučenim jednadžbama iz [13].

Hidraulički promjer kanala:

$$d_h \cong 2 * b = 2 * 0,002 = 0,004 \text{ m} \quad (37)$$

Visina izmjenjivačke površine, uvećana za 20 mm zbog jako dobre pokrivenosti površine ploče orebrenjima:

$$L_p = L_v - d_p + 0,02 = 0,449 - 0,036 + 0,02 = 0,433 \text{ m} \quad (38)$$

Širina izmjenjivačke površine:

$$L_w = L_h + d_p + 0,02 = 0,167 + 0,036 + 0,02 = 0,223 \text{ m} \quad (39)$$

Površina kanala:

$$A_c = L_w * b = 0,223 * 0,002 = 0,000446 \text{ m}^2 \quad (40)$$

Projicirana površina svih ploča:

$$A_p = N * L_w * L_p = 38 * 0,223 * 0,433 = 4,055 \text{ m}^2 \quad (41)$$

Ukupna površina izmjene topline:

$$A_{\text{kond}} = A_p * \phi = 4,055 * 1,25 = 5,069 \text{ m}^2 \quad (42)$$

4.3.1. Proračun koeficijenta prijelaza topline na strani ogrjevnog medija

Termodinamička svojstva ogrjevnog medija (vodene otopine etilen-glikola 30%) potrebna za daljnji proračun uzimaju se za srednju temperaturu 45 °C.

- Gustoća $\rho_{GL} = 1034 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- Specifični toplinski kapacitet $c_{p,GL} = 3716 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$
- Koeficijent toplinske provodnosti $\lambda_{GL} = 0,4773 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$
- Dinamička viskoznost $\mu_{GL} = 0,00119 \text{ Pa s}$

Maseni protok ogrjevnog medija:

$$q_{m,GL} = \frac{\phi_{kond}}{c_{p,GL} * (\theta_2 - \theta_1)} = \frac{50800}{3716 * (50 - 40)} = 1,367 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (43)$$

Volumni protok ogrjevnog medija:

$$q_{v,GL} = \frac{q_{m,GL} * 3600}{\rho_{GL}} = \frac{4921,76}{1034} = 4,76 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (44)$$

Bezdimenzijski Reynoldsov broj prema (45):

$$Re_{GL} = \frac{\rho_{GL} * w_{GL} * d_h}{\mu_{GL}} = \frac{1034 * 0,141 * 0,004}{0,00119} = 490,7 \quad (45)$$

U jednadžbi (45) w_{GL} predstavlja brzinu strujanja ogrjevnog medija, a d_h hidraulički promjer.

Brzina strujanja ogrjevnog medija:

$$w_{GL} = \frac{q_{m,GL}}{\rho_{GL} * A_c * N_{GL}} = \frac{1,367}{1034 * 0,000446 * 21} = 0,141 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (46)$$

N_{OM} predstavlja broj kanala u kojima ogrjevni medij izmjenjuje toplinu:

$$N_{GL} = \frac{N}{2} = \frac{42}{2} = 21 \quad (47)$$

Prandtlov bezdimenzijski broj:

$$Pr_{GL} = \frac{c_{p,GL} * \mu_{GL}}{\lambda_{GL}} = \frac{3716 * 0,00119}{0,4773} = 9,265 \quad (48)$$

U režimu grijanja, etilen-glikol se zagrijava u kondenzatoru i prilikom toga ne mijenja agregatno stanje, što znači da je potrebno pronaći korelacije (jednadžbe) za jednofaznu izmjenu topline u pločastim izmjenjivačima topline. U literaturi postoje brojni izvori i eksperimenti s korelacijama (jednadžbama) za računanje koeficijenta prijelaza topline. Matematičkim

metodama iz eksperimenata izvedene su jednadžbe koje vrijede za uvjete tog eksperimenta. U literaturi se mogu naći i generalizirane jednadžbe za široko područje primjene u praksi, no korištenje takvih jednadžbi često uzrokuje velika odstupanja od stvarnih vrijednosti koje nastaju tijekom izmjene topline u izmjenjivaču topline budući da je svaki režim izmjene topline jedinstven zbog geometrije izmjenjivača i termodinamičkih uvjeta. Za potrebe ovog rada uzimaju se generalizirane jednadžbe sa ciljem dobivanja što boljeg koeficijenta prijelaza topline uzimajući u obzir uvjete u kojima te jednadžbe vrijede.

Proračun koeficijenta prijelaza topline na strani etilen-glikola napravljen je prema [14]. Prema istraživanju, ispitivao se koeficijent prijelaza topline u pločastim izmjenjivačima različitih dimenzija u kojem su radni mediji bili voda i R134-a. Prije testiranja R134-a u izmjenjivaču, provedena su eksperimentalna mjerenja koristeći vodu na toploj i hladnoj strani. Metodom najmanjih kvadrata, izvedena je jednadžba (49) za računanje bezdimenzijskog Nusseltovog broja na strani vode:

$$\begin{aligned} \text{Nu}_{\text{OM}} &= 0,2121 * \text{Re}_{\text{GL}}^{0,78} * \text{Pr}_{\text{GL}}^{\frac{1}{3}} * \left(\frac{\mu_{\text{GL}}}{\mu_{\text{GL,w}}} \right)^{0,14} = \\ &= 0,2121 * 490,7^{0,78} * 9,265^{\frac{1}{3}} = 37,4 \end{aligned} \quad (49)$$

U kojoj je:

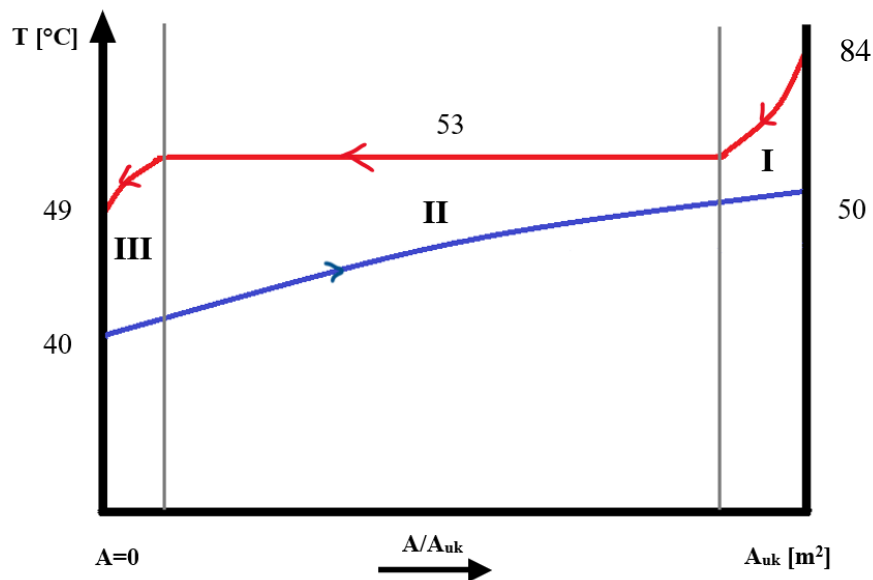
$\mu_{\text{OM,w}}$ - dinamička viskoznost na površini ploče izmjenjivača $\cong \mu_{\text{OM}}$

Iako ima različita svojstva od vode, primjenjivost ove jednadžbe za 30%-tni etilen-glikol je u tome što su veličine stanja opisane bezdimenzijskim veličinama (Re i Pr), a ogrjevni medij je zapravo smjesa vode i etilen-glikola u kojoj etilen-glikol ima maseni udio od 30%. Sukladno tome, koeficijent prijelaza topline na strani vodene otopine etilen-glikola bi u načelu trebao biti manji od koef. prijelaza topline na strani vode za iste uvjete izmjene topline. Član $\left(\frac{\mu_{\text{GL}}}{\mu_{\text{GL,w}}} \right)^{0,14}$ je u ovom slučaju približno jednak jedinici, jer iznos $\mu_{\text{OM,w}}$ se ne razlikuje puno od μ_{OM} . Jedino gdje bi se mogla pojaviti razlika u dinamičkim viskoznostima je dio izmjenjivača u kojem se hladi pregrijana para, ali taj dio ne zauzima veliki dio površine izmjenjivača. U preostalim zonama prijelaza topline, temperaturna razlika između radne tvari i ogrjevnog medija nije toliko visoka da bi stvorila značajnu razliku u dinamičkim viskoznostima u toku ogrjevnog medija udaljenom od stijenke cijevi i toka uz stijenku cijevi (Slika 13.). Koeficijent prijelaza topline α_{OM} izračunat je pomoću Nusseltovog broja prema sljedećoj jednadžbi:

$$\alpha_{GL} = \frac{Nu_{GL} * \lambda_{GL}}{d_h} = \frac{37,4 * 0,4773}{0,004} = 4462,6 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (50)$$

4.3.2. Proračun koeficijenta prijelaza topline na strani radne tvari

Prijelaz topline na strani radne tvari (propana) u režimu grijanja podijeljen je na 3 zone. Zonu I predstavlja površina izmjene topline na kojoj se pregrijana para (točka 2) propana hladi do stanja suhozasićene pare (točka 2'') prema Tablici 17. Zona II je površina potrebna za potpunu kondenzaciju propana (od točke 2'' do 3'). Zona III je površina potrebna za pothlađenje propana (od točke 3' do 3). Shematska podjela na 3 zone prikazana je na Slici 12. pomoću T-A dijagrama.



Slika 12. T-A dijagram kondenzatora

4.3.2.1. Proračun koeficijenta prijelaza topline u zoni I

Toplinski tok koji se predaje u zoni 1 po krugu radne tvari:

$$\Phi_I = q_{m,RT} * (h_2 - h_{2''}) = 0,0698 * (697,34 - 623,58) = 5,15 \text{ kW} \quad (51)$$

Temperatura vodene otopine etilen-glikola na granici zona I i II izračunata je prema jednadžbi (52). Ovdje se mora uzeti u obzir da postoje dva kruga radne tvari, pa ogrjevni medij u svakoj zoni prima dvostruki iznos toplinskog toka, u ovom slučaju $2\Phi_I$.

$$\theta_{I-II} = \theta_{k,iz} - \left(\frac{2 * \Phi_I}{q_{m,GL} * c_{p,GL}} \right) = 50 - \left(\frac{2 * 5150}{1,367 * 3716} \right) = 48,06 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (52)$$

$c_{p,GL} = 3879 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$ - Specifični toplinski kapacitet glikola očitani za temperaturu $50 \text{ } ^\circ\text{C}$

Svojstva pregrijane pare radne tvari (propana) očitana su za srednju temperaturu propana pri $68,5 \text{ } ^\circ\text{C}$:

- Gustoća $\rho_{RT} = 36,8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- Specifični toplinski kapacitet $c_{p,RT} = 2355 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$
- Koeficijent toplinske provodnosti $\lambda_{RT} = 0,02555 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$
- Dinamička viskoznost $\mu_{RT} = 9,88 * 10^{-6} \text{ Pa s}$

Brzina strujanja radne tvari:

$$w_{RT} = \frac{q_{m,RT}}{\rho_{RT} * A_c * N_{RT}} = \frac{1,367}{36,8 * 0,000446 * 10} = 0,426 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (53)$$

U kojoj je N_{RT} broj kanala u kojima se izmjenjuje toplina u kondenzatoru za jedan krug radne tvari:

$$N_{RT} = \frac{N}{4} - 0,5 = \frac{42}{4} - 0,5 = 10 \quad (54)$$

Prvo se dijeli ukupan broj kanala na dva dijela, zatim dodatno na još dva dijela jer postoje 2 propanska kruga. Oduzeta je vrijednost 0,5 da se dobije cijeli broj jer ukupno u izmjenjivaču postoji 1 prolaz sačinjen od 41 kanal, od kojih kroz 20 prolazi radna tvar, a kroz 21 kanal prolazi ogrjevnj medij prema jednadžbi (47). Zatim se može izračunati Reynoldsov broj radne tvari u zoni I:

$$Re_{RT} = \frac{\rho_{RT} * w_{RT} * d_h}{\mu_{RT}} = \frac{1034 * 0,426 * 0,004}{9,88 * 10^{-6}} = 6339 \quad (55)$$

Prandtllov broj:

$$Pr_{RT} = \frac{c_{p,RT} * \mu_{RT}}{\lambda_{RT}} = \frac{2355 * 9,88 * 10^{-6}}{0,02555} = 0,91 \quad (56)$$

Nuseltov broj u zoni I može se izračunati prema jednadžbi (57) iz literature [13] koja vrijedi za jednofaznu izmjenu topline, u ovom slučaju na strani pregrijane pare uz uvjet da je $1450 < Re_{RT} < 11460$ i kut orebrenja $\beta = 60^\circ$.

$$Nu_{RT,I} = 0,248 * Re_{RT}^{0,7} * RT^{0,4} = 0,248 * 6339,2^{0,7} * 0,91^{\frac{1}{3}} = 109,54 \quad (57)$$

Koeficijent prijelaza topline u zoni I:

$$\alpha_{RT,I} = \frac{Nu_{RT,I} * \lambda_{RT}}{d_h} = \frac{109,54 * 0,02555}{0,004} = 700 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (58)$$

4.3.2.2. Proračun koeficijenta prijelaza topline u zoni II

Zona 2 obuhvaća potpunu kondenzaciju struje radne tvari. Toplinski tok koji se izmjenjuje u zoni II po krugu radne tvari izračunat je pomoću sljedeće jednadžbe:

$$\Phi_{II} = q_{m,RT} * (h_{2''} - h_{3'}) = 0,0698 * (623,58 - 346) = 19,384 \text{ kW} \quad (59)$$

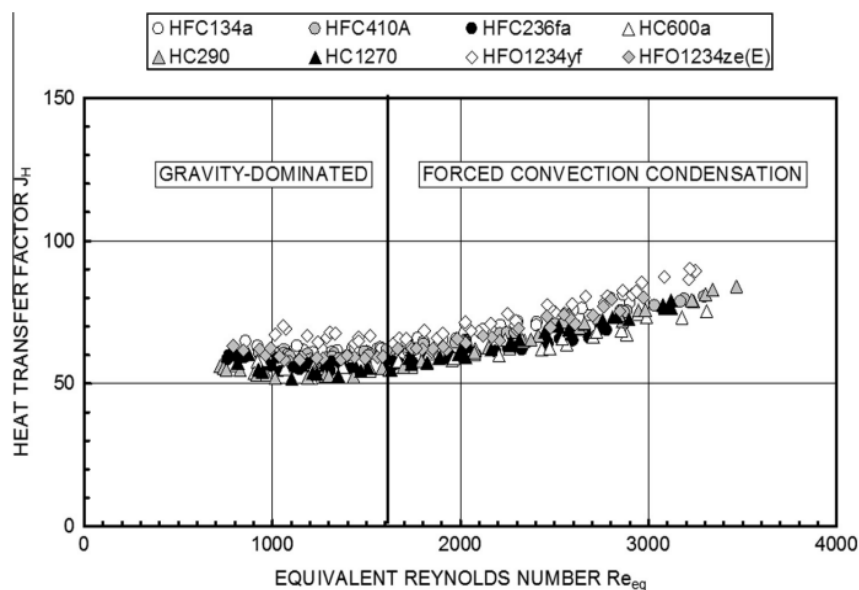
Potrebno je izračunati temperaturu ogrjevnog medija između zone II i III. Kao i u zoni I, ogrjevni medij preuzima toplinski tok od oba kruga radne tvari, odnosno $2 * \Phi_{II}$.

$$\theta_{II-III} = \theta_{I-II} - \left(\frac{2 * \Phi_{II}}{q_{m,OM} * c_{p,OM}} \right) = 48,06 - \left(\frac{2 * 19384}{1,367 * 3680} \right) = 40,35 \text{ }^\circ\text{C} \quad (60)$$

$c_{p,OM} = 3680 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$ - Specifični toplinski kapacitet očitani za temperaturu $40 \text{ }^\circ\text{C}$

Budući da se u zoni II odvija kondenzacija odnosno promjerna agregatnog stanja, trebalo je koristiti korelacije za računanje koeficijenta prijelaza topline za dvofazno strujanje. Općenito, prijelaz iz parovite u tekuću fazu u pločastom izmjenjivaču kombinacija je kondenzacije pod utjecajem gravitacije (otjecanje kondenzata u tankom filmu niz ploče) i kondenzacije zbog prisilne konvekcije. Istraživanja i mjerenja koeficijenta prijelaza topline

tijekom kondenzacije ugljikovodika u pločastim izmjenjivačima pokazala su da koeficijent prijelaza topline tijekom kondenzacije ne ovisi znatno o temperaturi kondenzacije, nego više o svojstvima tvari koja kondenzira [15]. Definiranjem ekvivalentnog Reynoldsovog broja Re_{eq} , uočena je granica između područja u kojem dominira utjecaj gravitacije i područja u kojem znatnije utječe prisilna konvekcija. Kondenzacija prelazi iz jednog režima u drugi kada Re_{eq} iznosi otprilike 1600 kako je prikazano na Slici 13. Kad je $Re_{eq} < 1600$ dominantan utjecaj na kondenzaciju ima gravitacija, odnosno kondenzat otječe u tankom laminarnom filmu formiranom na stijenci ploče. Za $Re_{eq} > 1600$, koef. prijelaza topline ovisi više o gustoći masenog toka, a na izmjenu topline počinje znatnije utjecati prisilna konvekcija. Zbog prisilne konvekcije, snažnije/brže strujanje pare na pojedinim mjestima može razlomiti film kondenzata na ploči zbog smičnih naprezanja između parovite i kapljevite faze, kao i zbog neravne (orebrene) površine. To uzrokuje veću turbulentnost u strujanju ogrjevnog medija, što zapravo povećava koeficijent prijelaza topline.



