Eksperimentalna analiza dizalice topline zrak-voda u režimu grijanja

Pokas, Josip

Master's thesis / Diplomski rad

2018

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:235:866326

Rights / Prava: In copyright / Zaštićeno autorskim pravom.

Download date / Datum preuzimanja: **2024-04-25**

Repository / Repozitorij:

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

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Josip Pokas

Zagreb, 2018.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor: Student:

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

Zagreb, 2018.

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

Zahvaljujem se mentoru, prof. dr. sc. Vladimiru Soldi na ukazanoj stručnoj pomoći prilikom pisanja ovog rada.

Također se zahvaljujem svojoj obitelji i djevojci Mariji na strpljenju, odricanju i potpori tijekom cijelog studiranja.

Josip Pokas

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

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

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Josip POKAS** Mat. br.: 0035191598

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Eksperimentalna analiza dizalice topline zrak-voda u režimu grijanja**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Experimental analysis of air source heat pump in heating mode**

Opis zadatka:

U radu je potrebno provesti mjerenja na ispitnoj dizalici topline zrak-voda, koja se koristi za grijanje i hlađenje učionica S5 i S6 na Fakultetu strojarstva i brodogradnje. Navedena dizalica topline koristi R410A kao radnu tvar i opremljena je s više mjerila za energetsko bilanciranje i optimiranje sustava: mjerilima temperature na strani radne tvari, izvora i ponora topline, mjerilima tlaka, mjerilom toplinske energije i snage, mjeračima električne energije i snage.
Mjerenje parametara rada sustava s dizalicom topline zrak-voda potrebno je provesti u režimu grijanja učionica S5 i S6.

Rad treba sadržavati:

1. Obradu rezultata mjerenja i učinkovitosti dizalice topline u režimu grijanja.
2. Analizu regulacije rada uređaja za zagrijavanje vode, te sustava za odleđivanje isparivača.
3. Termodinamički proračun i proračun pada tlaka isparivača i kondenzatora dizalice topline.
4. Energetsku usporedbu dizalice topline zrak-voda s konvencionalnim sustavom grijanja.
5. Shemu spajanja i automatske regulacije.
6. Dispozicijski crtež dizalice topline.

U radu navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:	Datum predaje rada:	Predviđeni datum obrane:
27. rujna 2018.	29. studenog 2018.	5., 6. i 7. prosinca 2018.

Zadatak zadao: Predsjednica Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Vladimir Soldo Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

SADRŽAJ I
POPIS SLIKA III
POPIS TABLICA IV
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE V
POPIS OZNAKA VI
SAŽETAK IX
SUMMARY X
1. UVOD 1
1.1. Dizalice topline zrak-voda 1
1.2. Trendovi 2
2. DIZALICA TOPLINE ZRAK - VODA 5
2.1. Opis sustava 5
2.2. Tehnički podaci 7
2.3. Regulacija rada uređaja 9
2.4. Sustav za odleđivanje isparivača 13
3. KOMPONENTE UREĐAJA 15
3.1. Spiralni kompresor 19
3.2. Pločasti kompaktni kondenzator 20
3.2.1. Termodinamički proračun kondenzatora 20
3.2.2. Proračun pada tlaka [10] 28
3.3. Elektronički ekspanzijski ventil 30
3.4. Isparivač 30
3.4.1. Termodinamički proračun isparivača [12] 31
3.4.2. Proračun pada tlaka zraka [12] 38
3.4.3. Proračun odleđivanja isparivača 38
3.5. Proračun cjevovoda 41
4. REZULTATI MJERENJA PROVEDENIH NA FAKULTETU STROJARSTVA I BRODOGRADNJE 45
4.1. Mjerenje 12.11.2018. 46
4.2. Mjerenje 15.11.2018. 47

4.3. Mjerenje 20.11.2018. 50
4.4. Mjerenje 30.11.2018. 52
5. ENERGETSKA USPOREDBA S KONVENCIONALNIM SUSTAVIMA GRIJANJA 55
6. DISPOZICIJSKI CRTEŽI 57
7. ZAKLJUČAK 59
LITERATURA 60
PRILOZI 61

POPIS SLIKA

Slika 1. Shema rada dizalice topline [1] 2
Slika 2. Vanjska jedinica dizalice topline 5
Slika 3. Unutarnja jedinica dizalice topline 6
Slika 4. Ventilokonvektor u učionici S5 6
Slika 5. Shema frekvencijskog pretvarača [4] 10
Slika 6. Shema spajanja PID regulacije 11
Slika 7. Usporedba rada uređaja s inverterom i bez njega [4] 12
Slika 8. Rad uređaju u procesu odleđivanja isparivača [5] 14
Slika 9. T-s dijagram procesa 15
Slika 10. log p-h dijagram za radnu tvar R410a [6] 17
Slika 11. Spirale kompresora [7] 19
Slika 12. Prikaz rastavljenog BPHE pločastog izmjenjivača topline [5] 20
Slika 13. ϑ-A dijagram kondenzatora 24
Slika 14. Shema postavljenja EEV-a [5] i EEV u presjeku [11] 30
Slika 15. ϑ-A dijagram isparivača 31
Slika 16. Prikaz konstrukcijskih parametara [12] 32
Slika 17. Akvizicijski sustav 46
Slika 18. Porast snage kompresora prilikom pokretanja 48
Slika 19. Graf razlika temperatura pregrijanja i pothlađenja 50
Slika 20. Graf toplinskog toka grijanja, električne snage i COP-a 20.11.2018. 50
Slika 21. Temperature kondenzacije, vode sekundarnog kruga, isparavanja i okoliša 20.11.2018. 52
Slika 22. Led na isparivaču 53
Slika 23. Graf toplinskog toka grijanja, električne snage i COP-a 30.11.2018. 54
Slika 24. Temperature kondenzacije, vode sekundarnog kruga, isparavanja i okoliša 30.11.2018 54
Slika 25. Dispozicijski crtež unutarnje jedinice 57
Slika 26. Dispozicijski crtež vanjske jedinice 58

POPIS TABLICA

Tablica 1. Broj prodanih dizalica topline u Europi po godinama [2] 3
Tablica 2. Trendovi tržišta dizalica topline u Europi [2] 4
Tablica 3. Podaci o učinu grijanja prema EN 14511 (A2/W35) 7
Tablica 4. Podaci o učinu hlađenja prema EN 14511 (A35/W7, raspon temperature 5 °) 7
Tablica 5. Dozvoljeni raspon temperatura vanjskog zraka 7
Tablica 6. Ogrjevna voda (sekundarni krug) 8
Tablica 7. Električne vrijednosti 8
Tablica 8. Krug hlađenja 9
Tablica 9. Veličine stanja u karakterističnim točkama procesa 17
Tablica 10. Veličine stanja u karakterističnim točkama procesa u režimu odleđivanja 40
Tablica 11. Mjerni uređaji postavljeni na dizalicu topline 45
Tablica 12. Rezultati mjerenja 12.11.2018. 47
Tablica 13. Rezultati mjerenja 15.11.2018. – pokretanje uređaja 48
Tablica 14. Rezultati mjerenja 15.11.2018. – ujednačen rad 49
Tablica 15. Rezultati mjerenja 20.11.2018. 51
Tablica 16. Rezultati mjerenja 30.11.2018. 53
Tablica 17. Energetska i ekonomska analiza grijanja različitim energentima 56

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

2018 - 1 Dispozicija unutarnje jedinice

2018 - 2 Dispozicija vanjske jedinice

2018 - 3 Shema spajanja i automatske regulacije

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
α	$\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m^2K}}$	Koeficijent prijelaza topline
β	^{o}	Kut orebrenja
ε	-	Toplinski množitelj (COP)
η	-	Stupanj djelovanja
ϑ	°C	Temperatura
$\Delta\vartheta_m$	°C	Srednja logaritamska razlika temp.
λ	$\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m\cdot K}}$	Koeficijent toplinske provodnosti
μ	$\mathrm{Pa}\cdot\mathrm{s}$	Dinamička viskoznost
ρ	$\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{m^3}}$	Gustoća
Φ	W	Toplinski tok
v	$\frac{\mathrm{m^2}}{\mathrm{s}}$	Kinematička viskoznost
A	$\mathrm{m^2}$	Površina
B	m	Širina
b	m	Dubina orebrenja
Bo	-	Boilingov broj
c	$\frac{\mathrm{J}}{\mathrm{kg\cdot K}}$	Specifični toplinski kapacitet
d	m	Promjer cijevi
d_{pl}	m	Debljina ploče
E	-	Korisnost rebra
f	Hz	Frekvencija napona
f	-	Fanningov faktor trenja
f_t	m	Debljina lamela
G	$\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{s\cdot m^2}}$	Gustoća masenog toka

g	$\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}^2}$	Ubrzanje sile teže
H	m	Visina
h	$\frac{\mathrm{J}}{\mathrm{kg}}$	Specifična entalpija
i_r	-	Broj redova cijevi
i_t	-	Broj cijevi u jednom redu
i_{in}	-	Broj paralelno napajanih cijevi
k	$\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m}^2\mathrm{K}}$	Koeficijent prolaze topline
L	m	Dužina
m	kg	Masa
n	min^{-1}	Brzina vrtnje elektromotora
N_k	-	Broj ploča kondenzatora
N_w	-	Broj kanala za strujanje vode
Nu	-	Nusseltov broj
P	W	Snaga
p	Pa	Tlak
p	-	Broj para polova motora
Pr	-	Prandtlov broj
Q_0	J	Toplina taljenja
q_m	$\frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{s}}$	Maseni protok
r_o	$\frac{\mathrm{J}}{\mathrm{kg}}$	Specifična toplina taljenja
Re		Reynoldsov broj
s	m	Debljina stjenke cijevi
s_1	m	Vertikalni razmak između cijevi
s_2	m	Horizontalni razmak između cijevi
s_f	m	Razmak između lamela
t	s	Vrijeme
V	m^3	Volumen
w	$\frac{\mathrm{m}}{\mathrm{s}}$	Brzina strujanja

x	$\frac{kg}{kg}$	Sadržaj vlage

Indeksi

1 – ulaz

2 – izlaz

Al - aluminij

e - ekvivalentni

gr - grijanje

i - isparavanje

iz - izentropski

k -kondenzacija

kap - kapljevinski

komp - kompresor

odl - odleđivanje

poth - pothlađenje

preg - pregrijanje

RT - radna tvar

s - stjenka

stv - stvarno

tl - tlačni

u - unutarnji

us - usisni

v - vanjski

uk - ukupno

w - voda

zr - zrak

SAŽETAK

Provedena je eksperimentalna analiza rada dizalice topline zrak - voda u režimu grijanja. Uređaj je instaliran na Fakultetu strojarstva i brodogradnje u Zagrebu, te uz svoju eksperimentalnu funkciju služi za grijanje, odnosno hlađenje dviju učionica. Na uređaj su postavljena mjerila temperature i tlakova, mjerila utrošene električne, kao i isporučene toplinske energije. Rezultati mjerenja prikupljaju se pomoću akvizicijskog sustava spojenog na računalo. Mjerenja su se provodila u više navrata pri različitim vanjskim uvjetima te su rezultati prikazani u sklopu ovog rada.

Ključne riječi: dizalica topline zrak-voda, grijanje prostora, rezultati mjerenja, učinkovitost sustava.

SUMMARY

An experimental analysis of the operation of the air to water heat pump in the heating mode was carried out. The device is installed at the Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture in Zagreb and with its experimental function it serves for heating or cooling of two classrooms. Temperature and pressure gauges, meters of electrical power, as well as delivered heat energy meter are set on the unit. The measurement results are collected through the acquisition system connected to the computer. The measurements were repeatedly performed at different external conditions and the results are presented in this work.

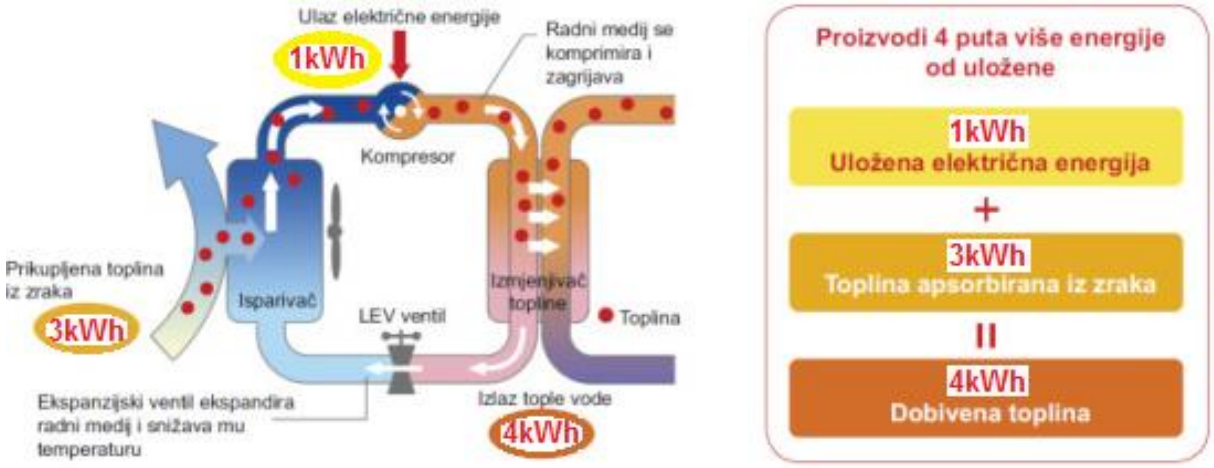
Key words: air to water heat pump, space heating, measurement results, system efficiency.

1. UVOD

Zbog sve veće popularnosti obnovljivih izvora energije, proizvođači „zelenih“ tehnologija danas nude široku paletu uređaja dizajniranih da zadovolje visoka očekivanja kupca u smislu učinkovitosti i ekološki prihvatljivog energetskog rješenja. Upravo su dizalice topline jedan od predstavnika takvih tehnologija. Uz sve veću energetsku učinkovitost, dizalice topline i iz ekološkog aspekta imaju sve veći značaj kao utjecajni čimbenik u nastojanju očuvanja energije. Iako je sama tehnologija poznata odavno širu primjenu u grijanju i hlađenju objekata, kako manjih privatnih tako i većih industrijskih, ima tek zadnjih petnaestak godina. Veliki vjetar u leđa ovakvi sustavi dobivaju svrstavanjem među tehnologije koje iskorištavaju energiju iz obnovljivih izvora od strane direktive Europske komisije (2009/28/EC, RES Directive). Kao takve, dizalice topline smatraju se sjajnom prilikom za postizanje cilja Europske unije za pouzdanu, pristupačnu i održivu opskrbu energijom.

1.1. Dizalice topline zrak-voda

Najveća prednost okolišnog zraka, kao izvora toplinske energije, leži u njegovoj pristupačnosti. Sve dizalice topline, pa tako i dizalice topline zrak-voda, rade na principu lijevokretong ciklusa. U režimu grijanja radna tvar u sustavu na sebe prima toplinu iz okolišnog zraka isparavajući pritom u isparivaču. Pare radne tvari zatim se dižu na višu energetsku razinu pomoću kompresora. U kondenzatoru pregrijane pare radne tvari hlade se i kondenziraju, predajući pritom toplinu vodi kojom se dalje ona prenosi do grijanih prostora. Dakle u režimu grijanja okolišni zrak predstavlja ogrijevni, a voda rashladni spremnik iz pogleda kruga radne tvari. Ovakvi sustavi mogu se koristiti i za hlađenje prostora u ljetnom razdoblju. U tom slučaju isparivač i kondenzator zamjenjuju svoje uloge baš kao i zrak i voda kao toplinski spremnici. Jednostavna shema rada dizalice topline sa zrakom kao ogrjevnim medijem prikazana je na slici 1. Dodatna prednost ovih sustava je njihova relativno niska cijena u usporedbi sa dizalicama topline koje crpe energiju iz drugih izvora (tlo, voda).



Slika 1. Shema rada dizalice topline [1]

Nedostatak zraka kao toplinskog izvora leži u varijaciji njegove temperature. Upravo o okolišnoj temperaturi uvelike ovisi koeficijent učinkovitosti uređaja o čemu će više riječi biti kasnije. Uz to, zbog niskog koeficijenta prijelaza topline na strani zraka, izmjena topline slabija je nego kod drugih medija (voda).

1.2. Trendovi

Cilj energetske tranzicije je postizanje neovisnosti o fosilnim gorivima. Konstantan rast bilježe tehnologije koje koriste alternativne, obnovljive izvore energije. Stoga je logično da se sve više kućanstava odlučuje zamijeniti klasični sustav grijanja na fosilna goriva sa dizalicom topline. Grijanje sa zagrijavanjem potrošne tople vode zauzima otprilike 80% ukupne potrošnje energije kućanstva, te kao takvo predstavlja ogroman potencijal za energetsku uštedu.

U protekloj godini (2017.) u Europi je prodano 11,2 % više dizalica topline nego godinu ranije [2]. Postavljen je tako novi rekord u broju prodanih dizalica topline u Europi u jednoj godini, te on približno iznosi 1,11 milijun. Ako se pretpostavi životni vijek uređaja od 20 godina, ukupni broj uređaja u pogonu (u Europi) iznosi 10,57 milijuna, što bi otprilike iznosilo 4 % grijanih kućanstava. U tablici 1 prikazan je broj novih dizalica topline po godinama, kao i ukupni broj istih [2]:

Tablica 1. Broj prodanih dizalica topline u Europi po godinama [2]

Godina	Nove dizalice topline	Ukupno
2005.	446 037	1 141 016
2006.	504 428	1 655 022
2007.	568 131	2 239 159
2008.	770 538	3 047 855
2009.	686 076	3 750 012
2010.	800 388	4 542 759
2011.	808 591	5 341 930
2012.	750 436	6 083 976
2013.	769 879	6 846 410
2014.	792 621	7 603 977
2015.	892 809	8 510 550
2016.	999 682	9 482 641
2017.	1 112 028	10 572 395

Više je razloga zbog kojih raste tržište dizalica topline. Kao i u ostalim područjima i ovdje tehnologija ubrzano napreduje te današnje dizalice topline mogu uspješno savladati veće temperaturne razlike. Do prije nekoliko godina bilo je nezamislivo da dizalica topline može efikasno zagrijavati potrošnu toplu vodu na 65 ºC, pri okolišnoj temperaturi od -25 ºC. To omogućuje njihovu implementaciju u znatno većem broju zgrada nego desetljeće ranije. Drugi razlog leži u težnji da se ubrza proces energetske tranzicije kako u režimu grijanja, tako i u režimu hlađenja. Upravo to stavlja ovu tehnologiju u centar pozornosti ljudi koji kroje zakone i regulative vezane uz energiju. Naime zakoni doneseni o građevinarstvu u proteklim godinama pridonijeli su u tome da se minimizira energetska potreba kućanstva, te da udio obnovljivih izvora energije u istima bude što veći. Investicija u takve sustave tada je često popraćena državnim subvencijama što ima ogroman utjecaj na tržište. Nadalje, sama povećana prodaja dizalica topline uzročno-posljedično uzrokuje i pad cijene. Unapređivanjem tehnologije smanjuju se i troškovi komponenti uređaja što dodatno ima utjecaj na smanjenje

njihove cijene. No pojeftinjenje nekih drugih uređaja također ima pozitivan utjecaj. Primjer su fotonaponske ćelije koje se često koriste u kombinaciji s dizalicama topline kod nisko energetskih objekata. Ponegdje se problem još javlja zbog slabe električne mreže koja ne može zadovoljiti potrebe u područjima gdje dolazi do naglog porasta broja ovih sustava. No primjeri pokazuju da se takve situacije relativno brzo rješavaju u razvijenim Europskim zemljama, naravno na obostrano zadovoljstvo kupca i distributera električne energije.

Idući prikaz (Tablica 2) daje nam uvid u stanje tržišta dizalica topline u Europi u proteklom desetljeću [2] što dodatno potvrđuje gore navedene trendove (za neke države poput UK još nema podataka pa je uzet broj prodanih uređaja prethodne godine).

Tablica 2. Trendovi tržišta dizalica topline u Europi [2]

	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017
UK	92%	14%	-1%	-3%	-1%	6%	6%	-7%	-16%
SK		55%	-38%	33%	22%	15%	10%	109%	25%
SE	-12%	9%	-16%	-11%	2%	-1%	8%	-2%	3%
PT	62%	58%	-23%	-39%	16%	-13%	30%	25%	33%
PL			29%	18%	20%	25%	16%	4%	19%
NO	-1%	12%	-11%	-19%	-7%	-8%	14%	12%	3%
NL	20%	-4%	10%	-3%	-15%	-8%	10%	97%	61%
LT		-7%	15%	8%	12%	52%	29%	21%	456%
IT	-22%	13%	0%	-7%	-1%	-12%	23%	46%	-1%
IE		43%	-15%	13%	9%	54%	68%	27%	0%
HU		18%	-9%	-19%	14%	-47%	44%	33%	0%
FR	-12%	-31%	18%	2%	8%	27%	8%	5%	12%
FI	-15%	-4%	11%	-16%	0%	10%	-13%	2%	3%
ES			6%	-32%	4%	5%	50%	7%	20%
EE	-11%	2%	13%	14%	9%	8%	6%	0%	0%
DK	60%	-4%	6%	23%	3%	-26%	24%	-4%	60%
DE	-17%	-6%	5%	7%	3%	-5%	2%	14%	15%
CZ	40%	78%	0%	3%	13%	4%	15%	40%	24%
CH	-1%	-2%	-2%	6%	5%	1%	2%	2%	9%
BE		101%	73%	22%	2%	-15%	58%	2%	21%
AT	-3%	-6%	-2%	5%	6%	5%	19%	0%	15%

2. DIZALICA TOPLINE ZRAK - VODA

Tema ovog diplomskog rada je eksperimentalna analiza rada dizalice topline instalirane na Fakultetu strojarstva i brodogradnje u Zagrebu u režimu grijanja. Dizalica topline radi na principu zrak-voda. Uz svoju eksperimentalnu funkciju, sustav se koristi za grijanje i hlađenje učionica S5 i S6.

2.1. Opis sustava

Sama dizalica topline proizvod je renomirane tvrtke Viessmann. Puni naziv uređaja je Viesmann Vitocal 200-S AWB-AC201.B13. Radi se o split izvedbi dizalice topline zrak-voda. Vanjska jedinica smještena je u slobodnoj okolini (Slika 2), dok je s druge strane zida, u tehničkoj sobi, smještena unutarnja jedinica (Slika 3). U učionicama se nalaze po dva ventilokonvektora (Slika 4) kojima se prostor grije, odnosno hladi.

