Proračun učinkovitosti rashladnika kapljevine

Vujnović, Martin

Undergraduate thesis / Završni rad

2019

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

Permanent link / Trajna poveznica: https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:164097

Rights / Prava: In copyright / Zaštićeno autorskim pravom.

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

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Martin Vujnović

Zagreb, 2019.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor:

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

Student:

Martin Vujnović

Zagreb, 2019.

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

Zahvaljujem se mentoru prof. dr. sc. Vladimiru Soldi na pomoći prilikom izrade ovog rada, te obitelji i prijateljima koji su mi svojom podrškom dosadašnje studiranje učinili lakšim.

Martin Vujnović

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU

FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite

Povjerenstvo za završne 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:	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Martin VUJNOVIĆ** Mat. br.: 0035201920

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Proračun učinkovitosti rashladnika kapljevine**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Calculation of chiller efficiency**

Opis zadatka:

Za potrebe visokotemperaturnog hlađenja u procesnoj industriji i sustavima komfornog hlađenja potrebno je projektirati rashladnik vode učinka hlađenja 240 kW. Temperaturni režim hlađene vode iznosi 12/7°C. Kondenzator je hlađen okolišnjim zrakom. Procesno postrojenje nalazi se na području grada Siska. Za projektirani rashladni agregat potrebno je proračunati učinkovitost sustava prema ErP direktivi (EU 2016/2281).

Radna tvar rashladnog agregata je propan R290.

Rad treba sadržavati:

1. Postavku procesa i termodinamički proračun komponenti rashladnika vode.
2. Energijsku analizu primjene rashladnog agregata i njegove učinkovitosti u radu kroz sezonu hlađenja u procesnoj industriji i u sustavima komfornog hlađenja.
3. Shemu spajanja i automatske regulacije rashladnog sustava.
4. Dispozicijski crtež rashladnika vode.

U radu navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

29. studenog 2018.

Rok predaje rada:
1. rok: 22. veljače 2019.
2. rok (izvanredni): 28. lipnja 2019.
3. rok: 20. rujna 2019.

Predviđeni datumi obrane:
1. rok: 25.2. - 1.3. 2019.
2. rok (izvanredni): 2.7. 2019.
3. rok: 23.9. - 27.9. 2019.

Zadatak zadao:

V. Soldo

Prof. dr. sc. Vladimir Soldo

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Igor Balen

SADRŽAJ

SADRŽAJ I
POPIS SLIKA III
POPIS TABLICA IV
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE V
POPIS KRATICA VI
POPIS OZNAKA VII
SAŽETAK IX
SUMMARY X
1. UVOD 1
2. RASHLADNICI KAPLJEVINE 3
3. KOMPONENTE SUSTAVA 6
3.1. Pločasti isparivač 7
3.2. Stapni kompresor 7
3.3. Mikrokanalni kondenzator 8
4. POSTAVKA PROCESA 9
5. TERMODINAMIČKI PRORAČUN ISPARIVAČA 14
5.1. Proračun ukupne površine izmjenjivača za izmjenu topline 18
5.2. Prijelaz topline na strani vode 18
5.3. Prijelaz topline na strani radne tvari R290 19
5.3.1. Područje isparavanja 20
5.3.2. Područje pregrijane pare 22
5.4. Provjera odabranih dimenzija isparivača 22
6. TERMODINAMIČKI PRORAČUN KONDENZATORA 24
6.1. Prijelaz topline na strani radne tvari R290 24
6.1.1. Područje pregrijane pare 27
6.1.2. Područje kondenzacije 28
6.1.3. Područje pothlađenja 29
6.2. Prijelaz topline na strani zraka 30
6.2.1. Područje pregrijane pare radne tvari R290 34
6.2.2. Područje kondenzacije radne tvari R290 36
6.2.3. Područje pothlađene kapljevine radne tvari R290 37
6.3. Odabir konačnih dimenzija mikrokanalnog kondenzatora 38
7. DIMENZIONIRANJE CJEVOVODA 40
8. ENERGIJSKA ANALIZA 42
8.1. Energijska analiza primjene rashladnog agregata i njegove učinkovitosti u radu kroz sezonu hlađenja u procesnoj industriji 42

8.2. Energijska analiza primjene rashladnog agregata i njegove učinkovitosti u radu kroz sezonu hlađenja u sustavima komfornog hlađenja 46

9. SHEMA SPAJANJA I AUTOMATSKE REGULACIJE SUSTAVA 49

10. ZAKLJUČAK 50

LITERATURA 51

PRILOZI 52

POPIS SLIKA

Slika 1 *Osnovna shema rashladnog sustava [2]* 2
Slika 2 *Vodom hlađen rashladnik kapljevine s vijčanim kompresorom* 4
Slika 3 *Zrakom hlađen rashladnik kapljevine, Frigo Plus* 4
Slika 4 *Shema rashladnog sustava* 6
Slika 5 *Pločasti izmjenjivač [3]* 7
Slika 6 *Mikrokanalni kondenzator [6]* 8
Slika 7 *T,s dijagram rashladnog procesa* 11
Slika 8 *logp,h dijagram rashladnog procesa* 12
Slika 9 *Odabrani kompresor [9]* 13
Slika 10 *Temperaturni dijagram isparivača* 14
Slika 11 *Geometrija ploče pločastog isparivača [11]* 15
Slika 12 *Prikaz strujanja fluida kroz pločasti isparivač [11]* 16
Slika 13 *Temperaturni dijagram kondenzatora* 24
Slika 14 *Mikrokanal* 25
Slika 15 *Cijev mikrokanalnog kondenzatora* 25
Slika 16 *Orebrenje vanjske površine mikrokanalnog kondenzatora* 31

POPIS TABLICA

Tablica 1 Karakteristične točke procesa 11
Tablica 2 Koeficijent prijelaza topline radne tvari u zoni isparavanja 21
Tablica 3 Koeficijent prijelaza topline radne tvari u zoni kondenzacije 29
Tablica 4 Pretpostavljene vrijednosti brzina strujanja radne tvari unutar cjevovoda 40
Tablica 5 Uvjeti djelomičnog opterećenja za izračun vrijednosti SEPR 43
Tablica 6 Proračun SEPR 43
Tablica 7 Izračun europskog omjera sezonske energetske učinkovitosti ESEER 46
Tablica 8 Izračun omjera sezonske energetske učinkovitosti SEER 47

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

BROJ CRTEŽA	NAZIV IZ SASTAVNICE
1	Shema spajanja i automatske regulacije rashladnog sustava
2	Dispozicijski crtež rashladnika vode

POPIS KRATICA

Kratica	Opis
eq	ekvivalentno
h	hidraulički
i	isparivač
isp	isparavanje
k	kondenzator
kd	kondenzat, kondenziranje
kp	kompresor
os	osrednjen
ph	pothlađenje
pr	pregrijanje
pretp	pretpostavljeno
pt	potreban, potrebno
R290	propan
RT	radna tvar
st	stvarna
uk	ukupno
v	voda
zr	zrak

POPIS OZNAKA

Latinične oznake

Oznaka	Jedinica	Opis
A	m^2	površina
A'	m^2/m	površina svedena na duljinu
$A_{\%}$	m^2/m^2	omjer površina
b	m	dubina orebrenja
B, b	m	širina
Bd		Bondov broj
c_p	kJ/kgK	specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku
D, d	m	promjer
G	kg/sm^2	gustoća masenog toka
g	m/s^2	gravitacijska konstanta
h	kJ/kg	entalpija
H, h	m	visina
k	W/m^2K	koeficijent prolaza topline
k_r	m	korak rebra
L, l	m	duljina
N		broj
Nu		Nusseltov broj
O	m	opseg
p	bar	tlak
P	W	snaga
Ph		Broj promjene stanja
Pr		Prandtlov broj
q	W/kg	specifični učinak
q_A	W/m^2	gustoća toplinskog toka
q_m	kg/s	maseni protok
r	m	debljina rebra
Re		Reynoldsov broj
s	kJ/kgK	entropija
s	m	debljina stijenke cijevi
s_r	m	razmak između dva rebra
s_t	m	korak cijevi
t	m	debljina ploče isparivača
W, w	m	širina
w	m/s	brzina

W_c	m	razmak između dva kanala
x		sadržaj pare
X		pomoćna veličina
X_{tt}		Lockhart-Martinelijeva značajka
Z		omjer dulje i kraće stranice mikrokanala

Grčke oznake

Oznaka	**Jedinica**	**Opis**
α	W/m^2K	koeficijent prijelaza topline
β	°	kut orebrenja površine
$\Delta\vartheta$	°C	temperaturna razlika
$\Delta\vartheta_m$	°C	srednja logaritamska temperaturna razlika
ε		faktor hlađenja
η_{is}		izentropski stupanj djelovanja kompresora
η_r		stupanj djelovanja rebra
ϑ	°C	temperatura
λ	W/mK	toplinska provodnost, toplinska vodljivost
μ	Pa s	dinamička viskoznost
ρ	kg/m^3	gustoća
Φ	W	toplinski učinak
ϕ		faktor povećanja površine
φ		faktor površine

SAŽETAK

U ovom radu je, za potrebe visokotemperaturnog hlađenja u procesnoj industriji i sustavima komfornog hlađenja, konstruiran rashladnik vode učinka hlađenja 240 kW. Za zadane projektne uvjete odabrani su pločasti isparivač i mikrokanalni kondenzator. Zatim je napravljena postavka procesa kojom su određene karakteristične točke procesa. Uz poznata konstrukcijska rješenja isparivača i kondenzatora, te karakteristične točke i početne uvjete, proveden je termodinamički proračun isparivača i kondenzatora, pomoću kojeg su određene konačne dimenzije izmjenjivača. Nakon toga dimenzionirani su cjevovodi za protok radne tvari kroz rashladni agregat, te su odabrani odgovarajući kompresori. Kada je sustav potpuno definiran, provedena je energijska analiza i analiza učinkovitosti rashladnog agregata u radu kroz sezonu hlađenja u procesnoj industriji i sustavima komfornog hlađenja. Njome je obuhvaćeno ponašanje sustava pri različitim vanjskim uvjetima i različitim toplinskim opterećenjima. Za takav sustav prikazana je shema njegovog spajanja i regulacije potrebne da bi sustav radio kako je zamišljen. Na kraju je nacrtan dispozicijski crtež rashladnika vode.

Ključne riječi: rashladnik kapljevine, pločasti isparivač, mikrokanalni kondenzator

SUMMARY

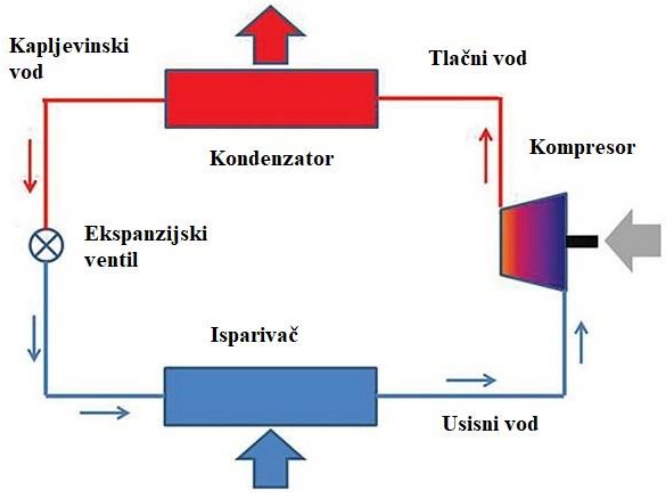
In this bachelor's degree, for the need of high temperature cooling in process industry and comfort cooling systems, chiller with the cooling capacity of 240 kW was designed. For the given project conditions plate evaporator and microchannel condenser were selected. Subsequently, process setting was made with which caracteristic points were defined. With known construction solutions for evaporator and condenser, caracteristic points of process and the given project conditions, the thermodynamic problem was solved, and finite dimensions of heat exchangers were defined. After that, pipes were dimensioned for the coolant flow rate through cooling aggregate, and suitable compressors were selected. When the system was defined, energy analysis and efficiency analysis of the cooling agregate through cooling season in process industry and comfort cooling systems were carried out. The analysis involves behavior of the system at different outdoor conditions and different cooling loads. For this system sheme was shown with regulation needed for the system to work as intended. At the end, dispositional drawing of the chiller was drawn.

Key words: chiller, plate evaporator, microchannel condenser

1. UVOD

U današnje doba, zbog sve većih potreba za hlađenje, sve više se koriste rashladni sustavi. Rashladni sustavi pronalaze primjenu u raznim industrijama, npr. prehrambenoj, farmaceutskoj i dr., u komfornoj primjeni za domaćinstva i klimatizaciju, medicini, transportu i dr. [1]. Glavna svrha rashladnih sustava je snižavanje temperature nekog tijela ili prostora, a to se postiže odvođenjem topline. Rashladni sustavi rade na principu ljevokretnih kružnih procesa; oni preuzimaju toplinu tijela niže temperature, te ju predaju tijelu više temperature, trošeći pritom dovedenu energiju koja može biti ili mehanički rad ili toplinska energija. Prema osnovnoj podjeli sustava s obzirom na energiju koju troše, oni mogu biti kompresijski, sorpcijski, ejektorski, termoelektrični, magnetski i dr. [1]. U ovom radu će ukratko biti opisan kompresijski rashladni sustav, koji je ujedno i najčešći u općoj primjeni.

Osnovni kompresijski rashladni sustavi sastoje se od četiri glavna dijela: kompresora, kondenzatora, ekspanzijskog ventila i isparivača. Isparivač, kao što mu naziv kaže, služi za isparivanje radne tvari. Radna tvar određene temperature unutar isparivača preuzima toplinu od nekog medija ili nekog prostora više temperature, mijenjajući pritom stanje iz kapljevitog u parovito. Zatim radnu tvar parovitog stanja kroz usisni vod usisava kompresor, koji služi za podizanje tlaka i temperature radne tvari. Time osiguravamo da od radne tvari, kada ona prostruji kroz tlačni vod do kondenzatora, možemo odvoditi toplinu. Radna tvar unutar kondenzatora predaje toplinu nekom mediju ili nekom prostoru koji imaju nižu temperaturu od radne tvari. Kako radna tvar prolazi kroz kondenzator, tako prelazi iz parovitog u kapljevito stanje. Konačno, kapljevita radna tvar na izlazu iz kondenzatora struji kroz kapljevinski vod prema ekspanzijskom ventilu. Prolaskom kroz ekspanzijski ventil radna tvar se adijabatski prigušuje na tlak isparavanja, čime zatvaramo krug. Važno je naglasiti da je ovo idealiziran prikaz rashladnog procesa; sam rashladni sustav ima još dodatne opreme koja osigurava pravilan rad rashladnog uređaja.



Slika 1 Osnovna shema rashladnog sustava [2]

Uz sam rashladni sustav, važno je i koju radnu tvar koristimo u njemu. Danas postoji veliki izbor radnih tvari, a različite radne tvari imaju svojih prednosti i mana. Za sustave hlađenja bitne su: termodinamičke osobine radnih tvari, sigurnosne osobine radnih tvari, funkcionalne osobine radnih tvari te utjecaj radne tvari na okoliš [1]. Termodinamičke osobine bitne su nam zbog samog procesa, prema njima vidimo koju radnu tvar možemo koristiti za određenu temperaturu na koju želimo hladiti i pri kojim uvjetima uz što manje gubitke odnosno troškove pogona. Sigurnosne osobine radnih tvari pokazuju nam koliko su radne tvari opasne ili bezopasne ako dođe do kvara u sustavu ili curenja radne tvari. Iz funkcionalnih osobina vidimo koje konstrukcijske materijale i koje ulje smijemo koristiti za određenu radnu tvar, te koliko je kemijski ili fizikalno radna tvar stabilna. Pod utjecaj radne tvari na okoliš misli se na utjecaj na razgradnju ozonskog sloja koji je prikazan ODP brojem (eng. Ozone Depletion Potential) te na utjecaj zagrijavanje atmosfere koji je prikazan GWP brojem (eng. Global Warming Potential).