Slika 13. Kondenzacija zasićene pare nekoliko vrsta radnih tvari u ovisnosti o Re_{eq} i faktoru prijenosa topline J_H [15]

Gustoća masenog toka radne tvari u zoni II:

$$G = \frac{q_{m,RT}}{N_{RT} * A_c} = \frac{0,0698}{10 * 0,000446} = 15,658 \text{ kg/m}^2\text{s} \quad (61)$$

Ekvivalentni Reynoldsov broj Re_{eq} računa se pomoću sljedeće jednadžbe (62):

$$\begin{aligned}
 Re_{eq} &= G \left[(1 - x) + x * \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0,5} \right] * \frac{d_h}{\mu_L} = \\
 &= 15,658 * \left[(1 - 0,5) + 0,5 * \left(\frac{442,9}{41,6} \right)^{0,5} \right] * \frac{0,004}{7,151 * 10^{-5}} = 1866,7
 \end{aligned}
 \tag{62}$$

U kojoj je:

- $\rho_L = 442,9 \text{ kg/m}^3$ - gustoća vrele kapljevine pri tlaku kondenzacije ($x = 0$)
- $\rho_G = 41,6 \text{ kg/m}^3$ - gustoća suhozasićene pare pri tlaku kondenzacije ($x = 1$)
- $\mu_L = 7,151 * 10^{-5} \text{ Pa s}$ - dinamička viskoznost vrele kapljevine pri tlaku kond.
- $x = 0,5$ - osrednjena vrijednost sadržaja pare ($x = 0,5$ za potpunu kondenzaciju radne tvari)

Iz jednadžbe (62) je vidljivo da je $Re_{eq} > 1600$ pa je prisilna konvekcija ima značajan utjecaj pri izmjeni topline tijekom kondenzacije. Iz rezultata eksperimenata i mjerenja, izvedena je jednadžba (63) za računanje koeficijenta prijalaza topline za radnu tvar R290 za $Re_{eq} > 1600$:

$$\begin{aligned}
 \alpha_{RT,II} &= 1,875 * \phi * \frac{\lambda_L}{d_h} * (Re_{eq})^{0,445} * Pr_L^{\frac{1}{3}} = \\
 &= 1,875 * 1,25 * \frac{0,0814}{0,004} * (1866,7)^{0,445} * (2,77)^{\frac{1}{3}} = 1958,4 \text{ W/m}^2\text{K}
 \end{aligned}
 \tag{63}$$

Veličine potrebne za računanje jednadžbe (63):

- $\lambda_L = 0,0814 \text{ W/mK}$ - koef. toplinske provodnosti stanja vrele kapljevine pri tlaku kondenzacije p_k
- $Pr_L = 2,77$ - Prandtlov broj stanja vrele kapljevine pri tlaku kondenzacije, izračunat prema jednadžbi (64):

$$Pr_L = \frac{c_{p,L} * \mu_L}{\lambda_L} = \frac{3154 * (7,151 * 10^{-5})}{0,0814} = 2,77
 \tag{64}$$

- $c_{p,L} = 3154 \text{ J/kgK}$ - specifični toplinski kapacitet stanja vrele kapljevine pri tlaku kondenzacije p_k

4.3.2.3. Proračun koeficijenta prijelaza topline u zoni III

U zoni III je cilj pothladiti vrelu kapljevину propana do stanja 3 prema Slici 7. Svrha pothlađenja je osigurati da radna tvar bude u potpuno kapljevitom stanju (jednofaznom) kako bi elektronički ekspanzijski ventil (EEV) radio stabilno i prema zadanim uvjetima uspješno izvršio proces ekspanzije radne tvari prije ulaska u isparivač. Ukoliko bi radna tvar izlazila iz kondenzatora u zasićenom stanju, odnosno bez potpune kondenzacije, u kapljevinskom vodu mogli bi se zbog pada tlaka stvarati mjehurići pare koji bi prouzročili kriva očitavanja na mjernoj opremi koja očitava temperaturu i/ili tlak kapljevine. Posljedica krivog očitavanja mogla bi rezultirati netočnim otvaranjem elektroničnog ekspanzijskog ventila te daljnim problemima u regulaciji rada cijelog sustava. Jednako tako, pothlađenje radne tvari pomiče točku 3 u lijevo (Slika 6.) što znači da nakon ekspanzije u EEV, koje prikazuje točka 4, radna tvar prelazi u zasićeno stanje s manjim sadržajem pare x . Na taj način postiže se i učinkovitost i funkcionalnost rada samog isparivača. Što je veći sadržaj pare radne tvari na ulasku u isparivač, to znači da je više parne faze prisutno u agregatnom stanju radne tvari. Budući da je uloga isparivača upravo isparavanje kapljevite faze, već postojeća para zauzimat će veću površinu u isparivaču i znatno će otežati preostaloj kapljevini da ispari. Posljedica toga je smanjenje rashladnog kapaciteta uređaja. Osim toga, ne smije se dopustiti da iz isparivača izlazi radna tvar u zasićenom stanju ($x < 1$), jer kompresor ne može komprimirati kapljevину. Svaki pokušaj kompresora da radi s kapljevinom može dovesti do velikog oštećenja kompresora i prestanka rada cijelog uređaja.

Odabrana je temperatura pothlađenja u iznosu od $\Delta T_{\text{poth}} = 4 \text{ K}$. Prema tome, radna tvar izlazi iz kondenzatora pri temperaturi $49 \text{ }^\circ\text{C}$. Toplinski tok koji je potreban za pothlađivanje radne tvari za jedan rashladni krug izračunat je prema jednadžbi (65):

$$\Phi_{\text{III}} = q_{\text{m,RT}} * (h_{3'} - h_3) = 0,0698 * (346 - 333,59) = 0,867 \text{ kW} \quad (65)$$

Trebalo je provjeriti izlaznu temperaturu ogrjevnog medija iz zone III, pomoću jednadžbe (66):

$$\theta_{\text{II-III}} = \theta_{\text{k,ul}} + \left(\frac{2 * \Phi_{\text{III}}}{q_{\text{m,OM}} * c_{\text{p,OM}}} \right) = 40 + \left(\frac{2 * 867}{1,367 * 3702} \right) = 40,35 \text{ }^\circ\text{C} \quad (66)$$

Jednadžba (60) i (66) daju jednaku temperaturu ogrjevnog medija $\theta_{\text{II-III}}$, pa je rezultat točan. Na strani radne tvari, veličine stanja u zoni III izračunate su za srednju temperaturu propana u kapljevitom stanju pri temperaturi $51 \text{ }^\circ\text{C}$:

- Gustoća kapljevite radne tvari $\rho_{RT} = 447,35 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- Specifični toplinski kapacitet $c_{p,RT} = 3102 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$
- Koeficijent toplinske provodnosti $\lambda_{RT} = 0,0834 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$
- Dinamička viskoznost $\mu_{RT} = 7,342 * 10^{-5} \text{Pa s}$

Brzina strujanja radne tvari u zoni III:

$$w_{RT} = \frac{q_{m,RT}}{\rho_{RT} * A_c * N_{RT}} = \frac{0,0698}{447,35 * 0,000446 * 10} = 0,035 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (67)$$

Reynoldsov broj:

$$Re_{RT} = \frac{\rho_{RT} * w_{RT} * d_h}{\mu_{RT}} = \frac{447,35 * 0,039 * 0,004}{7,342 * 10^{-5}} = 853,1 \quad (68)$$

Prandtllov broj:

$$Pr_{RT} = \frac{c_{p,RT} * \mu_{RT}}{\lambda_{RT}} = \frac{3102 * (7,342 * 10^{-5})}{0,0834} = 2,73 \quad (69)$$

Nusseltov broj u zoni III može se izračunati prema jednadžbi (70) prema Muleyu i Mangliku [13] koja je vrijedi za jednofaznu izmjenu topline, u ovom slučaju na strani pothlađene kapljevine propana uz uvjet da je $Re_{RT} \geq 800$ i $\beta = 60^\circ$.

$$\begin{aligned} Nu_{RT,III} &= 0,1096 * Re_{RT}^{0,6244} * Pr_{RT}^{\frac{1}{3}} \\ &= 0,1096 * 853,1^{0,6244} * 2,73^{\frac{1}{3}} = 51,5 \end{aligned} \quad (70)$$

U konačnici, koeficijent prijelaza topline u zoni III iznosi:

$$\alpha_{RT,III} = \frac{Nu_{RT,I} * \lambda_{RT}}{d_h} = \frac{51,5 * 0,0834}{0,004} = 1073,2 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (71)$$

4.3.3. Proračun ukupne potrebne površine izmjene topline

Izračunata je površina za svaku od 3 zone izmjene topline. Za svaku zonu određen je koeficijent prolaza topline k pomoću prethodno određenih koeficijenata prijelaza topline. Specifični toplinski tok izračunat je pomoću srednje logaritamske razlike temperatura.

4.3.3.1. Proračun potrebne površine izmjene topline za zonu I

Srednja logaritamska razlika temperatura u zoni I:

$$\Delta T_{m,I} = \frac{(\theta_2 - \theta_{k,iz}) - (\theta_{kond} - \theta_{I-II})}{\ln\left(\frac{\theta_2 - \theta_{k,iz}}{\theta_{kond} - \theta_{I-II}}\right)} = \frac{(84 - 50) - (53 - 48,06)}{\ln\left(\frac{84 - 50}{53 - 48,06}\right)} = 15,06 \text{ K} \quad (72)$$

Koeficijent prolaza topline:

$$k_I = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{OM}} + \frac{t}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_{RT,I}}} = \frac{1}{\frac{1}{4462,6} + \frac{0,006}{16,5} + \frac{1}{700}} = 592,1 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (73)$$

Toplinski tok izmjenjen u zoni I po m² površine:

$$q_I = k_I * \Delta T_{m,I} = 592,1 * 15,06 = 8917 \text{ W/m}^2 \quad (74)$$

Potrebna površina izmjene topline:

$$A_I = \frac{\Phi_I}{q_I} = \frac{5150}{8917} = 0,5776 \text{ m}^2 \quad (75)$$

4.3.3.2. Proračun potrebne površine izmjene topline za zonu II

Srednja logaritamska razlika temperatura u zoni II:

$$\Delta T_{m,II} = \frac{(\theta_{kond} - \theta_{I-II}) - (\theta_{kond} - \theta_{II-III})}{\ln\left(\frac{\theta_2 - \theta_{I-II}}{\theta_{kond} - \theta_{II-III}}\right)} = \quad (76)$$

$$\Delta T_{m,II} = \frac{(53 - 40,35) - (53 - 48,06)}{\ln\left(\frac{53 - 40,35}{53 - 48,06}\right)} = 8,2 \text{ K}$$

Koeficijent prolaza topline:

$$k_{II} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{OM}} + \frac{t}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_{RT,II}}} = \frac{1}{\frac{1}{4462,6} + \frac{0,006}{16,5} + \frac{1}{1958,4}} = 1296,9 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (77)$$

Toplinski tok izmjenjen u zoni II po m² površine:

$$q_{II} = k_{II} * \Delta T_{m,I} = 1296,9 * 8,2 = 10640 \text{ W/m}^2 \quad (78)$$

Potrebna površina izmjene topline:

$$A_{II} = \frac{\Phi_{II}}{q_{II}} = \frac{19384}{10640} = 1,822 \text{ m}^2 \quad (79)$$

4.3.3.3. Proračun potrebne površine izmjene topline za zonu III

Srednja logaritamska razlika temperatura u zoni III:

$$\Delta T_{m,III} = \frac{(\theta_{kond} - \theta_{II-III}) - (\theta_3 - \theta_{I-II})}{\ln\left(\frac{\theta_{kond} - \theta_{II-III}}{\theta_3 - \theta_{I-II}}\right)} = \quad (80)$$

$$\Delta T_{m,III} = \frac{(53 - 40,35) - (49 - 40)}{\ln\left(\frac{53 - 40,35}{49 - 40}\right)} = 10,725 \text{ K}$$

Koeficijent prolaza topline:

$$k_{III} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{OM}} + \frac{t}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_{RT,III}}} = \frac{1}{\frac{1}{4462,6} + \frac{0,006}{16,5} + \frac{1}{1073,2}} = 8838,75 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (81)$$

Toplinski tok izmjenjen u zoni III po m² površine:

$$q_{III} = k_{III} * \Delta T_{m,III} = 838,75 * 10,72 = 8995,6 \text{ W/m}^2 \quad (82)$$

Potrebna površina izmjene topline:

$$A_{III} = \frac{\Phi_{III}}{q_{III}} = \frac{867}{8995,6} = 0,0964 \text{ m}^2 \quad (83)$$

4.3.3.4. Ukupna površina izmjene topline

Ukupna površina izmjene topline kondenzatora je dvostruko veća od izračunate potrebne površine, budući da dizalica topline ima dva rashladna kruga, tj. jedan zajednički pločasti izmjenjivač:

$$A_{\text{kond,pot}} = 2 * (A_I + A_{II} + A_{III}) = 2 * (0,5776 + 1,822 + 0,0964) = 4,992 \text{ m}^2 \quad (84)$$

Preostalo je usporediti trenutnu površinu kodenzatora dobivenu proračunom geometrije A_{kond} u odnosu na potrebnu površinu dobivenu termodinamičkim proračunom $A_{\text{kond,pot}}$:

$$\Delta A = \frac{A_{\text{kond}} - A_{\text{kond,pot}}}{A_{\text{k,potr}}} = \frac{5,069 - 4,992}{4,992} = 0,0154 = 1,54\% \quad (85)$$

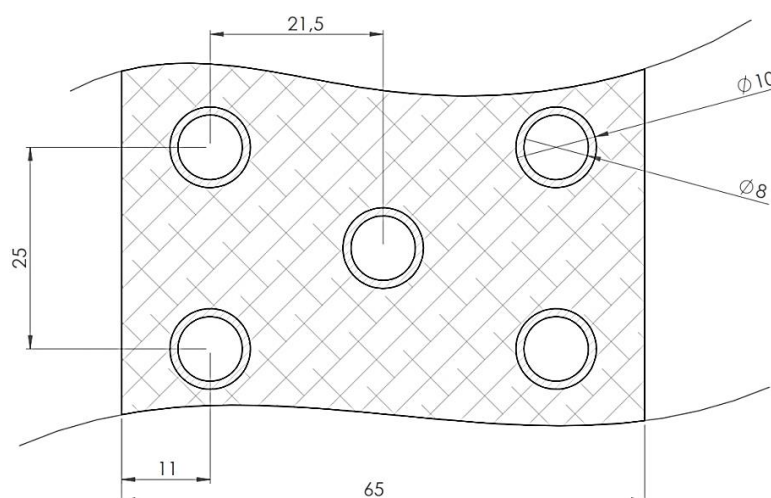
Kondenzator je predimenzioniran 1,54%.

4.4. Dimenzioniranje isparivača

Na strani zraka, u režimu grijanja izmjenjivač ima ulogu isparivača. Proračun isparivača je proveden prema [16]. Isparivač je konstruiran od bakrenih cijevi s aluminijskim lamelama. Odabrana je V izvedba isparivača za svaki rashladni krug. Shodno tome, svaki rashladni krug ima jedan ventilator. Ukupna duljina isparivača će se malo povećati naspram izvedbe sa jednim isparivačem po krugu, što povećava investicijski trošak, ali smanjit će se pogonski troškovi rada ventilatora. Također, V-izvedba isparivača znači da će uređaj biti kompaktniji. Presjek isparivača prikazan je na Slici 14. Oko cijevi nalaze se aluminijske lamele koje služe povećavanju efektivne površine izmjene topline.

