UNIVERZA V MARIBORU

FAKULTETA ZA KEMIJO IN KEMIJSKO TEHNOLOGIJO

OPTIMALNA IZBIRA HLADIV ZA POTREBE DELOVANJA VISOKO TEMPERATURNIH TOPLOTNIH ČRPALK IN HLADILNIH NAPRAV

DOKTORSKA DISERTACIJA

MAREC, 2011

BOJAN KULČAR

Univerza v Mariboru

Fakulteta za kemijo in kemijsko tehnologijo

UNIVERZA V MARIBORU

Fakulteta za kemijo in kemijsko tehnologijo

OPTIMALNA IZBIRA HLADIV ZA POTREBE DELOVANJA VISOKO TEMPERATURNIH TOPLOTNIH ČRPALK IN HLADILNIH NAPRAV

Doktorska disertacija

Marec, 2011

Bojan Kulčar

Univerza v Mariboru

Fakulteta za kemijo in kemijsko tehnologijo

UNIVERZA V MARIBORU

Fakulteta za kemijo in kemijsko tehnologijo

DOKTORSKA DISERTACIJA

Optimalna izbira hladiv za potrebe delovanja visoko temperaturnih toplotnih črpalk in hladilnih naprav

DOCTORAL DISSERTATION

Optimal choise of refrigerants for the need of function of high temperature heat pumps and coolings systems

Marec, 2011

Avtor: **Bojan Kulčar**

Mentor: **izr. prof. dr. Darko Goričanec**

Somentor: **red. prof. dr. Jurij Krope**

ZAHVALA

Zahvaljujem se mentorju izr. prof. dr. Darku Goričancu in somentorju red. prof. dr. Juriju Kropetu za znanstveno – tehniško svetovanje, potrpežljivost in vzpodbude skozi vsa leta nastajanja doktorskega dela.

Zahvaljujem se tudi Ministrstvu za visoko šolstvo, znanost in tehnologijo Republike Slovenije za sofinanciranje študija kot tudi hvala izvajalcu podiplomskega študija, Fakulteti za kemijo in kemijsko tehnologijo Univerze v Mariboru.

Iskrena hvala staršem, sestri in vsem prijateljem, ki so v dobrem in slabem verjeli vame, me optimistično vzpodbujali ter mi nesebično pomagali.

SKLEP SENATA UM FKKT O ZAGOVORU

Univerza v Mariboru

Fakulteta za kemijo in kemijsko tehnologijo

Na osnovi 330. člena Statuta Univerze v Mariboru (Ur. l. RS, št. 1/2010) in sklepa Senata 38. redne seje Fakultete za kemijo in kemijsko tehnologijo Univerze v Mariboru z dne 28. 2. 2011

izdajam

SKLEP O IMENOVANJU KOMISIJE ZA ZAGOVOR DOKTORSKE DISERTACIJE

z naslovom:

Optimalna izbira hladiv za potrebe delovanja visoko temperaturnih toplotnih črpalk in hladilnih naprav,

ki jo je predložil Bojan Kulčar, univ. dipl. inž. kem. tehnol.

V komisijo imenujem naslednje člane:

red. prof. dr. Željko Knez, predsednik,
izr. prof. dr. Darko Goričanec, mentor,
red. prof. dr. Jurij Krope, somentor,
red. prof. dr. Zdravko Kravanja, član,
red. prof. dr. Đorđe Kozić, član.

Zagovor je v petek, 18. marca 2011 ob 12. uri v sejni sobi B-305.

Če imenovani član komisije zavrne sodelovanje v komisiji za zagovor doktorske disertacije, mora o tem v roku 5 delovnih dni po prejemu tega sklepa pisno obvestiti dekana članice.

Pravni pouk: Zoper ta sklep je možna pritožba na senat članice univerze v roku 5 delovnih dni.