Kompresijski rashladni sustavi koriste mehaničku energiju kako bi „transportirali“ toplinsku energiju s niže na višu temperaturu. Učinkovitost sustava koji koriste bilo kakav proces pretvorbe energije izražena je kao omjer korisne energije i utrošene energije. Za kompresijske rashladne sustave, učinkovitost se često prikazuje koeficijentom učinkovitosti COP (eng. Coefficient of Performance). Za rashladne sustave, korisna energija je ona toplinska energija koju odvedemo na isparivaču, dok je utrošena energija ona koju kompresor preda radnoj tvari.

2. RASHLADNICI KAPLJEVINE

Rashladnici kapljevine ili „chilleri“ su vrsta posrednih sustava hlađenja. Oni preuzimaju toplinu od rashladnog medija kapljevitog stanja, najčešće rashladne vode, te ju odbacuju u okoliš ili ju radi veće učinkovitosti sustava predaju tamo gdje je potrebna [1]. Važno je napomenuti da je posredni medij u većini slučajeva kapljevitog stanja, te da on ne mijenja agregatno stanje prilikom izmjene topline.

Prednost posrednih sustava je ta što izmjenjivač s radnom tvari nije u neposrednoj blizini hlađene robe, prostora ili fluida. Time, u slučaju propuštanja, izbjegavamo direktan kontakt propuštene radne tvari i robe ili prostora koji se hlade. Također, kod velikih sustava, znatno smanjujemo količinu radne tvari u rashladnom sustavu zato što, umjesto velikih cjevovodnih mreža ispunjenih radnom tvari, ovdje imamo velike cjevovodne mreže ispunjene posrednim prijenosnikom energije. Budući se korištenjem sekundarnog medija smanjuje potrebna količina cjevovoda za radnu tvar, u slučaju propuštanja radne tvari lakše nam je pronaći mjesto propuštanja i otkloniti štetu. Smanjenom količinom radne tvari također smanjujemo i troškove, jer je radna tvar dosta skuplja od bilo kojeg posrednog medija.

Glavni nedostaci takvih sustava su veći investicijski troškovi i niži faktor hlađenja nego kod neposrednih sustava. Investicijski troškovi vezani su prvenstveno uz potrebu za dodatnim izmjenjivačkim površinama. Kod direktnih sustava isparivač prima toplinu direktno od prostora ili medija koji hladimo, dok kod indirektnih sustava isparivač prima toplinu od rashladnog medija, koji na nekom drugom ili drugim izmjenjivačima prima toplinu od hlađenog prostora.

Rashladna voda služi za odvođenje topline, npr. iz prostora, robe ili uređaja koje želimo hladiti. Radna tvar unutar isparivača preuzima toplinu od rashladne vode. Najčešći temperaturni režim rashladne vode je 12/7 °C. Rashladna voda, kada postoji potreba za hlađenjem, pomoću pumpi cirkulira kroz sustav hlađenja. Pomoću pumpi vrlo jednostavno možemo regulirati protok rashladne vode kroz isparivač, a time i toplinu koja se izmjeni na isparivaču.

Izvedba i mjesto ugradnje samog rashladnika kapljevine ovisi o tome čime hladi kondenzator. Ako je kondenzator hlađen vodom, rashladnik kapljevine se postavlja unutar strojarnice zgrade, a pripadajući rashladni toranj koji hladi kondenzatorsku vodu postavlja se izvan zgrade. Ako je pak kondenzator hlađen zrakom, rashladnik kapljevine se postavlja van zgrade, najčešće na krov zgrade. Cjevovod spaja rashladnik kapljevine s izvorom topline.



Slika 2 Vodom hlađen rashladnik kapljevine s vijčanim kompresorom



Slika 3 Zrakom hlađen rashladnik kapljevine, Frigo Plus

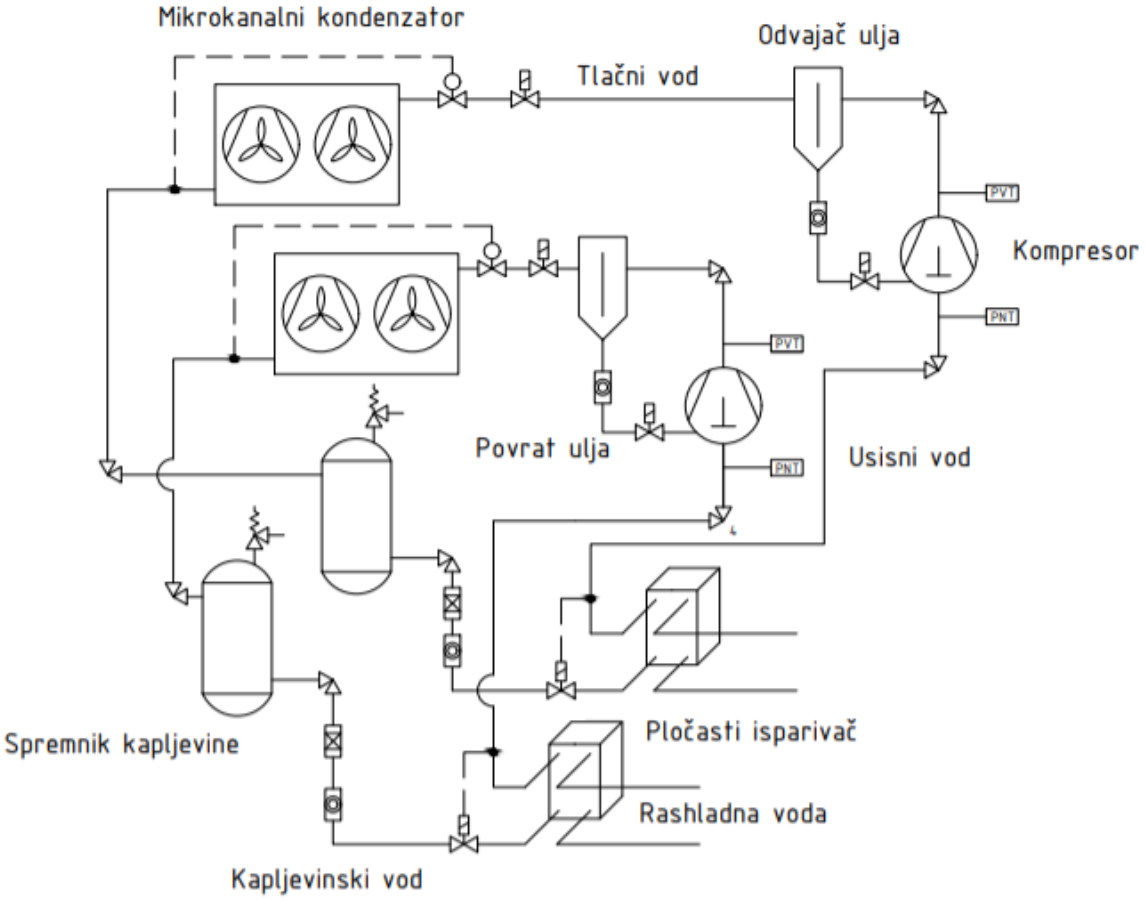
Jedna od podjela sustava rashladnika kapljevine je na centralizirane i decentralizirane. Centralizirani sustavi rashladnika kapljevine hlade rashladni medij koji služi za odvođenje topline s više lokacija, dok decentralizirani sustavi služe za hlađenje rashladne kapljevine koja odvodi toplinu samo s jedne lokacije. Svaki od ovih sustava ima svojih prednosti i mana.

Kod velikih postrojenja gdje su gusto poslagani uređaji koje treba hladiti, u većini slučajeva bit će bolji centralizirani sustav, pošto nam je potreban manji broj cijevi i izmjenjivačkih površina potrebnih za sustav hlađenja. Većim izmjenjivačima postiže se i veća iskoristivost samog sustava hlađenja. Ovakvi sustavi prikladni su za hlađenje uređaja koji su u stalnom pogonu, jer time izbjegavamo kompleksnu regulaciju. Najveći problem kod ovakvih sustava je ako imamo kvar na sustavu za transport posrednog medija, jer tada moramo izbaciti dio sustava iz pogona jer ga nismo u stanju hladiti.

Kod manjih postrojenja gdje imamo uređaje koje treba hladiti i gdje imamo kompleksnu regulaciju što se tiče opterećenja samog sustava, bolje je koristiti decentralizirane sustave. Kada je više uređaja dosta udaljeno jedan od drugog, kako bismo izbjegli velike padove tlaka uslijed strujanja medija kroz dugačke cjevovode, bolje je imati više kraćih cjevovoda, što dobijemo s većim brojem manjih rashladnih sustava koji se nalaze u neposrednoj blizini opreme koju treba hladiti.

3. KOMPONENTE SUSTAVA

Kao što je već ranije rečeno, osnovne komponente rashladnog sustava su isparivač, kompresor, kondenzator i ekspanzijski ventil. Radna tvar je R290. Kako bi se mogli postići zadani rashladni učinak od 240 kW i temperaturni režim hlađene vode 12/7 °C, sustav je osmišljen tako da se sastoji od dva odvojena rashladna kruga. Svaki rashladni krug sastoji se od jednog pločastog isparivača, stapnog kompresora, mikrokanalnog kondenzatora i elektronskog ekspanzijskog ventila. Uz osnovne komponente, sustav sadrži odvajač ulja, elektromagnetske ventile, termoekspanzijski ventil, spremnik ukapljene radne tvari, filtar sušač, ogledna stakalca, presostate niskog i visokog tlaka, te rotalock ventile. Slika 4 prikazuje shemu projektiranog sustava.



Slika 4 Shema rashladnog sustava

3.1. Pločasti isparivač

Na tržištu postoji velika raznolikost kompaktnih pločastih izmjenjivača za industijske svrhe. Njihova raznolikost proizlazi iz njihovih dimenzija; od širine i visine ploča, oblika površine ploča, broja ploča, sve do materijala ploča i brtvi. Iz njihove raznolikosti proizlazi i njihova prilagodljivost, pa tako nalaze primjenu od sustava malih kapaciteta koji nemaju velike zahtjeve, sve do sustava velikih kapaciteta koji imaju najstrože uvjete rada. Kompaktni pločasti izmjenjivači koriste se za grijanje, hlađenje, povrat topline, kondenzaciju i isparivanje [3].

Površina kompaktnih pločastih izmjenjivača za prijelaz topline sastoji se od više valovitih ploča. kako bi se spriječilo propuštanje, između ploča se postavljaju brtve. Kako bi se postigao što bolji prijenos topline uz što manju temperaturnu razliku, fluidi obično struje protusmjerno unutar izmjenjivača topline [3].



Slika 5 Pločasti izmjenjivač [3]

3.2. Stapni kompresor

Kompresor je uređaj rashladnog sustava koji se koristi za povišenje temperature i tlaka radne tvari, a to postiže kompresijom radne tvari [4]. Povišenje temperature radnoj tvari omogućuje se da ona predaje toplinu nekom mediju ili prostoru niže temperature pomoću kondenzatora. Podizanjem tlaka omogućujemo da radna tvar struji kroz sustav preko kondenzatora i prigušnog ventila, sve do isparivača, gdje je tlak najniži. Samim svojim pokretanjem kompresor podiže tlak radnoj tvari u kondenzatoru, dok ga snižava u isparivaču.

3.3. Mikrokanalni kondenzator

Mikrokanalne izmjenjivače obilježava njihova jedinstvena izvedba koja se sastoji od ravnih cijevi s više usporednih kanala, rebara, te sabirnog i razdjelnog kolektora [1]. Mikrokanalni kondenzatori, u usporedbi s kondenzatorima s orebrenim cijevima, imaju sve više prednosti kako se njihova konstrukcija unaprjeđuje. Na temelju mjerenja bolje provode toplinu, što proizlazi iz njihove geometrije mikrokanala koja značajno povećava površinu za prijelaz topline u odnosu na cijevi. Mikrokanali, zbog svojih manjih dimenzija, omogućavaju veće brzine i veće turbulencije radne tvari, čime se postižu veći koeficijenti prijelaza topline. Negativna stvar je veći pad tlaka po metru cijevi, no zato nam je potrebna manja duljina jedne cijevi nego kod orebrenih cijevi. Na strani zraka također imamo veću ukupnu površinu za prijelaz topline zbog oblika cijevi. Pad tlaka na strani zraka, za iste brzine strujanja i iste kapacitete kondenzatora je manji. Mikrokanalni kondenzatori imaju i manja punjenja, što proizlazi iz njihove kompaktnije izvedbe, odnosno manjih dimenzija za isti rashladni učinak. Zbog materijala od kojeg se rade mikrokanalni kondenzatori, koji je gotovo uvijek aluminijska legura, nema rizika od galvanske korozije. Također se mogu i lakše reciklirati nego npr. bakrene cijevi s aluminijskim orebrenjima [5].



Slika 6 Mikrokanalni kondenzator [6]

4. POSTAVKA PROCESA

Za potrebe visokotemperaturog hlađenja rashladne vode s 12 °C na 7°C zadatkom je predviđen učinak hlađenja rashladnika vode od 240 kW. Toplina se odvodi zrakom hlađenim kondenzatorom, dok je radna tvar rashladnog sustava propan R290. Prema ErP direktivi (EU 2016/2281) nazivni rashladni kapacitet, u ovom slučaju 240 kW, je onaj kapacitet kojeg visokotemperaturni rashladni uređaj može postići kada radi pri punom opterećenju i koji je izmjerena na temperaturi ulaznog zraka na kondenzatoru od 35 °C kod visokotemperaturnih procesnih rashladnih uređaja hlađenih zrakom [7]. Stoga, za daljnji proračun rashladnika kapljevine, bude uzeta temperatura ulaznog vanjskog zraka od 35 °C. Pomoću temperatura rashladne vode i vanjskog zraka odabrani su: temperatura isparavanja od 3 °C, temperatura kondenzacije od 45 °C, pregrijanje od 5 °C, te pothlađenje od 3 °C. Pretpostavljen je izentropski stupanj djelovanja kompresora 0,7.

Ulazni podaci:

- Potreban rashladni učinak $\Phi_0 = 240$ kW
- Ulazna temperatura rashladne vode $\vartheta_{v,1} = 12$ °C
- Izlazna temperatura rashladne vode $\vartheta_{v,2} = 7$ °C
- Temperatura vanjskog zraka $\vartheta_{zr,1} = 35$ °C
- Radna tvar R290
- Temperatura isparavanja $\vartheta_i = 3$ °C
- Temperatura kondenzacije $\vartheta_k = 45$ °C
- Pregrijanje $\Delta\vartheta_{pr} = 5$ °C
- Pothlađenje $\Delta\vartheta_{ph} = 3$ °C
- Tlak isparavanja $p_i = 5{,}19$ bar
- Tlak kondenzacije $p_k = 15{,}34$ bar
- Izentropski stupanj djelovanja kompresora $\eta_{is} = 0{,}7$

Na temelju poznatih podataka određene su sve karakteristične točke procesa, kako je prikazano u nastavku:

Točka 1 označava stanje radne tvari na ulazu u kompresor, a ono je definirano:

$$p_1 = p_i$$

$$\vartheta_1 = \vartheta_i + \Delta\vartheta_{pr}$$

Točka 2is označava stanje radne tvari na izlazu iz kompresora kod izentropske kompresije, a ono je definirano:

$$p_{2is} = p_k$$

$$s_{2is} = s_1$$

Točka 2 označava stanje radne tvari na izlazu iz kompresora. Ono ovisi o izentropskom stupnju djelovanja kompresora, a ono je definirano:

$$p_2 = p_k$$

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2is} - h_1}{\eta_{is}}$$

Točka 2" označava stanje radne tvari kada pri tlaku kondenzacije imamo sadržaj pare jednak jedinici, a ono je definirano:

$$p_2'' = p_k$$

$$\vartheta_2'' = \vartheta_k$$

Točka 3' označava stanje vrele kapljevine radne tvari pri tlaku kondenzacije, a ono je definirano:

$$p_3' = p_k$$

$$\vartheta_3' = \vartheta_k$$

Točka 3 označava stanje radne tvari na izlazu iz kondenzatora, a ono je definirano:

$$p_3 = p_k$$

$$\vartheta_3 = \vartheta_k - \Delta\vartheta_{ph}$$

Točka 4 označava stanje radne tvari na ulazu u isparivač, a ono je definirano:

$$p_4 = p_i$$

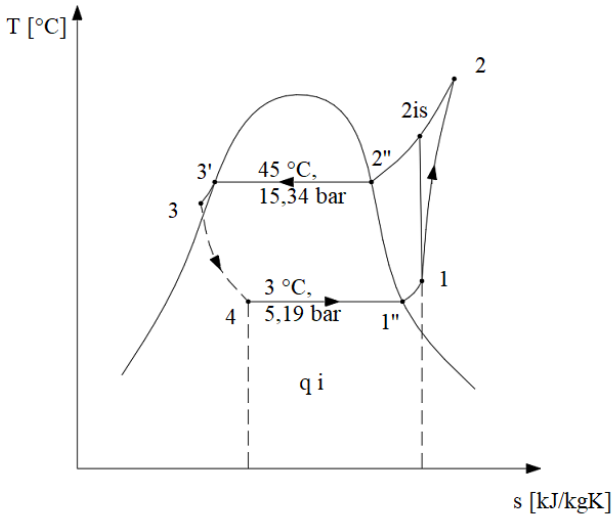
$$h_4 = h_3$$

Preko poznatih veličina za svaku karakterističnu točku procesa određene su i ostale veličine potrebne za kasniji proračun [8], a rezultati proračuna procesa prikazani su u tablici 1.