Ulazni proračunski podaci isparivača:

- | | |
|-------------------------------------|--------------------------|
| • Visina isparivača | $H = 1,2 \text{ m}$ |
| • Razmak između lamela | $s_f = 0,0035 \text{ m}$ |
| • Debljina lamela | $f_t = 0,0002 \text{ m}$ |
| • Vanjski promjer cijevi | $d_e = 0,01 \text{ m}$ |
| • Unutarnji promjer cijevi | $d_i = 0,008 \text{ m}$ |
| • Broj redova cijevi | $i_r = 3$ |
| • Broj cijevi u jednom redu | $i_t = 48$ |
| • Broj ulaznih cijevi (injekcija) | $i_{in} = 18$ |
| • Vertikalni razmak između cijevi | $s_1 = 0,025 \text{ m}$ |
| • Horizontalni razmak između cijevi | $s_2 = 0,0215 \text{ m}$ |



Slika 14. Poprečni presjek isparivača

Sve površinske mjere u proračunu svedene su na metar dužine isparivača [m^2/m] budući da je potrebna duljina isparivača cilj proračuna. Vanjska površina cijevi između lamela iznosi:

$$A_{mt} = \pi * d_e * \left(1 - \frac{f_t}{s_f}\right) = \pi * 0,01 * \left(1 - \frac{0,0002}{0,0035}\right) = 0,02962 \frac{\text{m}^2}{\text{m}} \quad (86)$$

Ukupna površina lamela:

$$A_f = 2 * \left(\frac{s_1 * s_2 - \pi * d_e^2 * \frac{1}{4}}{s_f}\right) = 2 * \left(\frac{0,025 * 0,0215 - \pi * 0,01^2 * \frac{1}{4}}{0,0035}\right) = \quad (87)$$

$$A_f = 0,26226 \frac{\text{m}^2}{\text{m}}$$

Vanjska površina izmjene topline:

$$A_{e,l} = A_{mt} + A_f = 0,29188 \frac{\text{m}^2}{\text{m}} \quad (88)$$

Unutarnja površina izmjene topline:

$$A_{i,l} = \pi * d_i = \pi * 0,008 = 0,02513 \frac{\text{m}^2}{\text{m}} \quad (89)$$

Omjer vanjske i unutarnje površine izmjene topline:

$$\beta_R = A_{e,l}/A_{i,l} = 0,29188/0,02513 = 11,6136 \quad (90)$$

Visina izmjenjivača:

$$H = i_t * s_1 = 48 * 0,025 = 1,2 \text{ m} \quad (91)$$

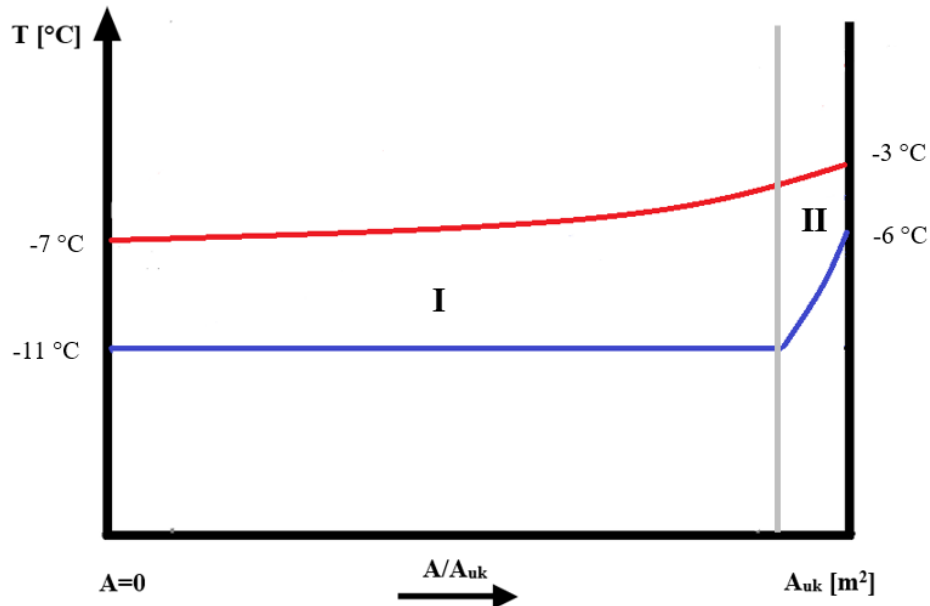
Širina izmjenjivača:

$$W = i_r * s_2 = 3 * 0,0215 + 0,0005 = 0,065 \text{ m} \quad (92)$$

Ulazni podaci za termodinamički proračun:

- Temperatura isparavanja radne tvari $\theta_{isp} = -11 \text{ }^\circ\text{C}$
- Pregrijanje radne tvari u isparivaču $T_{preg} = 5 \text{ K}$
- Temperatura radne tvari na izlazu iz isparivača $\theta_1 = -6 \text{ }^\circ\text{C}$
- Ulazna temperatura zraka: $\theta_{z,ul} = -3 \text{ }^\circ\text{C}$

- Izlazna temperatura zraka: $\theta_{z,iz} = -7\text{ °C}$
- Učin isparivača $\Phi_{I,uk}/4 = 8,276\text{ kW}$



Slika 15. T-A dijagram isparivača

Budući da postoje dva rashladna kruga, svaki rashladni krug mora preuzeti pola od ukupnog toplinskog učina isparivanja $\Phi_{isp}/2$. Jednako tako, svaki krug ima 2 isparivača, pa ukupan učin po isparivaču iznosi 8,134 kW. Potreban toplinski tok zoni I:

$$\Phi_{I,isp} = \frac{q_{m,RT}}{2} * (h_1'' - h_4) = 0,0349 * (562,51 - 333,59) = 7,989\text{ kW} \quad (93)$$

Potreban toplinski tok u zoni II:

$$\Phi_{II,isp} = \frac{q_{m,RT}}{2} * (h_1 - h_1'') = 0,0349 * (566,64 - 562,51) = 0,145\text{ kW} \quad (94)$$

Usporedbom toplinskog toka obje zone vidljivo je da toplinski tok zone I iznosi 98 % ukupnog toplinskog učina isparivača u jednom rashladnom krugu. Razlog tome je velika potrebna latentna toplina isparavanja. Prema tome, zbog jednostavnijeg proračuna, pregrijanje u zoni II spojeno je sa zonom I, pa se utjecaj pregrijanja može zanemariti. U daljni proračun ulazi se sa toplinskim tokom zone 1 iznosa $\Phi_{I,uk} = 8,134\text{ kW}$. Srednja logaritamska razlika temperatura u isparivaču, prema Slici 15.:

$$\Delta T_{m,isp} = \frac{(\theta_{z,iz} - \theta_{isp}) - (\theta_{z,ul} - \theta_{isp})}{\ln\left(\frac{\theta_{z,iz} - \theta_{isp}}{\theta_{z,ul} - \theta_{isp}}\right)} = \quad (95)$$

$$\Delta T_{m,isp} = \frac{(-3 + 11) - (-7 + 11)}{\ln\left(\frac{-3 + 11}{-7 + 11}\right)} = 5,77 \text{ K}$$

Za izračun potrebne duljine isparivača, potrebno je pretpostaviti ukupan koeficijent prolaza topline, odnosno specifični toplinski tok isparivača. Potrebno je iterirati proračun dok se ne izjednače pretpostavljeni i dobiveni koeficijent prolaza topline na kraju proračuna. Ovdje je prikazana zadnja iteracija koja predstavlja konačno rješenje. Pretpostavljeni koef. prolaza topline, sveden na vanjsku površinu:

$$k_e = 29,68 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (96)$$

Sukladno pretpostavci iz jedn. (91), koeficijent prolaza topline sveden na unutarnju površinu iznosi:

$$k_i = k_e * \beta_R = 29,93 * 11,6136 = 344,7 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (97)$$

Gustoća toplinskog toka svedena na unutarnju površinu izmjene topline:

$$q_i = k_i * \Delta T_{m,isp} = 347,58 * 5,77 = 1989 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \quad (98)$$

Gustoća toplinskog toka sveden na vanjsku površinu izmjene topline:

$$q_e = k_e * \Delta T_{m,isp} = 29,68 * 5,77 = 171,27 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \quad (99)$$

Unutarnja površina izmjene topline:

$$A_i = \frac{\Phi_{I,uk}}{q_i} = \frac{8134}{1989} = 4,091 \text{ m}^2 \quad (100)$$

Ukupna duljina cijevi se može izračunati prema sljedećoj jednadžbi, budući da je prethodno određena duljina cijevi svedena na metar duljine cijevi u jednadžbi (89):

$$L_{uk} = \frac{A_i}{A_{i,l}} = \frac{4,091}{0,02513} = 162,78 \text{ m} \quad (101)$$

Duljina cijevi u jednom redu:

$$L_r = \frac{L_{uk}}{i_r} = \frac{162,78}{3} = 54,26 \text{ m} \quad (102)$$

Potrebna duljina izmjenjivača,

$$B = \frac{L_r}{i_t} = \frac{54,26}{48} = 1,13 \text{ m} \quad (103)$$

4.4.1. Proračun koeficijenta prijelaza topline na strani zraka

Veličine stanja zraka očitane su za temperaturu $-5 \text{ }^\circ\text{C}$.

- Gustoća $\rho_z = 1,318 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
- Specifični toplinski kapacitet $c_{p,z} = 1005,6 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$
- Koeficijent toplinske provodnosti $\lambda_z = 0,024 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$
- Dinamička viskoznost $\mu_z = 1,7 * 10^{-5} \text{ Pa s}$

Maseni protok zraka:

$$q_{m,z} = \frac{\Phi_{I,uk}}{c_{p,z} * (T_{z,ul} - T_{z,iz})} = \frac{8,134}{1005,63 * (-3 + 7)} = 2,023 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (104)$$

Volumni protok zraka:

$$q_{v,z} = (q_{m,z}/\rho_z) * 3600 = (2,023/1,318) * 3600 = 5525 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (105)$$

Površina poprečnog presjeka kroz koju struji zrak (između cijevi i lamela):

$$A_z = L_r * (s_1 - d_e) * \left(1 - \frac{f_t}{s_f}\right) = 53,8 * (0,025 - 0,01) * \left(1 - \frac{0,0002}{0,0035}\right) = \quad (106)$$

$$A_z = 0,7673 \text{ m}^2$$

Brzina strujanja zraka kroz poprečni presjek:

$$w_z = \frac{q_{v,z}/3600}{A_z} = \frac{5525/3600}{0,7673} = 2 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (107)$$

Nusseltov i Reynoldsov broj na strani zraka izračunati su za ekvivalentni promjer prema sljedećoj jednadžbi:

$$d_{\text{ekv}} = 2 * (s_1 - d_e) * (s_f - f_t) / (s_1 - d_e + s_f - f_t) =$$

$$d_{\text{ekv}} = 2 * (0,025 - 0,01) * \frac{0,0035 - 0,0002}{0,025 - 0,01 + 0,0035 - 0,0002} = 0,00541 \text{ m} \quad (108)$$

Nusseltov broj:

$$Nu_z = C_1 * Re_z^n * \left(\frac{L}{d_{\text{ekv}}}\right)^m = 0,3173 * 848,2^{0,5293} * 12^{-0,178} = 7,284 \quad (109)$$

Jednadžba (109) vrijedi za sljedeće uvjete:

- $500 \leq Re \leq 10000$ - uvjet zadovoljen
- $9 \leq d_e \leq 16 \text{ mm}$ - uvjet zadovoljen
- $0,18 \leq \frac{s_f}{d_e} \leq 0,35$ $\frac{s_f}{d_e} = \frac{0,0035}{0,01} = 0,35$ - uvjet zadovoljen
- $2 \leq \frac{s_1}{d_e} \leq 5$ $\frac{s_1}{d_e} = \frac{0,025}{0,01} = 2,5$ - uvjet zadovoljen
- $4 \leq L/d_{\text{ekv}} \leq 50$ $\frac{L}{d_{\text{ekv}}} = \frac{0,065}{0,00541} = 12$ - uvjet zadovoljen

Reynoldsov broj:

$$Re_z = \frac{\rho_z * w_z * d_{\text{ekv}}}{\mu_z} = \frac{1,318 * 2 * 0,00541}{1,7 * 10^{-5}} = 841 \quad (110)$$

EkspONENT n u jednadžbi (109):

$$n = 0,45 + 0,0066 * \left(\frac{L}{d_{\text{ekv}}}\right) = 0,45 + 0,0066 * 12 = 0,5293 \quad (111)$$

EkspONENT m u jednadžbi (109):

$$m = -0,28 + 0,08 * \left(\frac{Re}{1000} \right) = -0,28 + 0,08 * \frac{841}{1000} = -0,212 \quad (112)$$

Faktor C_1 funkcija je dva pomoćna faktora:

$$C_1 = C_{1A} * C_{1B} = 0,3 * 1,158 = 0,3483 \quad (113)$$

Pomoćni faktor C_{1A} ovisi o omjeru $\frac{L}{d_{ekv}}$ i izračunat je interpolacijom prema sljedećoj tablici:

Tablica 19. Računanje pomoćnog faktora C_{1A}

$\frac{L}{d_{ekv}}$	5	10	20	30	40	50
C_{1A}	0,412	0,326	0,201	0,125	0,080	0,0475

$$C_{1A} = 0,326 + \frac{0,201 - 0,326}{20 - 10} * (12 - 10) = 0,3 \quad (114)$$

Pomoćni faktor C_{1B} prema sljedećoj jednadžbi:

$$C_{1B} = 1,36 - 0,24 * \left(\frac{Re_z}{1000} \right) = 1,36 - 0,24 * 0,841 = 1,158 \quad (115)$$

Preostalo je izračunati koeficijent prijelaza topline na strani zraka, koji je pritom uvećan za 10% zbog šahovskog rasporeda cijevi.

$$\alpha_z = \frac{Nu_z * \lambda_z}{d_{ekv}} * 1,1 = \frac{7,252 * 0,024}{0,00541} * 1,1 = 35,33 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (116)$$

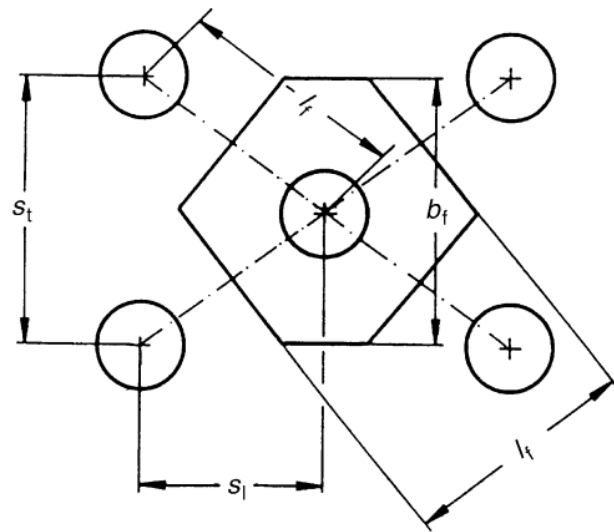
Koeficijent prijelaza topline sveden na unutarnji promjer cijevi izračunat je pomoću sljedeće jednadžbe:

$$\alpha_{z,i} = \alpha_z * (A_f * E * C_k + A_{mt}) / A_{i,l} \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (117)$$

u kojoj je:

$s_t = s_1 = 0,025$ - pomoćna veličina, vertikalna udaljenost stranica šesterokuta definiranog za svaku cijev na lameli prema Slici 16.

- C_k - koeficijent otpora na spoju cijevi i lamele, uzima se vrijednost 1 (idealni slučaj)
- E - učinkovitost lamele, prema jednadžbi (118)



Slika 16. Shematski prikaz presjeka lamele sa modeliranim šesterokutnim orebrenjem oko cijevi [17]

Na jednoj lameli, odnosno orebrenju, oko svake cijevi definiran je šesterokut jednakih dimenzija potreban za računanje učinkovitosti lamele. Ovakva izvedba šesterokuta vrijedi za uvjet

$$\frac{s_1}{2} < s_2 \rightarrow 0,0125 < 0,0215$$

što znači da je uvjet zadovoljen. Nadalje, učinkovitost lamele izračunata je prema sljedećoj jednadžbi:

$$E = \frac{\tanh(m_f * h_f)}{(m_f * h_f)} = \frac{\tanh(41,11 * 0,0111)}{(41,11 * 0,0111)} = 0,936 \quad (118)$$

Pomoćna veličina m_f uzima u obzir toplinsku provodnost i debljinu lamele te koef. prijelaza topline na strani zraka:

$$m_f = \sqrt{\frac{2 * \alpha_z}{f_t * \lambda_f}} = \sqrt{\frac{2 * 35,33}{0,0002 * 209}} = 41,11 \text{ m}^{-1} \quad (119)$$

U jednadžbi (119) $\lambda_f = 209 \text{ W/mK}$ predstavlja koef. toplinske provodnosti aluminijske lamele.

