

Rekonstrukcija postojećih evaporativnih kondenzatora industrijskog rashladnog postrojenja

Rogulj, Mislav

Master's thesis / Diplomski 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:235:251416>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-07-26**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mislav Rogulj

Zagreb, 2018.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Dr.sc. Vladimir Soldo, dipl.ing.

Student:

Mislav Rogulj

Zagreb, 2018.

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

Zahvaljujem se Dr.sc. Vladimiru Soldi na ukazanom povjerenju prilikom prihvatanja mentorstva za ovaj rad, usmjeravanju i pruženoj stručnoj pomoći tijekom izrade rada.

Mislav Rogulj



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, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

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

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Mislav ROGULJ** Mat. br.: 0035195737

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Rekonstrukcija postojećih evaporativnih kondenzatora industrijskog rashladnog postrojenja**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Reconstruction of current evaporative condensers in industrial refrigeration system**

Opis zadatka:

Postojeće amonijačno rashladno postrojenje učinka hlađenja približno 5.000 kW koristi se za tehnološke potrebe hlađenja u industriji mlijeka. Zbog dotrajalosti evaporativnih kondenzatora planirana je njihova rekonstrukcija. Jedan dio topline kondenzacije odvodi se na dizalicu topline, nazivnog toplinskog učinka 1.000 kW.

Novo tehničko rješenje treba smanjiti broj kondenzatora te ponuditi regulaciju promjenjive temperature kondenzacije ovisno o opterećenju sustava i okolnim uvjetima, uzimajući u obzir neometan rad dizalice topline.

Postrojenje je smješteno na području grada Zagreba.

Rad treba sadržavati:

1. Analizu kapaciteta postojećeg rashladnog sustava za hlađenje u mljekarskoj industriji, te pojedinih komponenti sustava, uključujući dizalicu topline.
2. Postavljanje rashladnog procesa i dimenzioniranje evaporativnih kondenzatora.
3. Termodinamički proračun evaporativnog kondenzatora kapaciteta 1.000 kW.
4. Regulaciju klizne temperature kondenzacije evaporativnih kondenzatora.
5. Shemu spajanja i automatske regulacije rashladnog postrojenja.
6. Dispozicijski crtež evaporativnog kondenzatora.

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

Zadatak zadan: Datum predaje rada: Predviđeni datum obrane:
15. studenog 2018. 17. siječnja 2019. 23., 24. i 25. siječnja 2019.
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. Tehnološki procesi u industriji prerade mlijeka.....	1
1.2. Amonijak kao radna tvar.....	3
2. ANALIZA POSTOJEĆEG RASHLADNOG SUSTAVA.....	5
2.1. Komponente sustava	7
2.2. Rashladni proces	14
2.3. Rashladni proces dizalice topline.....	17
2.4. Dimenzioniranje učina evaporativnih kondenzatora.....	20
3. PLAN REKONSTRUKCIJE	21
4. TERMODINAMIČKI PRORAČUN EVAPORATIVNOG KONDENZATORA	24
4.1. Koeficijenti prijelaza topline.....	28
4.2. Dimenzioniranje kondenzatora	36
4.3. Analiza gubitka vode	37
5. AUTOMATSKA REGULACIJA RASHLADNOG POSTROJENJA	43
5.1. Postojeći sustav regulacije:	43
5.2. Sustav upravljanja nakon rekonstrukcije:	44
6. PRORAČUN UŠTEDE	45
6.1. Uštede zbog smanjene potrebne el.energije kompresora	47
6.2. Uštede zbog smanjene potrošnje vode	48
6.3. Period povrata investicije.....	49
7. ZAKLJUČAK.....	51
LITERATURA.....	52
PRILOZI.....	53

POPIS SLIKA

Slika 1.	Prikaz temperaturnih vrijednosti na izlazu iz kompresora za neke od radnih tvari u usporedbi s amonijakom [12]	4
Slika 2.	Rashladno opterećenje sustava kroz 2017.godinu [11]	5
Slika 3.	Led oko cijevi u banci leda [5]	7
Slika 4.	Kompresorska jedinica – Kompresor, odvajač ulja i hladnjak ulja [6]	8
Slika 5.	Sabirnik kapljevine (Receiver) [8]	9
Slika 6.	Evaporativni kondenzator tvrtke „Baltimore aircoil“ [7]	10
Slika 7.	Prigušni ventil s plovkom na strani niskog tlaka VPNT [9]	11
Slika 8.	T-s dijagram rashladnog procesa	14
Slika 9.	Pojednostavljena shema sustava	15
Slika 10.	Utjecaj tlaka kondenzacije na COP i temperaturu izlaza iz kompresora	17
Slika 11.	Shema osjetnika i regulacijskih elemenata	21
Slika 12.	Shema hladnjaka ulja, kompresora i odvajača ulja	22
Slika 13.	Kondenzator s aksijalnim ventilatorom [14]	24
Slika 14.	Kondenzator s centrifugalnim ventilatorom [14]	24
Slika 15.	h-x dijagram sa označenom točkom vanjskog zraka i granice hlađenja	26
Slika 16.	Grafički prikaz Jednadžbi (15) i (18)	31
Slika 17.	Prikaz grafičkog rješenja Jednadžbe (15) s različitim twm u ovisnosti o Tz	34
Slika 18.	Prikaz grafičkog rješenja Jednadžbi u ovisnosti o Twm	35
Slika 19.	Učin kondenzatora sa svaki sat u godini	37
Slika 20.	Grafički prikaz rezultata za režim 1)	40
Slika 21.	Grafički prikaz rezultata za režim 2)	41
Slika 22.	Grafička usporedba	42
Slika 23.	Prikaz vremenskih podataka za Zagreb	45
Slika 24.	Promjenjiva temperatura kondenzacije kroz godinu	46
Slika 25.	Rezultati proračuna	47
Slika 26.	Prikaz povrata investicije	50

POPIS TABLICA

Tablica 1. Pumpe za kondenzatorsku vodu	12
Tablica 2. Karakteristike sustava hlađenja za temperaturu kondenzacije 35°C.....	16
Tablica 3. Nazivne vrijednosti donje kaskade.....	17
Tablica 4. Karakteristike gornje kaskade u sustavu dizalice topline.....	18
Tablica 5. Kaskadna dizalica topline.....	19
Tablica 6. Vrijednosti procesa s uvećanim isparivanjem	20
Tablica 7. Učin hladnjaka ulja.....	23
Tablica 8. Prikaz ulaznih parametara	25
Tablica 9. Tablični prikaz rezultata za režim 1).....	40
Tablica 10. Tablični prikaz rezultata za režim 2).....	41
Tablica 11. Tablična usporedba.....	42
Tablica 12. Rezultati proračuna.....	48
Tablica 13. Troškovi vode između između 2 režima	49

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

- I Shema sustava
- II Evaporativni kondenzator

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
Φ_{isp}	<i>kW</i>	Rashladni učin isparivača
Φ_{isp2}	<i>kW</i>	Rashladni učin isparivača uvećan za sigurnosni faktor
<i>s</i>	/	Sigurnosni faktor
Φ_c	<i>kW</i>	Toplinsko opterećenje kondenzatora
ϑ_1	$^{\circ}\text{C}$	Projektna temperatura vanjskog zraka
ϑ_c	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura kondenzacije radne tvari
φ_1	%	Projektna relativna vlažnost vanjskog zraka
h_1	<i>kJ/kg</i>	Entalpija ulaznog zraka
x_1	<i>kg/kg</i>	Sadržaj vlage
ϑ_{wb}	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura vlažnog termometra
R_{vz}	<i>J/kgK</i>	Plinska konstanta zraka
v_1	m^3/kg	Specifični volumen vlažnog zraka na 1 kg suhog zraka
V_a	m^3/s	Volumni protok zraka
m_a	<i>kg/s</i>	Maseni protok suhog zraka
h_2	<i>kJ/kg</i>	Entalpija izlaznog zraka
ϑ_{wm}	$^{\circ}\text{C}$	Srednja temperatura vode
h_m	<i>kJ/kg</i>	Entalpija zraka za srednju temperaturu zraka t_m
ϑ_m	$^{\circ}\text{C}$	Srednja temperatura zraka
x_2	<i>kg/kg</i>	Sadržaj vlage izlaznog zraka
d_v	<i>mm</i>	Vanjski promjer cijevi
d_u	<i>mm</i>	Unutarnji promjer cijevi
d_m	<i>mm</i>	Središnji promjer cijevi
λ_v	<i>W/mK</i>	Koeficijent toplinske vodljivosti cijevi
ρ	<i>kg/m³</i>	Gustoća vode
λ	<i>W/mK</i>	Koeficijent toplinske vodljivosti vode
c_w	<i>J/kgK</i>	Specifični toplinski kapacitet vode
η	<i>Pa s</i>	Dinamička žilavost vode
ν	m^2/s	Kinematička žilavost vode
<i>Pr</i>	/	Prandtlov broj

m_{L1}	kg/s	Preporuka za maseni protok vode na 1m cijevi
δ	m	Debljina vodenog filma
Re	/	Reynoldsov broj
Nu	/	Nusseltov broj
α_w	W/m^2K	Koeficijent prijalaza topline na strani vode
R_1	m^2K/W	Onečišćenje od cijevnog zida
R_2	m^2K/W	Onečišćenje od kamenca
R_3	m^2K/W	Onečišćenje od hrđe i ostalih nečistoća
R_i	m^2K/W	Ukupni faktor onečišćenja
q_i	W/m^2	Specifični toplinski tok izražen preko unutrašnje površine
q_e	W/m^2	Specifični toplinski tok na strani radne tvari
α_R	W/m^2	Koeficijent prijelaza topline na strani radne tvari
ϑ_z	$^{\circ}C$	Temperatura zraka
A_i	m^2	Površina izmjenjivača unutrašnja
A_{e1}	m^2	Površina izmjenjivača vanjska
σ	kg/m^2s	Koeficijent ishlapljivanja
w_z	m/s	brzina strujanja zraka između horizontalnih redova cijevi
β	/	Odnos između vodenog filma i vanjske izmjenjivačke površine
c_p	J/kgK	Specifični toplinski kapacitet zraka
λ_z	W/mK	Koeficijent vodljivosti topline zraka
η_z	$Pa s$	Dinamička žilavost zraka
ρ_z	kg/m^3	Gustoća zraka
ν_z	m^2/s	Kinematička žilavost zraka
α_a	W/m^2K	Koeficijent prijelaza topline zraka koji struji preko cijevi
A_{e2}	m^2	Površina izmjenjivača vanjska
L_{ov}	m	Ukupna duljina cijevi oplahivanih vodom
A_s	m^2	Površina horizontalnog reda preko kojeg struji zrak
L	m	Aktivna duljina u kondenzatoru
n_{tc}	/	Broj cijevnih spirala

B	m	Širina kondenzatora
L_1	m	Duljina jedne cijevne spirale
n_{hr}	/	Broj horizontalnih redova
H	m	Visina kondenzatora
m_d	kg/s	Potrebna masa dodatne vode
m_1	kg/s	Maseni tok vode koja je ishlapila
m_{wk}	kg/s	Maseni protok vode u optoku
m_2	kg/s	Maseni tok vode koja je odnešena strujom zraka u obliku kapljica
m_3	kg/s	Maseni tok vode potreban za odmuljivanje
V_d	m^3	Količina dodatne vode

SAŽETAK

U ovom radu analizirano je postojeće amonijačno rashladno postrojenje koje se koristi za tehnološke potrebe hlađenja u industriji mlijeka. Postavljen je rashladni proces sustava hlađenja i dizalice topline. Napravljen je plan rekonstrukcije evaporativnih kondenzatora zbog njihove dotrajalosti, kao i još nekih elemenata kako bi se optimizirao sustav. Izvršen je i termodinamički proračun evaporativnog kondenzatora kapaciteta 1000 kW, a za cijeli plan rekonstrukcije je napravljen i ekonomski proračun kao i plan povrata investicije.

Ključne riječi: R717, evaporativni kondenzator, mljekarska industrija, dizalica topline

SUMMARY

In this paper the existing ammonia cooling plant used for technological cooling needs in the dairy industry is analyzed. The process of the cooling system and the heat pump is calculated. A plan for the reconstruction of the evaporative condenser was made because of their wear and tear, as well as some other elements in order to optimize the system. A thermodynamic calculation of evaporative condenser with a capacity of 1000 kW was carried out, and for the entire reconstruction plan, an economic budget as well as an investment return plan was made.

Key words: R717, evaporative condenser, dairy industry, heat pump

1. UVOD

Kod industrijske prerade mlijeka potrebno je paziti na niz parametara od početka do kraja prerade. Mlijeko je iz muže potrebno ohladiti jer mikroorganizmi koji su dospjeli u toplo mlijeko u njemu se brzo razmnožavaju što narušava kvalitetu mlijeka. U toku baktericidne faze, mikroorganizmi miruju u mlijeku, čekajući bolje uvijete za razvoj. Ovo ovisi o količini i vrsti mikroorganizama u mlijeku ali i od načina čuvanja mlijeka. Baktericidna faza se produljuje s 2-3 sata na 30°C do 36 sati ako mlijeko ohladimo na 5°C. [10]

Osim same potrebe za rashladnom energijom, za preradu mlijeka koriste se različiti tehnički procesi ovisno o vrsti krajnjeg proizvoda (sušenje, uparivanje...), a osnovni procesi su pobliže objašnjeni u dijelu 1.1.

1.1. Tehnološki procesi u industriji prerade mlijeka

- **Prijem mlijeka**

Pri prijemu mlijeka potrebno je voditi računa o kemijskom, organoleptičkom i bakteriološkoj kvaliteti mlijeka.

- **Mehanička obrada mlijeka - Filtriranje, baktofugacija, hlađenje i skladištenje**

Mlijeko se čisti radi uklanjanja leukocita, bakterija, ćelija vimena, prašine, slame, stelje itd. Što se postiže pomoću filtera ili klarifikatora.

Za poboljšanje bakteriološkog kvaliteta mlijeka još se mogu dodatno koristiti baktofuge. To su separatori za odvajanje bakterija koje imaju puno veću gustoću od mlijeka. Sporogene su bakterije obično i najteže pa se i najlakše odstranjuju. Stoga se baktofuge najčešće koriste u proizvodnji sira i mliječnog praha, te pri obradi sirutke, zbog poželjne niže toplinske obrade.

Potom mlijeko ide na deareator da bi se uklonio zrak, a zatim na protočni mjerač mlijeka. Ako mlijeko koje je stiglo u mljekaru nije moguće odmah toplinski obraditi ili preraditi u odgovarajući proizvod, mora se ohladiti na temperaturu od 4°C ili nižu. Potom se smješta u spremnike koju moraju biti toplinski izolirani da bi održali nisku temperaturu do trenutka toplinske obrade ili daljnje prerade.

Uobičajeni tretman je pročišćavanje filtriranjem i centrifugalnim separatorima (klarifikator), hlađenje pločastim izmjenjivačima topline do 4°C i skladištenje u spremnicima na istoj temperaturi.

- **Standardizacija**

Standardizirano (tipizirano) mlijeko za konzumaciju ili preradu mora imati ujednačeni sadržaj masti. To se može postići miješanjem obranog s punomasnim mlijekom ili vrhnjem. Standardizacija mlijeka ili vrhnja se uglavnom u proizvodnji provodi automatski, direktno u liniji sa separacijom tako da se miješa obrano mlijeko s jednim dijelom vrhnja i odvodi kroz zajednički cjevovod.

- **Homogenizacija**

Pošto je gustoća mliječne masti manja od one kod obranog mlijeka, stajanjem mlijeka će doći do kretanja masnih kuglica prema površini. Dok je kod dobivanja vrhnja brzo izdvajanje poželjno, kod tehnologije mnogih drugih proizvoda nije. Izdvajanje masnih kuglica može se usporiti ili potpuno zaustaviti homogenizacijom mlijeka. Homogenizacija je postupak usitnjavanja i izjednačavanja veličine masnih kuglica u mlijeku (ili kod vrhnja) pod utjecajem visokog pritiska radi veće stabilnosti emulzije. Pod uobičajenim uvjetima tlaka (180-200 bara) nastaju uglavnom masne kuglice promjera ispod 2 mikrona. Ustanovljeno je da se broj kuglica nakon homogenizacije poveća za oko 1.000, a površina oko 6-10 puta. Proces se može provoditi pri temperaturi od 45 do 70°C ali se pri višoj temperaturi povećava disperzija masnih kuglica.

- **Toplinska obrada – pasterizacija i sterilizacija**

Visoke temperature se koriste radi uništavanja mikroorganizama, deaktiviranja enzima, poboljšanja tehnoloških svojstava i povećanja suhe tvari mlijeka. Srednje temperature se nazivaju temperaturama dogrijavanja kako bi se lakše izvodile neke tehnološke operacije (obiranje, standardizacija masti, homogenizacija, podsiravanje, fermentacija i sl.). Visoke temperature su veoma važne i imaju najznačajniju ulogu u obradi mlijeka. Primjenjuju se u procesu pasterizacije, kojoj se podvrgava gotovo sva količina mlijeka koja se dopremi u mljekaru, bez obzira za što će se koristiti.

Pasterizacija se može izvoditi na temperaturama od 62,5 do 100°C. Za razliku od pasterizacije, sterilizacija se vrši na višim temperaturama od 110-150°C. U novije vrijeme se koriste više

temperature uz kraće trajanje njihovog djelovanja, tako da se postiže bolji ili isti efekt uništenja mikroorganizama i inaktiviranja fermentata uz što manje organoleptičke promjene mlijeka.[4]

1.2. Amonijak kao radna tvar

Amonijak je najvažniji od svih prirodnih radnih tvari zbog njegove dugotrajne i široke primjene u rashladnim sustavima, pogotovo sektoru industrije. U zadnjih 150 godina bilo je puno izmjena radnih tvari, no amonijak je jedinstven jer se cijelo vrijeme kontinuirano koristi.