Datum: 3. 3. 2011
Kraj: Maribor

Dekan:
red. prof. dr. Željko Knez

Obvestiti:
- člane komisije,
- kandidata-tko,
- arhiv.

PR: SI56 0110 0609 1015 554 ID st. Za DDV: SI71674705
Univerza v Mariboru, Fakulteta za kemijo in kemijsko tehnologijo, Smetanova ulica 17, SI-2000 Maribor, telefon: +386 22294409, faks: +386 22527774, www.uni-mb.si, fkkt@uni-mb.si

OPTIMALNA IZBIRA HLADIV ZA POTREBE DELOVANJA VISOKO TEMPERATURNIH TOPLOTNIH ČRPALK IN HLADILNIH NAPRAV

KLJUČNA INFORMACIJSKA DOKUMENTACIJA

ŠD Dd
DK UDK: 697:536
KS ogrevanje / visoko temperaturna toplotna črpalka / hladilna naprava / hladivo / kompresor / grelno število / ekonomika
KK
AV KULČAR Bojan
SA GORIČANEC Darko (mentor), KROPE Jurij (somentor)
KZ SI-2000 Maribor, Smetanova 17
ZA Univerza v Mariboru, Fakulteta za kemijo in kemijsko tehnologijo
LI 2011
IN OPTIMALNA IZBIRA HLADIV ZA POTREBE DELOVANJA VISOKO TEMPERATURNIH TOPLOTNIH ČRPALK IN HLADILNIH NAPRAV
TD Doktorska disertacija
OP XIX, 107 str., 15 pregl., 46 sl., 7 pril., 47 vir.
IJ sl
JE sl/en

POVZETEK

Doktorska disertacija predstavlja način izbire optimalnega hladiva za potrebe delovanja visoko temperaturnih toplotnih črpalk v sistemih daljinskega ogrevanja stavb in priprave hladilne vode s hladilno napravo za namene hlajenja industrijskih procesov. Pri optimalni izbiri hladiva so upoštevane mednarodno priznane listine s področja varovanja okolja, termo-fizikalne lastnosti hladiv in obratovalni pogoji kompresorjev.

Za potrebe ogrevanja so prikazane tri različne izvedbe visoko temperaturne toplotne črpalke in sicer; enostopenjska toplotna črpalka, dvostopenjska toplotna črpalka z razpenjalnikom in dvostopenjska toplotna črpalka s prenosnikom toplote. Pri vsaki izvedbi je določeno najugodnejše hladivo in izbor standardnega kompresorja.

Podrobneje je prikazana izbira hladiva in velikost kompresorja za hladilno napravo za pripravo hladilne vode ter metoda preračuna zamenjave hladiva v obstoječi hladilni napravi za pripravo ledene vode. Predstavljen je tudi model določitve optimalnega razmerja mešanice dveh hladiv z namenom doseganja ugodnejših karakterističnih lastnosti toplotnih črpalk in hladilnih naprav.

Za najugodnejšo izbrano hladivo pri posamezni varianti izvedbe toplotne črpalke je izdelana ekonomska analiza upravičenosti investicije v odvisnosti od temperature uparjanja hladiva. Predstavljen je tudi ekonomski učinek zamenjave ozonu škodljivega hladiva v hladilni napravi za pripravo ledene vode.

UDK: 697:536

Ključne besede: ogrevanje, visoko temperaturna toplotna črpalka, hladilna naprava, hladivo, kompresor, grelno število, ekonomika

OPTIMAL CHOISE OF REFRIGERANTS FOR THE NEED OF FUNCTION OF HIGH TEMPERATURE HEAT PUMPS AND COOLINGS SYSTEMS

KEY WORD DOKUMETATION

DN Dd
DC UDC: 697:536
CX heating / high temperature heat pump / cooling system / refrigerant / compressor / coeficient of performance / economy
CC
AU KULČAR Bojan
AA GORIČANEC Darko (supervisor), KROPE Jurij (cosupervisor)
PP SI-2000 Maribor, Smetanova 17
PB Univerza v Mariboru, Fakulteta za kemijo in kemijsko tehnologijo
PY 2011
TI OPTIMAL CHOISE OF REFRIGERANTS FOR THE NEED OF FUNCTION OF HIGH TEMPERATURE HEAT PUMPS AND COOLINGS SYSTEMS
DT Doctoral dissertation
NO XIX; 107 p., 15 tab., 46 fig., 7 ann., 47. ref.
LA sl
AL sl/en

