

Proračun dizalice topline u ventilacijskim jedinicama

Mikić, Ivan

Master's thesis / Diplomski rad

2021

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://um.nsk.hr/um:nbn:hr:235:221175>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-07-21**

Repository / Repozitorij:

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Ivan Mikić

Zagreb, 2021.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

prof. dr. sc. Vladimir Soldo

Student:

Ivan Mikić

Zagreb, 2021.

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

Zahvaljujem se mentoru prof. dr. sc. Vladimiru Soldi na svim savjetima, pomoći i utrošenom vremenu prilikom izrade ovog rada.

Također želim se zahvaliti svim kolegama iz tvrtke PRO-KLIMA d.o.o. na pomoći, znanju i resursima korištenima kod izrade ovog rada. Posebne zahvale idu kolegi Tomislavu Ćutiću, mag. ing. mech. koji je uvelike pomogao prilikom rješavanja problema kod istraživanja, proračuna i mjerenja.

Naposljetku želim se zahvaliti svim prijateljima na mnogim druženjima i pomoći za vrijeme studija te se radujem nastavku suradnje.

Najveće zahvale idu mojoj obitelji, ocu i sestrama, uz čiju neprestanu i beskrajnu podršku sam uspio doći do svojih postignuća.

Ivan Mikić



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, inženjersko modeliranje i računalne simulacije i brodstrojarski

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa: 602 - 04 / 21 - 6 / 1	
Ur.broj: 15 - 1703 - 21 -	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Ivan Mikić** JMBAG: 0035199367

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Proračun dizalice topline u ventilacijskim jedinicama**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Heat pump calculation in air handling units**

Opis zadatka:

Povećanje energetske učinkovitosti i primjena obnovljivih izvora energije predstavljaju imperativ u suvremenom pristupu projektiranju termotehničkih instalacija. Uzimajući u obzir ulogu ventilacijskih jedinica (klima komora) u energetskim sustavima zgrada s predviđenom mehaničkom ventilacijom, primjena dizalice topline kao podsustava ventilacijske jedinice nameće se kao logičan odabir u ostvarivanju navedenih ciljeva.

Dizalice topline integrirane u klima komore predstavljaju specifično rješenje upotrebe rashladne i ogrjevne tehnike. U radu je potrebno proračunati dizalicu topline zrak-zrak integriranu u klima komoru te odabrati radnu tvar s obzirom na sve strože zahtjeve koje Uredba (EU) br. 517/2014 (tzv. F-gas regulativa) postavlja pred radne tvari.

Rad treba sadržavati:

1. Specifičnosti primjene dizalice topline kao izvora rashladno/ogrjevne energije u klima komorama.
2. Analizu tržišno dostupnih radnih tvari koje udovoljavaju tehničkim i zakonskim propisima s posebnim osvrtom na radne tvari klase zapaljivosti A1.
3. Proračun dizalice topline za ugradnju u klima komoru nominalnog protoka zraka 15.000 m³/h pri projektnim uvjetima u ljetnom i zimskom režimu rada za područje kontinentalne Hrvatske.
4. Provedbu mjerenja na ispitnom postrojenju izvedenom u testnom laboratoriju tvrtke Pro-klima d.o.o. koji odgovara uređaju iz točke 3.
5. Proračun procesa sa zamjenskom radnom tvari za trenutno korištenu radnu tvar R410A.
6. Dispozicijski crtež dizalice topline zrak-zrak.

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

Zadatak zadan: Datum predaje rada: Predviđeni datumi obrane:
6. svibnja 2021. 8. srpnja 2021. 12. – 16. srpnja 2021.

Zadatak zadao: Predsjednik Povjerenstva:
V Soldo *Tanja Jurčević*
Prof. dr. sc. Vladimir Soldo Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	III
POPIS TABLICA.....	V
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE	VI
POPIS OZNAKA I KRATICA	VII
SAŽETAK.....	X
SUMMARY	XI
1. UVOD.....	1
2. PREGLED LITERATURE I TEHNOLOGIJE	2
2.1. Dizalice topline	2
2.1.1. Učinkovitost dizalice topline	3
2.1.2. Toplinski izvori procesa dizalica topline	4
2.1.2.1. Zrak kao toplinski izvor dizalice topline	5
2.1.3. Dizalice topline u klimatizaciji	6
2.1.3.1. Dizalice topline u ventilacijskim jedinicama	6
2.2. Povrat topline	10
2.3. Radne tvari	16
2.3.1. Svojstva radnih tvari	16
2.3.2. Vrste radnih tvari	17
2.3.3. Utjecaj radnih tvari na globalno zatopljenje	19
2.3.4. Stupanj štetnosti radnih tvari.....	20
2.3.5. Regulative Europske unije	21
2.3.6. Primjena i svojstva R410A	25
2.3.7. Istraživanja i analize radnih tvari.....	26
2.4. Nove tehnologije	35
3. MJERENJA NA TESTNOJ JEDINICI	40
3.1. Opis testne ventilacijske jedinice	40
3.2. Metoda mjerenja	42
3.3. Rezultati mjerenja	43
4. PRORAČUN	46
4.1. Projektne vrijednosti	46

4.1.1. Postavke procesa dizalice topline u ljetnom režimu rada	46
4.1.2. Postavke procesa dizalice topline u zimskom režimu rada.....	50
4.2. Rezultati proračuna s projektnim vrijednostima	52
4.3. Rezultati proračuna s mjerenim podacima.....	59
5. ZAKLJUČAK.....	64
LITERATURA.....	66
PRILOZI.....	68

POPIS SLIKA

Slika 1 - T, s (lijevo) i log p, h dijagram (desno) ljevokretnog rashladnog procesa	2
Slika 2 – Osnovna shema dizalice topline.....	3
Slika 3 - Djelotvornost i raspoloživost toplinskih izvora [2]	4
Slika 4 – Temperatura zraka u svakom satu u godini [3].....	5
Slika 5 - Centralna ventilacijska jedinica za pripremu zraka [5]	7
Slika 6 - Unutrašnjost centralne ventilacijske jedinice za pripremu zraka	7
Slika 7 - Rad ventilacijske jedinice u režimu grijanja (gore) i režimu hlađenja (dolje)	8
Slika 8 - Skica uz jednadžbu efikasnosti povrata topline	9
Slika 9 – Kružni cirkulacijski sustav povrata topline [8].....	11
Slika 10 – Rotacijski regeneratorski [8].....	11
Slika 11 – Sustav povrata topline miješanjem dobavne i povratne struje zraka [8].....	12
Slika 12 – Temperatura otpadnog zraka u odnosu na temperaturu svježeg zraka [10].....	12
Slika 13 – Efikasnost ventilacijske jedinice u odnosu na temperaturu svježeg zraka [10].....	12
Slika 14 – Osnovna ventilacijska jedinica s miješalištem [11]	14
Slika 15 – Konfiguracije ventilacijskih jedinica [11].....	15
Slika 16 – Toplinski tokovi na grijaču i hladnjaku za svaku konfiguraciju ventilacijske jedinice [11]	16
Slika 17 – Period povrata investicije konfiguracija ventilacijskih jedinica [11].....	16
Slika 18 – Plan postupnog smanjenja stavljanja radnih tvari na tržište [1].....	23
Slika 19 – Radne tvari analizirane kao alternative R410A i R134a [14]	27
Slika 20 – Rezultati analize učinka i učinkovitosti zamjenskih radnih tvari za R410A [14]...	28
Slika 21 - Rezultati analize učinka i učinkovitosti zamjenskih radnih tvari za R134a [14]	29
Slika 22 – Protoci i učinkovitosti čistih tvari [16]	30
Slika 23 – Rezultati analize smjese s R32 kao osnovnom radnom tvari [16]	31
Slika 24 – Potrebna električna snaga za različite kompresijske omjere i temperature kondenzacije R466A u usporedbi s R410A [17].....	32
Slika 25 – Usporedba protoka R410A i R466A [17]	32
Slika 26 – Usporedba COP-a sustava s R410A i R466A [17]	33
Slika 27 – Temperature radnih tvari nakon kompresije za različite kompresijske omjere [17]	33
Slika 28 – Smjernice za odabir radne tvari niskog GWP-a za različite temperature i izvedbe dizalice topline [18].....	35
Slika 29 – Shema Maisotsenkovog izmjenjivača topline [19]	35

Slika 30 – Proces u Maisotsenkovom izmjenjivaču prikazan u Moliereovom dijagramu [19]	36
Slika 31 – Sustav odvlaživanja zraka s tekućim kemijskim odvlaživačem [19].....	37
Slika 32 – Parametri Peltierovog elementa [20].....	38
Slika 33 – Shema ventilacijske jedinice s Peltierovim elementima [20]	38
Slika 34 – Fotografija ispitne ventilacijske jedinice	40
Slika 35 – Podatci izmjereni na ispitnoj ventilacijskoj jedinici	43
Slika 36 – Stanja dobavnog zraka nakon rotacijskog regeneratora, ventilatora i isparivača ...	45
Slika 37 – Projektno stanje u ventilacijskoj jedinici za ljetni režim	47
Slika 38 – Molliereov dijagram ljetnog projektnog stanja [23]	48
Slika 39 – Projektno stanje u ventilacijskoj jedinici za zimski režim	50
Slika 40 - Kvalitativni prikaz procesa u T,s (lijevo) i $\log p,h$ dijagramu (desno).....	51
Slika 41 – EER i COP pojedine radne tvari za projektne vrijednosti	54
Slika 42 – Tlak kondenzacije i isparivanja radnih tvari za ljetne projektne vrijednosti	55
Slika 43 - Tlak kondenzacije i isparivanja radnih tvari za zimske projektne vrijednosti.....	55
Slika 44 – Snage kompresora pri projektnim vrijednostima	56
Slika 45 – Temperature nakon kompresije pri projektnim uvjetima.....	57
Slika 46 – Gustoća radne tvari na usisu u kompresor pri projektnim uvjetima	58
Slika 47 – Volumetrički rashladni učin pri projektnim uvjetima	58
Slika 48 – Protoci radnih tvari pri projektnim uvjetima.....	59
Slika 49 – EER izmjenjenog procesa za pojedinu radnu tvar	60
Slika 50 – Tlakovi kondenzacije i isparavanja izmjenjenog procesa za pojedinu radnu tvar....	61
Slika 51 - Temperature nakon kompresije za izmjerenu radnu točku.....	61
Slika 52 - Gustoća radne tvari na usisu u kompresor za izmjerenu radnu točku	62
Slika 53 – Volumetrički rashladni učin pojedine radne tvari za izmjereni proces.....	62
Slika 54 – Snage kompresora za pojedine radne tvar u izmjenenom procesu	63
Slika 55 – Protoci radnih tvari za izmjereni proces	63

POPIS TABLICA

Tablica 1 - COP dizalice topline zrak-voda za različite radne točke [4].....	6
Tablica 2 - Sastav i maseni udjeli komponenata nekih smjesa radnih tvari.....	19
Tablica 3 - Primjer GWP-a za neke radne tvari [1].....	20
Tablica 4 - Shema klasifikacije štetnosti radnih tvari [12].....	21
Tablica 5 - Primjer klase štetnosti nekih radnih tvari [12].....	21
Tablica 6 - Zabrane stavljanja na tržište opreme koja sadrži fluorirane ugljikovodike [1]	24
Tablica 7 – Svojstva R410A [2].....	26
Tablica 8 - Smjese s R32 kao osnovnom radnom tvari [16]	31
Tablica 9 – Rezultati mjerenja rada ventilacijske jedinice s Peltierovim elementima u režimu grijanja [20]	39
Tablica 10 – Vrijednosti entalpija projektnih stanja zraka [23]	47
Tablica 11 – Fizikalna svojstva zraka [24].....	48
Tablica 12 – Projektne vrijednosti procesa dizalice topline za ljetni režim.....	50
Tablica 13 – Projektne vrijednosti procesa dizalice topline za zimski režim	50
Tablica 14 – Svojstva radnih tvari korištenih u analizi [25, 26]	53
Tablica 15 – R410A – rezultati proračuna radnih točaka za ljetni režim.....	53
Tablica 16 – R410A - rezultati proračuna radnih točaka za zimski režim.....	54
Tablica 17 – Kompresijski omjeri u projektnim radnim točkama	56
Tablica 18 – Izmjerene vrijednosti procesa hlađenja	59
Tablica 19 – Radne točke izmjerenog procesa.....	60
Tablica 20 – Kompresijski omjeri izmjerenog procesa za pojedinu radnu tvar.....	61

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

DT - 1000	Dispozicijski crtež dizalice topline
DT - 2000	Funkcionalna shema dizalice topline u režimu hlađenja
DT - 3000	Funkcionalna shema dizalice topline u režimu grijanja

POPIS OZNAKA I KRATICA

Oznaka	Jedinica	Opis
h_{i_iz}	kJ/kg	Specifična entalpija zraka na izlazu iz isparivača
h_{i_ul}	kJ/kg	Specifična entalpija zraka na ulazu u isparivač
h_1	kJ/kg	Specifična entalpija radne tvari na izlazu iz isparivača / ulazu u kompresor
h_2	kJ/kg	Specifična entalpija radne tvari nakon kompresije
h_{2s}	kJ/kg	Specifična entalpija radne tvari nakon izentropske kompresije
h_4	kJ/kg	Specifična entalpija radne tvari nakon ekspanzije na ekspanzijskom ventilu
h'_4	kJ/kg	Specifična entalpija vrele kapljevine radne tvari nakon ekspanzije na ekspanzijskom ventilu
h''_4	kJ/kg	Specifična entalpija suhozasićene pare radne tvari nakon ekspanzije na ekspanzijskom ventilu
h_{pZ}	kJ/kg	Specifična entalpija povratnog zraka
h_{SZ}	kJ/kg	Specifična entalpija svježeg zraka
h_z	kJ/kg	Specifična entalpija zraka
η_{el}	–	Učinkovitost proizvodnje električne energije
Φ_i	kW	Toplinski učin isparivača
Φ_k	kW	Toplinski učin kondenzatora
E_{AHU}	kJ	Energija dovedena ventilacijskoj jedinici
P_{komp}	kW	Snaga kompresora
Q_{AHU}	kJ	Korisna energija ventilacijske jedinice
V_z	m ³ /h	Volumni protok zraka u ventilacijskoj jedinici
c_{pz}	kJ/kg K	Specifični toplinski kapacitet zraka
m_{RT}	kg/s	Maseni protok radne tvari u dizalici topline
m_z	kg/s	Maseni protok zraka u ventilacijskoj jedinici
p_i	bar	Tlak isparavanja
p_k	bar	Tlak kondenzacije
p_{krit}	bar	Tlak u kritičnoj točki radne tvari
q_{0V}	kJ/m ³	Volumetrički rashladni učin
t_{k_iz}	°C	Temperatura zraka na izlazu iz kondenzatora
t_{k_ul}	°C	Temperatura zraka na ulazu u kondenzator
t_1	°C	Temperatura radne tvari na izlazu iz isparivača / ulazu u kompresor

t'_1	°C	Temperatura povratnog zraka
t'_2	°C	Temperatura svježeg zraka
t''_2	°C	Temperatura zraka dobavne struje nakon rotacijskog regeneratora
t_k	°C	Temperatura kondenzacije
t_{krit}	°C	Temperatura u kritičnoj točki radne tvari
t_{PZ}	°C	Temperatura povratnog zraka
t_{SZ}	°C	Temperatura svježeg zraka
t_i	°C	Temperatura isparavanja
$\eta_{t_{nrvu}}$	–	Efikasnost rotacijskog regeneratora
$\eta_{iz,komp}$	–	Izentropski stupanj djelovanja kompresora
ρ_1	kg/m ³	Gustoća radne tvari na izlazu iz isparivača / ulazu u kompresor
ρ_4	kg/m ³	Gustoća radne tvari nakon ekspanzije na ekspanzijskom ventilu
ρ'_4	kg/m ³	Gustoća vrele kapljevine radne tvari nakon ekspanzije na ekspanzijskom ventilu
ρ''_4	kg/m ³	Gustoća suhozasićene pare radne tvari nakon ekspanzije na ekspanzijskom ventilu
ρ_k	kg/m ³	Gustoća kapljevine
ρ_p	kg/m ³	Gustoća suhozasićene pare
ρ_z	kg/m ³	Gustoća zraka
ϵ_g	–	Faktor grijanja
ϵ_h	–	Faktor hlađenja
h	kJ/kg	Specifična entalpija
M	kg/kmol	Molna masa
Δt_{kl}	°C	Klizanje temperature radne tvari
Δt_{po}	°C	Iznos pothlađenja radne tvari na kondenzatoru
Δt_{pr}	°C	Iznos pregrijanja radne tvari na isparivaču
COP_{AHU}	–	Efikasnost ventilacijske jedinice
COP	–	Efikasnost dizalice topline u režimu grijanja (engl. <i>coefficient of performance</i>)
EER	–	Efikasnost dizalice topline u režimu hlađenja (engl. <i>energy efficiency ratio</i>)
R	–	Kompresijski omjer
T	K	Apsolutna temperatura
m	kg	Masa
$m(t)$	t	Masa

p	bar	Tlak
r	kJ/kg	Specifična toplina isparavanja / kondenzacije
s	kJ/kg K	Specifična entropija
$tCO_{2,e}$	t	Ekvivalentni ugljikov dioksid u tonama
x	kg/kg	Sadržaj pare

Kratica Značenje

CFC	Klorofluorougljici (engl. <i>chlorofluorocarbons</i>)
DZ	Dobavni zrak
GWP	Potencijal globalnog zagrijavanja (engl. <i>global warming potential</i>)
HCFC	Klorofluorougljikovodici (engl. <i>chlorofluorohydrocarbons</i>)
HFC	Fluorirani ugljikovodici (engl. <i>hydrofluorocarbons</i>)
HFO	Hidrofluoroolefini (engl. <i>hydrofluoroolefins</i>)
LFL	Donja granica zapaljivosti (engl. <i>lower flammability level</i>)
NRVU	Nestambena ventilacijska jedinica (engl. <i>non-residential ventilation unit</i>)
ODP	Potencijal razgradnje ozona (engl. <i>ozone depletion potential</i>)
OZ	Otpadni zrak
PZ	Povratni zrak
SZ	Svježi zrak
VRF	Sustav s varijabilnim protokom radne tvari (engl. <i>variable refrigerant flow</i>)
COP	Efikasnost dizalice topline u režimu grijanja (engl. <i>coefficient of performance</i>)
EER	Efikasnost dizalice topline u režimu hlađenja (engl. <i>energy efficiency ratio</i>)

SAŽETAK

Trenutna nastojanja za poboljšanjem ekološke situacije u svijetu dovode do donošenja zakona i uredbi kojima se povećava energetska učinkovitost i smanjuje ispuštanje stakleničkih plinova u atmosferu. Uredba Europske unije 517/2014 donosi ograničenja u iznosima potencijala globalnog zagrijavanja, GWP-a, radnih tvari kod uređaja rashladne tehnike i dizalica toplina. Na zahtjev tvrtke Pro-klima d.o.o. napravljena je analiza trenutnih tehnologija te potencijalnih zamjena za radnu tvar R410A u sustavima klimatizacije, točnije ventilacijske jedinice s integriranom dizalicom topline zrak-zrak čiji je toplinski izvor otpadna toplina iz kondicioniranog prostora. Napravljen je proračun za projektne i izmjerene uvjete s alternativnim radnim tvarima niskog GWP-a i odgovarajućih sigurnosnih svojstava. Zaključeno je da za promatrane uređaje trenutno ne postoji konkretna zabrana iznosa GWP-a te iz tog razloga nije ni razvijeno tržište novih radnih tvari niskog GWP-a i njihovih komponenti. Dani su prijedlozi za zamjenu R410A, ali dok ne budu izdane konkretnije zabrane nastavit će se korištenje R410A.

Ključne riječi: Uredba EU 517/2014, ventilacijska jedinica s integriranom dizalicom topline, potencijalne radne tvari u ventilacijskim jedinicama, mjerenja parametara dizalice topline i ventilacijske jedinice

SUMMARY

World industry is constantly improving its ecological imprint which led to many regulations and laws that improve energy efficiency and lower greenhouse gasses emissions. Regulation No 517/2014 of European Union prohibits use of high global warming potential, GWP, refrigerants in certain refrigeration and heat pump systems. On behalf of Pro-klima d.o.o. analysis of current technologies and potential replacements for R410A refrigerant in air conditioning systems is made, specifically an air handling unit with integrated air to air heat pump that uses waste heat extracted from conditioned space as heat source. Calculation is made with alternative low GWP and appropriate safety features refrigerants in design conditions and measured operating point. It is concluded that specific GWP limitations for analysed systems do not exist. Consequently, new low GWP refrigerants market and corresponding components market is not developed. Suggestions for R410A replacements are given, but until more specific prohibitions are in force, use of R410A will be continued.

Key words: Regulation No 517/2014 of European Union, air handling unit with integrated heat pump, potential refrigerants in air handling units, measurements of heat pump and air handling unit parameters

1. UVOD

Kondicioniranje zraka u prostoru u kojem borave ljudi, ili primjerice računala u podatkovnim centrima, postaje neophodno. Aktualna ekološka pitanja stavljaju na udar većinu tehnologija pa tako i grijanje, ventilaciju i klimatizaciju. Grijanje nerijetko koristi proces izgaranja čiji je nusprodukt staklenički plin CO₂. Za mehaničku ventilaciju je potreban utrošak električne energije kako bi se postiglo strujanje zraka. Klimatizacija se klasično provodi pomoću uređaja koji koriste ljevokretni proces. Za poželjan rad takvog uređaja potrebne su radne tvari. U povijesti se pokazalo, uz optimalne parametre rada s povoljnim svojstvima radnih tvari za proces i sigurnost ljudi, neotrovnost i nezapaljivost, štetan utjecaj sintetičkih radnih tvari. Široka i masovna primjena tzv. freona rezultirala je pojavom ozonske rupe. Taj problem je danas riješen, no postoji drugi problem, globalno zagrijavanje. Ono je uzrokovano stakleničkim plinovima u čiju kategoriju pripadaju radne tvari korištene u rashladnoj tehnici. Za rješavanje situacije s globalnim zagrijavanjem doneseni su razni sporazumi i direktive, primjerice Kyoto protokol i Kigalijski dodatak Montrealskom protokolu. Oni stavljaju naglasak na smanjenje zagađenja atmosfere stakleničkim plinovima.

Zagađenje atmosfere vezano je uz emisiju plinova i povećanje ljudskih potreba za energijom. Ukupna potrošnja energije može se smanjiti korištenjem učinkovitijih uređaja. Dobavno odsisne ventilacijske jedinice rade s toplim i hladnim strujama zraka u neposrednoj blizini, stoga postoji potencijal izmjene topline, odnosno povrata topline. Ugrađivanjem takvih sustava smanjuju se energetske potrebe uređaja te posljedično za isti efekt utrošena je manja energija.

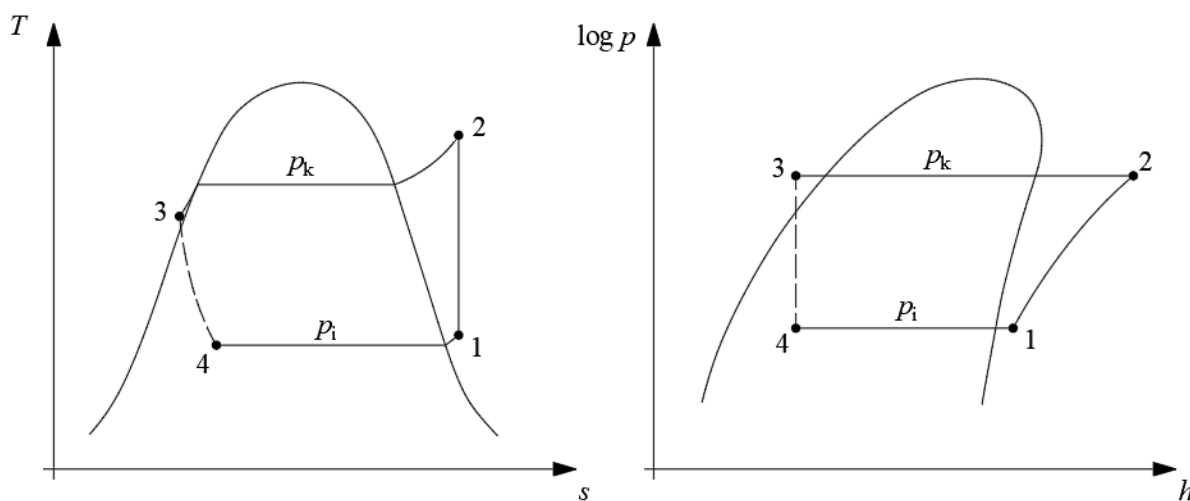
U Europi, s time i u Hrvatskoj, trenutno je aktivna Uredba Europske unije 517/2014 [1]. Njome je zadan cilj smanjiti emisije fluoriranih stakleničkih plinova za 79 % do 2030. godine. Navedena uredba bitna je za područje rashladne tehnike i dizalica toplina jer zahtijeva smanjenje količine radnih tvari ili korištenje alternativnih radnih tvari s manjim utjecajem na globalno zatopljenje. Cilj ovog rada je, na temelju uredbom EU 517/2014 propisanih pravila i zahtjeva te dostupnosti opreme na tržištu, pronaći radnu tvar koja će zamijeniti R410A u dizalicama topline integriranim u ventilacijske jedinice tvrtke Pro-klima d.o.o. Utjecaj R410A na globalno zagrijavanje je 2088 puta veći nego utjecaj ugljikovog dioksida. Radne tvari općenito, osobito starije sintetičke radne tvari te one trenutno u masovnoj upotrebi, imaju znatno veći utjecaj na globalno zatopljenje nego što ima CO₂.

2. PREGLED LITERATURE I TEHNOLOGIJE

2.1. Dizalice topline

Uređaji koji preuzimaju toplinu iz toplinskog spremnika niže temperature i predaju ju u toplinski spremnik više temperature nazivaju se dizalice topline. Toplina spontano prelazi s mjesta veće na mjesto manje temperature, stoga prema drugom glavnom stavku termodinamike za obavljanje takvog rada potreban je utrošak energije. Rad dizalice topline omogućuje ljevokretni kružni proces koji može biti rashladni ili ogrjevni, ovisno o namjeni ili načinu rada uređaja. Također se razlikuju i plinski i parni proces. Plinski koristi idealni plin kao radnu tvar za prijenos topline, a parni počiva na promjeni agregatnog stanja radne tvari.

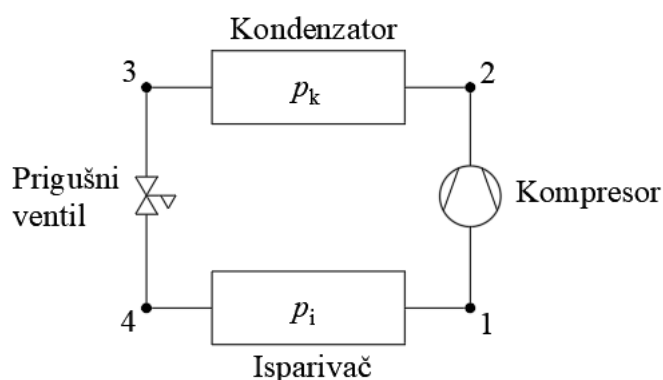
Parni proces koristi se u tehnici hlađenja i dizalicama topline zbog svojih prednosti nad plinskim procesom. Izmjenu topline obavlja prilikom promjene agregatnog stanja. Prilikom isparavanja i kondenzacije prenose se veliki iznosi topline te se proces promjene agregatnog stanja uglavnom odvija pri konstantnoj temperaturi, izoterman je.