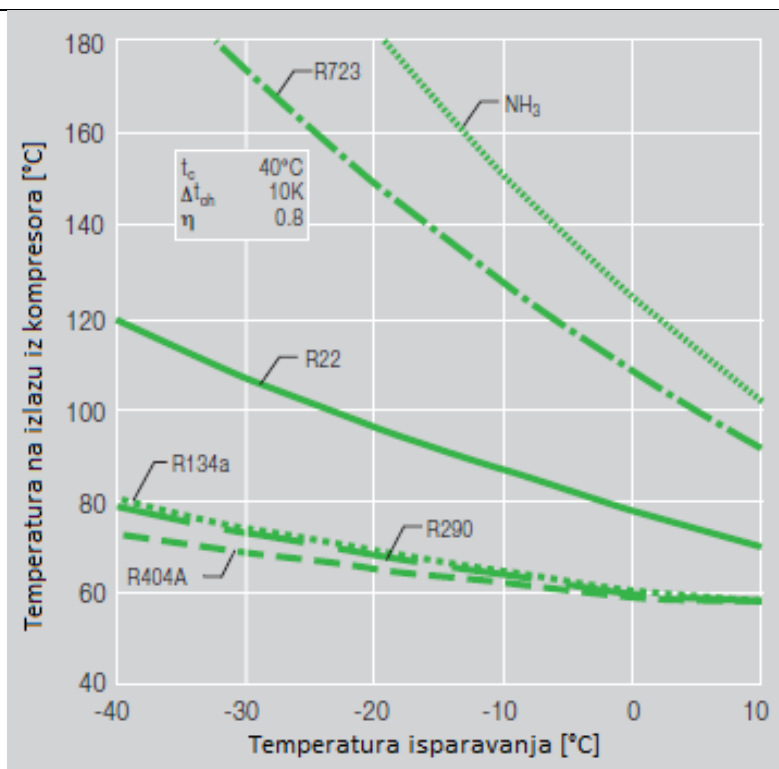
Sa stajališta zaštite okoliša, amonijak je najprihvatljivija radna tvar zbog nultog utjecaja na ozonski omotač ($ODP = 0$) te na efekt staklenika ($GWP = 0$). Ima izvrsna termodinamička svojstva te shodno tome visoku energetska učinkovitost u rashladnim sustavima, a još je relativno jeftin.

Primarni nedostatak amonijaka je njegova jaka toksičnost, no zbog njegovog karakterističnog mirisa koji vrlo jasno ukazuje na njegovu prisutnost (već pri vrlo niskim koncentracijama), taj rizik je nešto ublažen ukoliko dođe do njegovog curenja te kontakta s ljudima.

Dodatni nedostatak je što spada u zapaljive i eksplozivne tvari kada mu je koncentracija u zraku između 16 i 28%.

Osim toga, primjena amonijaka je ograničena kod sustava s bakrenim cijevima jer uz najmanje prisustvo vlage dolazi do korozije. Iz istog razloga otpada i primjena poluhermetičkih i hermetičkih kompresora.

Zbog strmo položenih izobara u pregrijanom području, temperatura na kraju kompresije može postati previsoka, te se u sustavima s amonijakom često koristi potopljeni isparivač kako bi na usisu u kompresor bila suhozasićena para. Na taj način nema pregrijanja pare na izlazu iz isparivača te kompresor ima nešto širi spektar radnog područja. Na [Slika 1] prikazane su temperature na izlazu iz kompresora za nekoliko radnih tvari. Na ordinati x je temperatura isparivanja dok je temperatura kondenzacije stalna i iznosi 40°C .



Slika 1. Prikaz temperaturnih vrijednosti na izlazu iz kompresora za neke od radnih tvari u usporedbi s amonijakom [12]

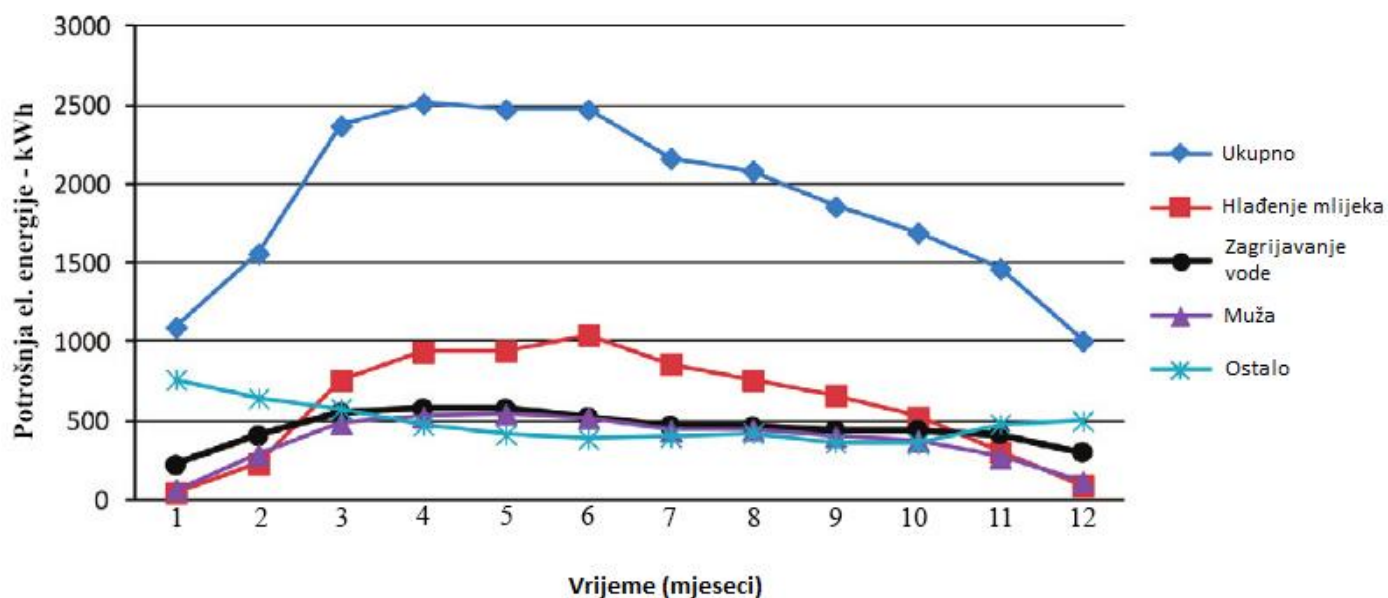
Osim njegovog korištenja u industriji prerade hrane te u skladištenju (tuneli, rashladne komore) amonijak se intenzivno koristi u pivovarama, vinarijama, kemijskim postrojenjima, teretnim i ribarskim brodovima te za umjetna klizališta. Također, može ga se pronaći u sustavima daljinskog grijanja i hlađenja te velikih klima uređaja ili "chillera" za uredske zgrade, sveučilišta i zračne luke. Amonijak se obično pojavljuje u kaskadnim sustavima u kombinaciji s CO₂ kada postoji potreba za niskim temperaturama (do -50°C) u velikim industrijskim sustavima.

2. ANALIZA POSTOJEĆEG RASHLADNOG SUSTAVA

Za potrebe ovog rada promatra se amonijačno rashladno postrojenje učinka hlađenja cca. 5000 kW za tehnološke potrebe hlađenja u industriji mlijeka. Jedan dio topline kondenzacije odvodi se na dizalicu topline, nazivnog toplinskog učinka 970 kW.

Zbog dotrajalosti evaporativnih kondenzatora (starost oko 20 godina) planirana je njihova zamjena novijim, čime bi se postigla ušteda u pogonskim troškovima. U postojećem postrojenju su u upotrebi ventilatori koji nemaju opciju promjenjive brzine rotacije te se na taj način regulacija provodi on/off. Novo tehničko rješenje treba ponuditi regulaciju promjenjive temperature kondenzacije ovisno o opterećenju sustava i okolišnim uvjetima, uzimajući u obzir neometan rad dizalice topline koja se koristi za proizvodnju tople vode temperature 80°C.

U industriji mljekarstva je potrebno sveukupnu dnevnu količinu mlijeka ohladiti u roku manjem od jednog sata. Zbog toga se javlja veliko i iznenadno rashladno opterećenje na sustav. Kako bi se smanjila vršna opterećenja sustava, koristi se banka leda koja ima funkciju latentnog spremnika topline. Prednost takvog sustava je smanjena vršna snaga sustava a pogonski troškovi mogu biti niži ukoliko se banka leda „puni“ preko noći. Rashladno opterećenje jednog takvog sustava u industriji prerade mlijeka prikazano je na [Slika 2]. Vidljivo je da opterećenje varira na dnevnoj ali i na godišnjoj bazi.



Slika 2. Rashladno opterećenje sustava kroz 2017.godinu [11]

Shema cijelog rashladnog postrojenja je prikazana u tehničkoj dokumentaciji. Sustav se sastoji od 5 paralelno postavljenih kompresora nazivne snage 300 kW. Kaskadni sustav dizalice topline radi u sljedećem režimu: donji krug $-10^{\circ}\text{C}/35^{\circ}\text{C}$, a gornji krug $32^{\circ}\text{C}/80^{\circ}\text{C}$. Iz kompresora donjeg kruga pregrijane amonijačne pare odlaze u kondenzator donjeg kruga koji je ujedno i isparivač gornjeg kruga kaskade. Taj izmjenjivač topline je izveden kao potopljeni PSHE („plate shell heat exchanger“). Nakon toga se radna tvar vraća u isti receiver kao i kapljevina iz evaporativnih kondenzatora. U slučaju da rad dizalice topline nije potreban, kompresor se može preko ventila prebaciti u režim hlađenja u kojem rade i ostali kompresori.

2.1. Komponente sustava

- *Isparivači*

Jedan isparivač je banka leda. Temperatura vode u banci leda je oko 1°C , a isparivanje amonijaka se odvija na -10°C . Isparivač se napaja preko separatora, a razina kapljevine u separatoru se regulira preko ventila s plovkom. Banka leda također je opremljena osjetnicima koji kontroliraju debljinu leda na cijevima [Slika 3], te ako se pređe zadana vrijednost debljine leda prekida se protok radnog medija kroz isparivač.



Slika 3. Led oko cijevi u banci leda [5]

Drugi isparivač je izmjenjivač topline u kojem se hladi glikol koji se dalje koristi za tehnološke potrebe prerade mlijeka. Ulaz glikola je -1°C , izlaz -6°C a isparivanje amonijaka se također odvija na -10°C .

- **Kompresor**

Sustav hlađenja se sastoji od ukupno 5 kompresora vijčanih kompresora proizvođača „Gram refrigeration“ nazivne snage 300 kW. Jedan takav kompresor je prikazan na [Slika 4].

U sustavu dizalice topline, u gornjoj kaskadi koriste se 2 stepna kompresora s frekventnim pretvaračem za regulaciju brzine rotacije elektromotora. Nazivna snaga kompresora je 93.2 kW te su spojeni u paralelu.



Slika 4. Kompresorska jedinica – Kompresor, odvajač ulja i hladnjak ulja [6]

- **Odvajač ulja**

Odvajač ulja također je prikazan na [Slika 4]. Ima ulogu odvajanja ulja u tlačnom vodu i odvođenja nazad do kompresora zbog podmazivanja. Time se sprečava da ulje iz kompresora s radnom tvari dospije u rashladni optok te da se nakuplja u isparivaču. Produljuje se vijek trajanja kompresora i smanjuje se korozija.

- **Hladnjak ulja**

Služi za ohlađivanje ulja koje se vraća iz odvajača ulja koji se u tlačnom vodu iza kompresora. Hlađenje se odvija u izmjenjivaču topline gdje je s druge strane radna tvar napajana iz termosifonskog receivera.

- **Sabirnik („Receiver“)**

Uloga sabirnika u sustavu je prihvata ukupljene radne tvari iz kondenzatora ili čitavog sustava, akumulacija radne tvari za trenutačne potrebe isparivača. Sustav se sastoji od 2 sabirnika, veći sabirnik je volumena $\varnothing 2000 \times 8000$ odnosno 16 m^3 te služi za dopunu bazenskih isparivača, separatora i pločastog hladnjaka. Primjer jednog amonijačnog receivera je prikazan [Slika 5]. Manji, termosifonski sabirnik je dimenzija $\varnothing 800 \times 2000$ te ima volumen od $1,6 \text{ m}^3$. Njegova primarna svrha je napajanje hladnjaka ulja radnom tvari, a koristi se za hlađenje ulja koje cirkulira kompresorom.



Slika 5. Sabirnik kapljevine (Receiver) [8]

- **Evaporativni Kondenzator**

Sustav se sastoji od 12 evaporativnih kondenzatora nazivne snage 1300 kW. Svaki kondenzator se sastoji od 3 ventilatora nazivne snage 5,5 kW, a regulacija im je on/off, odnosno moguće je upaliti sva 3 ili nijedan ventilator na pojedinom kondenzatoru. Voda je napajana preko pumpi.

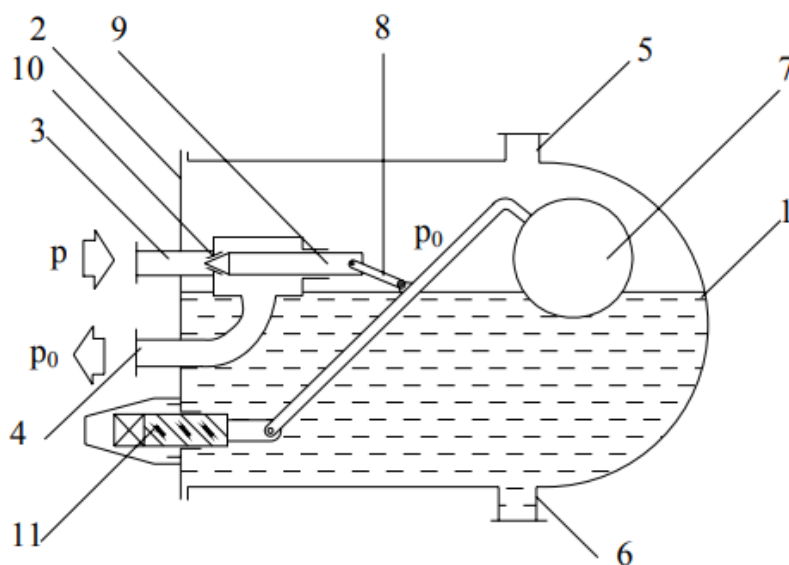


Slika 6. Evaporativni kondenzator tvrtke „Baltimore aircoil“ [7]

- **Ekspanzijski ventil**

Doziranje i prigušivanje radne tvari s tlaka kondenzacije na tlak isparivanja provodi se pomoću pneumatski kontroliranog prigušnog ventila s plovkom.

Ovaj ventil regulira razinu radne tvari u isparivaču, skupljaču kapljevine odnosno separatoru instalacije s poplavljenim isparivačima ili u međuhladnjaku. Kućište ventila 1 zatvoreno je poklopcem 2 s priključcima za dovod i odvod radne tvari, koji se može skidati radi održavanja. Priključak 5 spaja se na prostor s parom a priključak 6 na prostor s kapljevnom radne tvari u isparivaču ili posudi u kojoj treba regulirati nivo, s njom čini spojene posude. Ulaz kapljevine je kroz priključak 3 a izlaz kroz priključak 4. Ovisno o razini kapljevine, plovak 7 preko poluge 8 i igle 9 otvara ili zatvara protok kapljevine kroz sjedište ventila 10. Vijkom 11 može se u malom opsegu mijenjati željena razina. [9]



Slika 7. Prigušni ventil s plovkom na strani niskog tlaka VPNT [9]

- **Dizalica topline**

Dizalica topline radi kao kaskadni sustav amonijak-amonijak. Kompresor usisava suhozasićene amonijačne pare iz isparivača donje kaskade (banka leda i izmjenjivač topline glikol-amonijak), komprimira ih i pregrijane pare šalje u kondenzator koji je ujedno i isparivač gornje kaskade. Isparivač gornje kaskade je izveden kao potopljeni isparivač tipa PSHE („plate shell heat exchanger“). U izmjenjivaču topline amonijak donjeg kruga kondenzira, a amonijak gornjeg kruga isparava. Tada kompresor gornjeg kruga komprimira suhozasićene pare koje se hlade u desuperheater-u i kondenziraju u kondenzatoru vrste „plate shell heat exchanger“. Hlađenjem amonijaka gornje kaskade se proizvodi topla vode temperature 80°C .

- **Bazen kondenzatorske vode (iz evaporativnih kondenzatora)**

Dimenzije bazena kondenzatorske vode su $9 \times 1.7 \times 2.25\text{m}$, što daje ukupni volumen $V=34.425\text{m}^3$. Bazen je opremljen i sustavom za omekšavanje vode, koji se regenerira pomoću soli (NaCl).

- **Pumpe za vodu (za evaporativne kondenzatore)**

Sustav je opremljen sa sveukupno 12 pumpi firme Grundfos [Tablica 1]. Pumpe služe za dobavu vode iz bazena do evaporativnih kondenzatora, gdje se voda onda gravitacijski slijeva nazad u bazen za vodu.

Broj komada x naziv	Volumni protok [m ³ /h]	Visina dobave [m V.S.]	Nazivna snaga [kW]
2 x Grundfos NK 80/160	140	21	15
9 x Grundfos NK 100/315	131	30.1	18.5
1 x Grundfos NK 200/202	78	39	15

Tablica 1. Pumpe za kondenzatorsku vodu

- **Sušilo (filter)**

Filtar sušać u sustavu služi da održava radnu tvar bez vlage i mehaničkih nečistoća. Vlaga unutar rashladnog sustava može dovesti do niza problema:

- Blokiranja prigušnog ventila zbog stvaranja leda
- Korozije metalnih dijelova
- Razgradnju ulja (stvaranje kiselina) [1]

U dodiru s vlagom R717 je jako agresivan na plemenite metale. Koncentracija vode u sustavu ne smije prelaziti granicu od 300ppm kako bi se izbjegle kemijske reakcije s uljem za podmazivanje i stvaranje korozivnih organskih kiselina.[3]

Vlaga može prodrijeti u sustav kroz nekoliko načina:

- Pri ugradnji rashladnog sustava
- Pri otvaranju rashladnog sustava za vrijeme servisa
- Kod propuštanja na usisnom cjevovodu, prilikom vakuumiranja
- Ako ulje ili rashladna tvar kojom se puni instalacija sadrži vlagu
- Kod propuštanja vodom hlađenih kondenzatora [2]

- **Regulatori i presostati i ostala sigurnosna armatura**

Presostat niskog tlaka dio je sigurnosne automatike, a osigurava kompresor od preniskog usisnog tlaka. To je tlačno upravljani električni prekidač na kojem je namještena veličina najnižeg dopuštenog tlaka u sustavu.