Slika 2. Vanjska jedinica dizalice topline

Slika 3. Unutarnja jedinica dizalice topline

Slika 4. Ventilokonvektor u učionici S5

2.2. Tehnički podaci

Osnovni tehnički podaci dizalice topline dani su u slijedećim tablicama [3]:

Tablica 3. Podaci o učinu grijanja prema EN 14511 (A2/W35)

Nazivni toplinski učin [kW]	10,6
Broj okretaja ventilatora [min^{-1}]	650
Privedena električna snaga [kW]	3,25
Faktor grijanja (COP)	3,26
Regulacija učina [kW]	5,0-11,9

Tablica 4. Podaci o učinu hlađenja prema EN 14511 (A35/W7, raspon temperature 5 °)

Nazivni rashladni učin [kW]	9,1
Broj okretaja ventilatora [min^{-1}]	650
Primljena električna snaga [kW]	3,64
Faktor hlađenja EER	2,5
Regulacija učina [kW]	2,4-10,0

Tablica 5. Dozvoljeni raspon temperatura vanjskog zraka

Hlađenje:	
min. [^oC]	15
maks. [^oC]	45
Grijanje:	
min. [^oC]	-15
maks. [^oC]	35

Tablica 6. Ogrjevna voda (sekundarni krug)

Volumen [l]	3,2
Min. volumni protok [l/h]	1600
Min. volumen instalacije grijanja (nezatvoriv) [l]	50
Maks. vanjski pad tlaka (RFH) pri min. volumnom protoku [mbar]	450
Maks. temp. polaznog voda [^oC]	55

Tablica 7. Električne vrijednosti

Vanjska jedinica:	
Nazivni napon kompresora	1/N/PE 230 V/50 Hz
Maks. pogonska struja kompresora [A]	26,5
Pobudna struja kompresora [A]	10
Pobudna struja kompresora pri blokiranom rotoru [A]	32
Zaštita	1 x B32A
Stupanj zaštite	X4
Unutarnja jedinica:	
Regulacija/elektronika: -nazivni napon -osiguranje priključka na mrežu -osiguranje, interno	 1/N/PE 230 V/50 Hz 1 x B!&A T 6,3 A/250 V
Protočni grijač ogrjevne vode tip AWB-AC: -nazivni napon -ogrjevni učin [kW] -osiguranje priključka na mrežu	 1/N/PE 230 V/50 Hz 8,8 3 x B16A

Primljena električna snaga:	
Ventilator (maks.) [W]	130
Vanjska jedinica (maks.) [kW]	5,8
Sekundarna crpka (PWM) [W]	3 do 70
Regulacija/elektronika vanjske jedinice (maks.) [W]	5
Maks. učin regulacije/elektronike [W]	1000

Tablica 8. Krug hlađenja

Radni medij:	R410A
-količina punjenja [kg]	2,95
-potencijal staklenika GWP	2088
-CO_2 ekvivalent [t]	6,2
Kompresor (potpuno hermetički)	Scroll
-ulje u kompresoru	PEV-FV 50S
-količina ulja u kompresoru [l]	1,7
Dozvoljeni radni tlak	
-visokotlačna strana [bar]	43
-niskotlačna strana [bar]	43

2.3. Regulacija rada uređaja

Zrak-voda dizalice topline mogu se uspješno koristiti kao jedini generator topline u kućanstvu, čak i u predjelima s hladnijim klimatskim uvjetima. Pravilno dimenzioniranje ključno je za postizanje visokog sezonskog toplinskog množitelja. Uređaj može biti poddimenzioniran, odnosno da ne može u potpunosti zadovoljiti potrebe za toplinskom energijom nekog prostora. U tom slučaju problem se rješava na način da se uvodi dodatni generator topline ili se sustav nadogradi ili zamijeni sustavom veće snage. Situacija je složenija kada je sustav predimenzioniran, što je češći slučaj. Sustav tada velik dio vremena radi pri parcijalnom opterećenju. Posljedice takvog rada uređaja na njegovu efikasnost ovise o

sustavu regulacije. Danas gotovo sve dizalice topline imaju mogućnost regulacije rada kompresora, odnosno broja okretaja elektromotora koji ga pokreće. To se provodi pomoću frekvencijskog invertera, a prednosti takve regulacije su višestruke. Sustavi bez invertera osuđeni su na primitivnu regulaciju gdje uređaj ili ne radi ili radi sa 100% kapacitetom. Frekvencijski inverter je uređaj za kontinuiranu promjenu brzine vrtnje elektromotora. Princip rada zasniva se na činjenici da je brzina vrtnje kaveznog asinkronog elektromotora proporcionalna frekvenciji napona koji se dovodi na njegove stezaljke:

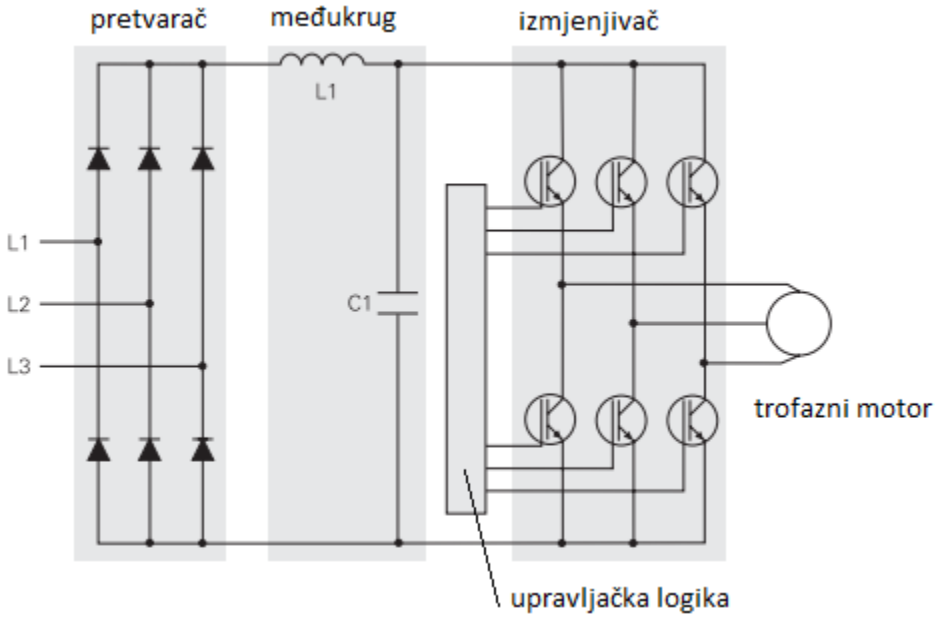
$$n = \frac{60 \cdot f}{p}$$

- gdje je: n [min^{-1}] - brzina vrtnje elektromotora

f [Hz] - frekvencija napona

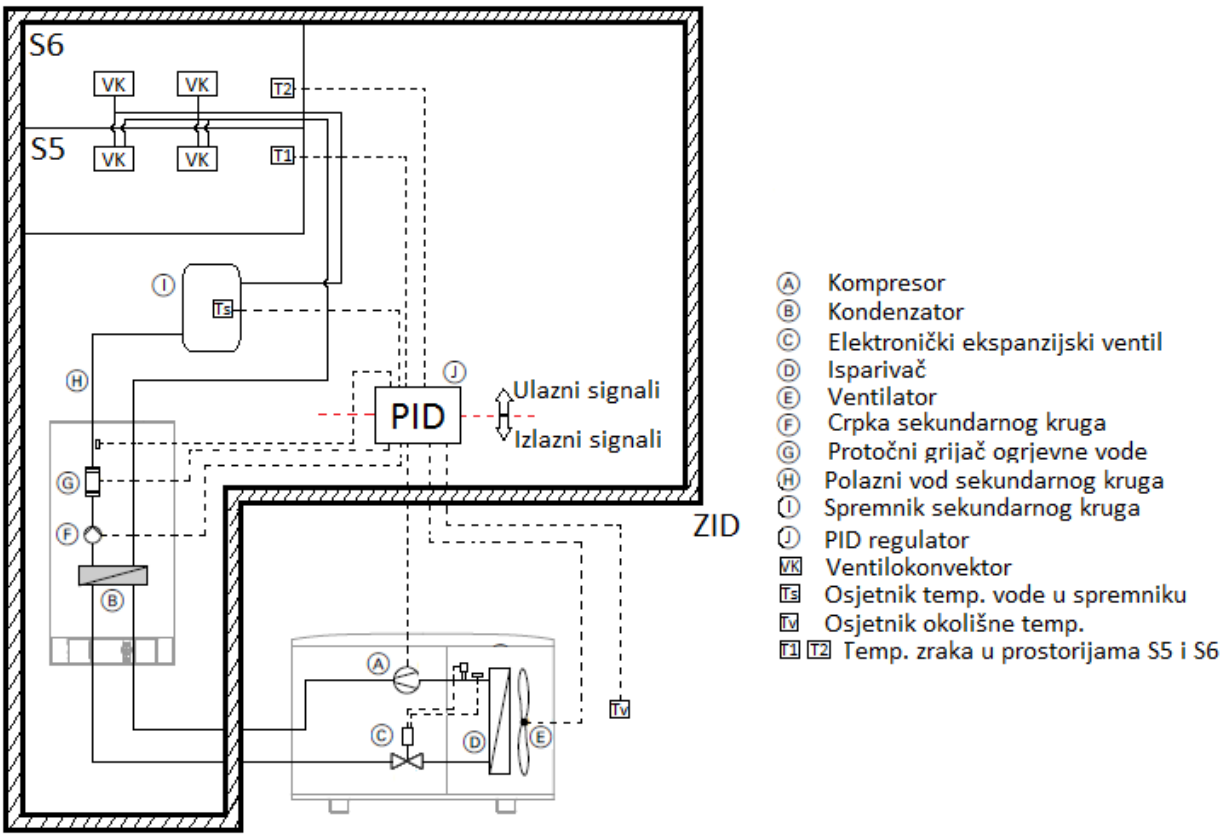
p - broj para polova motora

Frekvencijski pretvarač se sastoji od četiri veće cjeline: diodnog ispravljača, istosmjernog međukruga, izmjenjivača i upravljačkog dijela (Slika 5). Diodni ispravljač stvara istosmjerni napon od ulaznog izmjeničnog napona. Izmjenjivač nakon toga algoritmom pulsno-širinske modulacije daje na izlazu izmjenični napon željene frekvencije.



Slika 5. Shema frekvencijskog pretvarača [4]

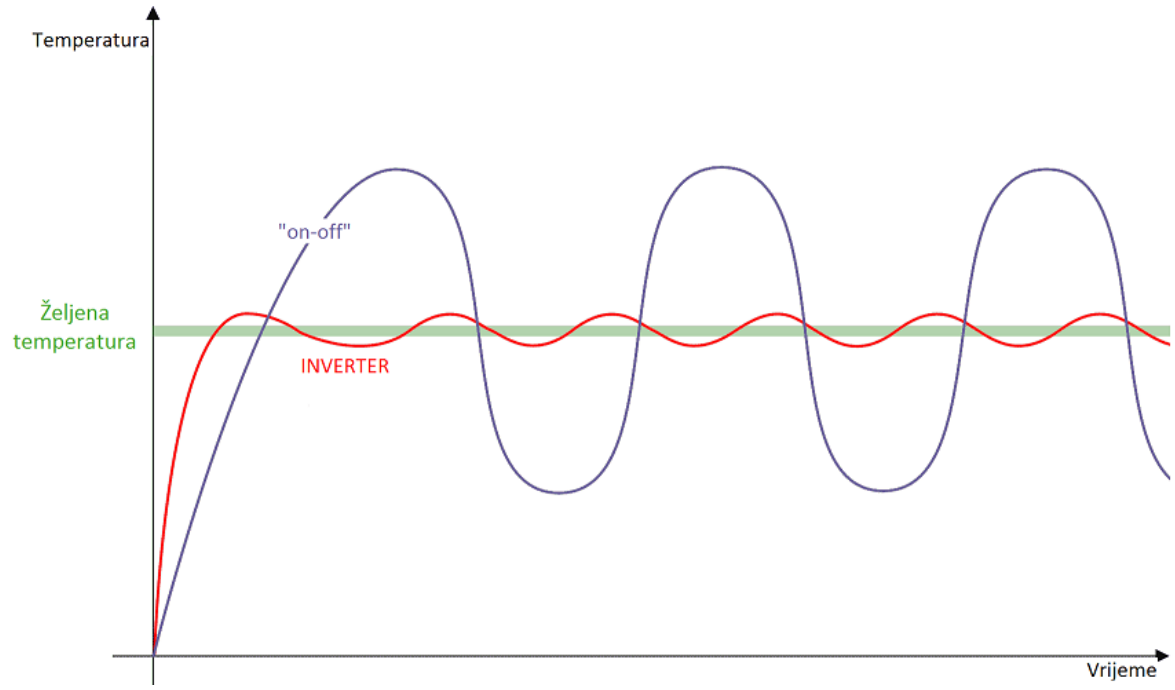
Regulirana veličina u našem slučaju je temperatura polaznog voda ogrjevne vode, što posljedično diktira temperaturu zraka u grijanoj prostoriji. Shema spoja regulacije prikazana je na slijedećoj slici:



Slika 6. Shema spajanja PID regulacije

Regulacija rada uređaja postavljenog na Fakultetu strojarstva i brodogradnje provodi se pomoću integriranog sustava regulacije dizalice topline „Vitotronic 200“ tip „WO1C“. Ovaj sustav proizvod je istog proizvođača, tvrtke Viessmann, te je programiran da u potpunosti radi kompatibilno s dizalicom topline „Vitocal 200“. Sustav regulacije radi na principu PID regulacije. To je regulator s najopsežnijim i najkompleksnijim regulacijskim djelovanjem. Koristi se u situacijama kada je sustav sam po sebi relativno trom. Kod rada dizalice topline, prilikom nametnute vanjske promjene (u ovom slučaju temperature prostora zbog promjene vanjskih uvjeta odnosno toplinskih gubitaka) treba proći određeno vrijeme da se promjenom opterećenja uređaja (broja okretaja elektromotora kompresora) postigne nova vrijednost toplinskog učina koja je jednaka novim toplinskim gubitcima grijanog/hlađenog prostora. U želji da se što više skrati vrijeme postizanja točno određenih radnih parametara uobičajenom

PI regulatoru dodaje se derivacijska D komponenta što rezultira boljom regulacijskom dinamikom, tj. znatno bržim odgovorom. P predstavlja faktor proporcionalnog djelovanja dok I komponenta sprečava pojavu statičke pogreške što pak dovodi do minimalne razlike između željene i stvarne temperature prostora. Rezultat ovako vođenog rada uređaja je velika ušteda energije budući da se konstantno u prostor dovodi upravo onoliko toplinske energije koliki su i sami energetski gubitci prostora. To znači da kod relativno visokih temperatura okoline (početak zime, prijelazni periodi, topli zimski dani) kad su toplinski gubitci preko dana niski, regulacija modulira rad kompresora na minimalnoj frekvenciji. Prednost je i u tome što se kompresor ne pokreće svako malo već radi u kontinuitetu. Razlika vremenskog rasporeda temperature prostora s obzirom na to dali se uređajem upravlja pomoću sustava napredne regulacije ili jednostavno „on-off“ prikazuje se na slijedećoj slici:



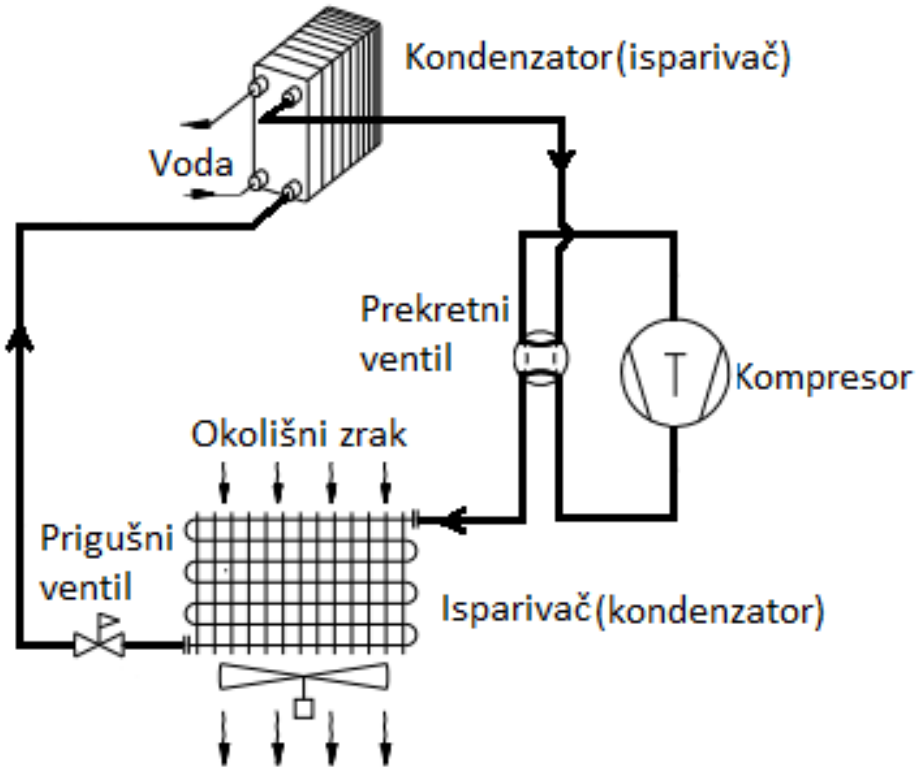
Slika 7. Usporedba rada uređaja s inverterom i bez njega [4]

Pozadina rada ovog sustava regulacije suviše je kompleksna da bi bila tema obrade ovog rada te se čitatelj detaljima može upoznati preko stručne literature iz područja regulacije.

2.4. Sustav za odleđivanje isparivača

Česti prizor koji možemo vidjeti na vanjskim jedinicama split klima uređaja (koji su također dizalice topline) za zimskih mjeseci je pojava naslaga leda. Razlog tome je jednostavan. Zbog velikog toplinskog opterećenja odnosno niskih vanjskih temperatura, temperatura isparavanja padne ispod temperature zaleđivanja vode, odnosno kondenzirane vlage iz okolišnog zraka. To stvara velike probleme u radu uređaja, prvenstveno zbog činjenice da led predstavlja svojevrsni toplinski izolator odnosno dolazi do drastičnog smanjenja izmjene topline između radne tvari i okoline. Radni parametri uređaja tada brzo dolaze do kritičnih vrijednosti (pada temperatura i tlak isparavanja, povećava se kompresijski omjer) te uređaj nije u stanju postići traženu temperaturu zraka u grijanom prostoru. Zanimljivo je da je ovaj problem najizraženiji kod vanjskih temperatura zraka oko 0 ºC budući da je tada veća relativna vlažnost zraka nego kod nižih temperatura. Ovaj problem javlja se i kod naše dizalice topline.

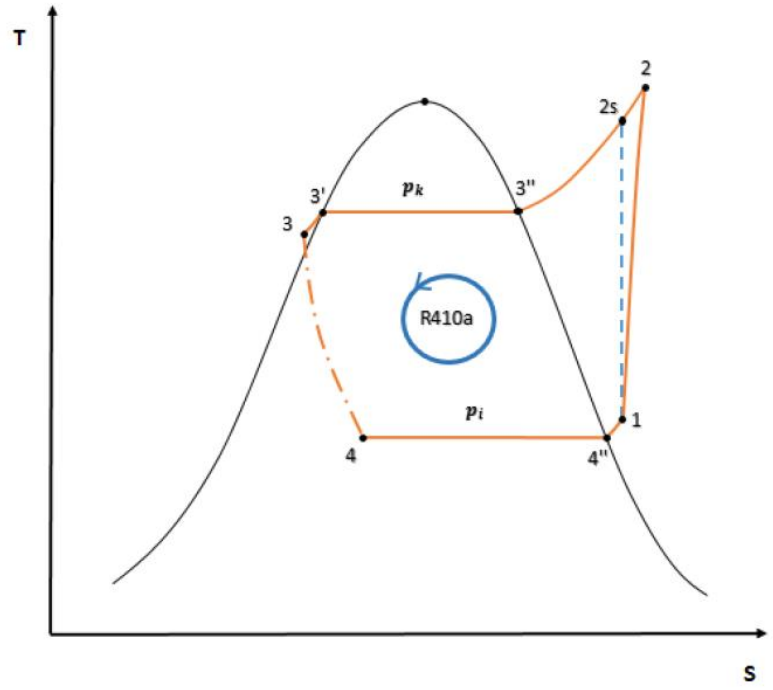
Postoji više izvedbi uređaja odnosno metoda odleđivanja isparivača, no u praksi se najefikasnije pokazala metoda prekretanja procesa koja se koristi i u našem slučaju. Kada uređaj preko senzora vanjske temperature i temperature isparavanja prepozna da su se stvorile naslage leda na cijevima odnosno lamelama isparivača pomoću četveroputnog ventila mijenja se smjer procesa, odnosno strujanja radne tvari kroz uređaj. Isparivač i kondenzator tada zamjenjuju uloge (Slika 8). Pare radne tvari tada kondenziraju strujeći kroz vanjsku jedinicu te se otpuštanjem topline kondenzacije naslage leda na vanjskoj strani cijevnih sekcija lamelnog izmjenjivača tope i u obliku kondenzata slijevaju u okapnicu. Po završetku odleđivanja četveroputnim ventilom opet se smjer strujanja vraća na početni i uređaj je spreman za nastavak rada. Ovdje je potrebno upozoriti da prilikom procesa odleđivanja isparivača može doći do zaleđivanja vode u izmjenjivaču topline u sklopu unutarnje jedinice, ili u tom slučaju isparivaču. Ta se opasnost otklanja pravilnim dimenzioniranjem sustava odnosno akumulacijske posude sekundarnog kruga koja prilikom odleđivanja predstavlja toplinski izvor koji mora biti dostatan za odleđivanje naslaga leda. Proračun odleđivanja isparivača prikazan je u poglavlju 3.4.3.



Slika 8. Rad uređaju u procesu odleđivanja isparivača [5]

3. KOMPONENTE UREĐAJA

Prije nego se krene u proračun komponenti dizalice topline, bilo bi zgodno ukratko objasniti sam princip rada iste. Dizalica topline radi na principu Rankineovog lijevokretnog ciklusa. Radna tvar je zeotropska smjesa dvaju halogeniranih ugljikovodika kemijskih formula CH_2F_2 i CHF_2CF_3 u omjeru 50/50 %, trgovačkog imena R410a. Kompresor dakle usisava radnu tvar u obliku pare koja je netom prije toga isparila u isparivaču. Ove dvije komponente glavni su dijelovi vanjske jedinice. Po izlasku iz kompresora radna tvar je na višoj energetskoj razini i nalazi se daleko u pregrijanom području. Pregrijane pare zatim ulaze u kondenzator u sklopu unutarnje jedinice, gdje kondenziraju predajući pritom toplinu kondenzacije mediju sekundarnog kruga, odnosno vodi. Kondenzat radne tvari potom se pomoću elektromagnetskog prigušnog ventila prigušuje na tlak isparavanja, te u zasićenom stanju ulazi u isparivač. Tu obnovljivi i za korisnika besplatni dio toplinske energije iz okoliša ulazi u sustav. Preuzimajući toplinu vanjskog zraka radna tvar isparuje te nakon toga opet dolazi do kompresora čime je krug zatvoren. Proces s ucrtanim karakterističnim točkama prikazan je u T-s dijagramu (Slika 9).