Slika 1 - T, s (lijevo) i log p, h dijagram (desno) ljevokretnog rashladnog procesa

Opis i točke procesa odgovaraju dijagramima na Slika 1. Kompresor usisava pregrijanu paru radne tvari, točka 1, te ju diže na višu energetska razinu, točka 2. Posljedica kompresije je povećanje tlaka koje rezultira i povećanjem temperature radne tvari. Nakon kompresije potrebno je predati toplinu toplinskom ponoru, visokotemperaturnom toplinskom spremniku. Prijenos topline se odvija u kondenzatoru na tlaku p_k gdje radna tvar prelazi u kapljevitu fazu, točka 3. Prolaskom kroz ekspanzijski ventil kapljevina ekspandira pri čemu se smanjuje tlak i posljedično temperatura, a radna tvar prelazi u stanje mokre pare, točka 4. Ona prilikom

isparivanja na tlaku p_i preuzima toplinu toplinskog izvora, niskotemperaturnog toplinskog spremnika. Kako bi se zaštitili kompresor i ekspanzijski ventil te osigurao njihov neometan rad, radna tvar nakon isparavanja treba biti blago pregrijana, točka 1, a nakon kondenzacije blago pothlađena, točka 3. Time je osigurano da u kompresor ne ulaze kapljice radne tvari. Budući da je kapljevinu nekompresibilna, prilikom kompresije može doći do havarije. Za ekspanzijski ventil je bitno da radi s čistom kapljevinom jer samo tada se može precizno kontrolirati protok i pregrijanje.



Slika 2 – Osnovna shema dizalice topline

2.1.1. Učinkovitost dizalice topline

Za ocjenu učinkovitosti dizalice topline koristi se faktor hlađenja i faktor grijanja, ovisno o režimu rada koji se promatra. Faktor grijanja definiran je kao omjer topline kondenzacije i električne energije potrebne za kompresiju. U praksi se ustalio naziv COP (engl. *coefficient of performance*).

$$\epsilon_g = COP = \frac{\Phi_k}{P_{komp}}, [-] \quad (1)$$

Faktor hlađenja, ili EER (engl. *energy efficiency ratio*), definiran je na identičan način, no kako se radi o režimu hlađenja korisna je rashladna energija. Stoga se za račun faktora hlađenja u obzir uzima učin isparivača.

$$\epsilon_h = EER = \frac{\Phi_i}{P_{komp}}, [-] \quad (2)$$

Vrijednost COP-a i EER-a daje broj koji predstavlja omjer dobivene i uložene energije. Faktori grijanja i hlađenja zapravo govore koliko je puta više korisne energije dobiveno u odnosu na

uloženu energiju. Na primjer, COP dizalice topline 3,5 znači da je, za uloženi 1 kWh električne energije na kompresoru, dobiveno 3,5 kWh ogrjevnog topline.

U teoriji, za svaki rashladni, ili ogrjevni, ljevokretni proces vrijedi

$$\Phi_k = \Phi_i + P_{komp}, W \quad (3)$$

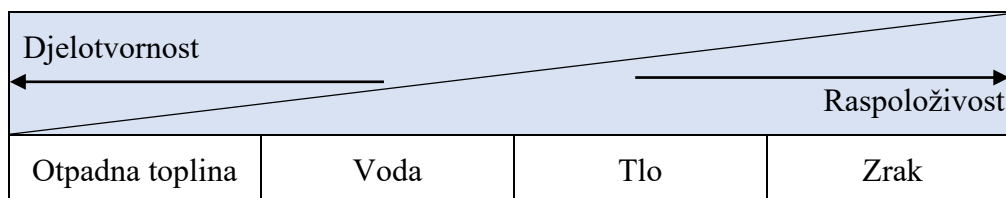
Iz čega slijedi

$$\epsilon_g = \frac{\Phi_k}{P_{komp}} = \frac{\Phi_i + P_{komp}}{P_{komp}} = \epsilon_h + 1 \quad (4)$$

Iznos COP-a ili EER-a veći od 1 ne znači da je proces učinkovitiji od 100% te da nije skladu s drugim glavnim stavkom termodinamike. Budući da se uspoređuju toplinska i električna energija COP i EER mogu biti veći od 1 jer je električna energija veće kategorije od toplinske energije.

2.1.2. Toplinski izvori procesa dizalice topline

Kategorizacija dizalice topline izvršava se prema toplinskim izvorima koje uređaj iskorištava za rad. Razlikuju se četiri izvora, zrak, tlo, voda i otpadna toplina. Svojstvima izvora određena je njena učinkovitost. Izvor topline bi trebao osigurati potrebnu toplinu u svako doba na što višoj temperaturi te energija za transport topline od izvora do dizalice topline treba biti što manja. Osim idealnih energijskih često je bitan i financijski zahtjev prema kojem bi troškovi priključenja dizalice topline na toplinski izvor trebali biti što manji. Otpadna toplina je energetska najpovoljniji izvor, a istovremeno je najmanje dostupan. U pravilu, djelotvornost izvora i njegova pristupačnost su obrnuto proporcionalni što u suštini znači da idealni izvor topline ne postoji te je uvijek potrebno tražiti kompromise.



Slika 3 - Djelotvornost i raspoloživost toplinskih izvora [2]

Interakcija dizalice topline s prostorom odvija se pomoću neposrednih i posrednih izvedbi sustava. Neposredni sustav je takav da se toplina prenosi direktno iz kruga radne tvari, na primjer split klima uređaj je konstruiran tako da je isparivač montiran u prostor koji se

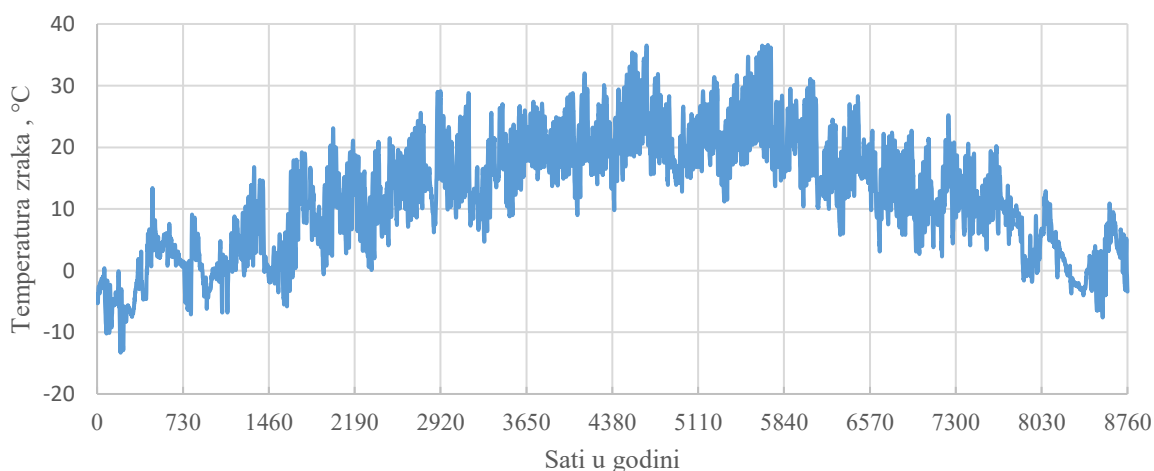
kondicionira. Kod posrednih sustava toplina se u prostoru prenosi pomoću posrednog radnog medija, vode ili glikolne smjese. Rashladni ili ogrjevni krug dizalice topline sadrži izmjenjivač topline između posredne radne tvari i primarne radne tvari. Na primjer, podno grijanje kroz cijevnu mrežu položenu u podu cirkulira toplu vodu koja je zagrijana ogrjevnim procesom dizalicom topline.

Učinkovitost dizalica topline iskazuje se za propisane radne točke prema HRN EN 14511. Takvi podatci ujedno su i potrebni za proračun. Radne točke označene su slovima koja označavaju izvor i ponor topline te brojevima koji predstavljaju temperaturne režime. Na primjer, radna točka W10/W35 predstavlja temperaturni režim vode na isparivaču 10/7 °C i temperaturni režim vode na kondenzatoru 30/35 °C.

2.1.2.1. Zrak kao toplinski izvor dizalice topline

Zrak u okolišu je najveći i najpristupačniji toplinski spremnik u prirodi. Za instalaciju dizalice topline koja iskorištava zrak potrebni su relativno mali investicijski troškovi. Najčešći oblik dizalice topline zrak-zrak je split klima sustav. U klimatizaciji dizalica topline zrak-zrak se može ugraditi u ventilacijske jedinice.

Nedostatak zraka kao toplinskog izvora je njegova promjenjiva temperatura, Slika 4. Razlika najmanje i najveće temperature u godini može biti i do 50°C. Učinkovitost dizalice topline tada je također promjenjiva, jer je proces određen temperaturama toplinskih spremnika. Kada je najveća potreba za grijanjem tada je COP dizalice topline najmanji, a isto vrijedi i za režim hlađenja.



Slika 4 – Temperatura zraka u svakom satu u godini [3]

Performanse dizalice topline zrak-zrak provjeravaju se prema uhodanim standardima. Laboratorij švicarskog sveučilišta primijenjenih znanosti OST (njem. *Ostschweizer fachhochschule*) redovito ispituje dizalice topline i javno objavljuje rezultate [4].

Tablica 1 - COP dizalice topline zrak-voda za različite radne točke [4]

Radna točka	Učin, kW	COP
A-7/W35	14,9	3,4
A7/W35	21,7	4,7
A7/W45	21,9	3,2

Oznaka A7 radne točke znači da je zrak izvor topline i temperatura zraka na ulazu u isparivač je 7 °C. Iz Tablica 1 vidljivo je da COP dizalice topline raste ako se temperatura izvora povećava dok temperatura ponora ostaje konstantna. Shodno tome, COP se smanji ako se uz konstantnu temperaturu izvora poveća temperatura ponora. Takav efekt temperatura toplinskih spremnika na COP vrijedi općenito za rashladne i ogrjevne uređaje koji rade na principu ljevokretnog kružnog procesa.

2.1.3. Dizalice topline u klimatizaciji

Sve je veći trend ugradnje dizalica topline u stambene i nestambene objekte. Integrirani uređaji postoje u ponudama brojnih proizvođača. Njihova glavna namjena je grijanje prostora i priprema potrošne tople vode, a također se mogu koristiti i za hlađenje. Takva rješenja su privlačna zbog svojih karakteristika kao obnovljivih izvora energije. Primjerice, dizalica topline zrak-zrak se smatra obnovljivim izvorom ako je njen SPF (engl. *seasonal performance factor*), godišnji toplinski množitelj, veći od omjera $1,15/\eta_{el}$, gdje je η_{el} učinkovitost proizvodnje električne energije.

2.1.3.1. Dizalice topline u ventilacijskim jedinicama

Centralna jedinica za pripremu zraka, u praksi nazivana ventilacijska jedinica i klima komora, središnji je dio sustava grijanja, ventilacije i klimatizacije pomoću zraka. Kao što sam naziv uređaja kaže, njegova uloga je vanjski zrak pomoću svojih unutarnjih komponenti dovesti na toplinsko stanje pogodno za ubacivanje u prostor kako bi se održala zadana toplinska ugodnost. Zrak se od centralne jedinice do prostora distribuira razvodnim kanalima. Osnovni procesi pripreme zraka su grijanje, hlađenje, ovlaživanje, odvlaživanje i filtracija, a provode se na pripadajućim komponentama ventilacijske jedinice. Za rad jedinice bitan je ventilator koji pravi

razliku tlakova i zaslužan je za stvaranje protoka zraka, a svaka moderna i ozbiljna ventilacijska jedinica sadrži i sustav povrata topline.



Slika 5 - Centralna ventilacijska jedinica za pripremu zraka [5]



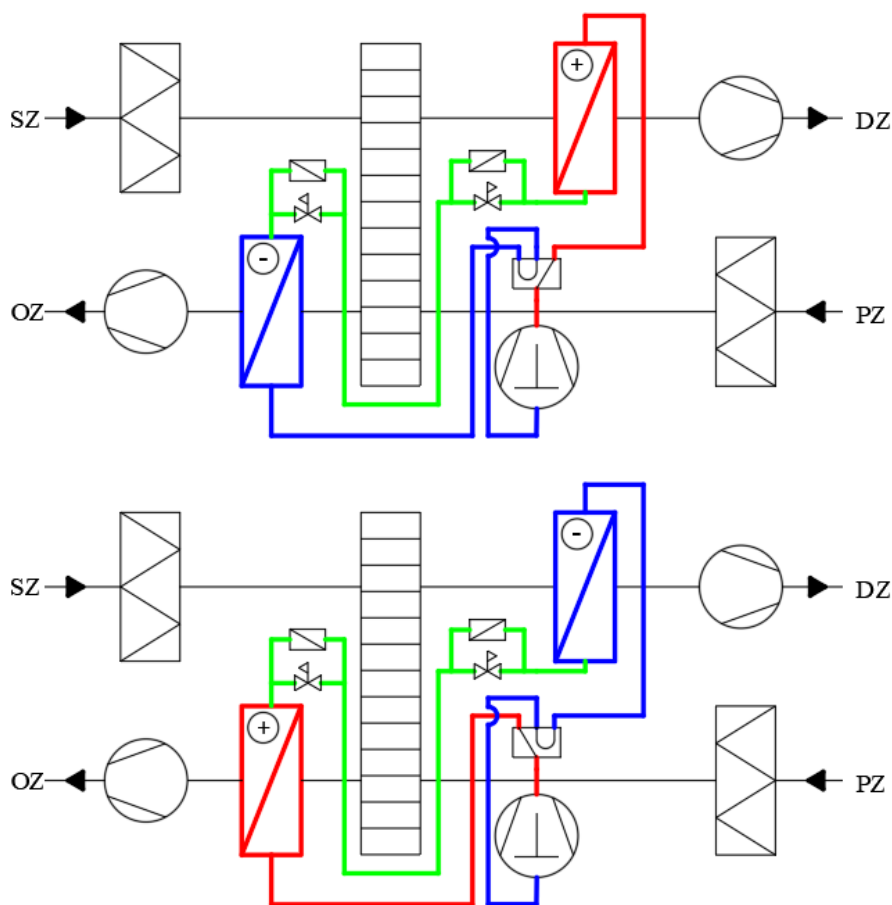
Slika 6 - Unutrašnjost centralne ventilacijske jedinice za pripremu zraka

Centralna ventilacijska jedinica za pripremu zraka može iskoristiti dizalicu topline za svoj rad. Moguće su izvedbe tlo-zrak i voda-zrak gdje su tlo ili voda toplinski izvori, a od njih generirana toplina se koristi za pripremu zraka pomoću orebrenog izmjenjivača u komori, direktnim isparivanjem, kondenzacijom radne tvari ili posrednim sustavom s vodom ili glikolnom smjesom. Najčešća vrsta dizalice topline u ventilacijskoj jedinici je dizalica topline zrak-zrak. Takav uređaj u jedinicu može biti ugrađen djelomično ili potpuno.

Djelomično ugrađen sustav se dijeli na dvije vrste [6], sustav koji u ventilacijskoj jedinici ima ugrađen izmjenjivač s direktnom ekspanzijom radne tvari, a izvan jedinice se nalazi kompresorsko-kondenzacijska komponenta. Druga izvedba je s jednim vanjskim izmjenjivačem, najčešće kondenzatorom, i svim ostalim komponentama dizalice topline

ugrađenima u ventilacijsku jedinicu. Takva izvedba je najčešća kod sustava koji zahtijevaju samo hlađenje ljeti. Prednost djelomično ugrađenih dizalica topline je što izmjenjivač topline kod izvora topline u režimu grijanja, odnosno ponora topline u režimu hlađenja, ne ovisi o ventilacijskoj jedinici. Nedostatak djelomično ugrađenih sustava je što su potrebne dodatne komponente za instalaciju te prostor za ugradnju kompletnog uređaja za pripremu zraka postaje veći.

Potpuno ugrađena dizalica topline [6] u ventilacijsku jedinicu podrazumijeva sve komponente ugrađene u objedinjen sustav. Takva izvedba se koristila najčešće samo za hlađenje, no zbog rastućih trendova u povećanju energetske učinkovitosti sustav s preokretanjem procesa koji se iskorištava u ljetnom i zimskom režimu rada postaje standardno rješenje. Otpadni zrak je izvor topline u režimu grijanja i ponor topline u režimu hlađenja. Energija koja bi se inače nepovratno bacila u okoliš na ovaj način se iskorištava te dizalica topline služi kao dio sustava povrata topline.



Slika 7 - Rad ventilacijske jedinice u režimu grijanja (gore) i režimu hlađenja (dolje)

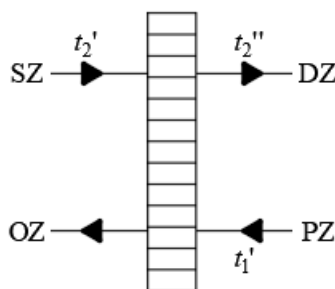
Za razliku od svježeg zraka kao izvora topline, otpadni zrak je termodinamički bolji za proces. Temperatura otpadnog zraka često je konstantna, ili barem ujednačenih vrijednosti što omogućuje projektiranje efikasnijeg uređaja.

Sustav povrata topline dio je velike većine modernih dobavno-odsisnih ventilacijskih jedinica. Odvijanje povrata topline omogućuje iskorištavanje energije povratnog zraka koja bi se nepovratno bacila u okoliš. Posljedica je smanjenje kapaciteta ostalih komponenti, grijača, hladnjaka, ovlaživača itd. što rezultira nižim pogonskim troškovima jedinice. Korištenje sustava povrata topline poželjno je s financijskog i ekološkog stajališta. Propisano je [7] da svaka nestambena ventilacijska jedinica, NRVU (engl. *non-residential ventilation unit*), mora imati sustav povrata topline čija je efikasnost $\eta_{t_{nrvu}}$ minimalno 73%, a definirana je za suhe referentne uvjete prema sljedećem izrazu [7]:

$$\eta_{t_{nrvu}} = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} \quad (5)$$

Gdje je:

- t_2'' - temperatura dobavnog zraka u prostoriju
- t_2' - temperatura vanjskog zraka
- t_1' - temperatura povratnog zraka iz prostorije



Slika 8 - Skica uz jednadžbu efikasnosti povrata topline

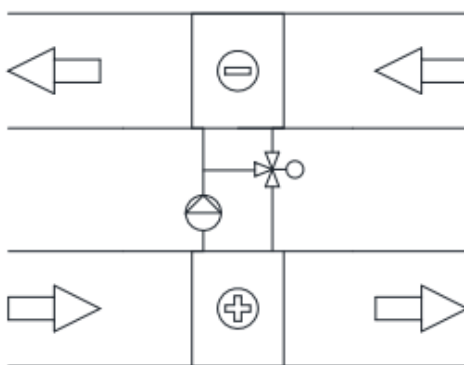
Dodavanjem dizalice topline zrak-zrak u ventilacijsku jedinicu dodatno se pospješuje povrat topline pa, sukladno prethodno spomenutoj Uredbi, učinkovitost rekuperatora, ili regeneratora, ne mora biti propisanih 73%, a cijeli uređaj i dalje poštuje sve propisane zahtjeve.

Nedostatak potpuno integrirane dizalice topline je što izvor i ponor topline, ovisno o režimu rada, ovisi o stanju svježeg i povratnog zraka unutar ventilacijske jedinice. Zbog potrebe za zadovoljavanjem toplinske ugone i održavanja zadanog tlaka u prostoru, protok i temperatura

zraka moraju imati vrijednosti projektirane s prostorom kao prioritetom. Posljedica toga je nešto teža regulacija rada dizalice topline. Ako se radi o sustavu s dva režima rada problem može nastati i kod izmjenjivača topline. U pravilu, veće je toplinsko opterećenje u režimu hlađenja. Ono utječe na dimenzije izmjenjivača te su oni prevelikih dimenzija za režim grijanja. Zbog toga se u tom režimu tlak u isparivaču nerijetko spušta na preniske vrijednosti. Dodatni nedostatak je zaleđivanje kondenzirane vlage na isparivaču u režimu grijanja. Odleđivanje se najčešće provodi pomoću štapnih električnih grijača koji su umetnuti u isparivač, a ovisno o uvjetima i mogućnostima uređaja odleđivanje se može odraditi prekretnjem procesa na kraći vremenski period. Time topla radna tvar ulazi u isparivač i uklanja zaleđene nakupine. Potpuno integrirana dizalica topline također zahtijeva i složeniju regulaciju što dodatno komplicira kompletnu izvedbu sustava. Posljedica svih navedenih nedostataka je složeni uređaj čije projektiranje, vođenje i održavanja iziskuje veći angažman tehničara i inženjera.

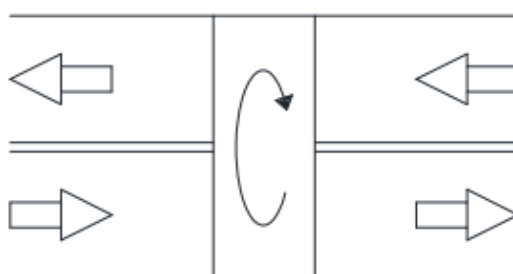
2.2. Povrat topline

Sa svrhom smanjenja potrošnje energije i ispuštanja plinova u atmosferu u struci se provode poboljšanja i istraživanja. Kod ventilacijskih jedinica prvi korak prema poboljšanju cijelog procesa pripreme zraka je ugradnja sustava povrata topline. Dvije su vrste takvih sustava, rekuperacijski i regeneracijski sustavi [8]. Rekuperacijski sustavi mogu biti direktni ili indirektni. Direktni rekuperacijski sustav dovodi dobavnu i povratnu struju zraka u toplinsku interakciju preko stijenke. Da bi takva rekuperacija bila moguća, dvije struje zraka moraju biti neposredno jedna do druge. Indirektni rekuperacijski sustavi koriste medij za prijenos topline. Dvije struje zraka ne moraju nužno biti u blizini, ali u praksi kod ventilacijskih jedinica je to većinom slučaj. Posredna radna tvar može biti voda ili glikolna smjesa ako se radi o kružnom cirkulacijskom sustavu, Slika 9. Toplina između dvije struje zraka može se još izmjenjivati toplinskim cijevima te dizalicom topline. Bitno je za naglasiti da rekuperativni sustav povrata topline vraća samo osjetnu toplinu.



Slika 9 – Kružni cirkulacijski sustav povrata topline [8]

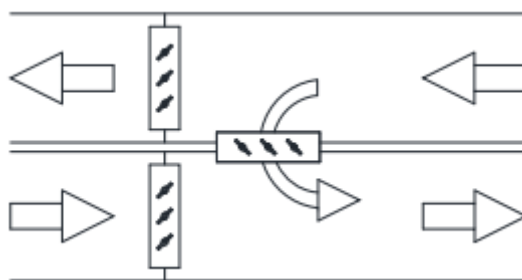
Regenerativni sustav povrata topline predstavlja masu koja se pomiče između dobavne i odsisne struje zraka. Najčešći takav izmjenjivač je rotacijski regeneratorski.



Slika 10 – Rotacijski regeneratorski [8]

Rotacijski regeneratorski može izmjenjivati osjetnu i latentnu toplinu. Temperaturna učinkovitost sustava povrata je 50 do 60 % za rekuperacijske sustave i 70 do 80 % za regeneracijske [8]. Nedostatak rotacijskog regeneracijskog sustava povrata topline je što dolazi do miješanja dobavne i odsisne struje zraka. Miješanje se sprječava ugradnjom prestrujnog lima koji ne dopušta prelazak povratnog zraka u struju dobavnog zraka.

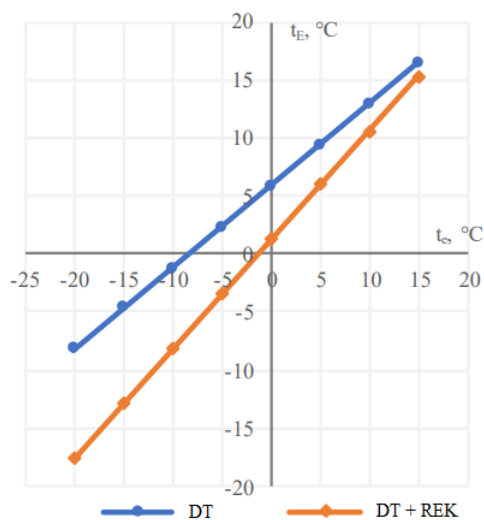
Sustav povrata topline miješanjem dobavnog i povratnog zraka je još jedna moguća opcija. Njegova ugradnja je jednostavna i jeftina jer je dovoljan prestrujni kanal s regulacijskom zaklopkom između dobavne i povratne struje. Dio povratne struje se miješa s dobavnom strujom i na taj način omogućen je povrat topline. Dobava u prostor tada nije 100 % svjež zrak što je i razlog zbog kojeg se ovakvi sustavi u pravilu više ne ugrađuju. Mogućnost ubacivanja zagađivača zraka natrag u prostor je postala higijenski neprihvatljiva [8].



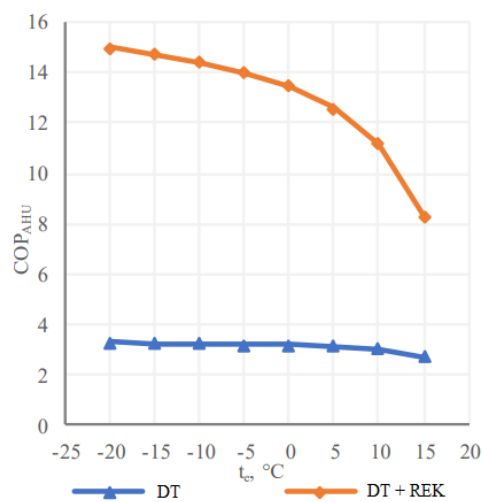
Slika 11 – Sustav povrata topline miješanjem dobavne i povratne struje zraka [8]

Daljnje poboljšanje sustava povrata topline je ugradnja dizalice topline prema opisanom u odlomku 2.1.3.1. Rezultati istraživanja na ventilacijskoj jedinici uredske zgrade u Stockholmu u Švedskoj pokazali su da od ukupne godišnje energije potrebne za grijanje, ventilacijska jedinica s rotirajućim generatorom uštedi 63 % energije. Doda li se u sustav dizalica topline čiji COP iznosi 3, ukupni povrat topline iznosi 97 %. Ostalih 3 % pokriveno je dodatnim grijačem [9].

Prema drugom istraživanju [10], termodinamičkom analizom dovedeno je u pitanje korištenje samo dizalice topline kao sustava povrata topline u usporedbi s kombinacijom dizalice topline i rekuperatora u ventilacijskoj jedinici tijekom režima grijanja.



Slika 12 – Temperatura otpadnog zraka u odnosu na temperaturu svježeg zraka [10]



Slika 13 – Efikasnost ventilacijske jedinice u odnosu na temperaturu svježeg zraka [10]

Na Sliku 12 prikazan je dijagram temperature otpadnog zraka, prikazanog na ordinati i označenog s t_E , u odnosu na temperaturu svježeg zraka, prikazanog na apscisi i označenog s t_s . Efikasniji sustav povrata topline je onaj prilikom čijeg korištenja je temperatura otpadnog zraka

iznosom bliža temperaturi svježeg zraka. Plavom krivuljom označene su temperature struja zraka kada je sustav povrata topline samo dizalica topline, a crvenom bojom kada su u kombinaciji dizalica topline i rekuperator. Prema rezultatima analize kombinacija dizalice topline i rekuperatora bolje iskorištava otpadnu toplinu. Razlika u efikasnosti postaje manja što je temperatura svježeg zraka iznosom bliža željenoj temperaturi kondicioniranog prostora.