Presostat visokog tlaka je također tlačno upravljani električni prekidač koji gasi kompresor ukoliko dođe do previsokog tlaka kondenzacije. Presostat visokog tlaka je presostat s ponovnim ručnim upuštanjem, što znači da treba resetirati presostat nakon što se otklonila smetnja te se onda može upaliti kompresor.[1]

Sustav je opremljen i sigurnosnim ventilima koji osiguravaju da ne dođe do prekoračenja tlaka u slučaju kvara sustava. Obično se postavljaju na vrijednost za 25% višu od maksimalnog radnog tlaka sustava.

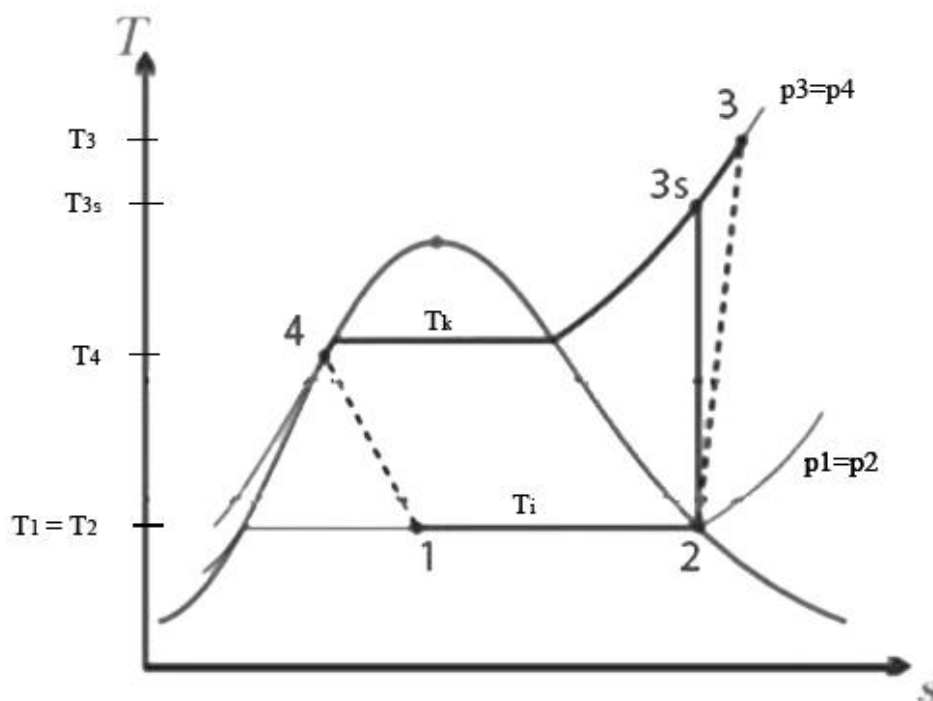
Otplinjavanje („purging“) je odstranjivanje nekondenzirajućih, inertnih plinova iz sistema, čija prisutnost narušava funkciju uređaja i efektivno smanjuje kapacitet. Stoga je nužno predvidjeti i ugraditi ventile za otplinjavanje, i koristiti ih kada je to potrebno. Preporučuje se ugraditi ventile za otplinjavanje dimenzija DN15 ili DN20 na sabirniku kapljevine, na izlaznim priključcima cijevnih snopova kondenzatora i na najvišoj točki sistema. Zrak, kao i drugi nekondenzirajući plinovi mogu u sistem dospjeti na nekoliko načina:

- 1) Uslijed nepotpune evakuacije prije punjenja, ili prilikom servisnih radova na sistemu.
- 2) Propuštanjem u niskotlačnom dijelu sistema, kada je radni tlak manji od atmosferskog.
- 3) Dodavanjem nekvalitetne radne tvari, koja sama sadrži nekondenzirajuće komponente.
- 4) Kemijskim poremećajem radne tvari i/ili ulja. [17]

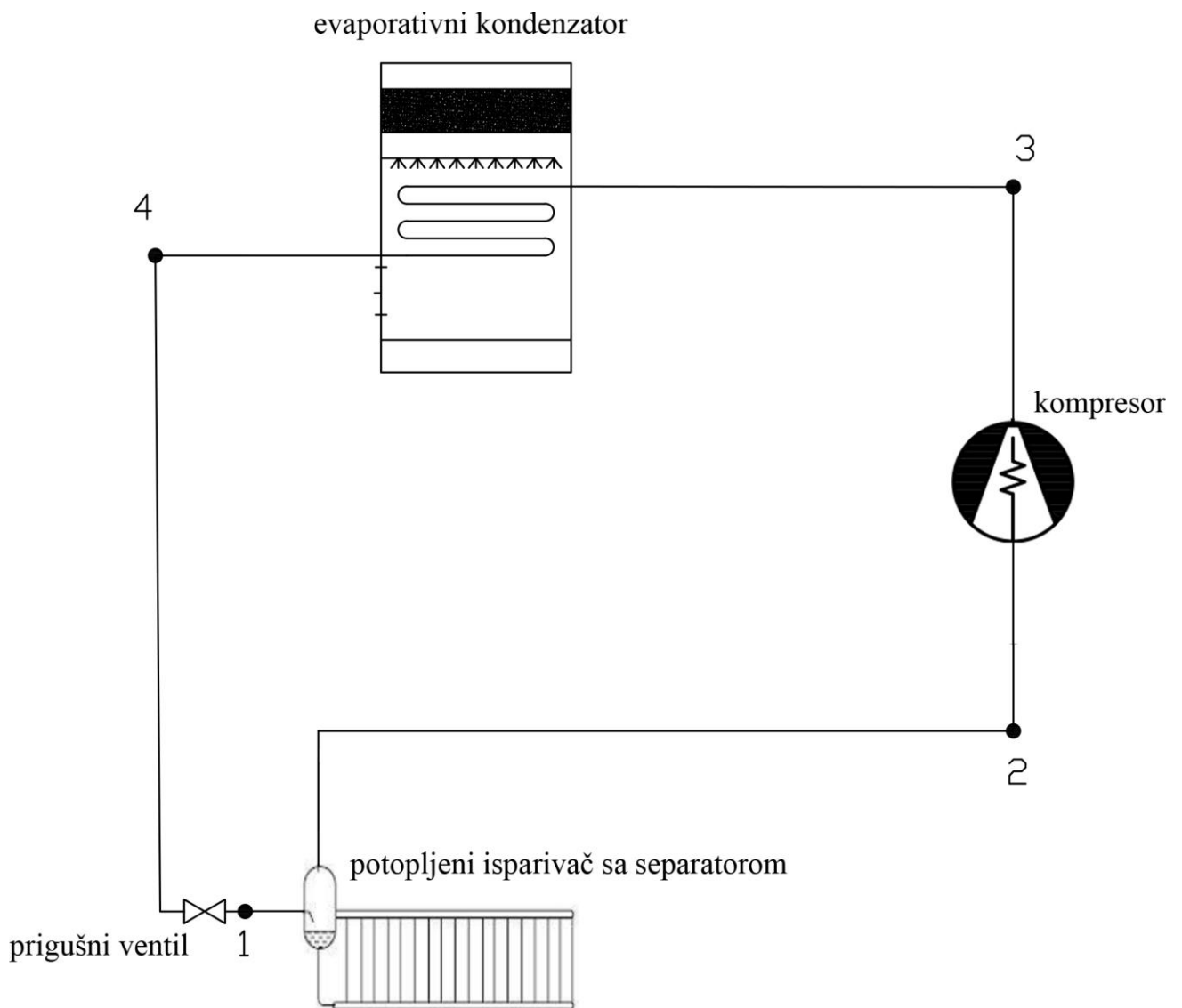
2.2. Rashladni proces

Rashladni proces prikazan je u T-s dijagramu na [Slika 8], a započinje isparivanjem radne tvari u isparivaču(1-2). Pošto je radna tvar amonijak, postoji separator radne tvari i nema pregrijavanja radne tvari. Pojednostavljena shema sustava je prikazana na [Slika 9].

Kompresor usisava suhozasićenu paru i tlači je na viši energetski nivo(2-3). Teoretska izentropska kompresija prikazana je točkama (2-3s) a realna politropska (2-3). Poslije kompresora pregrijane pare ulaze u kondenzator gdje se hlade, kondenziraju i pothlađuju(3-4). Pothlađivanje (eng. subcooling) se provodi kako bi prigušni ventil dobio samo kapljevitu fazu, pošto ne može pravilno funkcionirati ako do njega dođe plin tj. para. Prigušni ventil s plovkom prigušuje radnu tvar(4-1) s tlaka kondenzacije na tlak isparivanja. T_i je temperatura isparivanja i konstantna je na -10°C , dok je T_k temperatura kondenzacije.



Slika 8. T-s dijagram rashladnog procesa



Slika 9. Pojednostavljena shema sustava

Temperatura isparivanja u procesu se drži konstantnom na -10°C . Pregrijanja na izlazu iz isparivača nema jer se koristi separator (klasični dio sustava u amonijačnim postrojenjima). Izentropski stupanj djelovanja kompresora je uzet $\eta=0.7$.

Tlak kondenzacije je moguće ručno mijenjati upisivanjem vrijednosti u sustav. Takav sustav regulacije je neefikasan i neprecizan, tako da sustav najčešće radi na temperaturi kondenzacije od 35°C što odgovara tlaku od 13,5 bara. Zbog toga sustav radi daleko od optimalne točke velik dio godine jer bi se u idealnom slučaju temperatura kondenzacije mijenjala ovisno o vanjskim uvjetima.

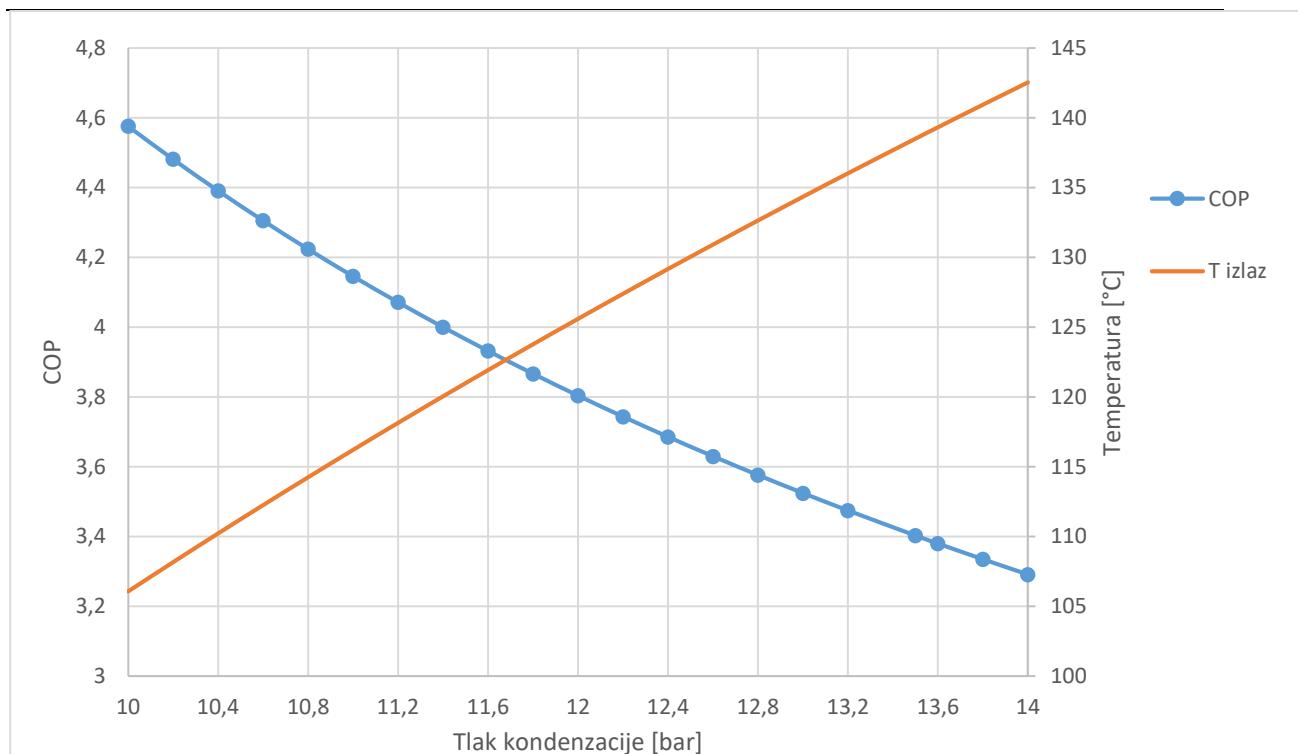
Točka procesa	Temp – T [°C]	Tlak – p [bar]	Entalpija – h [kJ/kg]	Entropija – s [kJ/kgK]
1	-10	2,9	509	2,1
2	-10	2,9	1593	6,23
3	138	13,5	1912	6,47
3s	100	13,5	1817	6,23
4	33	13,5	509	2,03
Iparivanje [kW]	5104			
Kompresori [kW]	1500			
Kondenzacija [kW]	6604			
Maseni protok [kg/s]	4,74			
COP	3,4			

Tablica 2. Karakteristike sustava hlađenja za temperaturu kondenzacije 35°C

U [Tablica 2] prikazane su vrijednosti procesa za temperaturu kondenzacije 35°C, što odgovara tlaku kondenzacije od 13,5 bara. Izabrana je baš ta temperatura kondenzacije jer je postojeći sustav dimenzioniran za tu točku.

U najnepovoljnijem slučaju sustav radi s najvišim tlakom kondenzacije (uzet tlak od 13,5 bar), COP je najniži te je najviše topline potrebno odvesti preko kondenzatora. Podaci iz [Tablica 2] dalje se koriste u poglavlju 2.4. za dimenzioniranje evaporativnih kondenzatora.

Kako bi se dobio uvid u moguću uštedu u pogonskim troškovima potrebno je provjeriti vrijednosti COP-a pri različitim tlakovima kondenzacije što je i napravljeno na [Slika 10.]. Osim utjecaja tlaka kondenzacije na COP sustava, prikazana je i teoretska temperatura na izlazu iz kompresora. Temperatura na izlazu iz kompresora dobivena ovakvim proračunom nije realna jer nije uzet u obzir hladnjak ulja i toplina koje ulje odvodi od radne tvari s kojim se osigurava zaštita od previsoke temperature radne tvari na kraju kompresije. Korišteni podaci u [Tablica 2] i [Slika 10] su dobiveni postavljanjem procesa u Excel-u korištenjem ekstenzije Coolprop.



Slika 10. Utjecaj tlaka kondenzacije na COP i temperaturu izlaza iz kompresora

2.3. Rashladni proces dizalice topline

Dizalica topline radi kao kaskadni sustav amonijak-amonijak. U donjoj kaskadi se nalazi kompresor nazivne snage 300 kW a u gornjoj kaskadi 2 stapna kompresora postavljena u paralelu čija je ukupna snaga 186,4 kW. Te vrijednosti kompresora odnose se na režim donje kaskade $-10^{\circ}\text{C} / 35^{\circ}\text{C}$ i gornje kaskade $32^{\circ}\text{C} / 80^{\circ}\text{C}$. U [Tablica 3] su prikazane nazivne vrijednosti donje kaskade. Točke procesa u tom ciklusu su iste kao i u [Tablica 2].

Iparivanje [kW]	1020
Kompresor [kW]	300
Kondenzacija [kW]	1320
Maseni protok [kg/s]	0,94
COP	3,4

Tablica 3. Nazivne vrijednosti donje kaskade

U [Tablica 4] su prikazane točke procesa gornje kaskade kao i snaga kompresora i učin isparivača i kondenzatora. Izentropski stupanj djelovanja stapnih kompresora gornjeg kruga je uzet kao $\eta=0,84$. Izentropski stupanj djelovanja vijčanih kompresora donjeg kruga je i dalje 0,7.

Točka procesa	Temp – T [°C]	Tlak – p [bar]	Entalpija – h [kJ/kg]	Entropija – s [kJ/kgK]
1	32	12,4	743	2,8
2	32	12,4	1630	5,7
3	139	41,4	1841	5,8
3s	128	41,4	1807	5,7
4	80	41,4	743	2,73
Isparivanje [kW]	783,7			
Kompresori [kW]	186,4			
Kondenzacija [kW]	970			
Maseni protok [kg/s]	0,88			
COP – kondenzacija/kompresor	5,2			

Tablica 4. Karakteristike gornje kaskade u sustavu dizalice topline

Iz [Tablica 3] i [Tablica 4] je vidljivo da toplinski tok kondenzacije donjeg kruga (1320 kW) nije jednak toplinskom toku isparivanja gornjeg kruga (783,7 kW). Zbog toga je potrebno jedan dio pregrijanih para na izlazu iz kompresora donjeg kruga preusmjeriti na evaporativne kondenzatore. Ukoliko sustav hlađenja radi na nižem tlaku, tada je potrebno preusmjerene pregrijane pare iz donje kaskade prigušiti na isti tlak pomoću prigušnog ventila.

U [Tablica 5] su dani parametri dizalice topline, s tim da se donji krug kaskade podijelio na sustav dizalice topline i sustav hlađenja, odnosno višak koji gornji krug kaskade ne može preuzeti nego se šalje na evaporativne kondenzatore.