Tablica 1 Karakteristične točke procesa

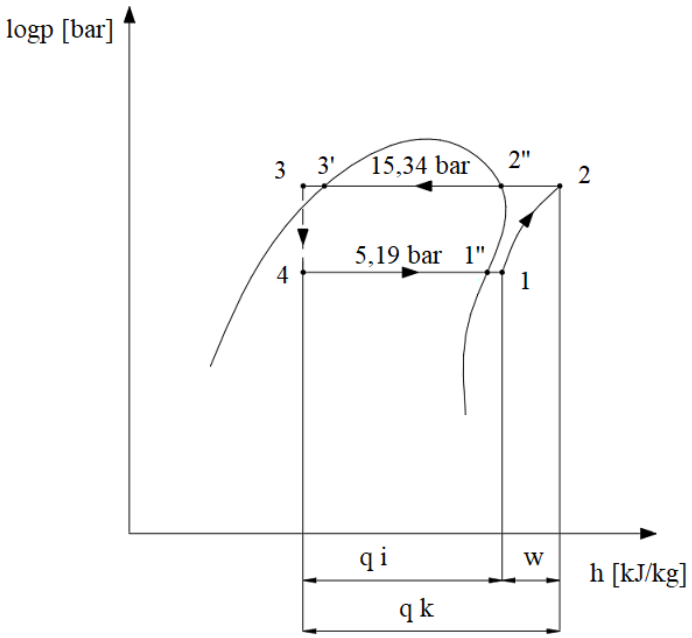
Točka procesa	ϑ [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]
1''	3	5,19	578,16	2,3692
1	8	5,19	587,01	2,4012
2is	54,07	15,34	639,12	2,4012
2	64,04	15,34	661,453	2,4684
2''	45	15,34	618,12	2,336
3'	45	15,34	321,79	1,4046
3	42	15,34	312,79	1,3765
4	3	5,19	312,79	

Slika 7 prikazuje T,s dijagram, u kojem su vidljive karakteristične točke procesa. Površina q_i predstavlja specifičnu toplinu predanu isparivaču, odnosno specifični rashladni učinak procesa.



Slika 7 T,s dijagram rashladnog procesa

Slika 8 prikazuje logp,h dijagram na kojem se jasno vide odnosi između specifične topline dovedene isparivaču q_i, specifičnog rada w predanog kompresorom i specifične topline odvedene od kondenzatora.



Slika 8 logp,h dijagram rashladnog procesa

Pomoću ulaznih podataka i karakterističnih točaka procesa izračunati su učinak isparivača, maseni protok radne tvari, učinak kondenzatora, snaga kompresora, faktor hlađenja, te maseni protok vode. Veličine su izračunate za jedan rashladni krug.

Učinak isparivača:

$$\Phi_i = \frac{\Phi_0}{2} = \frac{240}{2} = 120\ \text{kW}$$

Maseni protok radne tvari:

$$q_{m,RT} = \frac{\Phi_i}{h_1 - h_4} = \frac{120}{587{,}01 - 312{,}89} = 0{,}4378\ \text{kg/s}$$

Učinak kondenzatora:

$$\Phi_k = q_{m,RT}(h_2 - h_3) = 0{,}4378 \cdot (661{,}453 - 312{,}89) = 152{,}6\ \text{kW}$$

Ukupni učinak kondenzatora:

$$\Phi_{k,uk} = 2\Phi_k = 2 \cdot 152{,}589 = 305{,}2\ \text{kW}$$

Snaga kompresora:

$$P_{kp} = q_{m,RT}(h_2 - h_1) = 0{,}4378 \cdot (661{,}453 - 587{,}01) = 32{,}6\ \text{kW}$$

Ukupna snaga kompresora:

$$P_{kp,uk} = 2P_{kp} = 2 \cdot 32{,}589 = 65{,}2\ \text{kW}$$

Faktor hlađenja sustava:

$$\varepsilon_{HL} = \frac{\Phi_{k,uk} - P_{kp,uk}}{P_{kp,uk}} = \frac{305{,}177 - 65{,}177}{65{,}177} = 3{,}68$$

Maseni protok vode:

$$q_{m,v} = \frac{\Phi_i}{c_p\left(\vartheta_{v,1} - \vartheta_{v,2}\right)} = \frac{120}{4{,}1959(12-7)} = 5{,}7199\ \text{kg/s}$$

Na temelju određenog učinka isparivača, te poznatih karakterističnih točaka, uz pomoć softvera [8] odabran je kompresor. Slika 9 prikazuje izgled kompresora, a detalji o kompresoru mogu se naći u prilogu.



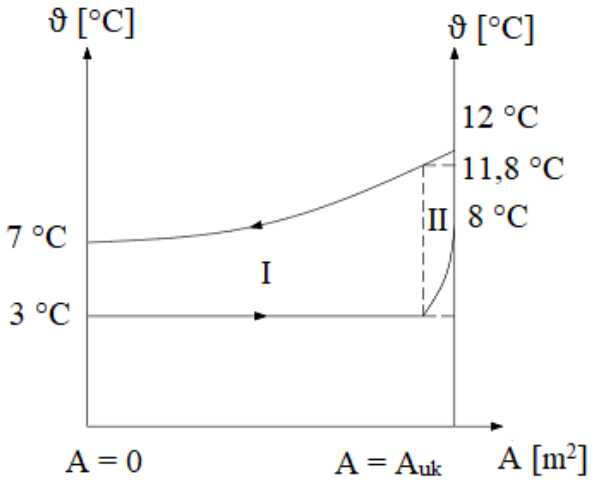
Slika 9 Odabrani kompresor [9]

5. TERMODINAMIČKI PRORAČUN ISPARIVAČA

Za potrebe hlađenja vode s 12 °C na 7 °C odabrana su dva pločasta isparivača, svaki učinka 120 kW. Na slici 10 vidimo temperaturni dijagram koji nam prikazuje temperaturnu promjenu radne tvari i vode po duljini isparivača.

Temperature u isparivaču:

- Temperatura radne tvari na ulazu $\vartheta_4 = 3$ °C
- Temperatura radne tvari na izlazu $\vartheta_1 = 8$ °C
- Temperatura vode na ulazu $\vartheta_{v1} = 12$ °C
- Temperatura vode na izlazu $\vartheta_{v2} = 7$ °C



Slika 10 Temperaturni dijagram isparivača

Učinak isparivača:

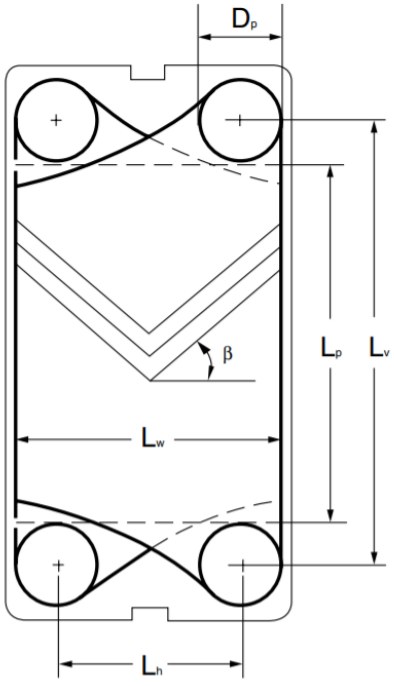
$$\Phi_i = 120 \text{ kW}$$

U nastavku su dane odabrane dimenzije pločastog isparivača potrebne za termodinamički proračun isparivača [10].

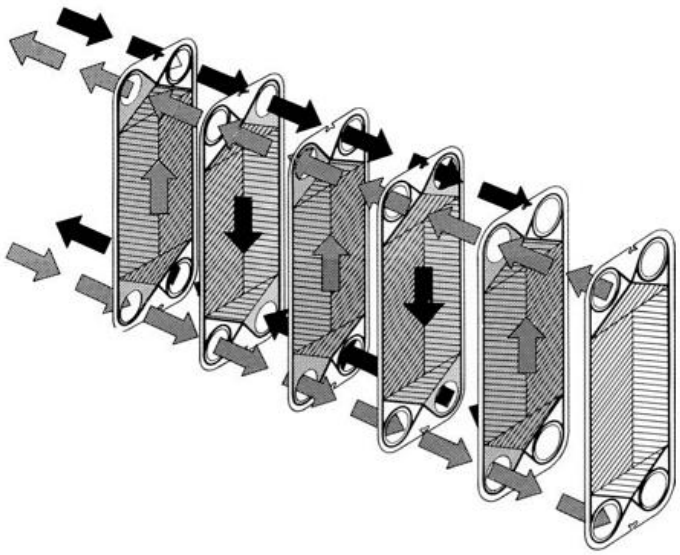
Dimenzije odabranog isparivača:

- Visina isparivača $H = 0,92$ m
- Širina isparivača $W = 0,32$ m
- Kut orebrenja $\beta = 60$ °
- Faktor povećanja površine $\phi = 1,22$
- Dubina orebrenja $b = 0,002$ m
- Broj ploča isparivača $N_{pl} = 84$
- Razmak između ulaza i izlaza isparivača $L_v = 0,64$ m
- Razmak između ulaza RT i izlaza rashladne vode $L_h = 0,14$ m
- Promjer ulaza/izlaza isparivača $d_p = 0,05$ m
- Toplinska provodnost ploče izmjenjivača $\lambda_č = 16,5$ W/mK
- Debljina ploče izmjenjivača $t = 0,0012$ m

Slika 11 jasno prikazuje dimenzije ploče pločastog isparivača. Slika 12 nam pokazuje kakvo strujanje imamo unutar pločastog isparivača.



Slika 11 Geometrija ploče pločastog isparivača [11]



Slika 12 Prikaz strujanja fluida kroz pločasti isparivač [11]

Za vodu su odabrana termodinamička svojstva svojstva za srednju temperaturu [12], dok su za radnu tvar odabrana termodinamička svojstva za vrelu kapljevinu i suhozasićenu paru pri temperaturi isparavanja, te za pregrijanu paru također za srednju temperaturu [13].

Srednja temperatura vode:

$$\vartheta_{m,v} = \frac{\vartheta_{v1} + \vartheta_{v2}}{2} = \frac{12 + 7}{2} = 9{,}5\ °\text{C}$$

Srednja temperatura pregrijane pare radne tvari:

$$\vartheta_{m,pr.p} = \frac{\vartheta_{sz.p} + \vartheta_1}{2} = \frac{3 + 8}{2} = 5{,}5\ °\text{C}$$

Termodinamička svojstva vode pri srednjoj temperaturi od 9,5 °C:

- Gustoća $\rho_v = 999{,}69\ \text{kg/m}^3$
- Specifični toplinski kapacitet $c_{p,v} = 4{,}1959\ \text{kJ/kgK}$
- Koeficijent toplinske provodnosti $\lambda_v = 0{,}5786\ \text{W/mK}$
- Dinamička viskoznost $\mu_v = 0{,}0013269\ \text{Pas}$
- Prandtlov broj $Pr_v = 9{,}62243$
- Površinska napetost vode $\sigma_v = 0{,}009749\ \text{N/m}$

Termodinamička svojstva vrele kapljevine R290 pri temperaturi isparavanja od 3 °C:

- Gustoća $\rho_{RT,vk} = 524,51$ kg/m^3
- Specifični toplinski kapacitet $c_{p,RT,vk} = 2,516$ kJ/kgK
- Koeficijent toplinske provodnosti $\lambda_{RT,vk} = 0, 104439$ W/mK
- Dinamička viskoznost $\mu_{RT,vk} = 0, 00012178$ Pas
- Prandtlov broj $Pr_{RT,vk} = 2,93374$

Termodinamička svojstva suhozasićene pare R290 pri temperaturi isparavanja od 3 °C:

- Gustoća $\rho_{RT,sz.p} = 11,3$ kg/m^3
- Specifični toplinski kapacitet $c_{p,RT,sz.p} = 1,7662$ kJ/kgK
- Koeficijent toplinske provodnosti $\lambda_{RT,sz.p} = 0, 016087$ W/mK
- Dinamička viskoznost $\mu_{RT,sz.p} = 0, 00000754$ Pas
- Prandtlov broj $Pr_{RT,sz.p} = 0,82749$

Termodinamička svojstva pregrijane pare R290 pri srednjoj temperaturi od 5,5 °C:

- Gustoća $\rho_{RT,pr.p} = 11,14$ kg/m^3
- Specifični toplinski kapacitet $c_{p,RT,pr.p} = 1,7678$ kJ/kgK
- Koeficijent toplinske provodnosti $\lambda_{RT,pr.p} = 0, 016353$ W/mK
- Dinamička viskoznost $\mu_{RT,pr.p} = 0, 00000761$ Pas
- Prandtlov broj $Pr_{RT,pr.p} = 0,82245$

Kako bismo napravili termodinamički proračun pločastog isparivača, prvo je potrebno na temelju odabranih dimenzija pločastog isparivača odrediti ukupnu površinu za izmjenu topline. Zatim, pomoću odabranih modela za prijelaz topline, računamo koeficijente prijelaza topline na strani vode i radne tvari, kako bi u konačnici izračunali koeficijent prolaza topline. Pomoću njega određujemo potrebnu površinu za prijelaz topline. Usporedbom ukupne i potrebne površine dolazimo do zaključka jesmo li odabrali odgovarajuće dimenzije izmjenjivača. Proračun je rađen s nekoliko različitih dimenzija ploča, a za svaku odabranu dimenziju mijenjao se broj ploča. U konačnici su odabrane dimenzije izmjenjivača i broj ploča koji su davali najbolje rješenje.

5.1. Proračun ukupne površine izmjenjivača za izmjenu topline

Ekvivalentni promjer kanala:

$$d_h = \frac{2b}{\phi} = \frac{2 \cdot 0{,}002}{1{,}22} = 0{,}003279 \text{ m}$$

Visina izmjenjivačke površine:

$$L_p = L_v - d_p = 0{,}64 - 0{,}05 = 0{,}59 \text{ m}$$

Širina izmjenjivačke površine:

$$L_w = L_h + d_p = 0{,}14 + 0{,}05 = 0{,}19 \text{ m}$$

Površina kanala:

$$\mathrm{A_k} = \mathrm{L_w b} = 0{,}19 \cdot 0{,}002 = 0{,}00038 \text{ m}^2$$

Projicirana površina:

$$\mathrm{A_p} = \mathrm{N L_p L_w} = 84 \cdot 0{,}59 \cdot 0{,}19 = 9{,}4164 \text{ m}^2$$

Ukupna površina izmjene topline:

$$\mathrm{A_{uk}} = \phi \mathrm{A_p} = 1{,}22 \cdot 9{,}4164 = 11{,}488 \text{ m}^2$$

5.2. Prijelaz topline na strani vode

Broj kanala kroz koji struji rashladna voda:

$$N_v = \frac{N}{2} - 1 = \frac{84}{2} - 1 = 41$$

Brzina strujanja rashladne vode:

$$w_v = \frac{q_{m,v}}{\rho_v A_k N_v} = \frac{5{,}7199}{999{,}69 \cdot 0{,}00038 \cdot 41} = 0{,}3672 \text{ m/s}$$

Reynoldsov broj:

$$\mathrm{Re_v} = \frac{\rho_\mathrm{v} \mathrm{w}_v \mathrm{d_h}}{\mu_v} = \frac{999{,}69 \cdot 0{,}3672 \cdot 0{,}003279}{0{,}0013269} = 907{,}153$$

Proračun prijelaza topline napravljen je prema modelu kojeg je razvio Wanniarachchi (1995) [14].