Na Slika 13 prikazana je efikasnost ventilacijske jedinice u odnosu na temperaturu svježeg zraka. Ocjena efikasnosti napravljena je na način kao kod dizalica topline.

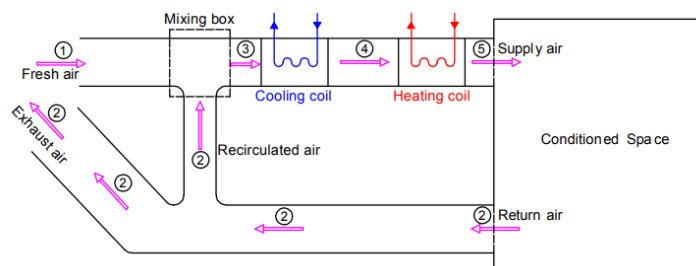
$$COP_{AHU} = \frac{Q_{AHU}}{E_{AHU}} -$$

Gdje su:

- Q_{AHU} – korisna energija, toplina predana svježem zraku da bi se zagrijao do sobne temperature
- E_{AHU} – uložena energija, električna energija utrošena na pogon ventilatora i kompresora

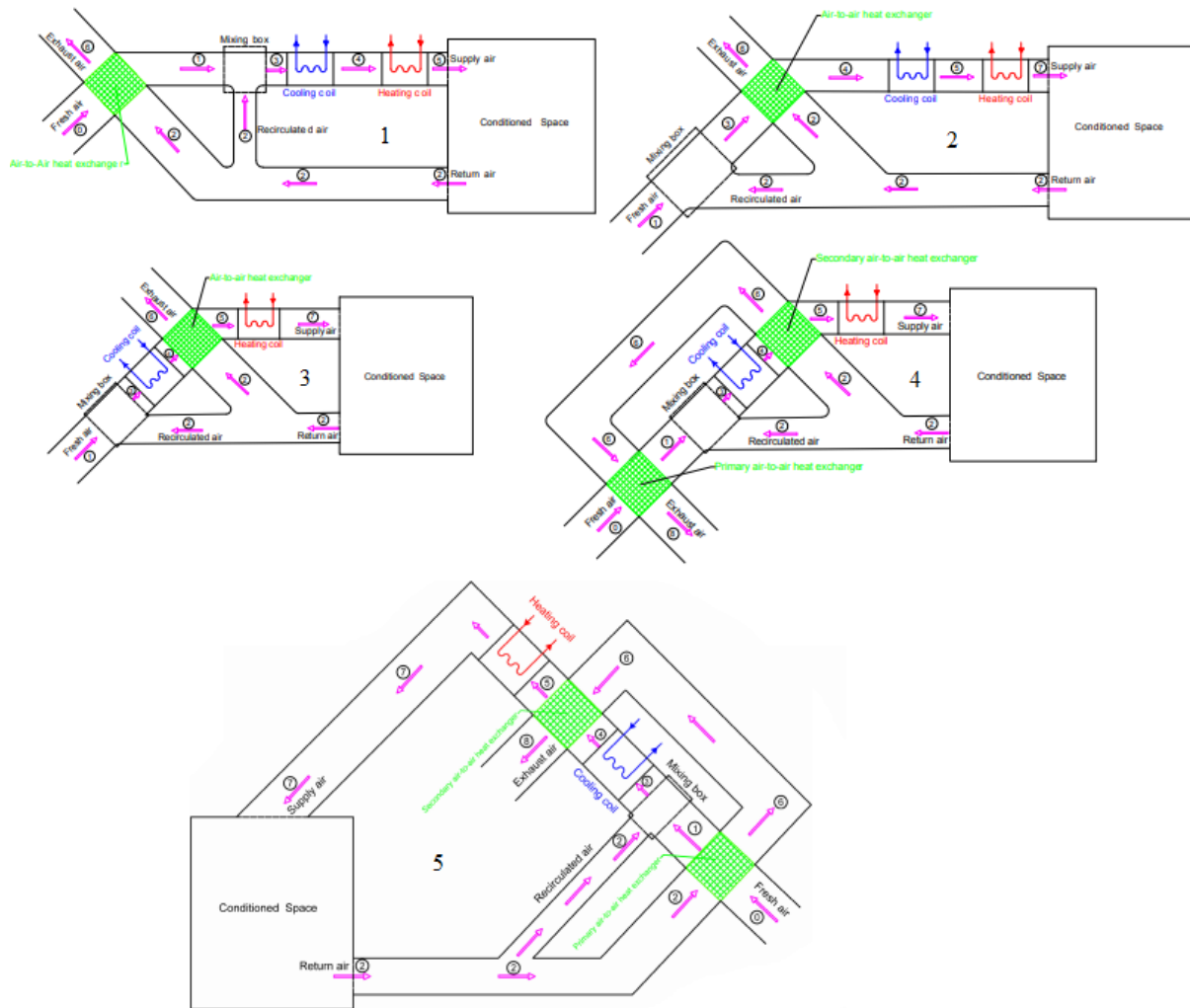
Efikasnost ventilacijske jedinice kada je sustav povrata topline samo dizalica topline prati vrijednost COP -a same dizalice topline, uz dodatnu energiju uloženu za pogon ventilatora COP_{AHU} je iznosom nešto manji nego COP dizalice topline. Efikasnost ventilacijske jedinice prilikom kombiniranog povrata topline rekuperatorom i dizalicom topline znatno je veći nego kod slučaja povrata topline samo dizalicom topline. Vrijednost COP_{AHU} znatno opada s porastom temperature svježeg zraka, ali je i dalje znatno veći. Ovim rezultatima prikazano je da je ugradnja dizalice topline u ventilacijsku jedinicu više opravdano ako se sustav izvodi u tandemu s nekim od već klasičnih sustava povrata topline, rekuperatorom ili regeneratorom. Potrošnja energije cijelog sustava dodatno se može smanjiti instalacijom kompresora s kontinuiranom regulacijom brzine vrtnje. Takav način upravljanja smanjuje troškove električne energije pogona kompresora za 20 %. U odnosu na stupnjevanu regulaciju sezonski COP je veći 8,3 %, a u usporedbi s *on/off* regulacijom veći je za 15,4 % [10].

Studija [11] različitih konfiguracija miješališta zraka i rekuperacijskih izmjenjivača daje uvid u uštedu energije i ekonomsku isplativost. Matematički je analizirano 5 različitih postava sustava te su dani rezultati u odnosu na osnovnu konfiguraciju ventilacijske jedinice. Promatrani slučaj radi u režimu hlađenja. Osnovna ventilacijska jedinica ima miješalište dobavne i povratne struje. Nakon miješanja zrak nailazi na hladnjak gdje se hladi i odvlažuje. Zatim biva dogrijan na grijaču prije ubacivanja u prostor.



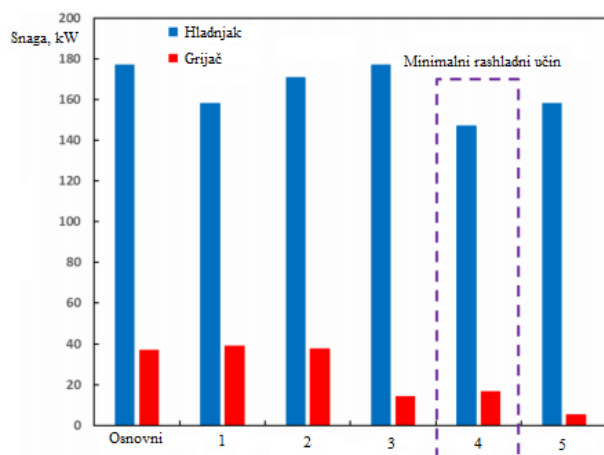
Slika 14 – Osnovna ventilacijska jedinica s miješalištem [11]

Prva promatrana konfiguracija hladi svježi zrak na pločastom rekuperatoru pomoću povratnog zraka, zatim se tako ohlađena struja zraka miješa s povratnim zrakom te prolazi kondicioniranje na hladnjaku i grijaču. U drugoj varijanti je zamijenjen redoslijed miješanja i rekuperacije na pločastom rekuperatoru. Treća varijanta nastaje tako da se svježi i povratni zrak prvo miješaju, zatim se mješavina na hladnjaku hladi i odvlažuje te se na pločastom rekuperatoru, uz pomoć povratnog zraka, tako ohlađena struja zraka dogrijava prije dogrijavanja na dogrijaču. Četvrta konfiguracija koristi dva rekuperatora, prvi prolaz povratne struje koristi se za dogrijavanje zraka prije dogrijača, a drugi prolaz koristi se za hlađenje svježeg zraka na ulazu u jedinicu. Miješanje je obavljeno prije hladnjaka. Peta konfiguracija slična je četvrtoj, a razlika je u tome što je prvi prolaz povratne struje zraka kroz rekuperator u interakciji sa svježim zrakom, a drugi prolaz dogrijava zrak prije dogrijača. Opisane konfiguracije ventilacijskih jedinica prikazane su na Slika 15.

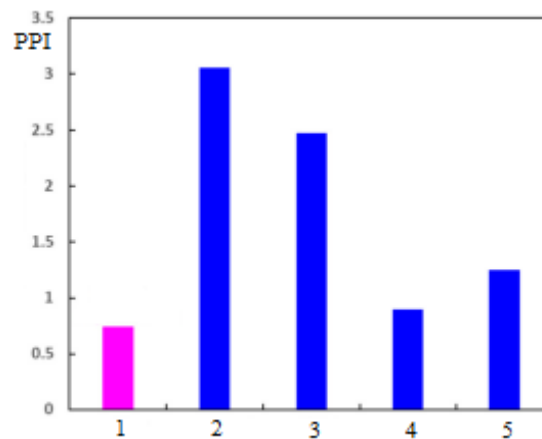


Slika 15 – Konfiguracije ventilacijskih jedinica [11]

Termodinamički proračun svih konfiguracija pokazao je da najmanji potrebni rashladni učin na hladnjaku daje konfiguracija 4. Najmanju potrebnu energiju za dogrijavanje traži konfiguracija 5. Konfiguracija 1 u odnosu na konfiguracije 2 i 3, sve imaju po jedan rekuperator, pokazuje manji potrebni rashladni učin, iznosom sličan konfiguraciji 5 koja je s dva rekuperatora. Osim termodinamičke analize učinjena je i ekonomska analiza. Isplativost je prikazana periodom povrata investicije koji se računa kao omjer investicijskih troškova i postignutih ušteda u godini dana u odnosu na godišnje troškove osnovne ventilacijske jedinice. Prema rezultatima, najmanji period povrata investicije ima konfiguracija 1, a za njom slijedi konfiguracija 4 koja ostvaruje znatno najveće godišnje uštede, ali zbog veće investicije nema manji period povrata novca. S ekonomskog stajališta, efekt instalacije prvog rekuperatora znatno je veći nego efekt ugradnje drugog, a za uštedu energije i sredstava bilo kakav sustav povrata topline je potreban.



Slika 16 – Toplinski tokovi na grijaču i hladnjaku za svaku konfiguraciju ventilacijske jedinice [11]



Slika 17 – Period povrata investicije konfiguracija ventilacijskih jedinica [11]

2.3. Radne tvari

Zadaća radnih tvari u ljevokretnom kružnom procesu je primiti toplinu iz niskotemperaturnog toplinskog spremnika, toplinskog izvora, te predati toplinu visokotemperaturnom toplinskom spremniku, toplinskom ponoru. Radne tvari neophodne su za rad bilo koje vrste dizalice topline. Svi radni parametri, tlakovi, temperature, protoci itd., svoje vrijednosti temelje na temperaturama toplinskih spremnika, svojstvima radnih tvari i učincima.

2.3.1. Svojstva radnih tvari

Termofizikalna svojstva [2]:

- Niska temperatura isparavanja pri atmosferskom tlaku
- Umjereni tlak zasićenja pri temperaturama 35 do 50 °C
- Umjereni kompresijski omjer, uz ispunjena prva dva uvjeta
- Velika latentna toplina isparivanja i kondenzacije
- Velika gustoća, mali specifični volumen, pri temperaturi isparivanja
- Visoko položena kritična točka
- Mala viskoznost
- Veliki koeficijent toplinske provodnosti
- Veliki dielektrični otpor za rad u hermetičkim i poluhermetičkim kompresorima

- Niska točka smrzavanja

Sigurnosna svojstva [2]:

- Nezapaljivost čiste radne tvari ili smjese sa zrakom, uljem i vlagom
- Neotrovnost
- Neeksplozivnost
- Lagano otkrivanje prisutnosti u zraku

Funkcionalna svojstva [2]:

- Nekorozivnost
- Fizikalno ili kemijsko nereagiranje s mazivim uljem, naročito u prisutnosti vlage
- Fizikalna i kemijska stabilnost

Utjecaj na okoliš [2]:

- Bez utjecaja na razgradnju ozonskog sloja
- Mali utjecaj na zagrijavanje atmosfere

Idealna radna tvar ima sva navedena svojstva i kao takva ne postoji. Odabir radne tvari uvijek zahtijeva određene kompromise. Primjerice, amonijak, R717, ima vrlo veliku latentnu toplinu isparavanja koja omogućuje manji protok radne tvari u isparivaču i time manje dimenzije cijevi. Ne razgrađuje ozon i nije staklenički plin što znači da je ekološki najprihvatljivija radna tvar. S druge strane otrovan je za ljude, zapaljiv, a u pogodnim uvjetima i eksplozivan. U smjesi s vlagom reagira s bakrenim cijevima i otapa ih te zbog toga zahtijeva sustave s čeličnim komponentama. Usprkos svim lošim stranama amonijaka ova radna tvar je i dalje gotovo nezamjenjiva u industrijskim postrojenjima zbog odličnih termodinamičkih i ekoloških svojstava.

2.3.2. Vrste radnih tvari

Prve radne tvari korištene u rashladnoj tehnici bile su prirodne i anorganskog podrijetla. Najviše su se koristili amonijak i ugljikov dioksid te voda i zrak. Iako ekološki vrlo prihvatljive tvari, amonijak i ugljikov dioksid dijelom imaju i nepovoljna svojstva. Na kraju odlomka 2.3.1 navedene su osobine amonijaka. Ugljikov dioksid ima vrlo nisku kritičnu temperaturu, 31,1 °C, i prilično visok kritični tlak, 74 bara.

Briga za sigurnost ljudi izazvala je tendenciju zamjene prirodnih radnih tvari sintetičkima. Njihov izum omogućio je tvari povoljnih termodinamičkih svojstava, ali i povoljne radne tlakove te za ljude neotrovne plinove. Nove tvari nastale su halogeniranjem ugljikovodika što znači da su organskog podrijetla, a skupno se nazivaju halogenirani ugljikovodici. Halogeniranje označava zamjenu atoma ugljika atomima halogenih elemenata, klora, fluora i broma. U procesu su se koristili najčešće metan i etan jer su najjednostavnije organske molekule, a halogeniranjem im je potpuno uklonjena zapaljivost.

Vrste halogeniranih ugljikovodika [2]:

- Klorofluorouglijci – CFC (engl. *chlorofluorocarbons*)
 - Potpuno halogenirani i zasićeni ugljikovodici što znači da su svi atomi ugljika zamijenjeni halogenim elementima
 - Zadržavaju se u atmosferi i do 50 godina
 - Vrlo štetni za ozonski omotač
 - Primjer: R11, R12
- Klorofluorouglikovodici – HCFC (engl. *chlorofluorohydrocarbons*)
 - U molekuli HCFC-a postoji barem jedan atom vodika
 - Raspadaju se u atmosferi
 - Iako i dalje razgrađuju ozon manje su štetni za ozonski omotač što je i bio razlog njihova nastanka
 - Primjer: R22, R141b
- Fluorirani ugljikovodici – HFC (engl. *hydrofluorocarbons*)
 - U strukturi nemaju atome klora i broma jer je otkriveno da su upravo ti elementi zaslužni za razgradnju ozona
 - Visok utjecaj na globalno zatopljenje
 - Primjer: R134a, R32
- Hidrofluoroolefini – HFO (engl. *hydrofluoroolefins*)
 - Najnovija verzija halogeniranih ugljikovodika

- Nezasićeni ugljikovodici, za razliku od prijašnjih koji su zasićeni
- Bez utjecaja na ozonski omotač i vrlo malog utjecaja na globalno zatopljenje

Primjer: R1234yf, R1234ze

Miješanjem čistih radnih tvari dobivaju se smjese drugačijih svojstava. Time je omogućeno postići još specifičnije karakteristike i proizvesti radnu tvar prema primjeni. Nedostatak smjesa je što prilikom propuštanja nikad nije sigurno koja komponenta je u većoj mjeri izašla iz sustava te nije ispravno dopunjavanje sustava, nego je potrebno potpuno zamijeniti radnu tvar u sustavu. Iznimka je ako dođe do curenja ili kapanja tvari u kapljevitom fazi, tada je dopunjavanje dozvoljeno.

Vrste smjesa radnih tvari:

- Azeotropne smjese
 - Smjese dvije ili više tvari koje imaju konstantnu temperaturu vrelišta
 - Primjer: R502, R507
- Zeotropne smjese
 - Smjese dvije ili više tvari koje nemaju konstantnu temperaturu vrelišta
 - Prilikom promjene faze dolazi do klizanja temperature

Primjer: R407C (klizanje 6°C), R410A (klizanje 0,5°C)

Tablica 2 - Sastav i maseni udjeli komponenata nekih smjesa radnih tvari

Radna tvar	Sastav	Maseni udjeli, %
R507	R134a/R125	50/50
R407A	R32/R125/R134a	20/40/40
R407C	R32/R125/R134a	23/25/52
R410A	R32/R125	50/50

2.3.3. Utjecaj radnih tvari na globalno zatopljenje

Propuštanjem kroz mikroskopske nesavršenosti spojeva komponenti rashladnog sustava radna tvar izlazi u okoliš. Također, tijekom rada uređaja mogu se javiti razna oštećenja koja pridonose većem ispuštanju radne tvari u okoliš. Kada bi bilo moguće savršeno zalemiti, zavariti i zabrtviti svaki spoj, tada radna tvar nikako ne bi dospijevala u atmosferu. Budući da u stvarnom svijetu postoji problem propuštanja, svjedoči se lošem utjecaju radnih tvari na okoliš, točnije razgradnji

ozona u ozonskom omotaču i pojačavanju globalnog zagrijavanja pomoću povećanja koncentracije stakleničkih plinova u atmosferi.

Atmosferski omotač Zemlje propušta kratkovalno sunčevo zračenje prema površini planeta. Zračenje se dijelom apsorbira u atmosferi, dijelom na površini, a dijelom se od površine reflektira kao dugovalno zračenje. Atmosfera ne propušta dugovalno zračenje zbog tzv. efekta staklenika. Takav proces posljedica je svojstava troatomnih i višeatomnih plinova da upravo kratkovalno zračenje propuštaju, a dugovalno apsorbiraju.

Ispuštanje stakleničkih plinova u atmosferu, najviše ugljikovog dioksida CO₂, za posljedicu ima globalno povećavanje temperature. Radne tvari korištene u rashladnoj tehnici i dizalicama topline su staklenički plinovi čiji je doprinos efektu staklenika veći nego doprinos ugljikovog dioksida.

Potencijal globalnog zagrijavanja, GWP (engl. *global warming potential*), je broj kojim se označava utjecaj plina na globalno zagrijavanje. Referentna tvar je CO₂, R744, stoga njegov GWP iznosi 1. Utjecaj na globalno zagrijavanje svih ostalih tvari izražen je u odnosu na utjecaj CO₂. Zbog činjenice da se ugljikov dioksid trajno zadržava u atmosferi, za druge tvari bitno je naglasiti za koji se vremenski period izražava njihov GWP. Zbog jednostavnosti koriste se periodi od 20, 50 i 100 godina, a najčešće se koristi stogodišnji, GWP₁₀₀.

Tablica 3 - Primjer GWP-a za neke radne tvari [1]

Radna tvar	GWP
R744	1
R717	0
R32	675
R134a	1430
R410A	2088
R1234yf	4
R290	3

2.3.4. Stupanj štetnosti radnih tvari

Norma ISO 817 (HRN EN 378-1, ASHRAE Standard 34) daje klasifikaciju radnih tvari prema štetnosti. Tvari se klasificiraju prema dvije kategorije, otrovnosti i zapaljivosti. Ovakva podjela daje jednostavan i efikasan uvid u opasnost koju potencijalno radne tvari mogu donijeti ljudima.

Tablica 4 - Shema klasifikacije štetnosti radnih tvari [12]

		Otrovnost	
		Niska	Visoka
Zapaljivost	Nezapaljivo	A1	B1
	Slabo zapaljivo	A2L	B2L
		A2	B2
Jako zapaljivo	A3	B3	

Otrovnost je podijeljena u dvije klase. Klasa A predstavlja tvari niske toksičnosti, odnosno tvari koje su otrovne pri koncentracijama većima od 400 ppm. U klasu B svrstavaju se visokootrovne tvari čija je granica izloženosti manja od 400 ppm.

Klase zapaljivosti podijeljene su u tri skupine označene brojevima od 1 do 3. Brojem 1 označena je nezapaljiva, a s 3 jako zapaljiva, gotovo eksplozivna radna tvar. Pripadnost klasi zapaljivosti određena je eksperimentalno pri temperaturi 60 °C i tlaku 101,3 kPa. Prema tome, radne tvari klase zapaljivosti 1 za propisane uvjete ne pokazuju nikakav plamen pri pokušaju zapaljenja. Radne tvari klase 2 će gorjeti ako su zapaljene pri spomenutim uvjetima temperature i tlaka uz dodatan uvjet da koncentracija donje granice zapaljivosti, LFL (*engl.* lower flammability level), treba biti veća od 0,1 kg/m³ te ogrjevna vrijednost treba biti manja od 19000 kJ/kg. Klasi 2 dodana je podskupina 2L. U tu skupinu svrstane su radne tvari koje će zapaljene pri uvjetima klase 2 goriti, a pri tome brzina propagacije plamena će biti jednaka ili manja 10 cm/s, zbog čega radne tvari klase 2L imaju blaže sigurnosne zahtjeve nego tvari klase 2. Klasa 3 kategorizira radne tvari koje gore pri koncentraciji LFL manjoj ili jednakoj 0,1 kg/m³ te ogrjevnoj vrijednosti većoj ili jednakoj od 19000 kJ/kg. Neke tvari ove klase su i eksplozivne [12].

Tablica 5 - Primjer klase štetnosti nekih radnih tvari [12]

Radna tvar	Klasa
R410A	A1
R290	A3
R1234yf	A2L
R717	B2L

2.3.5. Regulative Europske unije

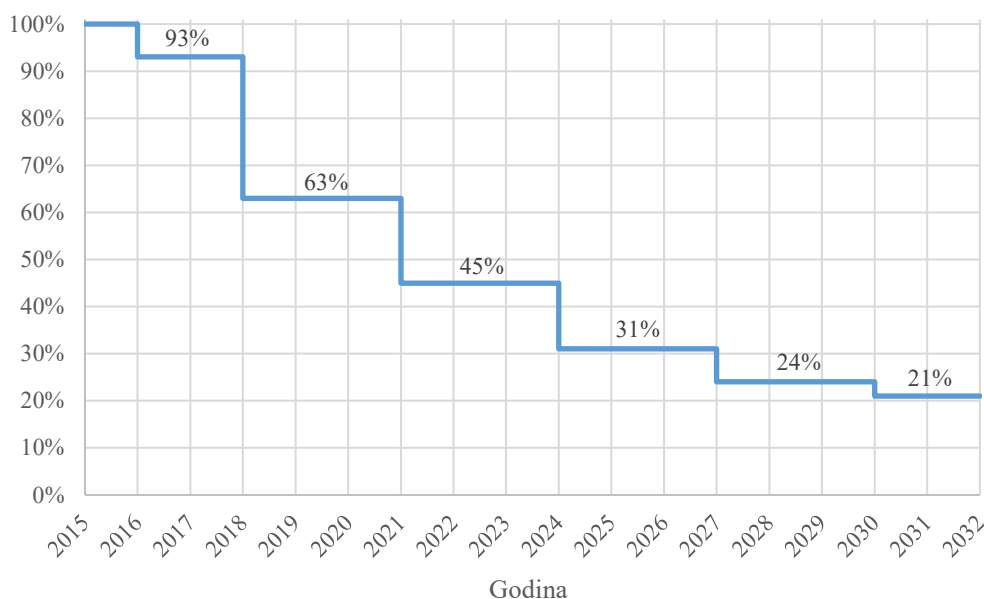
Nakon otkrića štetnog djelovanja klorofluorouglijika (CFC) i klorofluorouglikovodika (HCFC) na ozonski omotač postavlja se pitanje štetnosti upotrebe radnih tvari na globalnoj razini. Prvi

korak bilo je donošenje Montrealskog protokola. Posljedica tog protokola je eliminacija korištenja gotovo svih tvari koje imaju potencijal razgradnje ozona.

Daljnja istraživanja pokazala su da prekomjerno ispuštanje stakleničkih plinova na globalnoj razini uzrokuje porast temperature planeta. Dio odgovornosti snosi rashladna tehnika. Od 2005. na snazi je Kyoto protokol kojim se većina država obvezala smanjiti emisije stakleničkih plinova u atmosferu. Posljedično, diljem svijeta donose se odredbe kojima se nastoji smanjiti ispuštanje stakleničkih plinova u atmosferu, a među te tvari ulaze i fluorirani ugljikovodici (HFC).

Europska Unija 2006. godine donosi prvu uredbu, EU 842/2006, tzv. F-gas regulativu. Naziv F-gas dolazi od fluoriranih ugljikovodika i engleske riječi za plin, *gas*. Njome se regulira ispuštanje fluoriranih ugljikovodika, postavljaju standardi za detekciju i otklanjanje propuštanja, skladištenje i prikupljanje plinova. Uvedeni su i datumi zabrane stavljanja na tržište proizvoda koji prilikom proizvodnje koriste ili kao gotovi proizvodi sadrže fluorirane stakleničke plinove. Radi se o protupožarnim sustavima i aparatima za gašenje požara, prozorima, obući, pneumaticima za vozila te rashladnim sustavima s direktnim isparivanjem radne tvari.

Nakon provedbe uredbe EU 842/2006, Europski parlament donosi novu F-gas regulativu EU 517/2014. Ona počinje vrijediti od 1. siječnja 2015. godine te je uvela dodatno postrožena pravila o proizvodima koji koriste fluorirane stakleničke plinove. Uredba propisuje postupanje s fluoriranim stakleničkim plinovima te obuhvaća proizvodnju, korištenje i zbrinjavanje plinova nakon korištenja. Glavni cilj regulative je smanjiti količinu stakleničkih plinova na tržištu. Sljedeći dijagram prikazuje postupno smanjenje količine HFC-a na tržištu Europske unije gdje je količina HFC-a izražena u ekvivalentnim tonama ugljikovog dioksida.