Pomoćna veličina h_f predstavlja ekvivalentnu visinu lamele:

$$\begin{aligned}
 h_f &= 0,5 * d_e * (\rho_f - 1) * (1 + 0,35 * \ln(\rho_f)) = \\
 h_f &= 0,5 * 0,01 * (2,6524 - 1) * (1 + 0,35 * \ln(2,6524)) = 0,0111 \text{ m}
 \end{aligned}
 \tag{120}$$

U jednadžbi (120) bezdimenzijska veličina ρ_f izračunata je pomoću sljedeće jednadžbe (121) koja vrijedi za šahovski (izmaknuti) raspored cijevi prema Slici 16.:

$$\begin{aligned}
 \rho_f &= 1,27 * \left(\frac{l_f}{d_e}\right) * \sqrt{\frac{s_1}{l_f}} - 0,3 = \\
 \rho_f &= 1,27 * \left(\frac{0,02487}{0,01}\right) * \sqrt{\frac{0,025}{0,02487}} - 0,3 = 2,6524
 \end{aligned}
 \tag{121}$$

U jednadžbi (121), veličina l_f je udaljenost između 2 nasuprotne stranice šesterokuta, izračunata Pitagorinim počkom:

$$l_f = \sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + s_1^2} = \sqrt{\left(\frac{0,025}{2}\right)^2 + 0,0215^2} = 0,02487 \text{ m}
 \tag{122}$$

Na kraju, izračunat je koef. prijelaza topline na strani zraka sveden na unutarnju površinu cijevi prema jednadžbi:

$$\begin{aligned}
 \alpha_{z,i} &= \alpha_z * \frac{A_f * E * C_k + A_{mt}}{A_{i,l}} = \\
 \alpha_{z,i} &= 35,33 * \frac{0,2622 * 0,9358 * 1 + 0,0296}{0,02513} = 386,8 \text{ W/m}^2\text{K}
 \end{aligned}
 \tag{123}$$

4.4.2. Proračun koeficijenta prijelaza topline na strani radne tvari

Korelacije za isparavanje propana u cijevima preuzete su iz [18] koje su izvedene modificiranjem općenitijih jednadžbi kako bi se dobile specifične jednadžbe kojima bi se moglo opisati isparavanje ugljikovodika među kojima je i R290 (propan). Istraživanjem je zaključeno da je ukupni koeficijent prijelaza topline α_e funkcija koeficijenata prijelaza topline pod utjecajem mjehuričastog isparavanja α_{NB} (eng. *nucleate boiling*) i konvektivnog isparavanja α_{CB} (eng. *convective boiling*). Koeficijent prijelaza topline unutar cijevi α_e definira se preko sljedeće jednadžbe:

$$\alpha_e = [(\alpha_{NB})^{2,5} + (\alpha_{CB})^{2,5}]^{0,4} \quad (124)$$

Koeficijent prijelaza topline uslijed mjehurićastog isparavanja α_{NB} izračunat je pomoću sljedeće jednadžbe koju je predložio Cooper [18], a koja uzima u obzir molekularnu masu ugljikovodika kao bezdimenzijsku vrijednost M :

$$\begin{aligned} \alpha_{NB} &= 55 * M^{-0,5} * q^{0,67} * p_r^{0,12} * (-\log_{10}(p_r))^{-0,55} = \\ \alpha_{NB} &= 55 * 44,091^{-0,5} * 1989^{0,67} * 0,07857^{0,12} * (-\log_{10} 0,07857)^{-0,55} \\ &= 937,26 \text{ W/m}^2\text{K} \end{aligned} \quad (125)$$

U kojoj je:

- $M = 44,097$ - molekularna masa propana, uzeta kao bezdimenzijska vrijednost
 $q = 1989 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$ - gustoća toplinskog toka (eng. *heat flux*) u cijevi, iz jedn. (98)
 p_r - reducirani tlak, omjer tlaka isparavanja i kritičnog tlaka R290:

$$p_r = \frac{p_{isp}}{p_{crit}} = \frac{3,34}{42,512} = 0,07857 \quad (126)$$

Koeficijent prijelaza topline uslijed konvektivnog isparavanja α_{CB} izračunat je pomoću sljedeće jednadžbe koja uzima u obzir jednofazni koeficijent prijelaza topline za stanje vrele kapljevine:

$$\alpha_{CB} = F * \alpha_{sp} * R \quad (127)$$

u kojoj je:

- F - faktor koji uzima u obzir promjenu faze preko modificirane Lockhart-Martinellijske značajke X :

$$\begin{aligned} F &= 1 + \frac{1,97}{X^{1,96}} = 1 + \frac{1,97}{\left[\left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,8} * \left(\frac{\rho_{1''}}{\rho_{1'}}\right)^{0,2}\right]^{1,96}} = \\ F &= 1 + \frac{1,97}{\left[\left(\frac{1-0,706}{0,706}\right)^{0,8} * \left(\frac{7,39}{543,09}\right)^{0,2}\right]^{1,96}} = 21,3417 \end{aligned} \quad (128)$$

Udio pare $x = 0,706$ u jednadžbi (128) izračunat je kao srednji udio pare u procesu isparavanja, prema točki 4 ($x = 0,412$) i točki 1" ($x = 1$). Slijedi $x = 1,412 / 2 = 0,706$.

R - faktor koji se računa uz pomoć Froudeovog broja Fr_1 za kapljevitu fazu:

$$R = 1,32 * Fr_1^{0,2} = 1,32 * \left(\frac{G^2}{(\rho_1')^2 * g * d_i} \right)^{0,2} =$$

$$R = 1,32 * \left(\frac{38,591^2}{(543,09)^2 * 9,80665 * 0,008} \right)^{0,2} = 0,7626 \quad (129)$$

α_{sp} - jednofazni lokalni koeficijent prijelaza topline, definiran za kapljevitu fazu tijekom isparavanja. Za izračun α_{sp} potrebno je definirati Reynoldsov kapljevite faze (stanje vrele kapljevine u točki 1' prema Tablici 17.):

$$Re_1 = \frac{G * d_i}{\mu_1} = \frac{38,591 * 0,08}{1,407 * 10^{-4}} = 2193,7 \quad (130)$$

Gustoća masenog toka radne tvari u zoni I isparivača:

$$G = \frac{q_{m,RT}}{i_{in} * 0,25 * d_i^2 * \pi} = \frac{0,0349}{18 * 0,25 * 0,008^2 * \pi} = 38,591 \text{ kg/m}^2\text{s} \quad (131)$$

Zatim je izračunata jednadžba za lokalni jednofazni koef. prijelaza topline

$$\alpha_{sp} = 0,023 * Re_1^{0,8} * Pr_1^{0,4} * \frac{\lambda_1}{d_i} = 0,023 * 2193,7^{0,8} * 3,073^{0,4} * \frac{0,1120}{0,008} =$$

$$\alpha_{sp} = 236,4 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (132)$$

$$\alpha_{sp} = 236,4 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Shodno tome, uvrštavanjem dobivenih vrijednosti u jedn. (127) izračunat je α_{CB} :

$$\alpha_{CB} = F * \alpha_{sp} * R = 21,3417 * 238,94 * 0,7626 = 3649 \text{ W/m}^2\text{K}$$

U konačnici, koeficijent prijelaza topline tijekom isparavanja unutar cijevi iznosi:

$$\alpha_e = [(\alpha_{NB})^{2,5} + (\alpha_{CB})^{2,5}]^{0,4} =$$

$$\alpha_e = [(942,6)^{2,5} + (3847,5)^{2,5}]^{0,4} = 3697 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (133)$$

4.4.3. Potrebna duljina isparivača

Budući da su prethodno izračunati koeficijenti prolaza topline na strani zraka i radne tvari (svedeni na unutarnju površinu izmjene topline), izračunat je i koeficijent prolaza topline sveden na unutarnju površinu prema sljedećoj jednadžbi:

$$\begin{aligned}
 k_i &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_z} + R_o \frac{1}{\beta} + R_t * \frac{d_i}{d_m} + R_i + \frac{1}{\alpha_e}} = \\
 &= \frac{1}{\frac{1}{35,49} + 0,0005 * \frac{1}{11,6316} + (2,703 * 10^{-6}) * \frac{0,008}{0,009} + \frac{1}{3697}} = \\
 &= 344,7 \text{ W/m}^2\text{K}
 \end{aligned} \tag{134}$$

U kojoj je:

- $d_m = 0,009 \text{ m}$ - srednji promjer cijevi
- $R_o = 0,0005 \text{ m}^2\text{K/W}$ - toplinski otpor zbog onečišćenja površine izmjene topline na strani zraka
- $R_i = 0 \text{ m}^2\text{K/W}$ - toplinski otpor zbog onečišćenja površine izmjene topline na strani radne tvari
- R_t - toplinski otpor materijala cijevi koji ovisi o debljini bakrene cijevi, prema jedn. (134):

$$R_t = \frac{0,5 * (d_e - d_i)}{\lambda_{Cu}} = \frac{0,5 * (0,01 - 0,008)}{370} = 2,703 * 10^{-6} \tag{135}$$

u kojoj je $\lambda_{Cu} = 370 \text{ W/mK}$ koeficijent toplinske provodnosti bakra. Iz jednadžbe (134) vidljivo je da je iznos k_i jednak onom dobivenom pretpostavkom u jednadžbi (97) što znači da je postupak iteracije gotov. Zatim je izračunata nastrojna brzina zraka na isparivač:

$$w_n = \frac{q_{v,z}/3600}{B * H} = \frac{5525/3600}{1,12 * 1,2} = 1,14 \text{ m/s} \tag{136}$$

Pad tlaka zraka:

$$\Delta p_z = 0,233 * i_r * \left(\frac{s_z}{s_f - f_t} \right)^{0,42} * (w_z * \rho_z)^{1,8} =$$

$$\Delta p_z = 0,233 * 3 * \left(\frac{0,0215}{0,0035 - 0,0002} \right)^{0,42} * (1,14 * 1,318)^{1,8} = 10 \text{ Pa} \quad (137)$$

Duljina jednog izmjenjivača B=1,13 m izračunata je za jedan isparivač. Budući da će biti ugrađena 2 identična isparivača po rashladnom krugu u V izvedbi, ukupna duljina po rashladnom krugu iznosi 2,26 m. Na taj način svaki rashladni krug ima potrebnih 16,27 kW toplinskog učina na isparivačima, odnosno ukupno potrebnih 32,54 kW u dva rashladna kruga dizalice topline kako bi se u režimu grijanja na kondenzatoru predalo 50,8 kW topline.

Odabrane dimenzije isparivača:

- Duljina isparivača B = 1,13 m
- Visina isparivača H = 1,2 m
- Širina isparivača W = 0,065 m

4.5. Provjera potrebne površine cijevnog izmjenjivača u režimu hlađenja

Cijevni izmjenjivač postaje kondenzator u režimu hlađenja, a definirane točke procesa u prethodnim poglavljima pokazale su da je potreban veći toplinski učin u režimu hlađenja nego u režimu grijanja. (Tablica 19). Budući da je cijevni izmjenjivač projektiran za režim grijanja, trebalo je provjeriti hoće li prethodno odabrane dimenzije B x H x W = 1,13 x 1,2 x 0,065 m biti dovoljne da 4 cijevna izmjenjivača (kondenzatora) u režimu hlađenja imaju 39,13 kW toplinskog učina, izračunatog u jednadžbi (32). Toplinski učin toga iznosa potreban je za potpunu kondenzaciju radne tvari. Sve geometrijske veličine izmjenjivača ostaju iste kao u Poglavlju 4.4.

Tablica 20. Usporedba toplinskih učina zračnog izmjenjivača

Režim rada DT	Uloga zračnog izmjenjivača	Potreban toplinski učin
Grijanje	Isparivač	32,54 kW
Hlađenje	Kondenzator	39,13 kW

4.5.1. Proračun koeficijenta prijelaza topline na strani radne tvari

Na isti način kao u Poglavlju 4.3. definirane su zone o kojima se odvija izmjena topline, a koje su prikazane na Slici 15. Zonu 1 predstavlja zona hlađenja pregrijane pare propana do točke zasićenja (stanja suhozasiće pare 2"). Zonu 2 predstavlja površina potrebna za potpunu kondenzaciju para propana, a Zona 3 predstavlja površinu potrebnu za pothlađenje vrele kapljevine propana. Sve potrebne veličine za termodinamički proračun procesa preuzete su iz Tablice 17. Toplinski tok koji se predaje u zoni 1 po izmjenjivaču:

$$\Phi_I = 0,5 * q_{m,RT} * (h_2 - h_2'') = 0,5 * 0,0554 * (663,28 - 618,12) = 1,25 \text{ kW} \quad (138)$$

Toplinski tok koji se predaje u zoni 3 po izmjenjivaču:

$$\Phi_{III} = 0,5 * q_{m,RT} * (h_3 - h_3') = 0,5 * 0,0554 * (321,79 - 309,96) = 0,327 \text{ kW} \quad (139)$$

Toplinski tok koji se predaje u zoni 2 po izmjenjivaču:

$$\begin{aligned} \Phi_{II} &= 0,5 * q_{m,RT} * (h_2'' - h_3') = \\ &= 0,5 * 0,0554 * (618,12 - 321,79) = 8,206 \text{ kW} \end{aligned} \quad (140)$$

Budući da su ugrađena dva jednaka izmjenjivača (kondenzatora) po krugu, maksimum kondenzacije jednog kruga je $2 * (\Phi_I + \Phi_{II} + \Phi_{III}) = 19,57 \text{ kW}$. Kada potreba za kondenzacijom naraste iznad 19,57 kW, regulacija sustava mora uključiti drugi kompresor i smanjiti opterećenje prvog rashladnog kruga tako da se oba izmjenjivača ujednače u toplinskom opterećenju i sudjeluju u maksimalnom opterećenju (potrebnoj kondenzaciji) do 39,14 kW. Kako bi se pojednostavio proračun, potreban toplinski tok zone 3 zbrojen je sa zonom 2, jer topl. tok zone 3 iznosi samo 3% ukupnog toplinskog toka na kondenzatoru. Prema tome, toplinski tok zone 2 iznosi $\Phi_{II,uk} = 8,206 + 0,327 = 8,533 \text{ kW}$. Prema tome, jedan cijevni izmjenjivač mora imati toplinski učin $\Phi_I + \Phi_{II,uk} = 8,533 + 1,25 = 9,78 \text{ kW}$.

Koeficijent jednofaznog prijelaza topline u zoni 1 (pregrijanja) izračunat je pomoću sljedeće jednadžbe:

$$\alpha_I = B_1 * \frac{w_{sup}^{0,8}}{(d_i)^{0,2}} = 86,61 * \frac{2,71^{0,8}}{(0,008)^{0,2}} = 504,8 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (141)$$

U kojoj je B_1 pomoćna vrijednost koja je dobivena sljedećom jednačbom, a vezana je uz hlađenje pregrijane pare. Sve veličine stanja u jednačbi (142) određene su za srednju temperaturu radne tvari u zoni 1, koja iznosi $(45+64,9)/2=54,95$ °C.

$$\begin{aligned} B_1 &= 0,023 * \rho^{0,8} * c^{0,4} * \lambda^{0,6} * \mu^{-0,4} \\ B_1 &= 0,023 * 31,715^{0,8} * 2264^{0,4} * 0,02338^{0,6} * (9,358 * 10^{-6})^{-0,4} \\ B_1 &= 86,61 \end{aligned} \quad (142)$$

Brzina strujanja pregrijane pare w_{sup} određena je pomoću jednačbe (143):

$$\begin{aligned} w_{sup} &= (q_{m,RT}/\rho_{sup})/(i_{in} * (d_i)^2 * \pi * 0,25) = \\ &= \frac{0,0277}{11,3} \\ w_{sup} &= \frac{0,0277}{18 * 0,008^2 * \pi * 0,25} = 2,71 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (143)$$

Koeficijent prijelaza topline u zoni 2 određen je za proces kondenzacije u horizontalnoj cijevi [18]. Potrebno je izračunati koef. prijelaza topline za kapljevitu fazu α_{sp} i modificirani Martinellijev parametar X_{tt} . Veličine stanja kapljevite faze očitane su za stanje vrele kapljevine u točki 3' pri temperaturi kondenzacije 45 °C, odnosno tlaku kondenzacije 15,34 bar.

$$\begin{aligned} \alpha_{sp} &= 0,023 * Re_1^{0,8} * Pr_1^{0,4} * \frac{\lambda_1}{d_i} = 0,023 * 3123^{0,8} * 2,767^{0,4} * \frac{0,0849}{0,008} = \\ \alpha_{sp} &= 229 \text{ W/m}^2\text{K} \end{aligned} \quad (144)$$

Brzina strujanja kapljevite faze:

$$\begin{aligned} w_1 &= (q_{m,RT}/\rho_1)/(i_{in} * (d_i)^2 * \pi * 0,25) = \\ w_1 &= (0,0277/458,4)/(18 * 0,008^2 * \pi * 0,25) = 0,0668 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (145)$$

Reynoldsov broj kapljevite faze:

$$\begin{aligned} Re_1 &= \rho_1 * w_1 * \frac{d_i}{\mu_1} = \rho_{3'} * w_{3'} * \frac{d_i}{\mu_{3'}} = \\ Re_1 &= 458,4 * 0,0668 * \frac{0,008}{7,839 * 10^{-5}} = 3123 \end{aligned} \quad (146)$$

Martinellijeva značajka X :

$$X = ((1 - x)/x)^{0,8} * p_r^{0,5} = \left(\frac{1 - 0,5}{0,5}\right)^{0,8} * 0,36^{0,5} = 0,6 \quad (147)$$

U prethodnoj jednadžbi p_r je reducirani tlak kodenzacije, a iznosi:

$$p_{\text{kond}} / p_{\text{crit}} = 15,34 / 42,512 = 0,36 \quad (148)$$

Srednji sadržaj pare iznosi $x = 0,5$ jer se radi o potpunoj kondenzaciji. Shodno tome, koeficijent prijelaza topline u kondenzaciji iznosi:

$$\alpha_{\text{kond}} = \alpha_{\text{sp}} * \left(1 + \left(\frac{2,5}{X_{tt}^{0,912}} \right) \right) = 229 * \left(1 + \left(\frac{2,5}{0,6^{0,912}} \right) \right) = 1140 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (149)$$

Koef. prijelaza topline u kondenzaciji je relativno nizak, razlog tome je niski Reynoldsov broj i niska gustoća masenog toka koja iznosi $G = 30,6 \text{ k/m}^2\text{s}$.

Proračun potrebne površine napravljen je tako da su pretpostavljeni koeficijenti prolaza topline k u obje zone te se tražila temperatura zraka na izlazu iz izmjenjivača pri kojoj potrebna duljina izmjenjivača iznosi $B_{\text{HL}} = 1,12 \text{ m}$. Drugim riječima, iterirane su tri vrijednosti; dva koeficijenta prolaza topline i izlazna temperatura zraka. U trenutku poklapanja pretpostavljenih koeficijenata prolaza topline sa onima dobivenim proračunom, provjerena je potrebna duljina B_{HL} izmjenjivača. Ukoliko duljina B_{HL} nije odgovarala onoj dobivenoj u režimu grijanja, bilo je potrebno promijeniti izlaznu temperaturu zraka i ponovo iterirati koeficijente prolaza topline. Ovaj postupak napravljen je na računalu. Općenito, temperatura zraka na izlazu iz izmjenjivača ne smije biti previsoka s obzirom na temperaturu kondenzacije kako se na prijelazu zona temperatura radnih medija ne bi previše približila (jer to u načelu iziskuje veliku površinu izmjene topline). Pretpostavljeno je da je potrebna temperaturna razlika od oko 3 K da izmjenjivač ne bi bio predimenzioniran.