Donji krug kaskade	
Iparivanje [kW]	605
Kompresor [kW]	178
Kondenzacija [kW]	783
Maseni protok [kg/s]	0,55
Gornji krug kaskade	
Iparivanje [kW]	783
Kompresor [kW]	186,4
Kondenzacija [kW]	970
Maseni protok [kg/s]	0,94
Sustav hlađenja – višak donjeg kruga	
Iparivanje [kW]	415
Kompresor [kW]	122
Kondenzacija [kW]	537
Maseni protok [kg/s]	0,38

Tablica 5. Kaskadna dizalica topline

2.4. Dimenzioniranje učina evaporativnih kondenzatora

Kako bi se mogli dimenzionirati evaporativni kondenzatori potrebno je dobivenu vrijednost isparivanja $\Phi_{isp} = 5004 \text{ kW}$ iz [Tablica 2] uvećati zbog eventualnog zaprljanja saća kondenzatora i povećanja proizvodnje u budućnosti. Odabran je sigurnosni faktor u iznosu od $s = 1.4$.

$$\Phi_{isp2} = s * \Phi_{isp} = 1.4 * 5004$$

$$\Phi_{isp2} = 7005,6 \text{ kW}$$

S tako dobivenom vrijednošću isparivanja se opet postavlja rashladni proces. Pretpostavlja se isti COP sustava kao i pri nazivnim vrijednostima prikazanim u [Tablica 2]. Snaga kompresora u ovom slučaju (pri uvećanoj potrebi hlađenja) će biti viša nego što sustav za što je sustav projektiran, ali se pretpostavlja da će u slučaju potrebe za povećanjem rashladne snage sustava biti ugrađene dodatne kompresorske jedinice. Vrijednosti takvog procesa su prikazane u [Tablica 6].

Isparivanje uvećano za faktor sigurnosti [kW]	7005,6
COP	3,4
Kompresori [kW]	2060,4
Kondenzacija [kW]	9066

Tablica 6. Vrijednosti procesa s uvećanim isparivanjem

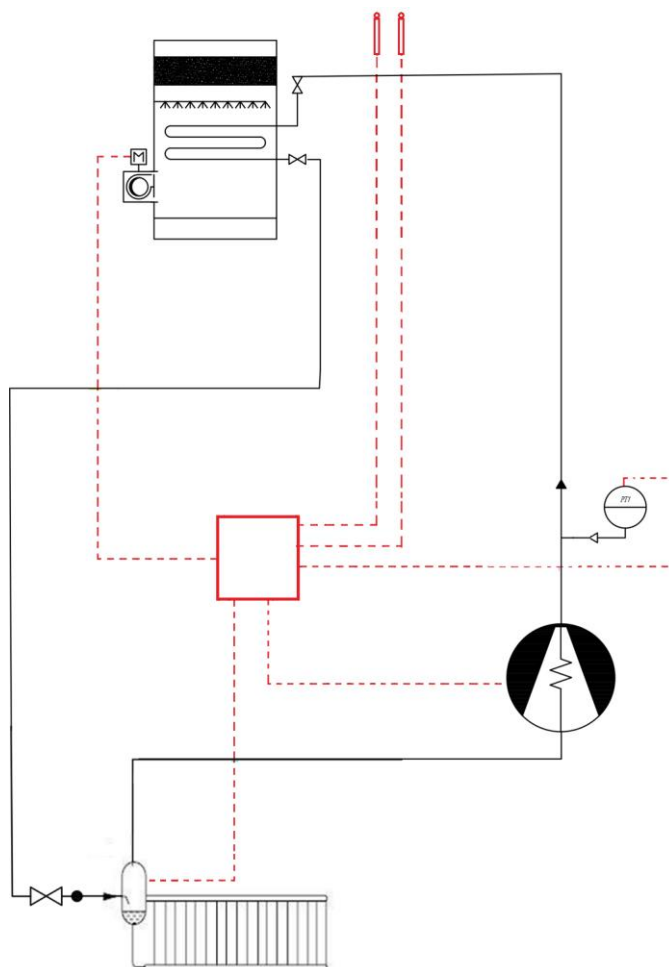
Postojeće postrojenje ima 12 jedinica evaporativnih kondenzatora snage 1000 kW što ukupno čini 12 000 kW. Vidljivo je da je postojeći sustav kondenzatora predimenzioniran u odnosu na potrebe. Razlog tomu je planiranje povećanja proizvodnje, ali i sigurnost ukoliko dođe do isključenja jednog ili više kondenzatora zbog održavanja ili popravaka.

3. PLAN REKONSTRUKCIJE

Nakon što je postavljen rashladni proces [Slika 10.], vidljivo je da je moguće ostvariti mnogo bolji COP (maksimalni je 4,6 a sustav najčešće radi s COP 3,3).

Plan rekonstrukcije uključuje zamjenu dotrajalih evaporativnih kondenzatora čija je starost viša od 20 godina. Osim evaporativnih kondenzatora plan obuhvaća i instalaciju dodatnog kompresora s frekvencijskim pretvaračem kako bi se mogao regulirati učin kompresora. Novi sustav također uključuje senzore vanjske temperature i relativne vlažnosti i PID senzore koji će upravljati s ventilatorima evaporativnih kondenzatora koji kontroliraju tlak kondenzacije. Na taj način je moguće držati sustav optimalnim, a dizalica topline će i dalje raditi neometano. Shema sustava upravljanja je prikazana na [Slika 11], a regulacija takvog sustava je opisana u poglavlju 5.

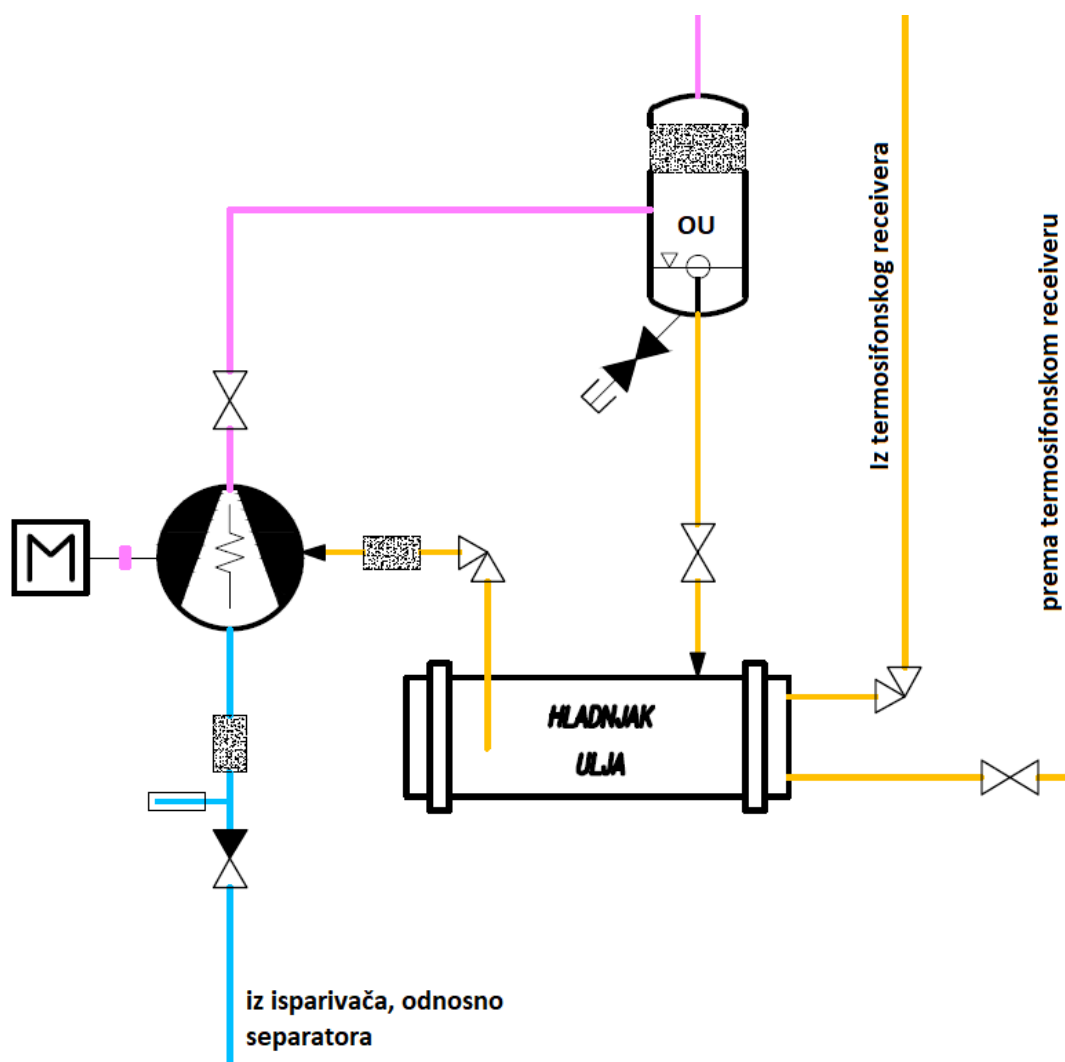
Ekonomski proračun ovog plana je prikazan u poglavlju 5.2.



Slika 11. Shema osjetnika i regulacijskih elemenata

Za pravilno funkcioniranje kompresora, potrebno je hlađenje vijaka kompresora koje se provodi pomoću ulja. To ulje se ohlađuje u hladnjaku ulja, dok je s druge strane radna tvar koja cirkulira iz termosifonskog receivera kroz hladnjak ulja i nazad u termosifonski receiver. Za pravilno funkcioniranje termosifonskog receivera i hladnjaka ulja potrebna je dovoljna razlika temperature, što znači da temperatura kondenzacije radne tvari ne smije pasti ispod 25°C . Taj dio sustava limitira donju temperaturu kondenzacije radne tvari. Instalacija pumpe ulja jedno je tehničko rješenje koje bi omogućilo vođenje temperature kondenzacije ispod 25°C .

Na [Slika 12] prikazana je shema na kojoj se vidi hladnjak ulja i svi pripadajući vodovi. Dva voda radne tvari idu prema i iz termosifonskog receivera. Dovod ulja do hladnjaka ulja je iz odvajачa ulja, a izlaz iz hladnjaka ide prema kompresoru.



Slika 12. Shema hladnjaka ulja, kompresora i odvajачa ulja

Može se pretpostaviti da se pomoću hladnjaka ulja snizi temperatura na izlazu iz kompresora za 30°C. U [Tablica 7] izračunat je učin hladnjaka ulja koji iznosi 348 kW kada sustav radi pri nazivnim parametrima (tlak kondenzacije 13,5 bara, svi kompresori uključeni).

Točka procesa	Temp – T [°C]	Tlak – p [bar]	Entalpija – h [kJ/kg]	Entropija – s [kJ/kgK]
Točka procesa 3	138	13,5	1912	6,47
Točka nakon hlađenja	108	13,5	1837	6,28
Razlika entalpija [kJ/kg]	75,6			
Maseni protok [kg/s]	4,74			
Toplinski tok [kW]	348			

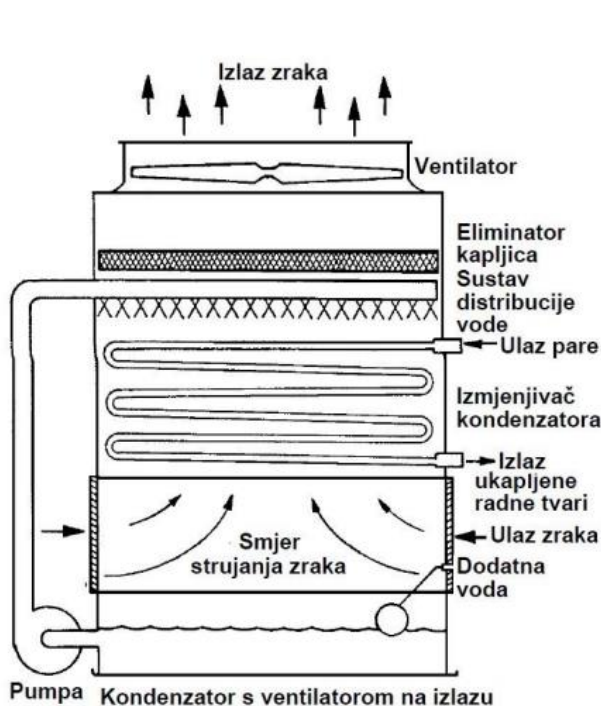
Tablica 7. Učin hladnjaka ulja

Hlađenje ulja radnom tvari iz sakupljača kapljevine („receiver“) ima negativan utjecaj na učinkovitost sustava, jer radna tvar treba biti prethodno dodatno pothlađena u evaporativnim kondenzatorima kako bi mogla preuzeti toplinski tok koji ulje predaje.

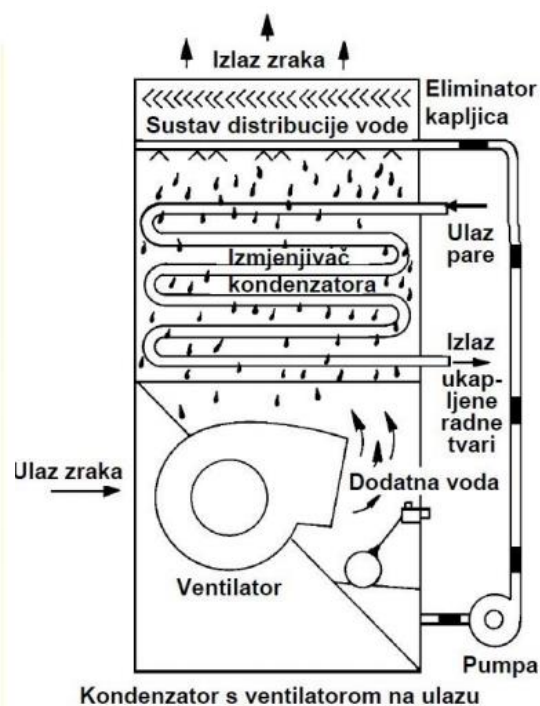
Osim ugrađivanja uljne pumpe, moguće drugo rješenje bilo bi zamijeniti radnu tvar u hladnjaku ulja s ohlađenom vodom iz evaporativnih kondenzatora. Na taj bi se način moglo dobiti ulje dovoljno niske temperature za dostatno hlađenje vijka kompresora. Benefit takvog sustava je da se temperatura kondenzacije u procesu može voditi ispod 25°C. Osim toga izbjegava se dodatni prijenos topline. U prijašnjem slučaju dodatni toplinski tok od hladnjaka ulja je išao preko radne tvari u evaporativnim kondenzatorima na vodu i potom na okoliš. U predloženom rješenju toplinski tok ide direktno s vode na okoliš.

4. TERMODINAMIČKI PRORAČUN EVAPORATIVNOG KONDENZATORA

Kod evaporativnih kondenzatora pregrijane pare radne tvari ulaze u orebrene cijevi koje su s vanjske strane oplakivane optočnom vodom i nasmužavane zrakom, dok se unutar cijevi odvija kondenzacija radne tvari. Toplina se prenosi s radne tvari na vodu, a potom u okoliš tako što dio vode ishlapi. Preostala voda nastavlja recirkulirati sustavom. Svi evaporativni kondenzatori, kao i rashladni tornjevi, moraju imati kemijsku pripremu vode kako bi se ograničilo razvijanje mikroorganizama, smanjilo taloženje kamenca i spriječila korozija uređaja. Na [Slika 13] i [Slika 14] se mogu vidjeti različite izvedbe evaporativnih kondenzatora ovisno o vrsti ventilatora. U promatranom sustavu ugrađeni su evaporativni kondenzatori s centrifugalnim ventilatorom, a i u planu rekonstrukcije je planirana ugradnja istog tipa.



Slika 13. Kondenzator s aksijalnim ventilatorom [14]



Slika 14. Kondenzator s centrifugalnim ventilatorom [14]

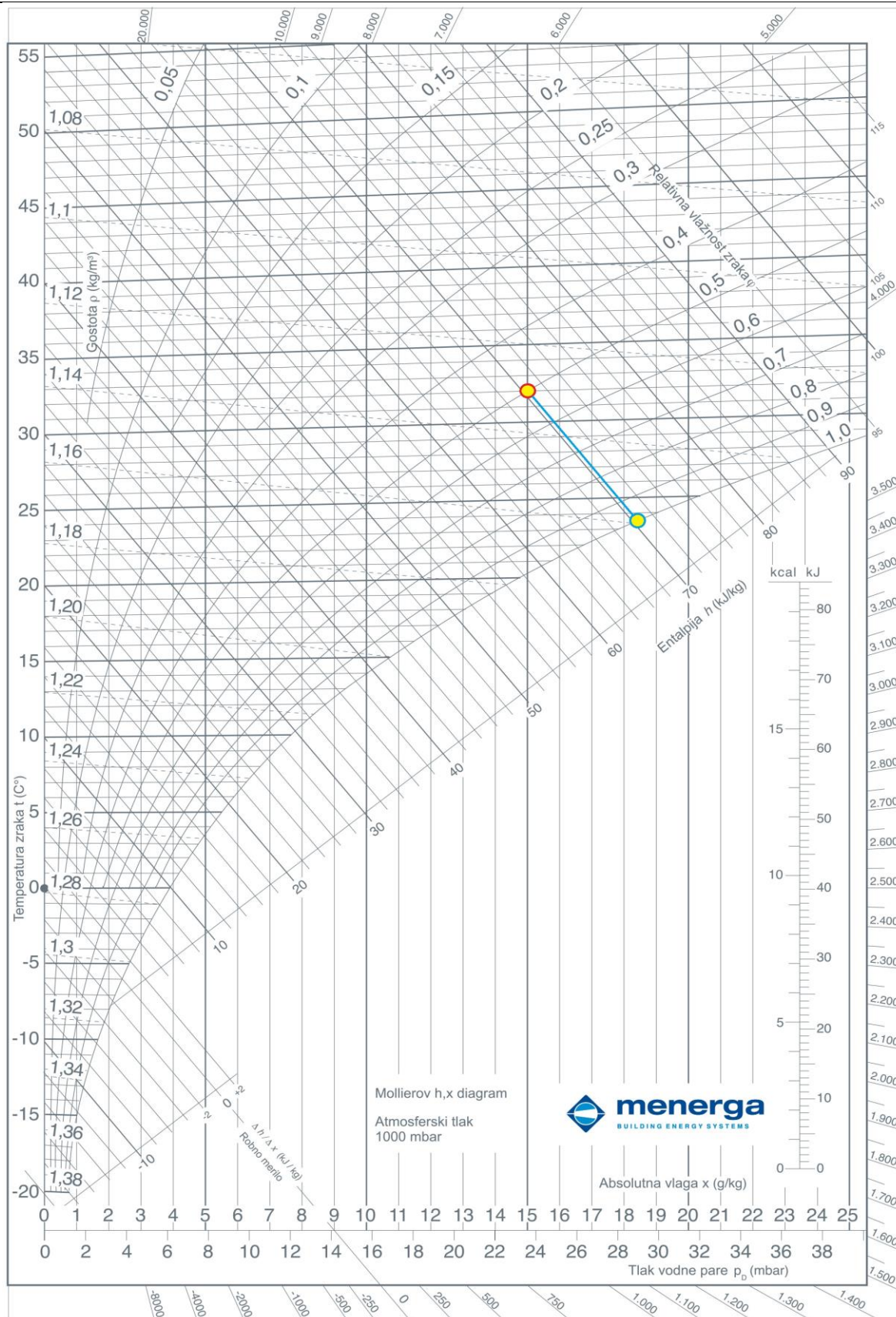
Toplinski proračun evaporativnog kondenzatora ovisi o vanjskim projektnim uvjetima koji su određeni geografskom lokacijom i dobom godine. Za promatrano postrojenje doba godine se uzima ljeto, a geolokacija Zagreb. Podaci su dobiveni od strane DHMZ. Proračun je postavljen u Excel-u uz korištenje ekstenzije Coolprop.