Uvjet:

$$1 \leq Re \leq 1000$$

$$1 \leq 907{,}153 \leq 1000\text{ , zadovoljava}$$

$$20\,° \leq \beta \leq 62\,°$$

$$20\,° \leq 60 \leq 62\,°\text{ , zadovoljava}$$

Nusseltov broj:

$$Nu_1 = 3{,}65\beta^{-0{,}455}\phi^{0{,}661}Re^{0{,}339} = 3{,}65 \cdot 60^{-0{,}455} \cdot 1{,}22^{0{,}661} \cdot 907{,}153^{0{,}339} = 6{,}501$$

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

$$Nu_t = 12{,}6\beta^{-1{,}142}\phi^{1-m}Re^{m} = 12{,}6 \cdot 60^{-1{,}142} \cdot 1{,}22^{1-0{,}712} \cdot 907{,}153^{0{,}712} = 15{,}866$$

$$Nu_v = (Nu_1^3 + Nu_t^3)^{\frac{1}{3}}Pr_v^{\frac{1}{3}} = (6{,}501^3 + 15{,}866^3)^{\frac{1}{3}} \cdot 9{,}62243^{\frac{1}{3}} = 34{,}503$$

Koeficijent prijelaza topline na strani rashladne vode:

$$\alpha_\mathrm{v} = \frac{\mathrm{Nu}_v\lambda_\mathrm{v}}{\mathrm{d_h}} = \frac{34{,}503 \cdot 0{,}5786}{0{,}003279} = 6088{,}816\ \mathrm{W/m^2K}$$

5.3. Prijelaz topline na strani radne tvari R290

Pošto isparivač uz isparavanje radne tvari još i pregrijava radnu tvar, isparivač je podijeljen u dvije zone gdje imamo različitu fiziku procesa izmjene topline. Prva zona je promatrana kao područje isparavanja, gdje imamo promjenu stanja radne tvari iz kapljevitog u parovito, dok drugu zonu promatramo kao područje pregrijanja pare, gdje imamo paru radne tvari koja se pregrijava. Kako bismo odredili područje svake zone, potrebno je znati koliko topline voda treba predati radnoj tvari da ona u potpunosti prijeđe u parovito stanje. Zone su jasno prikazane na slici, gdje zona I predstavlja područje isparavanja, dok zona II predstavlja područje pregrijane pare.

Toplina isparivača potrebna za isparavanje radne tvari:

$$\Phi_{i,isp} = \mathrm{q_{m,RT}}(h_1'' - \mathrm{h_4}) = 0{,}4378 \cdot (578{,}16 - 312{,}89) = 116{,}126\ \mathrm{kW}$$

Toplina isparivača potrebna za pregrijanje pare radne tvari:

$$\Phi_{i,pr} = \mathrm{q_{m,RT}}(h_1 - h_1'') = 0{,}4378 \cdot (587{,}01 - 578{,}16) = 3{,}874\ \mathrm{kW}$$

Temperatura vode nakon što prođe kroz zonu pregrijane pare:

$$\vartheta_{v,1}' = \vartheta_{v,1} - \frac{\Phi_{i,pr}}{q_{m,v}c_{p,v}} = 12 - \frac{3{,}874}{5{,}7199 \cdot 4{,}1959} = 11{,}839\ °\mathrm{C}$$

5.3.1. Područje isparavanja

Za područje isparavanja, korišten je model isparavanja prema [16].

Broj kanala kroz koje struji radna tvar:

$$N_{RT} = \frac{N}{2} = \frac{84}{2} = 42$$

Srednja logaritamska temperaturna razlika:

$$\Delta\vartheta_{m,isp} = \frac{\left(\vartheta'_{v,1} - \vartheta_i\right) - \left(\vartheta_{v,2} - \vartheta_i\right)}{\ln\left(\frac{\vartheta'_{v,1} - \vartheta_i}{\vartheta_{v,2} - \vartheta_i}\right)} = \frac{(11{,}839 - 3) - (7 - 3)}{\ln\left(\frac{11{,}839 - 3}{7 - 3}\right)} = 6{,}103\ °\text{C}$$

Gustoća masenog toka radne tvari:

$$G = \frac{q_{m,RT}}{N_{RT} A_k} = \frac{0{,}4378}{42 \cdot 0{,}00038} = 27{,}4289\ \text{kg/m}^2\text{s}$$

Vrijednost gustoće toplinskog toka izračunata je iterativno.

Gustoća toplinskog toka:

$$q_A = 11714{,}1\ \text{W/m}^2$$

Specifični rashladni učinak:

$$q_{isp} = \frac{\Phi_{i,isp}}{q_{m,RT}} = \frac{116{,}126}{0{,}4378} = 265{,}27\ \text{kJ/kg}$$

Bondov broj:

$$Bd = \frac{q \rho_{kd} d_h^2}{\sigma_{kd}} = \frac{9{,}80665 \cdot 524{,}51 \cdot 0{,}003279^2}{0{,}009749} = 5{,}6717$$

Broj promjene stanja:

$$Ph = \frac{q_A d_h}{q_{isp} \mu_{kd}} = \frac{11714{,}1 \cdot 0{,}003279}{265270 \cdot 0{,}00012178} = 1{,}1889$$

Sadržaj pare u točki 4:

$$x_4 = 1 - \frac{h''_1 - h_4}{h''_1 - h'_4} = 1 - \frac{578{,}16 - 312{,}89}{578{,}16 - 207{,}54} = 0{,}2843$$

Ekvivalentna gustoća masenog toka radne tvari:

$$G_{eq} = G\left[(1 - x) + x\sqrt{\frac{\rho_{kd}}{\rho_{sz.p}}}\right]$$

Ekvivalentni Reynoldsov broj:

$$Re_{eq} = \frac{G_{eq} d_h}{\mu_{kd}}$$

Nusseltov broj:

$$Nu_{isp} = 2\cos\left(\frac{\beta\pi}{180}\right) Re_{eq}^{0,45} Bd^{0,33} Ph^{0,2} Pr_{kd}^{0,4}$$

Proračun koeficijenta prijelaza topline provodi se tako da se izračuna koeficijent prijelaza topline za sadržaj pare x, a zatim se izračuna aritmetička sredina svih koeficijenata prijelaza topline. Što radimo više manjih koraka sadržaja pare, to dobivamo točniju vrijednost koeficijenta prijelaza topline. Sadržaja pare za proračun uzet je od točke 4 do točke 1', odnosno od x_4 = 0,28 do x_1' =1, dok je korak uzet Δx = 0,01. Radi jednostavnosti prikaza, tablično su prikazane samo vrijednosti s korakom od Δx = 0,1. Koeficijenti prijelaza topline za različiti sadržaj pare prikazani su u tablici 2.

Tablica 2 Koeficijent prijelaza topline radne tvari u zoni isparavanja

x	G_{eq}	Re_{eq}	Nu_{isp}	α_x
0	27,4289	738,4682	55,4607	1766,639
0,1	43,3732	1167,739	68,1619	2171,221
0,2	59,3176	1597,01	78,4737	2499,694
0,2843	72,7512	1958,685	86,0241	2740,202
0,3	75,2619	2026,2805	87,3476	2782,36
0,4	91,2063	2455,5513	95,2364	3033,65
0,5	107,1507	2884,822	102,3975	3261,76
0,6	123,095	3314,0928	108,9934	3471,863
0,7	139,0394	3743,3635	115,1341	3667,468
0,8	154,9837	4172,6343	120,8984	3851,085
0,9	170,9281	4601,905	126,3449	4024,579
1	186,8725	5031,1758	131,5186	4189,38

Koeficijent prijelaza topline:

$$\alpha_{\text{isp}} = \frac{\text{Nu}_{isp}\lambda_{kd}}{\text{d}_{\text{h}}} = 3520{,}808\ \text{W/m}^2\text{K}$$

Koeficijent prolaza topline:

$$k_{isp} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_v} + \frac{t}{\lambda_{\text{č}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{isp}}}} = \frac{1}{\frac{1}{6088{,}816} + \frac{0{,}0012}{16{,}5} + \frac{1}{3520{,}808}} = 1919{,}428\ \text{W/m}^2\text{K}$$

Gustoća toplinskog toka:

$$q_A = k_{isp}\Delta\vartheta_{m,isp} = 1919{,}428 \cdot 6{,}057 = 11714{,}1\ \text{W/m}^2$$

5.3.2. Područje pregrijane pare

Proračun prijelaza topline napravljen je prema modelu kojeg je razvio Talik [11].

Brzina strujanja pregrijane pare radne tvari:

$$w_{pr.p} = \frac{q_{m,RT}}{\rho_{pr.p} N_{RT} A_k} = \frac{0{,}4378}{11{,}14 \cdot 42 \cdot 0{,}00038} = 2{,}462\ \text{m/s}$$

Reynoldsov broj:

$$\text{Re}_{\text{pr.p}} = \frac{\rho_{\text{pr.p}} \text{w}_{pr.p} \text{d}_{\text{h}}}{\mu_{pr.p}} = \frac{11{,}14 \cdot 2{,}462 \cdot 0{,}003279}{0{,}00000761} = 11817{,}433$$

Nusseltov broj:

$$Nu_{pr.p} = 0{,}248 Re_{pr.p}^{0,7} Pr_{pr.p}^{0,4} = 0{,}248 \cdot 11817{,}433^{0,7} \cdot 0{,}82245^{0,4} = 162{,}653$$

Koeficijent prijelaza topline:

$$\alpha_{\text{pr.p}} = \frac{\text{Nu}_{pr.p}\lambda_{pr.p}}{\text{d}_{\text{h}}} = \frac{162{,}653 \cdot 0{,}016353}{0{,}003279} = 811{,}258\ \text{W/m}^2\text{K}$$

Koeficijent prolaza topline:

$$k_{pr.p} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_v} + \frac{t}{\lambda_{\text{č}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{pr.p}}}} = \frac{1}{\frac{1}{6088{,}816} + \frac{0{,}0012}{16{,}5} + \frac{1}{811{,}258}} = 680{,}45\ \text{W/m}^2\text{K}$$

5.4. Provjera odabranih dimenzija isparivača

Potrebna površina u području isparavanja:

$$A_{pt,isp} = \frac{\Phi_{i,isp}}{k_{isp}\Delta\vartheta_{m,isp}} = \frac{116126}{1919{,}428 \cdot 6{,}057} = 9{,}9133\ \text{m}^2$$

Srednja logaritamska temperaturna razlika za područje pregrijanja:

$$\Delta\vartheta_{m,pr} = \frac{\left(\vartheta'_{v,1} - \vartheta_i\right) - \left(\vartheta_{v1} - \vartheta_1\right)}{\ln\left(\frac{\vartheta'_{v,1} - \vartheta_i}{\vartheta_{v1} - \vartheta_1}\right)} = \frac{(11{,}839 - 3) - (12 - 8)}{\ln\left(\frac{11{,}839 - 3}{12 - 8}\right)} = 6{,}103\ °\text{C}$$

Potrebna površina u području pregrijane pare:

$$A_{pt,pr} = \frac{\Phi_{i,pr}}{k_{pr.p}\Delta\vartheta_{m,pr}} = \frac{3874}{680{,}45 \cdot 6{,}103} = 0{,}9329\ \text{m}^2$$

Ukupna potrebna površina:

$$A_{uk,pt} = A_{pt,isp} + A_{pt,pr} = 9{,}9133 + 0{,}9329 = 10{,}8463\ \text{m}^2$$

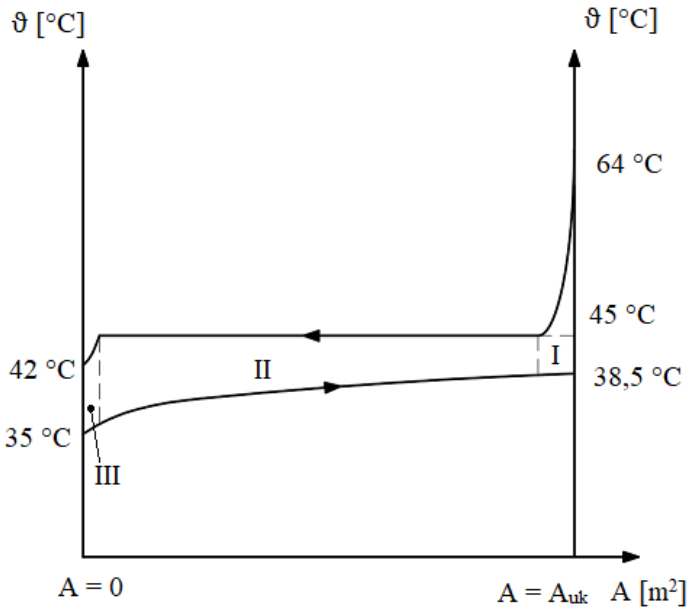
Postotak predimenzioniranosti:

$$A_{\%} = \frac{\text{A}_{\text{uk}} - A_{uk,pt}}{A_{uk,pt}} \cdot 100\% = \frac{11{,}488\ - 10{,}8463}{10{,}8463} \cdot 100\% = 5{,}917\ \%$$

Iz ovoga zaključujemo da je odabrani pločasti izmjenjivač zadovoljavajućih dimenzija. Valja naglasiti da pri nižim vanjskim temperaturama, uz maksimalno rashladno opterećenje, imamo manji protok radne tvari kroz sustav, što nam pogoršava koeficijent prijelaza topline na strani radne tvari. Stoga je svakako potrebno odabrati izmjenjivač nešto većih dimenzija, kako bismo bili sigurni da će sustav dobro raditi.

6. TERMODINAMIČKI PRORAČUN KONDENZATORA

Za potrebe hlađenja radne tvari odabrana su dva mikrokanalna kondenzatora, svaki učinka 152,589 kW. Na slici 13 vidimo temperaturni dijagram koji nam prikazuje temperaturnu promjenu radne tvari i vanjskog zraka po duljini kondenzatora.



Slika 13 Temperaturni dijagram kondenzatora

Učinak kondenzatora:

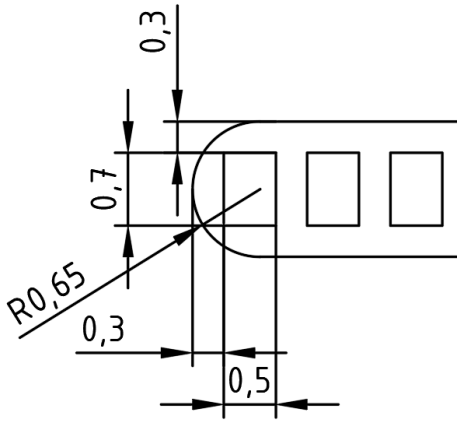
$$\Phi_k = 152{,}589\ \text{kW}$$

6.1. Prijelaz topline na strani radne tvari R290

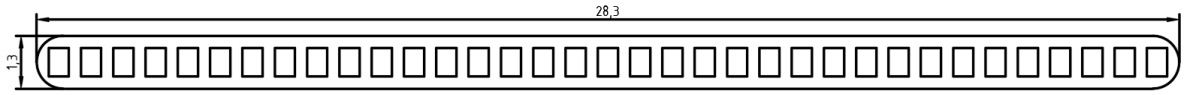
Unutarnje dimenzije mikrokanalnog kondenzatora:

- Visina mikrokanala $H_k = 0{,}7$ mm
- Širina mikrokanala $W_k = 0{,}5$ mm
- Debljina stijenke cijevi $s_c = 0{,}3$ mm
- Broj mikrokanala po jednoj cijevi $N_k = 35$

Unutarnje dimenzije su proizvoljno odabrane kako bismo dobili što kompaktniju izvedbu mikrokanalnog kondenzatora u odnosu na njegov toplinski učinak. Proračun je provođen s više različitih kombinacija dimenzija, a odabrane su one koje su davale najbolji rezultat. Prikaz unutarnje geometrije mikrokanalnog kondenzatora dan je na slici 14. Izgled cijevi mikrokanalnog kondenzatora dan je na slici 15.