ABSTRACT

The doctoral dissertation presents the method of choosing the optimal refrigerant for the functioning of high-temperature heat pumps in systems for district heating of buildings and the preparation of chilled water using a cooling system intended for the cooling of industrial processes. Internationally acknowledged documents from the fields of environment protection, thermo-physical characteristics of refrigerants and operational conditions for compressors are strictly followed when choosing the optimal refrigerant.

For heating, three different types of high-temperature heat pumps are presented: a single stage heat pump, a two stage heat pump with a flash expander, and a two stage heat pump with a heat transmitter. For each type the optimal refrigerant and the standard compressor version are determined.

The choosing of the refrigerant and the size of the compressor for the cooling system used for the preparation of chilled water is presented in detail. The same goes for the method of calculating the replacement of the refrigerant in the existing cooling system used for the preparation of iced water. Also the model for determining the optimal mixture of two refrigerants with the purpose of achieving better characteristics of heat pumps and cooling systems is presented.

For the optimal refrigerant with different types of heat pumps, an economic analysis of the investment in relation to the refrigerant evaporation temperature is done. Furthermore, the economic effect of the replacement of the ozone-depleting refrigerant in the cooling system used for the preparation of iced water is presented.

UDC: 697:536

Keywords: heating / high temperature heat pump / cooling system / refrigerant / compressor / coeficient of performance / economy

VSEBINA DOKTORSKE DISERTACIJE

ZAHVALA I
SKLEP SENATA UM FKKT O ZAGOVORU III
KLJUČNA INFORMACIJSKA DOKUMENTACIJA V
POVZETEK V
KEY WORD DOKUMETATION VI
ABSTRACT VI
VSEBINA DOKTORSKE DISERTACIJE VII
SEZNAM SLIK IX
SEZNAM PREGLEDNIC XIII
UPORABLJENE KRATICE XV
UPORABLJENI SIMBOLI XVII

1 UVOD 1

2 GLOBALNO SEGREVANJE OZRAČJA 3

3 HLADIVA 5
3.1 Analiza hladiv 5
3.1.1 Označevanje in razdelitev hladiv 7
3.1.2 Varnost hladiv 7
3.2 Zakonodaja 8
3.3 Fizikalno – kemijske lastnosti hladiv 9
3.4 Termodinamski podatki hladiv 10

4 TOPLOTNA ČRPALKA 11
4.1 Delovanje toplotne črpalke 12
4.2 Opis posameznih naprav toplotne črpalke 13
4.2.1 Kompresor 13
4.2.2 Ekspanzijski ventil 17
4.2.3 Razpenjalnik 18
4.2.4 Prenosnik toplote 18
4.3 Tipi toplotnih črpalk glede na medij delovanja 20
4.4 Pregled uporabe virov za delovanje toplotnih črpalk 20
4.5 Tipi visoko temperaturnih toplotnih črpalk 24
4.5.1 Enostopenjska toplotna črpalka (ETČ) 25
4.5.2 Dvostopenjska toplotna črpalka z razpenjalnikom (DTČR) 26
4.5.3 Dvostopenjska toplotna črpalka s prenosnikom toplote (DTČPT) 27
4.6 Industrijska hladilna naprava (HN) 28
4.6.1 Hladilni sistem za pripravo hladilne vode 28
4.6.2 Hladilni naprava za pripravo ledene vode 29