Projektni uvjeti	
Φ_c - Toplinsko opterećenje kondenzatora [kW]	1000
ϑ_1 - Projektna temperatura vanjskog zraka [°C]	32
φ_1 - Projektna relativna vlažnost vanjskog zraka [%]	50
ϑ_c - Temperatura kondenzacije radne tvari [°C]	36
Radna tvar	Amonijak – R717
Dimenzije cijevi evaporativnog kondenzatora [mm]	$\Phi 38 \times 3$

Tablica 8. Prikaz ulaznih parametara

Teoretska granica hlađenja na evaporativnom kondenzatoru je jednaka temperaturi vlažnog termometra za pripadno stanje zraka. Realno je ta temperatura viša za nekih 3 - 4 °C, zbog potrebne temperaturne razlike za prijenos topline.

Na [Slika 15] je prikazan h-x dijagram vlažnog zraka, gdje je označeno stanje vanjskog zraka (crveno-žuti krug) i granica hlađenja (plavo-žuti krug).



Slika 15. h-x dijagram sa označenom točkom vanjskog zraka i granice hlađenja

Parametri ulaznog zraka (za tlak 1 bar):

$h_1 = 70.65$	kJ/kg	-	Entalpija
$x_1 = 0.01503$	kg/kg	-	Sadržaj vlage
$\vartheta_{wb} = 23.65$	°C	-	Temp. vlažnog termometra (granica hlađenja)
$R_{vz} = 287$	J/kgK	-	Plinska konstanta zraka

Specifični volumen vlažnog zraka na 1 kg suhog zraka je:

$$v_1 = \frac{R_{vz} \cdot (\vartheta_1 + 273.15)}{p_a} \cdot (1 + 1.6078x_1) \quad (1)$$

$$v_1 = \frac{287 \cdot (32 + 273.15)}{100\,000} \cdot (1 + 1.6078 \cdot 0.01503) = 0.897 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Preporuka za volumni protok zraka: $\approx 0.03 \text{ m}^3/\text{s}$ za 1 kW odvedenog toplinskog toka.

Volumni protok zraka:

$$V_a = 0.03 * Q_c \quad (2)$$

$$V_a = 0.03 \cdot 1000 = 30 \text{ m}^3/\text{s}$$

Maseni protok suhog zraka:

$$m_a = \frac{V_a}{v_1} = \frac{30}{0.897} = 33.45 \text{ kg/s} \quad (3)$$

Entalpija izlaznog zraka:

$$h_2 = h_1 + \frac{\Phi_c}{m_a} = 68,59 + \frac{1000}{33.45} = 100.55 \text{ kJ/kg} \quad (4)$$

Preporuka za srednju temperaturu vode: $\vartheta_{wm} = \vartheta_{wb} + (8 \text{ do } 10)^\circ\text{C}$ – odabrano 8°C

Srednja temperature vode:

$$\vartheta_{wm} = \vartheta_{wb} + 8 = 23,65 + 9 = 31,65 \text{ }^\circ\text{C} \quad (5)$$

Entalpija zraka za srednju temperaturu zraka t_m :

$$\Delta h_m = \frac{h_2 - h_1}{\ln \frac{h_w - h_1}{h_w - h_2}} = 19,76 \text{ kJ/kg} \quad (6)$$

$$h_m = h_w - \Delta h_m = 109 - 19,76 = 89,23 \text{ kJ/kg} \quad (7)$$

Prema tome iz dijagrama iščitamo:

$\vartheta_m = 31,82$	$^\circ\text{C}$	-	Srednja temperatura zraka
$x_2 = 0,0268$	kg/kg	-	Sadržaj vlage izlaznog zraka

4.1. Koeficijenti prijelaza topline

Odabir cijevi evaporativnog kondenzatora:

$\Phi 38 \times 3$	mm	-	Oznaka cijevi
$d_v = 38$	mm	-	Vanjski promjer cijevi
$d_u = 32$	mm	-	Unutarnji promjer cijevi
$d_m = 35$	mm	-	Središnji promjer cijevi
$\lambda_v = 50$	W/mK	-	Koeficijent toplinske vodljivosti cijevi

Svojstva vode pri temperaturi $\vartheta_{wm} = 31,65^\circ\text{C}$:

$\rho = 995.14$	kg/m^3	-	Gustoća vode
$\lambda = 0.617$	W/mK	-	Koeficijent toplinske vodljivosti vode
$c_w = 4179.5$	J/kgK	-	Specifični toplinski kapacitet vode
$\eta = 7.77 \cdot 10^{-4}$	Pa s	-	Dinamička žilavost vode
$\nu = 7.74 \cdot 10^{-7}$	m^2/s	-	Kinematička žilavost vode
$Pr = 5.22$	/	-	Prandtlov broj

Preporuka za maseni protok vode na 1m cijevi: $m_{L1} = (0.08 \text{ do } 0.2) \text{ kg/s}$

$m_{L1} = 0.15$ kg/s - odabrano

Debljina vodenog filma:

$$\delta = 0.91 \cdot \sqrt[3]{\frac{\eta \cdot m_{L1}}{\rho^2}} = 0.91 \cdot \sqrt[3]{\frac{7.77 \cdot 10^{-4} \cdot 0.15}{995.14^2}} = 0.00044 \text{ m} \quad (8)$$

Reynoldsov broj:

$$\text{Re} = 4 \cdot \frac{\delta}{\nu} \cdot w = 4 \cdot \frac{\delta}{\nu} \cdot \frac{m_{L1}}{\rho \cdot \delta} = 779 \quad (9)$$

Nusseltov broj:

$$\text{Nu} = 0.1 \cdot \text{Re}^{0.63} \cdot \text{Pr}^{0.48} \quad (10)$$

$\text{Nu} = 14.65$

Koeficijent prijelaza topline na strani vode:

$$\alpha_w = Nu \cdot \frac{\lambda}{4 \cdot \delta} \quad (11)$$

$$\alpha_w = 5085 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Faktori onečišćenja na strani vode prikazani Jednadžbama (12), (13) i (14).

Onečišćenje od cijevnog zida (vezanog za srednji promjer cijevi):

$$R_1 = \frac{\delta_1}{\lambda_1} \cdot \frac{d_i}{d_m} = \frac{0.003}{50} \cdot \frac{32}{35} \quad (12)$$

$$R_1 = 0.000055 \text{ m}^2\text{K/W}$$

Onečišćenje od kamenca ako je debljina kamenca $\delta_2 = 0.8\text{mm}$, $\lambda_2 = 2$:

$$R_2 = \frac{\delta_2}{\lambda_2} = \frac{0.0008}{2} = 0.0004 \text{ m}^2\text{K/W} \quad (13)$$

Onečišćenje od hrđe i ostalih nečistoća:

$$R_3 = 0.0003 \text{ m}^2\text{K/W}$$

Ukupni faktor onečišćenja:

$$R_i = R_1 + R_2 + R_3 = 0.000755 \text{ m}^2\text{K/W} \quad (14)$$

Specifični toplinski tok izražen preko unutrašnje površine:

$$q_i = \frac{\vartheta_z - \vartheta_{wm}}{\left(\frac{1}{\alpha_w} + R_i\right) \cdot \frac{d_i}{d_e}} = \frac{\vartheta_z - 32.15}{\left(\frac{1}{5154} + 0.000755\right) \cdot \frac{32}{38}} \quad (15)$$

$$q_i = 1248 \cdot (\vartheta_z - 31.65)$$

Specifični toplinski tok na strani radne tvari R717 gdje je t_c temperatura kondenzacije prethodno zadana u [Tablica 8]:

$$q_e = \alpha_R(\vartheta_c - \vartheta_z) \quad (16)$$

Koeficijent prijelaza topline na strani R717 - α_w :

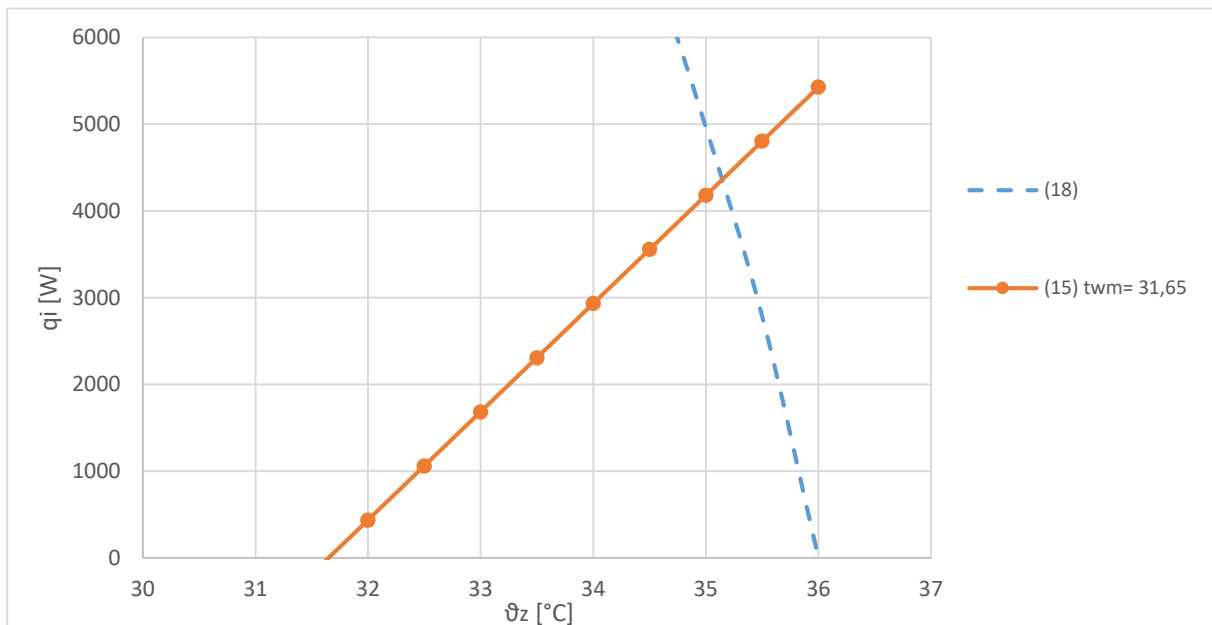
$$\alpha_R = 2100 \cdot (\vartheta_c - \vartheta_z)^{-0.167} \cdot d_i^{-0.25} \quad (17)$$

$$\alpha_R = 4965.1 \cdot (36 - \vartheta_z)^{-0.167}$$

Jednadžbu (17) uvrstimo u (16) :

$$q_e = 4965.1 \cdot (36 - \vartheta_z)^{0.833} \quad (18)$$

Uzimajući u obzir da specifični toplinski tokovi s unutrašnje i vanjske strane trebaju biti zadovoljeni, odnosno $q_i = q_e$. Jednadžbe (18) i (15) predstavljaju 2 jednadžbe s 2 nepoznanice. Grafičko rješenje tih jednadžbi prikazano je na [Slika 16].



Slika 16. Grafički prikaz Jednadžbi (15) i (18)

Rezultat je:

$$\vartheta_z = 35,14 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$q_i = 4360 \frac{W}{m^2}$$

Površina izmjenjivača unutrašnja:

$$A_i = \frac{\Phi_c}{q_i} = \frac{1\,000\,000}{4360} = 229,3 \text{ } m^2 \quad (19)$$

Površina izmjenjivača vanjska:

$$A_{e1} = A_i \cdot \left(\frac{d_e}{d_i}\right) = 229,3 \cdot \frac{38}{32} = 272,3 \text{ } m^2 \quad (20)$$

Potrebno je provjeriti da li dobivena vrijednost zadovoljava izmjenu topline voda-zrak:

$$\Phi_c = \sigma \cdot A_{e2} \cdot \beta \cdot \Delta h_m \quad (21)$$

Gdje je koeficijent ishlapljivanja izražen sljedećom jednadžbom:

$$\sigma = \frac{\alpha_a}{c_p} \quad (22)$$

Kako bi se izračunao koeficijent ishlapljivanja potrebno je izračunati α_a a tu vrijednost se dobije preko Nusseltov-og i Reynoldsovog broja:

$$Re_{ez} = \frac{w_z \cdot d_v}{\nu_z} \quad (23)$$

Odabrana brzina strujanja zraka između horizontalnih redova cijevi prema preporuci:

$$w_z = 5.5 \text{ } m/s$$

Odnos između vodenog filma i vanjske izmjenjivačke površine:

$$\beta = 1.5$$

Parametri zraka za srednju temperaturu $T_m = 308,3 \text{ K}$ ($31,82^\circ\text{C}$):

$c_p = 1006$	J/kgK	-	Specifični toplinski kapacitet zraka
$\lambda_z = 0.027$	W/mK	-	Koeficijent vodljivosti topline zraka
$\eta_z = 1.88 \cdot 10^{-5}$	Pa s	-	Dinamička žilavost zraka
$\rho_z = 1.14$	kg/m^3	-	Gustoća zraka
$\nu_z = 1.64 \cdot 10^{-5}$	m^2/s	-	Kinematička žilavost zraka
$Pr = 0.71$	-	-	Prandtlov broj

Reynoldsov broj prema (23):

$$Re_{ez} = \frac{w_z \cdot d_v}{\nu_z} = \frac{5.5 \cdot 0.038}{1.64 \cdot 10^{-5}} = 12718$$

Nusseltov broj:

$$Nu_{ez} = 0.4 \cdot Re_{ez}^{0.6} \cdot Pr_{ez}^{0.36} \quad (24)$$

$$Nu_{ez} = 102.4$$

Koeficijent prijelaza topline zraka koji struji preko cijevi:

$$\alpha_a = \frac{Nu \cdot \lambda_z}{d_v} = \frac{102.4 \cdot 0.027}{0.038} \quad (25)$$

$$\alpha_a = 72.1 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Sada je moguće izračunati koeficijent ishlapljivanja prema (22):

$$\sigma = \frac{\alpha_a}{c_p} = \frac{72.1}{1.14} = 0.071 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

Iz jednadžbe (21) slijedi A_e :

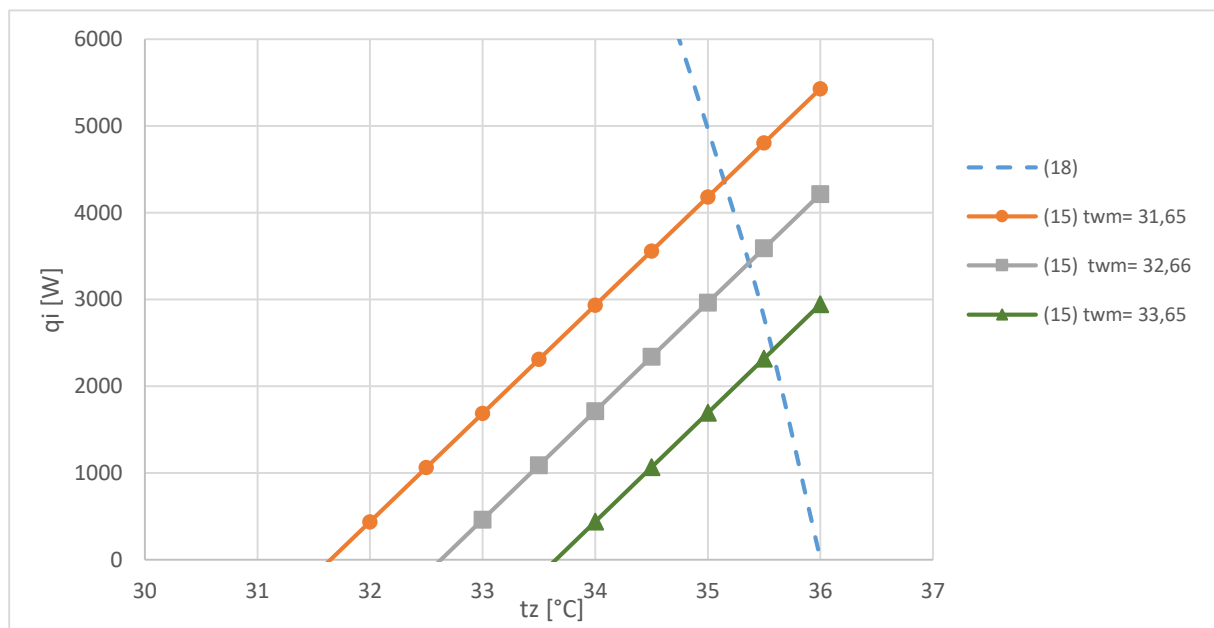
$$A_{e2} = \frac{\Phi_c}{\sigma \cdot \beta \cdot \Delta h_m} = \frac{\Phi_c}{\sigma \cdot \beta \cdot \Delta h_m} = \frac{1\,000\,000}{0.071 \cdot 1.5 \cdot 19758.9}$$

$$A_{e2} = 470.9 \text{ m}^2$$

Vidljiva je velika razlika u dobivenim rezultatima između $A_{e2} = 470.9 \text{ m}^2$ i $A_{e1} = 272 \text{ m}^2$.