Slika 14 Mikrokanal



Slika 15 Cijev mikrokanalnog kondenzatora

Za radnu tvar odabrana su svojstva za pregrijanu paru pri srednjoj temperaturi, za suhozasićenu paru i vrelu kapljevinu pri temperaturi kondenzacije, te za pothlađenu kapljevinu pri srednjoj temperaturi [13].

Srednja temperatura pregrijane pare radne tvari:

$$\vartheta_{m,pr.p} = \frac{\vartheta_{sz.p} + \vartheta_2}{2} = \frac{45 + 64{,}04}{2} = 54{,}52\ °\mathrm{C}$$

Srednja temperatura pothlađene kapljevine radne tvari:

$$\vartheta_{m,ph.k} = \frac{\vartheta_{vk} + \vartheta_3}{2} = \frac{45 + 42}{2} = 43{,}5\ °\mathrm{C}$$

Termodinamička svojstva pregrijane pare R290 pri srednjoj temperaturi od 54,52 °C:

- Gustoća $\rho_v = 31{,}8$ kg/m^3
- Specifični toplinski kapacitet $c_{p,v} = 2{,}2667$ kJ/kgK
- Koeficijent toplinske provodnosti $\lambda_v = 0{,}023338$ W/mK
- Dinamička viskoznost $\mu_v = 0{,}00000935$ Pas
- Prandtlov broj $Pr_v = 0{,}90798$

Termodinamička svojstva suhozasićene pare R290 pri temperaturi kondenzacije od 45 °C:

- Gustoća $\rho_v = 34{,}15$ kg/m^3
- Specifični toplinski kapacitet $c_{p,v} = 2{,}3714$ kJ/kgK
- Koeficijent toplinske provodnosti $\lambda_v = 0{,}02224$ W/mK
- Dinamička viskoznost $\mu_v = 0{,}00000913$ Pas
- Prandtlov broj $Pr_v = 0{,}96699$

Termodinamička svojstva vrele kapljevine R290 pri temperaturi kondenzacije od 45 °C:

- Gustoća $\rho_v = 458{,}4$ kg/m^3
- Specifični toplinski kapacitet $c_{p,v} = 2{,}9946$ kJ/kgK
- Koeficijent toplinske provodnosti $\lambda_v = 0{,}084742$ W/mK
- Dinamička viskoznost $\mu_v = 0{,}0000784$ Pas
- Prandtlov broj $Pr_v = 2{,}77032$

Termodinamička svojstva pothlađene kapljevine R290 pri srednjoj temperaturi od 43,35 °C:

- Gustoća $\rho_v = 461{,}41$ kg/m^3
- Specifični toplinski kapacitet $c_{p,v} = 2{,}9653$ kJ/kgK
- Koeficijent toplinske provodnosti $\lambda_v = 0{,}085463$ W/mK
- Dinamička viskoznost $\mu_v = 0{,}00007984$ Pas
- Prandtlov broj $Pr_v = 2{,}77016$

Kako unutar kondenzatora uz kondenzaciju imamo hlađenje pregrijane pare i pothlađivanje vrele kapljevine, zbog različite fizike procesa prijelaza topline između ta tri slučaja, u proračunu je kondenzator podijeljen na tri područja. Ta područja redom od ulaza do izlaza kondenzatora su: područje pregrijane pare, područje kondenzacije i područje pothlađene kapljevine.

6.1.1. Područje pregrijane pare

U području pregrijane pare imamo prijelaz radne tvari iz stanja 2 u stanje 2", stoga će nam za proračun biti potrebni podaci za pregrijanu paru, uzeti za srednju temperaturu pregrijane pare. Proračun prijelaza topline napravljen je prema modelu kojeg je razvio Debray (2001) [17].

Srednja temperatura:

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta_2 + \vartheta_2''}{2} = \frac{64{,}04 + 45}{2} = 54{,}52\ °C$$

Kako bismo započeli proračun, pretpostavljena je brzina ulaza pregrijane pare u kondenzator.

Pretpostavljena ulazna brzina pregrijane pare:

$$w_{pretp} = 3\ m/s$$

Potreban ukupan broj mikrokanala:

$$N_{uk,pt} = \frac{q_{m,RT}}{\rho_{pr.p} H_k W_k w_{pretp}} = \frac{0{,}4378}{31{,}8 \cdot 0{,}0007 \cdot 0{,}0005 \cdot 3} = 13110{,}65$$

Potreban ukupan broj cijevi:

$$N_{C,pt} = \frac{N_{uk,pt}}{N_k} = \frac{13110{,}65}{35} = 374{,}59$$

Odabran broj cijevi:

$$N_C = 380$$

Ukupan broj kanala:

$$N_{uk} = N_k N_C = 35 \cdot 380 = 13300$$

Površina poprečnih presjeka svih kanala:

$$A_{pp} = N_{uk} H_k W_k = 13300 \cdot 0{,}0007 \cdot 0{,}0005 = 0{,}004655\ m^2$$

Stvarna ulazna brzina pregrijane pare u kondenzator:

$$w_{pr.p} = \frac{q_{m,RT}}{\rho_{pr.p} A_{pp}} = \frac{0{,}4378}{31{,}8 \cdot 0{,}004655} = 2{,}957 \text{ m/s}$$

Hidraulički promjer mikrokanala:

$$d_h = \frac{4A}{O} = \frac{2H_k W_k}{H_k + W_k} = \frac{2 \cdot 0{,}0007 \cdot 0{,}0005}{0{,}0007 + 0{,}0005} = 0{,}000583 \text{ m}$$

Reynoldsov broj:

$$Re_{pr.p} = \frac{\rho_{pr.p} w_{pr.p} d_h}{\mu_{pr.p}} = \frac{31{,}8 \cdot 2{,}957 \cdot 0{,}000583}{0{,}00000935} = 5867{,}134$$

Uvjet:

$$3000 < Re_{pr.p} < 20000$$

$$3000 < 5867{,}134 < 20000 \text{ , zadovoljava}$$

Nusseltov broj:

$$Nu_{pr.p} = 0{,}0593 Re_{pr.p}^{0{,}75} Pr_{pr.p}^{0{,}33} = 0{,}0593 \cdot 5867{,}134^{0{,}75} \cdot 0{,}90798^{0{,}33} = 38{,}495$$

Koeficijent prijelaza topline:

$$\alpha_{pr.p} = \frac{Nu_{pr.p} \lambda_{pr.p}}{d_h} = \frac{38{,}495 \cdot 0{,}023338}{0{,}000583} = 1540{,}091 \text{ W/m}^2\text{K}$$

6.1.2. Područje kondenzacije

Proračun prijelaza topline napravljen je prema modelu kojeg je razvio Dobson [18].

Gustoća masenog toka:

$$G = \frac{q_{m,RT}}{A_{pp}} = \frac{0{,}4378}{0{,}004655} = 110{,}981 \text{ kg/sm}^2$$

Lockhart-Martinellijeva značajka:

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0{,}9} \left(\frac{\rho_{sz.p}}{\rho_{vr.k}}\right)^{0{,}5} \left(\frac{\mu_{vr.k}}{\mu_{sz.p}}\right)^{0{,}1}$$

Reynoldsov broj:

$$Re_{vr.k} = \frac{G d_h (1-x)}{\mu_{vr.k}}$$

Nusseltov broj:

$$\mathrm{Nu} = 0{,}023\mathrm{Re}_{\mathrm{vr.k}}\mathrm{Pr}_{\mathrm{vr.k}}^{0,4}\left(1+\frac{2{,}22}{\mathrm{X}_{\mathrm{tt}}^{0{,}889}}\right)$$

Proračun koeficijenta prijelaza topline provodi se tako da se izračuna koeficijent prijelaza topline za sadržaj pare x, a zatim se izračuna aritmetička sredina svih koeficijenata prijelaza topline. Što radimo više manjih koraka sadržaja pare, to dobivamo točniju vrijednost koeficijenta prijelaza topline. Ograničenje ove metode je što vrijednosti sadržaja pare ispod 0,1 i iznad 0,9 ne daju pouzdane vrijednosti, stoga je proračun proveden s vrijednostima na intervalu od 0,1 do 0,9, uz korak od 0,01. Tablično su prikazane vrijednosti s korakom 0,1 radi preglednosti.

Tablica 3 Koeficijent prijelaza topline radne tvari u zoni kondenzacije

x	X_{tt}	$Re_{vr.k}$	Nu	α_x [W/m^{2}K]
0,1	2,445	629,744	12,014	1745,305
0,2	1,1785	559,772	15,933	2314,662
0,3	0,7255	489,801	19,394	2817,422
0,4	0,4875	419,829	22,575	3279,5
0,5	0,3384	349,858	25,552	3711,927
0,6	0,235	279,886	28,364	4120,425
0,7	0,1579	209,914	31,031	4507,969
0,8	0,0972	139,94	33,561	4875,402
0,9	0,0468	69,972	35,935	5220,331

Koeficijent prijelaza topline:

$$\alpha_{kond} = \frac{\mathrm{Nu}\lambda_{\mathrm{vr.k}}}{\mathrm{d_h}} = 3639{,}772\ \mathrm{W/m^2K}$$

6.1.3. Područje pothlađenja

Proračun prijelaza topline napravljen je prema modelu kojeg su razvili Peng i Peterson [19].

Brzina strujanja pothlađene kapljevine:

$$w_{ph.k} = \frac{q_{m,RT}}{\rho_{ph.k} A_{pp}} = \frac{0{,}4378}{461{,}41 \cdot 0{,}004655} = 0{,}204 \text{ m/s}$$

Reynoldsov broj:

$$Re_{ph.k} = \frac{\rho_{ph.k} w_{ph.k} d_h}{\mu_{ph.k}} = \frac{461{,}41 \cdot 0{,}204 \cdot 0{,}000583}{0{,}00007984} = 687{,}095$$

Uvjet:

$$Re_{ph.k} < 2200$$

$$687{,}095 < 2200 \text{ , zadovoljava}$$

Omjer kraće i dulje stranice mikrokanala:

$$Z = \frac{MIN(H_k, W_k)}{MAX(H_k, W_k)} = \frac{0{,}0005}{0{,}0007} = 0{,}7143$$

Razmak između dva mikrokanala:

$$W_c = W_k + s_c = 0{,}0005 + 0{,}0003 = 0{,}0008 \text{ m}$$

Nusseltov broj:

$$Nu_{ph.k} = 0{,}1165 \left(\frac{d_h}{W_c}\right)^{0{,}81} Z^{-0{,}79} Re_{ph.k}^{0{,}62} Pr_{ph.k}^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu_{ph.k} = 0{,}1165 \cdot \left(\frac{0{,}000583}{0{,}0008}\right)^{0{,}81} \cdot 0{,}7143^{-0{,}79} \cdot 687{,}095^{0{,}62} \cdot 2{,}77016^{\frac{1}{3}} = 9{,}487$$

Koeficijent prijelaza topline:

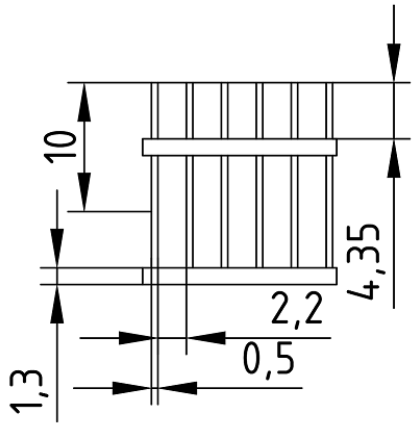
$$\alpha_{ph.k} = \frac{Nu_{ph.k} \lambda_{ph.k}}{d_h} = \frac{9{,}487 \cdot 0{,}085463}{0{,}000583} = 1389{,}86 \text{ W/m}^2\text{K}$$

6.2. Prijelaz topline na strani zraka

Vanjske dimenzije mikrokanalnog kondenzatora:

- Korak cijevi / širina rebra $s_t = b_r = 10$ mm
- Razmak između dva rebra $s_r = 2{,}2$ mm
- Debljina rebra $r = 0{,}5$ mm
- Toplinska provodnost rebra / cijevi $\lambda_R = \lambda_c = 209$ W/mK

Vanjske dimenzije mikrokanalnog kondenzatora su, poput unutarnjih, odabrane tako da uz što kompaktniju izvedbu dobijemo veći toplinski učinak. Proračun se radio s više različitih kombinacija dimenzija, a odabrane su one koje su davale najbolju vrijednost. Prikaz geometrije vanjske površine mikrokanalnog kondenzatora dan je na slici 16.



Slika 16 Orebrenje vanjske površine mikrokanalnog kondenzatora

Vanjska površina kondenzatora je orebrena zato što se orebrenja stavljaju na stranu gdje imamo niži koeficijent prijelaza topline. Postavljanjem rebara snižavamo koeficijent prijelaza topline za neku vrijednost, no zato povećavamo površinu prijelaza topline za dosta veću vrijednost, te u konačnici imamo povećanje koeficijenta prolaza topline a time i bolji prijelaz topline s medija više na medij niže temperature [20].

Visina cijevi:

$$H_c = H_k + 2s_c = 0{,}7 + 2 \cdot 0{,}3 = 1{,}3 \text{ mm}$$

Širina cijevi / duljina rebra:

$$W_c = l_r = N_k(s_c + W_k) + s_c = 35 \cdot (0{,}3 + 0{,}5) + 0{,}3 = 28{,}3 \text{ mm}$$

Korisna visina rebra:

$$h_r = \frac{b_r - H_c}{2} = \frac{10 - 1{,}3}{2} = 4{,}35 \text{ mm}$$

Površina jednog rebra:

$$A_{r1} = 2h_r l_r = 2 \cdot 4{,}35 \cdot 28{,}3 = 246{,}21 \text{ mm}^2$$

Korak rebra:

$$k_r = s_r + r = 2{,}2 + 0{,}5 = 2{,}7 \text{ mm}$$

Za termodinamička svojstva zraka odabrana su svojstva zraka pri vanjskoj temperaturi od 35 °C, te svojstva zraka pri srednjoj temperaturi od 36,75 °C [12].

Srednja temperatura zraka:

$$\vartheta_{m,zr} = \frac{\vartheta_{zr1} + \vartheta_{zr2}}{2} = \frac{35 + 38{,}5}{2} = 36{,}75 \text{ °C}$$

Termodinamička svojstva zraka pri temperaturi od 35 °C:

- Gustoća $\rho_v = 1{,}146$ kg/m^3
- Specifični toplinski kapacitet $c_{p,v} = 1{,}006$ kJ/kgK
- Koeficijent toplinske provodnosti $\lambda_v = 0,\ 02699$ W/mK
- Dinamička viskoznost $\mu_v = 0{,}00001884$ Pas
- Prandtlov broj $Pr_v = 0{,}702224$

Termodinamička svojstva zraka pri srednjoj temperaturi od 36,75 °C:

- Gustoća $\rho_v = 1{,}139$ kg/m^3
- Specifični toplinski kapacitet $c_{p,v} = 1{,}006$ kJ/kgK
- Koeficijent toplinske provodnosti $\lambda_v = 0{,}02712$ W/mK
- Dinamička viskoznost $\mu_v = 0{,}00001892$Pas
- Prandtlov broj $Pr_v = 0{,}701826$

Maseni protok zraka:

$$q_{m,zr} = \frac{\Phi_k}{c_p\left(\vartheta_{zr,2} - \vartheta_{zr,1}\right)} = \frac{152{,}589}{1{,}006 \cdot (38{,}5 - 35)} = 43{,}337 \text{ kg/s}$$

Volumni protok zraka:

$$q_{V,zr} = \frac{q_{m,zr}}{\rho_{zr1}} = \frac{43{,}337}{1{,}146} = 37{,}816 \text{ m}^3/\text{s}$$

Proračun prijelaza topline na strani zraka započet je tako da je pretpostavljeno zagrijavanje zraka na izmjenjivaču od 3,5 °C, te je pretpostavljena naletna brzina zraka na izmjenjivač od 3,5 m/s. Iterativno je kasnije dobivena stvarna vrijednost naletne brzine.