Koristeći iste jednadžbe iz Poglavlja 4.4. prema [16], nakon pretpostavki koeficijenata prolaza topline izračunat je koeficijent prijelaza topline na strani zraka u režimu hlađenja. Kako je prethodno spomenuto, geometrijske veličine zračnog izmjenjivača u hlađenju su iste kao u režimu grijanja. Također, na cijelu površinu kondenzatora nastrojava isti zrak, odnosno zrak istih svojstava. Svojstva zraka očitana su uz pomoć CoolProp alata [10] za srednju temperaturu zraka u svakom koraku iteracije koristeći jednadžbu $(\theta_{\text{izl}} + \theta_{\text{ul}}) / 2$, a konačni rezultati iteracija prikazani su ispod.

Temperature zraka na izmjenjivaču:

$$\theta_{\text{ul}} = 36,1 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\theta_{\text{izl}} = f(\theta_{\text{ul}}, k_{i,1}, k_{i,2}, q_{v,z}, B, H, W) = 42 \text{ }^\circ\text{C}$$

Zona 2:

$$k_{e,2} = 46,02 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$\Delta T_{m,2,HL} = 4,27 \text{ K}$$

$$\Delta T_{m,2,HL} = \frac{(\theta_{\text{kond}} - \theta_{I-II}) - (\theta_{3'} - \theta_{ul})}{\ln\left(\frac{\theta_{\text{kond}} - \theta_{I-II}}{\theta_{3'} - \theta_{ul}}\right)} =$$

$$\Delta T_{m,2,HL} = \frac{(41 - 36,1) - (45 - 41,3)}{\ln\left(\frac{41 - 36,1}{45 - 41,3}\right)} = 4,27 \text{ K}$$

$$q_{e,2} = k_{e,2} * \Delta T_{m,2} = 196,4 \text{ W/m}^2$$

$$q_{i,2} = q_{e,2} * \beta = 2281,4 \text{ W/m}^2$$

$$A_{i,2} = \Phi_{II} / q_{i,2} = 3,74 \text{ m}^2$$

$$L_{uk} = A_{i,2} / A_{i,L} = 3,74 / 0,0253 = 148,82 \text{ m}$$

$$L_{r,2} = L_{uk} / i_r = 49,6 \text{ m}$$

Zona 1:

$$k_{e,1} = 29 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$\Delta T_{m,1} = 10,58 \text{ K}$$

$$\Delta T_{m,1,HL} = \frac{(\theta_2 - \theta_{z,izl}) - (\theta_{\text{kond}} - \theta_{I-II})}{\ln\left(\frac{\theta_2 - \theta_{z,izl}}{\theta_{\text{kond}} - \theta_{I-II}}\right)} =$$

$$\Delta T_{m,1,HL} = \frac{(64,9 - 42) - (45 - 41,3)}{\ln\left(\frac{64,9 - 42,24}{45 - 41,27}\right)} = 10,505 \text{ K}$$

$$q_{e,1} = k_{e,1} * \Delta T_{m,1} = 304,1 \text{ W/m}^2$$

$$q_{i,1} = q_{e,1} * \beta = 3532 \text{ W/m}^2$$

$$A_{i,1} = \Phi_I / q_{i,1} = 0,354 \text{ m}^2$$

$$L_{uk,1} = A_{i,1} / A_{i,L} = 14,09 \text{ m}$$

$$L_{r,1} = L_{uk,1} / i_r = 4,7 \text{ m}$$

Potrebna duljina kondenzatora jednaka je zbroju duljine izmjenjivača obje zone:

$$B_{HL} = (L_{r,1} + L_{r,2})/i_t = (4,7+49,6) / 48 = 1,13 \text{ m}$$

Najmanja površina za strujanje zraka:

$$A_z = A_{\min} = (L_{r,1} + L_{r,2}) * (s_1 - d_e) * \left(1 - \frac{f_t}{s_f}\right) = 0,768 \text{ m}^2$$

Maseni protok zraka:

$$q_{m,z} = (\Phi_I + \Phi_{II})/(c_{p,z} * (T_{izl} - T_{ul})) = 9,78 / (1006,9 * (42 - 36,1)) = 1,633 \text{ kg/s}$$

Volumni protok zraka:

$$q_{v,z} = q_{m,z} / \rho_z = 1,44 \text{ m}^3/\text{s}$$

Brzina strujanja zraka u najmanjem presjeku:

$$w_z = q_{v,z} / A_z = 1,88 \text{ m/s}$$

Koeficijent prijelaza topline na strani zraka:

$$Nu_z = 19,253$$

$$Re_z = 601,5$$

$$d_{ekv} = 0,00541 \text{ m}$$

$$n = 0,5293$$

$$m = 0,2318$$

$$C_1 = 0,3656$$

$$C_{1A} = 0,3$$

$$C_{1B} = 1,2156$$

Koeficijent prijelaza topline na strani zraka:

$$\alpha_{zr} = 106,83 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Učinkovitost lamele:

$$E = \tanh(m_f * h_f) / (m_f * h_f) = \tanh(71,503 * 0,0111) / (71,503 * 0,0111) = 0,8326$$

Koeficijent prijelaza topline na strani zraka sveden na unutarnju površinu, uz :

$$C_k = 1$$

$$\alpha_{zr,i} = 1054 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Poznavajući koeficijente prijelaza topline u obje zone na strani radnog medija i koeficijent prijelaza topline na strani zraka, izračunati su ukupni koeficijenti prolaza topline svedeni na unutarnju površinu, prvo $k_{i,1}$ za zonu 1:

$$k_{i,1} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{zr,i}} + R_o \frac{1}{\beta} + R_t * \frac{d_i}{d_m} + R_i + \frac{1}{\alpha_I}} =$$

$$k_{i,1} = \frac{1}{\frac{1}{1054} + 0,0005 * \frac{1}{11,6316} + (2,703 * 10^{-6}) * \frac{0,008}{0,009} + \frac{1}{504,8}} = \quad (150)$$

$$k_{i,1} = 336,13 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Zatim je izračunata vrijednost $k_{i,2}$ i $k_{e,2}$ za zonu 2:

$$k_{i,2} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{zr,i}} + R_o \frac{1}{\beta} + R_t * \frac{d_i}{d_m} + R_i + \frac{1}{\alpha_{II}}} =$$

$$k_{i,2} = \frac{1}{\frac{1}{1054} + 0,0005 * \frac{1}{11,6316} + (2,703 * 10^{-6}) * \frac{0,008}{0,009} + \frac{1}{1140}} = \quad (151)$$

$$k_{i,2} = 534,36 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Koeficijenti prolaza topline $k_{e,1}$ i $k_{e,2}$ svedeni na vanjsku površinu:

$$k_{e,1} = \frac{k_{i,1}}{\beta} = \frac{336,13}{11,61368} = 28,95 \approx 29 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (152)$$

$$k_{e,2} = \frac{k_{i,2}}{\beta} = \frac{534,36}{11,61368} = 46 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (153)$$

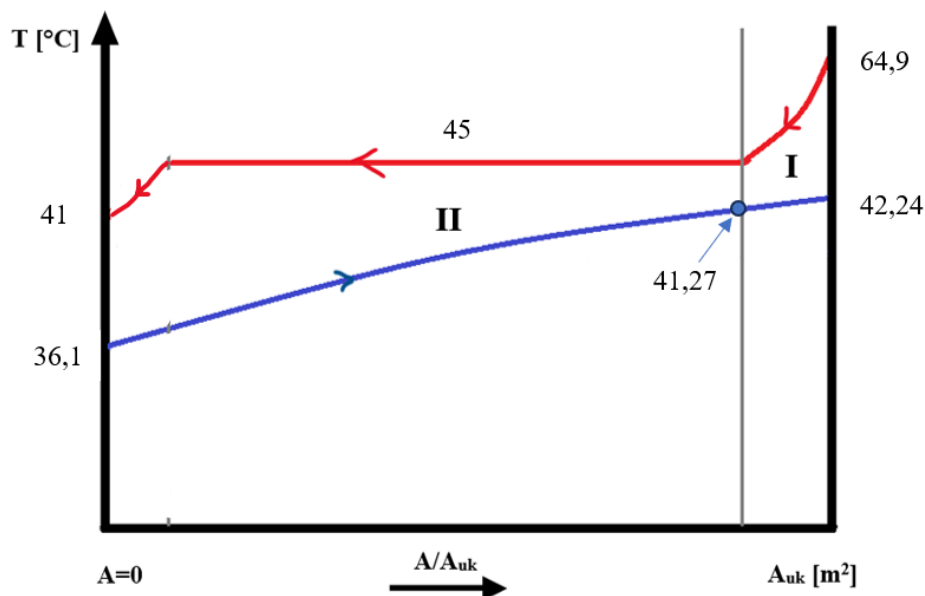
Iteracija je završena kada su se koeficijenti $k_{e,1}$ i $k_{e,2}$ izjednačili sa pretpostavljenima, odnosno kada se duljina B_{HL} i vanjska površina izmjene topline $A_{e,HL}$ izmjenjivača izjednačila sa potrebnom duljinom od $B = 1,13$ m proračunatom u režimu grijanja. Takvo rješenje dalo je iznos izlazne temperature zraka iz kondenzatora $\theta_{z,izl} = 42$ °C pri protoku zraka od 5286 m³/h. Preostalo je provjeriti temperaturu na granici zone 1 i zone 2:

$$\theta_{I-II} = 42 - \left(\frac{\Phi_I}{q_{m,z} * c_{p,z}} \right) = 42 - \left(\frac{1250}{1,633 * 1006,9} \right) = 41,23 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (154)$$

Provjera na strani izlaza RT:

$$\theta_{I-II} = \theta_{z,ul} + \left(\frac{\Phi_{II}}{q_{m,z} * c_{p,z}} \right) = 36,1 + \left(\frac{8533}{1,633 * 1006,9} \right) = 41,27 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (155)$$

Jednadžbe daju približno isto rješenje ($\Delta\theta=0,04 \text{ } ^\circ\text{C}$), što znači da je temp. zraka na izlazu iz imjenjivača iznosa $41,27 \text{ } ^\circ\text{C}$ dobro rješenje i zračni izmjenjivač može raditi u režimu hlađenja s dimenzijama dobivenim u proračunu grijanja. Da je temperatura na granici između zona 1 i 2 bila jako blizu ili veća od temperature kondenzacije, trebalo bi povećati temperaturu kondenzacije i duljinu izmjenjivača. Na Slici 17. prikazan je T, A dijagram zračnog kondenzatora sa pripadajućim temperaturama.



Slika 17. T,A dijagram kondenzatora u režimu hlađenja

Ukoliko se želi postići niža izlazna temperatura zraka, može se povećati volumni protok zraka kroz izmjenjivač (odnosno povećati brzina ventilatora). U tom slučaju nastaje više buke u blizini uređaja, a ventilatori troše više električne energije. Međutim, kako je u režimu hlađenja pločasti izmjenjivač predimenzioniran, bit će dovoljno slobodne površine da se postigne traženi učin isparavanja i temperatura pregrijanja.

4.6. Dimenzioniranje dvocijevnog sustava grijanja i hlađenja

U ovom poglavlju, prikazan je proračun i dimenzioniranje dvocijevnog razvoda za potrebe grijanja i hlađenja proizvodnog pogona. Za odabir opreme u hidrauličkom krugu, potrebno je izračunati pad tlaka u sustavu.

4.6.1. Proračun dimenzije cjevovoda za protok radne tvari

Odabrane brzine strujanja radne tvari prema vrsti cjevovoda [9]:

- Usisni cjevovod $w_U = 10 \text{ m/s}$
- Tlačni cjevovod $w_T = 12 \text{ m/s}$
- Kapljevinski cjevovod $w_K = 0,6 \text{ m/s}$

Usisni cjevovod:

Gustoća radne tvari u usisnom vodu izračunata je za stanje radne tvari nakon izlaska iz isparivača, odgovara stanju procesa u točki 1.

$$\rho_1 = 7,39 \text{ kg/m}^3$$

$$q_{v,U} = \frac{q_{m,RT}}{\rho_1} = \frac{0,0698}{7,39} = 9,564 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \quad (156)$$

$$d_U = \sqrt{\frac{4 * q_{v,U}}{\pi * w_U}} = \sqrt{\frac{4 * 0,009564}{\pi * 10}} = 0,0349 \text{ m} \quad (157)$$

Odabrana je bakrena cijev Cu Ø42x1,5 mm. Prema tome unutarnji promjer cijevi iznosi $d_i = 39 \text{ mm}$, a stvarna brzina strujanja iznosi:

$$w_U = \frac{4 * q_{v,U}}{d_i^2 * \pi} = \frac{4 * 0,009564}{0,039^2 * \pi} = 8 \text{ m/s} \quad (158)$$

Tlačni cjevovod:

Gustoća radne tvari u tlačnom vodu izračunata je za stanje radne tvari nakon izlaska iz kompresora, odgovara stanju procesa u točki 2.

$$\rho_2 = 33,5 \text{ kg/m}^3$$

$$q_{v,T} = \frac{q_{m,RT}}{\rho_2} = \frac{0,0698}{33,5} = 0,00208 \text{ m}^3/\text{s} \quad (159)$$

$$d_T = \sqrt{\frac{4 * q_{v,T}}{\pi * w_T}} = \sqrt{\frac{4 * 0,00208}{\pi * 12}} = 0,01487 \text{ m} \quad (160)$$

Odabrana je bakrena cijev Cu Ø18x1 mm. Prema tome unutarnji promjer cijevi iznosi $d_i = 16$ mm, a stvarna brzina strujanja iznosi:

$$w_T = \frac{4 * q_{v,T}}{d_i^2 * \pi} = \frac{4 * 0,00208}{0,016^2 * \pi} = 10,4 \text{ m/s} \quad (161)$$

Kapljevinski cjevovod:

Gustoća radne tvari u kapljevinskom vodu izračunata je za stanje radne tvari nakon izlaska iz kondenzatora, odgovara stanju procesa u točki 3.

$$\rho_3 = 451,66 \text{ kg/m}^3$$

$$q_{v,K} = \frac{q_{m,RT}}{\rho_3} = \frac{0,0698}{451,66} = 1,55 * 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \quad (162)$$

$$d_K = \sqrt{\frac{4 * q_{v,K}}{\pi * w_K}} = \sqrt{\frac{4 * (1,55 * 10^{-4})}{\pi * 0,6}} = 0,0181 \text{ m} \quad (163)$$

Odabrana je bakrena cijev Cu Ø18x1 mm. Prema tome unutarnji promjer cijevi iznosi $d_i = 16$ mm, a stvarna brzina strujanja iznosi:

$$w_K = \frac{4 * q_{v,T}}{d_i^2 * \pi} = \frac{4 * (1,545 * 10^{-4})}{0,016^2 * \pi} = 0,77 \text{ m/s} \quad (164)$$

4.6.2. Proračun dimenzije cjevovoda za protok ogrjevnog medija

Odabrana brzina strujanja ogrjevnog medija u cjevovodu je $w_{OM} = 0,5 \text{ m/s}$. Gustoća je očitana srednju temperaturu 45 °C .

$$\rho_{OM} = 1034 \text{ kg/m}^3$$

$$q_{v,OM} = \frac{q_{m,OM}}{\rho_{OM}} = \frac{1,367}{1034} = 0,001322 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 4,76 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (165)$$

$$d_{OM} = \sqrt{\frac{4 * q_{v,OM}}{\pi * w_{OM}}} = \sqrt{\frac{4 * 0,001322}{\pi * 0,6}} = 0,053 \text{ m} \quad (166)$$

Odabrana je čelična bešavna cijev DN 50 (vanjski promjer 57 mm sa debljinom stijenke 2,9 mm) [19]. Prema tome unutarnji promjer cijevi iznosi $d_i = 57 - 2 * 2,9 = 51,5 \text{ mm}$. Stvarna brzina strujanja iznosi:

$$w_{OM} = \frac{4 * q_{v,T}}{d_i^2 * \pi} = \frac{4 * 0,001322}{0,0512^2 * \pi} = 0,642 \text{ m/s} \quad (167)$$

4.6.3. Proračun pada tlaka u hidrauličkom krugu u režimu grijanja

Iz akumulacijskog spremnika (koji ima ulogu hidrauličke skretnice) primarna pumpa osigurava konstantan protok kroz razvodni cjevovod od spremnika do pločastog izmjenjivača, a sekundarna pumpa od spremnika do ventilokonvektora. Odabran je model ventilokonvektora „SkyStar Jumbo SK-ECM 72“ proizvođača Sabiana prikazan na Slici 18. Ovaj model ima inverter na motoru ventilatora što čini ovaj ventilokonvektor vrlo fleksibilnim za različite toplinske zahtjeve koje treba ispuniti. U prostoriju 1 ugradit će se 4 modela ovog ventilokonvektora, a u prostorije 2 i 3 po jedan.



Slika 18. Ventilokonvektor SK-ECM 72

Podaci o radu i toplinskom učinku ventilokonvektora u režimu grijanja prikazani su u Tablici 21.

Tablica 21. Rad ventilokonvektora u režimu grijanja

	Kom.	Toplinski učin	Pad tlaka
Prostorija 1	4 x SK-ECM 72	4 x 9238 = 36950 W	≅ 5200 Pa
Prostorija 2	1 x SK ECM 72	12064 W	≅ 5800 Pa
Prostorija 3	1 x SK ECM 72	12781 W	≅ 6000 Pa

Za proračun visine dobave pumpe potrebno je izračunati linijske i lokalne gubitke. Vrijednosti lokalnih gubitaka preuzete su iz [20]. Proces računanja pada tlaka svake dionice cjevovoda se temelji na tabličnom procesu u kojem proces počinje s definiranjem toplinskog opterećenja. Dionica cjevovoda se definira kao neprekinuta cjelina u kojoj je konstantan protok. Odvajanje dijela protoka od glavne dionice ili račvanje ukupnog protoka označava mjesto na kojem se definira nova dionica. U duljinu dionice ulazi polazni i povratni dio cjevovoda koji se u njoj nalazi. Primjer računanja jedne dionice prikazan je ispod.