5 MATEMATIČNI MODEL 31
5.1 Enačbe za preračun enostopenjske toplotne črpalke in hladilne naprave 32
5.2 Enačbe za preračun dvostopenjske TČ z razpenjalnikom 34
5.3 Enačbe za preračun dvostopenjske TČ s prenosnikom toplote 35
5.4 Simulacija določitve optimalnega razmerja mešanica dveh hladiv 36

6 PRERAČUN KARAKTERISTIČNIH LASTNOSTI TOPLOTNIH ČRPALK IN HLADILNIH NAPRAV 39
6.1 Rezultati preračuna enostopenjske visoko temperaturne toplotne črpalke 39
6.2 Rezultati preračuna dvostopenjske visoko temperaturne toplotne črpalke z razpenjalnikom 43
6.3 Rezultati preračuna dvostopenjske visoko temperaturne toplotne črpalke s prenosnikom toplote 46
6.4 Rezultati preračuna hladilne naprave za pripravo hladilne vode 48
6.5 Rezultati preračuna zamenjave hladiva R-22 z R-407c v hladilni napravi za pripravo ledene vode 50
6.6 Rezultati simulacije določitve optimalnega razmerja mešanice dveh hladiv 53

7 EKONOMSKA ANALIZA 57
7.1 Ekonomska upravičenost uporabe visoko temperaturne toplotne črpalke 57
7.2 Ekonomska analiza zamenjave hladiva R-22 z R-407c v hladilnem sistemu za pripravo ledene vode 60

8 ZAKLJUČEK 65

9 LITERATURA 67

10 PRILOGE 71
Priloga 1: Program preračuna enostopenjske toplotne črpalke ali hladilne naprave 86
Priloga 2: Program preračuna dvostopenjske toplotne črpalke z razpenjalnikom 89
Priloga 3: Program preračuna dvostopenjske toplotne črpalke s prenosnikom toplote 94
Priloga 4: Program preračuna hladilne naprave za pripravo ledene vode 100
Priloga 5: Program simulacije določitve optimalnega razmerja mešanice dveh hladiv 102
Priloga 6: Življenjepis 105
Priloga 7: Izjava doktorskega kandidata 107

SEZNAM SLIK

Slika 2 - 1:
Poenostavljena razlaga principa globalnega segrevanja 3
Slika 2 – 2:
Smernice razvoja hladiv 6
Slika 4 – 1:
Shema principa delovanja toplotne črpalke 12
Slika 4 – 2:
Termodinamski potek delovanja toplotne črpalke v **T,s** diagramu 12
Slika 4 – 3:
Termodinamski potek delovanja toplotne črpalke v **p,h** diagramu 13
Slika 4 – 4:
Prikaz delovanja batnega kompresorja v **p, V** diagramu 14
Slika 4 – 5:
Termostatski ekspanzijski ventil 17
Slika: 4 – 3:
Kapilarna cev 17
Slika 4 – 7:
Shema razpenjalnika 18
Slika 4 – 8:
Sotočni in protitočni pretok fluida v prenosniku toplote 19
Slika 4 – 9:
Prikaz izkoriščanja geotermalne vode za daljinsko ogrevanje 24
Slika 4 - 10:
Shema enostopenjske toplotne črpalke (ETČ) 25
Slika 4 - 11:
Dvostopenjska toplotna črpalka z razpenjalnikom (DTČR) 26
Slika 4 - 12:
Dvostopenjska toplotna črpalka s prenosnikom toplote (DTČPT) 27
Slika 4 – 13:
Shematski prikaz zaprtega sistema hlajenja UF-lepil 29
Slika 4 - 14:
Shema obstoječega hladilnega sistema za pripravo ledene vode 30
Slika 5 – 1:
Diagram poteka simulacije optimalnega razmerja mešanice dveh hladiva 37
Slika 6 – 1:
Enostopenjska toplotna črpalka pri temperaturi kondenzacije hladiva t_K=60 °C 40
Slika 6 – 2:
Enostopenjska toplotna črpalka pri temperaturi kondenzacije hladiva t_K=70 °C 40
Slika 6 – 3:
Enostopenjska toplotna črpalka pri temperaturi kondenzacije hladiva t_K=80 °C 41
Slika 6 – 4:
Grelno število enostopenjske toplotne črpalk 42