Slika 18 – Plan postupnog smanjenja stavljanja radnih tvari na tržište [1]

Izračun ekvivalentnog CO₂ u tonama vrlo je jednostavan te direktno izlazi iz definicije potencijala globalnog zagrijavanja. Potrebno je pomnožiti masu stakleničkog plina s njegovim GWP-om, a zatim se pobrinuti da masa bude izražena u tonama.

$$tCO_{2,e} = m(t) * GWP \quad (6)$$

Za primjer, dizalica topline s radnom tvari R410A kojoj potreban učin zahtjeva punjenje od 4 kg sadrži 8,35 t ekvivalentnog CO₂.

$$m(t) * GWP = \frac{4 \text{ kg}}{1000} * 2088 = 8,35 \text{ tCO}_{2,e}$$

Nova regulativa stavlja naglasak na uređaje rashladne tehnike i dizalice topline. Zabrana stavljanja na tržište određenih proizvoda iz te grupe uređaja prikazana je u sljedećoj tablici.

Tablica 6 - Zabrane stavljanja na tržište opreme koja sadrži fluorirane ugljikovodike [1]

Zabrana		Datum zabrane
Hladnjaci i zamrzivači za kućnu uporabu koji sadrže HFC s GWP-om od 150 ili više		1. siječnja 2015.
Hladnjaci i zamrzivači koji se koriste u komercijalne svrhe (hermetički zatvorena oprema)	koji sadrže HFC s GWP-om od 2500 ili više	1. siječnja 2020.
	koji sadrže HFC s GWP-om od 150 ili više	1. siječnja 2022.
Nepokretna rashladna oprema koja sadrži HFC ili čije funkcioniranje ovisi o HFC s GWP-om od 2500 ili više, osim opreme osmišljene za rashlađivanje proizvoda na temperaturama ispod – 50 °C		1. siječnja 2020.
Višeskupni centralizirani rashladni sustavi koji se koriste u komercijalne svrhe s nazivnim kapacitetom od 40 kW ili više koji sadrže fluorirane stakleničke plinove ili čije funkcioniranje ovisi o fluoriranim stakleničkim plinovima s GWP-om od 150 ili više, osim u primarnom krugu radne tvari kaskadnih sustava kada je moguće koristiti fluorirane stakleničke plinove s GWP-om manjim od 1500		1. siječnja 2022.
Pokretna sobna klimatizacijska oprema (hermetički zatvorena oprema koju krajnji korisnik može pomicati između soba) koji sadrže HFC s GWP-om od 150 ili više		1. siječnja 2020.
Jednostruki razdvojeni klimatizacijski sustavi s manje od 3 kg fluoriranih stakleničkih plinova koji sadrže fluorirane stakleničke plinove ili čije funkcioniranje ovisi o fluoriranim stakleničkim plinovima s GWP-om od 750 ili više		1. siječnja 2025.

Zabrane potaknute F-gas regulativom koje se dotiču klimatizacije odnose se jedino na pokretne i split klima uređaje. Dizalice topline korištene u klimatizaciji, grijanju prostora, pripremi

potrošne tople vode ili u bilo kojoj drugoj primjeni nemaju konkretne zabrane. Jedini kriterij kojeg se treba pridržavati je smanjenje ukupne emisije stakleničkih plinova.

Smanjenje emisije fluoriranih stakleničkih plinova dizalica topline osigurava se postupnim smanjenjem količine ekvivalentnog CO₂ u tonama. Referentne vrijednosti prema kojima se naknadno računaju količine stakleničkih plinova za godišnja razdoblja uzimaju se iz godišnjeg prosjeka tona ekvivalenta CO₂ stavljenog na tržište u referentnom razdoblju od 2009. do 2012. godine. Dobivena referentna vrijednost se zatim množi s postotkom propisanim regulativom EU 517/2014 za pojedina razdoblja te se dobiju kvote za stavljanje fluorouglikovodika na tržište.

Na temelju dosadašnjih rezultata primjene F-gas regulative Europska komisija se obvezala do kraja 2022. godine napraviti preispitivanje uredbe EU 517/2014. Za očekivati je da će nova uredba donijeti nove zabrane stavljanja uređaja na tržište. Napredak tehnologije radnih tvari u rashladnoj tehnici donosi radne tvari sve manjeg GWP-a. Dobar dio novih radnih tvari je blago zapaljiv, no u upotrebu sve više ulaze i ugljikovodici koji su jako zapaljivi. Tvari takvih svojstava postaju sve sigurnije za korištenje zbog konstantnog tehnološkog napretka i poboljšavanja sigurnosnih standarda. Propan, R290, koji je jako zapaljiv ugljikovodik, je već u širokoj primjeni u rashladnicima kapljevine, a blago zapaljivi R32 se danas nalazi u većini kućnih split klima uređaja.

2.3.6. Primjena i svojstva R410A

Komercijalni i industrijski rashladni uređaji te uređaji za klimatizaciju desetljećima su koristili R22 kao radnu tvar. Dobra termofizikalna svojstva i niski ODP rezultirali su njegovom masovnom potrebom. Montrealski protokol u konačnici nalaže prestanak korištenja radnih tvari koje imaju potencijal razgradnje ozona. U klimatizaciji R22 zamijenjen je s R410A koji je postao osnovna radna tvar u klimatizaciji početkom 21. stoljeća [13]. Radna tvar R410A zeotropna je smjesa radnih tvari R32 i R125 u omjeru masa 50/50 %. Klizanje temperature je najviše 0,5 °C, prosječno 0,1 °C, što je za termodinamički proračun zanemarivo. Ova radna tvar najviše se koristi u klimatizaciji. Većina uređaja, pokretni sobni uređaji, split sustavi, velike ventilacijske jedinice s dizalicama topline itd., je koristila ili još uvijek koristi R410A. Razlog tome su znatno viši tlakovi zasićenja od ostalih halogeniranih ugljikovodika i ugljikovodika. Veći tlak na izlazu iz isparivača znači i veću gustoću radne tvari, a to znači da je volumetrički rashladni učin veći nego kod drugih tvari. Velika gustoća i volumetrički rashladni učin znače

da za isti protok R410A zahtijeva dimenzijama manje kompresore i cijevi. To je velika prednost kada se radi o uređajima koji trebaju biti kompaktni ili kada su u pitanju klima komore u kojima ne smije biti prepreka prolasku zraka. U sljedećoj tablici prikazana su svojstva R410A.

Tablica 7 – Svojstva R410A [2]

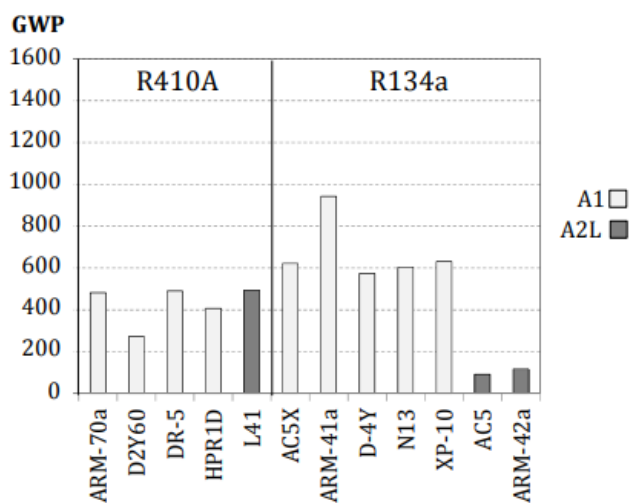
R410A	
ODP	0
GWP	2088
M, kg/kmol	72,59
$t_{krit}, ^\circ C$	70,17
p_{krit}, bar	47,7
$t_i(1 bar), ^\circ C$	-51,6
$\Delta t_{kl}, ^\circ C$	0,1
$p_i(-15^\circ C), bar$	4,82
$\rho_k(30^\circ C), kg/m^3$	1035
$\rho_p(-15^\circ C), kg/m^3$	18,43
$r(-15^\circ C), kJ/kg$	237,6
$q_{0V}, kJ/m^3$	3243,7

Regulativa Europske unije o fluoriranim stakleničkim plinovima zabranila je prodaju pokretnih i split klima uređaja s R410A kao radnom tvari, prema navedenom u tablici zabrana. Kako za dizalice topline ne postoje konkretne zabrane unutar uredbe EU 517/2014, R410A korišten u dizalicama topline klima komora potrebno je zamijeniti jedino prema kriteriju kvota stavljanja na tržište. Dva su načina na koji se to može postići. Jedan način je jednostavno smanjivati količinu radne tvari kako bi se ispunile zadane kvote, a drugi način je zamjena R410A radnom tvari manjeg GWP-a. Smanjivanje punjenja prilično je besmisleno jer bi to, za npr. 2022. godinu, značilo 55% manje uređaja stavljenih na tržište. Korištenjem radne tvari manjeg GWP-a može se biti unutar granica sustava kvota stavljanja na tržište fluoriranih stakleničkih plinova jer se kvote izražavaju u tonama ekvivalentnog CO₂.

2.3.7. Istraživanja i analize radnih tvari

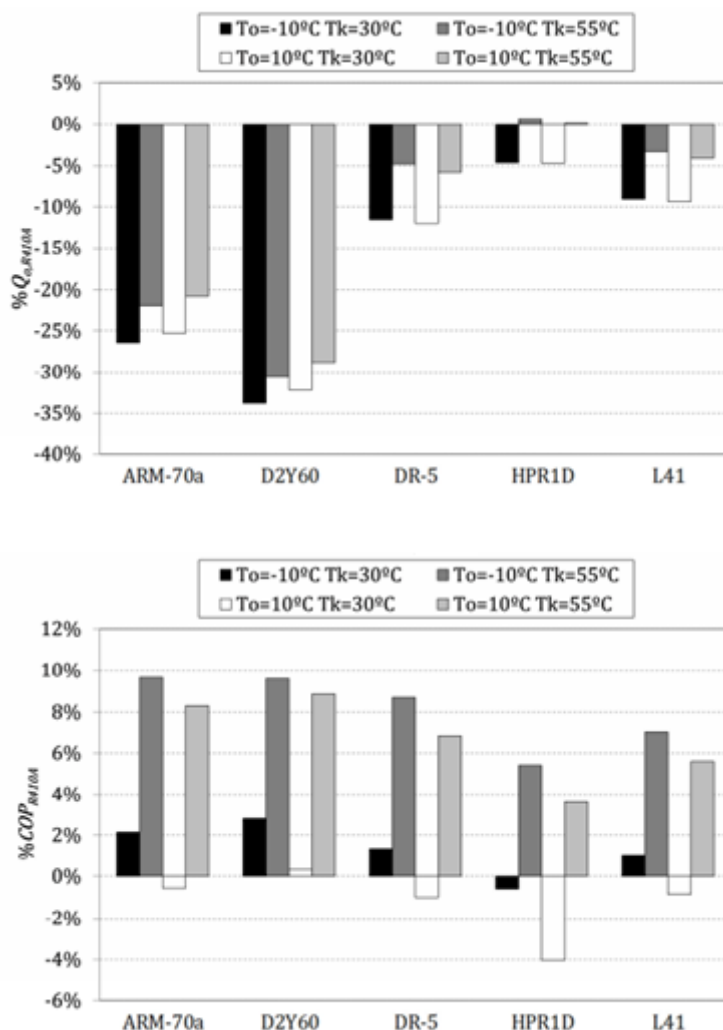
Najčešće korištene radne tvari u klimatizaciji su R410A i R134a. Zbog visokih vrijednosti GWP-a svake od navedenih radnih tvari, 2088 i 1430, stupanjem na snagu uredbe Europske unije 517/2014, poznatije pod nazivom F-gas regulativa, te radne tvari će izaći iz upotrebe. Obje radne tvari su našle primjenu u stambenim i komercijalnim uređajima [14]. Ograničenje GWP-a radne tvari u split sustavim na vrijednost od 750 koje stupa na snagu 2025. godine

automatski onemogućuje izradu novih uređaja s navedenim radnim tvarima. Pokretnim klimatizacijskim uređajima je od 2020. godine nametnuto ograničenje GWP-a od 150.



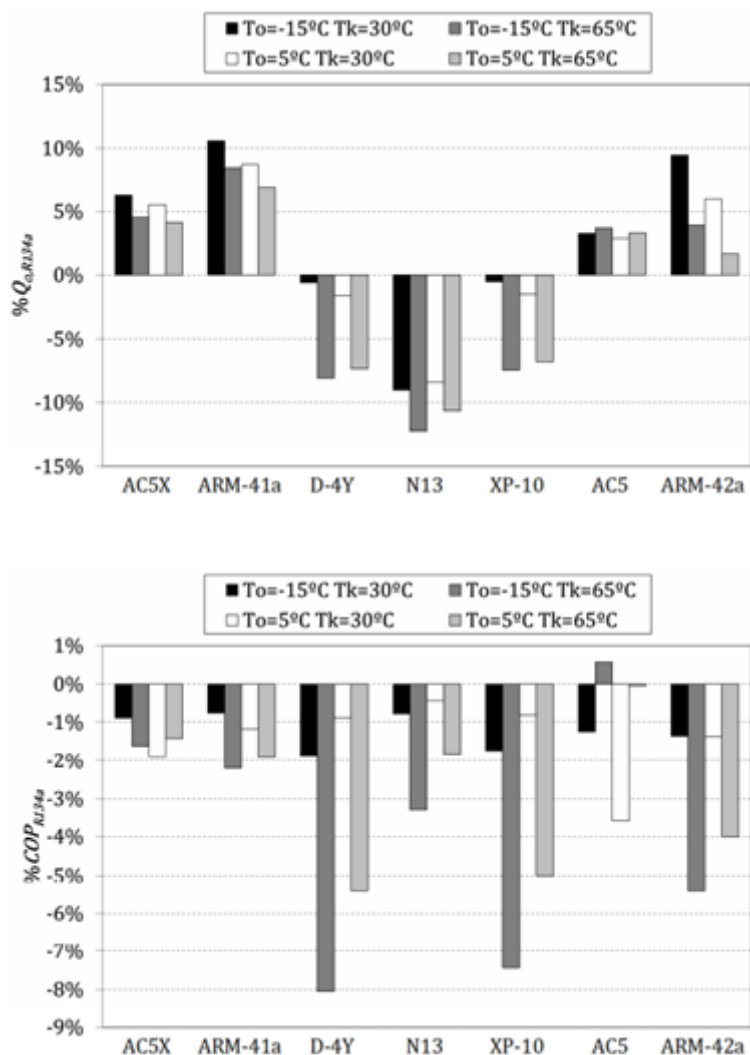
Slika 19 – Radne tvari analizirane kao alternative R410A i R134a [14]

Teorijska analiza obuhvaća rijetke alternative radnim tvarima koje su kategorije A1, iako je većina alternativa nižeg GWP-a A2L kategorije. Rezultati analize rashladnog učina i stupnja djelovanja prikazani su na sljedećim slikama. Analiza je provedena za različite kombinacije temperatura isparavanja i kondenzacije. Isti postupak je napravljen i za radne tvari alternativne R134a.



Slika 20 – Rezultati analize učinka i učinkovitosti zamjenskih radnih tvari za R410A [14]

Osim kriterija GWP-a, zamjenska radna tvar bi trebala donijeti proces veće efikasnosti. Kod R410A svaka alternativa daje manji rashladni učin, ARM-70a i D2Y60 daju za 25 % i 30 % manji učin dok ostale tri alternative daju 5% do 10 % manje učine. Rezultat najbliži R410A daje HPR1D pri temperaturi kondenzacije 55 °C i temperaturama isparavanja -10 i 10 °C. Učinkovitosti sustava su generalno veće, i za 10 %, a jedina situacija gdje je COP manji je kod temperature isparavanja 10 °C i temperature kondenzacije 30 °C.



Slika 21 - Rezultati analize učinka i učinkovitosti zamjenskih radnih tvari za R134a [14]

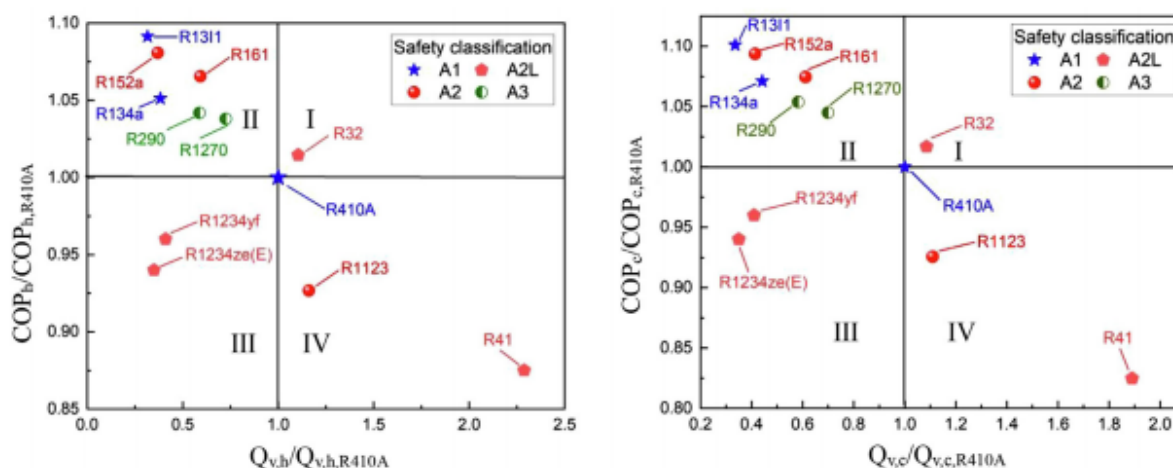
Veće rashladne učine nego R134a daju AC5X, ARM-41a, AC5 i ARM-42a, dok manji rashladni učin daju D-4Y, N13 i XP-10. Analiza efikasnosti sustava pokazuje da svaka alternativa daje lošiji proces, osim radne tvari AC5 pri temperaturi isparavanja -15°C i temperaturi kondenzacije 65°C .

Zaključno, najbolja nezapaljiva alternativa za R410A obuhvaćena ovom iznesenom analizom DR-5 jer uz poboljšani COP daje najmanje smanjenje rashladnog učina, a ako su omogućeni uvjeti za korištenje zapaljivih tvari L41 će biti dostatna zamjena. Za R134a dobre alternative će biti N13, XP-10 i ARM-42a [14].

Radne tvari R452B i R447B analizirane su kao alternativa za R410A u dizalici topline zraka-voda s ubrizgavanjem pare u istraživanju Chena i dr. [15]. Svojstva dvije navedene radne tvari

su slična kao kod R410A, kritične temperature su veće za 5 i 9 °C, kritični tlakovi su veći za 3 i 7 %, a vrelišta na atmosferskom tlaku su gotovo jednakih iznosa kao kod R410A. Objekti analizirane radne tvari su kategorije A2L. Ogrjevni kapaciteti R452B su gotovo identični kao kod R410A za različite temperature vode, a COP je veći za 4 do 9 % s ubacivanjem pare i 1,5 do 2,5 % veći u situaciji bez ubacivanja pare. Kapaciteti R477B su manji za prosječno 85 % dok je COP veći za 3 do 12 % s ubacivanjem pare i 0,5 do 4 % bez. Objekti radne tvari dostatne su zamjene za R410A s termodinamičke strane, a GWP iznos za R452B je 676 te za R447B je 714 [15].

Budući da je R410A smjesa R32 i R125, gdje glavnina svojstava potječe od R32 logičan slijed je analizirati različite radne tvari koje su smjese upravo s R32, ali i čiste tvari koje će biti ostale komponente smjesa. Istraživanje Yua i dr. daje sljedeću analizu [16].

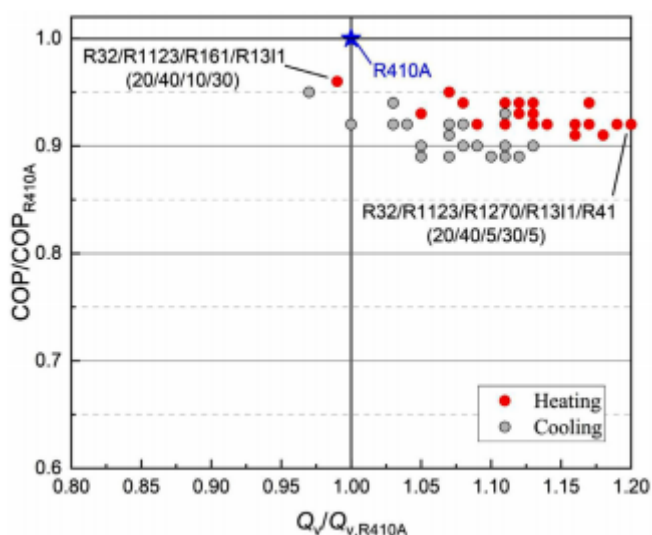


Slika 22 – Protoci i učinkovitosti čistih tvari [16]

Slika 22 prikazuje rezultate analize čistih tvari od kojih će se raditi smjese s R32. Bolja je radna tvar ona koja će s manjim protokom, zbog dimenzija komponenti uređaja, omogućiti veću efikasnost sustava. U tu kategoriju ulaze R131i, R161, R152a, R134a, R290, R1270. Jako zapaljive tvari zahtijevaju strože sigurnosne uvjete od A2 i A2L radnih tvari te su prema tomu kriteriju zadnji izbor za manji i efikasniji uređaj. Smjese koje analiza obuhvaća prikazane su sljedećom tablicom.

Tablica 8 - Smjese s R32 kao osnovnom radnom tvari [16]

properties Composition		Mass fraction	T_{cri} (°C)	P_{cri} (MPa)	T_{slide}^1 (KQWP)	Class	T_{dis}^2 (°C)	Heating $\frac{Q_h}{Q_{h,R410A}}$	$\frac{COP}{COP_{R410A}}$	Cooling $\frac{Q_c}{Q_{c,R410A}}$	$\frac{COP}{COP_{R410A}}$
R410A	R32/R125	50/50	71.4	4.9	0.1	2088	A1	78.6	1	1	1
1	R32/R1123/R1311	20/50/30	73.8	5.96	2.2	137	A2L	74.9	1.17	0.94	1.11
2	R32/R1123/R1311	20/45/35	75.7	6.04	3.1	137	A2L	76.1	1.12	0.94	1.08
3	R32/R1123/R1311	20/40/40	77.8	6.13	4.3	137	A2L	77.8	1.05	0.93	1.03
4	R32/R1123/R161/R1311	20/45/5/30	77.0	5.92	3.8	137	A2L	76.0	1.07	0.95	1.03
5	R32/R1123/R161/R1311	20/40/10/30	80.0	5.89	4.8	137	A2L	76.7	0.99	0.96	0.97
6	R32/R1123/R152a/R1311	20/45/5/30	77.1	5.91	4.8	143	A2L	76.6	1.03	0.94	1.00
7	R32/R1123/R290/R1311	20/45/5/30	76.7	6.18	3.4	137	A2L	74.6	1.12	0.93	1.07
8	R32/R1123/R1270/R1311	20/45/5/30	76.2	6.13	3.2	137	A2L	75.2	1.13	0.93	1.08
9	R32/R1123/R1234yf/R1311	20/45/5/30	75.4	5.89	3.6	137	A2L	74.6	1.08	0.94	1.04
10	R32/R1123/R1234ze(E)/R1311	20/45/5/30	75.96	5.90	4.4	137	A2L	75.3	1.05	0.93	1.03
11	R32/R1123/R1311/CO ₂	20/40/35/5	72.2	6.06	5.2	137	A2L	80.0	1.16	0.92	1.11
12	R32/R1123/R1311/R41	20/40/35/5	72.7	6.13	4.3	142	A2L	80.1	1.19	0.92	1.13
13	R32/R1123/R161/R1311/CO ₂	20/40/5/30/5	73.7	5.95	5.9	137	A2L	79.4	1.11	0.94	1.07
14	R32/R1123/R161/R1311/R41	20/40/5/30/5	74.1	6.01	5.2	142	A2L	79.8	1.13	0.94	1.08
15	R32/R1123/R152a/R1311/R41	20/40/5/30/5	74.2	6.00	6.2	142	A2L	80.6	1.09	0.92	1.05
16	R32/R1123/R290/R1311/CO ₂	20/40/5/30/5	73.4	6.22	5.4	137	A2L	78.1	1.16	0.91	1.10
17	R32/R1123/R290/R1311/R41	20/40/5/30/5	73.8	6.25	4.4	142	A2L	78.2	1.18	0.91	1.12
18	R32/R1123/R1270/R1311/CO ₂	20/40/5/30/5	73.0	6.18	5.4	137	A2L	78.7	1.17	0.92	1.11
19	R32/R1123/R1270/R1311/R41	20/40/5/30/5	73.4	6.22	4.3	142	A2L	78.9	1.20	0.92	1.13
20	R32/R1123/R1234yf/R1311/CO ₂	20/40/5/30/5	72.0	5.92	5.7	137	A2L	78.2	1.13	0.92	1.08
21	R32/R1123/R1234yf/R1311/R41	20/40/5/30/5	72.5	5.98	4.9	142	A2L	78.5	1.14	0.92	1.09
22	R32/R1123/R1234ze(E)/R1311/CO ₂	20/40/5/30/5	72.5	5.93	6.4	137	A2L	78.9	1.09	0.92	1.05
23	R32/R1123/R1234ze(E)/R1311/R41	20/40/5/30/5	73.0	5.99	5.7	142	A2L	79.3	1.11	0.92	1.07

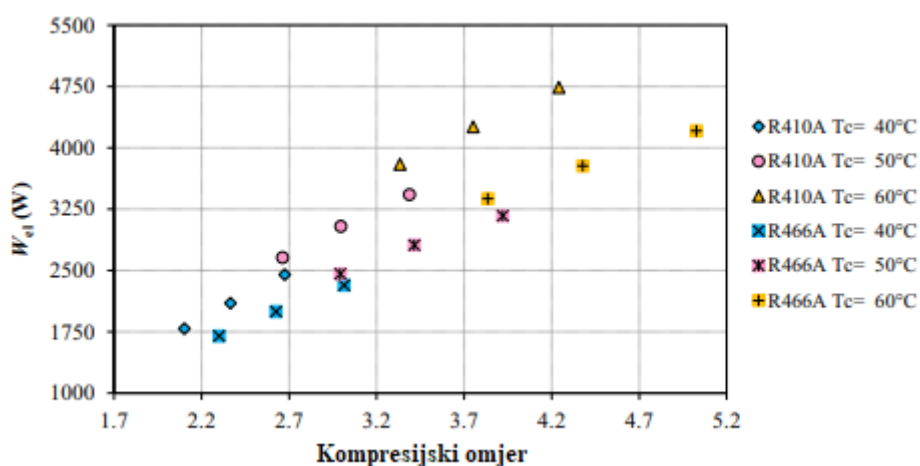


Slika 23 – Rezultati analize smjesa s R32 kao osnovnom radnom tvari [16]

Analiza sustava s navedenim smjesama pokazuje da sve ispitane smjese daju proces s manjom učinkovitosti nego što daje R410A. Samo jedna smjesa zahtijeva manji protok radne tvari da bi zadovoljila nametnute potrebe grijanja i hlađenja. Iako termodinamički i dimenzionalno pogoršavaju situaciju u dizalici topline, GWP svih promatranih smjesa je manji od 150 što je 93 % manje od GWP-a R410A, što znači da je svaka smjesa ekološki znatno prihvatljivija. Dodatna je komplikacija što su sve smjese A2L sigurnosne kategorije [16].