Dionica 1 (primarna pumpa), režim grijanja 50/40 °C:

$$L = 2 * 5 \text{ m}$$

$$\Phi_{II} = 50810 \text{ W}$$

$$\Phi_{II}/L = 5081 \text{ W/°C}$$

Promjer cijevi odabran DN 50 (unutarnji promjer cijevi iznosi $d = 51,2 \text{ mm}$ [19])

Brzina strujanja (svojstva očitana za srednju temp. ogrjevnog medija 45 °C):

$$w = \frac{q_{m,OM}}{\rho} * A = 1,367 / 1034 * (0,0512^2 * \pi * 0,25) = 0,642 \text{ m/s} \quad (168)$$

$$Re = \rho * w * d / \mu = 1034 * 0,642 * 0,0512 / 0,00119 = 28574 \quad (169)$$

Koeficijent lokalnog gubitka trenja strujanja λ , koristeći koeficijent hrapavosti stijenke cijevi $k_f = 4,5 * 10^{-5}$:

$$\begin{aligned} \lambda &= \frac{1,325}{\left[\ln \left(\left(\frac{k_f}{3,7 * d} \right) + \left(\frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right) \right]^2} = \\ &= \frac{1,325}{\left[\ln \left(\left(\frac{0,045 * 0,001}{3,7 * 0,0512} \right) + \left(\frac{5,74}{28574^{0,9}} \right) \right) \right]^2} = 0,026 \end{aligned} \quad (170)$$

Pad tlaka po metru duljine cijevi:

$$R = (\lambda / d) * (\rho * w^2 * 0,5) =$$

$$= (0,026 / 0,0512) (1034 * 0,642^2 * 0,5) = 108,46 \text{ Pa/m} \quad (171)$$

ova vrijednost je u redu budući da se ova dionica nalazi unutar dizalice topline.

$$R * L = 108,46 * 10 = 1084,7 \text{ Pa} \quad (172)$$

Zbroj lokalnih koeficijenata gubitaka ζ [20]:

Ulaz i izlaz iz spremnika, $\zeta = 2$

4 koljena, $\zeta = 4 * 1,3 = 5,2$

Nepovratna zaklopka, $\zeta = 1,5$

4 zaporna ventila, $\zeta = 4 * 1,5 = 6$

Fiter, $\zeta = 0,8$

$$\text{Ukupni iznos koef. gubitaka, } \zeta_{\text{uk}} = 2 + 5,2 + 1,5 + 6 + 0,8 = 17 \quad (173)$$

Pad tlaka zbog lokalnih gubitaka:

$$Z = \zeta_{\text{uk}} * (\rho * w^2 * 0,5) = 17 * (1034 * 0,642^2 * 0,5) = 2815,3 \text{ Pa} \quad (174)$$

Ukupni pad tlaka u cjevovodu dionice 1:

$$\Delta P_L = R * L + Z = 1084,7 + 2635,6 = 3720,3 \text{ Pa} \quad (175)$$

Prije proračuna visine dobav pumpe, potrebno je izračunati pad tlaka u pločastom izmjenjivaču topline za ogrjevni medij. U pločastim izmjenjivačima nastaje pad tlaka zbog potrebne distribucije fluida na ulazu u izmjenjivač, kako bi se mediji u izmjenjivaču što bolje rasporedili na pločama. Jednako tako, nastaje i pad tlaka na izlasku izmjenjivača. Tijekom prolaska kroz kanale unutar izmjenjivača, tlak dodatno pada zbog trenja između fluida i ploča. Pad tlaka ovisi i o geometrijskim karakteristikama izmjenjivača kao što je razmak b između ploča i površina ploča. Jednadžbe u literaturi [13] za računanje pada tlaka temelje se na računanju koeficijenta trenja koji je najčešće funkcija Reynoldsovog broja. Nakon definiranja faktora trenja, računa se pad tlaka u ulaznom i izlaznom priključku, a taj pad tlaka je funkcija gustoće masenog toka i dimenzije priključka. Jednako tako, pad tlaka zbog strujanja fluida između ploča funkcija je broja kanala kroz koje struji medij i gustoće masenog toka medija koji izmjenjuje toplinu, ovisno za koji medij se pad tlaka proračunava. Pad tlaka na priključcima je u pravilu puno manji od pada tlaka zbog strujanja fluida između ploča. Pad tlaka u pločastom izmjenjivaču koji je izračunat prema [13], odnosno rješenja dobivena tim generaliziranim

proračunom pokazala za red veličine prenizak pad tlaka, koji nije realan. Prema tome, korištenjem programskog paketa za proračun pločastih izmjenjivača definiran je pločasti izmjenjivač opisan u ovom radu te su proračunom utvrđene realnije vrijednosti pada tlaka, koje se mogu očekivati u praksi. Za režim grijanja 50/40 °C i dimenzije pločastog izmjenjivača iz Poglavlja 4., program daje orijentacijsku vrijednost pada tlaka od 9 kPa. U režimu grijanja 50/35 °C pad tlaka iznosi 7 kPa, a u režimu hlađenja 12/7 °C pad tlaka iznosi 11,4 kPa. Ove vrijednosti korištene su u daljnjem proračunu.

Dizalica topline ima jednu primarnu pumpu u hidrauličkom krugu. Primarna pumpa nalazi se na dionici cjevovoda između spremnika i pločastog izmjenjivača, a ima visinu dobave jednaku padu tlaka između pločastog izmjenjivača topline i kritičnog ventilokonvektora. Tablični prikaz pada tlaka dionice 1 na primarnoj strani prikazan je u Tablici 22. Koristeći isti postupak, napravljen je proračun pada tlaka na sekundarnoj strani, u dionicama cjevovoda prema ventilokonvektorima. Na toj strani, protok ogrjevnog medija jednak je 1,663 kg/s dobivenim proračunom prema normi HRN EN 12831, a cjevovod na sekundarnoj strani mora prenijeti 61,8 kW u režimu grijanja. Dizalica topline ispunit će potrebe za 50,8 kW, a toplinski zahtjevi veći od toga bit će ispunjeni korištenjem električnih grijača koji će dogrijati ogrjevni medij u spremniku do temperature polaza 50 °C. Postupak izračuna pada tlaka na sekundarnoj strani prikazan je u Tablici 23.

Tablica 22. Proračun pada tlaka u režimu grijanja, $\Delta T=10$ °C, za primarnu stranu

Dionica	Dužina dionice	Toplinski učinak	Vodena vrijednost	Protok	Promjer	Unutarnji promjer	Brzina strujanja
-	m	W	W/°C	kg/s	mm	mm	m/s
P1	10	50810	5081	1,367	DN 50	51,2	0,642
Dionica	Re	λ	R	R*L	ζ	Z	RL + Z
-	-	-	Pa/m	Pa	-	Pa	Pa
P1	28574	0,0260	108,46	1084,65	17	3625,6	4710

Pad tlaka u cjevovodu:	4710
Pad tlaka u kondenzatoru:	9000
Ukupan pad tlaka [Pa]:	13710

Uzima se da 1 m visine vodenog stupca odgovara 9816,65 Pa. Prema tome, visina dobave h primarne cirkulacijske pumpe jednaka je zbroju padova tlaka na primarnoj strani:

$$\begin{aligned}
 h_{\text{prim}} &= \Delta P_{\text{prim}} + \Delta P_{\text{PI}} \\
 h_{\text{prim}} &= 4710 + 9000 = 13710 \text{ Pa} \\
 h_{\text{prim}} &= \frac{13710}{9816,65} = 1,4 \text{ m}
 \end{aligned}
 \tag{176}$$

u kojoj je ΔP_{prim} pad tlaka na primarnoj strani, a ΔP_{PI} pad tlaka u pločastom izmjenjivaču.

Tablica 23. Proračun pada tlaka u režimu grijanja, $\Delta T=10$ °C, za sekundarnu stranu

Dionica	Dužina dionice	Toplinski učinak	Vodena vrijednost	Protok	Promjer	Unutarnji promjer	Brzina strujanja
-	m	W	W/°C	kg/s	mm	mm	m/s
S1	12	61800	6180	1,663	DN 50	51,2	0,781
S2	18,4	36951	3695,1	0,994	DN 40	43,1	0,659
S3	33,4	18475,5	1847,55	0,497	DN 32	37,2	0,442
S4	18,4	9238	923,775	0,249	DN 25	24,8	0,498
S5	44,8	24849	2484,9	0,669	DN 40	43,1	0,443
S6	20,7	12064	1206,4	0,325	DN 32	32,8	0,372
Dionica	Re	λ	R	R*L	ζ	Z	RL + Z
-	-	-	Pa/m	Pa	-	Pa	Pa
S1	34754	0,0252	155,18	1862,11	20	6310,2	8172
S2	24685	0,0271	141,35	2600,91	4	898,5	3499
S3	14300	0,0305	82,95	2770,66	3,1	313,7	3084
S4	10725	0,0334	172,63	3176,41	3,1	397,0	3573
S5	16600	0,0293	68,97	3090,01	2,6	264,1	3354
S6	10590	0,0328	71,43	1478,59	3,1	221,3	1700

Pad tlaka u cjevovodu:	18330
Pad tlaka u kritičnom ventilokonvektoru:	5200
Ukupan pad tlaka [Pa]:	23530

Kritični ventilokonvektor nalazi se na kraju spoja dionica S1-S2-S3-S4, jer je ukupan pad tlaka na toj udaljenosti od pumpe iznosi 19527 Pa (označeno plavom bojom). Pad tlaka u dionicama S1-S5-S6 iznosi 6027+3354+1700+5800=16881 Pa (pad tlaka u ventilokonvektoru u prostoriji 2 iznosi 5800 Pa), stoga taj zbroj dionica nije kritičan. Visina dobave sekundarne pumpe iznosi, prema Tablici 23.:

$$\begin{aligned}
 h_{\text{sek}} &= \Delta P_{\text{sek}} + \Delta P_{\text{VK}} \\
 h_{\text{sek}} &= 18330 + 5200 = 23530 \text{ Pa} \\
 h_{\text{sek}} &= \frac{23530}{9816,65} = 2,4 \text{ m}
 \end{aligned}
 \tag{177}$$

ΔP_{sek} predstavlja pad tlaka na sekundarnoj strani, a ΔP_{VK} pad tlaka u kritičnom ventilokonvektoru.

U sljedećem koraku, proračunat je pad tlaka u sustavu za režim grijanja 50/35 °C. Proračun je proveden na isti način, sa istim jednadžbama kao u prethodno opisanom slučaju, a rješenja su prikazana u Tablici 24. za primarnu pumpu i u Tablici 25. za sekundarnu pumpu.

Tablica 24. Proračun pada tlaka u režimu grijanja, $\Delta T=15$ °C, za primarnu stranu

Dionica	Dužina dionice	Toplinski učinak	Vodena vrijednost	Protok	Promjer	Unutarnji promjer	Brzina strujanja
-	m	W	W/°C	kg/s	mm	mm	m/s
P1	8	50810	3387	0,912	DN 50	51,2	0,428
Dionica	Re	λ	R	R*L	ζ	Z	RL + Z
-	-	-	Pa/m	Pa	-	Pa	Pa
P1	19049	0,0281	52,07	520,6	17	1611,4	2132

Pad tlaka u cjevovodu:	2132
Pad tlaka u kritičnom kondenzatoru:	7500
Ukupan pad tlaka [Pa]:	9632

Tablica 25. Proračun pada tlaka u režimu grijanja, $\Delta T=15\text{ }^\circ\text{C}$, za sekundarnu stranu

Dionica	Dužina dionice	Toplinski učinak	Vodena vrijednost	Protok	Promjer	Unutarnji promjer	Brzina strujanja
-	m	W	W/°C	kg/s	mm	mm	m/s
S1	12	61800	6180	1,109	DN 50	51,2	0,521
S2	18,4	36951	3695,1	0,663	DN 40	43,1	0,439
S3	33,4	18475,5	1847,55	0,331	DN 32	37,2	0,295
S4	18,4	9238	923,775	0,166	DN 25	24,8	0,332
S5	44,8	24849	2484,9	0,446	DN 40	43,1	0,296
S6	20,7	12064	1206,4	0,216	DN 32	32,8	0,248
Dionica	Re	λ	R	R*L	ζ	Z	RL + Z
-	-	-	Pa/m	Pa	-	Pa	Pa
S1	23169	0,0271	74,12	889,41	20	2804,5	3694
S2	16457	0,0293	67,91	1249,46	4	399,3	1649
S3	9533	0,0334	40,33	1347,04	3,1	139,4	1486
S4	7150	0,0366	84,04	1546,27	3,1	176,5	1723
S5	11067	0,0320	33,48	1499,85	2,6	117,4	1617
S6	7060	0,0361	34,94	723,31	3,1	98,4	822

Pad tlaka u cjevovodu:	8552
Pad tlaka u kritičnom ventilokonvektoru:	5200
Ukupan pad tlaka [Pa]:	13752

Prema Tablici 24. i Tablici 25., u režimu grijanja 50/35 °C zbog veće je temperaturne razlike na strani ogrevnog medija potreban manji protok ogrjevnog medija za isto toplinsko opterećenje. Budući da su dimenzije cjevovoda ostale iste, brzine u cjevovodima će biti manje nego u režimu 50/40 °C, a posljedično i pad tlaka. Visina dobave obje pumpe izračunata istim jednadžbama (155) i (156), a rješenja su:

$$h_{\text{prim}} = 1 \text{ m,}$$

$$h_{\text{sek}} = 1,4 \text{ m}$$

4.6.4. Proračun pada tlaka u hidrauličkom krugu u režimu hlađenja

U režimu hlađenja, temperaturni režim rashladnog medija je 12/7 °C. Prije proračuna pada tlaka, definirani su uvjeti u kojima će raditi ventilokonvektori (Tablica 26.)

Tablica 26. Pad tlaka u ventilokonvektorima u režimu hlađenja

	Kom.	Toplinski učin	Pad tlaka
Prostorija 1	4 x SK-ECM 72	4 x 4832,5 = 17530 W	≅ 7,8 kPa
Prostorija 2	1 x SK ECM 72	6964 W	≅ 14,7 kPa
Prostorija 3	1 x SK ECM 72	5700 W	≅ 11 kPa

Proveden je proračun pada tlaka na isti način kao u režimu grijanja. Kritični ventilokonvektor nalazi se u prostoriji 3, do kojeg vode dionice S1-S5-S7. Razlog tome je najveći pad tlaka na ventilokonvektoru, otprilike 14,7 kPa prema katalogu proizvođača za zadane uvjete. Proračun pada tlaka prikazan je u Tablici 27. za primarnu pumpu i u Tablici 28. za sekundarnu pumpu.

Tablica 27. Proračun pada tlaka u režimu hlađenja, $\Delta T=5$ °C, za primarnu stranu

Dionica	Dužina dionice	Toplinski učinak	Vodena vrijednost	Protok	Promjer	Unutarnji promjer	Brzina strujanja
-	m	W	W/°C	kg/s	mm	mm	m/s
P1	10	30194	6038,8	1,670	DN 50	51,2	0,774
Dionica	Re	λ	R	R*L	ζ	Z	RL + Z
-	-	-	Pa/m	Pa	-	Pa	Pa
P1	13983	0,0300	184,11	1841,12	17	5336,3	7177
Pad tlaka u cjevovodu:							7177
Pad tlaka u isparivaču:							11400
Ukupan pad tlaka [Pa]:							18577

Tablica 28. Proračun pada tlaka u režimu hlađenja, $\Delta T=5\text{ }^{\circ}\text{C}$, za sekundarnu stranu

Dionica	Dužina dionice	Toplinski učinak	Vodena vrijednost t	Protok	Promjer	Unutarnji promjer	Brzina strujanja
-	m	W	W/°C	kg/s	mm	mm	m/s
S1	12	30194	6038,8	1,670	DN 50	51,2	0,683
S2	18,4	17530	3506,0	0,970	DN 40	43,1	0,634
S3	33,4	8765	1753,0	0,485	DN 32	37,2	0,426
S4	18,4	4382	876,5	0,242	DN 25	24,8	0,479
S5	44,8	12664	2532,8	0,700	DN 40	43,1	0,458
S6	20,7	5700	1140	0,315	DN 32	32,8	0,356
S7	11,4	6964	1392,8	0,385	DN 32	32,8	0,435
Dionica	Re	λ	R	R*L	ζ	Z	RL + Z
-	-	-	Pa/m	Pa	-	Pa	Pa
S1	12341	0,0309	147,50	1770,06	20	4890,122	6660
S2	9644	0,0330	161,37	2969,24	4	842,838	3812
S3	5587	0,0382	97,39	3252,91	3,1	294,255	3547
S4	4190	0,0420	203,62	3746,55	3,1	372,416	4119
S5	6967	0,0358	91,32	4091,24	2,6	285,918	4377
S6	4121	0,0417	84,52	1749,49	3,1	205,896	1955
S7	5034	0,0395	119,29	1359,87	1,5	148,712	1509
Pad tlaka u cjevovodu:							12546
Pad tlaka u kritičnom ventilokonvektoru:							14700
Ukupan pad tlaka:							27246

Visina dobave primarne cirkulacijske pumpe u režimu hlađenja iznosi:

$$\begin{aligned}
 h &= \Delta P_{\text{prim}} + \Delta P_{\text{PI}} = \\
 h &= 7177 + 11400 = 18577 \text{ Pa} \\
 h &= \frac{18577}{9816,65} = 1,9 \text{ m}
 \end{aligned}
 \tag{178}$$