Slika 6 – 5:
Tlačno razmerje kompresorja enostopenjske toplotne črpalke 42
Slika 6 – 6:
Dvostopenjska toplotna črpalka z razpenjalnikom pri temperaturi kondenzacije hladiva t_K = 70 °C 43
Slika 6 – 7:
Dvostopenjska toplotna črpalka z razpenjalnikom pri temperaturi kondenzacije hladiva t_K = 80 °C 44
Slika 6 – 8:
Grelno število dvostopenjske toplotne črpalke z razpenjalnikom 44
Slika 6 – 9:
Tlačno razmerje kompresorja dvostopenjske toplotne črpalke z razpenjalnikom 45
Slika 6 – 10:
Prva stopnja dvostopenjske toplotne črpalke s prenosnikom toplote 46
Slika 6 – 11:
Druga stopnja dvostopenjske toplotne črpalke s prenosnikom toplote 47
Slika 6 – 12:
Grelno število dvostopenjske toplotne črpalke s prenosnikom toplote 47
Slika 6 – 13:
Moč in toplotni tok hladilne naprave v odvisnosti od volumna kompresorja 49
Slika 6 – 14:
Toplotni tok in moč kompresorja obstoječega hladilnega sistema za pripravo ledene vode s hladivom R-22 51
Slika 6 – 15:
Toplotni tok in moč kompresorja hladilnega sistema za pripravo ledene vode s hladivom R-407c 51
Slika 6 – 16:
Primerjava hladilnega števila hladilnega sistema za pripravo ledene vode s hladivom R-22 in R-407c 52
Slika 6 – 17:
Primerjava tlačnega razmerja hladilnega sistema za pripravo ledene vode s hladivom R-22 in R-407c 52
Slika 6 – 18:
Enostopenjska toplotna črpalke z optimalnim razmerjem mešanice hladiv R-600a in R-290 54
Slika 6 – 19:
Hladilno število enostopenjske toplotne črpalke z optimalno mešanico hladiv R-600a in R-290 54
Slika 6 – 20:
Toplotni tok uparjalnega dela toplotne črpalke v odvisnosti od deleža hladiva R-600a 55
Slika 7 – 1:
Neto sedanja vrednost v odvisnosti od temperature uparjanja hladiva 60
Slika 7 – 2:
Letni prihranek električne energije za pogon kompresorja s hladivom R-407c 61

Slika 10 – 1:
T,s diagram hladiva R-717 (amoniak) 72
Slika 10 – 2:
T,s diagram hladiva R-600a (izo-butan) 74
Slika 10 – 3:
T,s diagram hladiva R-290 (propan) 76
Slika 10 – 4:
T,s diagram hladiva R-134a (1,1,1,2 tetrafluoroetan) 78
Slika 10 – 5:
T,s diagram hladiva R-245fa (1,1,1,3,3 pentafluoropropan) 80
Slika 10 – 6:
T,s diagram hladiva R-22 (klorodifluorometan) 82
Slika 10 – 7:
T,s diagram hladiva R-407c (R-32/R125/R134a) 84