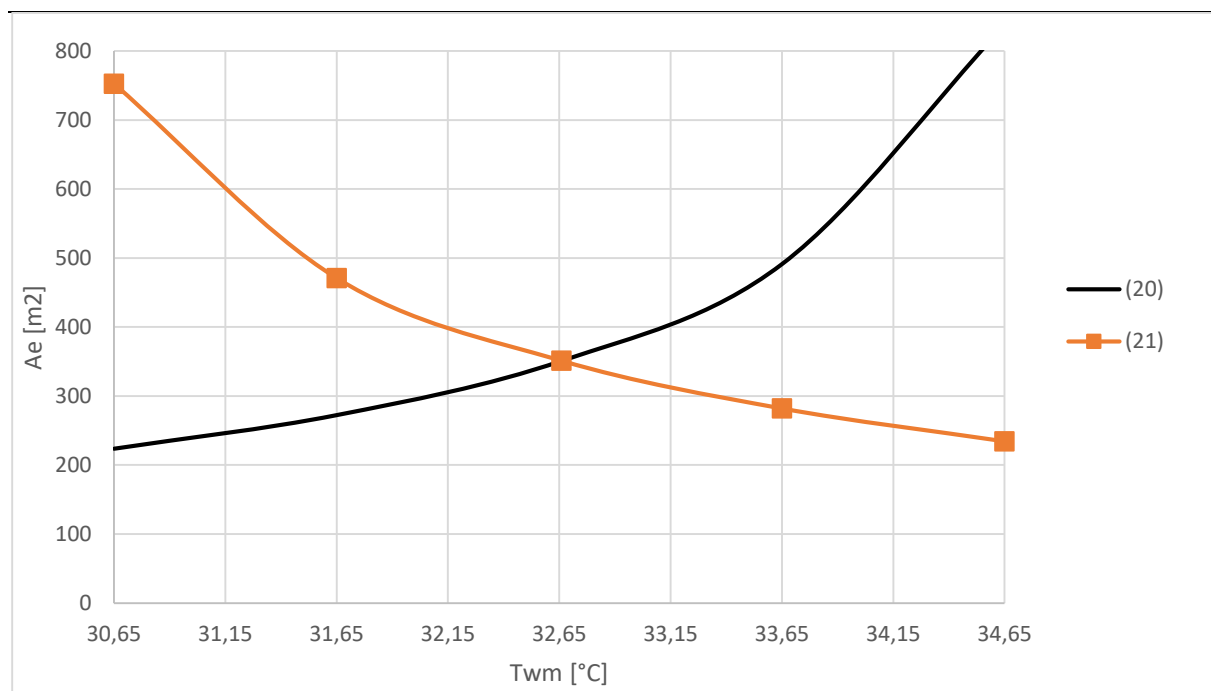
Potrebno je promijeniti srednju temperaturu vode ili protok zraka.

Promjenom srednje temperature vode mijenja se q_i , t_z i A_e , a rješenja su grafički prikazana na [Slika 17].



Slika 17. Prikaz grafičkog rješenja Jednadžbe (15) s različitim t_{wm} u ovisnosti o T_z

Na [Slika 18] je vidljivo grafičko rješenje tj. presjecište krivulja gdje je $A_{e1} = A_{e2}$.



Slika 18. Prikaz grafičkog rješenja Jednadžbi u ovisnosti o T_{wm}

Iščitana rješenja:

$$\vartheta_{wm} = 32.663 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$A_{e2} = 351 \text{ m}^2$$

Ponovni proračun temperature stijenke, toplinskog toka i površine opisane jednadžbama (7), (15) i (20):

$$\Delta h_m = 26.5$$

$$\vartheta_z = 35.37 \text{ } ^\circ\text{C} \quad - \quad \text{očitano}$$

$$q_i = 3384.5 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

$$A_e = A_i \cdot \left(\frac{d_e}{d_i}\right) = 351 \text{ m}^2$$

Za daljnji proračun se uzima vrijednost $A_e = 351 \text{ m}^2$

4.2. Dimenzioniranje kondenzatora

Ukupna duljina cijevi oplahivanih vodom:

$$L_{ov} = \frac{A_e}{d_e \cdot \pi} = \frac{351}{0.038 \cdot \pi} = 2939 \text{ m} \quad (26)$$

Površina horizontalnog reda preko kojeg struji zrak:

$$A_s = \frac{V_a}{w_a} = \frac{30}{5.5} = 5.45 \text{ m}^2 \quad (27)$$

Broj cijevnih spirala, gdje je L=2.8m aktivna duljina u kondenzatoru:

$$n_{tc}/2 = \frac{A_s}{L \cdot (2 \cdot 1.3 \cdot d_e - d_e)} = \frac{5.45}{2.8 \cdot (2 \cdot 1.3 \cdot 0.038 - 0.038)} = 32.04 \quad (28)$$

$n_{tc} = 66$ - Zaokruženo na višu parnu vrijednost

Širina kondenzatora:

$$B = \frac{n_{tc}}{2} \cdot 2 \cdot 1.3 \cdot d_e = \frac{66}{2} \cdot 2 \cdot 1.3 \cdot 0.038 = 3.26 \text{ m} \quad (29)$$

Duljina jedne cijevne spirale:

$$L_1 = \frac{L_{ov}}{n_{tc}} = \frac{2939}{66} = 44.53 \text{ m} \quad (30)$$

Broj horizontalnih redova:

$$\frac{n_{hr}}{2} = \frac{L_1}{L} = \frac{44.53}{2.8} = 15.9 \quad (31)$$

$n_{hr} = 32$ - Zaokruženo na višu parnu vrijednost

Visina kondenzatora:

$$H = n_{hr} \cdot 1.3 \cdot d_e = 32 \cdot 1.3 \cdot 0.038 = 1.58 \text{ m} \quad (32)$$

4.3. Analiza gubitka vode

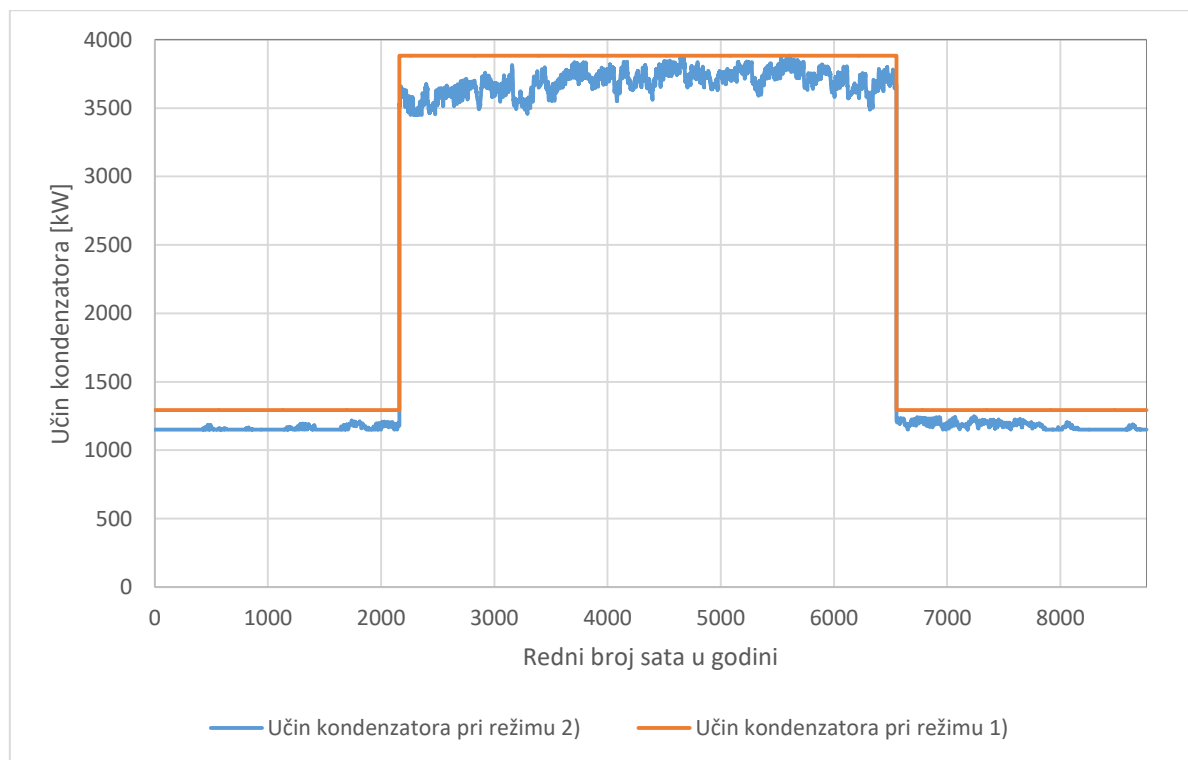
Kako bi se provela analiza potrošnja vode kroz mjesec potrebno je poznavati vrijednosti toplinskog toka koje kondenzator mora izbaciti u okoliš. Budući da nemamo mjerene vrijednosti postrojenja, pretpostavljeno je sljedeće rashladno opterećenje sustava:

- Ljeto (od početka 4 do kraja 9 mjeseca): potreba za 3000 kW rashladne energije po satu
- Zima (ostatak): potreba za 1000 kW rashladne energije po satu

Potrebno je naglasiti da sustav u stvarnosti ne radi 24 sata kao što je ovdje pretpostavljeno već je ovo prosječna vrijednost rashladnog opterećenja sustava. Kako bi se dobio uvid u razliku potrošnje vode postojećeg sustava i sustava nakon rekonstrukcije pretpostavljena su 2 različita režima:

- 1) Sa stalnom temperaturom kondenzacije od 35°C
- 2) S promjenjivom temperaturom kondenzacije (prikazano na [Slika 24] u poglavlju 6.) ovisno o vanjskoj temperaturi zraka i relativnoj vlažnosti

Iz rashladnog opterećenja postavljanjem procesa dobiva se učin kondenzatora za svaki sat što je prikazano na [Slika 19].



Slika 19. Učin kondenzatora sa svaki sat u godini

Nakon toga potrebno je izračunati sve gubitke vode na evaporativnim kondenzatorima koji zbrojeni predstavljaju potrebnu masu dodatne vode. Dake, potrebna masa dodatne vode (m_d) jednaka je zbroju mase vode koja je ishlapila (m_1), masi vode koja je odnesena strujom zraka (m_2) i masi vode koja je potrebna za odmuljivanje (m_3).

Potrebna masa dodatne vode m_d :

$$m_d = m_1 + m_2 + m_3, \quad \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (33)$$

Maseni tok vode koja je ishlapila m_1 izračunava se preko učina evaporativnih kondenzatora, gdje je $r = 2450 \text{ kJ/kg}$ specifična latentna toplina isparavanja.

$$m_1 = \frac{\Phi_{kond}}{r}, \quad \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (34)$$

Kako bi se izračunali ostali gubici vode potrebno je prvo izračunati maseni protok vode u optoku m_{wk} . Prema „*G.F. Hundy, T.C. Welch, in Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps (Fifth Edition), 2016*“ [15], Maseni protok vode u optoku mora biti dovoljno izdašan da osigura vlaženje površine cijevi, te je reda veličine 80-160 puta veći od masenog toka vode koja je ishlapila (m_1). Odabrana je vrijednost 100 puta većeg masenog protoka.

$$m_{wk} = 100 \cdot m_1, \quad \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (35)$$

Izlazna struja zraka iz evaporativnog kondenzatora sadrži u sebi sitne kapljice vode koje nisu ishlapile te je njih potrebnu uvrstiti u izračun gubitka vode. Maseni tok vode koja je odnesena strujom zraka u obliku kapljica m_2 približno iznosi 0,2 % masenog protoka vode u sustavu:

$$m_2 = 0,002 m_{wk}, \quad \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (36)$$

Maseni tok vode potreban za odmuljivanje m_3 ovisi o stupnju uparenja u koji je jednak omjeru karbonatne tvrdoće recirkulirajuće vode i karbonatne tvrdoće dodatne vode. U našem slučaju on iznosi $u = 4$.

$$m_3 = \frac{1}{u-1} \cdot m_1 = \frac{1}{3} \cdot m_1, \quad \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (37)$$

Količina dodatne vode V_d računa se iz sljedećeg izraza:

$$V_d = m_d \cdot \frac{3600}{1000}, \quad [m^3] \quad (38)$$

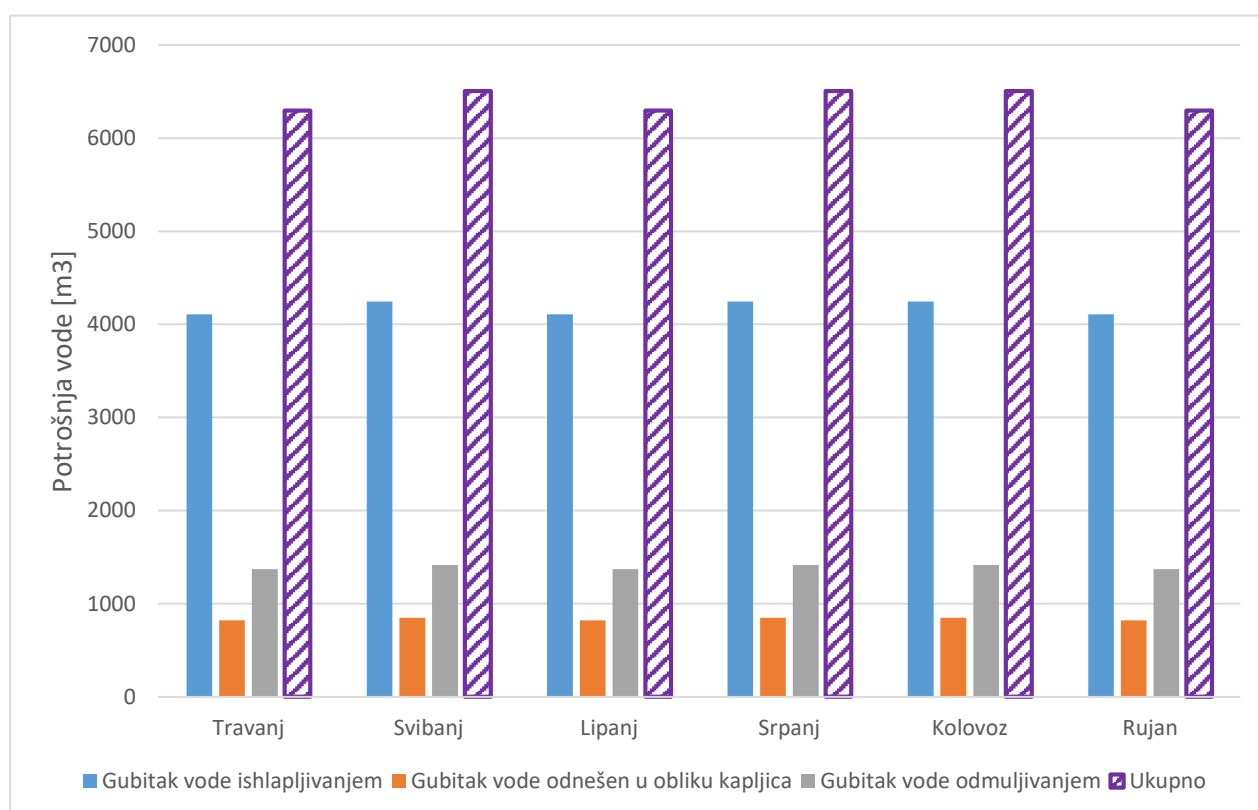
Proračun je proveden samo za ljetni režim rada sustava (od početka 4. do kraja 9. mjeseca) jer u zimskom režimu rada pumpe vode nisu uvijek uključene te se masa ishlapljene vode m_1 ne bi mogla dobiti iz učina kondenzatora.

Proračun je proveden za svaki sat u ljetnim mjesecima. Maseni tokovi za svaki sat su zbrojeni i pomnoženi s vremenom kako bi se dobila masa vode. Masa vode je preračunata u volumen a konačne vrijednosti za režim 1) i 2) su prikazane u [Tablica 9], [Tablica 10] i na [Slika 20], [Slika 21].

Iz rezultata se vidi da se najviše vode gubi ishlapljivanjem, a najmanje odnošenjem kapljica u okoliš kroz eliminator. U oba režima gubici vode zbog odnošenja kapljica iznose oko 13% od količine dodatne vode. Gubici zbog odmuljivanja u oba režima iznose oko 22% od količine dodatne vode, odnosno trećinu od gubitaka zbog ishlapljivanja što se može vidjeti i iz Jednadžbe (37).