Visina dobave sekundarne cirkulacijske pumpe u režimu hlađenja iznosi:

$$\begin{aligned}
 h &= \Delta P_{\text{sek}} + \Delta P_{\text{VK}} = \\
 h &= 12546 + 14700 = 27246 \text{ Pa} \\
 h &= \frac{27246}{9816,65} = 2,78 \text{ m}
 \end{aligned}
 \tag{179}$$

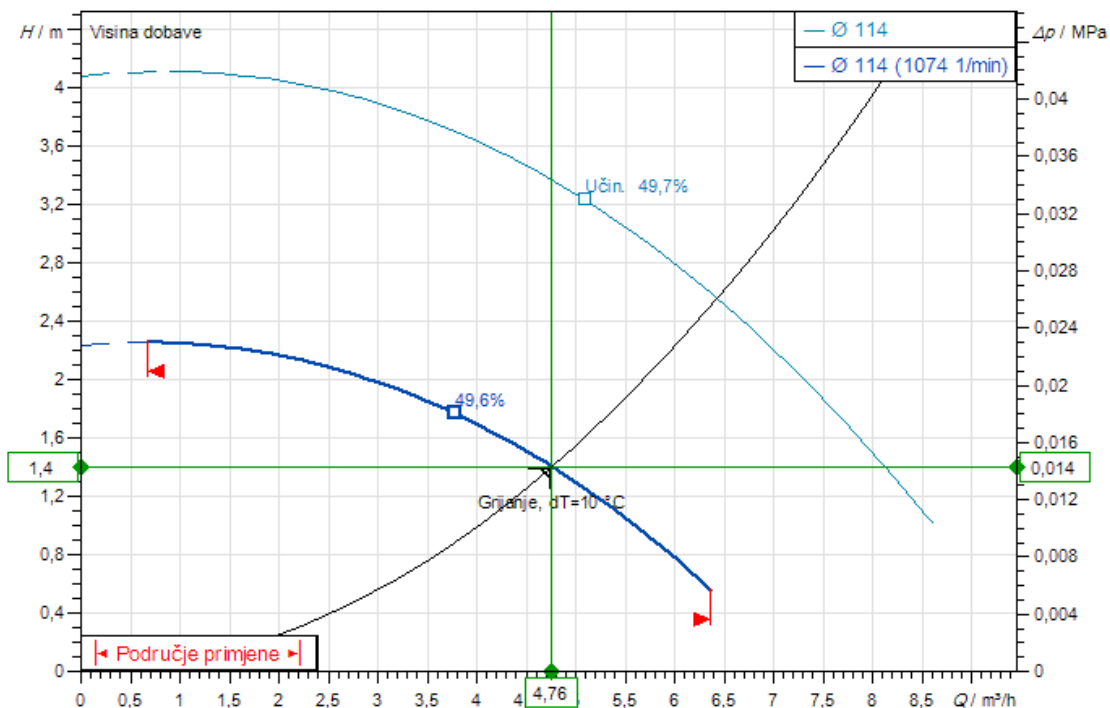
4.6.5. Odabir primarne i sekundarne pumpe

Sukladno dobivenim visinama dobave za režime grijanja i hlađenja napravljena je objedinjena Tablica 29. u kojoj su definirani uvjeti rada primarne pumpe, a u Tablici 30. prikazani su režimi rada sekundarne pumpe.

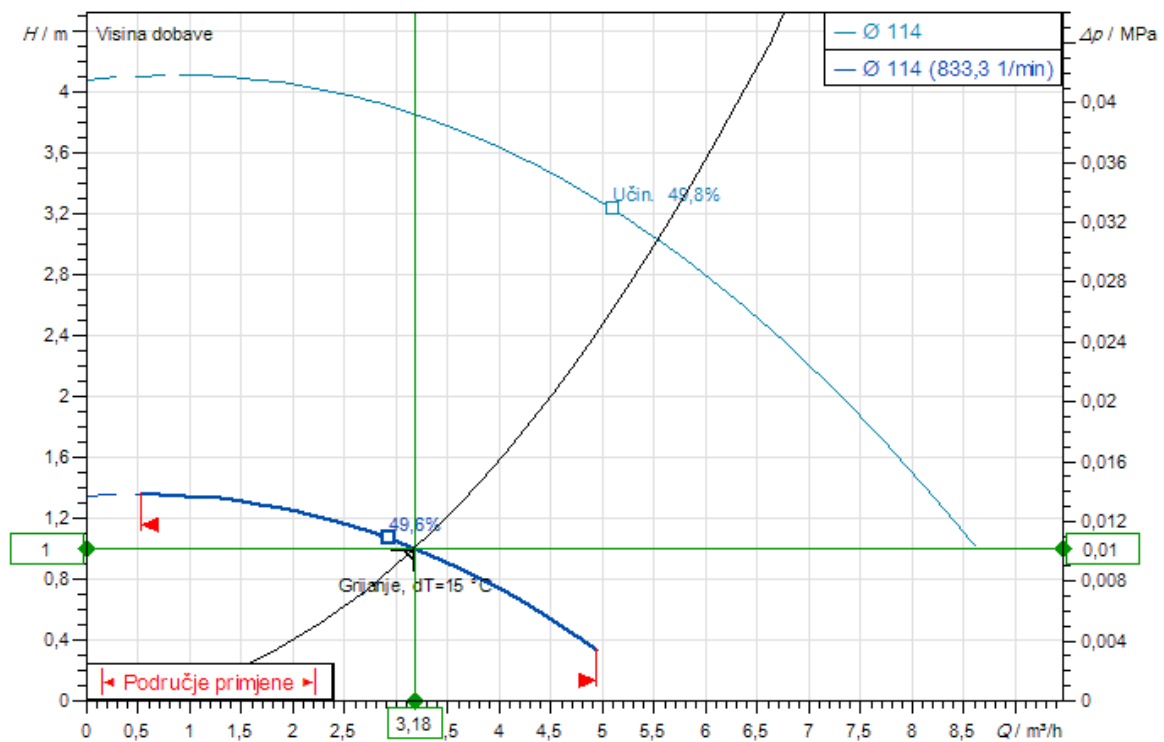
Tablica 29. Podaci o radu primarne pumpe za različite uvjete rada

	Temp. režim	Protok [m ³ /h]	Visina dobave [m]
Grijanje	50/40 °C	4,76	1,4
Grijanje	50/35 °C	3,18	1
Hlađenje	7/12 °C	5,74	1,9

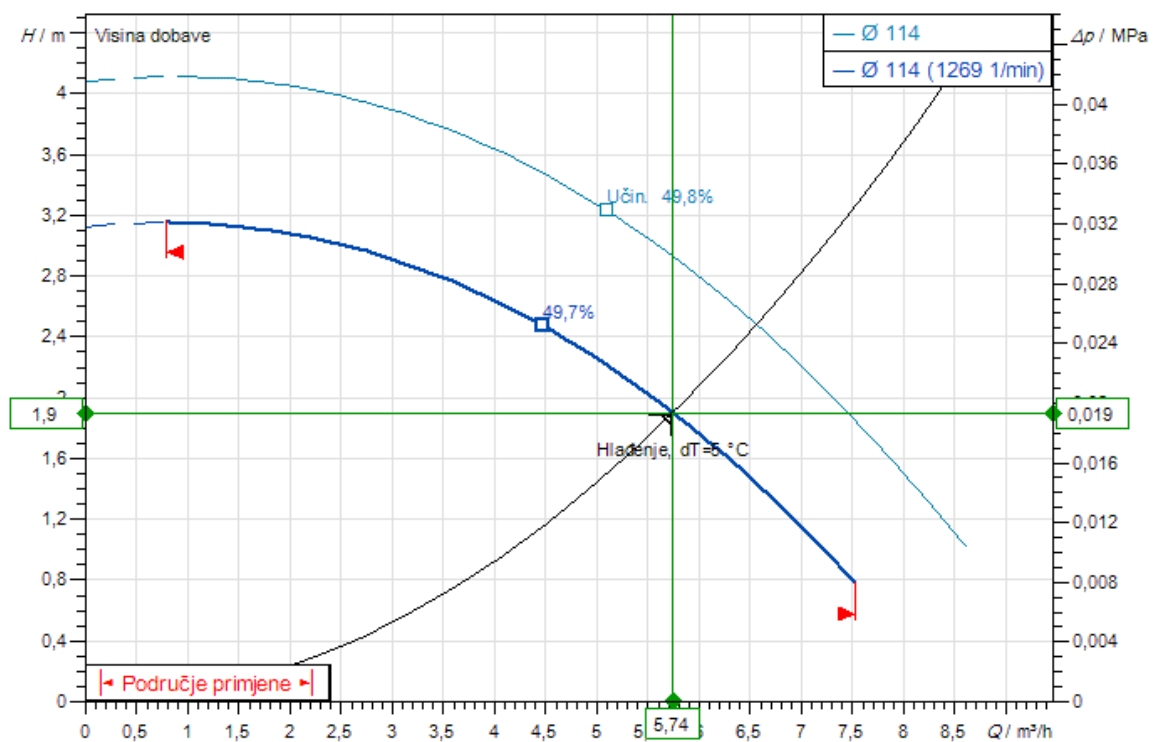
Za primarnu pumpu odabran je model IPL 32/105-0,12/4 proizvođača Wilo nazivne snage 0,12 kW. Na motor pumpe ugrađen je vanjski frekvencijski pretvarač koji omogućuje promjenjivi protok pumpe odnosno promjenu krivulje pumpe tako da se prilagodi radnim uvjetima. Rezultat toga je precizan i učinkovit rad cijelog sustava što ujedno predstavlja i uštedu energije. Q-H dijagram primarne pumpe prikazan je na Slikama 19.-21.



Slika 19. Radna točka primarne pumpe, temp. režim 50/40 °C



Slika 20. Radna točka primarne pumpe, temp. režim 50/35 °C

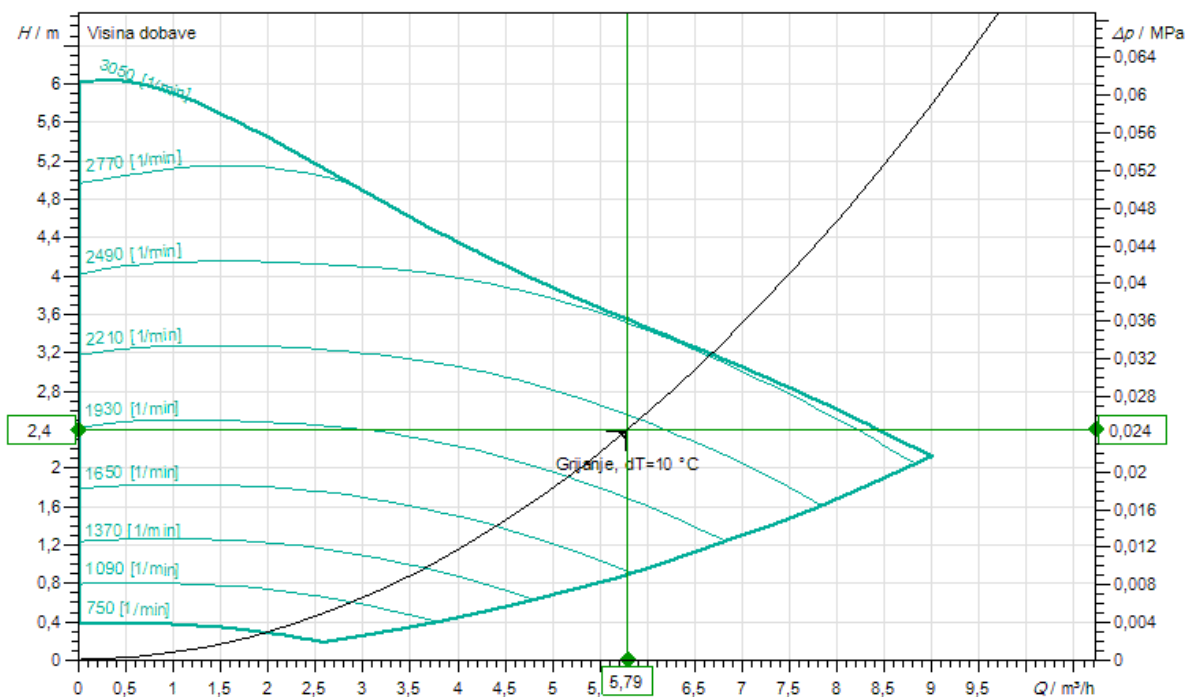


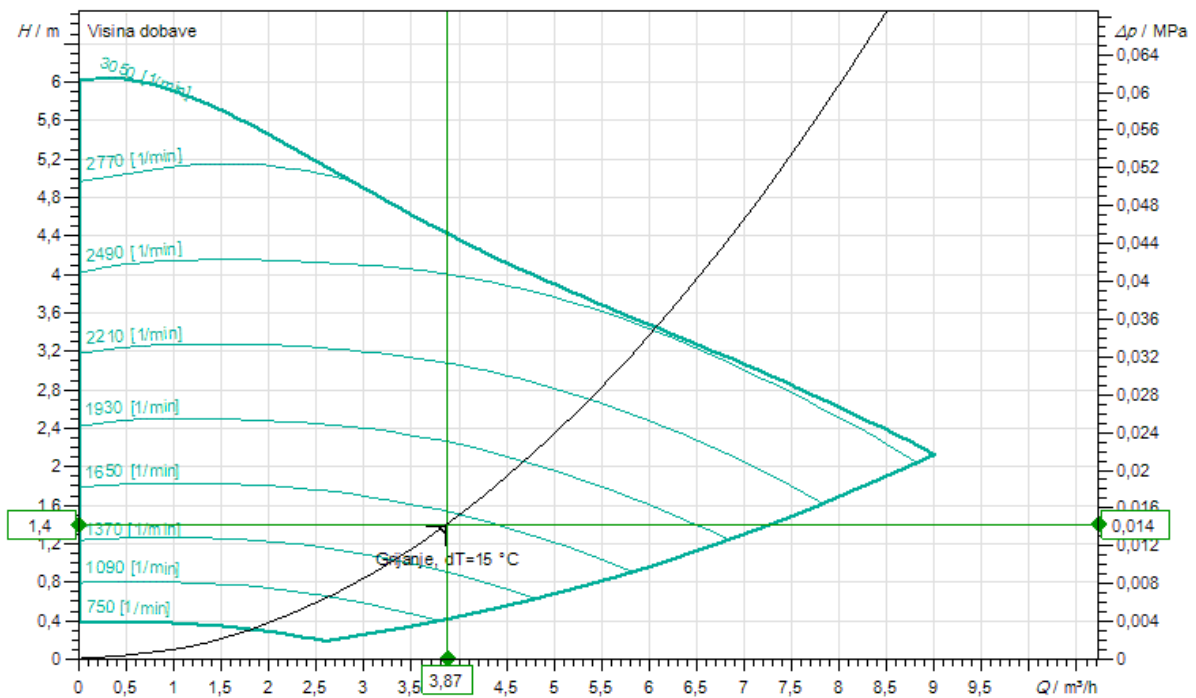
Slika 21. Radna točka primarne pumpe, temp. režim 12/7 °C

Tablica 30. Podaci o radu sekundarne pumpe za različite uvjete rada

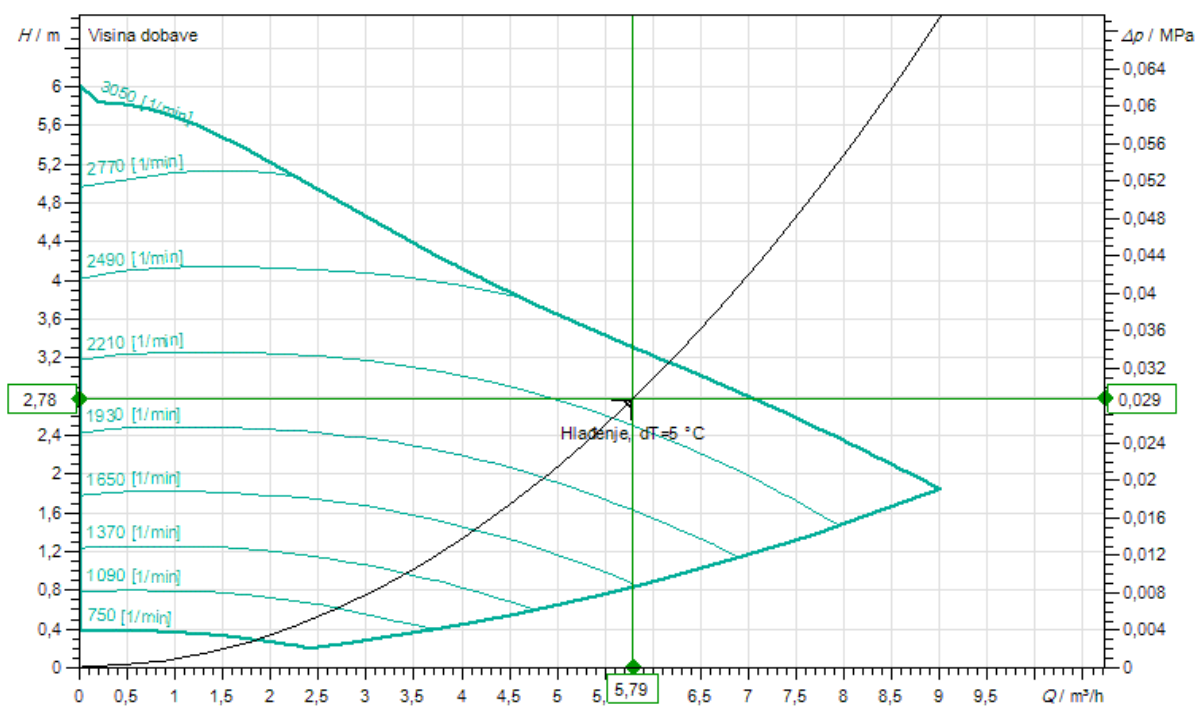
	Temp. režim	Protok [m ³ /h]	Visina dobave [m]
Grijanje	50/40 °C	5,79	2,4
Grijanje	50/35 °C	3,87	1,4
Hlađenje	7/12 °C	5,74	2,78

Na sekundarnoj strani odabrana je pumpa Stratos MAXO 30/0,5-6 proizvođača Wilo. Na motor pumpe ugrađen je elektronički komutator koji omogućuje promjenjivi protok pumpe (odnosno promjenu krivulje pumpe) tako što prilagođava broj okretaja pumpe prema radnim uvjetima. Q-H dijagram primarne pumpe prikazan je na Slikama 22.-24.