SEZNAM PREGLEDNIC

Preglednica 2 – 1:
Vplivi hladiv na ozonsko plast in globalno segrevanje 6
Preglednica 2 – 2:
Razvrstitev hladiv v varnostne skupine 8
Preglednica 2 – 3:
Osnovne fizikalne in kemijske lastnosti hladiv 9
Preglednica 2 – 4:
Ostale fizikalne lastnosti hladiv 10
Preglednica 4 – 1:
Obratovalne karakteristike kompresorjev MYCOM 16
Preglednica 7 – 1:
Podatki za preračun ekonomske analize različnih izvedb toplotne črpalke 59
Preglednica 7 – 2:
Podatki za preračun ekonomske analize hladilne naprave 62
Preglednica 7 – 3:
Neto sedanje vrednosti (NSV) 63
Preglednica 10 – 1:
Termo-fizikalni podatki hladiva R-717 (amoniak) 73
Preglednica 10 – 2:
Termo-fizikalni podatki hladiva R-600a (izo-butan) 75
Preglednica 10 – 3:
Termo-fizikalni podatki hladiva R-290 (propan) 77
Preglednica 10 – 4:
Termo-fizikalni podatki hladiva R-134a (1,1,1,2 tetrafluoroetan) 79
Preglednica 10 – 5:
Termo-fizikalni podatki hladiva R-245fa (1,1,1,3,3 pentafluoropropan) 81
Preglednica 10 – 6:
Termo-fizikalni podatki hladiva R-22 (klorodifluorometan) 83
Preglednica 10 – 7:
Termo-fizikalni podatki hladiva R-407c (R-32/R125/R134a) 85

UPORABLJENE KRATICE

ASHRAE	Ameriško društvo inženirjev za segrevanje, hlajenje in klimatizacijo
CHC	kloro ogljikovodiki
CFC	klorofluoro ogljikovodiki
DTČPT	dvostopenjska toplotna črpalka s prenosnikom toplote
DTČR	dvostopenjska toplotna črpalka z razpenjalnikom
ES	Evropski svet
ETČ	enostopenjska toplotna črpalka s prenosnikom toplote
EU	Evropska unija
GAMS	General Algebraic Modeling System
GWP	Global Warming Potential
HCFC	delno halogenirani klorofluoro ogljikovodiki
HFC	fluorirani ogljikovodiki
ISD	interna stopnja donosnosti
K	koeficient rentabilnosti
NSV	neto sedanja vrednost
ODP	Ozon Depleting Potential
PFC	perfluorirani ogljikovodiki
TČ	toplotna črpalka
TGP	toplogredni plini
UF	urea formaldehidno lepilo
UNFCCC	The United Nations Framework Convention on Climate Change

UPORABLJENI SIMBOLI

A	površina prenosnika toplote	m^2
a_n	anuitetni faktor	/
A, B, C	konstante za določitev tlaka	/
a_g, b_g, c_g	konstante za določitev gostote par hladiva	/
a_l, b_l, c_l	konstante za določitev gostote tekočine hladiva	/
C	vrednost prihrankov	EUR/a
C_O	lastna sredstva	EUR
C_E	cena električne energije	EUR/kWh
C_H	vrednost nabave hladiva	EUR
C_{INV}	stroški investicijskih sredstev	EUR
C_{LV}	cena ledene vode	EUR/kWh
C_P	vrednost prihodkov	EUR/leto
$c_{P,1}$	specifična toplotna kapaciteta toplega fluida	J/kg·K
$c_{P,2}$	specifična toplotna kapaciteta hladnega fluida	J/kg·K
$c_{P_{UF}}$	specifična toplotna kapaciteta UF – lepila	J/kg·K
C_{PS}	stroški pogonskih sredstev	EUR/leto
C_T	cena toplote za ogrevanje	EUR/kWh
$C_{TČ}$	cena toplotne črpalke	EUR
COP_G	grelno število toplotne črpalke	/
COP_H	hladilno število hladilne naprave	/
$h_{g,1}$	specifična entalpija hladiva na sesalni strani kompresorja	J/kg·K
$h_{g,2}$	specifična entalpija hladiva na tlačni strani kompresorja	J/kg·K
$h_{l,3}$	specifična entalpija hladiva v kondenzatorju	J/kg·K
$h_{l,4}$	specifična entalpija hladiva pred uparjalnikom	J/kg·K
$h_{g,5}$	specifična entalpija hladiva na sesalni strani kompresorja druge stopnje toplotne črpalke	J/kg·K
$h_{g,6}$	specifična entalpija hladiva na tlačni strani kompresorja druge stopnje toplotne črpalke	J/kg·K
$h_{l,7}$	specifična entalpija hladiva v kondenzatorju v drugi stopnji toplotne črpalke	J/kg·K
$h_{l,8}$	specifična entalpija hladiva pred uparjalnikom v drugi stopnji toplotne črpalke	J/kg·K
K	koeficient rentabilnosti	/
$\max Z$	namenska funkcija	W
N	življenjska doba naprave	let
n_1	čas odplačevanja anuitet	let