Proračun prijelaza topline napravljen je prema metodi prividnog koeficijenta prijelaza topline [20]. Model je inače korišten za prijelaz topline na orebrenim cijevima, no zbog nedostatka boljeg modela, korišten je za prijelaz topline na orebrenoj površini mikrokanalnog kondenzatora. Uzeta je pretpostavka da imamo jedan red cijevi, a za promjer je uzet ekvivalentni promjer.

Naletna brzina strujanja zraka:

$$w_{zr} = 3{,}557\ \mathrm{m}/s$$

Ukupna površina rebara po metru cijevi:

$$A'_r = \frac{2A_{r1}}{k_r} = \frac{2 \cdot 0{,}00024621}{0{,}0027} = 0{,}18238\ \mathrm{m^2/m}$$

Ukupna površina golih cijevi između rebara po metru cijevi:

$$A'_c = 2(H_c + W_c)\frac{s_r}{k_r} = 2 \cdot (0{,}0013 + 0{,}0283) \cdot \frac{0{,}0022}{0{,}0027} = 0{,}04824\ \mathrm{m^2/m}$$

Ukupna vanjska površina po metru cijevi:

$$\mathrm{A'_{uk}} = \mathrm{A'_r} + \mathrm{A'_c} = 0{,}18238 + 0{,}04824 = 0{,}23062\ \mathrm{m^2/m}$$

Vanjska površina neorebrenih cijevi po metru cijevi:

$$A'_{c0} = 2(H_c + W_c) = 2 \cdot (0{,}0013 + 0{,}0283) = 0{,}0592\ \mathrm{m^2/m}$$

Unutarnja površina cijevi po metru cijevi:

$$A'_u = 2N_k(H_k + W_k) = 2 \cdot 35 \cdot (0{,}0007 + 0{,}0005) = 0{,}084\ \mathrm{m^2/m}$$

Omjer prednje površine izmjenjivača i prednje slobodne površine:

$$\frac{A_0}{A_s} = \frac{s_t k_r}{(s_t - H_c)s_r + (s_t - b_r)r} = \frac{10 \cdot 2{,}7}{(10 - 1{,}3) \cdot 2{,}2 + (10 - 10) \cdot 0{,}5} = 1{,}4107$$

Brzina strujanja zraka preko orebrenih cijevi:

$$w_0 = w_s \frac{A_0}{A_s} = 3{,}557 \cdot 1{,}4107 = 5{,}018\ \mathrm{m}/s$$

Ekvivalentni promjer:

$$\mathrm{d_h} = \frac{4\mathrm{A}}{\mathrm{O}} = \frac{2\mathrm{H_c W_c}}{\mathrm{H_c + W_c}} = \frac{2 \cdot 0{,}0013 \cdot 0{,}0283}{0{,}0013 + 0{,}0283} = 0{,}002486\ \mathrm{m}$$

Reynoldsov broj:

$$\mathrm{Re_{zr}} = \frac{\rho_{\mathrm{zr,sr}} w_0 d_\mathrm{h}}{\mu_{\mathrm{zr,sr}}} = \frac{1{,}139 \cdot 5{,}018 \cdot 0{,}002486}{0{,}00001892} = 750{,}89$$

Nusseltov broj:

$$Nu_{zr} = 0{,}2 Re_{zr}^{0{,}6} \left(\frac{A_0}{A_s}\right)^{-0{,}15} Pr_{zr,sr}^{0{,}33}$$

$$Nu_{zr} = 0{,}2 \cdot 750{,}897^{0{,}6} \cdot 1{,}4107^{-0{,}15} \cdot 0{,}70183^{0{,}33} = 7{,}701$$

Osrednjeni koeficijent prijelaza topline:

$$\alpha_{zr,os} = \frac{\mathrm{Nu_{zr}} \lambda_{\mathrm{zr,sr}}}{\mathrm{D_h}} = \frac{7{,}701 \cdot 0{,}02712}{0{,}002486} = 84{,}015\ \mathrm{W/m^2K}$$

Pomoćni faktor površine:

$$\varphi' = 1{,}28 \frac{b_r}{D_h} \sqrt{\frac{l_r}{b_r} - 0{,}2} = 1{,}28 \cdot \frac{0{,}01}{0{,}002486} \cdot \sqrt{\frac{0{,}0283}{0{,}01} - 0{,}2} = 8{,}3506$$

Faktor površine:

$$\varphi = (\varphi' - 1)(1 + 0{,}35 \ln \varphi') = (8{,}3506 - 1)(1 + 0{,}35 \ln 8{,}3506) = 12{,}811$$

Pomoćna veličina:

$$X = \varphi \frac{D_h}{2} \sqrt{\frac{2\alpha_{zr,o}}{\lambda_r r}} = 12{,}811 \cdot \frac{0{,}002486}{2} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 84{,}015}{209 \cdot 0{,}0005}} = 0{,}6385$$

Stupanj djelovanja rebra:

$$\eta_r = \frac{\tanh X}{X} = \frac{\tanh 0{,}6385}{0{,}6385} = 0{,}8831$$

Prividni koeficijent prijelaza topline orebrene površine:

$$\alpha_{zr,v} = \alpha_{zr,o} \left[1 - (1 - \eta_r) \frac{A'_r}{A'_{uk}}\right]$$

$$\alpha_{zr,v} = 84{,}015 \cdot \left[1 - (1 - 0{,}8831) \frac{0{,}18238}{0{,}23062}\right] = 76{,}25\ \mathrm{W/m^2K}$$

6.2.1. Područje pregrijane pare radne tvari R290

Koeficijent prolaza topline sveden na površinu orebrene cijevi:

$$k_{v,pr} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{zr,v}} + \frac{A'_{uk}}{A'_u}\left(\frac{1}{\alpha_{\mathrm{pr.p}}} + \frac{s_c}{\lambda_c}\right)}$$

$$k_{v,pr} = \frac{1}{\frac{1}{76,25} + \frac{0,23062}{0,084}\left(\frac{1}{1540,091} + \frac{0,0003}{209}\right)} = 67,108\ \mathrm{W/m^2K}$$

Specifični toplinski tok:

$$q_{pr} = h_2 - h_2'' = 661,453 - 618,12 = 43,333\ \mathrm{kJ/kg}$$

Toplinski tok:

$$\Phi_{k,pr} = q_{m,RT} q_{pr} = 0,4378 \cdot 43,333 = 18,97\ \mathrm{kW}$$

Vrijednost izlazne temperature zraka u području pregrijanja prvo je uzeta kao temperatura ulaznog zraka uvećana za pretpostavljenu vrijednost od 3,5 °C, a kasnije je dobivena iterativno.

Temperatura zraka na izlazu iz područja pregrijanja:

$$\vartheta_{zr,2pr} = \vartheta_{zr,1} + \frac{\Phi_{k,pr}}{q_{m,zr} c_{p,zr} \frac{L_{pr}}{L_{uk}}} = 35 + \frac{18,97}{43,337 \cdot 1,006 \cdot \frac{0,206}{2,7975}} = 40,909\ °\mathrm{C}$$

Srednja logaritamska temperaturna razlika:

$$\Delta\vartheta_{m,pr} = \frac{\left(\vartheta_2 - \vartheta_{zr,2pr}\right) - \left(\vartheta_2'' - \vartheta_{zr,1}\right)}{\ln\left(\frac{\vartheta_2 - \vartheta_{zr,2pr}}{\vartheta_2'' - \vartheta_{zr,1}}\right)} = \frac{(64,04 - 40,909) - (45 - 35)}{\ln\left(\frac{64,04 - 40,909}{45 - 35}\right)} = 15,659\ °\mathrm{C}$$

Potrebna vanjska površina izmjenjivača u području pregrijanja:

$$A_{pr,pt} = \frac{\Phi_{k,pr}}{k_{v,pr} \Delta\vartheta_{m,pr}} = \frac{18970}{67,108 \cdot 15,659} = 18,052\ \mathrm{m^2}$$

Duljina svih cijevi u području pregrijanja:

$$L_{pr,uk} = \frac{A_{pr,pt}}{\mathrm{A'_{uk}}} = \frac{18,052}{0,23062} = 78,279\ \mathrm{m}$$

Duljina jedne cijevi u području pregrijanja:

$$L_{pr} = \frac{L_{pr,uk}}{N_C} = \frac{78,279}{380} = 0,206\ \mathrm{m}$$

6.2.2. Područje kondenzacije radne tvari R290

Koeficijent prolaza topline sveden na površinu orebrene cijevi:

$$k_{v,kond} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{zr,v}} + \frac{A'_{uk}}{A'_u}\left(\frac{1}{\alpha_{kond}} + \frac{s_c}{\lambda_c}\right)}$$

$$k_{v,kond} = \frac{1}{\frac{1}{76,25} + \frac{0,23062}{0,084}\left(\frac{1}{3639,772} + \frac{0,0005}{209}\right)} = 72,083\ \mathrm{W/m^2K}$$

Specifični toplinski tok:

$$q_{kond} = h''_2 - h'_3 = 618,12 - 321,79 = 296,33\ \mathrm{kJ/kg}$$

Toplinski tok:

$$\Phi_{k,kond} = q_{m,RT} q_{kond} = 0,4378 \cdot 296,33 = 129,723\ \mathrm{kW}$$

Vrijednost izlazne temperature zraka u području kondenzacije prvo je uzeta kao temperatura ulaznog zraka uvećana za pretpostavljenu vrijednost od 3,5 °C, a kasnije je dobivena iterativno.

Temperatura zraka na izlazu iz područja kondenzacije:

$$\vartheta_{zr,2kond} = \vartheta_{zr,1} + \frac{\Phi_{k,kond}}{q_{m,zr} c_{p,zr} \frac{L_{kond}}{L_{uk}}} = 35 + \frac{129,723}{43,337 \cdot 1,006 \cdot \frac{2,4978}{2,7975}} = 38,333\ °\mathrm{C}$$

Srednja logaritamska temperaturna razlika:

$$\Delta\vartheta_{m,pr} = \frac{\left(\vartheta_k - \vartheta_{zr,1}\right) - \left(\vartheta_k - \vartheta_{zr,2pr}\right)}{\ln\left(\frac{\vartheta_k - \vartheta_{zr,1}}{\vartheta_k - \vartheta_{zr,2pr}}\right)} = \frac{(45-35) - (45-38,333)}{\ln\left(\frac{45-35}{45-38,333}\right)} = 8,221\ °\mathrm{C}$$

Potrebna vanjska površina izmjenjivača u području kondenzacije

$$A_{kond,pt} = \frac{\Phi_{k,kond}}{k_{v,kond}\Delta\vartheta_{m,kond}} = \frac{129723}{72,083 \cdot 8,221} = 218,895\ \mathrm{m^2}$$

Duljina svih cijevi u području kondenzacije:

$$L_{kond,uk} = \frac{A_{kond,pt}}{\mathrm{A'_{uk}}} = \frac{218,895}{0,23062} = 949,179\ \mathrm{m}$$

Duljina jedne cijevi u području kondenzacije:

$$L_{kond} = \frac{L_{kond,uk}}{N_C} = \frac{949{,}179}{380} = 2{,}4978 \text{ m}$$

6.2.3. Područje pothlađene kapljevine radne tvari R290

Koeficijent prolaza topline sveden na površinu orebrene cijevi:

$$k_{v,poth} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{zr,v}} + \frac{A'_{uk}}{A'_u}\left(\frac{1}{\alpha_{poth}} + \frac{s_c}{\lambda_c}\right)}$$

$$k_{v,poth} = \frac{1}{\frac{1}{76{,}25} + \frac{0{,}23062}{0{,}084}\left(\frac{1}{1389{,}858} + \frac{0{,}0005}{209}\right)} = 66{,}251 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Specifični toplinski tok:

$$q_{ph} = h'_3 - h_3 = 321{,}79 - 312{,}89 = 8{,}9 \text{ kJ/kg}$$

Toplinski tok:

$$\Phi_{k,ph} = q_{m,RT} q_{ph} = 0{,}4378 \cdot 8{,}9 = 3{,}896 \text{ kW}$$

Vrijednost izlazne temperature zraka u području kondenzacije prvo je uzeta kao temperatura ulaznog zraka uvećana za pretpostavljenu vrijednost od 3,5 °C, a kasnije je dobivena iterativno.

Temperatura zraka na izlazu iz područja pothlađenja:

$$\vartheta_{zr,2ph} = \vartheta_{zr,1} + \frac{\Phi_{k,ph}}{q_{m,zr} c_{p,zr} \frac{L_{ph}}{L_{uk}}} = 35 + \frac{8{,}9}{43{,}337 \cdot 1{,}006 \cdot \frac{0{,}1552}{4{,}5297}} = 37{,}669 \text{ °C}$$

Srednja logaritamska temperaturna razlika:

$$\Delta\vartheta_{m,ph} = \frac{\left(\vartheta'_3 - \vartheta_{zr,2ph}\right) - \left(\vartheta_3 - \vartheta_{zr,1}\right)}{\ln\left(\frac{\vartheta'_3 - \vartheta_{zr,2ph}}{\vartheta_3 - \vartheta_{zr,1}}\right)} = \frac{(45 - 37{,}669) - (42 - 35)}{\ln\left(\frac{45 - 37{,}669}{42 - 35}\right)} = 7{,}164 \text{ °C}$$

Potrebna vanjska površina izmjenjivača u području pothlađenja

$$A_{ph,pt} = \frac{\Phi_{k,ph}}{k_{v,ph} \Delta\vartheta_{m,ph}} = \frac{3{,}896}{66{,}251 \cdot 7{,}164} = 8{,}208 \text{ m}^2$$

Duljina svih cijevi u području pothlađenja:

$$L_{ph,uk} = \frac{A_{ph,pt}}{\mathrm{A'_{uk}}} = \frac{8{,}208}{0{,}23062} = 35{,}594 \text{ m}$$

Duljina jedne cijevi u području pothlađenja:

$$L_{ph} = \frac{L_{ph,uk}}{N_C} = \frac{35{,}594}{380} = 0{,}0937 \text{ m}$$

6.3. Odabir konačnih dimenzija mikrokanalnog kondenzatora

Ukupna duljina jedne cijevi:

$$L_{1uk} = L_{pr} + L_{kond} + L_{ph} = 0{,}206 + 2{,}4978 + 0{,}0937 = 2{,}7975\, m$$

Omjeri područja pregrijane pare, kondenzacije i pothlađene kapljevine:

$$A_{pr,\%} = \frac{L_{pr}}{L_{uk}} \cdot 100\% = \frac{0{,}206}{2{,}7975} \cdot 100\% = 7{,}364\ \%$$

$$A_{kond,\%} = \frac{L_{kond}}{L_{uk}} \cdot 100\% = \frac{2{,}4978}{2{,}7975} \cdot 100\% = 89{,}287\ \%$$

$$A_{ph,\%} = \frac{L_{ph}}{L_{uk}} \cdot 100\% = \frac{0{,}0937}{2{,}7975} \cdot 100\% = 3{,}349\ \%$$

Kondenzator je konstruiran tako da ima dvije mikrokanalne jezgre, a svaka od te dvije jezgre izvedena je s jednim prolazom, te iz toga slijedi:

Potrebna visina izmjenjivača:

$$H_{pt} = \frac{b_r N_c}{2} = \frac{0{,}01 \cdot 380}{2} = 1{,}9 \text{ m}$$

Potrebna duljina izmjenjivača:

$$L_{pt} = L_{1uk} = 2{,}7975 \text{ m}$$

Potrebna širina izmjenjivača:

$$B_{pt} = l_R = 0{,}0283 \text{ m}$$

Odabrane dimenzije izmjenjivača:

- Visina izmjenjivača H = 1,9 m
- Duljina izmjenjivača L = 2,9 m
- Širina izmjenjivača B = 0,0283 m

Ukupna površina izmjenjivača:

$$A_{uk} = 2LN_cA'_{uk} = 2 \cdot 2{,}25 \cdot 230 \cdot 0{,}23062 = 243{,}5976 \text{ m}^2$$

Ukupna potrebna površina izmjenjivača:

$$A_{uk,pt} = A_{pr,pt} + A_{kond,pt} + A_{ph,pt} = 18{,}052 + 214{,}077 + 8{,}404 = 239{,}962 \text{ m}^2$$

Postotak predimenzioniranosti:

$$A_{\%} = \frac{A_{uk} - A_{uk,pt}}{A_{uk,pt}} \cdot 100\% = \frac{243{,}5976 - 239{,}962}{239{,}962} \cdot 100\% = 1{,}5134\ \%$$

Slobodna površina na koju nastrujava zrak:

$$A_0 = 2 \cdot H \cdot L = 2 \cdot 1{,}9 \cdot 2{,}9 = 11{,}02 \text{ m}^2$$

Stvarna brzina nastrujavanja zraka:

$$w_{zr,st} = \frac{q_{V,zr}}{A_0} = \frac{37{,}816}{11{,}02} = 3{,}432 \text{ m/s}$$

7. DIMENZIONIRANJE CJEVOVODA

Cjevovodi su sastavni dio bilo kojeg uređaja koji radi s bilo kojim fluidom. Glavna zadaća im je spajanje različitih komponenti nekog sustava kako bi kroz njih mogao strujati fluid, od jedne komponente do druge.