Slika 9. T-s dijagram procesa

Uz predstavljanje rada uređaja kao i rezultata mjerenja provedenih na Fakultetu strojarstva i brodogradnje u Zagrebu u sklopu ovog rada potrebno je provesti termodinamički i hidraulički proračun kondenzatora i isparivača. Proračun se provodi za jednu radnu točku tako da se pretpostavi toplinski učin i temperature isparavanja, odnosno kondenzacije. U našem slučaju to je:

$\phi_{gr} = 10\ kW$ - toplinski učin

$\vartheta_k = 48\ ℃$ - temperatura kondenzacije

$\vartheta_i = -15\ ℃$ - temperatura isparavanja

Budući da su za potrebe grijanja i hlađenja u učionicama S5 i S6 instalirana po dva ventilokonvektora možemo pretpostaviti slijedeće temperature polaznog i povratnog voda sekundarnog kruga:

$\vartheta_{w1} = 45\ ℃$ - temperatura polaznog voda

$\vartheta_{w2} = 40\ ℃$ - temperatura povratnog voda

Zbog opasnosti od ulaska kapljevite faze radnog medija u kompresor potrebno je pare radne tvari dodatno pregrijati za par stupnjeva po izlasku iz isparivača. Isto tako, poželjno je kondenziranu radnu tvar pothladiti u kondenzatoru budući se tako može značajno povećati efikasnost cijelog procesa.

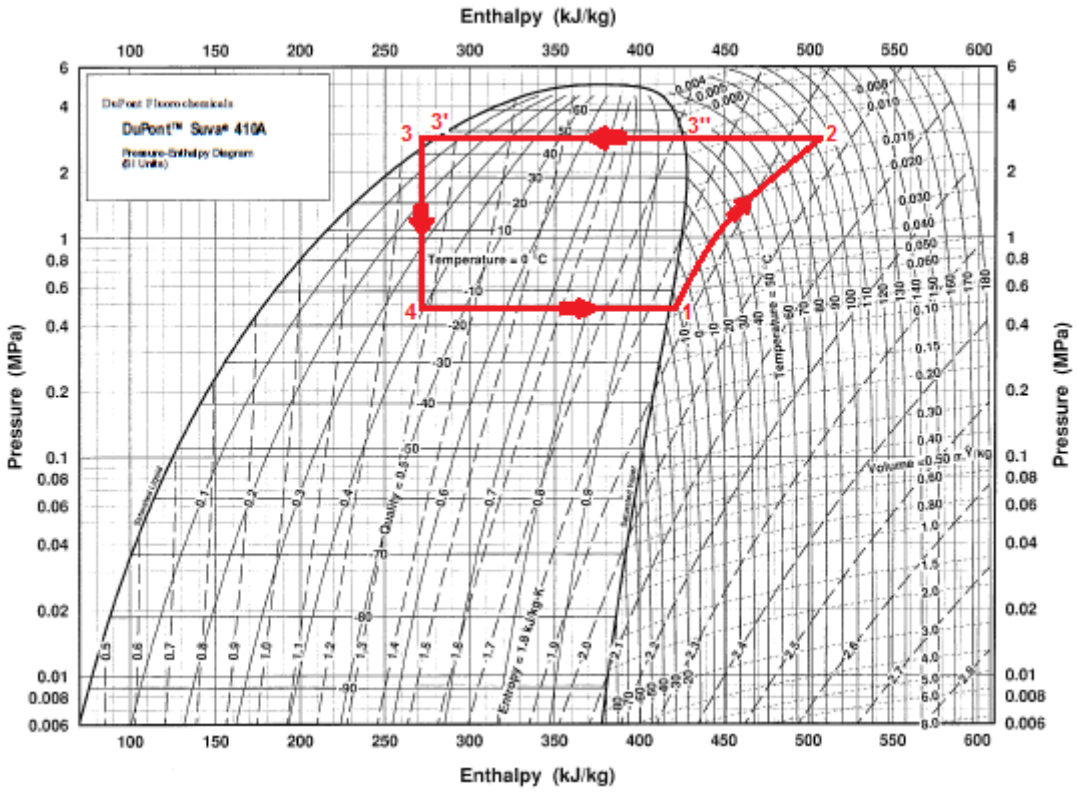
$\Delta\vartheta_{preg} = 5\ ℃$ - pregrijanje

$\Delta\vartheta_{poth} = 3\ ℃$ - pothlađenje

Uzevši u obzir neizbježne nesavršenosti u radu kompresora preko izentropskog stupnja djelovanja (pretpostavili $\eta_{iz} = 0{,}68$) i sve do sad navedeno možemo iz tablica i dijagrama (Slika 10) [6] odrediti veličine stanja u pojedinim karakterističnim točkama procesa koje su nam potrebne za daljnji proračun (Tablica 9).

Tablica 9. Veličine stanja u karakterističnim točkama procesa

	ϑ [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]
1	-10	4,799	422,5
2s	≈ 82	29,24	≈ 480
2	≈ 105	29,24	507,1
3''	48	29,24	425,2
3'	48	29,24	282,7
3	45	29,24	276,7
4	-15	4,799	276,7
4''	-15	4,799	417,6



Slika 10. log p-h dijagram za radnu tvar R410a [6]

Kada smo definirali karakteristične točke procesa, budući da smo pretpostavili toplinski učin, odnosno toplinski tok kondenzacije, možemo odrediti i maseni protok radne tvari kroz sustav, te preko njega i ostale veličine koje opisuju rad uređaja u toj radnoj točki:

$$q_{m_RT} = \frac{\phi_{gr}}{(h_2 - h_3)} = \frac{10}{(507{,}1 - 276{,}7)} = 0{,}0434\ \frac{kg}{s}$$ - maseni protok radne tvari

$$\phi_i = q_{m_RT} \cdot (h_1 - h_4) = 0{,}0434 \cdot (422{,}5 - 276{,}7) = 6{,}33\ kW$$

- toplinski tok isparavanja

$$P_{komp} = q_{m_RT} \cdot (h_2 - h_1) = 0{,}0434 \cdot (507{,}1 - 422{,}5) = 3{,}67\ kW$$

- snaga kompresora

Ako zanemarimo gubitke, u stacionarnom radu uređaja količina energije unesena u sustav mora biti ista količini energije koja sustav napušta. Dakle zbroj toplinskog toka koji iz toplinskog izvora (okoliša) ulazi u sustav preko isparivača radne tvari i električne energije koja se preko elektromotora i kompresora predaje radnoj tvari, te se očituje u porastu njezine unutarnje energije, mora odgovarati količini toplinskog toka koji se predaje toplinskom ponoru (vodi u sekundarnom krugu) preko kondenzatora:

$$\phi_{gr} = \phi_i + P_{komp} = 6{,}33 + 3{,}67 = 10\ \text{kW}$$

Za ovu radnu točku toplinski množitelj ili koeficijent efikasnosti (COP) iznosi:

$$\varepsilon = \frac{\phi_{gr}}{P_{komp}} = \frac{10}{3{,}67} = 2{,}72$$

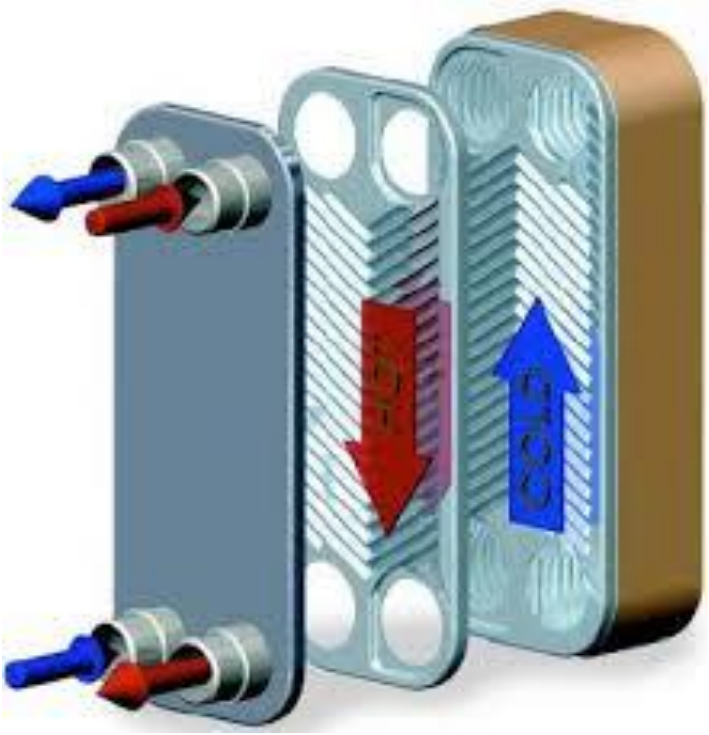
3.1. Spiralni kompresor

Kao i kod svih uređaja koji rade na principu lijevokretnog Rankineovog ciklusa „srce“ uređaja je kompresor. U našem slučaju to je spiralni (scroll) kompresor smješten u sklopu vanjske jedinice. Princip rada takvog kompresora sličan je kao i kod učestalijih klipnih kompresora, a to je da se smanjivanjem zatvorenog volumena fluid ili u ovom slučaju radna tvar R410a tlači na potrebni veći tlak, odnosno podiže se njegova energetska razina. Razlika je u tome što se za tlačenje radne tvari ne koriste klasični klip i cilindar već tu ulogu ovdje imaju dvije spirale, od kojih je jedna fiksna dok se druga giba ekscentrično. Pritom se ciklički otvaraju, zatvaraju i smanjuju prostori između njih u koje ulazi fluid kojem se tako povećava tlak i on se dalje ubacuje u tlačni vod. Prednost ovog tipa kompresora je u njihovom tihom radu s jako malim vibracijama u odnosu na druge tipove. Rad je više kontinuiran, a zbog manjeg „mrtvog“ volumena ovi kompresori su kompaktniji. Uz to, pri radu uređaja blizu projektne točke, efikasnost rada je nešto viša u odnosu ostale vrste kompresora. Spirale kompresora prikazane su na slijedećoj slici:

Slika 11. Spirale kompresora [7]

3.2. Pločasti kompaktni kondenzator

U sklopu unutarnje jedinice uređaja nalazi se pločasti kompaktni izmjenjivač topline koji u režimu grijanja ima ulogu kondenzatora, dok za ljetnih mjeseci, odnosno tijekom sezone hlađenja on preuzima ulogu isparivača radne tvari. Izmjenjivač je zalemljenog tipa (BPHE) (Slika 12). Glavna prednost pločastih izmjenjivača je upravo u njihovoj kompaktnosti, odnosno velikoj izmjenjivačkoj površini smještenoj unutar relativno malog volumena. To je ostvareno tako što dva fluida, u našem slučaju radna tvar R410a i voda, struje između tankih limenih ploča. Svaki fluid pritom struji kroj svaki drugi međuprostor. Ploče su orebrene zbog usmjeravanja toka struja čime se postiže efikasnija izmjena topline.



Slika 12. Prikaz rastavljenog BPHE pločastog izmjenjivača topline [5]

3.2.1. Termodinamički proračun kondenzatora

Prethodno određene i pretpostavljene osnovne veličine prema kojima se kreće u proračun:

$\phi_{gr} = \phi_{kond} = 10\ kW$ - toplinski učin, odnosno toplinski tok koji se izmjenjuje u kondenzatoru

$\vartheta_{w1} = 45$ ℃ - temperatura polaznog voda sekundarnog kruga

$\vartheta_{w2} = 40$ ℃ - temperatura povratnog voda sekundarnog kruga

$\vartheta_2 = 105$ ℃ - temperatura pregrijane pare radne tvari na ulazu u kondenzator

$\vartheta_k = 48$ ℃ - temperatura kondenzacije

$\Delta\vartheta_{poth} = 3$ ℃ - pothlađenje

$\vartheta_3 = \vartheta_k - \Delta\vartheta_{poth} = 48 - 3 = 45$ ℃ - temperatura kondenzata radne tvari na izlazu iz kondenzatora

Termodinamička svojstva radnih medija:

a) medij sekundarnog kruga-voda [8]:

$\vartheta_{w_sr} = \frac{\vartheta_{w1}+\vartheta_{w2}}{2} = \frac{40+45}{2} = 42{,}5$ ℃ - srednja temperatura vode

$\rho_w = 991{,}22\ \frac{kg}{m^3}$ - gustoća

$c_w = 4{,}1787\ \frac{kJ}{kg \cdot K}$ - specifični toplinski kapacitet

$\lambda_w = 0{,}634\ \frac{W}{m \cdot K}$ - toplinska vodljivost

$\mu_w = 624{,}53 \cdot 10^{-6}\ Pa \cdot s$ - dinamička viskoznost

$\nu_w = \frac{\mu_w}{\rho_w} = \frac{624{,}53 \cdot 10^{-6}}{991{,}22} = 6{,}301 \cdot 10^{-7}\ \frac{m^2}{s}$ - kinematička viskoznost

$Pr_w = 4{,}117$ - Prandtlov broj

b) suhozasićena para radne tvari R410a [6]

$\vartheta_3'' = 48$ ℃ - temperatura kondenzacije

$\rho_3'' = 131{,}77\ \frac{kg}{m^3}$ - gustoća

$c_3'' = 2{,}17\ \frac{kJ}{kg \cdot K}$ - specifični toplinski kapacitet

$\lambda_3'' = 0{,}0252\ \frac{W}{m \cdot K}$ - toplinska vodljivost

$\mu_3'' = 16{,}15 \cdot 10^{-6}\ Pa \cdot s$ - dinamička viskoznost

$\nu_3'' = \frac{\mu_w}{\rho_w} = \frac{16{,}15 \cdot 10^{-6}}{131{,}77} = 1{,}226 \cdot 10^{-7}\ \frac{m^2}{s}$ - kinematička viskoznost

$h_3'' = 425{,}2\ \frac{kJ}{kg}$ - specifična entalpija

$Pr_3'' = \frac{\mu_3'' \cdot c_3''}{\lambda_3''} = \frac{16{,}15 \cdot 10^{-6} \cdot 2{,}17}{1{,}226 \cdot 10^{-7}} = 1{,}39$ - Prandtlov broj

c) vrela kapljevina radne tvari R410a [6]

$\vartheta_3' = 48\ °C$ - temperatura kondenzacije

$\rho_3' = 926{,}67 \frac{kg}{m^3}$ - gustoća

$c_3{}' = 2{,}15\ \frac{kJ}{kg \cdot K}$ - specifični toplinski kapacitet

$\lambda_3{}' = 0{,}0818\ \frac{W}{m \cdot K}$ - toplinska vodljivost

$\mu_3{}' = 8{,}53 \cdot 10^{-5}\ Pa \cdot s$ - dinamička viskoznost

$\nu_3{}' = \frac{\mu_w}{\rho_w} = \frac{8{,}53 \cdot 10^{-5}}{926{,}67} = 9{,}209 \cdot 10^{-8}\ \frac{m^2}{s}$ - kinematička viskoznost

$h_3' = 282{,}7\ \frac{kJ}{kg}$ - specifična entalpija

$Pr_3' = \frac{\mu_3' \cdot c_3'}{\lambda_3'} = \frac{8{,}53 \cdot 10^{-5} \cdot 2{,}15}{9{,}209 \cdot 10^{-8}} = 2{,}24$ - Prandtlov broj

U proračun pločastog kondenzatora kreće se s pretpostavljenim dimenzijama, te se na kraju dobiva potrebna površina istog, što znači da je proračun iterativan. Proračun je proveden u programu Excel.

Dimenzije pločastog kondenzatora:

$H_k = 0{,}3\ m$ - visina između priključaka kondenzatora

$B_k = 0{,}15\ m$ - širina kondenzatora

$\beta = 60\ °$ - kut orebrenja

$\phi = 1{,}31$ - faktor površine kondenzatora

$b_k = 0{,}002\ m$ - dubina orebrenja (širina kanala)

$t_{pl} = 0{,}001\ m$ - debljina ploča kondenzatora

$d_e = 2 \cdot \frac{b_k}{\phi} = 2 \cdot \frac{0{,}002}{1{,}31} = 0{,}00305\ m$ - ekvivalentni promjer kanala

$N_k = 30$ - broj ploča kondenzatora

$A_c = B_k \cdot b_k = 0{,}15 \cdot 0{,}002 = 3 \cdot 10^{-4}\ m^2$ - površina jednog kanala

Prijelaz topline na strani vode:

$N_w = \frac{N_k}{2} = \frac{30}{2} = 15$ - broj kanala za strujanje vode

$q_{m_w} = \frac{\phi_w}{c_w \cdot (\vartheta_{w2} - \vartheta_{w1})} = \frac{10}{4{,}1787 \cdot (45-40)} = 0{,}4786 \ \frac{kg}{s}$ - maseni protok vode

$w_w = \frac{q_{m_w}}{A_c \cdot \rho_w \cdot N_w} = \frac{0{,}4786}{3 \cdot 10^{-4} \cdot 991{,}22 \cdot 15} = 0{,}1073 \ \frac{m}{s}$ - brzina strujanja vode kroz kanale

$Re_w = \frac{w_w \cdot d_e}{\nu_w} = \frac{0{,}1073 \cdot 0{,}00305}{6{,}301 \cdot 10^{-7}} = 520$ - Reynoldsov broj

Nusseltov broj računamo prema metodi Wanniarachchi-a [9]:

- vrijedi za: $Re_w < 10^4$

$20° < \beta < 62°$

- faktori potrebni za proračun:

$Nu_{1w} = 3{,}65 \cdot \beta^{-0{,}455} \cdot \phi^{0{,}661} \cdot {Re_w}^{0{,}339} = 3{,}65 \cdot 60^{-0{,}455} \cdot 1{,}31^{0{,}661} \cdot 520^{0{,}339} = 5{,}64$

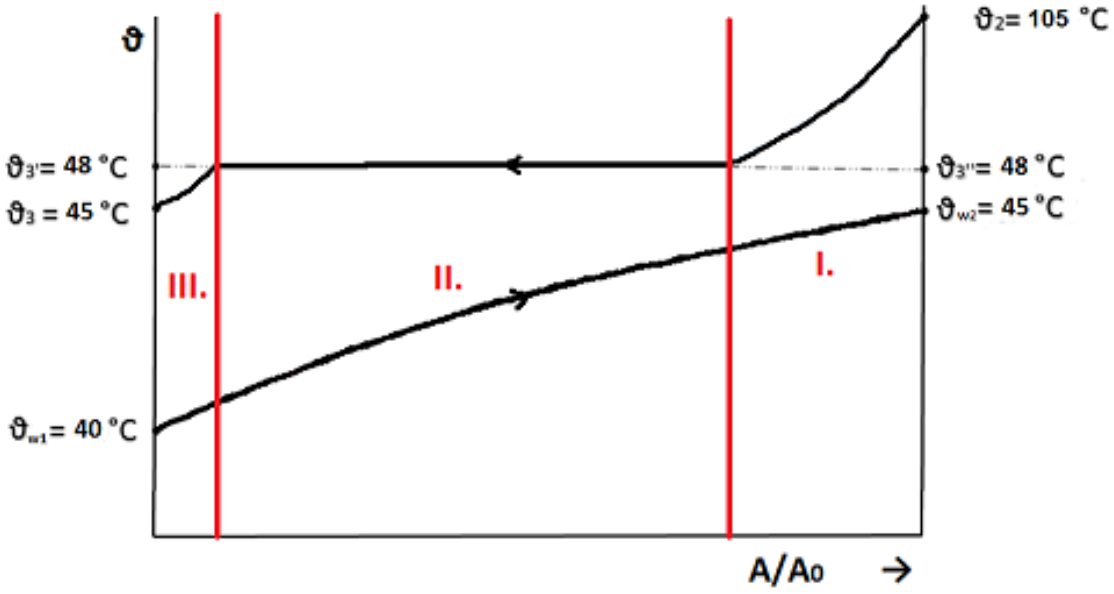
$m = 0{,}646 + 0{,}0011 \cdot \beta = 0{,}646 + 0{,}0011 \cdot 60 = 0{,}712$

$Nu_{tw} = 12{,}6 \cdot \beta^{-1{,}142} \cdot \phi^{1-m} \cdot {Re_w}^{m} = 12{,}6 \cdot 60^{-1{,}142} \cdot 1{,}31^{1-m} \cdot 520^{0{,}712} = 10{,}9$

$Nu_w = \left({Nu_{1w}}^3 + {Nu_{tw}}^3\right)^{\frac{1}{3}} \cdot {Pr_w}^{\frac{1}{3}} = (5{,}64^3 + 10{,}9^3)^{\frac{1}{3}} \cdot 4{,}12^{\frac{1}{3}} = 11{,}38$ - Nusseltov broj

$\alpha_w = \frac{Nu_w \cdot \lambda_w}{d_e} = \frac{11{,}38 \cdot 0{,}634}{0{,}00305} = 2363 \ \frac{W}{m^2 \cdot K}$ - koeficijent prijelaza topline na strani vode

Budući da se unutar kondenzatora ne odvija samo kondenzacija radne tvari već dolazi i do hlađenja pregrijane pare na temperaturu kondenzacije kao i pothlađivanja kondenzata (Slika 13), proračun prijelaza topline na strani radne tvari moramo provesti za svaki dio zasebno jer su uvjeti izmjene topline različiti.



Slika 13. ϑ-A dijagram kondenzatora

Prijelaz topline na strani radne tvari u zoni pregrijane pare (zona I.):

$$\Phi_{2-3''} = q_{m_RT} \cdot (h_2 - h_{3''}) = 0{,}0434 \cdot (507{,}1 - 425{,}2) = 3{,}554\ kW$$

- toplinski tok u zoni I.

$$\vartheta_{wI} = \vartheta_{w2} - \frac{\Phi_{2-2''}}{c_w \cdot q_{m_w}} = 45 - \frac{3{,}554}{4{,}1787 \cdot 0{,}4786} = 43{,}22\ °C$$

- temperatura vode na ulazu u zonu I.

$$\Delta\vartheta_{mI} = \frac{(\vartheta_2 - \vartheta_{w2}) - (\vartheta_3'' - \vartheta_{wI})}{ln\left(\frac{(\vartheta_2 - \vartheta_{w2})}{(\vartheta_3'' - \vartheta_{wI})}\right)} = \frac{(105-45)-(48-43{,}22)}{ln\left(\frac{(105-45)}{(48-43{,}22)}\right)} = 21{,}82\ °C$$

- srednja logaritamska razlika temperatura u zoni I.