P_{ad}	adiabatna moč komprimiranja kompresorja	Pa
P_K	moč kompresorja	Pa
p	parni tlak	Pa
p_M	vmesni parni tlak hladiva	Pa
p_S	parni tlak hladiva na sesalni strani kompresorja	Pa
p_T	parni tlak hladiva na tlačni strani kompresorja	Pa
$Q_{m,UF}$	proizvodna kapaciteta UF – lepila	t/dan
$q_{m,1}$	masni pretok toplega fluida v prenosniku toplote	kg/s
$q_{m,2}$	masni pretok hladnega fluida v prenosniku toplote	kg/s
q_{m_S}	masni pretok hladiva na sesalni strani kompresorja	kg/s
q_{m_T}	masni pretok hladiva na tlačni strani kompresorja	kg/s
q_H	volumski pretok hladiva	m^3/s
q_{V_K}	volumski pretok kompresorja	m^3/s
$q_{V_K dej.}$	dejanski volumski pretok kompresorja	m^3/s
r	diskontna stopnja	/
r_a	diskontna stopnja anuitet	/
r_j	stopnja inflacije	/
r_K	tlačno razmerje kompresorja	/
T_M	vmesna temperatura hladiva v toplotni črpalki	K
T_S	temperatura hladiva na sesalni strani kompresorja	K
T_T	temperatura hladiva na tlačni strani kompresorja	K
$T_{t,1}$	vstopna temperatura toplega fluida v prenosniku toplote	K
$T_{t,2}$	izstopna temperatura toplega fluida v prenosniku toplote	K
$T_{h,1}$	vstopna temperatura hladnega fluida v prenosniku toplote	K
$T_{h,2}$	izstopna temperatura toplega fluida v prenosniku toplote	K
t_1	obratovalni čas na dan	h/dan
t_2	obratovalni čas na leto	dni/leto
t_{HV}	temperatura hladilne vode	°C
t_K	temperatura kondenzacije	°C
t_{LV}	temperatura ledene vode	°C
t_U	temperatura uparjanja	°C
t_{UF1}	temperatura toplega UF – lepila	°C
t_{UF2}	temperatura ohlajenega UF – lepila	°C
t_{VR}	vračilni rok investicije	let
V_K	volumen kompresorja	m^3
V_C	volumen cilindra kompresorja	m^3

V_g	geometrijski delovni volumen cilindra	m^3
V_O	škodljivi prostor kompresorja	m^3
V_{pot}	potisni volumen cilindra	m^3
V_S	efektivni delovni volumen cilindra	m^3
X_1	delež komponente 1	/
X_2	delež komponente 2	/
x_g, y_g, z_g	konstante za določitev specifične entalpija par hladiva	/
x_l, y_l, z_l	konstante za določitev specifične entalpije tekočine hladiva	/

Grške črke

ΔE_P	letni prihranek električne energije	EUR/leto
ε	škodljivi prostor	/
η_K	izkoristek kompresorja	/
λ	stopnja polnitve kompresorja	/
ρ_g	gostota par	kg/m^3
ρ_l	gostota tekočine	kg/m^3
Φ_{HN}	toplotni tok hladilne naprave	W
Φ_K	toplotni tok kondenzacijskega dela toplotne črpalke	W
$\Phi_{TČ}$	toplotni tok toplotne črpalke	W
Φ_{PT}	toplotni tok prenosnika toplote	W
Φ_U	toplotni tok uparjalnega dela toplotne črpalke	W
Φ_{UF}	toplotni tok UF - lepila	W
χ	faktor stisljivosti hladiva	/