Prilikom dimenzioniranja cjevovoda, treba voditi računa o tome da brzina strujanja radne tvari ne bude prevelika kako ne bi imali preveliki pad tlaka uslijed strujanja radne tvari. Ali isto tako, moramo voditi računa da je brzina strujanja radne tvari dovoljno velika, pogotovo u usisnom cjevovodu, kako bi se mazivo ulje moglo transportirati natrag u kompresor. Za proračun dimenzija cjevovoda uzete su preporučene vrijednosti brzina strujanja radne tvari iz skripte „Hlađenje i dizalice topline“.

Tablica 4 Pretpostavljene vrijednosti brzina strujanja radne tvari unutar cjevovoda

Cjevovod	Gustoća [kg/m^3]	Pretpostavljena brzina [m/s]
usisni vod	11,3	10
tlačni vod	31,8	12
kapljevinski vod	461,41	1

Proračunati promjeri cjevovoda:

$$d_{us} = \sqrt{\frac{4 \cdot q_{m,RT}}{\rho_{us} w_{us} \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}4378}{11{,}14 \cdot 10 \cdot \pi}} = 0{,}07023 \text{ m}$$

$$d_{tl} = \sqrt{\frac{4 \cdot q_{m,RT}}{\rho_{tl} w_{tl} \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}4378}{31{,}8 \cdot 12 \cdot \pi}} = 0{,}03822 \text{ m}$$

$$d_{kap} = \sqrt{\frac{4 \cdot q_{m,RT}}{\rho_{kap} w_{kap} \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}4378}{461{,}41 \cdot 1 \cdot \pi}} = 0{,}03476 \text{ m}$$

Odabrane dimenzije cijevi:

- Usisni vod Cu 74x2 mm
- Tlačni vod Cu 42x2 mm
- Kapljevinski vod Cu 35x1,5 mm

Unutarnji promjeri cjevovoda:

$$d_{us} = D_{us} - 2s_{us} = 0{,}074 - 2 \cdot 0{,}002 = 0{,}07 \text{ m}$$

$$d_{tl} = D_{tl} - 2s_{tl} = 0{,}042 - 2 \cdot 0{,}002 = 0{,}038 \text{ m}$$

$$d_{kap} = D_{kap} - 2s_{kap} = 0{,}035 - 2 \cdot 0{,}0015 = 0{,}032 \text{ m}$$

Stvarne brzine strujanja radne tvari u cjevovodima:

$$w_{us} = \frac{4q_{m,RT}}{\rho_{us} d_{us}^2 \pi} = \frac{4 \cdot 0{,}4378}{11{,}3 \cdot 0{,}07^2 \cdot \pi} = 10{,}066 \text{ m/s}$$

$$w_{tl} = \frac{4q_{m,RT}}{\rho_{tl} d_{tl}^2 \pi} = \frac{4 \cdot 0{,}4378}{31{,}8 \cdot 0{,}038^2 \cdot \pi} = 12{,}138 \text{ m/s}$$

$$w_{kap} = \frac{4q_{m,RT}}{\rho_{kap} d_{kap}^2 \pi} = \frac{4 \cdot 0{,}4378}{461{,}41 \cdot 0{,}032^2 \cdot \pi} = 1{,}18 \text{ m/s}$$

8. ENERGIJSKA ANALIZA

Za konstruirani rashladni agregat, potrebno je napraviti energijsku analizu njegove primjene i učinkovitosti u radu kroz sezonu hlađenja u procesnoj industriji i u sustavima komfornog hlađenja. Proračun treba raditi prema ErP direktivi (EU 2016/2281) [7]. Pošto ErP direktiva razlikuje rashladne uređaje za prostore odnosno komforno hlađenje od visokotemperaturnih rashladnih sustava za procesnu industriju, napravljene su dvije analize istog rashladnog agregata za dvije različite primjene.

8.1. Energijska analiza primjene rashladnog agregata i njegove učinkovitosti u radu kroz sezonu hlađenja u procesnoj industriji

Za proračun nam je potreban rashladni učinak agregata, te „Europska referentna sezona hlađenja za visokotemperaturne procesne rashladne uređaje“. Pomoću temperatura i „Uvjeta djelomičnog opterećenja za izračun vrijednosti SEPR za visokotemperaturne procesne rashladne uređaje hlađene zrakom“ odredimo omjere djelomičnog opterećenja visokotemperaturnih procesnih rashladnih uređaja. Zatim odredimo djelomično rashladno opterećenje za pripadajuće vanjske temperature. Za daljnji proračun potreban nam je omjer energetske učinkovitosti pri djelomičnom opterećenju EER_{PL} (eng. Energy Efficiency Ratio at part load). Iz poznatih podataka konačno se dobiva omjer sezonske energetske učinkovitosti SEPR [21].

Prva tri stupca u tablici predstavljaju europsku referentnu sezonu hlađenja za visokotemperaturne procesne rashladne uređaje. Četvrti stupac sadrži omjere djelomičnog opterećenja, koje se računa kako je prikazano u tablici 5 „Uvjeti djelomičnog opterećenja za izračun vrijednosti SEPR za visokotemperaturne procesne rashladne uređaje hlađene zrakom“.

Tablica 5 Uvjeti djelomičnog opterećenja za izračun vrijednosti SEPR

Mjerna točka	P_R [%]	T_j [°C]	T_{v1}/T_{v2} [°C]
A	$0{,}8 + 0{,}2 \cdot \frac{T_A - T_D}{T_A - T_D}$	35	12/7
B	$0{,}8 + 0{,}2 \cdot \frac{T_B - T_D}{T_A - T_D}$	25	12/7
C	$0{,}8 + 0{,}2 \cdot \frac{T_C - T_D}{T_A - T_D}$	15	12/7
D	$0{,}8 + 0{,}2 \cdot \frac{T_D - T_D}{T_A - T_D}$	5	12/7

Za proračun EER_{PL} potrebna je ukupna snaga koja se troši dok sustav radi, a ona uključuje: snagu potrebnu za pogon kompresora, snagu potrebnu za pogon ventilatora na kondenzatoru, snagu potrebnu za pogon pumpe, snagu koja se troši na regulaciju i dr. Pošto nemam dosta od ovih podataka, radi svrhe prikaza proračuna, pretpostavljena vrijednost za ukupnu potrebnu snagu jednaka je snazi koju kompresor predaje radnoj tvari uvećanoj za 12 kW.

Nazivna ulazna snaga u rashladni sustav:

$$D_A = \sum_{k=1}^{n} P_k = P_{kp} + 12\ kW$$

Snaga potrebna za pogon rashladnog sustava tokom sezone hlađenja

$$D_j = P_{kp,j} + 12\ kW$$

Omjer energetske učinkovitosti pri djelomičnom opterećenju:

$$EER_{PL} = \frac{P_C(T_j)}{D_j(T_j)}$$

Tablica 6 Proračun SEPR

bin_j	T_j °C	H_j [h/god]	P_R [%]	$P_C(T_j)$ [kW]	EER_{PL}
1	-19	0,08	0,8	192	7,8008
2	-18	0,41	0,8	192	7,8008

3	-17	0,65	0,8	192	7,8008
4	-16	1,05	0,8	192	7,8008
5	-15	1,74	0,8	192	7,8008
6	-14	2,98	0,8	192	7,8008
7	-13	3,79	0,8	192	7,8008
8	-12	5,69	0,8	192	7,8008
9	-11	8,94	0,8	192	7,8008
10	-10	11,81	0,8	192	7,8008
11	-9	17,29	0,8	192	7,8008
12	-8	20,02	0,8	192	7,8008
13	-7	28,73	0,8	192	7,8008
14	-6	39,71	0,8	192	7,8008
15	-5	56,61	0,8	192	7,8008
16	-4	76,36	0,8	192	7,8008
17	-3	106,07	0,8	192	7,8008
18	-2	153,22	0,8	192	7,8008
19	-1	203,41	0,8	192	7,8008
20	0	247,98	0,8	192	7,8008
21	1	282,01	0,8	192	7,8008
22	2	275,91	0,8	192	7,8008
23	3	300,61	0,8	192	7,8008
24	4	310,77	0,8	192	7,8008
25	5	336,48	0,8	192	7,8008
26	6	350,48	0,80667	193,6	7,4981
27	7	363,49	0,81333	195,2	7,2141
28	8	368,91	0,82	196,8	6,9462
29	9	371,63	0,82667	198,4	6,6884
30	10	377,32	0,83333	200	6,4588

31	11	376,53	0,84	201,6	6,229
32	12	386,42	0,84667	203,2	6,0234
33	13	389,84	0,85333	204,8	5,8142
34	14	384,45	0,86	206,4	5,6307
35	15	370,45	0,86667	208	5,4499
36	16	344,96	0,87333	209,6	5,2748
37	17	328,02	0,88	211,2	5,1166
38	18	305,36	0,88667	212,8	4,9603
39	19	261,87	0,89333	214,4	4,8105
40	20	223,9	0,9	216	4,6697
41	21	196,31	0,90667	217,6	4,5334
42	22	163,04	0,91333	219,2	4,4057
43	23	141,78	0,92	220,8	4,2817
44	24	121,93	0,92667	222,4	4,1621
45	25	104,46	0,93333	224	4,0475
46	26	85,77	0,94	225,6	3,9382
47	27	71,54	0,94667	227,2	3,8317
48	28	56,57	0,95333	228,8	3,7307
49	29	43,35	0,96	230,4	3,6328
50	30	31,02	0,96667	232	3,5386
51	31	20,21	0,97333	233,6	3,447
52	32	11,85	0,98	235,2	3,3569
53	33	8,17	0,98667	236,8	3,2707
54	34	3,83	0,99333	238,4	3,1888
55	35	2,09	1	240	3,1097
56	36	1,21	1	240	3,0281
57	37	0,52	1	240	2,9503
58	38	0,4	1	240	2,8737

Omjer sezonske energetske učinkovitosti:

$$SEPR = \frac{\sum_{j=1}^{n}\left[H_j P_C(T_j)\right]}{\sum_{j=1}^{n}\left[H_j \frac{P_C(T_j)}{EER_{PL}(T_j)}\right]} = \frac{1778246{,}9}{300909} = 5{,}9096$$

8.2. Energijska analiza primjene rashladnog agregata i njegove učinkovitosti u radu kroz sezonu hlađenja u sustavima komfornog hlađenja

Proračun učinkovitosti sustava rađen je za sezonsku energetsku učinkovitost hlađenja prostora $\eta_{s,c}$. Sezonska energetska učinkovitost hlađenja prostora je omjer između referentne godišnje potrebe za hlađenjem u određenoj sezoni hlađenja koju pokriva proizvod za hlađenje i godišnje potrošnje energije za hlađenje, izražen u %. Za proračun sezonske energetske učinkovitosti hlađenja prostora potreban nam je koeficijent konverzije CC čija je vrijednost 2,5, te omjer sezonske energetske učinkovitosti SEER.

Prvo je u pojednostavljenom proračunu korišten europski omjer sezonske energetske učinkovitosti ESEER, koji je definiran preko omjera energetske učinkovitosti EER sustava pri 100%, 75%, 50% i 25% rashladnog opterećenja [22]. Opterećenja „Load %“ i dio vremena kada je uređaj pod nekim od opterećenja t_F su definirana za vanjske temperature kako je prikazano u tablici 7.

Omjer energetske učinkovitosti pri djelomičnom opterećenju:

$$EER = \frac{P_C(T_j)}{D_j(T_j)}$$

Tablica 7 Izračun europskog omjera sezonske energetske učinkovitosti ESEER

T_j [°C]	Load [%]	t_F [%]	EER	t_F x EER
35	100	0,03	3,4199	0,1026
30	75	0,33	3,9616	1,3073
25	50	0,44	4,6336	2,0388
20	25	0,23	5,5024	1,2656

Europski omjer sezonske energetske učinkovitosti:

$$ESEER = \sum_{j=1}^{n} \left[t_F \cdot EER_j \right] = 4{,}7143$$

Sezonska energetska učinkovitost hlađenja prostora:

$$\eta_{s,c} = \frac{ESEER}{CC} = \frac{4{,}7143}{2{,}5} = 188{,}6\%$$

Napravljen je i proračun preko sezonske energetske učinkovitosti kako je prikazano u tablici 8. Sezonska energetska učinkovitost dobivena je tako da je za svaki interval bin_j izračunat omjer energetske učinkovitosti, te su sumirani i podijeljeni s ukupnim vremenom.

Tablica 8 Izračun omjera sezonske energetske učinkovitosti SEER

bin_j	T_j [°C]	h_j [h/god]	$P_C(T_j)$ [kW]	D_j [kW]	EER_j
1	17	205	211,2	34,277	6,1615
2	18	227	212,8	35,901	5,9275
3	19	225	214,4	37,569	5,7068
4	20	225	216	39,256	5,5024
5	21	216	217,6	41	5,3074
6	22	215	219,2	42,754	5,127
7	23	218	220,8	44,568	4,9542
8	24	197	222,4	46,435	4,7895
9	25	178	224	48,343	4,6336
10	26	158	225,6	50,286	4,4864
11	27	137	227,2	52,295	4,3446
12	28	109	228,8	54,329	4,2114
13	29	88	230,4	56,422	4,0836
14	30	63	232	58,563	3,9616
15	31	39	233,6	60,769	3,8441
16	32	31	235,2	63,063	3,7296

17	33	24	236,8	65,401	3,6207
18	34	17	238,4	67,762	3,5182
19	35	13	240	70,177	3,4199
20	36	9	240	72,257	3,3215
21	37	4	240	74,348	3,2281
22	38	3	240	76,515	3,1366
23	39	1	240	76,515	3,1366
24	40	0	240	76,515	3,1366

Omjer sezonske energetske učinkovitosti:

$$SEER = \frac{\sum_{j=1}^{n}\left[h_j EER_j(T_j)\right]}{\sum_{j=1}^{n} h_j} = 5{,}039$$

Sezonska energetska učinkovitost hlađenja prostora:

$$\eta_{s,c} = \frac{SEER}{CC} = \frac{5{,}039}{2{,}5} = 201{,}6\%$$

9. SHEMA SPAJANJA I AUTOMATSKE REGULACIJE SUSTAVA

Rashladni sustav, osim od četiri osnovna dijela: isparivača, kompresora, kondenzatora i ekspanzijskog ventila te radne tvari, sadrži i ostalu opremu. Ona prvenstveno služi kako bi rashladni sustav pravilno radio, te u slučaju kvara spriječila veće materijalne štete. Pravilnom konstrukcijom sustava, redovitim održavanjem, te odgovarajućom regulacijom sustava, rashladni sustav možemo iskoristiti maksimalno uz minimalan rizik pojave kvara. Shema spajanja i automatske regulacije nalazi se u prilogu.