$N_{RT} = \frac{N_k}{2} - 1 = \frac{30}{2} - 1 = 14$ - broj kanala za strujanje radne tvari

$w_{RT_I} = \frac{q_{m_RT}}{A_c \cdot \rho_3'' \cdot N_{RT}} = \frac{0{,}0434}{3 \cdot 10^{-4} \cdot 131{,}77 \cdot 14} = 0{,}0784\ \frac{m}{s}$ - brzina strujanja RT kroz kanale

$Re_I = \frac{w_{RT_I} \cdot d_e}{\nu_3''} = \frac{0{,}0784 \cdot 0{,}00305}{1{,}226 \cdot 10^{-7}} = 1954$ - Reynoldsov broj

- faktori potrebni za proračun:

$$Nu_{1I} = 3{,}65 \cdot \beta^{-0{,}455} \cdot \phi^{0{,}661} \cdot {Re_I}^{0{,}339} = 3{,}65 \cdot 60^{-0{,}455} \cdot 1{,}31^{0{,}661} \cdot 1954^{0{,}339} = 8{,}84$$
$$m = 0{,}646 + 0{,}0011 \cdot \beta = 0{,}646 + 0{,}0011 \cdot 60 = 0{,}712$$
$$Nu_{tI} = 12{,}6 \cdot \beta^{-1{,}142} \cdot \phi^{1-m} \cdot {Re_I}^{m} = 12{,}6 \cdot 60^{-1{,}142} \cdot 1{,}31^{1-m} \cdot 1954 = 27{,}97$$

$$Nu_{RT_I} = \left({Nu_{1I}}^3 + {Nu_{tI}}^3\right)^{\frac{1}{3}} \cdot {Pr_3''}^{\frac{1}{3}} =$$
$$= (8{,}84^3 + 27{,}97)^{\frac{1}{3}} \cdot 1{,}39^{\frac{1}{3}} = 31{,}54 \quad \text{- Nusseltov broj}$$
$$\alpha_{RT_I} = \frac{Nu_{RT_I} \cdot \lambda_3''}{d_e} = \frac{31{,}54 \cdot 0{,}0252}{0{,}00305} = 260{,}3 \ \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad \text{- koeficijent prijelaza topline}$$

$$\lambda_{Al} = 209 \ \frac{W}{m \cdot K} \quad \text{- toplinska vodljivost aluminijskih ploča}$$
$$k_I = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{d_{pl}}{\lambda_{Al}} + \frac{1}{\alpha_{RT_I}}} =$$
$$= \frac{1}{\frac{1}{2363} + \frac{0{,}001}{209} + \frac{1}{260{,}2}} = 234{,}2 \ \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad \text{- koeficijent prolazan topline u zoni I.}$$
$$A_I = \frac{\phi_{2-3''}}{k_I \cdot \Delta\vartheta_{mI}} = \frac{3554}{234{,}2 \cdot 21{,}82} = 0{,}6952 \ m^2 \quad \text{- površina prvog dijela kondenzatora}$$

Prijelaz topline na strani radne tvari u zoni kondenzacije (zona II.):

$$\phi_{3''-3'} = q_{m_{RT}} \cdot (h_{3''} - h_{3'}) =$$
$$= 0{,}0434 \cdot (425{,}2 - 282{,}7) = 6{,}186 \ kW \quad \text{- toplinski tok u zoni II.}$$
$$\vartheta_{wII} = \vartheta_{wI} - \frac{\phi_{3''-3'}}{c_w \cdot q_{m_w}} =$$
$$= 43{,}22 - \frac{6{,}186}{4{,}1787 \cdot 0{,}4786} = 40{,}13 \ ℃ \quad \text{- temperatura vode na ulazu u zonu II.}$$

$$\Delta\vartheta_{mII} = \frac{(\vartheta_3'' - \vartheta_{wI}) - (\vartheta_3' - \vartheta_{wII})}{ln\left(\frac{(\vartheta_3'' - \vartheta_{wI})}{(\vartheta_3' - \vartheta_{wII})}\right)} =$$
$$= \frac{(48 - 43{,}22) - (48 - 40{,}13)}{ln\left(\frac{(48 - 43{,}22)}{(48 - 40{,}13)}\right)} = 6{,}2 \ ℃ \quad \text{- srednja logaritamska razlika temperatura u zoni II.}$$

$G = \frac{q_{m_RT}}{A_c \cdot N_{RT}} = \frac{0{,}0434}{3 \cdot 10^{-4} \cdot 14} = 10{,}34\ \frac{kg}{s \cdot m^2}$ - maseni protok po kvadratnom metru poprečnog presjeka jedne ploče

$q_{pretp._II} = 9{,}25\ \frac{kW}{m^2}$ - pretpostavljena gustoća toplinskog toka u zoni II.

$Bo = \frac{q_{pretp._II}}{G \cdot (h_3'' - h_3{}')} = \frac{19{,}25}{10{,}34 \cdot (425{,}2 - 282{,}7)} = 6{,}28 \cdot 10^{-3}$ - Boilingov broj

Proračun se provodi na način da se za različite vrijednosti sadržaja vlage radne tvari u stanju zasićenja odrede Reynoldsov broj, Nusseltov broj i koeficijent prijelaza topline te se kao relevantna vrijednost uzima srednja vrijednost.

$$\mu_x = \mu_3' + x \cdot (\mu_3'' - \mu_3{}')$$
$$\lambda_x = \lambda_3' + x \cdot (\lambda_3'' - \lambda_3{}')$$

$$x = \begin{pmatrix} 1 \\ 0{,}8 \\ 0{,}6 \\ 0{,}4 \\ 0{,}2 \\ 0 \end{pmatrix} \qquad \mu_x = \begin{pmatrix} 16{,}15 \cdot 10^{-6} \\ 29{,}98 \cdot 10^{-6} \\ 43{,}81 \cdot 10^{-6} \\ 57{,}64 \cdot 10^{-6} \\ 71{,}47 \cdot 10^{-6} \\ 85{,}3 \cdot 10^{-6} \end{pmatrix} [Pa \cdot s] \qquad \lambda_x = \begin{pmatrix} 0{,}0252 \\ 0{,}03652 \\ 0{,}04784 \\ 0{,}05916 \\ 0{,}07048 \\ 0{,}0818 \end{pmatrix} \left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$$

$$Re_{II} = \frac{G \cdot d_e}{\mu_x} = \begin{pmatrix} 1954{,}2 \\ 1052{,}7 \\ 720{,}4 \\ 547{,}5 \\ 441{,}6 \\ 370 \end{pmatrix} \qquad Nu_{II} = 30 \cdot {Re_{II}}^{0{,}875} \cdot Bo^{0{,}714} = \begin{pmatrix} 608{,}8 \\ 354{,}3 \\ 254{,}2 \\ 200 \\ 165{,}7 \\ 141{,}9 \end{pmatrix}$$

$$\alpha_{II_x} = \frac{Nu_{II} \cdot \lambda_x}{d_e} = \begin{pmatrix} 5024 \\ 4238 \\ 3983 \\ 3875 \\ 3824 \\ 3802 \end{pmatrix} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$$

$\alpha_{RT_II} = \frac{\alpha_{II_xi}}{6} = 4124 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ - koeficijent prijelaza topline

$k_{II} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{d_{pl}}{\lambda_{Al}} + \frac{1}{\alpha_{RT_II}}} = \frac{1}{\frac{1}{2363} + \frac{0,001}{209} + \frac{1}{4124}} = 1491 \ \frac{W}{m^2 \cdot K}$ - koeficijent prolazan topline u zoni II.

$A_{II} = \frac{\Phi_{3''-3'}}{k_{II} \cdot \Delta\vartheta_{mII}} = \frac{6186}{1491 \cdot 6,2} = 0,6695 \ m^2$ - površina drugog dijela kondenzatora

- provjera gustoće toplinskog toka:

$q_{II} = \frac{\Phi_{3''-3'}}{A_{II}} = \frac{6,186}{0,6695} = 9,24 \ \frac{kW}{m^2}$

Prijelaz topline na strani radne tvari u zoni pothlađivanja (zona III.):

$\Phi_{3''-3'} = q_{m_{RT}} \cdot (h_{3''} - h_{3'}) =$

$= 0,0434 \cdot (282,7 - 276,7) = 0,2605 \ kW$ - toplinski tok u zoni III.

$\Delta\vartheta_{mIII} = \frac{(\vartheta_{3'} - \vartheta_{wII}) - (\vartheta_3 - \vartheta_{w1})}{ln\left(\frac{(\vartheta_{3'} - \vartheta_{wII})}{(\vartheta_3 - \vartheta_{w1})}\right)} = \frac{(48 - 40,13) - (45 - 40)}{ln\left(\frac{(48 - 40,13)}{(45 - 40)}\right)} = 6,33 \ ℃$

- srednja logaritamska razlika temperatura u zoni III.

$w_{RT_III} = \frac{q_{m_RT}}{A_c \cdot \rho'_3 \cdot N_{RT}} = \frac{0,0434}{3 \cdot 10^{-4} 926,27 \cdot 14} = 0,01116 \ \frac{m}{s}$ - brzina strujanja RT kroz kanale

$Re_{III} = \frac{w_{RT_l} \cdot d_e}{\nu_{3'}} = \frac{0,01116 \cdot 0,00305}{9,209 \cdot 10^{-8}} = 370$ - Reynoldsov broj

- faktori potrebni za proračun:

$Nu_{1III} = 3,65 \cdot \beta^{-0,455} \cdot \Phi^{0,661} \cdot {Re_{III}}^{0,339} = 3,65 \cdot 60^{-0,455} \cdot 1,31^{0,661} \cdot 370^{0,339} = 5,03$

$m = 0,646 + 0,0011 \cdot \beta = 0,646 + 0,0011 \cdot 60 = 0,712$

$Nu_{tIII} = 12,6 \cdot \beta^{-1,142} \cdot \Phi^{1-m} \cdot {Re_{III}}^{m} = 12,6 \cdot 60^{-1,142} \cdot 1,31^{1-m} \cdot 370^{0,712} = 8,55$

$$Nu_{RT_{III}} = \left(Nu_{1III}{}^3 + Nu_{tIII}{}^3\right)^{\frac{1}{3}} \cdot Pr_3{}'^{\frac{1}{3}} =$$

$$= (5{,}03^3 + 8{,}55)^{\frac{1}{3}} \cdot 2{,}24^{\frac{1}{3}} = 11{,}9$$ - Nusseltov broj

$$\alpha_{RT_III} = \frac{Nu_{RT_III} \cdot \lambda_3'}{d_e} = \frac{11{,}9 \cdot 0{,}0818}{0{,}00305} = 318{,}9 \ \frac{W}{m^2 \cdot K}$$ - koeficijent prijelaza topline

$$k_{III} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{d_{pl}}{\lambda_{Al}} + \frac{1}{\alpha_{RT_{III}}}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{2363} + \frac{0{,}001}{209} + \frac{1}{318{,}96}} = 280{,}6 \ \frac{W}{m^2 \cdot K}$$ - koeficijent prolazan topline u zoni III.

$$A_{III} = \frac{\Phi_{3'-3}}{k_{III} \cdot \Delta\vartheta_{mIII}} = \frac{260{,}5}{280{,}6 \cdot 6{,}33} = 0{,}1467 \ m^2$$ - površina trećeg dijela kondenzatora

Provjera ukupne površine:

$$A_{uk} = A_I + A_{II} + A_{III} =$$

$$= 0{,}6952 + 0{,}6695 + 0{,}1467 = 1{,}511 \ m^2$$ -ukupna potrebna površina

$$A_{stv} = \phi \cdot B_K \cdot H_K \cdot N_K =$$

$$= 1{,}31 \cdot 0{,}15 \cdot 0{,}3 \cdot 30 = 1{,}768 \ m^2$$ - stvarna izmjenjivačka površina kondenzatora

$$\mathrm{A_{stv}} > \mathrm{A_{uk}}$$

Stvarna izmjenjivačka površina kondenzatora veća je od proračunate, stoga kondenzator zadovoljava.

3.2.2. Proračun pada tlaka [10]

Ukupni pad tlaka prilikom strujanja, odnosno kondenzacije radne tvari unutar pločastog kondenzatora zbroj je pada tlaka zbog trenja, gravitacije i akceleracije, te pada tlaka u priključcima. Proračun je proveden uz pojednostavljenje da se kondenzacija odvija na cijeloj izmjenjivačkoj površini kondenzatora.

Pad tlaka trenja:

$$f_{tr} = 21500 \cdot {Re_{II_sr}}^{-1,14} \cdot Bo^{0,085} = 21500 \cdot 847{,}7^{-1,14} \cdot 0{,}00628^{0,085} = 6{,}41$$

- faktor trenja prema Kuou [10]

$$\frac{1}{\rho_{sr}} = \frac{1-x_{sr}}{\rho'_3} + \frac{x_{sr}}{\rho''_3} = \frac{1-0{,}5}{926{,}27} + \frac{0{,}5}{131{,}77} = 4{,}334 \cdot 10^{-3}\ \frac{kg}{m^3}$$

- srednja recipročna gustoća radne tvari

$$\Delta p_{tr} = 2 \cdot f_{tr} \cdot \frac{G^2}{\rho_{sr}} \cdot \frac{H}{d_e} = 2 \cdot 6{,}41 \cdot 4{,}334 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{10{,}34^2 \cdot 0{,}3}{0{,}00305} = 1945\ Pa$$

Pad tlaka uslijed gravitacije:

$$\Delta p_g = H_k \cdot \rho_{sr} \cdot g = 0{,}3 \cdot 230{,}7 \cdot 9{,}81 = 679\ Pa$$

Pad tlaka uslijed akceleracije:

$$\Delta p_a = (G \cdot N_{RT})^2 \cdot \Delta x \cdot \left(\frac{1}{\rho'_3} \cdot \frac{1}{\rho''_3}\right) = (10{,}34 \cdot 14)^2 \cdot 1 \cdot \left(\frac{1}{926{,}27} \cdot \frac{1}{131{,}77}\right) = 172\ Pa$$

Pad tlaka u priključcima:

$$G_p = \frac{q_{m_RT}}{A_p} = \frac{4 \cdot q_{m_RT}}{D_p \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 0{,}0434}{0{,}024 \cdot \pi} = 95{,}97\ \frac{kg}{m^2 \cdot s}$$

$\Delta p_{pr_ul} = 1{,}5 \cdot \frac{{G_p}^2}{2 \cdot \rho''_3} = 1{,}5 \cdot \frac{95{,}97^2}{2 \cdot 131{,}77} = 52$ - pad tlaka u ulaznom priključku

$\Delta p_{pr_iz} = 1{,}5 \cdot \frac{{G_p}^2}{2 \cdot \rho'_3} = 1{,}5 \cdot \frac{95{,}97^2}{2 \cdot 926{,}27} = 8$ - pad tlaka u izlaznom priključku

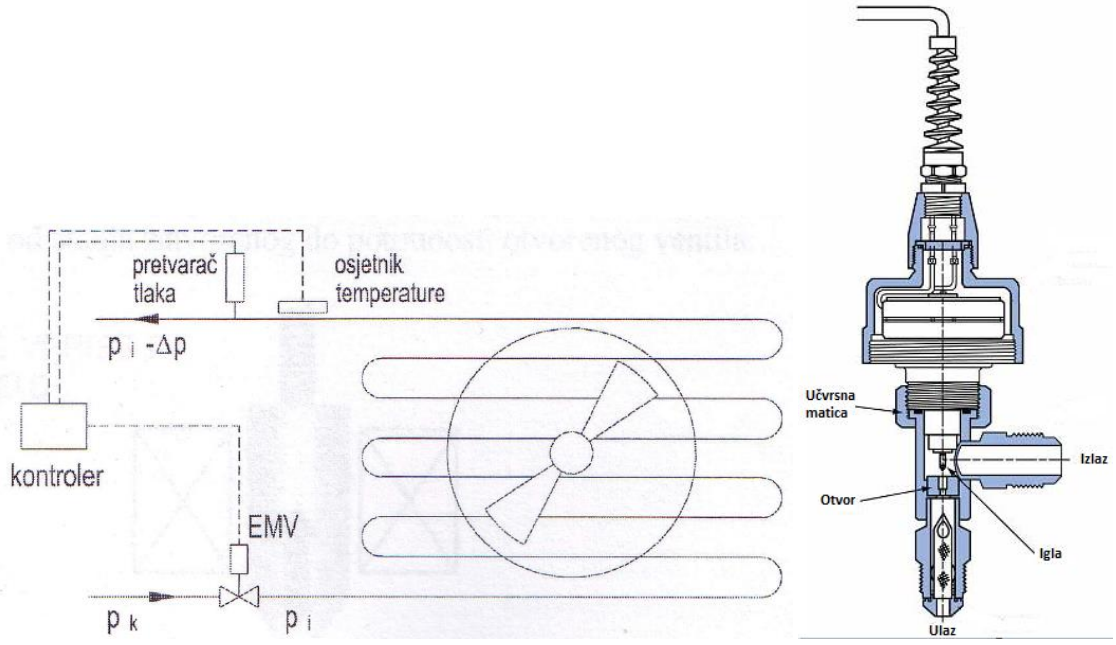
$$\Delta p_{pr} = \Delta p_{pr_ul} + \Delta p_{pr_iz} = 52 + 8 = 60\ Pa$$

Ukupni pad tlaka:

$$\Delta p_{uk} = \Delta p_{tr} + \Delta p_g + \Delta p_a + \Delta p_{pr} = 1945 + 679 + 172 + 60 = 2684\ Pa$$

3.3. Elektronički ekspanzijski ventil

Uloga ove komponente uređaja je dvostruka. Prigušni element, u našem slučaju elektronički ekspanzijski ventil (EEV), kao što sama riječ govori „prigušuje“ struju radne tvari, odnosno uzrokuje pad tlaka iste s tlaka kondenzacije na tlak isparavanja. To je nužno da bi se mogle odvijati izmjene topline opisane prethodno, jer kao što kaže nulti zakon termodinamike, toplinski tok uvijek prelazi s tijela više, na tijelo niže temperature. Druga uloga ventila je doziranje radne tvari u isparivač. Naime EEV radi tako što na izlazu iz isparivača ima postavljene osjetnike temperature i tlaka, te prepoznaje u kakvom stanju radna tvar napušta isparivač. Kao što je već spomenuto, nužno je osigurati da u kompresor ulazi čista para, odnosno para bez pojava kapljica. To se osigurava pregrijavanjem pare radne tvari za nekoliko stupnjeva. U sklopu regulatora rada EEV-a moguće je namjestiti željeno pregrijanje, te smo mi za potrebe proračuna uzeli vrijednost od 5 ºC. Sam ventil je igličastog tipa. Položaj iglice kojom se prigušuje i dozira radna tvar ovisi o naponu na električnoj zavojnici koji je nametnut preko mikroprocesora regulatora (Slika 14).

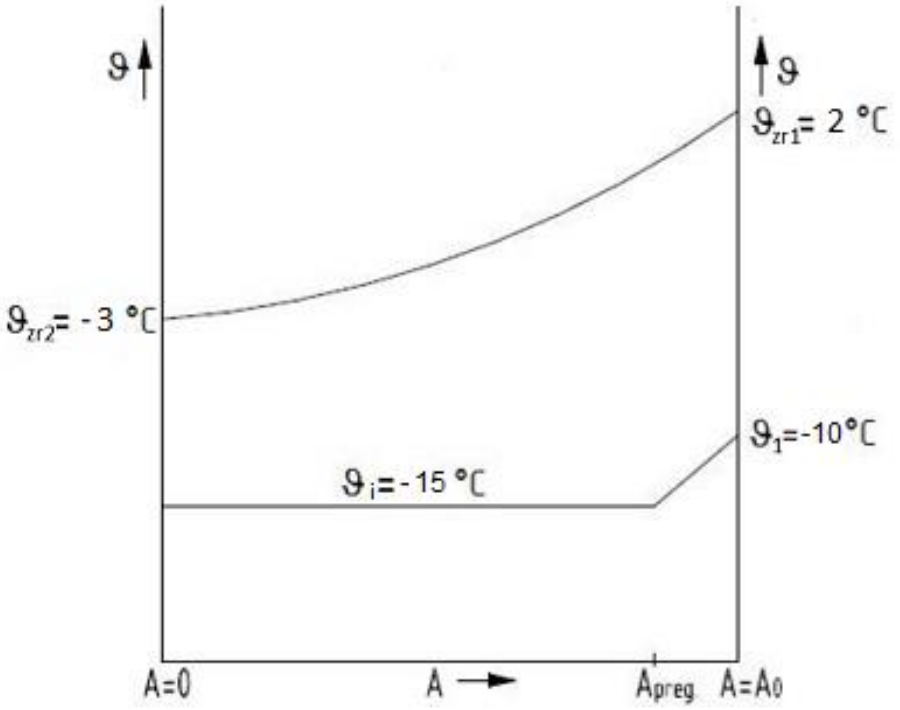


Slika 14. Shema postavljenja EEV-a [5] i EEV u presjeku [11]

3.4. Isparivač

Kao što sam naziv govori, uloga isparivača je omogućavanje isparavanja radne tvari. On predstavlja svojevrsni toplinski „most“ između ogrjevnog toplinskog spremnika, u našem slučaju okolišnog zraka, i samog sustava, odnosno radne tvari koja cirkulira kroz njega.

Isparivač je suhog tipa jer radna tvar struji i isparuje unutar cijevi. Dva ventilatora pospješuju prisilno strujanje zraka između cijevi i lamela, što dovodi do prisilne konvekcije na vanjskim stjenkama. Kao što je već spomenuto, prije isparivača postavljen je elektromagnetski ventil koji, osim što prigušuje radnu tvar, ima ulogu doziranja iste. U isparivač se pušta upravo onoliko radne tvari koliko u trenutnim uvjetima rada može ispariti i pregrijati se za određenu namještenu razliku temperature pregrijanja. Okolišni zrak se prolaskom kroz isparivač hladi, dok radna tvar zadržava temperaturu isparavanje sve do izlaznog dijela gdje isparavanje završava te počinje pregrijavanje (Slika 15.).