Mjesec	Broj sati u mjesecu	Gubitak vode ishlapljivanjem $V_1, [m^3]$	Gubitak vode odnesene kapljicama $V_2, [m^3]$	Gubitak vode zbog odmuljivanja $V_3, [m^3]$	Količina dodatne vode $V_d, [m^3]$
Travanj	720	4107	821	1369	6298
Svibanj	744	4244	849	1415	6508
Lipanj	720	4107	821	1369	6298
Srpanj	744	4244	849	1415	6508
Kolovoz	744	4244	849	1415	6508
Rujan	720	4107	821	1369	6298

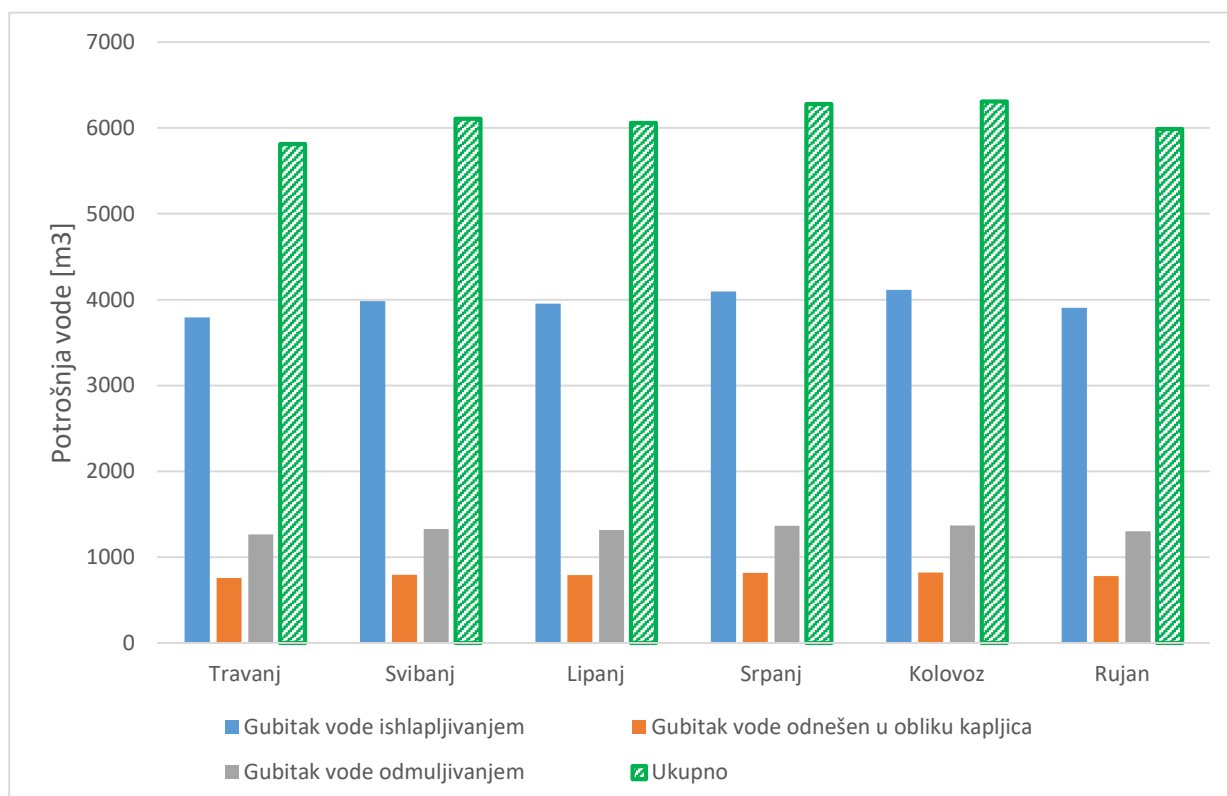
Tablica 9. Tablični prikaz rezultata za režim 1)



Slika 20. Grafički prikaz rezultata za režim 1)

Mjesec	Broj sati u mjesecu	Gubitak vode ishlapljivanjem $V_1, [m^3]$	Gubitak vode odnesene kapljicama $V_2, [m^3]$	Gubitak vode zbog odmuljivanja $V_3, [m^3]$	Količina dodatne vode $V_d, [m^3]$
Travanj	720	3791	758	1264	5814
Svibanj	744	3982	796	1327	6106
Lipanj	720	3952	790	1317	6059
Srpanj	744	4094	819	1365	6278
Kolovoz	744	4115	823	1372	6309
Rujan	720	3905	781	1302	5987

Tablica 10. Tablični prikaz rezultata za režim 2)

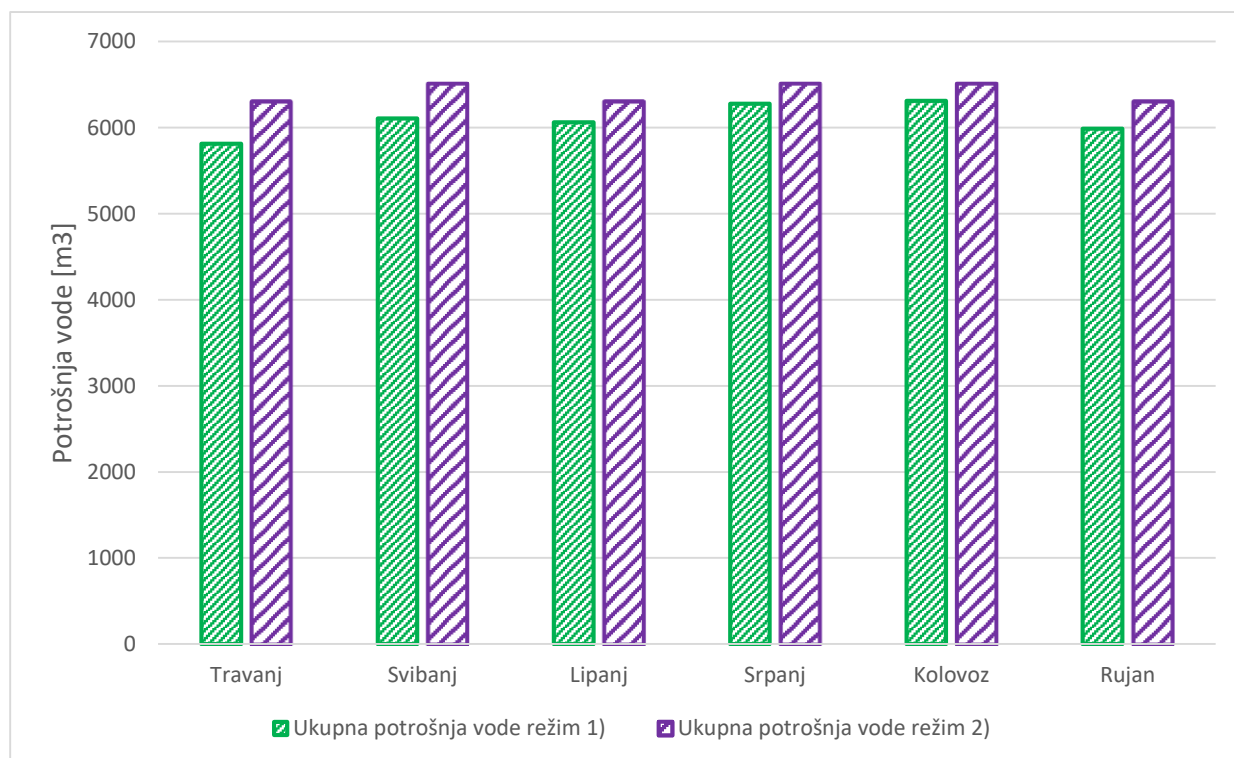


Slika 21. Grafički prikaz rezultata za režim 2)

Usporedbe u potrošnji vode kroz mjesece između 2 režima prikazane su brojčano u [Tablica 11] i grafički na [Slika 22]. Ukupna razlika u potrošnji kroz sve mjesece iznosi 2728 m^3 . Daljnji ekonomski proračun i ušteda zbog smanjene potrošnje vode nastavljen je u poglavlju 6.2.

Mjeseci	Razlika ishlapljene vode [m^3]	Razlika vode odnešene u obliku kapljica [m^3]	Razlika u odmuljivanju [m^3]	Razlika u potrošnji između 2 režima [m^3]
Travanj	316	63	105	484
Svibanj	262	52	87	401
Lipanj	156	31	52	239
Srpanj	150	30	50	230
Kolovoz	130	26	43	199
Rujan	203	41	68	311
SUMA	1216	243	405	1865

Tablica 11. Tablična usporedba



Slika 22. Grafička usporedba

5. AUTOMATSKA REGULACIJA RASHLADNOG POSTROJENJA

Regulacija postojećeg sustava se provodi kroz nekoliko sustava.

5.1. Postojeći sustav regulacije:

Sustav upravljanja s evaporativnim kondenzatorima:

Sustav upravljanja ima nekoliko ulaznih vrijednosti: zadani tlak kondenzacije, trenutni tlak kondenzacije (mjerena vrijednost), histerezu tlaka, period vremena. Sve vrijednosti osim trenutnog tlaka kondenzacije je potrebno ručno upisati u sučelje sustava, tada se postavljeni tlak kondenzacije ne mijenja sve dok se ne postavi druga vrijednost.

Npr. ako je zadani tlak kondenzacije 11 bara, histereza na 0.2, to znači da sustav ne reagira sve dok tlak kondenzacije na padne ispod 10.8 bara ili naraste iznad 11.2 bara. Kad se to desi sustav nakon svakog perioda vremena (često postavljen na 1 minutu), pali ili gasi dodatne evaporativne kondenzatore (ventilatore i pumpe) ovisno da li treba smanjiti ili podignuti tlak kondenzacije. Evaporativni kondenzatori imaju dva režima upravljanja, ljetni i zimski.

U zimskom režimu se uključuju ventilatori i tek nakon što su svi ventilatori uključeni moguće je uključivanje protoka vode kroz evaporativne kondenzatore i to samo ako je vanjska temperatura iznad temperature smrzavanja vode.

U ljetnom režimu se serijski pali ventilator, nakon njega pumpa vode na jednom kondenzatoru, zatim na sljedećem itd.

Sustav upravljanja protoka RT kroz banku leda i izmjenjivač s glikolom:

Regulacija kod banke leda je on/off, odnosno ugrađeni su osjetnici koji kada debljina leda pređe zadanu vrijednost šalju signal da je ostvarena maksimalna debljina leda oko cijevi. Tada se zaustavlja protok RT kroz banku leda.

Kod izmjenjivača s glikolom cilj je ostvarivanje konstantne temperature glikola na izlazu što se postiže regulacijom protoka glikola i radne tvari kroz izmjenjivač topline.

Sustav upravljanja s kompresorima:

Kompresori su opremljeni brojilom radnih sati, tako da sustav tijekom rada pokušava imati približno jednaki broj radnih sati na svakom kompresoru. Regulacija učina kompresora se provodi on/off, što u ovakvom sustavu ne predstavlja izazov regulaciji kao i kod ostalih sustava

jer banka leda ima mogućnost akumulacije rashladnog učina, te nije potrebno potpuno imati jednaku bilancu trošenja akumuliranog rashlada i proizvodnje istog. Regulacija kompresora radi na načina da kompresori nastoje održavati konstantnu temperaturu isparavanja uz pomoć klizne motke u kompresoru preko količine usisanog medija. Također postoji histereza, i period vremena nakon kojeg sustav pali ili gasi kompresorsku jedinicu.

5.2. Sustav upravljanja nakon rekonstrukcije:

Sustav nakon rekonstrukcije ima dodatne osjetnike vanjske temperature i vlažnosti. Dodatnu kompresorsku jedinicu s frekvencijskim pretvaračem za bolju regulaciju učina.

Sustav upravljanja s evaporativnim kondenzatorima:

Novi sustav omogućuje automatsko klizanje temperature kondenzacije i rad u optimalnoj točki. Sustav u stvarnom vremenu prikuplja podatke vanjske temperature i relativne vlažnosti i pomoću tih vrijednosti izračunava temperaturu vlažnog termometra, na tu vrijednost se dodaje 12°C što predstavlja temperaturnu razliku potrebnu za prijelaz topline s RT na okoliš. Tako dobivena vrijednost predstavlja željenu temperaturu kondenzacije koja je povezana s tlakom kondenzacije. Uzimaju se srednje vrijednosti nakon svakog perioda vremena .

Ukoliko je potrebno povisiti tlak kondenzacije, gase se evaporativni kondenzatori i obrnuto ako je tlak potrebno sniziti. Za ovakvu finu vrstu regulacije poželjno je imati evaporativne kondenzatore koji imaju mogućnost regulacije brzine vrtnje ventilatora.

Sustav upravljanja s kompresorima:

Nova kompresorska jedinica ima mogućnost finije regulacije učina, umjesto da se gasi kompresor kada je temperatura isparavanja pala ispod zadane, smanjuje mu se učin pomoću frekventnog pretvarača. Suprotno također vrijedi, ako je potrebno povisiti učin kompresora.

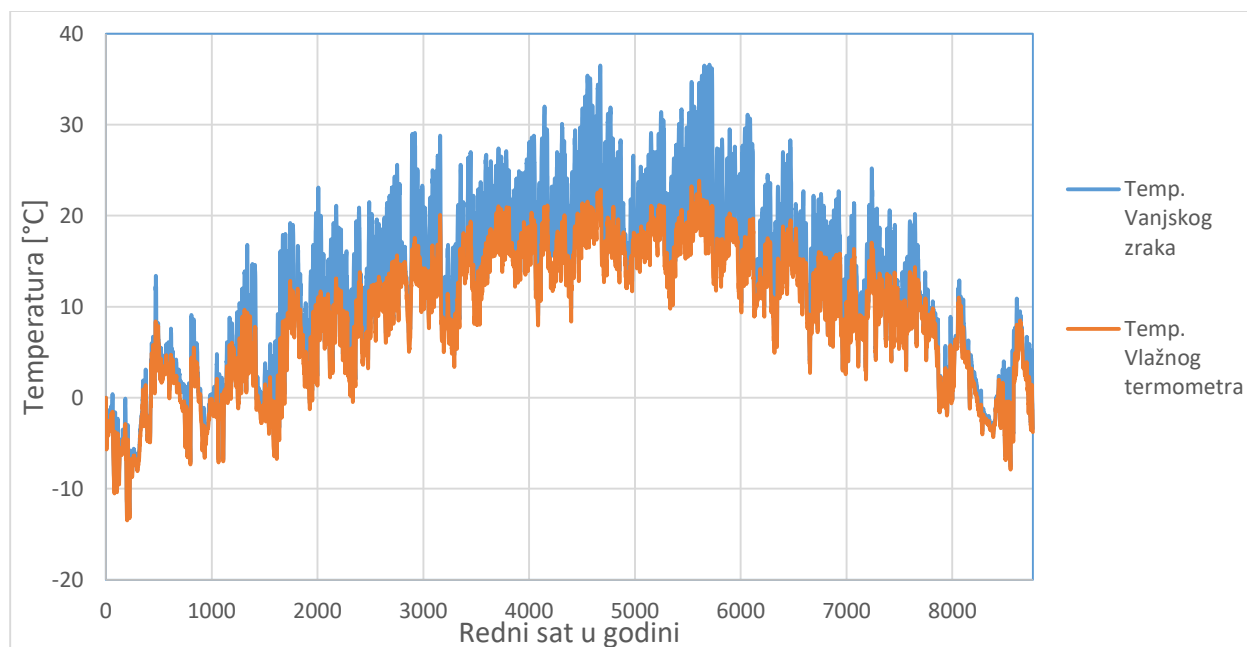
Sustav upravljanja protoka RT kroz banku leda i izmjenjivač topline ostaje isti kao prije rekonstrukcije.

6. PRORAČUN UŠTEDE

Kako bi se kvantificirala ušteda za plan rekonstrukcije i odredio period povrata investicije, pretpostavlja se da sustav ima rashladno opterećenje koje je već prije pretpostavljeno u poglavlju 4.3 gdje je provedena analiza gubitka vode, odnosno:

- Ljeto (od početka 4 do kraja 9 mjeseca): potreba za 3000 kW rashladne energije po satu
- Zima (ostatak): potreba za 1000 kW rashladne energije po satu

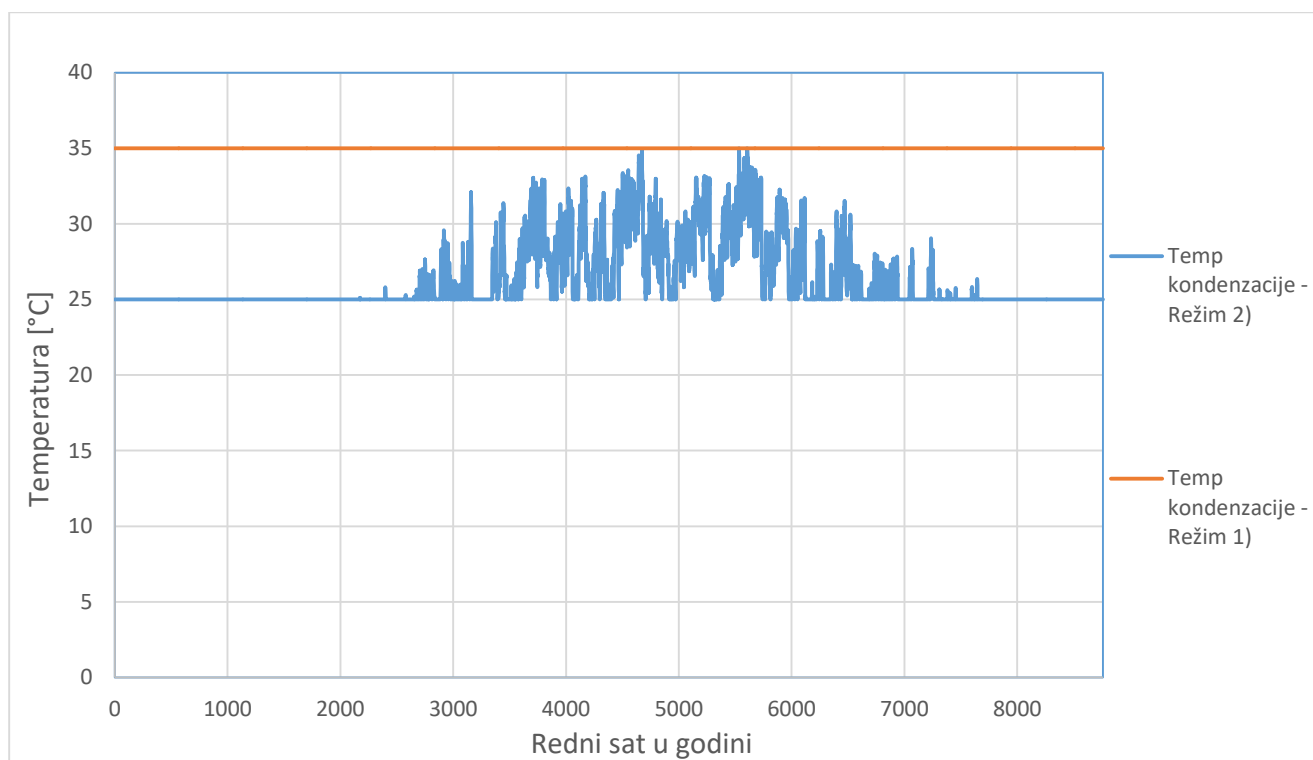
Satni vremenski podaci za tipičnu meteorološku godinu u gradu Zagrebu preuzeti su od Državnog hidrometeorološkog zavoda (DHMZ) i formatirani su u matricu unutar zasebne MATLAB skripte a rezultat je prikazan na [Slika 23].