Oprema sustava:

1 Kompresor
2 Presostat niskog tlaka PNT
3 Presostat visokog tlaka PVT
4 Rotalock ventil
5 Isparivač
6 Odvajač ulja
7 Ogledno stakalce
8 Elektromagnetski ventil
9 Mikrokanalni kondenzator
10 Spremnik kapljevine – „reciever“
11 Sigurnosni ventil
12 Filtar sušač
13 Termoekspanzijski ventil TEV
14 Elektronski ekspanzijski ventil EEV
15 Usisni vod
16 Tlačni vod
17 Kapljevinski vod

10. ZAKLJUČAK

Za potrebe visokotemperaturnog hlađenja u procesnoj industriji i sustavima komfornog hlađenja projektiran je rashladnik vode učinka hlađenja 240 kW. Napravljena je postavka procesa, te termodinamički proračun komponenti. Tokom termodinamičkog proračuna pločastog isparivača i mikrokanalnog kondenzatora korišteni su izrazi koju su pronađeni u literaturi, no oni ne daju nužno točna rješenja; za razne geometrije sustava, radne tvari i režime unutar sustava postoje i razna odstupanja koja se ne mogu tako lako pokriti s formulom. Zato bi trebalo, u svrhu daljnjih istraživanja, napraviti prototip rashadnika vode te provesti određena mjerenja na njemu. Za projektirani rashladni agregat provedena je energijska analiza njegove primjene i učinkovitosti u radu kroz sezonu hlađenja u procesnoj industriji i sustavima hlađenja. Sama energijska analiza u sebi sadrži već neke pretpostavke, koje ne moraju nužno predstavljati naš sustav. Europska referentna sezona hlađenja za visokotemperaturne procesne rashladne uređaje nije određena za područje grada Siska na kojem će se nalaziti rashladnik kapljevine. Također, zbog nedostatka podataka, omjer energetske učinkovitosti pri djelomičnom opterećenju EER_{PL} je dobiven pomoću proizvoljnih podataka koji ne moraju nužno predstavljati realnu situaciju. Energetskom analizom, za slučaj kada rashladni agregat radi kroz sezonu hlađenja u procesnoj industriji, dobiven je omjer sezonske energetske učinkovitosti SEPR u iznosu od 5,9096. To je dobar rezultat, uzevši u obzir da ErP direktiva nalaže da od 2021. godine SEPR za nazivni kapacitet hlađenja ne smije biti niži od 5. Za slučaj kada rashladni agregat radi kroz sezonu hlađenja u sustavima komfornog hlađenja, dobivena je sezonska energetska učinkovitost hlađenja prostora $\eta_{s,c}$ u iznosu od 201,6 %, što je također dobro, jer direktiva zahtjeva da od 2021. godine $\eta_{s,c}$ ne smije biti niža od 200 %. Na kraju je dana shema spajanja i regulacije rashladnog sustava, te su priloženi dispozicijski crtež rashladnika kapljevine i tehnička dokumentacija odabranog kompresora.

LITERATURA

[1] Soldo, V., Grozdek, M.: Hlađenje i dizalice topline, Podloge za predavanja, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb 2018.

[2] https://insulation.org/io/articles/understanding-thermal-systems-basic-cooling-systems/

[3] https://www.alfalaval.com/microsites/gphe/types/industrial/

[4] Andrassy, M., Stapni kompresori, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2004.

[5] https://www.zjshc.com/static/uploads/files/catalogue/mche-brochure-update-2017-web.pdf

[6] http://www.thermokey.it/products/coils/microchannel-condensers/

[7] Uredba komisije (EU) 2016/2281, 2016.

[8] http://www.dorin.com/en/Software/

[9] https://www.frigopack.com/Articulo~x~Compresor-semihermetico-marca-dorin-mod-hex5500cc~IDArticulo~4529~lang~EN.html

[10] http://www.sh-venttech.com/

[11] Kakaç, S., Liu, H., Heat Exchangers, CRC Press, 2002.

[12] https://www.engineeringtoolbox.com/

[13] https://www.honeywell-refrigerants.com/europe/genetron-properties-suite/

[14] ASHRAE Handbook, Fundamentals, 2009.

[15] https://www.azom.com/properties.aspx?ArticleID=863

[16] Bart, H.-J., Scholl, S., Innovative Heat Exchangers, Springer, 2018.

[17] https://bura.brunel.ac.uk/bitstream/2438/6744/1/MNF2011.pdf

[18] Sánta, R., The Analysis of Two-Phase Condensation Heat Transfer Models Based on the Comparison of the Boundary Condition, Acta Polytechnica Hungarica, 2012., Vol. 9, No. 6, od 167. do 180.

[19] Lee, P.-S., Garimella, S. V., Liu, D., Investigation of Heat Transfer in Rectangular Microchannels, Purdue e-Pubs, 2005.

[20] VDI Heat Atlas, Second English Edition, Springer, 2010.

[21] Transitional Method for Determination of the SEPR (Seasonal Energy Performance Ratio) for Process Chillers. 2016.

[22] https://www.cibsejournal.com/cpd/modules/2018-10-wat/

PRILOZI

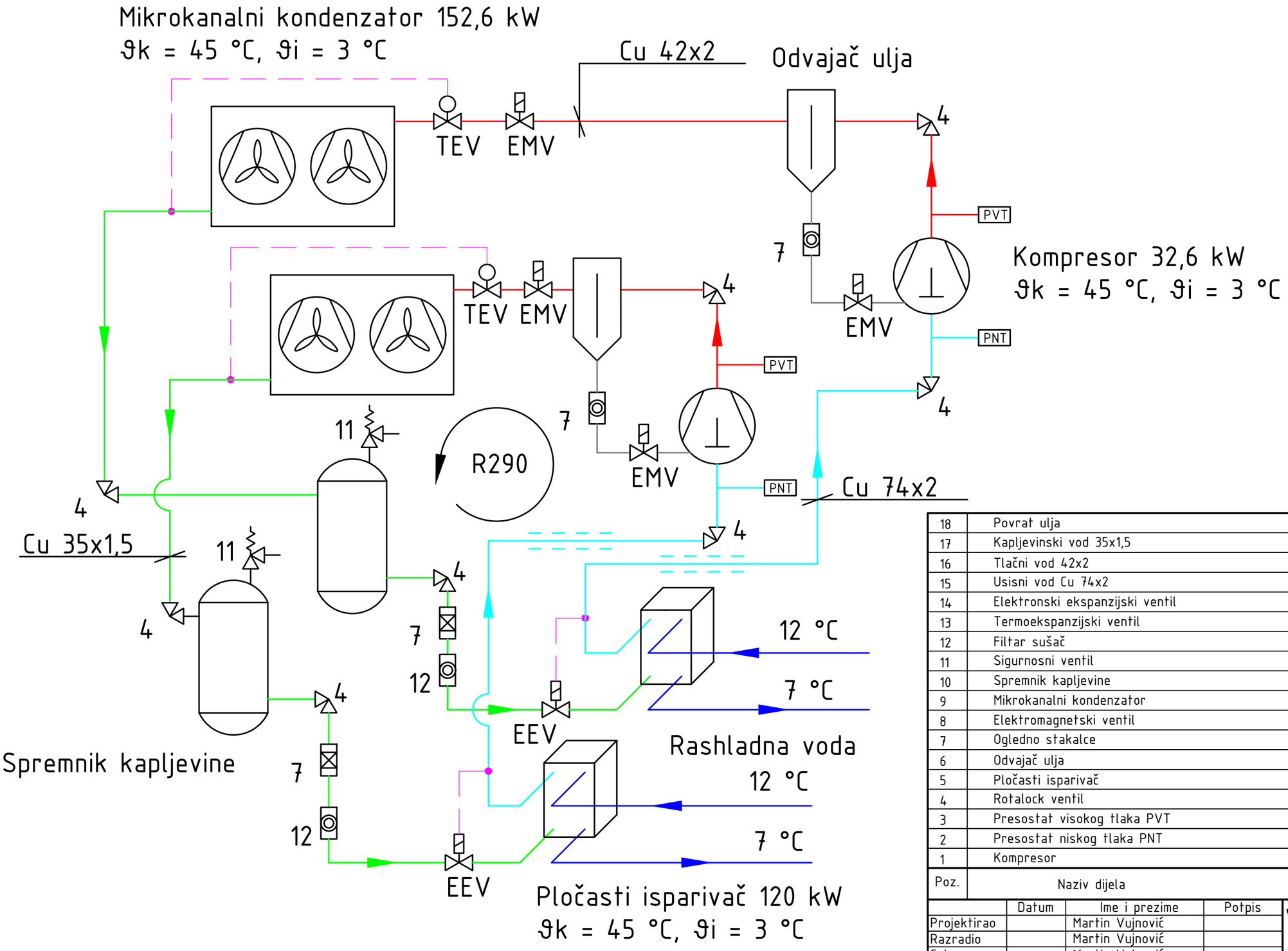
I. CD-R disc

II. Tehnička dokumentacija rashladnika vode

   a. Shema spajanja i automatske regulacije rashladnika vode

   b. Dispozicijski crtež rashladnika vode

III. Tehnička dokumentacija odabranog kompresora



18	Povrat ulja
17	Kapljevinski vod 35x1,5
16	Tlačni vod 42x2
15	Usisni vod Cu 74x2
14	Elektronski ekspanzijski ventil
13	Termoekspanzijski ventil
12	Filtar sušač
11	Sigurnosni ventil
10	Spremnik kapljevine
9	Mikrokanalni kondenzator
8	Elektromagnetski ventil
7	Ogledno stakalce
6	Odvajač ulja
5	Pločasti isparivač
4	Rotalock ventil
3	Presostat visokog tlaka PVT
2	Presostat niskog tlaka PNT
1	Kompresor

Poz.	Naziv dijela

	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao		Martin Vujnović	
Razradio		Martin Vujnović	
Crtao		Martin Vujnović	
Pregledao			

FSB Zagreb

Objekt: Shema spajanja i regulacije

Objekt broj:

R. N. broj:

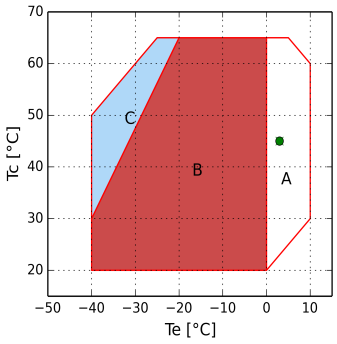
Napomena: izolacija na usisnom vodu debljine 19 mm

Design by CADLab

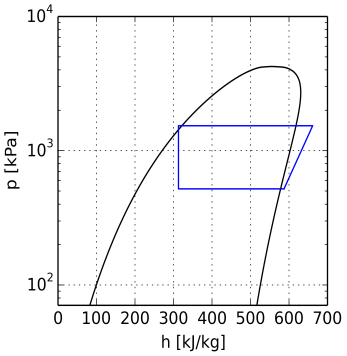
Calculation - HEX

Input

Model	HEX5500CC
Refrigerant	R290
Evaporating temperature	3.0 °C
Condensing temperature	45.0 °C
Reference temperature	Dew temperature
Superheat	5.0 K
Evap. outlet superheat	5.0 K
Liquid subcooling	3.0 K
Voltage / phases / frequency	380-420 V / 3 / 50 Hz



A = "CC" models only
B = Standard application
C = Max superheat 20K
• = Dew temperature



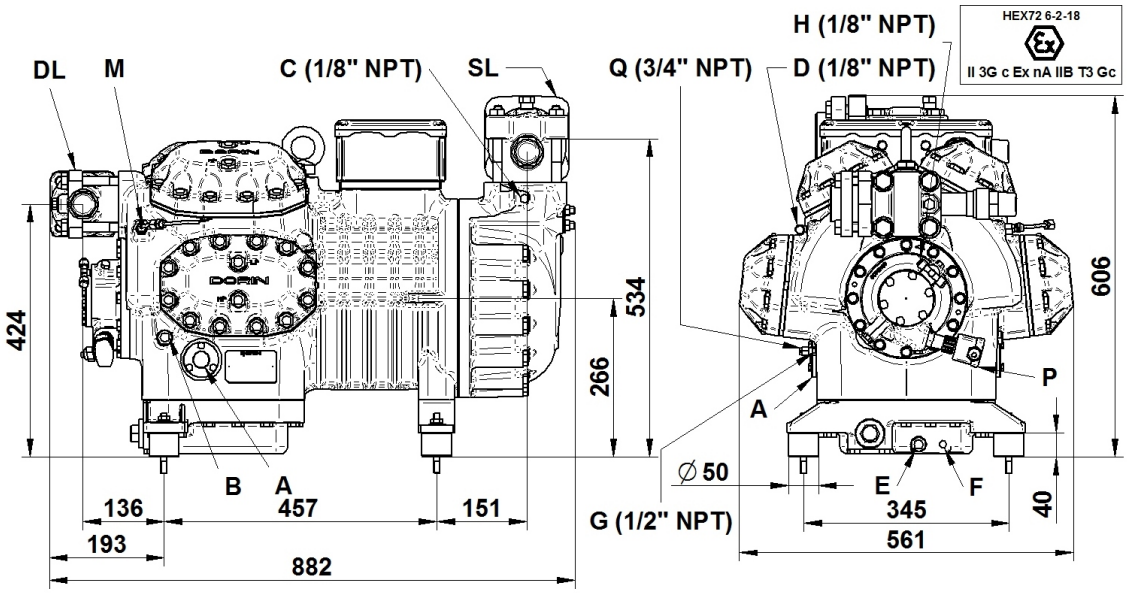
Performance calculation

	Standard conditions	At evaporator	At compressor
Cooling capacity	118700 W	120200 W	120200 W
Absorbed power	33.99 kW	33.99 kW	33.99 kW
Condenser capacity	152.59 kW	154.18 kW	154.18 kW
COP	3.49	3.54	3.54
Mass flow	1493.2 kg/h	1582.3 kg/h	1582.3 kg/h
Absorbed current	66.2 A	66.2 A	66.2 A
Discharge temperature	73.8 °C	62.5 °C	62.5 °C
Max operating current	105.0 A	105.0 A	105.0 A
Locked rotor current	455.0 A	455.0 A	455.0 A

Technical data

No. cylinders	8	
Bore	68	[mm]
Stroke	65	[mm]
Displacement @ 50 Hz	164,30	[m³/h]
Displacement @ 60 Hz	197,16	[m³/h]
Suction valve	66 s.	[mm]
Discharge valve	42 s.	[mm]
Oil charge	8,5	[kg]
Net weight	355	[kg]

Overall dimensions [mm]



A - Oil sight glass
B - Oil charge plug
C - Low pressure connection
D - High pressure connection
E - Oil drain plug
F - Crankcase heater
G - Oil return plug
H - Oil pressure tap
M - Max. discharge temperature sensor
P - Oil differential pressure sensor
Q - Gas equalisation
DL - Discharge service valve
SL - Suction service valve

Accessories

TE=Thermistor protection	Standard
CH=Crankcase heater	Standard
WH=Water cooled head	Optional
US=Unloaded start by-pass	Optional
INT69TML DIAGNOSE	Standard
ISV=Internal safety valve	Standard
IP65=Electrical box IP65	Standard
CR3=Capacity control 50-75-100%	Optional
INT250EX	Standard
TMAX=Max discharge temperature sensor	Standard
For operation with HFC refrigerants the compressor must be ordered with POE OIL. For operation with HCFC refrigerant the compressor shall be ordered with mineral oil. For operation with HC, please contact our technical department.	
Motors suitable for operation at different voltage from those listed above may be supplied on request.	
For low temperature application external cooling must be provided.	
ATEX=ATEX version	
220-240/3/50 (Δ) 380-420/3/50 (Y)	Optional
265-290/3/60 (Δ) 440-480/3/60 (Y)	Optional
380-420/3/50 (PWS) 440-480/3/60 (PWS)	Standard
208-230/3/60 (Δ) 360-400/3/60 (Y)	Optional
208-230/3/60 (PWS)	Optional
220-240/3/50 (PWS)	Optional
360-400/3/60 (PWS)	Optional
475-525/3/50 (PWS) 570-630/3/60 (PWS)	Optional