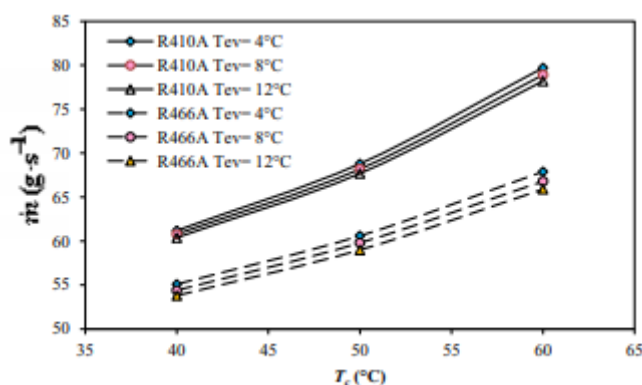
Interesantna radna tvar koja ima velik potencijal zamijeniti R410A, barem u prijelaznim razdobljima u uređajima koji nisu zahvaćeni uredbom 517/2014 je R466A. Radi se o smjesi

R1311, R32 i R125 koja je kategorije A1 i ima GWP vrijednost 733. Termofizikalna svojstva su slična svojstvima R410A. Analizu performansi R466A napravili su Devecioglu i Oruc u VRF sustavu (*engl. variable refrigerant flow*) [17]. Takav sustav sastavljen je od vanjske jedinice s izmjenjivačem topline i kompresorom te četveroputnim ventilom koji omogućuje rad sustava u režimu hlađenja i grijanja. Unutar objekta raspoređeno je više unutarnjih jedinica prema kojima se isporučuje radna tvar u svrhu kondicioniranja unutarnjeg zraka. Duži vremenski period u VRF sustavima korištena je radna tvar R410A. Računska analiza dala je sljedeće rezultate.



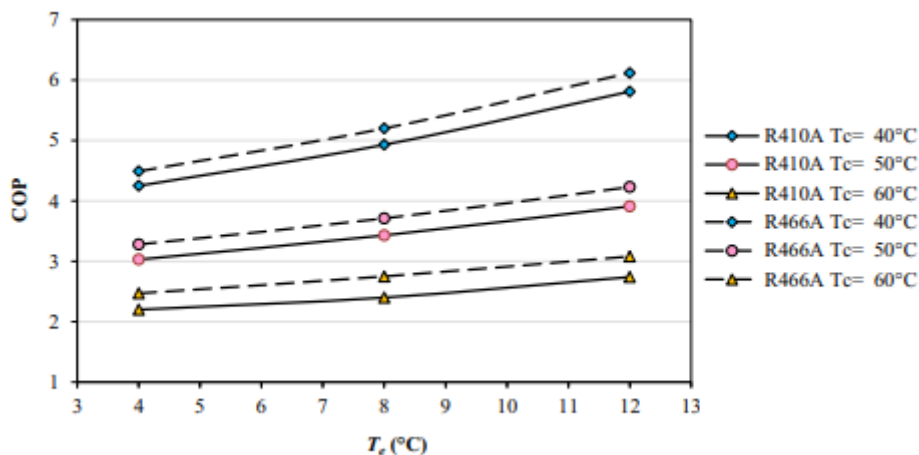
Slika 24 – Potrebna električna snaga za različite kompresijske omjere i temperature kondenzacije R466A u usporedbi s R410A [17]

Za različite kompresijske omjere i temperature kondenzacije sustav s R466A zahtijeva manju uloženu električnu energiju za pogon kompresora nego sustav s R410A, što znači da sustav s R466A donosi energetske uštede.



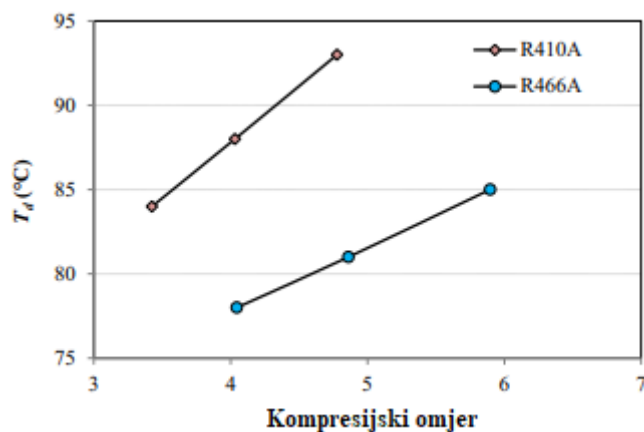
Slika 25 – Usporedba protoka R410A i R466A [17]

Rad sustava prilikom različitih temperatura isparavanja i kondenzacije odvija se s manjim protokom R466A što direktno utječe na dimenzije sustava tako da one mogu biti manje. Protoci radnih tvari rastu s porastom temperature kondenzacije.



Slika 26 – Usporedba COP-a sustava s R410A i R466A [17]

Za različite temperature isparavanja i kondenzacije COP, sustava koji radi s R466A je u svakom slučaju veći nego što je s R410A. Sustav s R466A će u svakom slučaju biti efikasniji te se može zaključiti da je R466A odlična zamjena za R410A. COP kod obju radnih tvari raste s porastom temperature isparavanja.

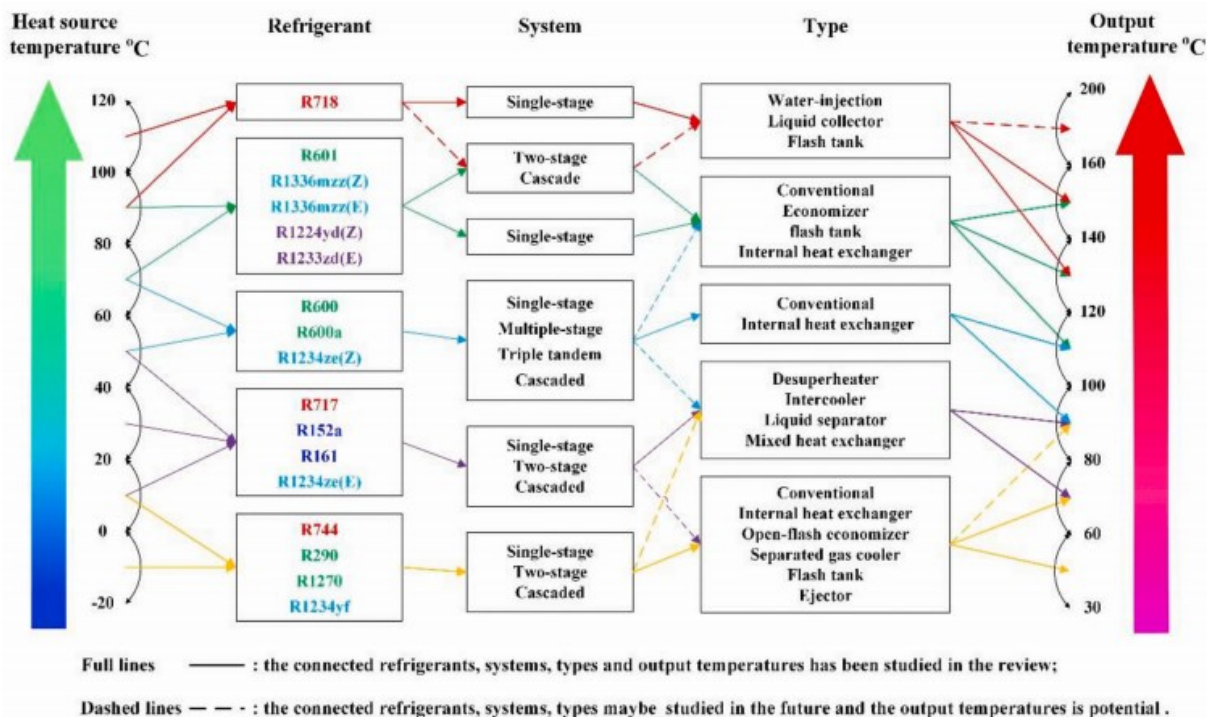


Slika 27 – Temperature radnih tvari nakon kompresije za različite kompresijske omjere [17]

Radna tvar R466A postiže niže temperature na kraju kompresije. U oba slučaja temperatura raste s porastom kompresijskog omjera. Manja temperatura radne tvari na izlazu iz kompresora dugoročno znači njegov duži radni vijek. Prema prikazanim rezultatima R466A nudi i ekološko i termodinamičko poboljšanje, a moguće manje dimenzije komponenti i manja potrošnja

električne energije i ekonomski poboljšavaju sliku cijelog sustava [17]. Analizirana radna tvar svakako treba ući u analizu s ostalim radnim tvarima koje bi potencijalno mogle zamijeniti R410A u klimatizaciji, ali i ostalim područjima primjene.

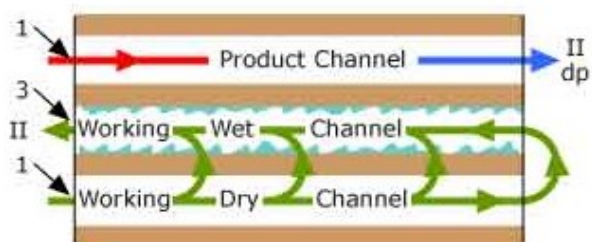
Wu i dr. proveli su analizu performansi kompresijskih dizalica topline, velikog raspona temperatura, s čistim tvarima niskog GWP-a [18]. Autori istraživanja napravili su podjelu dizalica toplina prema temperaturama toplinskih ponora. Podjela se sastoji od četiri kategorije: niskotemperaturne dizalice topline (0 do 60 °C), srednjetemperaturne dizalice topline (60 do 100 °C), visokotemperaturne dizalice topline (100 do 160 °C) te ultravisokotemperaturne dizalice topline (160 do 200 °C). Temperature na kojima se vode procesi u području klimatizacije u područje interesa stavljaju niskotemperaturne dizalice topline. Prilikom analize preferirani iznos GWP-a je maksimalno 150. Prirodne radne tvari, amonijak, R717, ugljikov dioksid, R744, i voda, R718, obuhvaćene su analizom. Pokazalo se da amonijak pri manjim opterećenjima, pri čemu se manja opterećenja odnose na većinu slučajeva u području klimatizacije, ispoljava vrlo male dimenzije komponenata zbog velike topline isparavanja. Također, amonijak pripada u kategoriju B2L. Zbog otrovnosti nije prikladan za upotrebu u sustavima koji direktno mogu dovesti radnu tvar u kontakt s ljudima. Ugljikov dioksid za postizanje temperatura korištenih u procesima klimatizacije mora biti na vrlo visokim tlakovima što predstavlja sigurnosni problem ako su instalacije na mjestima s većim brojem ljudi, iako je tehnologija dovoljno napredovala da sustavi s R744 budu u upotrebi. Voda kao radna tvar u klimatizaciji, suprotno od R744, treba bivati u stanjima tlaka nižeg od atmosferskog što nikako nije prikladno i iskoristiva je u primjenama na višim temperaturama. Kao najbolje radne tvari za niskotemperaturne dizalice topline nameću se ugljikovodici R290 (propan) i R1270 (propen) te HFO R1234yf. Njihove GWP vrijednosti su vrlo niske te ne prelaze vrijednost od 3. Propan i propen su kategorije A3 što donosi veći rizik od zapaljenja. Buduća stroža ograničenja GWP-a zato moraju biti praćena unapređenjem sigurnosne tehnologije dizalica topline [18].



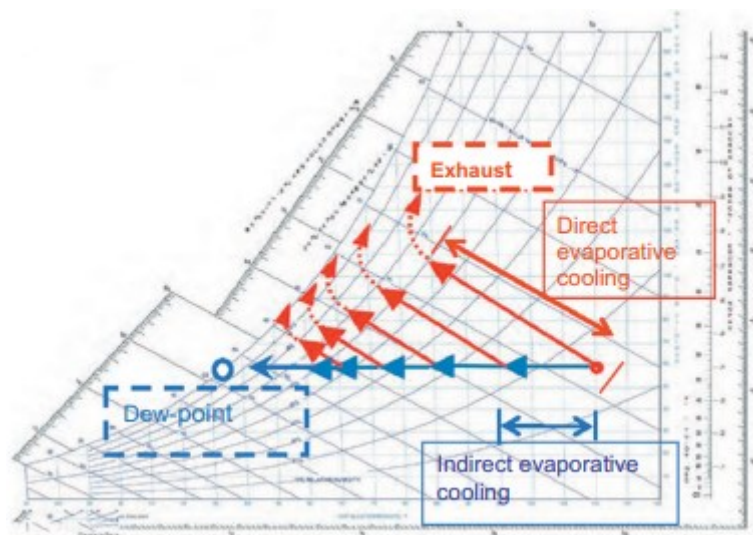
Slika 28 – Smjernice za odabir radne tvari niskog GWP-a za različite temperature i izvedbe dizalica topline [18]

2.4. Nove tehnologije

Izumitelj dr. Valeriy Maisotsenko patentirao je evaporativni izmjenjivač topline koji može ohladiti struju zraka na temperaturu nižu od temperature vlažnog termometra približavajući se pri tome temperaturi rosišta. Zrak koji ulazi u izmjenjivač, unutar suhog kanala, preko stijenke je u toplinskoj interakciji s vlažnim kanalom. Prilikom izlaska iz suhog kanala dio zraka se prestrujava u vlažni kanal. Unutar vlažnog kanala struji zrak koji se evaporativno hladi, a u suhom kanalu se odvija osjetno hlađenje struje zraka. Budući da zrak niže temperature ima i nižu temperaturu vlažnog termometra postupnim smanjivanjem temperature evaporativnim i osjetnim hlađenjem, temperatura ulazne struje zraka može se smanjiti ispod njene temperature vlažnog termometra.



Slika 29 – Shema Maisotsenkovog izmjenjivača topline [19]

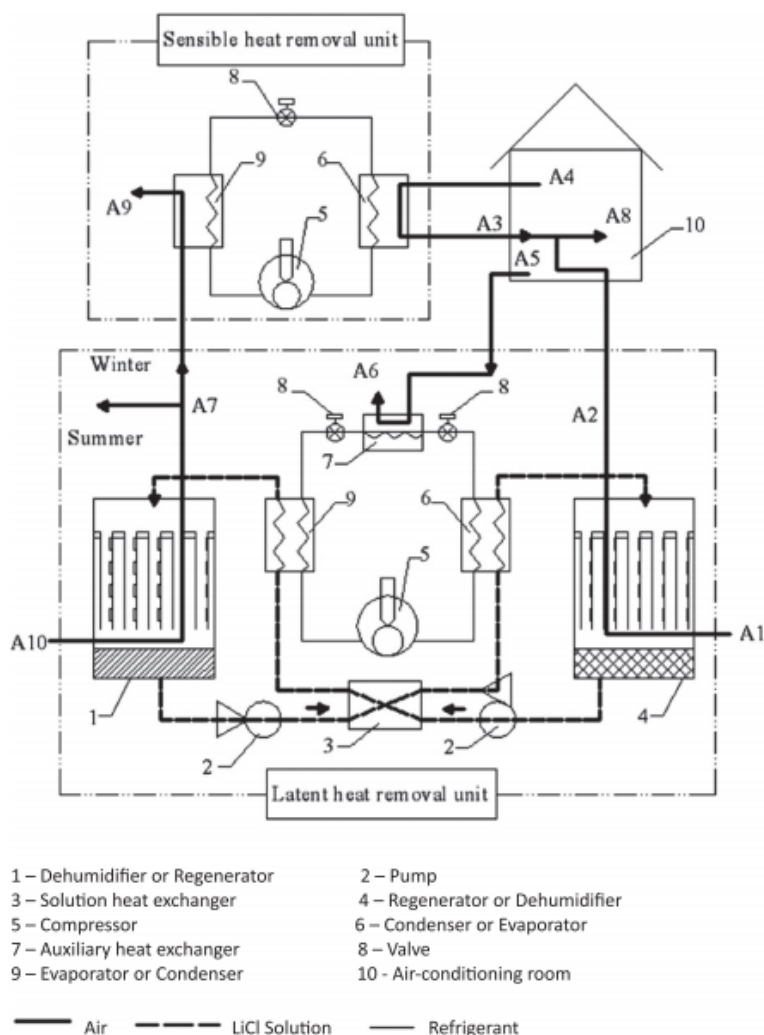


Slika 30 – Proces u Maisotsenkovom izmjenjivaču prikazan u Molieriovom dijagramu [19]

Brzine strujanja zraka u izmjenjivaču su u rasponu od 0,3 do 0,5 m/s. Razmak između ploča izmjenjivača je najviše 6 mm, a duljina bi trebala biti 200 puta veća od visine. Učinkovitost Maisotsenkovog procesa u odnosu na temperaturu vlažnog termometra iznosi 1,3, a u odnosu na temperaturu rosišta 0,9. U tipičnim ljetnim uvjetima vrućeg i vlažnog zraka izmjerena je učinkovitost u odnosu na vlažni termometar u iznosu 102 % te 76 % u odnosu na temperaturu rosišta. Dokazano je da je pomoću direktnog i indirektnog evaporativnog hlađenja moguće ohladiti struju zraka ispod temperature vlažnog termometra [19].

Povećanje efikasnosti kompresora teorijski je ispitano metodom plavljenja kompresora većom količinom ulja. Na taj način stvara se kvazi-izotermni proces kompresije. U kombinaciji s međuizmjenjivačem analiza je pokazala 40 % veću učinkovitost [19].

Odvlaživanje zraka u kućnim klima uređajima standardno se odvija procesom kondenzacije vlage na isparivaču. Temperatura površine isparivača treba biti niža od temperature rosišta kondicioniranog zraka. Posebice u vrućim i vlažnim predjelima, kemijsko odvlaživanje donosi uštede energije i poboljšanje procesa. Za takav proces potrebno je osigurati toplinu za regeneraciju odvlaživačkog materijala. Usprkos potrebi za dodatnom energijom regeneracije, otpadnom toplinom, solarnom energijom itd., efikasnost cijelog procesa hlađenja i odvlaživanja može se povećati od 20 do 100 %. Promatrani sustav koristi tekući odvlaživač litijev klorid.

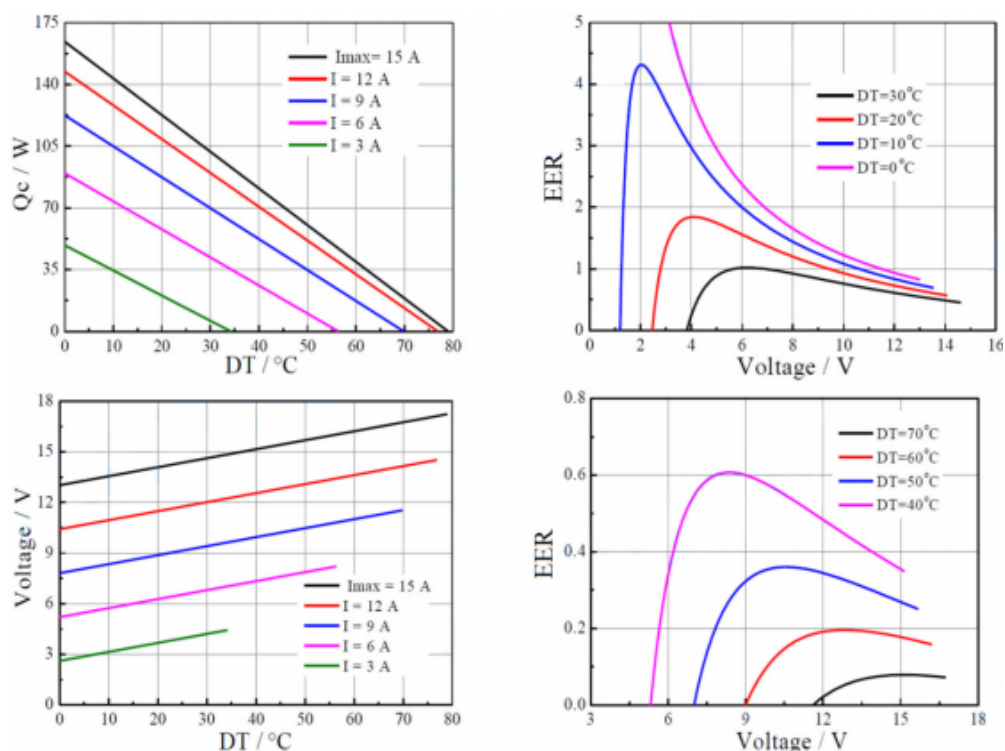


Slika 31 – Sustav odvlaživanja zraka s tekućim kemijskim odvlaživačem [19]

Odvlaživanje je odrađeno kemijskim putem, a hlađenje zraka je tada samo osjetno čime se izbjegao dodatni utrošak energije na kondenzaciju vlage. Regeneracija tekućeg odvlaživača postignuta je dizalicom topline. Cijeli proces je efikasniji jer je potrebna toplina za regeneraciju odvlaživača manja od energetske zahtjeva kondenziranja vlage [19].

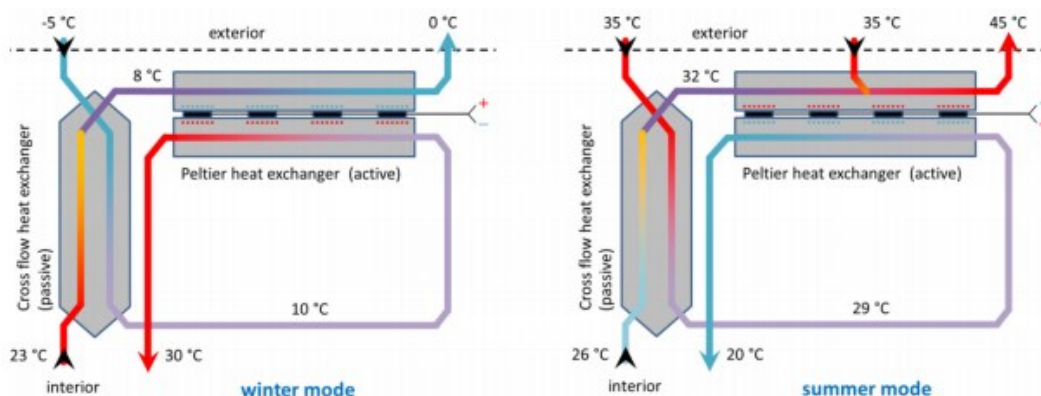
Inovativnu ventilacijsku jedinicu s termoelektričnim elementima analizirali su Kny i dr. [20]. Promatrana ventilacijska jedinica namijenjena je prvenstveno za ugradnju u restaurirane postojeće objekte koji do tada nisu imali nikakvo rješenje ventilacije. Protoci kojima raspolaže su u rasponu od 50 do 200 m³/h. Termoelektrični element ugrađen u ventilacijsku jedinicu je tzv. Peltierov element. On se sastoji od poluvodiča prekrivenih keramičkim pločicama s obje strane. Puštanjem električne struje kroz element jedna strana se zagrijava, a druga hladi. Rashladni učin elementa može biti u rasponu od 5 do 300 W, ovisno o jakosti električne struje.

Elementi ugrađeni u ventilacijsku jedinicu imaju rashladni kapacitet od 150 W pri jakosti struje 15 A i naponu 16 V.



Slika 32 – Parametri Peltierovog elementa [20]

Parametri prikazani dijagramima na Slika 32 pokazuju da je rashladni učin veći za veći iznos jakosti struje i manju razliku temperatura između tople i hladne strane elementa. Faktor hlađenja je bolji što je manja razlika temperatura na elementu. Parametri Peltierovog elementa nalažu da je za efikasniji rad potrebno grijati hladnu stranu i hladiti toplu stranu što je više moguće.



Slika 33 – Shema ventilacijske jedinice s Peltierovim elementima [20]

Ušteda energije, tj. smanjenje potreba za grijanjem i hlađenjem, postignuta je instalacijom pločastog rekuperatora. Režim grijanja i režim hlađenja izmjenjuju se preokretanjem polova električne struje. Zbog poboljšanja prijenosa topline na keramičke pločice termoelektričnog elementa montirani su aluminijski orebreni izmjenjivači.

Tablica 9 – Rezultati mjerenja rada ventilacijske jedinice s Peltierovim elementima u režimu grijanja [20]

T_{int} (°C)	T_{ext} (°C)	T_{SUP} supply air (°C)	Peltier cells			Total Heating Capacity (W)	COP (Peltier) (-)	COP (Total) (-)
			Current (A)	Voltage (V)	Power (W)			
20.8	-5.9	29.0	4	51.6	206	595	1.02	2.9
21.1	0.6	26.3	3	38.6	116	438	1.23	3.8
21.2	4.9	22.9	2	25.8	52	307	1.42	5.9
21.2	11.1	23.1	1.5	19.6	29	203	1.84	6.9

Rezultati mjerenja potvrđuju parametre termoelektričnog elementa. U situaciji gdje je veća razlika temperatura svježeg i dobavnog zraka potreban je veći ogrjevni kapacitet. Zbog veće razlike temperatura COP elemenata, ali i cijelog uređaja je manji. Energetski je situacija povoljnija kada su manje potrebe za grijanjem. Zaključno, svojstva Peltierovog elementa negativno utječu na efikasnost sustava. Kako bi se taj problem ublažio potrebno je montirati dobre izmjenjivače topline. Sa stajališta energetske učinkovitosti ovakav uređaj nije dobar za režim grijanja ako je vanjska temperatura -10 °C ili manja [20]. Prednost ovakvog uređaja je što on, u suštini, obavlja rad koji konvencionalno obavlja kompresijska dizalica topline, ali bez prisustva radne tvari. Eliminiran je direktan utjecaj na okoliš te poboljšana sigurnost ljudi i zgrade.

3. MJERENJA NA TESTNOJ JEDINICI

Uvid u rad i parametre dizalice topline u ventilacijskoj jedinici dobiven je provođenjem mjerenja na testnoj jedinici tvrtke Pro-klima d.o.o. Na temelju rezultata mjerenja mogu se donijeti zaključci o postojećoj situaciji s uređajem koji radi s radnom tvari R410A. Izračunani podatci o procesu s novom radnom tvari mogu se usporediti rezultatima mjerenja što će biti od velike pomoći pri krajnjem odabiru zamjenske radne tvari za R410A.

3.1. Opis testne ventilacijske jedinice

Testna centralna ventilacijska jedinica za pripremu zraka tvrtke Pro-klima d.o.o. nalazi se u proizvodnom pogonu tvrtke u selu Gradna pokraj Samobora. Uređaj služi za ispitivanje različitih rješenja i konfiguracija rashladno-ogrjevnog kruga dizalice topline.



Slika 34 – Fotografija ispitne ventilacijske jedinice

Testna jedinica uzima zrak iz okoliša, filtrira ga, a zatim svježi zrak nailazi na rotacijski regeneratorski uređaj. On je smješten između dobavne i odsisne strane jedinice te služi za povrat topline i vlage. Nakon regeneratorskog uređaja u smjeru strujanja dobavnog zraka nalazi se dobavni ventilator. Zrak je nakon njega usmjeren na izmjenjivač topline koji je dio dizalice topline. U ljetnom režimu rada izmjenjivač u dobavnoj struji zraka ima funkciju isparivača, hladi i odvlažuje zrak, a u zimskom režimu rada ima funkciju kondenzatora. Povratni zrak se odvodi iz prostora te prolazi komponentama na odsisnoj strani ventilacijske jedinice. Nazivni protok zraka testne jedinice je 15000 m³/h.

Svaka ulazna i izlazna strana ventilacijske jedinice ima zaporne zaklopke. Sa svake strane rotacijskog regeneratorskog montirane su prestrujne zaklopke koje omogućuju konfiguraciju recirkulacije zraka za potrebe odležavanja isparivača. Zaklopke su pogonjene aktuatorima koji se uključuju prema signalu centralnog regulacijskog sustava.

Dobavni i odsisni ventilatori su jednakih specifikacija, a na svakoj strani su ugrađena po dva ventilatora. Centrifugalne su izvedbe i pogonjeni EC motorima. Takvi elektromotori su efikasniji u pogonu i regulaciji u usporedbi s dosad uobičajenim DC i AC motorima. Posebna prednost je značajno veća učinkovitost pogona pri malim brzinama vrtnje.