Slika 15. ϑ-A dijagram isparivača

3.4.1. Termodinamički proračun isparivača [12]

Budući da udio pregrijanja radne tvari ne zauzima značajan udio u ukupno izmjenjivanom toplinskom toku u isparivaču pretpostavit ćemo da se unutar cijele duljine cijevi odvija isparavanje:

$$\Phi_{isp} = q_{m_{RT}} \cdot (h_1 - h_4) =$$

$$= 0{,}0434 \cdot (422{,}5 - 276{,}7) = 6{,}33\ kW$$ - toplinski tok isparavanja

Za potrebe proračuna moramo pretpostaviti vanjske uvijete:

$\vartheta_{zr1} = 2\ ℃$ - temperatura zraka na ulazu u isparivač

$\vartheta_{zr2} = -3\ ℃$ - temperatura zraka na izlazu iz isparivača

Konstrukcijski parametri:

$d_v = 0{,}008\ m$ - vanjski promjer cijevi

$d_u = 0{,}006\ m$ - unutarnji promjer cijevi

$s_1 = 0{,}026\ m$ - vertikalni razmak između cijevi

$s_2 = 0{,}026\ m$ - horizontalni razmak između cijevi

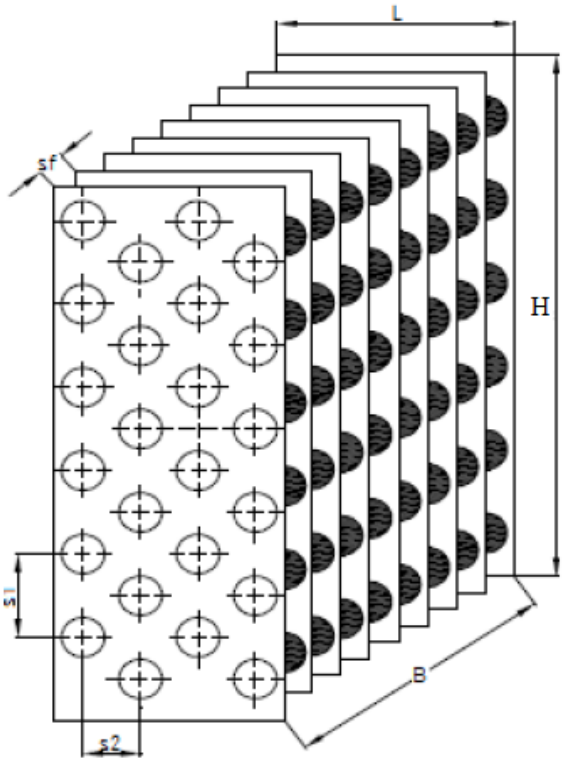
$s_f = 0{,}001m$ - razmak između lamela

$f_t = 0{,}0005\ m$ - debljina lamela

$i_r = 2$ - broj redova cijevi

$i_t = 48$ - broj cijevi u jednom redu

$i_{in} = 8$ - broj paralelno napajanih cijevi



Slika 16. Prikaz konstrukcijskih parametara [12]

$$A_{mt} = \pi \cdot d_v \cdot \left(1 - \frac{f_t}{s_f}\right) =$$

$$= \pi \cdot 0{,}008 \cdot \left(1 - \frac{0{,}0005}{0{,}001}\right) = 0{,}01257 \ \frac{m^2}{m}$$ - površina na vanjskoj stjenci cijevi između rebara

$$A_f = 2 \cdot \frac{\left(s_1 \cdot s_2 - \pi \cdot \frac{{d_v}^2}{4}\right)}{s_f} =$$

$$= 2 \cdot \frac{\left(0{,}026 \cdot 0{,}026 - \pi \cdot \frac{0{,}008^2}{4}\right)}{0{,}001} = 1{,}252 \ \frac{m^2}{m}$$ - površina rebra po metru cijevi

$$A_{e1} = A_{mt} + A_f = 0{,}01257 + 1{,}252 = 1{,}264 \ \frac{m^2}{m}$$

- površina na vanjskoj strani za prijelaz topline za 1 m cijevi

$$A_{i1} = \pi \cdot d_u = \pi \cdot 0{,}006 = 0{,}01885 \ \frac{m^2}{m}$$

- površina na unutarnjoj strani cijevi za prijelaz topline za 1 m cijevi

$\beta = \frac{A_{e1}}{A_{i1}} = \frac{1{,}264}{0{,}01885} = 67{,}06$ - omjer vanjske i unutarnje površine za izmjenu topline

$H = i_t \cdot s_1 = 48 \cdot 0{,}026 = 1{,}248 \, m$ -visina izmjenjivača

$L = i_r \cdot s_2 = 2 \cdot 0{,}026 = 0{,}052 \, m$ -dubina izmjenjivača

$\Delta\vartheta_m = \frac{(\vartheta_{zr1} - \vartheta_{zr2})}{ln\left(\frac{(\vartheta_{zr1} - \vartheta_i)}{(\vartheta_{zr2} - \vartheta_i)}\right)} = \frac{(2 - (-3))}{ln\left(\frac{(2 - (-15))}{(-3 - (-15))}\right)} = 14{,}36 \ ℃$ - srednja log. razlika temp.

$\vartheta_{zrm} = \vartheta_i + \Delta\vartheta_m = -15 + 14{,}36 = -0{,}65 \ ℃$ - srednja temp. zraka

Prijelaz topline na unutarnjoj stjenci cijevi (na strani radne tvari):

$G = \frac{q_{m_RT}}{i_{in} \cdot \pi \cdot \frac{{d_u}^2}{4}} = \frac{4 \cdot 0{,}0434}{8 \cdot \pi \cdot 0{,}006^2} = 191{,}9 \ \frac{kg}{m^2 \cdot s}$ - gustoća masenog toka

$C = 0{,}2$ - koeficijent [12]

$q_u = 7500\ \frac{W}{m^2}$ - pretpostavljena gustoća toplinskog toka (na unutarnjoj površini)

$\alpha_{RT} = C \cdot \frac{G^{0,1} \cdot {q_u}^{0,7}}{{d_u}^{0,5}} = 0{,}2 \cdot \frac{191{,}9^{0,1} \cdot 7500^{0,7}}{0{,}006^{0,5}} = 2253\ \frac{W}{m^2 \cdot K}$

- koeficijent prijelaza topline na strani radne tvari

Prijelaz topline na vanjskoj površini (na strani zraka):

- svojstva suhog zraka za ϑ_{zrm} [8]:

$\rho_{zr} = 1{,}279\ \frac{kg}{m^3}$ - gustoća

$c_{zr} = 1{,}005\ \frac{kJ}{kg \cdot K}$ - specifični toplinski kapacitet

$\lambda_{zr} = 0{,}02401\ \frac{W}{m \cdot K}$ - toplinska vodljivost

$\mu_{zr} = 1{,}72 \cdot 10^{-5}\ Pa \cdot s$ - dinamička viskoznost

$\nu_{zr} = \frac{\mu_{zr}}{\rho_{zr}} = \frac{1{,}72 \cdot 10^{-5}}{1{,}279} = 1{,}345 \cdot 10^{-5}\ \frac{m^2}{s}$ - kinematička viskoznost

Ako pretpostavimo relativnu vlažnost $\varphi = 0{,}8$, za temperaturu ulaznog zraka od 2 °C slijedi:

$x_{s1} = 4{,}419\ \frac{g}{kg}$ - sadržaj vlage u stanju zasićenja

$x_{zr1} = \varphi \cdot x_{s1} = 0{,}8 \cdot 4{,}419 = 3{,}535\ \frac{g}{kg}$ - sadržaj vlage ulaznog zraka

$h_{zr1} = c_{zr} \cdot \vartheta_{zr1} + x_{zr1} \cdot \left(r_o + c_{pw} \cdot \vartheta_{zr1}\right) =$

$= 1{,}005 \cdot 2 + 3{,}535 \cdot 10^{-3} \cdot (2500 + 1{,}93 \cdot 2) = 10{,}86\ \frac{kJ}{kg}$ - entalpija na ulazu

$R_o = 0{,}0005\ \frac{m^2 \cdot K}{W}$ - faktor onečišćenja na strani zraka

$R_i = 0\ \frac{m^2 \cdot K}{W}$ - faktor onečišćenja na strani radne tvari

$R_t = \frac{\delta_t}{\lambda_t} = \frac{0{,}001}{372} = 2{,}688 \cdot 10^{-6}\ \frac{m^2 \cdot K}{W}$ - toplinski otpor cijevi

$$\vartheta_s = \vartheta_i + \left(\frac{1}{\alpha_{RT}} + R_i + R_t \cdot \frac{d_u}{d_m} + R_o \cdot \frac{1}{\beta}\right) =$$

$$= -15 + \left(\frac{1}{2253} + 2{,}688 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{6}{7} + 0{,}0005 \cdot \frac{1}{67{,}06}\right) = -11{,}6\ ℃$$

- temperatura vanjske stjenke cijevi

Uz samu stjenku zrak također poprima istu temperaturu koja za određene vanjske uvjete odgovara temperaturi zasićenja, entalpija i sadržaj vlage zasićenog tlaka na toj temperaturi iznose [8]:

$$h_s = -8{,}179\,\frac{kJ}{kg}$$

$$x_s = 1{,}403\ \frac{g}{kg}$$

Svojstva izlaznog zraka:

$$x_{zr2} = x_{zr1} - (x_{zr1} - x_s) \cdot \left(\frac{\vartheta_{zr1} - \vartheta_{zr2}}{\vartheta_{zr1} - \vartheta_s}\right) =$$

$$= 3{,}535 - (3{,}535 - 1{,}403) \cdot \left(\frac{2-(-3)}{2—(-11{,}6)}\right) = 2{,}751\ \frac{g}{kg}$$

$$h_{zr2} = 1{,}005 \cdot \vartheta_{zr2} + x_{zr2} \cdot (2500 + 1{,}93 \cdot \vartheta_{zr2}) =$$

$$= 1{,}005 \cdot (-5) + 2{,}751 \cdot 10^{-3} \cdot \big(2500 + 1{,}93 \cdot (-3)\big) = 3{,}848\ \frac{kJ}{kg}$$

Dodatne dimenzije isparivača:

$A_u = \frac{\Phi_{isp}}{q_u} = \frac{6{,}33}{7{,}5} = 0{,}8439\ m^2$ - unutarnja površina za prijelaz topline

$L_{ov} = \frac{A_u}{A_{i1}} = \frac{0{,}8439}{0{,}01885} = 44{,}77\ m$ - ukupna duljina cijevi

$L_1 = \frac{L_{ov}}{i_r} = \frac{44{,}77}{2} = 22{,}38\ m$ - duljina cijevi u jednom redu

$B = \frac{L_1}{i_t} = \frac{22{,}38}{48} = 0{,}4664\ m$ - širina izmjenjivača

Koeficijent prijelaza topline na strani zraka:

$q_{m_zr} = \frac{\Phi_{isp}}{h_{zr1} - h_{zr2}} = \frac{6{,}33}{10{,}86 - 3{,}848} = 0{,}9024\ \frac{kg}{s}$ - protočna masa zraka

$$A_z = L_1 \cdot \frac{s_1 - d_v}{1 - \frac{f_t}{s_f}} = 22{,}38 \cdot \frac{0{,}026 - 0{,}008}{1 - \frac{0{,}0005}{0{,}001}} = 0{,}2015\ m^2$$

- najmanja površina između cijevi i rebara gdje prolazi zrak

$$w_{zr} = \frac{q_{m_zr}}{A_z \cdot \rho_{zr}} = \frac{0{,}9024}{0{,}2015 \cdot 1{,}279} = 3{,}503\ \frac{m}{s}$$ - brzina zraka kroz najmanju površinu

$$d_{ekv} = \frac{2 \cdot (s_1 - d_v) \cdot (s_f - f_t)}{s_1 - d_v + s_f - f_t} =$$

$$= \frac{2 \cdot (0{,}026 - 0{,}008) \cdot (0{,}001 - 0{,}0005)}{0{,}026 - 0{,}008 + 0{,}001 - 0{,}0005} = 9{,}73 \cdot 10^{-4}\ m$$ - ekvivalentni promjer

$$Re_{zr} = \frac{w_{zr} \cdot d_{ekv}}{\nu_{zr}} = \frac{3{,}503 \cdot 9{,}73 \cdot 10^{-4}}{1{,}345 \cdot 10^{-5}} = 1981$$ - Reynoldsov broj

Koeficijenti prema [12]:

$$n = 0{,}45 + 0{,}0066 \cdot \frac{L}{d_{ekv}} = 0{,}45 + 0{,}0066 \cdot \frac{0{,}052}{9{,}73 \cdot 10^{-3}} = 0{,}4853$$

$$m = -0{,}28 + 0{,}08 \cdot \frac{Re_{zr}}{1000} = -0{,}28 + 0{,}08 \cdot \frac{1981}{1000} = -0{,}1215$$

$\frac{L}{d_{ekv}} = \frac{0{,}052}{9{,}73 \cdot 10^{-3}} = 5{,}34$ - omjer potreban za određivanje koeficijenta C_{1a}

$C_{1a} = 0{,}4061$ - prema tablici str. 147 [11]

$$C_{1b} = 1{,}36 - 0{,}24 \cdot \frac{Re_{zr}}{1000} = 1{,}36 - 0{,}24 \cdot \frac{1981}{1000} = 0{,}8844$$

$$C_1 = C_{1a} \cdot C_{1b} = 0{,}4061 \cdot 0{,}8844 = 0{,}3592$$

$$Nu_{zr} = C_1 \cdot {Re_{zr}}^{0{,}551} \cdot \left(\frac{L}{d_{ekv}}\right)^{-0{,}00551} =$$

$$= 0{,}3592 \cdot 1981^{0{,}551} \cdot \left(\frac{0{,}052}{9{,}73 \cdot 10^{-4}}\right)^{-0{,}00551} = 11{,}66$$ - Nusseltov broj

$\alpha_{zr} = \frac{Nu_{zr} \cdot \lambda_{zr}}{d_{ekv}} \cdot 1{,}1 = \frac{11{,}66 \cdot 0{,}02401}{9{,}73 \cdot 10^{-4}} \cdot 1{,}1 = 316{,}6\ \frac{W}{m^2 \cdot K}$ - koeficijent prijelaza topline

Budući da je $x_1 > x_2$ na vanjskoj površini izmjenjivača stvara se kondenzat što utječe na povećanje koeficijenta prijelaza topline:

$\xi_w = 1 + 2500 \cdot \frac{x_{zr1} - x_s}{\vartheta_{zr1} - \vartheta_s} = 1 + 2500 \cdot \frac{3{,}353 - 1{,}403}{2 - (-11{,}6)} = 1{,}392$ - koeficijent

$\alpha_{zrw} = \xi_w \cdot \alpha_{zr} = 1{,}392 \cdot 316{,}6 = 440{,}7 \ \frac{W}{m^2 \cdot K}$ - koeficijent prijelaza topline

Koeficijent prijelaza topline sveden na unutarnji promjer cijevi:

$C_k = 1$ - koeficijent otpora na kontaktu cijevi i rebara

$$m_f = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{zrw}}{f_t \cdot \lambda_{Al}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 440{,}7}{0{,}0005 \cdot 209}} = 91{,}84 \ m^{-1}$$

$$B_f = \sqrt{\left(\frac{s_1}{2}\right)^2 + {s_2}^2} = \sqrt{\left(\frac{0{,}026}{2}\right)^2 + 0{,}026^2} = 0{,}0291 \ m$$

$A_f = s_1 = 0{,}026 \ m$ - vrijedi za šahovski raspored cijevi

$$\rho_f = 1{,}27 \cdot \left(\frac{B_f}{d_v}\right) \cdot \sqrt{\frac{A_f}{B_f} - 0{,}3} = 1{,}27 \cdot \left(\frac{0{,}0291}{0{,}008}\right) \cdot \sqrt{\frac{0{,}026}{0{,}0291} - 0{,}3} = 3{,}558 \ \frac{kg}{m^3}$$

$$h_f = 0{,}5 \cdot d_v \cdot \left(\rho_f - 1\right) \cdot \left(1 + 0{,}35 \cdot ln\left(\rho_f\right)\right) =$$

$$= 0{,}5 \cdot 0{,}008 \cdot (3{,}558 - 1) \cdot \left(1 + 0{,}35 \cdot ln(3{,}558)\right) = 0{,}0148 \ m$$

$E = \frac{th\left(m_f \cdot h_f\right)}{m_f \cdot h_f} = \frac{th(91{,}84 \cdot 0{,}0148)}{91{,}84 \cdot 0{,}0148} = 0{,}6453$ - korisnost rebra

$$\alpha_{zru} = \alpha_{zrw} \cdot \frac{\left(A_f \cdot E \cdot C_k + A_{mt}\right)}{A_{i1}} = 440{,}7 \cdot \frac{(0{,}026 \cdot 0{,}6453 \cdot 1 + 0{,}01257\ )}{0{,}01885} =$$

$= 686{,}1 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ - koeficijent prijelaza topline sveden na unutarnju stjenku

$$k_u = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{zru}} + R_o \cdot \frac{1}{\beta} + R_t \cdot \frac{d_u}{d_m} + \frac{1}{\alpha_{RT}}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{686{,}1} + 0{,}0005 \cdot \frac{1}{67{,}06} + 2{,}688 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{0{,}006}{0{,}007} + \frac{1}{2253}} =$$

$= 523{,}3 \ \frac{W}{m^2 \cdot K}$ - koeficijent prolaza topline sveden na unutarnju površinu

$$q_{ustv} = k_u \cdot \Delta\vartheta_m = 523{,}3 \cdot 14{,}36 = 7512\ \frac{W}{m^2}$$

Vidimo da se gustoća toplinskog toka ne razlikuje značajno od pretpostavljene.

$A_u = \frac{\Phi_{isp}}{q_u} = \frac{6{,}33}{7{,}512} = 0{,}8426\ m^2$ - unutarnja površina

$k_v = \frac{k_u}{\beta} = \frac{523{,}3}{67{,}06} = 7{,}802\ \frac{W}{m^2 \cdot K}$ - koeficijent prolaza topline sveden na vanjsku površinu

$A_v = A_u \cdot \beta = 0{,}8426 \cdot 67{,}06 = 56{,}51\ m^2$ - vanjska površina

$B_{pot} = B \cdot \frac{q_{ustv}}{q_u} = 0{,}4664 \cdot \frac{7500}{7512} = 0{,}4657\ m$ - potrebna širina isparivača

3.4.2. Proračun pada tlaka zraka [12]

$w_{zr_ul} = \frac{q_{m_zr}}{\rho_{zr} \cdot B_{pot} \cdot H} = \frac{0{,}9024}{1{,}279 \cdot 0{,}4657 \cdot 1{,}248} = 1{,}215\ \frac{m}{s}$ - ulazna brzina zraka

$$\Delta p_{zr} = 0{,}233 \cdot i_r \cdot \left[\frac{s_2}{(s_f - f_t)}\right]^{0{,}42} \cdot (w_{zr} \cdot \rho_{zr})^{1{,}8} =$$

$= 0{,}233 \cdot 2 \cdot \left[\frac{0{,}026}{(0{,}001 - 0{,}0005)}\right]^{0{,}42} \cdot (1{,}215 \cdot 1{,}279)^{1{,}8} = 36{,}4\ Pa$ - pad tlaka zraka

3.4.3. Proračun odleđivanja isparivača

Proračun odleđivanja proveden je na način da se pretpostavi da je došlo do formiranja leda na površini cijevi i rebara isparivača u debljini 0,3 milimetara. Nakon što se prekrene smjer procesa pretpostavljeno je da uređaj radi u istoj radnoj točki sve dok se sav led ne otopi, također se smatra da se sav toplinski tok kondenzacije ulaže u taljenje leda. Potrebno je odrediti vrijeme trajanja odleđivanja i temperaturu vode u sekundarnom krugu nakon odleđivanja.

$L_{led} = 0{,}0003\ m$ - debljina sloja leda

$$A_{mt_odl} = \pi \cdot d_v \cdot \left(1 - \frac{s_f - 2 \cdot L_{led}}{f_t}\right) = \pi \cdot 0{,}008 \cdot \left(1 - \frac{0{,}001 - 2 \cdot 0{,}0003}{0{,}0005}\right) = 5{,}02 \cdot 10^{-3}\ \frac{m^2}{m}$$

- površina na vanjskoj stjenci cijevi između slojeva leda

$$V_{led} = L_{led} \cdot \left(A_f + A_{mt_{odl}}\right) \cdot L_{ov} =$$
$$= 0{,}0005 \cdot (1{,}252 + 5{,}02 \cdot 10^{-3}) \cdot 44{,}77 = 0{,}01687\ m^3$$ - volumen leda

Termodinamička svojstva leda (normalni uvjeti) [8]:

$\rho_{led} = 916{,}8\ \frac{kg}{m^3}$ - gustoća leda

$r_o = 333{,}5\ \frac{kJ}{kg}$ - specifična toplina taljenja

$m_{led} = V_{led} \cdot \rho_{led} = 0{,}01687 \cdot 916{,}8 = 15{,}47\ kg$ - masa leda

$Q_0 = r_o \cdot m_{led} = 333{,}5 \cdot 15{,}47 = 5160\ kJ$ - toplina potrebna za taljenje leda

Sekundarni krug treba biti tako dimenzioniran da se izbjegne opasnost od zaleđivanja tijekom rada u režimu odleđivanja isparivača. To bi značilo da osim temperature, odnosno dovoljno visoke energetske razine, mora biti i dovoljno velikog volumena, tj. u sekundarnom krugu se mora nalaziti dovoljna količina vode. U sklopu sekundarnog kruga našeg uređaja instaliran je spremnik ogrjevne vode volumena 100 l.

$V_w = 0{,}1\ m^3$ - volumen vode u sekundarnom krugu

Svojstva vode u sekundarnom krugu [8]:

$\vartheta_w = \vartheta_{w1} = 45\ °C$ - temperatura vode u polaznom vodu

$\rho_w = 990{,}2\ \frac{kg}{m^3}$ - gustoća vode

$m_w = V_w \cdot \rho_w = 0{,}1 \cdot 990{,}2 = 99{,}02\ kg$ - masa vode

$c_w = 4{,}179\ \frac{kJ}{kg \cdot K}$ - specifični toplinski kapacitet vode

Proračun je proveden na isti način kao i kod proračuna rada uređaja u normalnom pogonu grijanja (Poglavlje 3.). Temperatura isparavanja mora tijekom cijelog procesa odleđivanja biti niža od temperature ogrjevne vode u spremniku:

$\vartheta_{i_odl} = 25\ °C$ - temperatura isparavanja u režimu odleđivanja

$\vartheta_{k_odl} = 50\ °C$ - temperatura kondenzacije u režimu odleđivanja

Uz iste temperaturne razlike pregrijanja i pothlađenja, kao i istog izentropskog stupnja djelovanja kao u proračunu komponenti uređaja (Poglavlje 3.) iz tablica i dijagrama [6] određene su slijedeće veličine stanja u karakterističnim točkama procesa:

Tablica 10. Veličine stanja u karakterističnim točkama procesa u režimu odleđivanja

	ϑ [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]
1	30	16,47	435
2s	≈ 85	38,2	457,5
2	≈ 95	38,2	468,1
3''	60	38,2	419,5
3'	60	38,2	310,3
3	57	38,2	302,7
4	25	16,47	302,7

Sada možemo odrediti toplinski tok isparavanja i kondenzacije, kao i snagu kompresora ukoliko pretpostavimo isti maseni protok radne tvari kao što smo dobili u poglavlju 3:

$q_{m_RT} = 0{,}0434\ \frac{kg}{s}$ - maseni protok radne tvari

$\phi_{i_odl} = q_{m_RT} \cdot (h_1 - h_4) = 0{,}0434 \cdot (435 - 302{,}7) = 5{,}74\ kW$

- toplinski tok isparavanja

$$\phi_{k_odl} = q_{m_RT} \cdot (h_2 - h_3) = 0{,}0434 \cdot (468{,}1 - 302{,}7) = 7{,}18\ kW$$

- toplinski tok isparavanja

$$P_{komp_odl} = q_{m_RT} \cdot (h_2 - h_1) = 0{,}0434 \cdot (468{,}1 - 435) = 1{,}44\ kW$$

- snaga kompresora

Uz pojednostavljenje da se sav toplinski tok kondenzacije koristi za topljenje leda, trajanje odleđivanja iznosi:

$$t_{odl} = \frac{Q_0}{\phi_{kon_odl}} = \frac{5160}{7{,}18} = 719\ s \approx 12\ min$$

Kako nije toplinski tok kondenzacije isti toplinskom toku isparavanja već je on uvećan sa energiju dovedenu radnoj tvari putem kompresora, toplinska energija preuzeta od ogrjevne vode iznosi:

$$Q_w = \phi_{isp_odl} \cdot t_{odl} = 5{,}74 \cdot 719 = 4128\ kJ$$

Što bi značilo da voda po završetku procesa odleđivanja isparivača poprima temperaturu:

$$\vartheta_{w_odl} = \vartheta_{w1} - \frac{Q_w}{m_w \cdot c_w} = 45 - \frac{4128}{99{,}02 \cdot 4{,}179} = 35{,}02\ ℃$$

Možemo vidjeti da je temperatura vode nakon odleđivanja daleko iznad temperature smrzavanja.