**Slika 22. Radna točka sekundarne pumpe, temp. režim 50/40 °C**



Slika 23. Radna točka sekundarne pumpe, temp. režim 50/35 °C



Slika 24. Radna točka sekundarne pumpe, temp. režim 12/7 °C

4.7. Dimenzioniranje ekspanzijske posude

Funkcija ekspanzijske posude u hidrauličkom krugu je kompenzacija promjene volumena ogrjevnog medija kao posljedica promjene temperature te održavanje tlaka u sustavu unutar dozvoljenih granica. U dizalici topline, hidraulički sustav je zatvoreni krug pa je ekspanzijska posuda također zatvorena i pod tlakom. Odabrana je ekspanzijska posuda sa membranom. Primarni pretlak u praznoj posudi računa se sljedećom jednačbom:

$$p_0 = \frac{h_{\text{sys}} + h_{\text{dod}}}{10} = \frac{5,5 + 3}{10} = 0,85 \text{ bar} \quad (180)$$

u kojoj je:

h_{sys} - statička visina instalacije od sredine ekspanzijske posude do najviše točke sustava, odabrano 5,5 m

h_{dod} - za ovu vrijednost uzima se dodatnih 0,5 do 3 metra, uzima se 3 metra.

Zapremnina posude određuje se pomoću jednačbe:

$$V_{n,\text{min}} = (V_e + V_V) * \frac{p_e + 1}{p_e - p_0} \quad (181)$$

u kojoj je:

$V_{n,\text{min}}$ - minimalni volumen zatvorene ekspanzijske posude, [m³]

V_e - volumen potreban zbog širenja ogrjevnog medija uzrokovanog povišenjem temp. ogrjevnog medija od 10 °C do polazne temperature, [m³]

V_V - dodatni volumen, može se smatrati zalihom, iznosi oko 0,5% volumena ogrjevnog medija u instalaciji, [m³]

p_e - krajnji projekttni tlak, određuje se prema tlaku sigurnosnog ventila, može se procijeniti na 0,5 bar ispod tlaka sigurnosnog ventila budući da će hidraulički krug raditi pri tlaku manjem od 5 bar. Odabrana vrijednost 2,5 bar.

Za rješavanje jednačbe (81) i određivanje volumena širenja V_e prvo je potrebno izračunati volumen ogrjevnog medija u sustavu. Ukupan volumen vode izračunat je kao umnožak poprečnog presjeka dionice i duljine dionice cjevovoda (polaz + povrat). Rezultati su prikazani u Tablici 31.

Tablica 31. Proračun volumena ogrjevnog/rashladnog medija u cijevima

Dionica	Dužina dionice	Promjer	Unutarnji promjer	Površina poprečnog presjeka	Volumen OM u dionici
-	m	mm	mm	m ²	m ³
P1	10	DN 50	51,2	0,002059	0,024706
S1	12	DN 50	51,2	0,001459	0,026845
S2	18,4	DN 40	43,1	0,001087	0,036301
S3	33,4	DN 32	37,2	0,000483	0,008888
S4	18,4	DN 25	24,8	0,001459	0,065362
S5	44,8	DN 40	43,1	0,000845	0,017491
S6	20,7	DN 32	32,8	0,000483	0,005507
S7	11,4	DN 25	24,8	0,000845	0,011829
S8	14	DN 32	32,8	0,000483	0,008598
S9	17,8	DN 25	24,8	0,002059	0,024706
Ukupni volumen u cijevima:					0,226116
Ukupni volumen u ventilokonvektorima:					0,0276
Volumen spremnika:					0,5
Ukupni volumen u sustavu V _A [m ³):					0,7537

Ukupan volumen ogrjevnog/rashladnog medija u sustavu iznosi $V_A = 0,7537 \text{ m}^3$, odnosno 753,7 litara. Sukladno tome, volumen širenja vode V_e izračunat je prema sljedećoj jednadžbi:

$$V_e = \frac{n * V_A}{100} = \frac{1,15 * 753,7}{100} = 8,67 \text{ l} \quad (182)$$

gdje je n postotak širenja očitao iz Tablice 32. koja vrijedi za vodu. Najviša temperatura u sustavu je polazna temperatura u režimu grijanja koja iznosi 50°C.

Tablica 32. Postotak širenja vode u ovisnosti o temperaturi, od 10 °C do polazne temp.

θ_{max} [°C]	30	40	50	60	70
n [%]	0,37	0,72	1,15	1,66	2,28

Budući da su poznate sve ulazne veličine, izračunata je jednadžba (160). Iznos dodatnog volumena V_V procijenjen je da iznosi 0,5% volumena vode u sustavu.

$$V_{n,\min} = (V_e + V_V) * \frac{p_e + 1}{p_e - p_0} = (8,67 + (0,005 * 753,7)) * \frac{2,5 + 1}{2,5 - 0,85} = 26,38 \text{ l} \quad (183)$$

Sukladno rješenju prethodne jednadžbe, odabran je volumen ekspanzijske posude od 30 litara.

Ostala oprema sustava služi za pravilan i siguran rad sustava. Neke od bitnih komponenti su elektronički ekspanzijski ventil (EEV), te spremnik kapljevine radne tvari. Spremnik kapljevine radne tvari ima ulogu pohranjivanja viška radne tvari ili nadoknađivanja nedostatka radne tvari u sustavu kada dizalica topline promijeni režim rada iz grijanja u hlađenje ili pri bilo kakvom djelomičnom opterećenju sustava. Svaki propanski krug ima i separator usisa, čiji je volumen određen da iznosi pola volumena spremnika kapljevine. Separator usisa odvaja kapljevitu od parne faze te osigurava da u usisni cjevovod ulazi samo parovita faza radne tvari.

4.8. Specifikacija i opis opreme sustava

Specifikacija i opis opreme sustava za dva kruga radne tvari i hidraulički krug prikazan je u Tablici 33. i 34.

Tablica 33. Specifikacija opreme za oba kruga radne tvari

2 KRUGA RADNE TVARI		
Komponenta i opis	Kao proizvod	Kom.
Poluhermetički stapni kompresor, radna tvar R290 - Rashladni učinak (u režimu grijanja): 16,27 kW - Temp. isp. -11 °C - Temp. kond. 53 °C	GEA Bock, model HG44	2
- Rashladni učinak (u režimu hlađenja): 15,1 kW - Temp. isp. 3 °C - Temp. kond. 45 °C		
Kompaktni pločasti orebreni izmjenjivač (SWEP True dual izvedba) - Ogrjevni učinak (kao kondenzator): 50,8 kW - Temp. isp. -11 °C - Temp. kond. 53 °C - Temp. izlaza/ulaza ogrjevnog medija: 50/40 °C	SWEP, model DB300x42	1
- Rashladni učinak (kao isparivač): 30,2 kW - Temp. isp. 3 °C - Temp. kond. 45 °C - Temp. izlaza/ulaza rashladnog medija: 7/12 °C		
Cijevni orebreni izmjenjivač (Bakrene cijevi s aluminijskim lamelama u V izvedbi, R290 unutar cijevi, zrak oko cijevi) - Ogrjevni učinak (kao kondenzator): 9,78 kW - Temp. isp. 3 °C - Temp. kond. 45 °C	Duljina: 1,12 m Visina: 1,3 m Širina: 0,065 m	4
- Rashladni učinak (kao isparivač): 8,135 kW - Temp. isp. -11 °C - Temp. kond. 53 °C		

Elektronički ekspanzijski ventil	Carel, tip E2	4
Spremnik kapljevite radne tvari, volumen 12 L	OCS, tip RV*RR*	2
Separator kapljevite i parne faze propana, volumen 7,5 L	ESK Schultze, tip FA	2
Ventil koji omogućava prekretanje procesa uređaja	Danfoss, tip STF	2
Filter-sušać kapljevine propana	Danfoss, tip DML	4
Kontrolno staklo kapljevinskog cjevovoda	Castel, 3940/M18	4
Temperaturni osjetnik (radno područje od -50 do 105 °C)	Carel, tip NTC	5
Pretvarač tlaka (radno područje 0-30 bar)	Carel, tip S	8
Tlačna sklopka (presostat) visokog tlaka za R290, s ručnim resetom, maksimalni radni tlak 32 bar	Danfoss, tip KP	2
Tlačna sklopka (presostat) niskog tlaka za R290, s automatskim resetom, radno područje od -0,2 do 8 bar	Danfoss, tip KP	2
Kuglični ventil, radno područje od -40 do 150 °C	Danfoss, tip GBC	2
Aksijalni ventilator sa elektroničkim komutatorom	Ziehl-Abegg, EC-ZN080	2
Osjetnik propuštanja radne tvari R290 (propana)	Sensitron, SMART3G (R290)	1
Ventilator za zapaljive/eksplozivne atmosfere, radi u slučaju propuštanja radne tvari, ATEX certificiran	SystemAir, EX180*	1

Tablica 34. Popis opreme hidrauličkog kruga

Komponenta i opis	Kao proizvod	Kom.
Vertikalni akumulacijski spremnik ogrjevnog/rashladnog medija (30%-tna vodena otopina etilen-glikola) sa 4 priključka i ispusnom slavinom, volumen 500 L	/	1
Cirkulacijska (primarna) pumpa sa ugrađenim frekvencijskim pretvaračem za regulaciju brzine vrtnje (frekvencije), nazivna snaga 0,12 kW	Wilo, VeroLine-IPL 32/105-0,12	1
Cirkulacijska (sekundarna) pumpa sa ugrađenim elektroničkim komutatorom za regulaciju brzine vrtnje, najveći dopušteni radni tlak 10 bar	Wilo, Stratos MAXO 30/0,5-6 PN10	1
Hvatač nečistoća, mehanički filter	ITAP, DN 50	2
Elektronička zaštita pumpi hidrauličkog kruga, nadzor protoka	WIKA, tip FSD	1
Temperaturni osjetnik (radno područje od -50 do 105 °C)	Carel, tip NTC*W*	3
Membranska ekspanzijska posuda, 30 L	/	1
Manometar, 0/10 bar	/	1
Sigurnosni ventil hidrauličkog kruga, 3 bar	Caleffi, serija 3*	1
Odzračni ventil hidrauličkog kruga sa pripadajućim kugličnim ventilom	Caleffi, tip Minical	1

Usisni cjevovod Cu 42x1,5 potrebno je izolirati toplinskom izolacijom debljine 25 mm. Jednako tako, izolirati je potrebno i usisni separator i spremnik kapljevine u svakom krugu. Na taj način sprječava se zaleđivanje kondenzirane vlage na stjenkama cjevovoda i spremnika te usisnog separatora, budući da će dizalica topline biti smještena izvan pogona, dok će hidraulički krug biti smješten unutar pogona. Kućište uređaja odabrano je iz kataloga tvrtke Frigo-Plus za vrstu uređaja MIDLINE i u tom je kućištu sastavljen sklop komponenata uređaja, uključujući cjevovode.

5. ZAKLJUČAK

U ovom radu prikazan je proces proračuna toplinskog i rashladnog opterećenja proizvodnog pogona. Projektno toplinsko opterećenje izračunato je prema normi HRN EN 12831, a projektno rashladno opterećenje prema normi VDI 2078. Proračun je pokazao da proizvodni pogon ima toplinsko opterećenje (potrebe za grijanjem) od 61,8 kW za vanjsku projektnu temperaturu $-9,8\text{ }^{\circ}\text{C}$. Projektno rashladno opterećenje iznosi 30,19 kW za vanjsku projektnu temperaturu $36,1\text{ }^{\circ}\text{C}$. Sukladno takvim opterećenjima, projektirana je dizalica topline zrak-voda koja ima dva kruga radne tvari čija je radna tvar R290 (propan). Dizalica topline projektirana je za vanjsku projektnu temperaturu $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$ kako uređaj ne bi bio predimenzioniran. Prema tome, dizalica topline može ispuniti 50,8 kW toplinskih potreba za grijanjem, dok će preostali toplinski tok prema potrebi nadoknaditi električni grijači smješteni unutar akumulacijskog spremnika. Električni grijači prvenstveno će dogrijavati ogrjevni medij do polazne temperature grijanja, samo pri vanjskim temperaturama okoliša nižim od $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$. U režimu hlađenja, dizalica topline ispunjava u potpunosti potrebe za hlađenjem. Kao prijenosnik topline odabrana je 30%-tna vodena otopina etilen-glikola. Krug radne tvari sastoji se od poluhermetičkog stapnog kompresora, pločastog izmjenjivača topline smještenog unutar uređaja i cijevnog orebrenog izmjenjivača topline u V izvedbi na strani zraka koji je smješten na kućištu uređaja. Dizalica topline ima četveroputni ventil što omogućuje prekretanje procesa i učinkovit prijelaz iz režima grijanja u režim hlađenja i obrnuto. Temperaturni režim grijanja iznosi $50/40\text{ }^{\circ}\text{C}$ (polaz/povrat), a koeficijent učinkovitosti grijanja iznosi $\text{COP} = 2,78$. Temperaturni režim hlađenja iznosi $7/12\text{ }^{\circ}\text{C}$, a koeficijent učinkovitosti hlađenja iznosi $\text{EER} = 3,38$. Svaki rashladni krug opremljen je opremom koja osigurava siguran i stabilan rad uređaja; presostatima niskog i visokog tlaka te sigurnosnim ventilima. Oba kruga radne tvari dizalice topline smještena su u tipsko kućište proizvođača Frigo Plus, dok se hidraulički krug s primarnom i sekundarnom cirkulacijskom pumpom nalazi u zgradi, odnosno unutar proizvodnog pogona. U radu je također dimenzioniran dvocijevni razvod za potrebe grijanja i hlađenja proizvodnog pogona. Unutar prostorija, raspoređeni su stropni ventilokonvektori za što bolje odavanje toplinske/rashladne energije ovisno o potrebi potrošača.

LITERATURA

- [1] HRN EN 12831-1:2017, *Energijska svojstva zgrada - Metoda proračuna projektnog toplinskog opterećenja*
- [2] Ministarstvo graditeljstva RH, *Tehnički propis o racionalnoj uporabi energije i toplinskoj zaštiti u zgradama*, NN 128/2015
- [3] Kingspan, AWP IPN zidni panel
URL: <https://www.kingspan.com/hr/hr/proizvodi/izolacijski-paneli>
- [4] VDI 2078, *Calculation of thermal loads and room temperatures (design cooling load and annual simulation)*, 2015.
- [5] DHMZ, Agrometeorološki mjesečni bilten
URL: https://meteo.hr/podaci.php?section=podaci_agro¶m=mjesečni_agro_bilten
- [6] ASHRAE Handbook – Fundamentals, 2009., P. 18.4
- [7] Duska, M, Lukes, J., Bartak, M., Drkal, F. & Hensen, J.L.M., *Trend in heat gains from office equipment*, Department of Environmental Engineering, 2007.
- [8] J. N. DuPont, A. R. Marder, *Thermal Efficiency of Arc Welding Processes*, 1995.
- [9] Soldo V., Boban L., *Dizalice topline s OIE*, predavanja, 2021.
- [10] Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp v6.5.0
URL: <http://www.coolprop.org/>
- [11] SWEP, Products – DB300
URL: <https://www.swep.net/products/dbd300/>
- [12] SWEP, *True Dual systems*
URL: <https://www.swep.net/refrigerant-handbook/10.-systems/asdf9/>
- [13] Kakac S.; Liu H.; *Heat Exchangers, Selection, rating and thermal design, Second edition*, University of Miami, 2002.
- [14] Yan, Y.,Y.; Lin, T., F.; *Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Plate Heat Exchanger*, Department of Mechanical Engineering, National Chiao Tung University, Hsinchu, Taiwan, R.O.C., 1999.
- [15] G. A. Longo, G. Righetti, C. Zilio, *A new computational procedure for refrigerant condensation inside herringbone-type Brazed Plate Heat Exchangers*, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 82, 2015.
- [16] Ciconkov, R., *Refrigeration – solved examples*, Faculty of Mechanical Engineering, University "Sv. Kiril i Metodij", 2000.
- [17] VDI Heat Atlas, 2010.

- [18] Liu, C.; Sun, Z.; Zhang, Z.; Shi, J.; and Chen, J., *Literature review of condensation and evaporation of R290*, 2016., International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 1740.
- [19] Krautov strojarski priručnik, *Čelične bešavne cijevi*, 2009.
- [20] Jauschowitz, R., *Sustavi toplovodnog grijanja, Hidraulika*, HERZ, 2004.