Sustav dizalice topline testne ventilacijske jedinice, za razliku od uobičajeno integriranih sustava, montiran je izvan uređaja kako bi bio olakšan pristup komponentama prilikom promjene ventila, cijevi i drugih komponenti. Zbog toga je prilikom rada jednostavnije pratiti razinu radne tvari u spremniku, pojavu mjehurića u kapljevinskom vodu, pogledom na kontrolno staklo, i razinu ulja u kompresoru. Za kondicioniranje zraka koriste se dva kruga dizalice topline. Oni su identični prema komponentama i toplinskom učinku. Spojeni su na jedan isparivač i kondenzator koji ima isprepletene odvojene prolaze radne tvari. Takva konfiguracija omogućuje da, u uvjetima djelomičnog opterećenja, jedan krug bude potpuno izvan funkcije što daje dodatnu razinu regulacije. Ugrađeni su Emerson Copeland digital scroll spiralni kompresori. Digitalna regulacija učina kompresora, sa signalom napona 0-10 V, omogućuje regulaciju od 10 % do 100 % učina tako da se statični i rotacijski element kompresora razdvajaju po potrebi. Tada se u kompresoru ne odvija kompresija radne tvari nego radna tvar samo prolazi kroz njega. Regulacija ovakvog kompresora odvija se u ciklusima od najčešće 20 sekundi. Na primjer, razina opterećenja od 40 % znači da se kompresija odvija 8 s i da su rotacijski elementi kompresora razdvojeni 12 s [21]. Ovakav način bolji je od regulacije isključivanjem iz rada, tzv. *on/off* regulacije, jer kompresor ne bude potpuno ugašen i ne prolazi kroz dodatna opterećenja pokretanja i isključivanja, ali i dalje je regulacija brzine vrtnje energetski najučinkovitija vrsta regulacije.

Testna ventilacijska jedinica opremljena je osjetnicima temperature, tlaka i relativne vlažnosti. Broj osjetnika veći je od potrebnog za regulaciju uređaja jer se radi o testnoj jedinici te je potrebno mjeriti na više točaka sustava kako bi se dobila potpuna i realna situacija svakog koraka pripreme zraka. Osjetnici temperature postavljeni su na svakom ulazu i izlazu zraka iz ventilacijske jedinice, na kondenzatoru i isparivaču te između regeneratorskog i isparivača i kondenzatora. Termometri su tipa Ni1000. Takva vrsta termometara počiva na svojstvu

ovisnosti električnog otpora o temperaturi. Korišteni termometar izrađen je od nikla, a na 0 °C njegov električni otpor je 1000 Ω. S ovakvim podacima moguće je izračunati učinkovitost regeneratora i toplinske tokove na izmjenjivačima. Osjetnici razlike tlaka na filterima mjere razliku tlaka prije i poslije filtera što je uobičajena metoda provjere zaprljanosti filtra. Osjetnici razlike tlakova također su na ventilatorima i izmjenjivačima topline. Razlika tlaka mjeri se na principu deformacije silikonske gumene membrane koja generira signal od 0 do 10 V. Osjetnici relativne vlažnosti nalaze se na ulazu i izlazu zraka dobavne strane te na ulazu povratnog zraka u ventilacijsku jedinicu. Princip rada osjetnika relativne vlažnosti je promjena kapacitivnosti samog osjetnika uslijed ovisnosti električne permitivnosti materijala električnog kondenzatora o relativnoj vlažnosti zraka.

Dizalica topline kao podsustav ventilacijske jedinice ima svoju skupinu osjetnika. Temperatura se mjeri prema radnim točkama procesa, tj. prije i poslije prolaska radne tvari kroz kompresor, kondenzator i isparivač te za potrebe rada elektronskog ekspanzijskog ventila. Termometri su otpornički tipa Ni1000 te su montirani tako da naliježu na cijevi s vanjske strane. Osjetnici tlaka nalaze se prije i poslije izmjenjivača topline i kompresora, a presostat niskog tlaka upotrebljava se pri provođenju tzv. *pump down* režima koji prije potpunog isključivanja sustava premjesti radnu tvar iz isparivača u kondenzator ili spremnik radne tvari. Ovime je osigurano da u kompresor prilikom pokretanja procesa ne dospije radna tvar u kapljevitoj fazi. Presostat visokog tlaka ugrađen je kako bi se izbjeglo prevelike tlakove kondenzacije.

Regulacija cijelog sustava izvršava se središnjom procesorskom jedinicom. Ona je programirana tako da na temelju informacija osjetnika izvršava potrebne promjene u radu. Primjerice, ako signali osjetnika ukazuju na pojavu leda na isparivaču, aktuatori zaklopki postavljaju recirkulaciju zraka, dizalica topline se gasi, a isparivač se odleđuje pomoću štapnih elektro grijača.

3.2. Metoda mjerenja

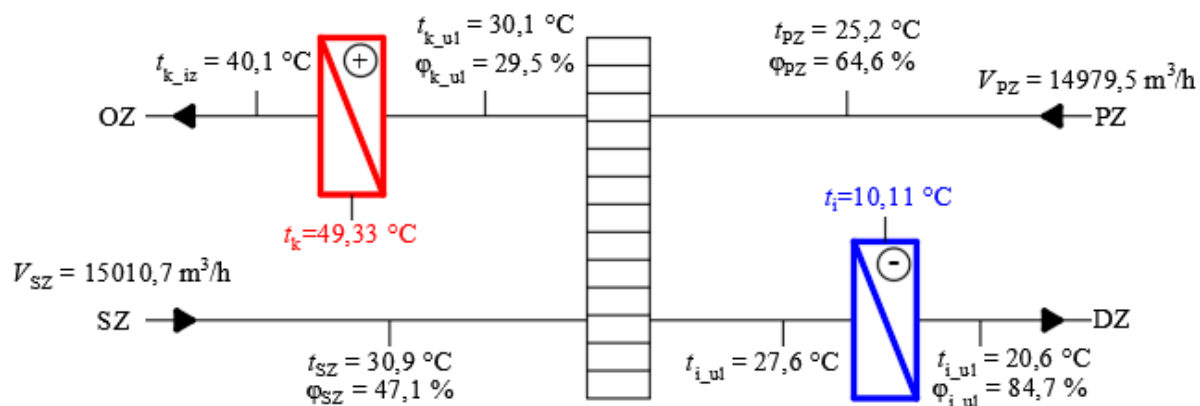
Mjerenje parametara rada ventilacijske jedinice i u nju ugrađene dizalice topline izvršeno je u ljetnom režimu rada. Prvi korak prilikom mjerenja je postavljanje radnih parametara ventilacijske jedinice. Digitalno sučelje i kontroleri omogućuju precizno podešavanje željenih veličina. Prije samog pokretanja postavlja se protok zraka na dobavi i na odsisu te temperatura ubacivanja zraka. Kako bi se moglo provjeriti rad kompresora, režim rada se namješta tako da kompresor radi punim kapacitetom jer su podatci o kompresoru dani za takav rad. Jedinica se

zatim pušta u pogon i počinje proces kondicioniranja zraka. Budući da se radi o velikom uređaju i velikoj količini zraka potrebno je vrijeme postizanja stacionarnog stanja, režima rada u kojem ne dolazi do znatnih promjena parametara.

Sve mjerene veličine bilježi centralna procesorska jedinica. Vremenski korak očitavanja nije fiksna jer se zapisuje svaka promjena vrijednosti veličine. Takav način daje detaljnu i preciznu sliku promjene mjerenih veličina uz minimalno zauzeće memorije za zapisivanje vrijednosti, ali tada analiza mjerenih podataka zahtijeva veći angažman jer su različite količine očitavanja za različite veličine. Cilj mjerenja je postići stacionarno stanje pa većina očitavanja postaje irelevantna za potrebe mjerenja. Dovoljno je zabilježiti veličine kada promjene vrijednosti nestanu ili postanu dovoljno male.

3.3. Rezultati mjerenja

Nakon uspostavljenog stacionarnog stanja mjerenjem su dobiveni sljedeći rezultati. Stanje vanjskog zraka prilikom mjerenja je $30,9\text{ °C}$ i $47,1\%$ relativne vlažnosti, vrlo blizu projektnog stanja. Stanje dobavnog zraka je $20,6\text{ °C}$ i $84,7\%$ relativne vlažnosti, dok je povratni zrak temperature $25,2\text{ °C}$ i $64,6\%$ relativne vlažnosti. Protoci su zadani na $15000\text{ m}^3/\text{h}$, a mjerni uređaj daje podatak da je protok dobavnog zraka $15010,7\text{ m}^3/\text{h}$ te protok povratnog $14979,5\text{ m}^3/\text{h}$. Obje vrijednosti su unutar 1% zadanih. Temperatura dobavnog zraka nakon rotacijskog regeneratora i dobavnog ventilatora iznosi $27,6\text{ °C}$. Temperatura odsisnog zraka nakon regeneratora i odsisnog ventilatora je stanja $30,1\text{ °C}$ i $29,5\%$ relativne vlažnosti, a nakon zagrijavanja na kondenzatoru temperatura mu naraste za 10 °C te naposljetku iznosi $40,1\text{ °C}$.



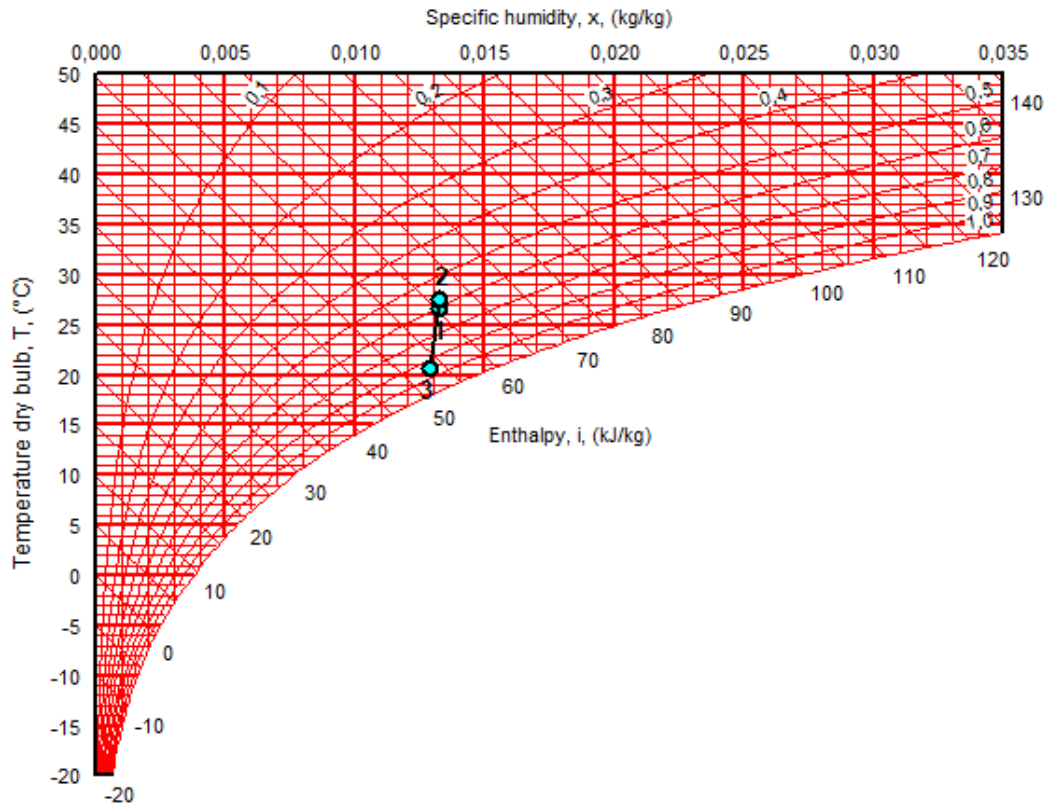
Slika 35 – Podatci izmjereni na ispitnoj ventilacijskoj jedinici

Izmjereni tlakovi na dizalici topline su 29,2 bar te 9,9 bar. Oba tlaka su manometarska te za apsolutni tlak dovoljno je dodati 1 bar. Dakle, izmjereni tlak kondenzacije je 30,2 bar, a tlak isparavanja 10,9 bar. Tlakovi isparavanja i kondenzacije jednoznačno daju podatak o temperaturama procesa. Na osnovu svojstava R410A izračunava se temperatura kondenzacije od 49,33 °C te temperatura isparavanja 10,11 °C. Izmjerena temperatura radne tvari nakon kompresije iznosi 77 °C. Izmjereno pregrijanje radne tvari iznosi 6,12 °C. Iznos pothlađenja radne tvari potrebno je izračunati iz mjerenih podataka. Izmjerena temperatura radne tvari nakon kondenzatora iznosi 47,1 °C. Oduzimanjem od temperature kondenzacije dobiva se iznos pothlađenja od 2,23 °C.

Valjanost izmjerenih podatak može se provjeriti tako da se uspoređi s kataloškim podacima kompresora. Prvi korak je računanje toplinskih učina kondenzatora i isparivača.

$$\Phi_k = \frac{V}{3600} * \rho_z * c_{pz} * (t_{k_{iz}} - t_{k_{ul}}) \quad (7)$$
$$\Phi_k = \frac{14979,5}{3600} * 1,2 * 1,005 * (40,1 - 30,1) = 50,18 \text{ kW}$$

Kako bi se moglo izračunati učin isparivača potrebno je pomoću softvera rotacijskog regeneratora izračunati stanje dobavnog zraka nakon interakcije s regeneratom. Softver računa stanje zraka prema izrazu (5) te daje stanje dobavnog zraka nakon regeneratora 26,7 °C i 60,2 % relativne vlažnosti. Izmjerena temperatura nakon regeneratora nalaže da je zagrijavanje na ventilatoru od 0,6 °C. Stanja dobavnog zraka nakon regeneratora, ventilatora i isparivača prikazana su u Molliereovom dijagramu na sljedećoj slici.



Slika 36 – Stanja dobavnog zraka nakon rotacijskog regeneratora, ventilatora i isparivača

$$\Phi_i = \frac{V}{3600} * \rho_z * (h_{2z} - h_{3z}) \quad (8)$$

Entalpije zraka očitane su iz Molliereovog dijagrama.

$$\Phi_i = \frac{15010,7}{3600} * 1,2 * (61,5 - 53,4) = 40,4 \text{ kW}$$

Učitavanje podataka o tlakovima kondenzacije i isparavanja te iznosima pregrijanja i pothlađenja, kataloški softver Emerson Copeland scroll kompresora [22] daje rashladni učin od 41,1 kW te toplinski tok kondenzacije 51 kW. Oba izmjerena i izračunana učina su dovoljno točni. Odstupanje učina isparivača je 2,3 %, učina kondenzatora je 2,7 %. Sitne pogreške mogu se pripisati mjernim greškama na osjetnicima temperatura, vlage i protoka zraka. Izmjerena radna točka bit će računski provjerena s ostalim radnim tvarima.

4. PRORAČUN

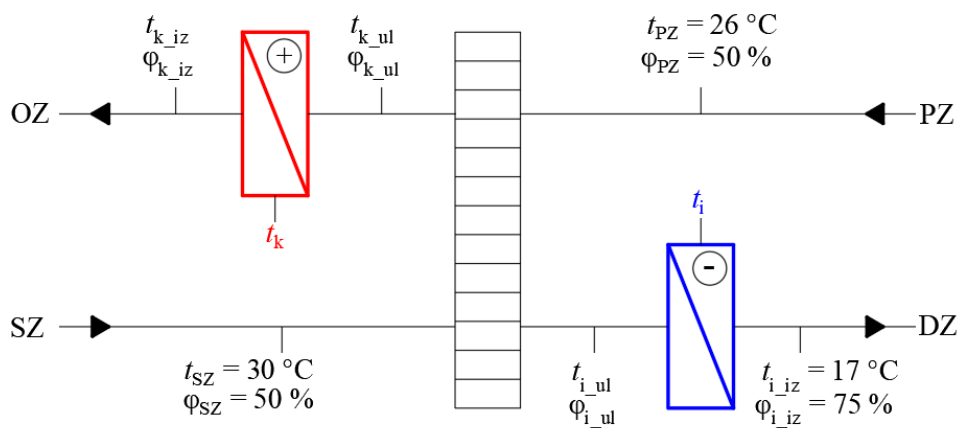
Kako bi se moglo usporediti potencijalne radne tvari potrebno je napraviti proračun procesa u radnim točkama. Rezultati daju uvid u učinkovitost procesa te tlakove i temperature koje radna tvar postiže.

4.1. Projektne vrijednosti

Svaki proračun kojim se dimenzionira neki sustav ili uređaj počinje s projektnim ulaznim podatcima. Oni predstavljaju referentno stanje te pretpostavljaju da uređaj neće, ili će u nekom relativno kratkom razdoblju, biti suočen sa zahtjevnijim opterećenjima. Na temelju rezultata određuju se dimenzije i učini izmjenjivača, dimenzije cijevi u sustavu te kompresor i ekspanzijski ventil koji su najbitniji za rad sustava. Budući da se radi o primjeni dizalice topline u klimatizaciji, projektne vrijednosti ovise o godišnjem dobu i primjeni sustava. Primjerice, ako se uređaj koristi samo za režim grijanja prilikom projektiranja koriste se projektne vrijednosti za zimu, no ako uređaj radi cijelu godinu kritični slučaj je hlađenje jer nerijetko zahtijeva veće toplinske tokove zbog odvlaživanja zraka. Prilikom proračuna dizalice topline korištene su projektne vrijednosti za ljeto i zimu. Dimenzioniranje sustava provedeno je prema ljetnim projektnim temperaturama.

4.1.1. Postavke procesa dizalice topline u ljetnom režimu rada

Projektna temperatura okoliša za ljeto je 30 °C s 50 % relativne vlažnosti. Stanje ubacivanja zraka u prostor treba iznositi 17 °C i 75 % relativne vlažnosti. Budući da struja zraka prije isparivača nailazi na rotacijski regeneratorski potrebno je uzeti u obzir promjenu temperature zraka prilikom povrata topline, za što je potrebno stanje povratnog zraka iz prostora, a njegova temperatura je 26 °C i relativna vlažnost 50 %. Zahtjev za protokom zraka je $V_z = 15000 \text{ m}^3/\text{h}$ na dobavi i povratu.



Slika 37 – Projektno stanje u ventilacijskoj jedinici za ljetni režim

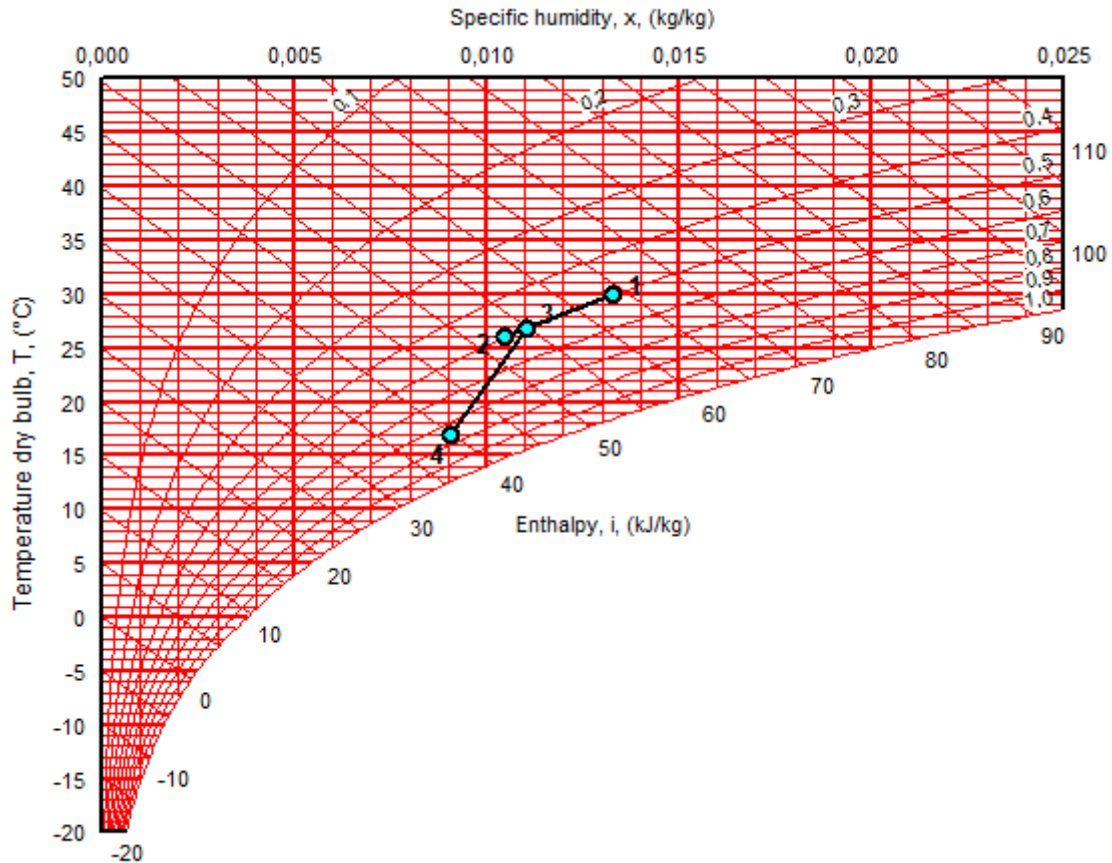
Na Slika 37 prikazana je pojednostavljena shema ventilacijske jedinice s definiranim zahtjevima na temperature i vlažnosti zraka. Prioritet je određivanje temperature isparavanja jer cilj je cijelog uređaja kondicionirati prostor na zadanu temperaturu pomoću ubacivanja zraka stanja t_{i_iz} i φ_{i_iz} . Stanje ulaza u isparivač, t_{i_ul} i φ_{i_ul} , određuje se pomoću poznatih temperatura i vlažnosti svježeg i povratnog zraka te efikasnosti rotacijskog generatora $\eta_{t_{nrvu}}$ koja iznosi 80%. Budući da regeneratore izmjenjuje osjetnu i latentnu toplinu, stanje dobavne struje zraka nakon regeneratore računa se pomoću entalpija i Molliereovog dijagrama.

$$\eta_{t_{nrvu}} = \frac{h_{SZ} - h_{i_{ul}}}{h_{SZ} - h_{PZ}} \rightarrow h_{i_{ul}} = h_{SZ} - \eta_{t_{nrvu}} (h_{SZ} - h_{PZ})$$

Tablica 10 – Vrijednosti entalpija projektnih stanja zraka [23]

h_{SZ} , kJ/kg	64,1
h_{PZ} , kJ/kg	52,9
$h_{i_{iz}}$, kJ/kg	40

$$h_{i_{ul}} = 64,1 - 0,8 * (64,1 - 52,9) = 55,2 \text{ kJ/kg}$$



Slika 38 – Molliereov dijagram ljetnog projektog stanja [23]

Temperatura na ulazu u isparivač t_{i_ul} prema očitavanju iz Molliereovog dijagrama iznosi 26,8 °C. Kako bi se zrak mogao pripremiti na željeno stanje odabire se temperatura isparavanja radne tvari $t_i = 12$ °C, što je za 5 °C niže od temperature ubacivanja t_{i_iz} .

Određivanje temperature kondenzacije u pravilu se određuje prema temperaturi toplinskog ponora te se uzima za 5 do 10 °C veća. Ventilacijska jedinica je ograničena protokom zraka koji je u ulozu toplinskog izvora pa je prvo potrebno odrediti koliki toplinski tok otpadni zrak treba preuzeti na sebe. Prvi korak pri određivanju je računanje toplinskog toka na isparivaču. Za izračun su potrebna svojstva zraka.

Tablica 11 – Fizikalna svojstva zraka [24]

$\rho_z, \text{kg/m}^3$	1,2
$cp_z, \text{kJ/kgK}$	1,005

$$\Phi_i = m_z * (h_{i_ul} - h_{i_iz})$$

$$\Phi_i = \frac{V_z}{3600 \text{ s/h}} * \rho_z * (h_{i_ul} - h_{i_iz}) = \frac{15000}{3600} * 1,2 * (55,2 - 40) = 76 \text{ kW}$$

Prema iskustvu, pretpostavljen je EER vrijednosti 3. Iz tog podatka može se izračunati toplinski tok koji treba predati otpadnom zraku prilikom kondenzacije.

$$EER = \frac{\Phi_i}{P_{\text{komp}}} = \frac{\Phi_i}{\Phi_k - \Phi_i} = 3$$

$$\Phi_k = \Phi_i + \frac{\Phi_i}{EER} = 76 + \frac{76}{3} = 101,33 \text{ kW}$$

Sljedeći korak je određivanje stanja odsisne struje zraka nakon interakcije s rotacijskim regeneratom. Kako se na kondenzatoru radi o zagrijavanju struje zraka bez izmjene vlage, dovoljna je samo temperatura. Ona je izračunana istim principom kao temperatura dobavnog zraka nakon regeneratora s istim stupnjem djelovanja, samo s naglaskom na odsisnu stranu.

$$\eta_{t_{nrvu}} = \frac{t_{k_ul} - t_{PZ}}{t_{SZ} - t_{PZ}} \rightarrow t_{k_ul} = t_{PZ} + \eta_{t_{nrvu}} * (t_{SZ} - t_{PZ})$$

$$t_{k_ul} = 26 + 0,8 * (30 - 26) = 29,2 \text{ °C}$$

Poznat je toplinski tok koji je potrebno predati otpadnom zraku i temperatura zraka na ulazu u kondenzator te se može izračunati temperatura otpadnog zraka t_{k_iz} , nakon interakcije s kondenzatorom. Na temelju tako izračunane temperature može se odrediti temperatura kondenzacije.

$$\Phi_k = m_z * c_{p_z} * (t_{k_iz} - t_{k_ul})$$

$$\Phi_k = \frac{V_z}{3600 \text{ s/h}} * \rho_z * c_{p_z} * (t_{k_iz} - t_{k_ul}) \rightarrow t_{k_iz} = t_{k_ul} + \frac{\Phi_k}{\frac{V_z}{3600 \frac{\text{s}}{\text{h}}} * \rho_z * c_{p_z}}$$

$$t_{k_iz} = 29,2 + \frac{101,33}{\frac{15000}{3600} * 1,2 * 1,005} = 49,37 \text{ °C}$$

Odabran je iznos temperature kondenzacije t_k od 54 °C, za 5 °C veći od izlazne temperature otpadnog zraka.

Ovakav proces postavljanja procesa osigurava da sve temperature i toplinski tokovi budu zadovoljeni. Za razinu pregrijanja odabrano je 5 °C što je standardna vrijednost, a uzima se pothlađenje od 3 °C.