3.5. Proračun cjevovoda

Proračun je proveden na način da se pretpostavi brzina strujanja medija u cijevima prema preporučenim vrijednostima, te se preko jednadžbe kontinuiteta odredi potrebna unutarnja površina presjeka cijevi. Preporučene iskustvene brzine medija u pojedinom cjevovodu su:

- usisni vod: $5 \div 12\ \left[\frac{m}{s}\right]$

- tlačni vod: $8 \div 12 \left[\frac{m}{s}\right]$

- kapljevinski vod: $0{,}4 \div 1{,}2 \left[\frac{m}{s}\right]$

- vod sekundarnog kruga (voda): $0{,}5 \div 1 \left[\frac{m}{s}\right]$

Iz jednadžbe kontinuteta slijedi jednadžba za određivanje unutarnjeg promjera cjevovoda:

$$d'_u = \sqrt{\frac{4 \cdot q_{m_RT}}{\rho \cdot w \cdot \pi}}$$

Usisni cjevovod:

$w'_{us} = 8 \frac{m}{s}$ - pretpostavljena brzina strujanja radne tvari R410a

$\rho_1 = 17{,}94 \frac{kg}{m^3}$ - gustoća pregrijane pare radne tvari u usisnom cjevovodu [6]

$$d'_{u_us} = \sqrt{\frac{4 \cdot q_{m_RT}}{\rho_1 \cdot w'_{us} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}0434}{17{,}94 \cdot 8 \cdot \pi}} = 0{,}01962\ m$$

Odabire se prva veća standardizirana cijev [13]:

$Cu\ 22\ x\ 1$: $d_{v_us} = 22\ mm$

$s = 1\ mm$

$d_{u_us} = d_{v_us} - 2 \cdot s = 22 - 2 \cdot 1 = 20\ mm$

$$w_{us} = \frac{4 \cdot q_{m_RT}}{\rho_1 \cdot {d_{u_us}}^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 0{,}0434}{17{,}94 \cdot 0{,}02^2 \cdot \pi} = 7{,}7 \frac{m}{s}$$

Tlačni cjevovod:

$w'_{tl} = 10 \frac{m}{s}$ - pretpostavljena brzina strujanja radne tvari R410a

$\rho_2 = 81{,}18 \frac{kg}{m^3}$ - gustoća pregrijane pare radne tvari u tlačnom cjevovodu [6]

$$d'_{u_tl} = \sqrt{\frac{4 \cdot q_{m_RT}}{\rho_1 \cdot w'_{us} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}0434}{81{,}18 \cdot 10 \cdot \pi}} = 8{,}25 \cdot 10^{-3}\ m$$

Odabire se standardizirana cijev [13]:

$Cu\ 10\ x\ 1$: $d_{v_tl} = 10\ mm$

$s = 1\ mm$

$d_{u_tl} = d_{v_tl} - 2 \cdot s = 10 - 2 \cdot 1 = 8\ mm$

$$w_{tl} = \frac{4 \cdot q_{m_RT}}{\rho_2 \cdot {d_{u_tl}}^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 0{,}0434}{81{,}18 \cdot 0{,}008^2 \cdot \pi} = 10{,}64\ \frac{m}{s}$$

Kapljevinski cjevovod:

$w'_{kap} = 0{,}8\ \frac{m}{s}$ - pretpostavljena brzina strujanja radne tvari R410a

$\rho_3 = 909{,}1\ \frac{kg}{m^3}$ - gustoća radne tvari u kapljevinskom cjevovodu [6]

$$d'_{u_kap} = \sqrt{\frac{4 \cdot q_{m_RT}}{\rho_3 \cdot w'_{kap} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}0434}{909{,}1 \cdot 0{,}8 \cdot \pi}} = 8{,}717 \cdot 10^{-3}\ m$$

Odabire se prva veća standardizirana cijev [13]:

$Cu\ 12\ x\ 1$: $d_{v_kap} = 12\ mm$

$s = 1mm$

$d_{u_kap} = d_{v_kap} - 2 \cdot s = 12 - 2 \cdot 1 = 10\ mm$

$$w_{kap} = \frac{4 \cdot q_{m_RT}}{\rho_3 \cdot {d_{u_kap}}^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 0{,}0434}{909{,}1 \cdot 0{,}01^2 \cdot \pi} = 0{,}61\ \frac{m}{s}$$

Cjevovod sekundarnog kruga:

$w'_w = 0{,}8\ \frac{m}{s}$ - pretpostavljena brzina strujanja vode

$\rho_w = 991{,}2\ \frac{kg}{m^3}$ - gustoća vode [8]

$$d'_{u_w} = \sqrt{\frac{4 \cdot q_{m_w}}{\rho_w \cdot w'_w \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}4786}{991{,}2 \cdot 0{,}8 \cdot \pi}} = 0{,}02772\ m$$

Odabire se standardizirana cijev [13]:

$Cu\ 28\ x\ 1{,}5$: $d_{v_w} = 28\ mm$

$s = 1{,}5\ mm$

$d_{u_w} = d_{v_w} - 2 \cdot s = 28 - 2 \cdot 1{,}5 = 25\ mm$

$$w_w = \frac{4 \cdot q_{m_w}}{\rho_w \cdot {d_{u_w}}^2 \cdot \pi} = \frac{4 \cdot 0{,}4786}{991{,}2 \cdot 0{,}025^2 \cdot \pi} = 0{,}98\ \frac{m}{s}$$

4. REZULTATI MJERENJA PROVEDENIH NA FAKULTETU STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

Osim standardnih mjernih uređaja koji su dio dizalice topline VIESSMANN VITOCAL 200-S AWB-AC201.B13, uređaj instaliran na Fakultetu strojarstva i brodogradnje opremljen je dodatnim mjeračima temperature, tlaka i protoka. Svi mjerni uređaji spojeni su na akvizicijski sustav odnosno uređaj koji prikuplja i obrađuje električne signale te ih šalje u računalo koje ih pretvara u rezultate mjerenih veličina i pregledno ispisuje na ekran (Slika 17). U slijedećoj tablici (Tablica 11) prikazani su mjerni uređaji postavljeni na dizalicu topline:

Tablica 11. Mjerni uređaji postavljeni na dizalicu topline

Mjerena veličina	Oznaka	Tip
Temperatura okoline	ϑ_{ok}	Termopar tip T
Temperatura grijanog prostora	ϑ_{gr}	Termopar tip T
Temperatura polaznog voda sekundarnog kruga	ϑ_{w1}	Termopar tip K
Temperatura povratnog voda sekundarnog kruga	ϑ_{w2}	Termopar tip K
Temperatura na ulazu u kompresor	$\vartheta_1\ (\vartheta_{pr})$	Termopar tip K
Temperatura na izlazu iz kompresora	$\vartheta_2\ (\vartheta_{komp})$	Termopar tip K
Temperatura nakon izlaska iz kondenzatora (temp. pothlađenja)	$\vartheta_3\ (\vartheta_{poth})$	Termopar tip K
Tlak kondenzacije	p_k	Membranski pretvornik tlaka
Tlak isparavanja	p_i	Membranski pretvornik tlaka
Električna snaga kompresora	P_{el_komp}	Mjerilo el. snage kompresora
Toplinski tok grijanja prostora	Φ_{gr}	Mjerilo toplinske energije

Glavni zadatak ovog rada je prikaz i analiza rezultata dobivenih mjerenjem u režimu grijanja. Mjerenja su provedena u više navrata, pri različitim vanjskim uvjetima. U sklopu ovog rada biti će prikazani rezultati 4 mjerenja.

Slika 17. Akvizicijski sustav

4.1. Mjerenje 12.11.2018.

Kod ovog mjerenja vanjska temperatura zraka bila je relativno visoka, oko 15 °C. Upravo se kod tih temperatura, koje vladaju za vrijeme prijelaznih razdoblja, očituje velika prednost dizalica topline u odnosu na ostale, konvencionalne sustave grijanja. U takvim uvjetima, zbog svoje napredne regulacije, sustav radi s minimalnim opterećenjem, odnosno s manjim iznosom uložene električne energije osigurava željenu temperaturu prostora. Rezultat je visoki toplinski množitelj (COP) rada sustava. U slučaju da sustav nije opremljen naprednim sustavom inverterske regulacije, u ovakvim uvjetima rada dolazilo bi do učestalog pokretanja, odnosno zaustavljanja rada sustava. Takav način rada energetski je nepovoljan, a nepovoljan je i iz pogleda rada kompresora zbog čestih pokretanja. Uobičajeni sustavi grijanja, kao npr. grijanje na drva, u ovim prijelaznim razdobljima često rade neekonomično budući da ne mogu raditi s tako malim opterećenjem kakvo bi bilo dovoljno da se pokriju niski energetski zahtjevi u danom trenutku. Rezultat toga je previsoka temperatura u grijanom prostoru, tj. neminovni nepotrebni gubitak energije.

Tablica 12. Rezultati mjerenja 12.11.2018.

Vrijeme	9:22	9:24	9:26	9:28	9:30	9:32	9:34	9:36	9:38	9:40
ϑ_{ok} [°C]	14,76	14,75	14,48	14,99	15,45	15,01	15,58	15,31	15,57	15,81
ϑ_{gr} [°C]	19,58	19,39	19,91	20,72	19,77	20,13	20,47	19,73	21,16	19,99
ϑ_{w1} [°C]	39,05	39,34	39,50	39,61	39,72	39,65	39,52	39,39	39,23	39,13
ϑ_{w2} [°C]	34,35	34,97	35,43	35,74	36,00	36,08	36,15	36,16	36,08	36,05
ϑ_1 [°C]	9,12	9,20	10,00	9,45	10,06	9,95	9,99	10,08	10,60	10,92
ϑ_2 [°C]	56,98	56,78	56,37	56,30	56,05	55,77	55,26	54,47	54,02	53,46
ϑ_3 [°C]	39,14	39,53	39,73	39,85	39,92	39,80	39,66	39,51	39,32	39,16
p_k $[bar]$	25,44	25,66	25,74	25,77	25,81	25,74	25,66	25,57	25,47	25,37
ϑ_k [°C]	42,23	42,59	42,72	42,77	42,83	42,72	42,59	42,44	42,27	42,11
p_i $[bar]$	9,97	10,09	10,11	10,20	10,41	10,42	10,46	10,49	10,66	10,81
ϑ_i [°C]	7,25	7,65	7,72	8,02	8,70	8,73	8,86	8,95	9,49	9,97
P_{el} $[kW]$	1,825	1,717	1,619	1,518	1,422	1,348	1,298	1,238	1,177	1,150
Φ_{gr} $[kW]$	10,27	9,27	8,67	8,37	7,87	7,57	7,17	6,87	6,67	6,57
COP	5,63	5,40	5,36	5,52	5,54	5,62	5,53	5,55	5,67	5,71

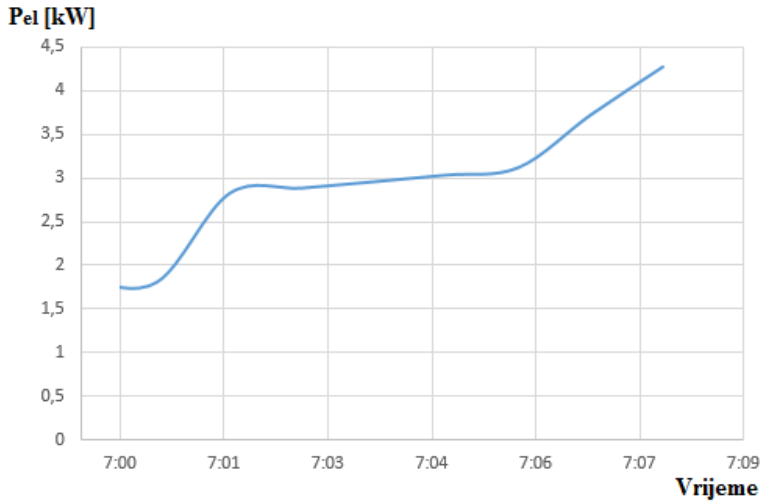
4.2. Mjerenje 15.11.2018.

Drugo mjerenje provedeno je 15.11.2018. pri nešto nižoj vanjskoj temperaturi zraka u odnosu na prvo mjerenje što za posljedicu ima nešto niži COP. Prva tablica (Tablica 13) prikazuje rezultate mjerenja pri radu uređaja nakon pokretanja.

Tablica 13. Rezultati mjerenja 15.11.2018. – pokretanje uređaja

Vrijeme	7:00	7:01	7:02	7:03	7:04	7:05	7:06	7:07	7:08
ϑ_{ok} [°C]	7,77	7,89	7,86	7,86	7,58	7,45	7,27	7,36	7,74
ϑ_{gr} [°C]	20,53	20,78	20,95	21,06	21,33	21,41	21,53	21,58	21,28
ϑ_{w1} [°C]	30,44	31,23	33,38	34,47	35,51	36,77	37,84	39,57	41,35
ϑ_{w2} [°C]	27,13	27,52	28,10	28,82	29,82	30,87	31,82	32,76	33,93
ϑ_1 [°C]	6,45	6,56	5,94	6,12	5,75	4,92	4,03	2,78	3,00
ϑ_2 [°C]	31,66	32,83	38,58	44,37	50,78	55,96	59,53	63,63	67,80
ϑ_3 [°C]	27,90	29,60	30,69	29,55	30,40	31,65	32,86	34,22	35,74
p_k $[bar]$	20,42	21,11	22,62	23,27	23,82	24,47	25,06	26,19	27,29
ϑ_k [°C]	33,28	34,60	37,39	38,54	39,50	40,61	41,60	43,44	45,19
p_i $[bar]$	6,58	7,37	6,97	6,98	7,08	7,22	7,32	7,13	7,01
ϑ_i [°C]	-5,87	-2,42	-4,13	-4,08	-3,65	-3,05	-2,63	-3,44	-3,95
P_{el} $[kW]$	1,800	1,805	2,824	2,884	2,958	3,0347	3,121	3,728	4,282
Φ_{gr} $[kW]$	6,672	7,671	10,971	11,971	11,770	12,469	12,670	14,369	15,669
COP	3,71	4,25	3,88	4,15	3,98	4,11	4,06	3,85	3,66

Zanimljivo je vidjeti kako se povećava snaga kompresora prilikom pokretanja. Zbog upravljanja putem PID regulacije kompresor prilikom pokretanja ne kreće punom snagom, već mu se snaga postepeno povećava (Slika 18).



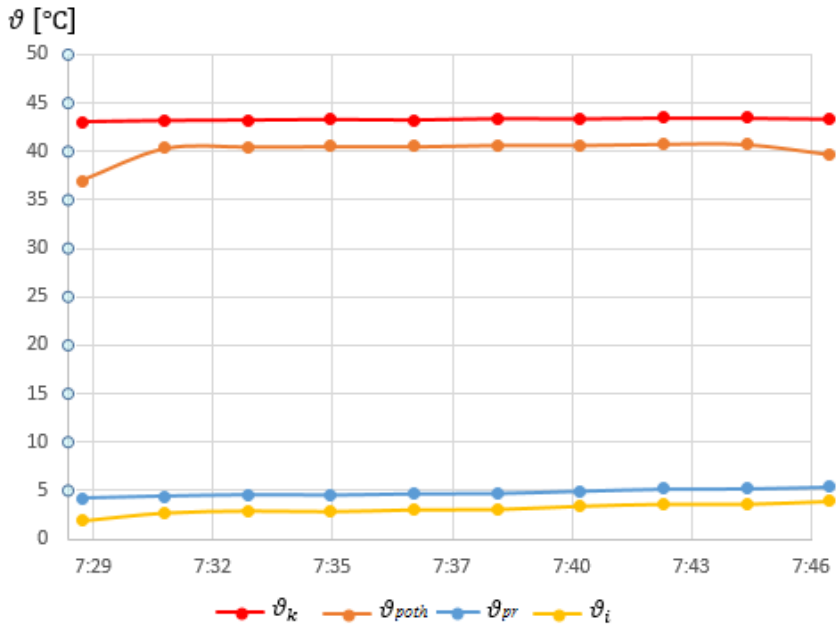
Slika 18. Porast snage kompresora prilikom pokretanja

Rezultati mjerenja prilikom postizanja relativno konstantnih parametara rada prikazani su u slijedećoj tablici:

Tablica 14. Rezultati mjerenja 15.11.2018. – ujednačen rad

Vrijeme	7:29	7:31	7:33	7:35	7:37	7:39	7:41	7:43	7:45	7:47
ϑ_{ok} [°C]	8,88	9,11	9,30	8,88	9,12	9,21	8,96	9,30	9,04	9,56
ϑ_{gr} [°C]	20,55	20,40	20,36	20,76	20,98	21,23	21,08	21,31	21,16	21,13
ϑ_{w1} [°C]	40,08	40,31	40,32	40,36	40,34	40,50	40,55	40,64	40,59	40,51
ϑ_{w2} [°C]	36,72	36,98	37,20	37,30	37,43	37,64	37,86	37,98	38,04	38,10
ϑ_1 [°C]	4,21	4,43	4,59	4,54	4,67	4,71	4,97	5,19	5,23	5,43
ϑ_2 [°C]	61,66	60,74	58,52	57,10	56,24	55,67	54,99	54,41	53,82	53,17
ϑ_3 [°C]	36,94	40,34	40,50	40,54	40,52	40,68	40,67	40,79	40,75	39,68
p_k $[bar]$	25,93	26,02	26,07	26,11	26,07	26,19	26,16	26,24	26,22	26,14
ϑ_k [°C]	43,00	43,17	43,25	43,32	43,25	43,44	43,40	43,52	43,49	43,36
p_i $[bar]$	8,46	8,68	8,74	8,72	8,77	8,78	8,87	8,93	8,93	9,01
ϑ_i [°C]	1,91	2,73	2,95	2,88	3,06	3,10	3,43	3,64	3,64	3,93
P_{el} $[kW]$	1,683	1,643	1,539	1,542	1,487	1,492	1,393	1,395	1,343	1,291
Φ_{gr} $[kW]$	7,070	7,070	6,771	6,469	6,171	5,970	5,771	5,670	5,370	5,070
COP	4,20	4,30	4,40	4,20	4,15	4,00	4,14	4,06	4,00	3,93

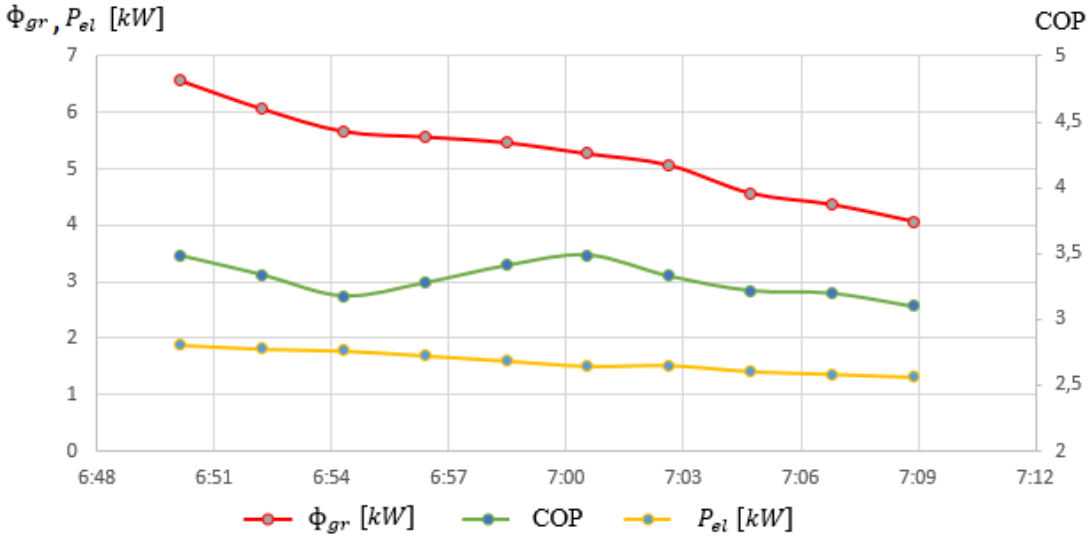
Na grafu (Slika 19) prikazane su razlike temperature kondenzacije i pothlađenja kao i razlika temperatura isparavanja i pregrijavanja. Može se uočiti kako se pregrijanje i pothlađenje održava konstantnim što je rezultat pravilnog rada elektromagnetskog ekspanzijskog ventila i pravilnog dimenzioniranja pločastog kondenzatora.



Slika 19. Graf razlika temperatura pregrijanja i pothlađenja

4.3. Mjerenje 20.11.2018.

Mjerenje 20.11.2018. provedeno je u ranim jutarnjim satima, pri relativno niskoj vanjskoj temperaturi kao što je vidljivo iz tablice 15. Može se primijetiti da uređaj radi efikasno i pri niskim temperaturama (Slika 20). Iako je temperatura isparavanja radne tvari bila oko temperature smrzavanja vode, nije došlo do smrzavanje vlage iz okolišnog zraka.



Slika 20. Graf toplinskog toka grijanja, električne snage i COP-a 20.11.2018.