Slika 23. Prikaz vremenskih podataka za Zagreb

Proveden je proračun za svaki sat kroz cijelu godinu i to za 2 režima:

- 1) Sa stalnom temperaturom kondenzacije od 35°C
- 2) S promjenjivom temperaturom kondenzacije (prikazano na [Slika 24]) ovisno o vanjskoj temperaturi zraka i relativnoj vlažnosti

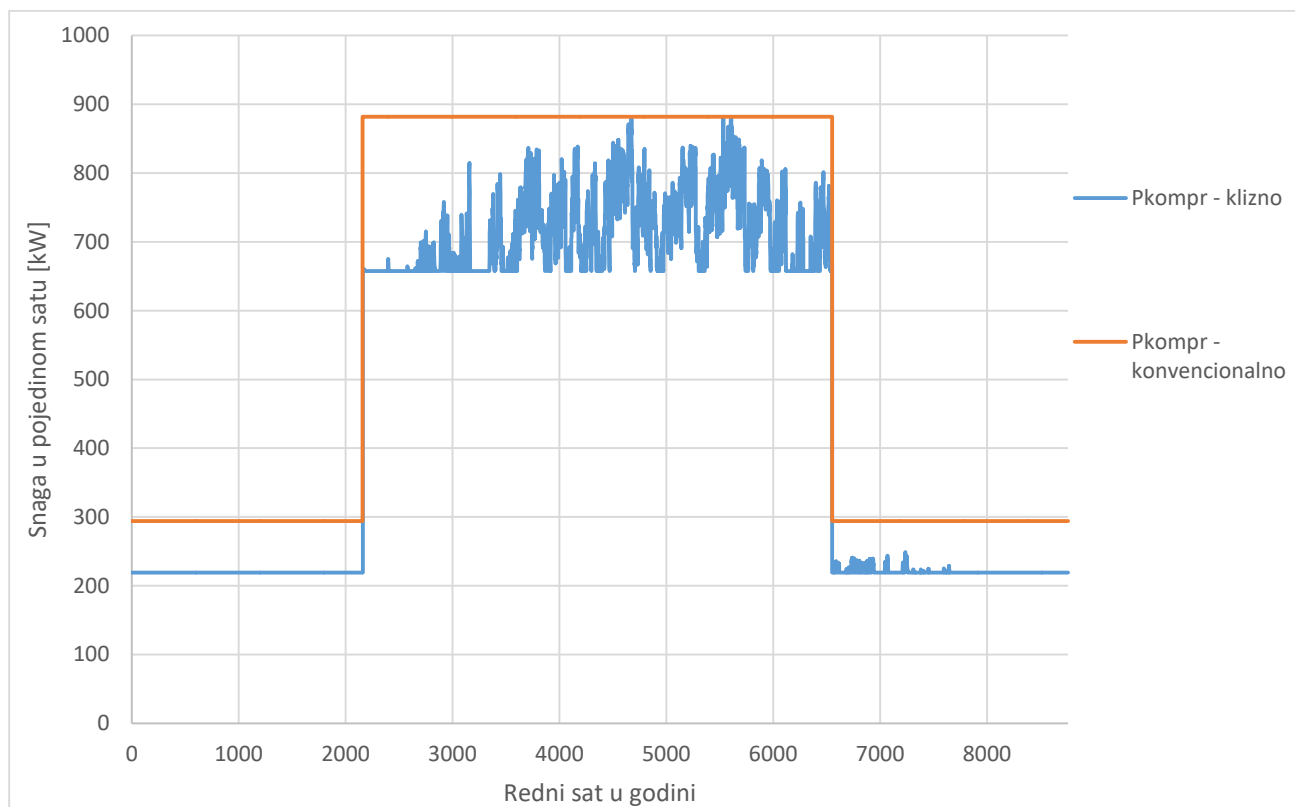


Slika 24. Promjenjiva temperatura kondenzacije kroz godinu

Temperatura kondenzacije je određena temperaturom vlažnog termometra tako da je temperatura kondenzacije za 12°C viša od temperature vlažnog termometra. Minimalna temperatura kondenzacije je postavljena na 25°C a maksimalna na 35°C.

6.1. Uštede zbog smanjene potrebne el.energije kompresora

Za svaki sat u godini postavljen je proces i dobivena je potrebna snaga kompresora kako bi se zadovoljile potrebe za rashladnom energijom. Na [Slika 25] su vidljivi rezultati proračuna, tj. prikazana je potrebna energija kompresora u pojedinom satu.



Slika 25. Rezultati proračuna

Ukupan rad kompresora sa stalnom temperaturom kondenzacije kroz cijelu godinu je 5 159 247 kWh, što čini oko 17 000 000 kWh rashladne energije ako uzmemo COP od 3,3. Rad kompresora pri promjenjivoj temperaturi kondenzacije kroz cijelu godinu iznosi 4 092 050 kWh. Razlika te dvije vrijednosti rada kompresora je ušteda koja se ostvaruje novim sustavom a iznosi 1 067 197 kWh. Sve vrijednosti su prikazane u [Tablica 12].

Cijena el. energije u postojećem postrojenju se plaća u sljedećim tarifama:

Visoka tarifa : 0.6276 kn/kWh

Niža tarifa: 0.3312 kn/kWh

Zakup snage: 29.5 kn/kW

Prosjek u 2018: 0.67 kn/kWh

Za ekonomski proračun se uzima cijena od 0.67 kn/kWh, i tada ušteda u pogonskim troškovima zbog smanjene potrebne električne energije za pogon kompresora iznosi 715 023 kn.

Rad kompresora sa stalnom temperaturom [kWh]	5 159 247
Cca. Rashladne energije (COP=3,3)	17 000 000
Rad kompresora pri promjenjivoj temperaturi [kWh]	4 092 050
Razlika u radu kompresora [kWh]	1 067 197
Ušteda u pogonskim troškovima kroz godinu dana [kn]	715 023

Tablica 12. Rezultati proračuna

6.2. Uštede zbog smanjene potrošnje vode

Razlika u potrošnji vode prije i nakon rekonstrukcije je izračunata u poglavlju 4.3 a iznosi 2728 m³. Cijena vode ovisi o vrsti korisnika, da li je korisnik priključen na CUPOVZ (Centralnog uređaja za pročišćavanje otpadnih voda grada Zagreba) tj. koristi li uslugu pročišćavanja vode. Za evaporativne kondenzatore, gubici vode ishlapljivanjem i gubitak vode odnešen u obliku kapljica ne zahtjeva odvod vode i pročišćavanje u centru stoga je moguće dobiti za tu količinu vode dobiti nešto nižu cijenu. Više o sustavu naplaćivanja može se pogledati na stranicama Zagrebačke vodoopskrbe. Promatrani sustav koristi ima povlaštenu cijenu vode te plaća jedino koncesijsku naknadu, ali u prosjeku može se uzeti cijena od 2 kn/m³. Rezultati su prikazani u [Tablica 13] i dalje su korišteni za izračun perioda povrata investicije.

	Razlika između 2 režima [m^3]	Cijena vode [kn/m^3]	Razlika u kn
Gubitak vode ishlapljivanjem V_1 , [m^3]	1216	2	2432
Gubitak vode odnesene kapljicama V_2 , [m^3]	243	2	486
Gubitak vode zbog odmuljivanja V_3 , [m^3]	405	2	810
SUMA			3729

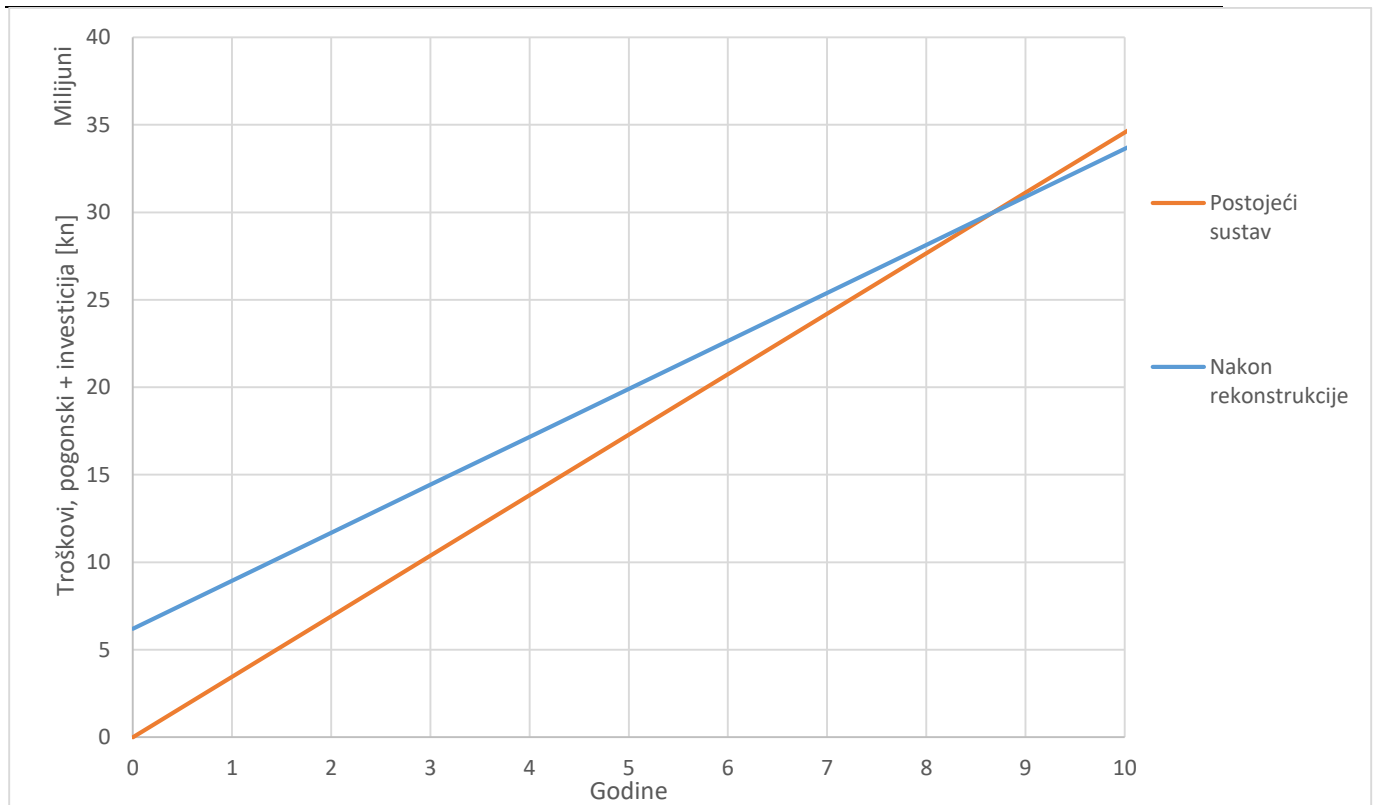
Tablica 13. Troškovi vode između između 2 režima

6.3. Period povrata investicije

Cijena evaporativnih kondenzatora tipa VXC proizvođača „Baltimore“, nazivne snage 3,5 MW pri vanjskoj temperaturi zraka 35°C i temperaturi vlažnog termometra 24°C s montažom iznosi 1 900 000 kn. Takav sustav je opremljen s 3 ventilatora nazivne snage 18 kW, koji imaju funkciju promjenjive brzine vrtnje ventilatora pomoću koje se može kontrolirati učin kondenzatora. Cijena kompresora (300 kW) s frekvencijskim upravljačem, odvajačem i hladnjakom ulja i ostalom pripadajućom opremom iznosi 500 000 kn s montažom.

U planu rekonstrukcije su 3 evaporativna kondenzatora i jedna kompresorska jedinica. Ukupna cijena takve rekonstrukcije iznosi 6 200 000kn. Ušteda u pogonskim troškovima iznosi 3729 *kn/god* zbog uštede na potrošnji vode u evaporativnim kondenzatorima i 715 023 *kn/god* zbog smanjene potrebne električne energije za pogon kompresora. Ukupna ušteda u pogonskim troškovima tako iznosi 718 752 *kn/god*.

Na [Slika 26] je grafički prikazan period povrata investicije. Iz analize se vidi da je povrat investicije oko 8,5 godina što s ekonomskog stajališta predstavlja relativno dobru investiciju.



Slika 26. Prikaz povrata investicije

7. ZAKLJUČAK

Za potrebe ovog rada promatra se amonijačno rashladno postrojenje učinka hlađenja cca. 5000 kW za tehnološke potrebe hlađenja u industriji mlijeka. Jedan dio topline kondenzacije odvodi se na dizalicu topline amonijak-amonijak, nazivnog toplinskog učinka 970 kW. Sustav se sastoji od 5 paralelno spojenih vijčanih kompresora nazivne snage 300 kW, 12 evaporativnih kondenzatora nazivne snage 1000 kW, a isparivači su banka leda i hladnjak glikola. Pregrijane pare donje kaskade (jedan od 5 paralelno spojenih vijčanih kompresora) idu u kondenzator koji je ujedno i isparivač gornje kaskade. Gornji kaskadni sustav dizalice topline radi u režimu +32°C / 80°C. Gornja kaskada se sastoji se od dva paralelno spojena stapna kompresora, a u kondenzatoru je s druge strane voda koja se zagrijava na 80°C i koristi za daljnje potrebe industrije.

Napravljen je plan rekonstrukcije koji uključuje zamjenu dotrajalih evaporativnih kondenzatora čija je starost viša od 20 godina. U postojećem sustavu tlak kondenzacije je moguće ručno mijenjati upisivanjem vrijednosti u sustav. Takav sustav regulacije je neefikasan i neprecizan. Zbog toga sustav radi daleko od optimalne točke velik dio godine jer bi se u idealnom slučaju temperatura kondenzacije mijenjala ovisno o vanjskim uvjetima. Novi sustav također uključuje senzore vanjske temperature i relativne vlažnosti i sustav koji će upravljati s ventilatorima evaporativnih kondenzatora koji kontroliraju tlak kondenzacije. Osim evaporativnih kondenzatora plan obuhvaća i instalaciju dodatnog kompresora s frekvencijskim pretvaračem kako bi se mogao regulirati učin kompresora. Sustav regulacije je pobliže opisan u poglavlju 5.

U radu je proveden i termodinamički proračun evaporativnog kondenzatora nazivne snage 1000 kW u poglavlju 4.

Za cijeli plan rekonstrukcije je napravljen i ekonomski proračun kao i plan povrata investicije. Postavljen je proces za svaki sat u godini i to za 2 režima. Jedan sa stalnom temperaturom kondenzacije od 35°C i drugi režim s promjenjivom temperaturom kondenzacije ovisno o vanjskim uvjetima kako bi sustav i trebao raditi nakon rekonstrukcije. Iz analize provedene u poglavlju 6. vidi se da je povrat investicije oko 8.5 godina.

LITERATURA

- [1] Završni preddiplomski rad Mislav_Rogulj_2017
- [2] V.Soldo, M.Grozdek – podloge za predavanja, kolegij hlađenje i dizalice topline, FSB
- [3] http://www.ammonia21.com/articles/3717/r717_vs_r404a_do_the_advantages_outweigh_the_disadvantages
- [4] Sonja Bijeljac, Zlatan Sarić, Tehnologija mlijeka, 9.2003
- [5] <http://www.frigomech.com/en/main/systems-and-equipment/industrial-refrigeration/ice-banks.html>
- [6] https://www.comronusedfreezers.com/EN/Products-Comron-International/ProductsDetails/view/gallery/cat/2/pid/739/cu/Compressors_Condensing_units/merk/Frick_f_Gram_f_York
- [7] <https://www.baltimoreaircoil.eu/products/VXC>
- [8] <https://www.indiamart.com/proddetail/low-pressure-ammonia-receiver-13449094662.html>
- [9] http://www.riteh.uniri.hr/zav_katd_sluz/zvd_teh_term_energ/nas/tehnika_hladjenja_07/11_Prigusni_ventili.pdf
- [10] <http://www.sraspopovic.com/Baza%20znanja%20dokumenti/Polj.i%20prehr/IV%20razred/tehn.mlijeka.PDF>
- [11] https://www.researchgate.net/figure/Monthly-electrical-energy-consumption-kWh-for-22-farms-over-12-mo-for-all-major_fig2_255175693
- [12] Bitzer, Refrigerant report 19, 2016.
- [13] <http://machineryequipmentonline.com/hvac-machinery/basic-open-system-cyclesvapor-refrigerationheat-pump-cycle/>
- [14] http://repozitorij.fsb.hr/4777/1/Filipovic_2015_završni_preddiplomski.pdf
- [15] <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/evaporative-condenser>
- [16] [https://www.vio.hr/UserDocsImages/usluge/Cijena%20vodnih%20usluga/CIJENA%20GRAD%20ZAGREB_01112015%20\(3\).pdf](https://www.vio.hr/UserDocsImages/usluge/Cijena%20vodnih%20usluga/CIJENA%20GRAD%20ZAGREB_01112015%20(3).pdf)
- [17] http://www.mrgoodtower.eu/index.php?option=com_jdownloads&Itemid=433&view=finish&cid=28&catid=5&lang=es

PRILOZI

- I. CD-R disc
- II. Tehnička dokumentacija