Tablica 12 – Projektne vrijednosti procesa dizalice topline za ljetni režim

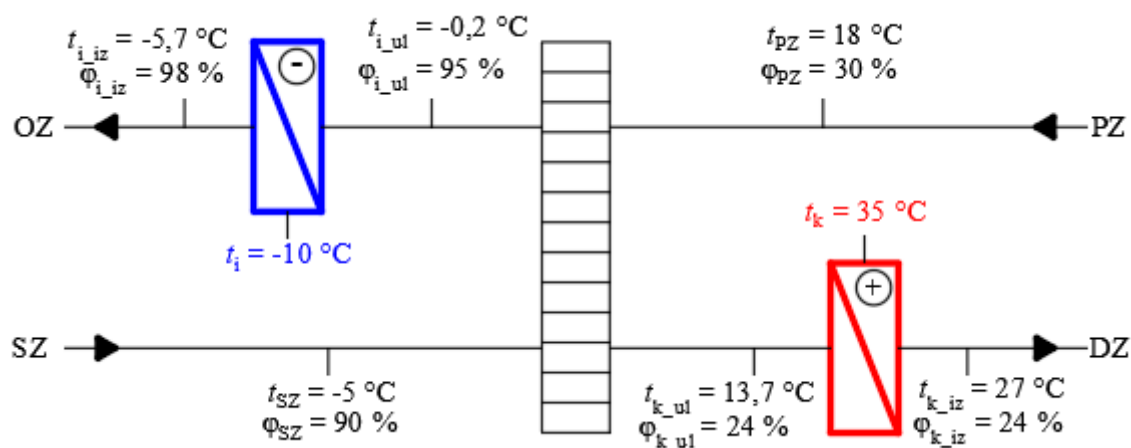
Ljeto		
t_i	°C	12
t_k	°C	54
Δt_{pr}	°C	5
Δt_{po}	°C	3

4.1.2. Postavke procesa dizalice topline u zimskom režimu rada

Promatrana ventilacijska jedinica namijenjena je za rad u ljetnom i zimskom režimu. Dimenzionirana je za ljetni režim koji ima veće toplinske tokove, ali za provjeru ponašanja u zimskom režimu izračunavaju se projektne uvjeti za zimu. Stanje svježeg zraka je -5 °C i 90 % relativne vlažnosti, u prostor se ubacuje zrak temperature 27 °C , a stanje povratnog zraka je 18 °C i 30 % relativne vlažnosti. Postupak određivanja projektne vrijednosti zimskog procesa dizalice topline je identičan kao kod ljetnog procesa. Određene su sljedeće temperature.

Tablica 13 – Projektne vrijednosti procesa dizalice topline za zimski režim

Zima		
t_i	°C	-10
t_k	°C	35
Δt_{pr}	°C	5
Δt_{po}	°C	3



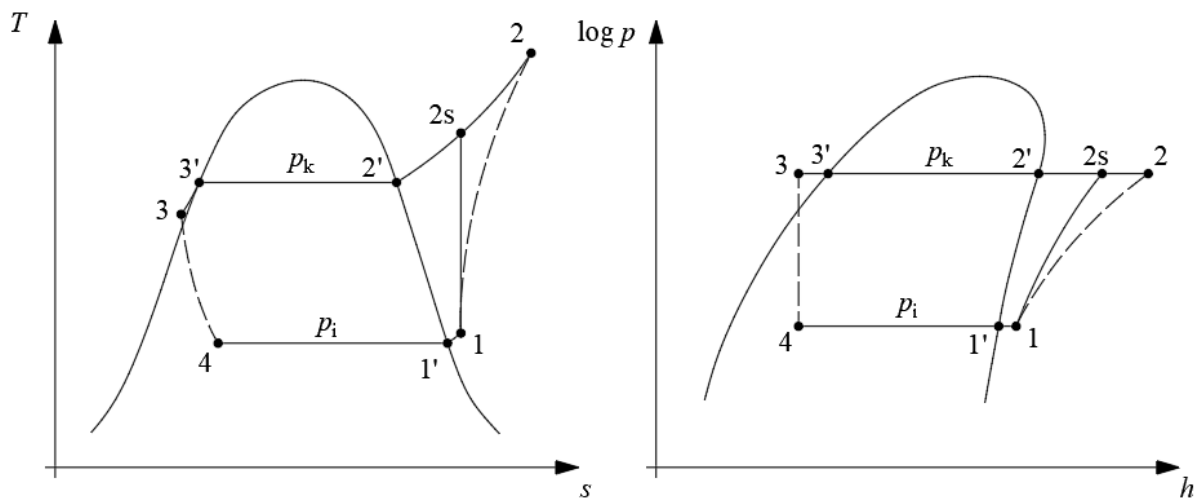
Slika 39 – Projektno stanje u ventilacijskoj jedinici za zimski režim

Potrebiti toplinski tok na kondenzatoru iznosi 66,83 kW.

$$\Phi_k = \frac{V_z}{3600 \text{ s/h}} * \rho_z * c_{p_z} * (t_{k_{iz}} - t_{k_{ul}})$$

$$\Phi_k = \frac{15000}{3600} * 1,2 * 1,005 * (27 - 13,7) = 66,83 \text{ kW}$$

Termofizikalna svojstva radnih tvari uzeta su iz različitih izvora. Glavni izvor je CoolProp [25], dodatak za Microsoft Excel. Njime nije bilo moguće dobiti svojstva radnih tvari koje su novije na tržištu ili su još uvijek u fazi istraživanja pa se u takvim situacijama koristio Genetron Properties, alat tvrtke Honeywell [26].



Slika 40 - Kvalitativni prikaz procesa u T,s (lijevo) i $\log p,h$ dijagramu (desno)

Stanja radne tvari tijekom procesa:

- 1 – izlaz iz isparivača, ulaz u kompresor; pregrijana para
 - 1' – krajnje stanje isparivanja, početak pregrijanja; suhozasićena para
- 2 – izlaz iz kompresora, ulaz u kondenzator; pregrijana para
 - 2s – stanje radne tvari kada bi kompresija tekla izentropski; pregrijana para
 - 2' – početno stanje kondenzacije, suhozasićena para
- 3 – izlaz iz kondenzatora, ulaz u ekspanzijski ventil; pothlađena kapljevina
 - 3' – krajnje stanje kondenzacije, početak pothlađivanja; vrela kapljevina
- 4 – krajnje stanje nakon ekspanzije; mokra para

Za svaku radnu točku procesa potrebno je odrediti tlak, temperaturu i entalpiju, a za potrebe određivanja stanja nakon kompresije potreban je podatak o entropiji.

Proces kompresije se ne može odvijati izentropski, $s_1 = s_{2s}$, povratnom promjenom stanja koja je u realnim uvjetima neostvariva. Izentropski stupanj djelovanja kompresora pokazuje koliko se stvarna kompresija razlikuje od idealne te služi kao termodinamička ocjena procesa. Definicija izentropskog stupnja djelovanja dana je sljedećim izrazom:

$$\eta_{iz,komp} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}, \quad - \quad (9)$$

U proračunu izentropski stupanj djelovanja je ulazni podatak te je pomoću njega moguće dovoljno točno izračunati krajnje stanje kompresije. Kompresor ugrađen u testnu ventilacijsku jedinicu je Copeland Scroll proizvođača Emerson. Softver proizvođača za navedeni kompresor i projektne podatke daje vrijednost $\eta_{iz,komp} = 0,726$. Prethodni izraz omogućuje izračun stanja točke 2 koja označava krajnju točku kompresije.

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{iz,komp}}, \text{ kJ/kg}$$

Kako bi se izračunala gustoća mokre pare u točki 4 potrebno je izračunati sadržaj pare.

$$x = \frac{h_4 - h'_4}{h''_4 - h'_4}, \quad - \quad (10)$$

Uz poznat sadržaj pare može se izračunati gustoća.

$$\rho_4 = \rho'_4 + x(\rho''_4 - \rho'_4), \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (11)$$

4.2. Rezultati proračuna s projektnim vrijednostima

Na osnovu izračunanih podataka za R410A uspoređivat će se rezultati računa drugih radnih tvari. Odabir radnih tvari koje su analizirane napravljen je na temelju vrijednosti GWP-a i informacija iz struke. Proizvođači kompresora Emerson i Danfoss imaju ograničenu ponudu opreme za radne tvari niskog GWP-a, onog koji je u skladu s postupnim smanjenjem emisije stakleničkih plinova nametnute Uredbom EU 517/2014. Naime, radi se o kompresorima za R32, R290, R744 i R513A. Zbog sigurnosnih razloga R290 otpada iz odabira jer je klasa A3, kao i R744 čija je mana visok radni tlak. Pregled literature dao je uvid u potencijalne radne tvari koje se mogu koristiti u klimatizaciji. Naposljetku, vijesti iz struke najbolji su izvor koji daje uvid u trendove i novosti u rashladnoj tehnici [27]. Radne tvari odabrane u analizi su kategorije A1,

osim R32 i R1234yf koje se već neko vrijeme koriste u struci te ih je dobro uvrstiti u analizu performansi. Sljedeća tablica prikazuje odabrane radne tvari i njihova svojstva.

Tablica 14 – Svojstva radnih tvari korištenih u analizi [25, 26]

	R32	R134a	R1234yf	R470A	R466A	R450A	R513A	R515A	R515B
ODP	0	0	0	0	0	0	0	0	0
GWP	675	1430	4	909	733	547	631	393	293
M, kg/kmol	52,02	102,03	114,04	72,60	80,69	108,60	108,43	118,73	117,48
t_{krit} , °C	78,11	101,06	94,70	88,70	83,80	104,40	96,50	108,65	108,70
p_{krit} , bar	57,82	40,59	33,82	55,91	59,08	38,20	37,66	35,55	35,80
$t_i(1\text{ bar})$, °C	-51,91	-26,36	-29,78	-63,00	-53,84	-23,04	-29,66	-19,34	-19,33
Δt_{kl} , °C	0	0	0	12÷25	0,70	0,40	0	0	0
$p_i(-15^\circ\text{C})$, bar	4,88	1,64	1,84	4,48	5,06	1,43	1,86	1,20	1,20
$\rho_k(30^\circ\text{C})$, kg/m ³	939,6	1187,4	1073,3	1078,3	1162,3	1159,4	1115,2	1167,9	1162,3
$\rho_p(-15^\circ\text{C})$, kg/m ³	13,35	8,29	10,50	10,29	21,69	7,56	10,05	7,00	6,92
$r(-15^\circ\text{C})$, kJ/kg	337,28	209,49	172,37	216,52	206,78	198,65	186,14	185,40	187,44
q_{0V} , kJ/m ³	2925,9	1128,4	1175,9	1448,1	2915,5	976,7	1215,5	843,3	843,1

Tablica 15 – R410A – rezultati proračuna radnih točaka za ljetni režim

Ljeto					
	p , bar	t , °C	h , kJ/kg	ρ , kg/m ³	s , kJ/kg K
1	11,50	17	430,56	42,84	1,80874
1'	11,50	12	424,48	44,57	
2'	33,55	54	419,41	161,35	
2s	33,55	76,22	460,24	118,25	1,80874
2	33,55	84,22	471,43	110,67	
3'	33,55	54	294,17	875,23	
3	33,55	51	287,36	905,61	
4	11,50	12	287,36	123,46	$x = 0,3345$

Φ_i	kW	76,00
m_{RT}	kg/s	0,53
P_{komp}	kW	21,69
Φ_k	kW	97,69

EER	3,50
-----	------

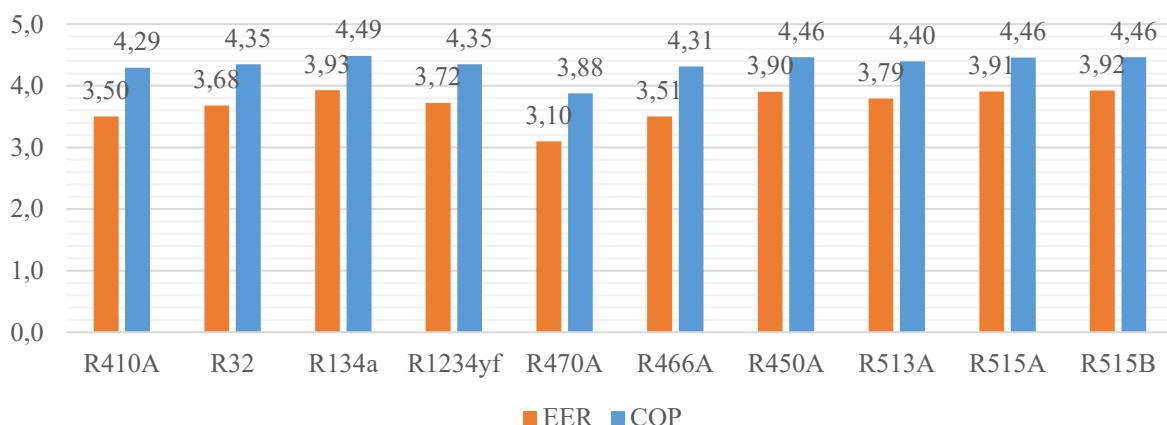
Tablica 16 – R410A - rezultati proračuna radnih točaka za zimski režim

Zima					
	p , bar	t , °C	h , kJ/kg	ρ , kg/m ³	s , kJ/kg K
1	5,73	-5	423,17	21,25	1,84974
1'	5,73	-10	418,04	21,94	
2'	21,38	35	426,20	88,81	
2s	21,38	60,43	461,01	70,81	1,84974
2	21,38	72,59	475,27	65,72	
3'	21,38	35	256,98	1006,16	
3	21,38	32	251,75	1024,15	
4	5,73	-10	251,75	73,22	$x = 0,2868$

Φ_k	kW	66,83
m_{RT}	kg/s	0,30
P_{komp}	kW	15,58
Φ_i	kW	51,25

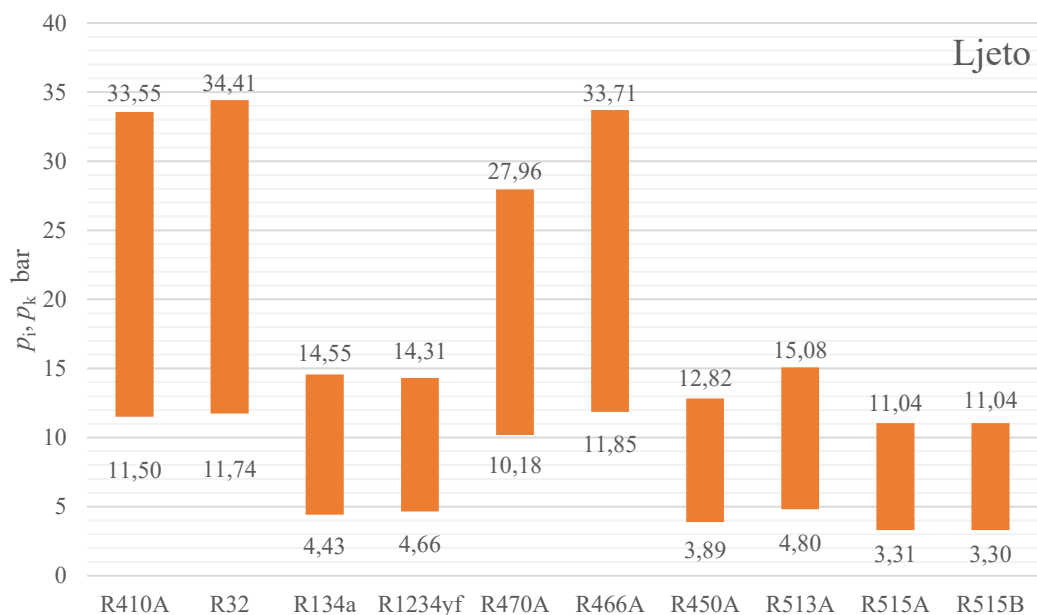
COP	4,29
-----	------

Isti način i forma tablice korišten je za ostale radne tvari. Zbog jednostavnosti prikaza rezultata i usporedbe bitni rezultati su prikazani dijagramima.



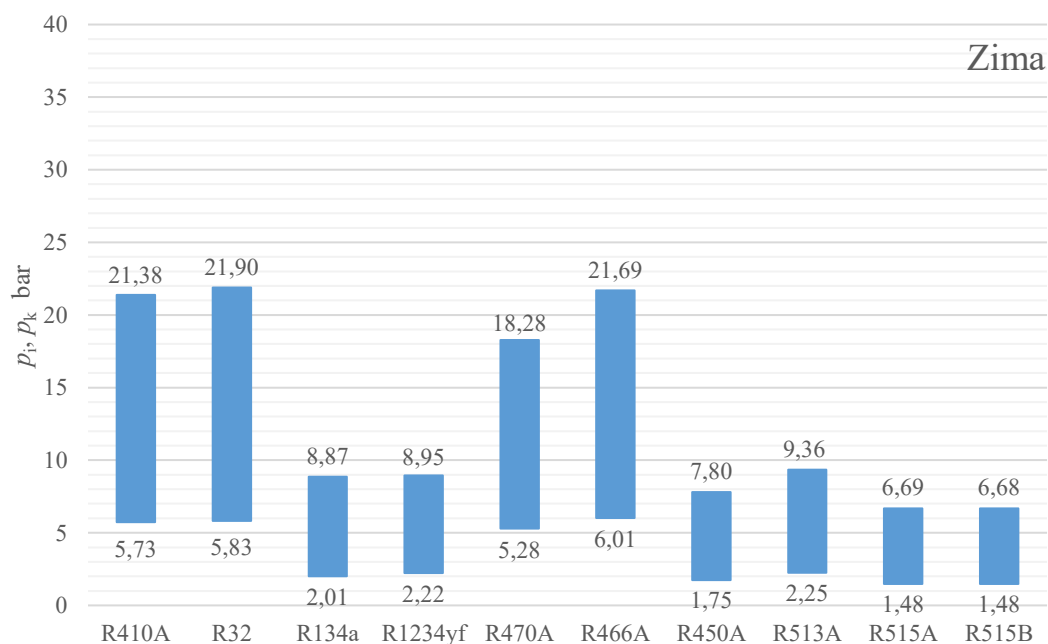
Slika 41 – EER i COP pojedine radne tvari za projektne vrijednosti

Usporedba učinkovitosti procesa s radnim tvarima najbolje se provodi pomoću EER-a i COP-a. Faktori grijanja općenito su veći od faktora hlađenja što je i potvrđeno proračunom. Sve proračunane radne tvari, osim R470A, imaju veći COP i EER nego R410A. Teoretski, s takvom situacijom gotovo je garantirano da bi zamjenska radna tvar rezultirala efikasnijim procesom.



Slika 42 – Tlak kondenzacije i isparivanja radnih tvari za ljetne projektne vrijednosti

Tlakovi su većeg iznosa, i sličnih su vrijednosti, kod R410A, R32, R470A i R466A. Razlog tome je što su svojstva tih radnih tvari generalno slična. Polovicu mase R410A čini R32, a relativno nove radne tvari R470A i R466A su nastale s namjerom da zamijene R410A u klimatizaciji. Ostale radne tvari manjih su tlakova, no i kod njih se vidi slično ponašanje. Nove radne tvari R450A, R513A, R515A i R515B su zamišljene kao zamjena za R134a.



Slika 43 - Tlak kondenzacije i isparivanja radnih tvari za zimske projektne vrijednosti

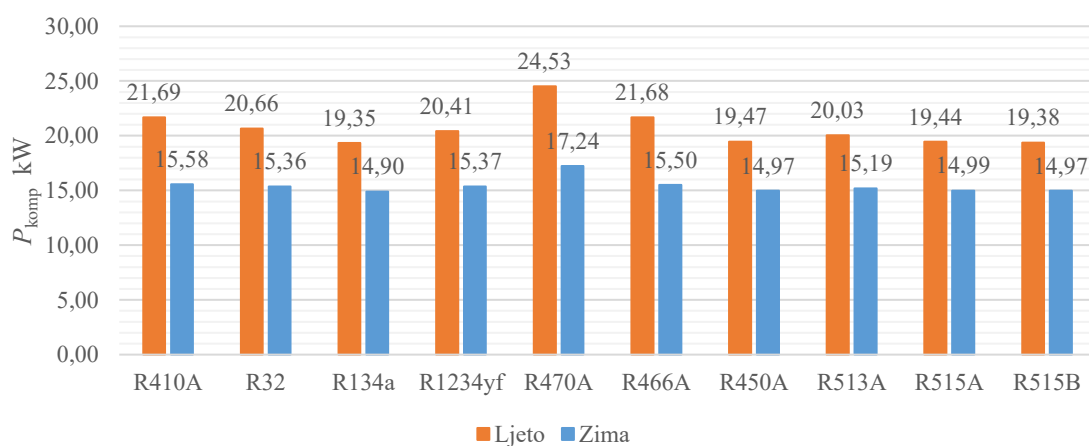
Projektni zimski režim pokazuje isto ponašanje radnih tvari kao i ljetni režim, a svi tlakovi su niži jer se radi o nižim temperaturama kondenzacije i isparavanja.

Podatci o tlakovima kondenzacije i isparavanja omogućuju izračun kompresijskih omjera.

$$R = \frac{p_k}{p_i}, - \quad (12)$$

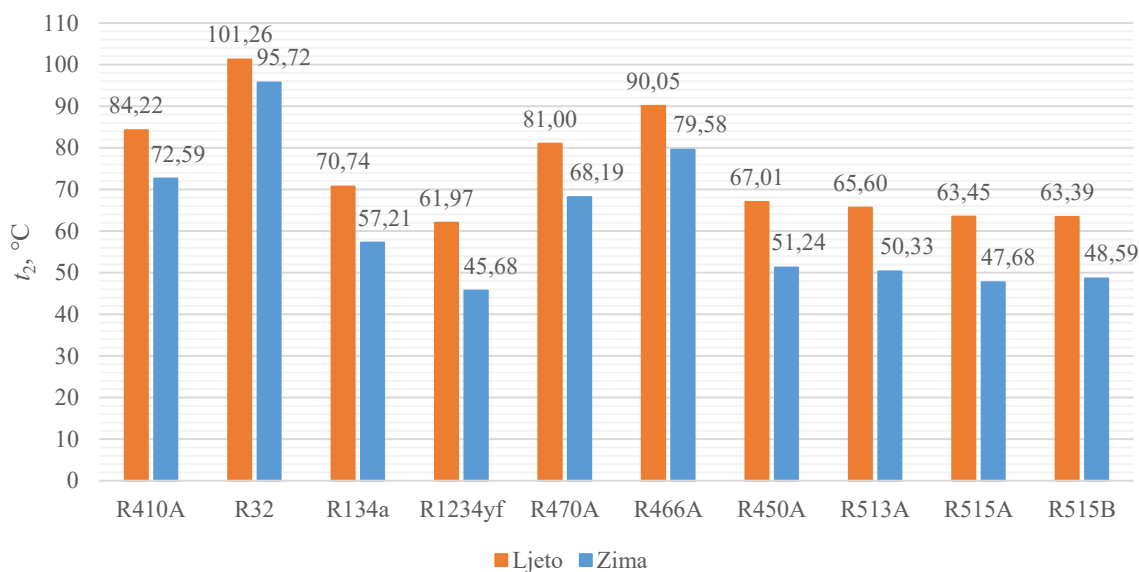
Tablica 17 – Kompresijski omjeri u projektnim radnim točkama

	R410A	R32	R134a	R1234yf	R470A	R466A	R450A	R513A	R515A	R515B
Ljeto	2,92	2,93	3,29	3,07	2,75	2,85	3,30	3,14	3,34	3,34
Zima	3,73	3,76	4,42	4,04	3,46	3,61	4,46	4,16	4,52	4,52



Slika 44 – Snage kompresora pri projektnim vrijednostima

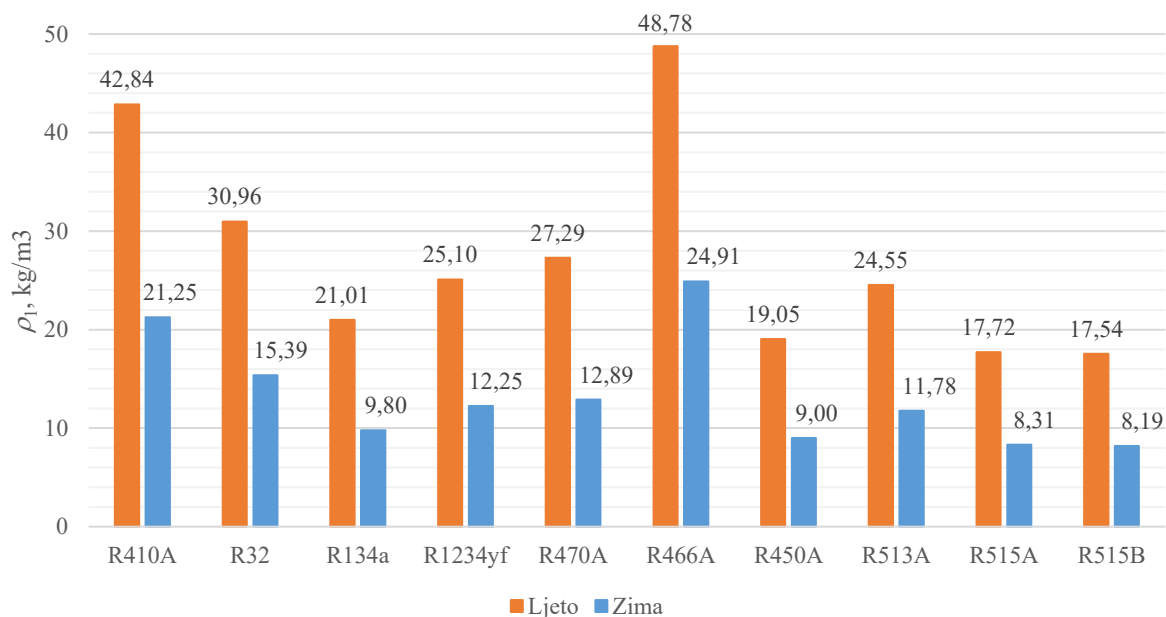
Snage kompresora približno su jednake i iznose približno 20 kW. Najveću snagu zahtijeva proces s R470A, 24,53 kW. Radne tvari srodne radnoj tvari R410A zahtijevaju veće snage kompresora.



Slika 45 – Temperature nakon kompresije pri projektnim uvjetima

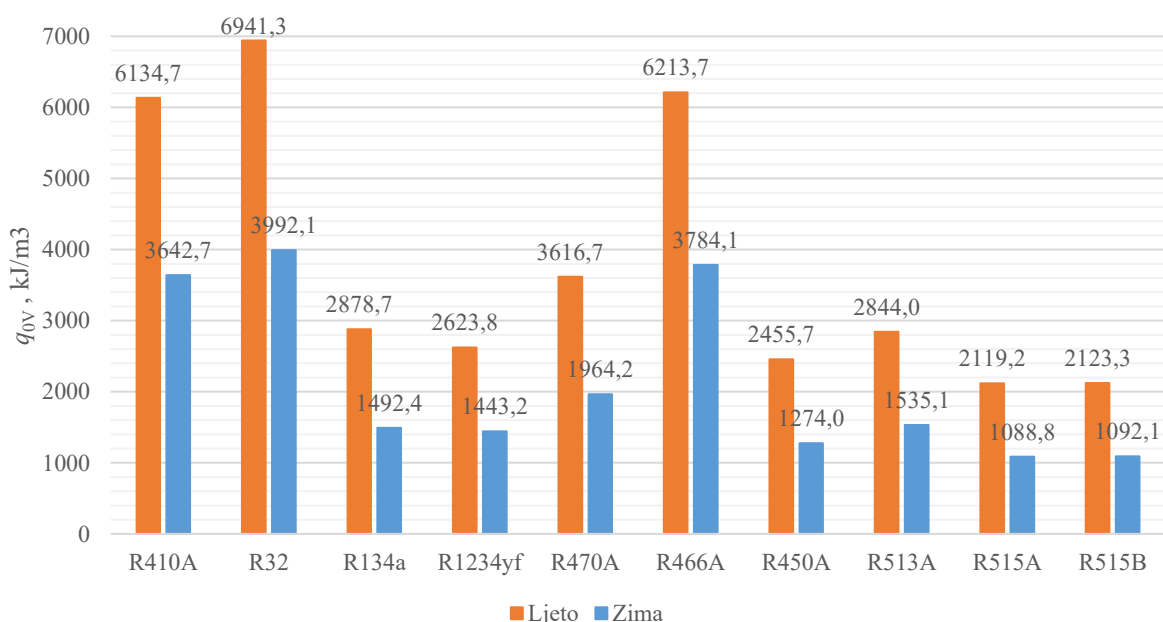
Najveću temperaturu nakon kompresije postiže R32 u ljetnom režimu, 101,26 °C. Visoke vrijednosti temperature postižu R410A, R470A te R466A i to u rasponu od 80 do 90 °C. Radne tvari alternativne R134a postižu temperature nakon kompresije u rasponu od 60 do 67 °C. Ako bi se promatrao sustav koji iskorištava toplinu pregrijane pare za zagrijavanje primjerice potrošne tople vode, tada radne tvari većih temperatura nakon kompresije imaju blagu prednost. Termodinamički gledano, procesi kojima je temperatura pregrijane pare bliža temperaturi kondenzacije rade efikasnije, a površina kondenzatora koja služi ohlađivanju pregrijane pare do stanja suhozasićene pare je manja.