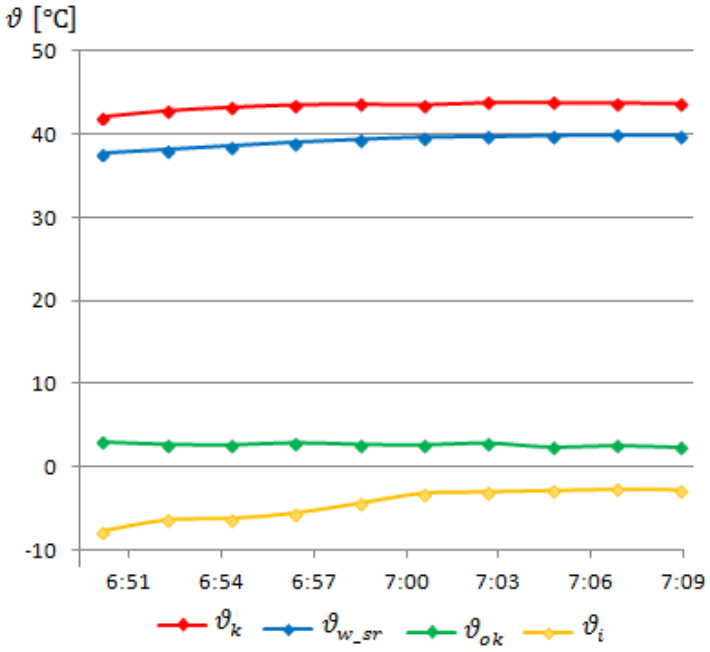
Tablica 15. Rezultati mjerenja 20.11.2018.

Vrijeme	6:51	6:53	6:55	6:57	6:59	7:01	7:03	7:05	7:07	7:09
ϑ_{ok} [°C]	3,03	2,77	2,70	2,96	2,76	2,69	2,91	2,45	2,61	2,42
ϑ_{gr} [°C]	21,11	21,05	21,00	20,96	20,92	20,89	20,87	20,85	20,84	20,83
ϑ_{w1} [°C]	39,27	39,61	39,98	40,44	40,74	40,96	41,00	41,03	41,03	40,94
ϑ_{w2} [°C]	36,18	36,79	37,34	37,78	38,18	38,54	38,61	38,85	38,97	39,02
ϑ_1 [°C]	1,03	1,00	1,07	1,06	1,01	-0,76	-0,77	-0,06	-0,55	-0,53
ϑ_2 [°C]	54,82	51,48	54,27	57,85	60,17	60,59	58,12	54,93	52,71	50,99
ϑ_3 [°C]	37,74	36,76	37,28	37,69	38,15	40,87	41,08	41,11	41,09	40,92
p_k $[bar]$	25,33	25,79	26,05	26,25	26,29	26,25	26,42	26,42	26,40	26,35
ϑ_k [°C]	42,05	42,80	43,22	43,54	43,61	43,54	43,81	43,81	43,78	43,70
p_i $[bar]$	6,17	6,46	6,50	6,64	6,91	7,19	7,23	7,27	7,30	7,29
ϑ_i [°C]	-7,79	-6,42	-6,24	-5,60	-4,39	-3,18	-3,01	-2,84	-2,71	-2,76
P_{el} $[kW]$	1,886	1,816	1,783	1,697	1,606	1,511	1,524	1,418	1,368	1,316
Φ_{gr} $[kW]$	6,572	6,072	5,671	5,572	5,472	5,273	5,072	4,573	4,372	4,073
COP	3,49	3,34	3,18	3,28	3,41	3,49	3,33	3,22	3,20	3,10

Na slici 21 prikazan je raspored temperatura kondenzacije i isparavanja, kao i srednja temperatura vode sekundarnog kruga i okoliša. Može se vidjeti kako se razlika temperature kondenzacije i srednje temperature vode sekundarnog kruga, kao i razlika temperature isparavanja i temperatura okoliša lagano smanjuje. Razlog tomu je pad kapaciteta uređaja (Tablica 15, Slika 20).

$$\Phi = k \cdot A \cdot \Delta\vartheta_m$$

Iz prethodne jednadžbe je vidljivo da ukoliko dolazi do smanjenja kapaciteta uređaja zbog smanjenog opterećenja dolazi i do smanjenja temperaturne razlike kod izmjene topline kondenzacije i isparavanja.



Slika 21. Temperature kondenzacije, vode sekundarnog kruga, isparavanja i okoliša 20.11.2018.

4.4. Mjerenje 30.11.2018.

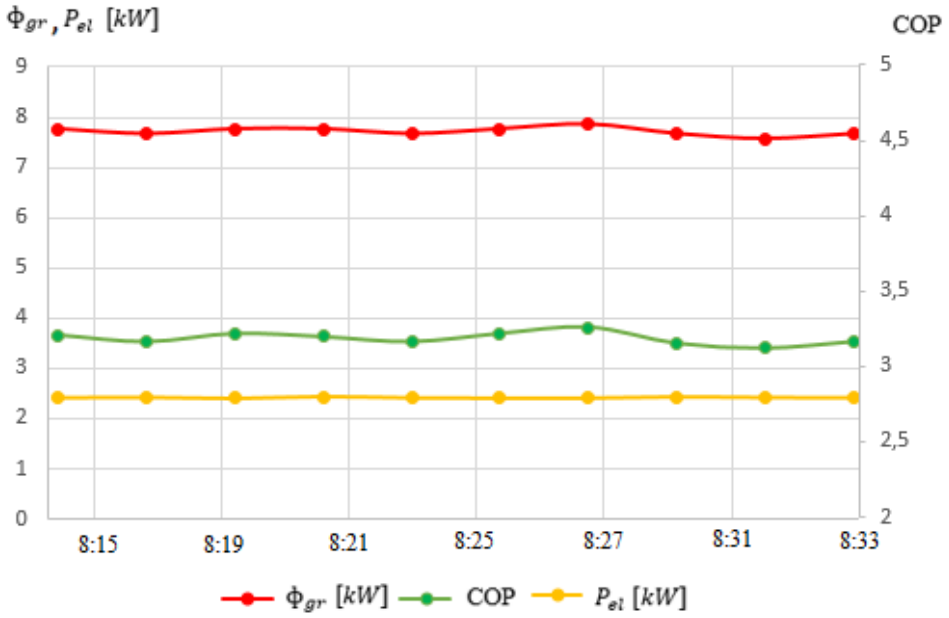
U želji da se provede analiza rada uređaja u režimu odleđivanja provedeno je mjerenje pri vanjskoj temperaturi nižoj od 0 °C. Iako je došlo do zaleđivanja vlage iz okolišnog zraka na izmjenjivačkoj površini isparivača (Slika 22), to nije bilo dovoljno za prekretanje procesa. I pri ovako niskoj vanjskoj temperaturi dizalica topline zadržala je visoki faktor grijanja COP koji je za ovo mjerenje prosječno iznosio 3,2 (Slika 23). Razlike temperatura prilikom izmjene topline u kondenzatoru i isparivaču između radne tvari i vode sekundarnog kruga, odnosno okoliša održavaju se konstantnim što je posljedica pravilnog rada regulacijskog aparata (Slika 24).

Slika 22. Led na isparivaču

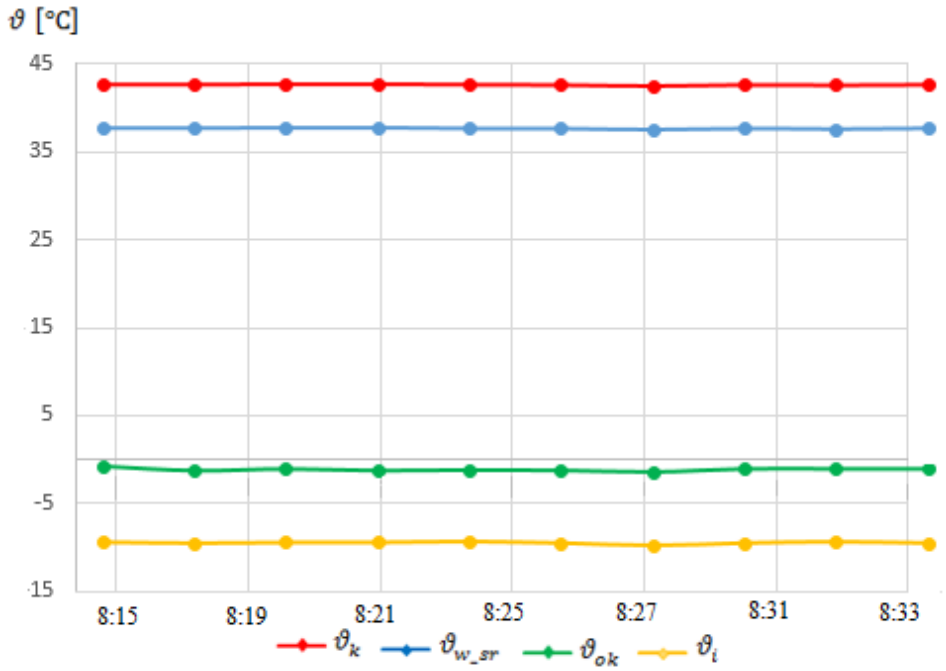
Tablica 16. Rezultati mjerenja 30.11.2018.

Vrijeme	8:15	8:17	8:19	8:21	8:23	8:25	8:27	8:29	8:31	8:33
ϑ_{ok} [°C]	-0,75	-1,31	-1,09	-1,31	-1,22	-1,27	-1,47	-1,09	-1,08	-1,07
ϑ_{gr} [°C]	20,29	20,47	20,58	20,18	20,39	20,33	19,90	20,23	20,32	20,34
ϑ_{w1} [°C]	39,43	39,44	39,45	39,48	39,39	39,35	39,21	39,37	39,27	39,37
ϑ_{w2} [°C]	35,78	35,79	35,86	35,84	35,74	35,73	35,58	35,73	35,69	35,77
ϑ_1 [°C]	-6,53	-6,68	-6,52	-6,58	-6,47	-6,57	-6,83	-6,60	-6,47	-6,64
ϑ_2 [°C]	52,85	52,88	52,98	52,96	52,89	52,93	52,67	52,67	52,82	52,78
ϑ_3 [°C]	39,78	39,76	39,82	39,78	39,75	39,66	39,53	39,70	39,64	39,73
p_k $[bar]$	25,67	25,66	25,69	25,70	25,65	25,61	25,53	25,63	25,60	25,64
ϑ_k [°C]	42,61	42,58	42,63	42,64	42,57	42,51	42,37	42,53	42,49	42,55
p_i $[bar]$	5,82	5,81	5,82	5,82	5,84	5,81	5,76	5,81	5,84	5,81
ϑ_i [°C]	-9,47	-9,58	-9,51	-9,50	-9,41	-9,57	-9,83	-9,57	-9,43	-9,57
P_{el} $[kW]$	2,410	2,414	2,405	2,420	2,410	2,407	2,408	2,418	2,413	2,410

Φ_{gr} $[kW]$	7,769	7,669	7,769	7,769	7,669	7,770	7,869	7,670	7,568	7,669
COP	3,22	3,18	3,23	3,21	3,18	3,23	3,27	3,17	3,14	3,18



Slika 23. Graf toplinskog toka grijanja, električne snage i COP-a 30.11.2018.



Slika 24. Temperature kondenzacije, vode sekundarnog kruga, isparavanja i okoliša 30.11.2018

5. ENERGETSKA USPOREDBA S KONVENCIONALNIM SUSTAVIMA GRIJANJA

Prilikom mjerenja 20.11.2018. očitane su vrijednosti ukupne utrošene električne isporučene toplinske energije sustava, te je određen prosječni faktor grijanja COP tijekom ovog mjerenja.

$\Delta E_{dt} = 4{,}7\ kWh$ - dovedena električna energija za rad dizalice topline

$\Delta Q_{gr} = 15\ kWh$ - isporučena toplinska energija za grijanje

$COP = \frac{\Delta Q_{gr}}{\Delta E_{dt}} = \frac{15}{4{,}7} = 3{,}19$ - prosječni COP tijekom mjerenja

Potrebna specifična godišnja toplinska energija za grijanje učionica S5 i S6 prema [14]:

$$Q_{h,nd}{}' = 154\ \frac{kWh}{m^2 \cdot a}$$

Ukupna godišnja toplinska energija za grijanje učionica S5 i S6:

$$A_{S5} = A_{S6} = 70\ m^2$$

$$Q_{h,nd} = Q'_{h,nd} \cdot (A_{S5} + A_{S6}) = 154 \cdot 140 = 21560\ kWh/a$$

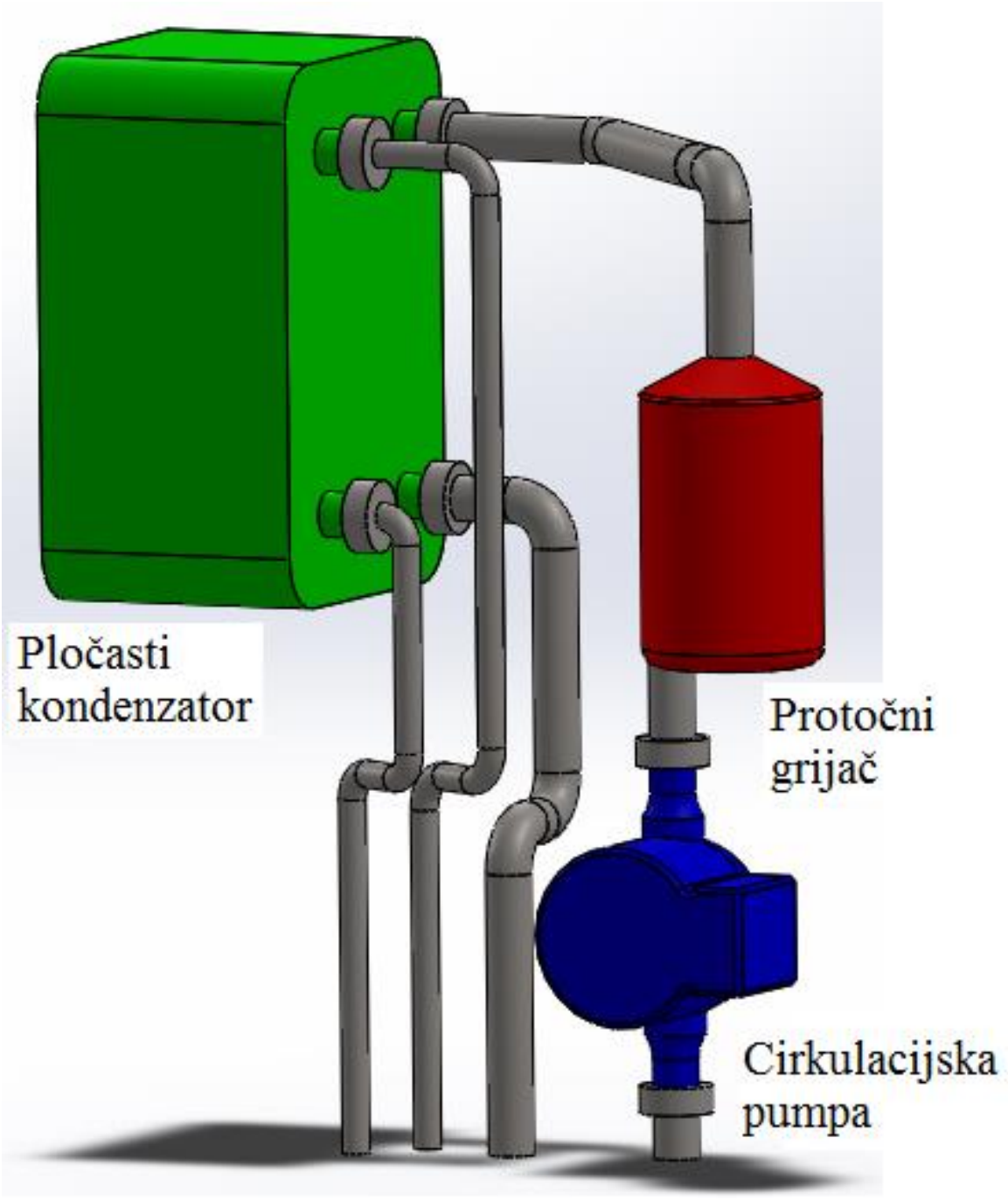
U slijedećoj tablici prikazana je energetska i ekonomska analiza grijanja učionica S5 i S6 sa pretpostavkom korištenja različitih energenata [5]. Ogrjevne vrijednosti i cijene pojedinih energenata slijede prema [15], [16], [17]:

Tablica 17. Energetska i ekonomska analiza grijanja različitim energentima

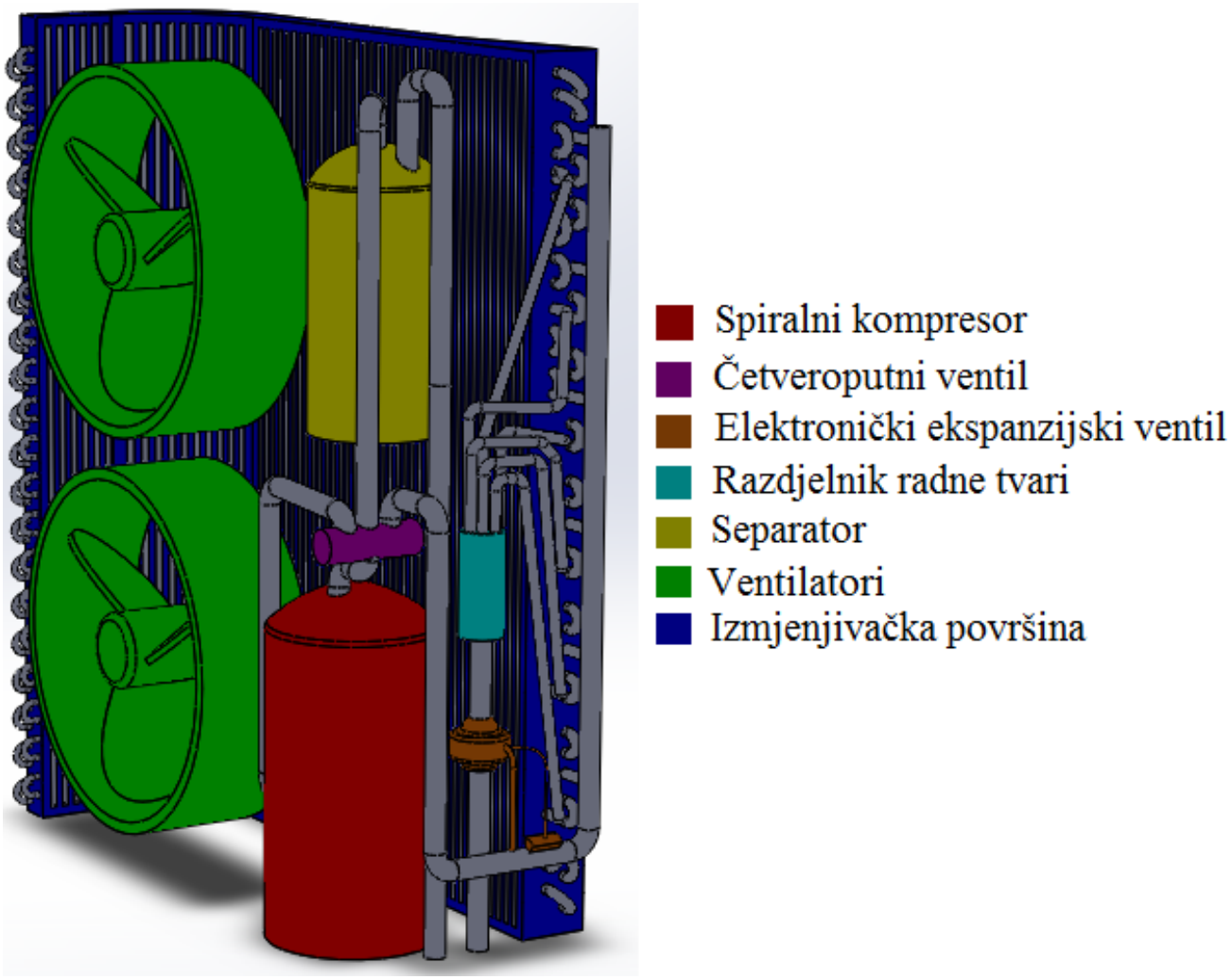
	Zemni plin	Loživo ulje	Dizalica topline tlo-voda	Dizalica topline voda-voda	Dizalica topline zrak-voda
Godišnja potrebna energija za grijanje [kWh]	21560	21560	21560	21560	21560
Stupanj djelovanja / faktor grijanja	0,8	0,75	3,6	4,4	3,19
Efektivna potreba za energijom [kWh]	26950	28747	5989	4900	6759
Donja ogrjevna vrijednost goriva kWh po mj. jed.	9,25	9,96	-	-	-
Utrošak energenta	2914 m^3	2900 l	5989 kWh	4900 kWh	6759 kWh
Cijena energenta [kn/jed.]	3,10	5,75	0,87	0,87	0,87
Godišnji pogonski troškovi [kn/god]	9032	16675	5210	4263	5880

Kao što je vidljivo, dizalica topline zrak - voda ima znatno niže pogonske troškove od konvencionalnih sustava grijanja, no nešto više u odnosu na dizalice topline koje iskorištavaju toplinu tla ili vode.

6. DISPOZICIJSKI CRTEŽI



Slika 25. Dispozicijski crtež unutarnje jedinice



Slika 26. Dispozicijski crtež vanjske jedinice

7. ZAKLJUČAK

Sve veća ekološka osviještenost ljudi rezultat je ubrzanog razvoja „zelenih“ tehnologija kako općenito u tehnici tako i u sustavima grijanja i klimatizacije. Na samo grijanje otpada većina energetske potrošnje kućanstva u zimskom periodu te kao takvo predstavlja veliki potencijal za uštedom energije. Dizalice topline zrak - voda pokazale su se kao odlično rješenje u situacijama kada objekt ima dobra energetska svojstva, u predjelima sa umjerenim zimskim temperaturama i tamo gdje to omogućava stabilna energetska mreža dovoljnog kapaciteta.

Dizalica topline zrak - voda instalirana na Fakultetu strojarstva i brodogradnje pokazala je zavidne rezultate. Čak i pri relativno niskim vanjskim temperaturama uređaj radi s visokom efikasnošću, odnosno visokim faktorom grijanja (Poglavlje 4). Kod mjerenja 30.11.2018. u ranim jutarnjim satima kad vanjska temperatura nije bila viša od -3 ℃, prosječan faktor grijanja iznosio je 3,2. Nažalost tijekom naših mjerenja temperature vanjskog zraka nisu bile dovoljno niske da dođe do zaleđivanja vlage na izmjenjivačkim sekcijama isparivača, odnosno nije došlo do potrebe prekretanja procesa u svrhu odleđivanja, pa takav način rada nije bilo moguće eksperimentalno analizirati.

U usporedbi s konvencionalnim sustavima grijanja dizalice topline postižu značajne uštede, dok je cijena opreme i ugradnje opet višestruko manja nego kod nekih drugih tehnologija koje iskorištavaju obnovljive izvore energije (Poglavlje 5). To je razlog naglom porastu broja ovakvih instaliranih sustava u razvijenim zemljama. Kod nas još nije došlo do šire primjene. Razlog vjerojatno leži u tome što u ovim krajevima još nije nastupila ekološka osviještenost kod šire populacije, dok su uz to ljudi još uvijek skloniji tradicionalnim sustavima grijanja. Teško je i u skorijoj budućnosti predvidjeti procvat, no situacija bi se mogla značajnije promijeniti uvođenjem državnih subvencija, što se pokazalo kao uspješno kod promoviranja nekih drugih sustava koje iskorištavaju obnovljive izvore energije.