Iznosi omjera kompresije, Tablica 17, i temperatura radne tvari nakon kompresije, Slika 45, potvrđuju kako dvostupanjska kompresija nije potrebna. Ona se uvodi u proces ako kompresija u jednom stupnju ima kompresijski omjer u rasponu 8 do 10 i više te ako je temperatura nakon kompresije veća od 140 °C. Pri navedenoj temperaturi može doći do problema s podmazivanjem kompresora jer s povećanjem temperature tvari dolazi do smanjenja viskoznosti ulja, a još je veći problem mogućnost njegova nagaranja.



Slika 46 – Gustoća radne tvari na usisu u kompresor pri projektnim uvjetima

Radne tvari bliske R410A imaju prosječno dva puta veću gustoću na usisu u kompresor nego radne tvari bliske R134a. Veća gustoća znači manje komponente, najvažnije od svega manji kompresor što je bitna informacija kada se radi o dizalicama topline integriranim u ventilacijske jedinice.

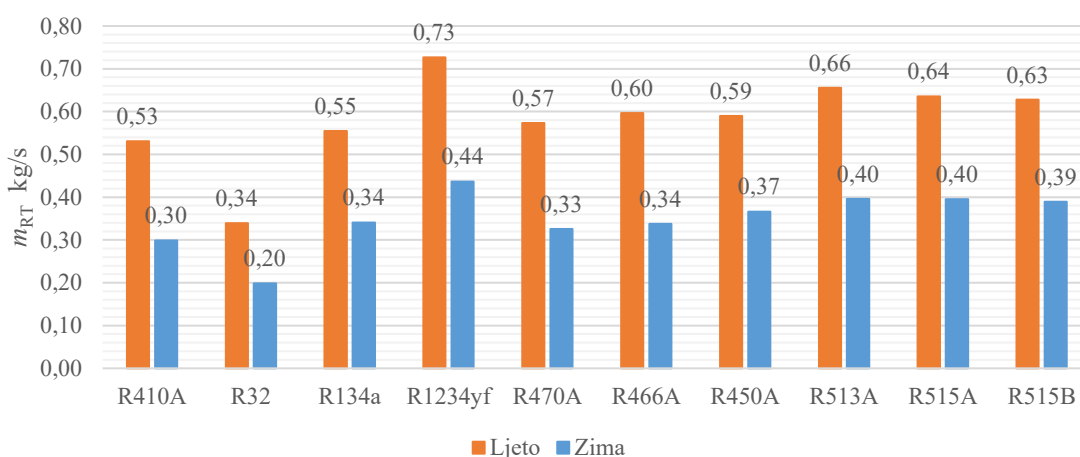


Slika 47 – Volumetrički rashladni učin pri projektnim uvjetima

Veličina vezana uz gustoću je volumetrički učin. Navedena veličina predstavlja specifični učin i definirana je kao umnožak gustoće na usisu u kompresor i specifičnog rashladnog učina.

$$q_{0V} = \rho_1(h_1 - h_4), \text{ kJ/m}^3 \quad (13)$$

Mjerodavna je za dimenzije kompresora, a veća vrijednost znači manji kompresor. Vidljivo je kako radne tvari veće gustoće imaju veći volumetrički rashladni učin nego tvari manje gustoće. U zimskom režimu sve radne tvari imaju manje volumetričke rashladne učine što je posljedica manjih gustoća jer je tlak isparavanja niži.



Slika 48 – Protoci radnih tvari pri projektnim uvjetima

Protoci radnih tvari prikazani su dijagramom na Slika 48. Manji protok radne tvari rezultirat će manjim dimenzijama cijevi budući da je potrebno održati brzinu radne tvari zbog prijenosa ulja cjevovodom.

4.3. Rezultati proračuna s mjerenim podacima

Izmjereni proces hlađenja zraka radi sa sljedećim parametrima.

Tablica 18 – Izmjerene vrijednosti procesa hlađenja

t_i	°C	10,11
t_k	°C	49,33
Δt_{pr}	°C	6,12
Δt_{po}	°C	2,23

Rezultati proračuna prikazani su tablično, kao i kod proračuna s projektnim vrijednostima.

Tablica 19 – Radne točke izmjerenog procesa

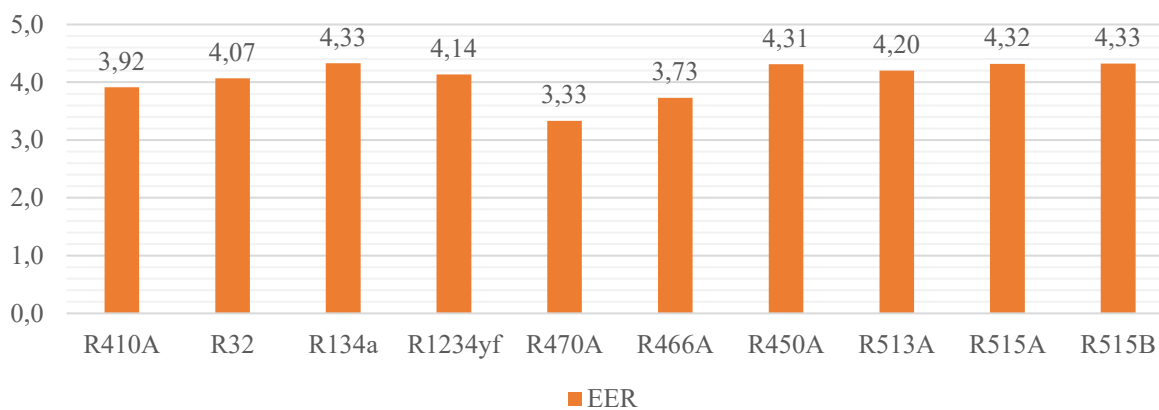
	p , bar	t , °C	h , kJ/kg	ρ , kg/m ³	s , kJ/kg K
1	10,88	16,23	431,34	40,13	1,81661
1'	10,88	10,11	424,07	42,05	
2'	30,16	49,33	422,26	138,11	
2s	30,16	71,65	459,92	104,89	1,81661
2	30,16	79,20	470,07	100,51	
3'	30,16	49,33	284,27	912,96	
3	30,16	47,1	279,68	932,01	
4	10,88	10,11	279,68	126,03	$x = 0,3079$

Φ_k	kW	40,40
m_{RT}	kg/s	0,27
P_{komp}	kW	9,55
Φ_i	kW	50,18

EER	3,92
-----	------

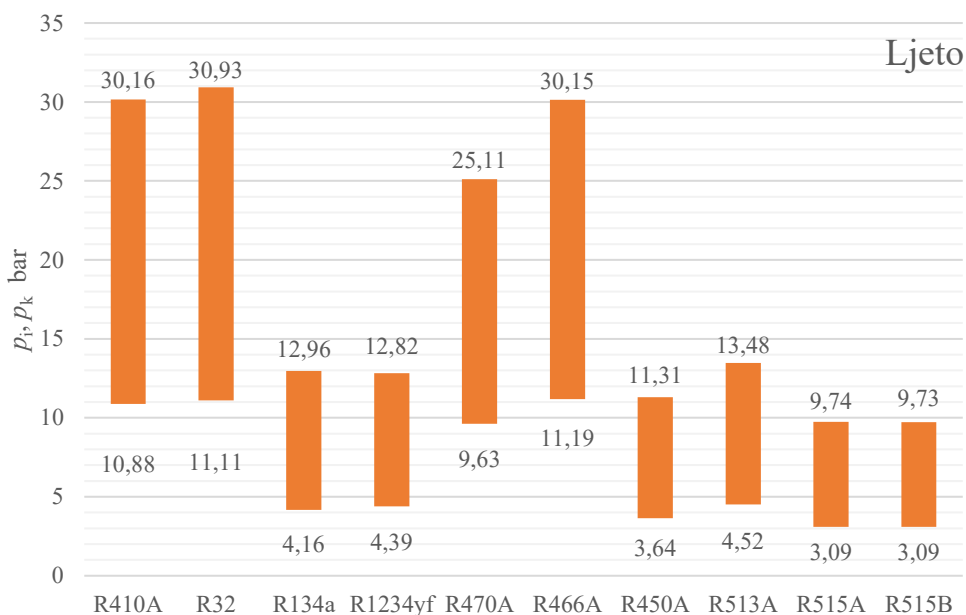
$\eta_{iz,komp}$	0,738
------------------	-------

Rezultati proračuna s ostalim radnim tvarima dani su u dijagramima na način kao kod proračuna s projektnim vrijednostima.



Slika 49 – EER izmjerenog procesa za pojedinu radnu tvar

Ponašanje procesa s mjerenim vrijednostima prati vrijednosti procesa izračunanih za projektne uvjete, no iznosi su drugačiji što je i za očekivati jer je proces drugačiji. Faktor hlađenja procesa za svaku radnu tvar je nešto većeg iznosa, prosječno za oko 20 %.

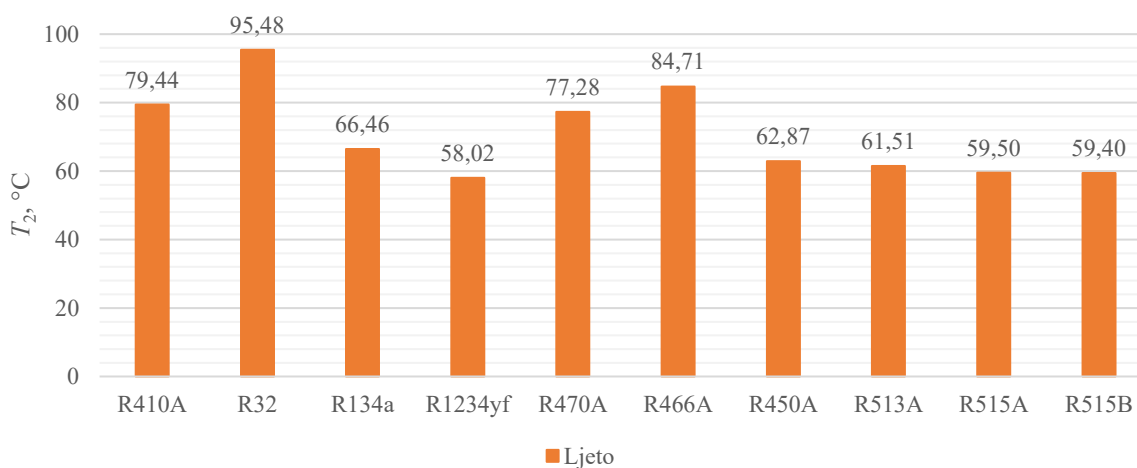


Slika 50 – Tlakovi kondenzacije i isparavanja izmjenog procesa za pojedinu radnu tvar

Tlakovi kondenzacije su niži nego u procesu s projektnim vrijednostima zbog niže temperature kondenzacije. Drugačiji tlakovi rezultirali su i nešto manjim kompresijskim omjerima.

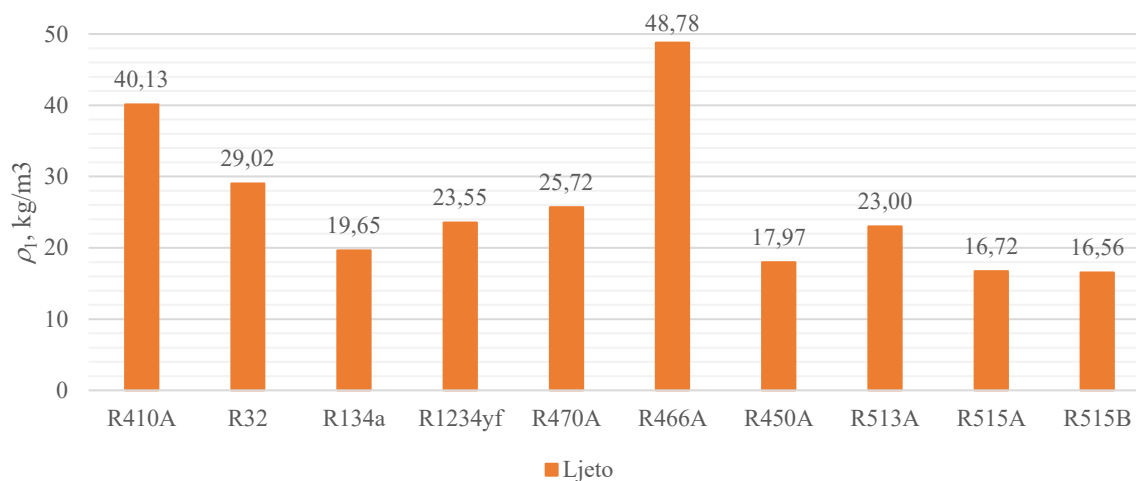
Tablica 20 – Kompresijski omjeri izmjenog procesa za pojedinu radnu tvar

	R410A	R32	R134a	R1234yf	R470A	R466A	R450A	R513A	R515A	R515B
Ljeto	2,77	2,79	3,11	2,92	2,61	2,69	3,11	2,98	3,15	3,15



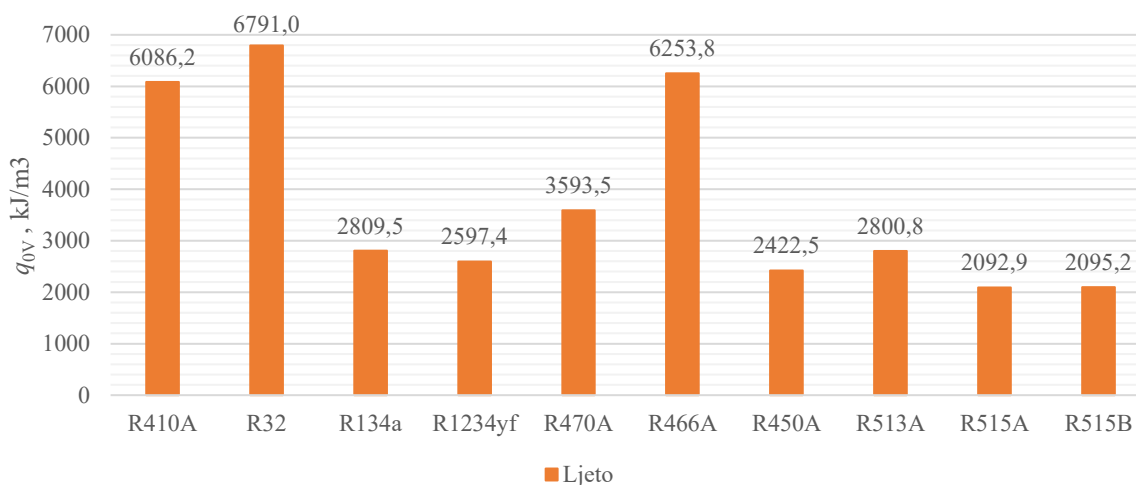
Slika 51 - Temperature nakon kompresije za izmjerenu radnu točku

Zbog manje potrebe za kompresijom i temperature radnih tvari nakon kompresije su manje u odnosu na projektne uvjete.



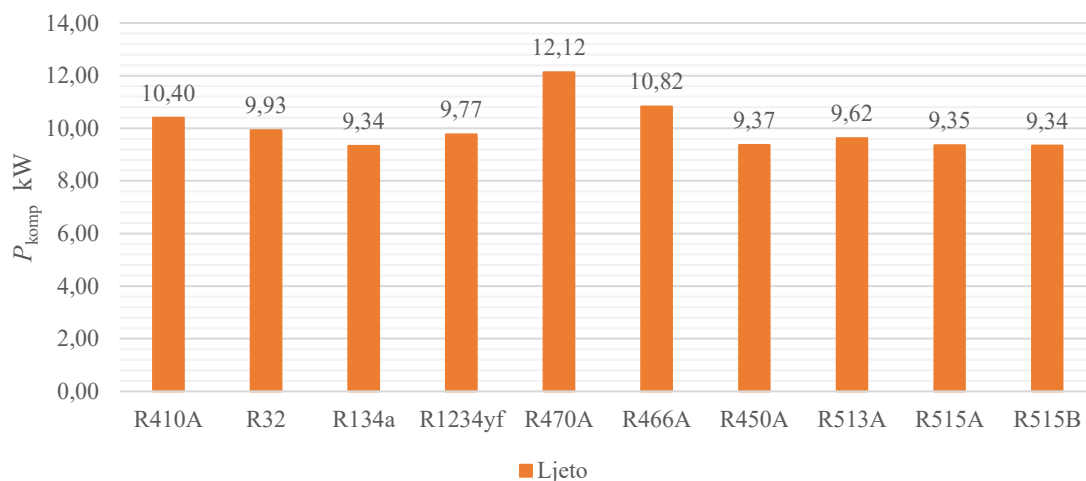
Slika 52 - Gustoća radne tvari na usisu u kompresor za izmjerenu radnu točku

Promjena radnih uvjeta dovela je i do smanjenja gustoće radne tvari na ulazu u kompresor te je ona nešto manjih vrijednosti, prosječno za oko 5 %.

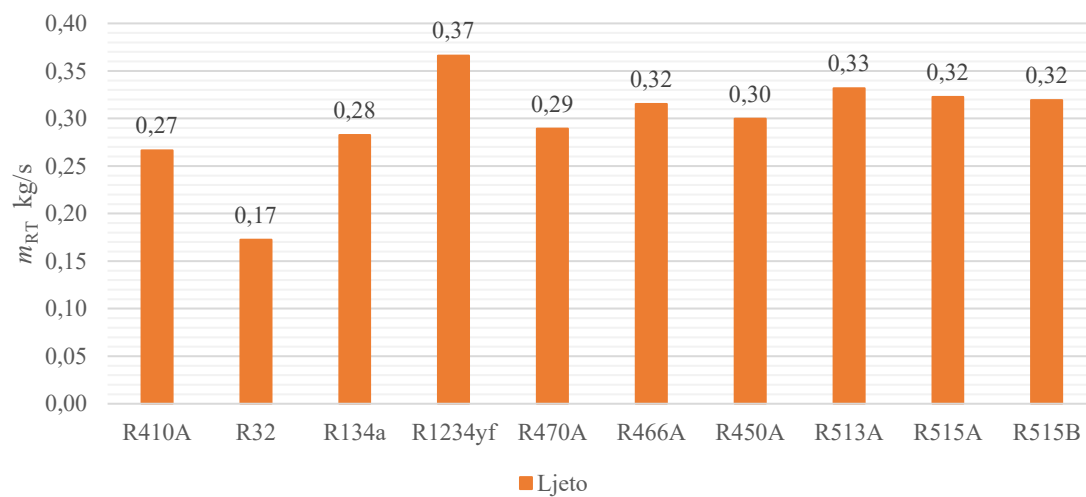


Slika 53 – Volumetrički rashladni učin pojedine radne tvari za izmjereni proces

Kao posljedica promjene gustoće radne tvari na ulazu u kompresor mijenja se i iznos volumetričkog rashladnog učina. S manjom gustoćom manji je i volumetrički rashladni učin.



Slika 54 – Snage kompresora za pojedine radne tvar u izmjerenom procesu



Slika 55 – Protoci radnih tvari za izmjereni proces

Snaga kompresora i protoci radne tvari manji su nego kod projektnih uvjeta.

5. ZAKLJUČAK

Napori usmjereni na što veće uštede energije i smanjenje zagađenja prisutni su u svim sektorima industrije i zgradarstva. U klimatizaciji sustavima povrata topline ostvaruju se prilične uštede na toplinskim kapacitetima uređaja. Struka je konstantno u potrazi za efikasnijim konfiguracijama ventilacijskih jedinica, sustavima odvlaživanja itd. Ipak, naglasak ovog rada je na radnim tvarima. Zakonodavna tijela i razni sporazumi u svijetu nalažu smanjenje emisija stakleničkih plinova. Posljedično, Europska unija donosi svoje uredbe koje su u fokus stavile klimatizaciju, posebno dio klimatizacije vezan za kompresijske dizalice topline. One konvencionalno koriste fluorirane ugljikovodike kao radne tvari. Njihova svojstva su termodinamički i sigurnosno povoljna, no postaju ekološki neprihvatljivi zbog visokog potencijala globalnog zagrijavanja, GWP-a. Uredba Europske unije 517/2014 postavlja ograničenja GWP-a u nekim uređajima, Tablica 6, no one ne obuhvaćaju dizalice topline općenito, nego samo neke specifičnije izvedbe uređaja.

Tvrtka PRO-KLIMA d.o.o. proizvodi ventilacijske jedinice s dizalicama topline zrak-zrak čiji je toplinski izvor otpadni zrak iz kondicioniranih prostora. Standardno se u dizalicama topline koristi radna tvar R410A čiji GWP ima velik iznos, 2088, i neizbježno je da će u bližoj budućnosti doći na red za zabranu korištenja u novim uređajima. U tu svrhu provedena je analiza mogućih zamjena za radnu tvar R410A. Termodinamički proračun procesa dizalice topline u ventilacijskoj jedinici za projektne uvjete i za izmjerenu radnu točku pokazao je da radne tvari R466A, R450A, R513A, R515A i R515B u upotrebi mogu zamijeniti postojeću radnu tvar. Znatno su nižeg GWP-a, naročito R515A i R515B, te donose efikasniji proces i u ljetnom i u zimskom režimu i ujedno su A1 kategorije. Radna tvar R32, koja je postala standardna zamjena za R410A u split uređajima, te HFO R1234yf izuzete su iz odabira zbog svoje zapaljivosti. Budući da uredba još uvijek ne zabranjuje korištenje R410A, komponente za navedene radne tvari nisu razvijene u nekom većem opsegu kapaciteta. Dostupne komponente za R513A, koji se razvija najviše od navedenih radnih tvari, su znatno nižeg kapaciteta nego što je potrebno u djelatnosti tvrtke. Stoga, u ovom trenutku generalno nije isplativo mijenjati radnu tvar, osim u uređajima manjih kapaciteta. Zabrane i zamjene radnih tvari prošlih su godina bile izrazitije kod uređaja kojima su nametnute konkretne zabrane iznosa GWP-a. Zbog toga je i manjak razvijenih komponenti. U bližoj budućnosti Europska unija će objaviti novu verziju tzv. F-gas regulative koja će donijeti strože odredbe. Tehnologija će i dalje

napredovati. Trenutno ide u smjeru korištenja prirodnih radnih tvari i hidrofluoroolefina čiji GWP ima vrlo niske vrijednosti. Do tada, ovaj rad služi kao pregled mogućih varijanti u budućnosti i temelj za daljnje korake.

LITERATURA

- [1] Uredba (EU) br. 517/2014 Europskog parlamenta i Vijeća o fluoriranim stakleničkim plinovima i stavljanju izvan snage Uredbe (EZ) br. 842/2006, 2014.
- [2] V. Soldo, M. Grozdek i L. Boban, Podloge za predavanja - Hlađenje i dizalice topline, 2018.
- [3] Državni hidrometeorološki zavod.
- [4] WPZ, »Test results of air to water, brine to water and water to water heat pumps based on EN 14511 and EN 14825,« 2021. <https://www.ost.ch/en/research-and-consulting-services/technology/system-technology/ies-institute-for-energy-systems/heat-pump-test-center-wpz/test-results-of-heat-pump>.
- [5] *Pro-klima d.o.o., Tehnička dokumentacija*, 2021.
- [6] T. Čutić, Primjena dizalica topline u ventilacijskim jedinicama, Hrvatsko udruženje za dizalice topline, 2021..
- [7] Uredba Komisije (EU) br. 1253/2014 o provedbi Direktive 2009/125/EZ Europskog parlamenta i Vijeća u pogledu zahtjeva za ekološki dizajn ventilacijskih jedinica, 2014.
- [8] J. Wallin , Investigating Different Opportunities to Increase Energy Efficiency in Buildings by Retrofitting Heat Pump Coupled Heat, KTH Royal Institute of Technology, 2014 .
- [9] J. Wallin i J. Claesson, »Improving Heat Recovery Using Retrofitted Heat Pump In Air Handling Unit With Energy Wheel,« *Applied Thermal Engineering*, 2013.
- [10] A. Frik , V. Martinaitis i J. Bielkus, »Energy Conversion Modes Depending on the Outdoor Temperature for an Air Handling Unit with a Heat Pump,« 2020.
- [11] W. Liu, R. Kalbasi i M. Afrand, »Solutions for enhancement of energy and exergy efficiencies in air handling units,« *Journal of Cleaner Production*, 2020.
- [12] ASHRAE, Standard 34 - Designation and Safety Classification of Refrigerants, 2019.
- [13] S. Mudrinić i T. Čurko, Radne tvari u tehnici hlađenja - R410A, 2000.
- [14] A. Mota-Babiloni, J. Navarro-Esbri, A. Barragan-Cervera, F. Moles i B. Peris, »Analysis based on EU Regulation No 517/2014 of new HFC/HFO mixtures as alternatives of high GWP refrigerants in refrigeration and HVAC systems,« *Refrigeration*, 2014.

- [15] X. Chen, J. Yang, C. Liu i J. Chen, »Heating performance comparison of R410A and its substitutions in air-to-water heat pumps with vapor injection,« *International journal of refrigeration*, 2018.
- [16] B. Yu, H. Ouyang, J. Shi, W. Liu i J. Chen, »Evaluation of low-GWP and mildly flammable mixtures as new alternatives for R410A in air-conditioning and heat pump system,« *International journal of refrigeration*, 2021.
- [17] A. Devecioglu i V. Oruc, »Energetic performance analysis of R466A as an alternative to R410A in VRF systems,« *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 2020.
- [18] D. Wu, B. Hu i R. Wang, »Vapor compression heat pumps with pure Low-GWP refrigerants,« *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2020.
- [19] K. Chua, S. Chou, W. Yang i J. Yan, »Achieving better energy-efficient air conditioning – A review of technologies and strategies,« *Applied Energy*, 2013.
- [20] M. Kny, V. Mazanec, D. Adamovsky i J. Včelak, »Air Handling Unit with Heat Pump,« u *Central Europe towards Sustainable Building 2019*, 2019.
- [21] Emerson, Technical information - Refrigeration - Controlling digital scroll, 2014.
- [22] *Emerson's Compressors & Units selection software 8*.
- [23] IV Produkt, »Mollier Sketcher 2.1b«.
- [24] B. Halasz, A. Galović i I. Boras, *Toplinske tablice*, FSB, 2015.
- [25] CoolProp. [Mrežno]. Available: <http://www.coolprop.org/>.
- [26] Honeywell. <https://www.honeywell-refrigerants.com/europe/genetron-properties-suite/>.
- [27] <https://www.coolingpost.com/>.

PRILOZI

I. Tehnička dokumentacija