LITERATURA

[1] http://www.dizalica-topline.hr/dizalica-topline/

[2] European Heat Pump Accocinatopn (EPHA): Market and Statistic Report 2018.

[3] Viessmann, Vitocal toplinske crpke zrak/voda, split izvedba 3,09 do 11,3 kW, Upute za projektiranje

[4] Tadić J.: Naponsko frekvencijska regulacija i primjene, Osijek 2017.

[5] Soldo V., Podloge za predavanja - Hlađenje i dizalice topline, Zagreb, 2015.

[6] DuPont: Thermodynamic Properties of DuPont Suva 410A Refrigerant

[7] http://www.dhe.com.tr/en/markalarimiz/boge/scroll-kompresor/

[8] Halasz B., Galović A., Boras I.: Toplinske tablice, Zagreb, 2010.

[9] Shah, R. K., Wanniarachchi, A. S.: Plate heat exchanger design theory, 1991.

[10] Eldeeb R., Aute V., Radermacher R., A survey of correlations for heat transfer and pressure drop for evaporation and condensation in plate heat exchangers, ELSEVEIER, 2015.

[11] https://www.achrnews.com/articles/95056-electronic-expansion-valves-the-basics

[12] Ciconkov R., Refrigeration Solved Examples, Faculty of Mechanical Engineering Skopje, 2004.

[13] Kraut B., Strojarski priručnik, Tehnička knjiga, Zagreb 1988.

[14] Izvješće o provedenom energetskom pregledu građevine: Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu – zgrada Jug, 2014.

[15] http://www.gpz-opskrba.hr/korisne-informacije/cijena-prirodnog-plina-57/zagreb-javna-usluga-opskrbe-plinom-cijene-plina-od-01-01-2018-do-31-12-2018/247

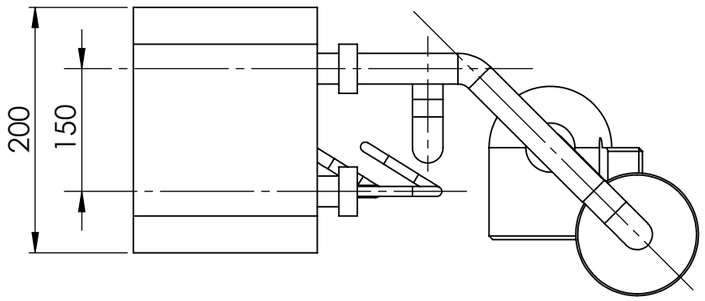
[16] https://www.ina.hr/pregled-cijena-13177/13177

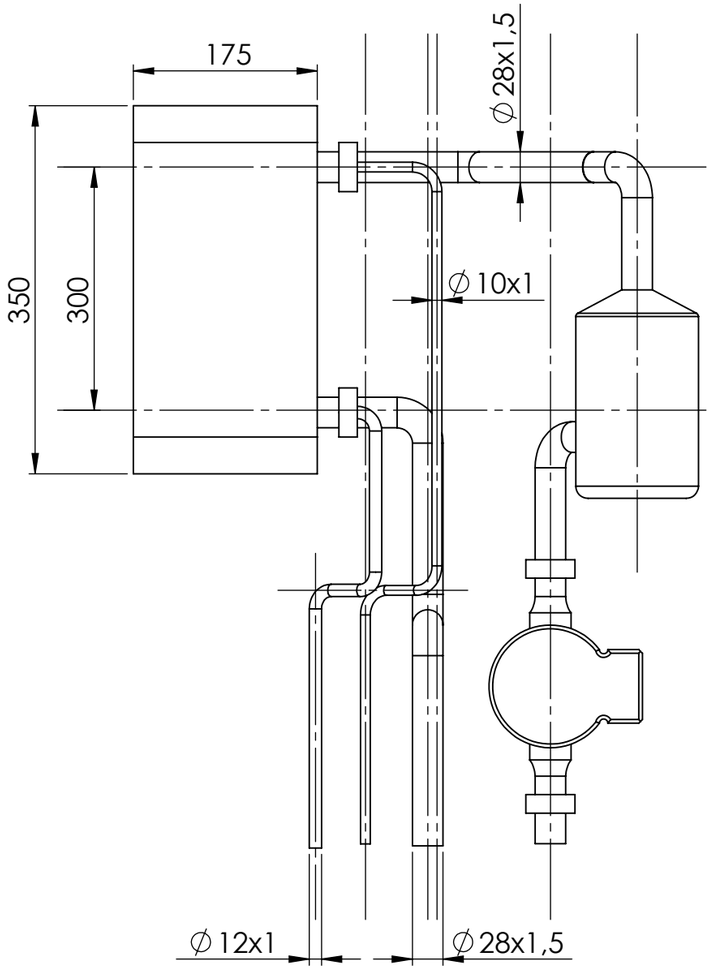
[17] http://www.hep.hr/elektra/kucanstvo/tarifne-stavke-cijene/1547

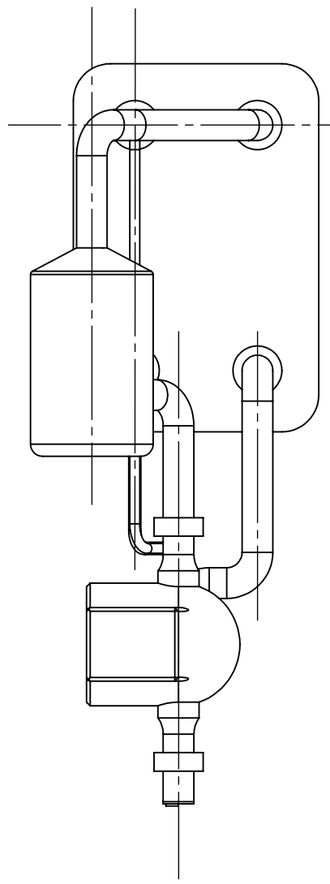
PRILOZI

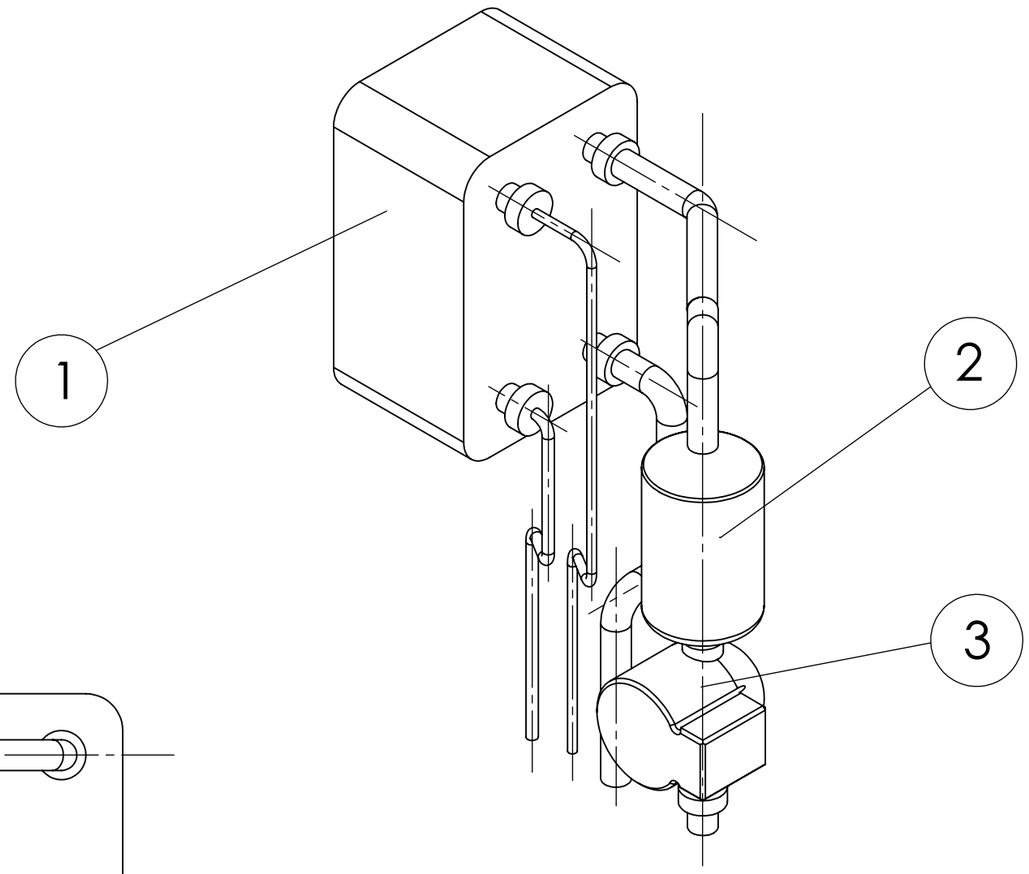
I. CD-R disc

II. Tehnička dokumentacija









Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
3	Cirkulacijska pumpa	1				
2	Protočni grijač	1				
1	Pločasti kondenzator	1				

Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis
	Projektirao		Josip Pokas	
	Razradio		Josip Pokas	
	Crtao		Josip Pokas	
	Pregledao			
	Mentor		dr.sc.Vladimir Soldo	

FSB Zagreb

ISO - tolerancije	Objekt:	Objekt broj:
		R. N. broj: 2018 - 1
	Napomena:	DIPLOMSKI RAD
	Materijal:	Masa:
Mjerilo originala 1: 5	Naziv: Dispozicija unutarnje jedinice	Pozicija:
	Crtež broj: 1	

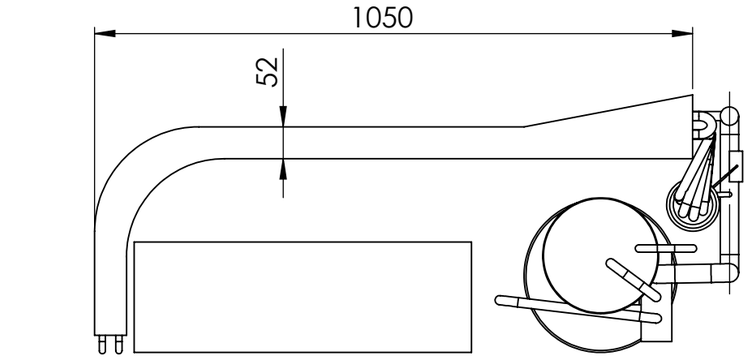
Kopija

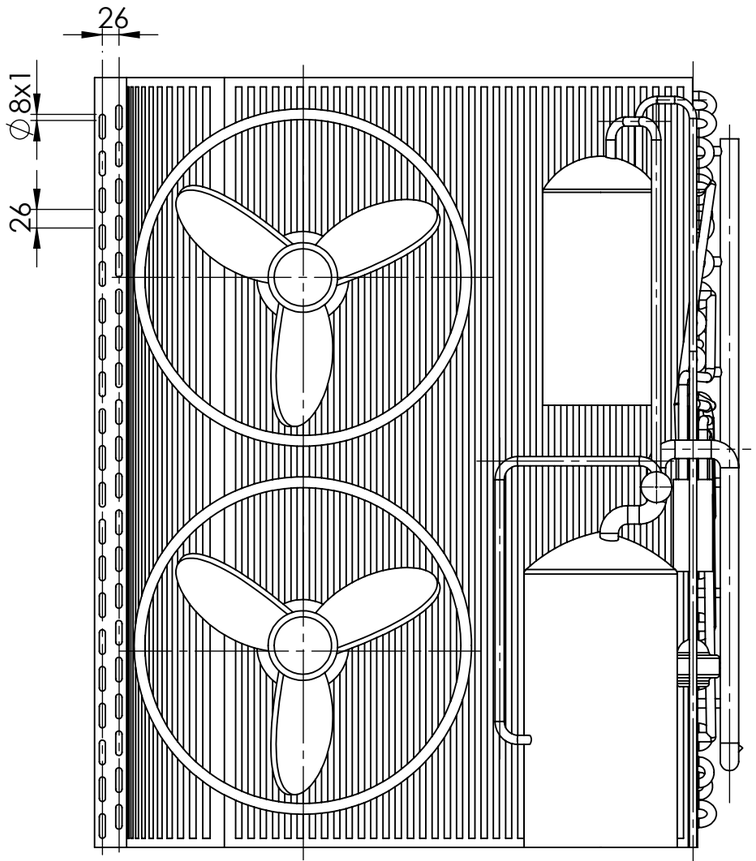
Format: A3

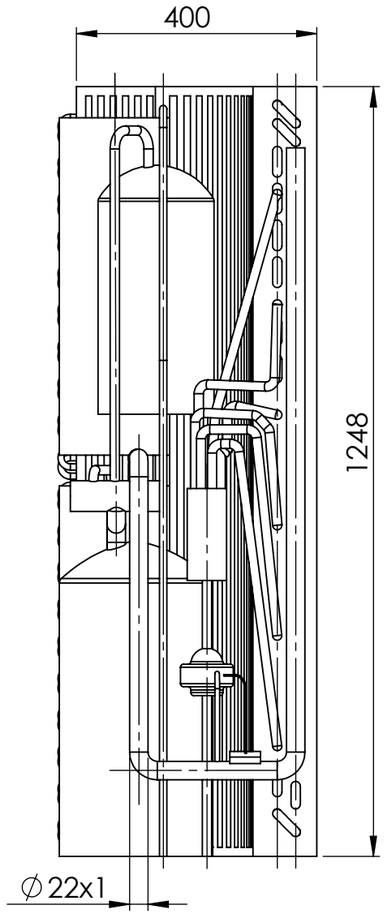
Listova: 1

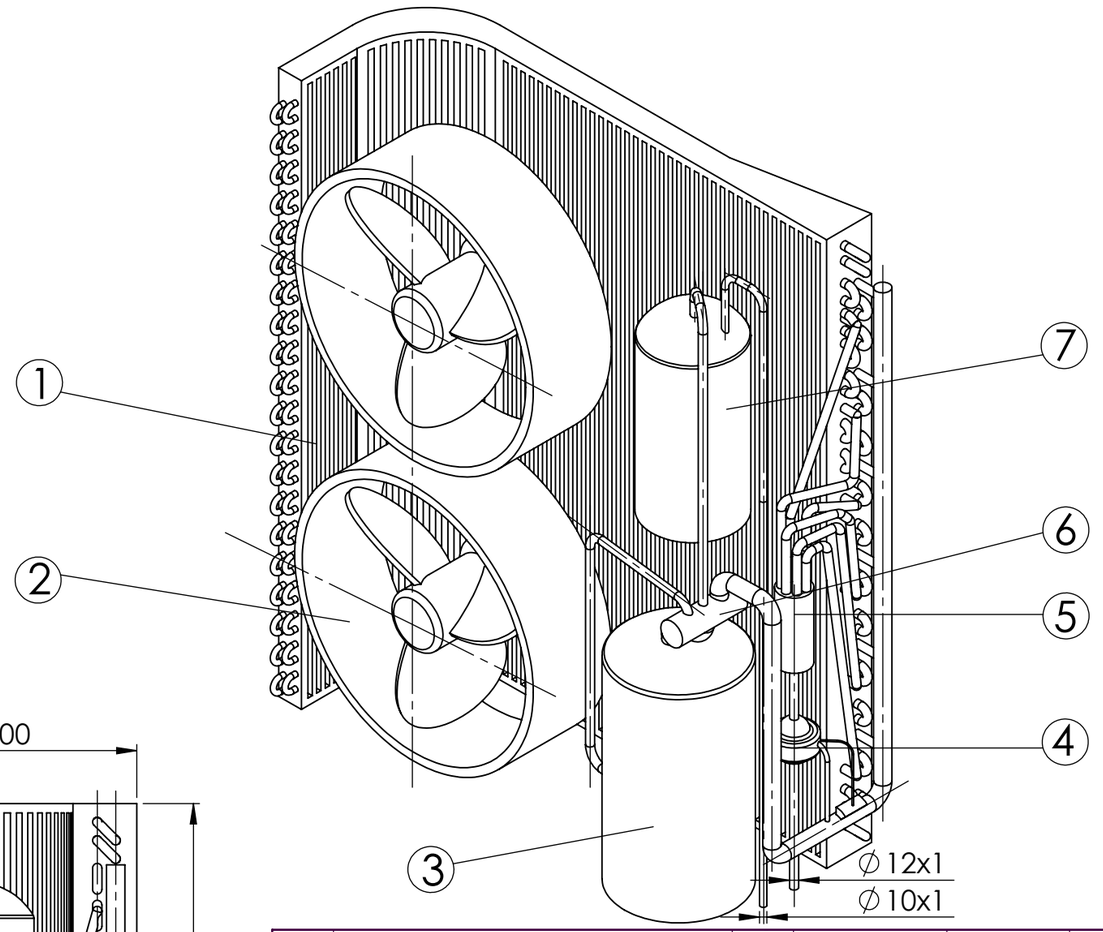
List: 1

0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100









Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
7	Separator	1				
6	Četveroputni ventil	1				
5	Razdjelnik radne tvari	1				
4	Elektronički ekspanzijski ventil	1				
3	Spiralni kompresor	1				
2	Ventilator	2				
1	Isparivačka površina	1				

Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis
	Projektirao		Josip Pokas	
	Razradio		Josip Pokas	
	Crtao		Josip Pokas	
	Pregledao			
	Mentor		dr.sc.Vladimir Soldo	

FSB Zagreb

ISO - tolerancije

Objekt:

Objekt broj:

R. N. broj: 2018 - 2

Napomena: DIPLOMSKI RAD

Kopija

Materijal: Masa:

Mjerilo originala 1 : 10

Naziv: Dispozicija vanjske jedinice

Pozicija:

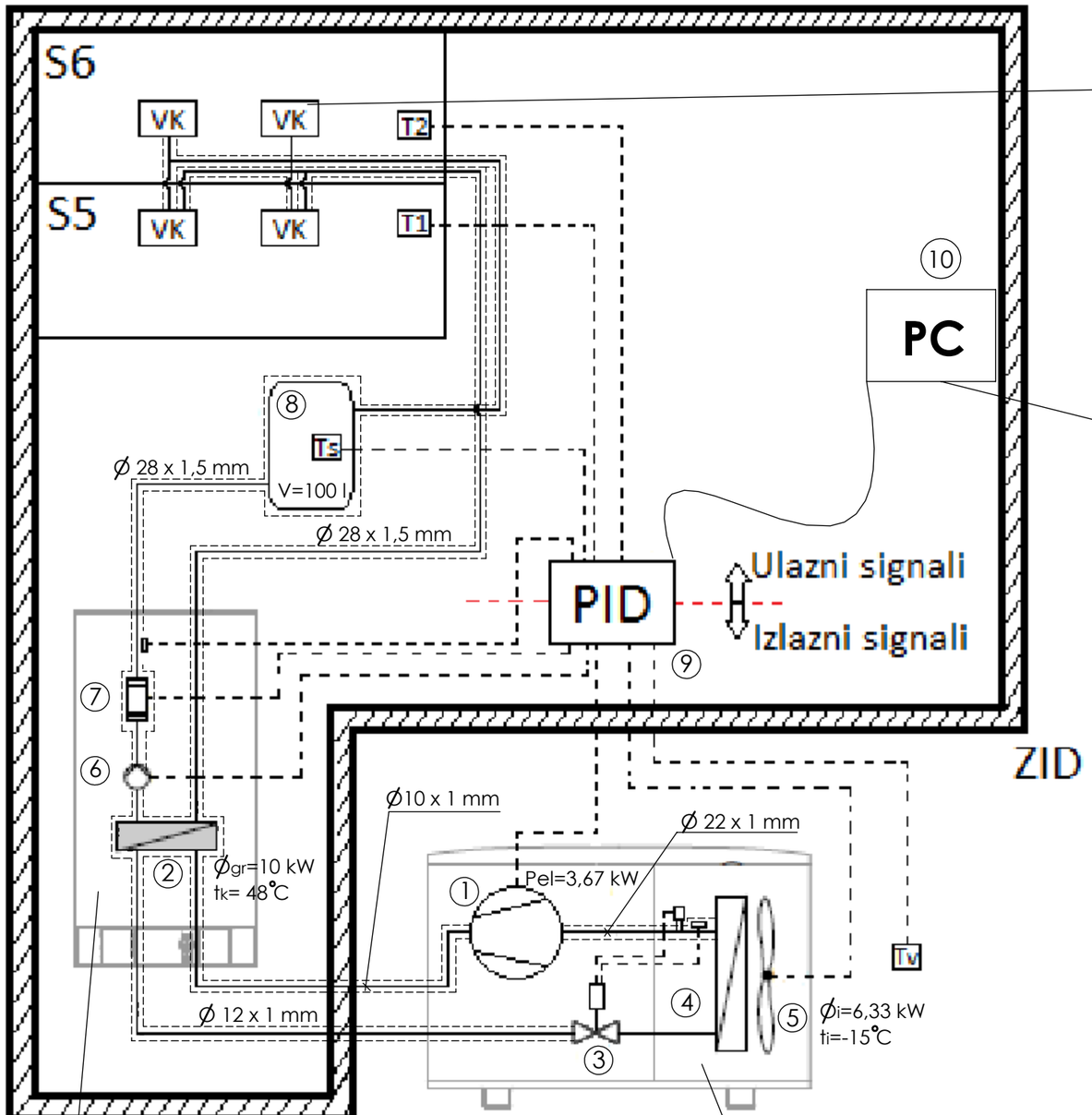
Format: A3

Listova: 1

Crtež broj: 2

List: 1

0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100



Ventilokonvektori:
Fancoils SABIANA CRC 63
3,5 kW cooling (7/12 C)
4,13 heating (45/40 C)

Akvizicijski sustav:
Temperatura
Tlak
Snaga kompresora
Toplinski učin
COP

Unutarnja jedinica

Vanjska jedinica

Poz.	Naziv dijela	Kom.	Crtež broj Norma	Materijal	Sirove dimenzije Proizvođač	Masa
10	Akvizicijski sustav	1				
9	PID regulator	1				
8	Spremnik sekundarnoh kruga	1				
7	Protočni grijač ogrjevne vode	1				
6	Crpka sekundarnog kruga	1				
5	Ventilator	2				
4	Isparivač	1				
3	Elektronički ekspanzijski ventil	1				
2	Kondenzator	1				
1	Kompresor	1				

Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis
	Projektirao		Josip Pokas	
	Razradio		Josip Pokas	
	Crtao		Josip Pokas	
	Pregledao			
	Mentor		dr.sc.Vladimir Soldo	

FSB Zagreb

ISO - tolerancije

Objekt:

Objekt broj:

R. N. broj: 2018 - 3

Napomena: DIPLOMSKI RAD

Kopija

Materijal:

Masa:

Mjerilo originala

Naziv: Shema spajanja i automatske regulacije

Pozicija:

Format: A3

Listova: 1

Crtež broj: 3

List: 1

0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100