Podpisi

g	plinasto
l	tekoče
S	sesalna stran
T	tlačna stran
1	prva stopnja
2	druga stopnja

1 UVOD

Na podlagi dognanj in predvidevanj znanstvenikov, klimatologov in okoljevarstvenikov je že dalj časa znano, da se ozračje našega planeta od sredine 20. stoletja precej bolj segreva. Globalno segrevanje ozračja prebivalstvo opaža in čuti v podnebnih spremembah na številnih območjih po vsem Svetu. Večina študij dokazuje, da je globalno segrevanje ozračja posledica povišanih koncentracij toplogrednih plinov. Za globalno segrevanje oziroma učinek tople grede je v največji meri kriv človek, ki z nepremišljenimi dejanji (industrija, promet, odpadki, …), uničuje ravnovesje v okolju v katerem živimo. Da bi vsaj delno preprečili nadaljnje segrevanje ozračja se morajo začeti izvajati ukrepi v smeri zmanjševanja emisij toplogrednih plinov tam, kjer nastajajo in začeti iskanje novih tehnoloških rešitev na področju toplotne in procesne tehnike.

Po zahtevah Kjotskega protokola se je Evropska unija zavezala, da bo zmanjšala emisije toplogrednih plinov glede na izhodiščno leto 1990. Med glavne antropogene toplogredne pline, ki jih zajema Kjotski protokol spadajo: ogljikov dioksid (CO_2), metan (CH_4), dušikov oksid (N_2O) in antropogeni F-plini. Med snovi, ki tanjšajo ozonsko plast in jih ureja Montrealski protokol pa spadajo tudi klorofluoro ogljikovodiki (CFC), delno halogenirani klorofluoro ogljikovodiki (HCFC) in haloni.

Ob upoštevanju sprejetih listin je za dosego zadanih ciljev na področju energije potrebno celovito pristopiti k razvoju pridobivanja in koriščenja cenovno ugodne in ekološko sprejemljive energije na bazi nizkoogljičnih tehnologij, saj lahko le s takimi rešitvami dosežemo zmanjšanje emisij toplogrednih plinov. V svetu zaradi naglega razvoja novih tehnologij naraščajo potrebe po energiji, ki je okolju bolj prijazna. Slovenija, bi morala zaradi svoje majhnosti, fleksibilnosti, ter naravnih danosti postati inkubator hitro rastočega razvoja zelenih tehnologij pridobivanja in koriščenja energije, ki bi zmanjšale porabo energije in vplive na ozonsko plast in na ta način dati pobudo ostalim članicam Evropske unije kako se varuje življenjsko okolje.

Eden izmed možnih razvojev pridobivanja okolju prijaznejše energije za segrevanje obstoječih zgradb, se kaže v uporabi visoko temperaturnih toplotnih črpalk, ki za delovanje uporabljajo obnovljive vire energije. Druga smer razvoja pa je pridobivanje energije za hlajenje v industrijskih panogah, kjer se uporablja odvečna toplota za delovanje hladilnih naprav. V obeh primerih se za delovanje oziroma pridobivanje energije potrebne za segrevanje in hlajenje uporablja toplotna črpalka, ki za prenos energije z nižjega temperaturnega nivoja na višji temperaturni nivo in obratno potrebuje hladivo in za pogon kompresorja električno energijo. Kot vemo so v praksi ta hladiva predvsem klorofluoro ogljikovodiki (CFC), delno halogenirani klorofluoro ogljikovodiki (HCFC) in ostali antropogeni F-plini, ki negativno vplivajo na ozonsko plast.

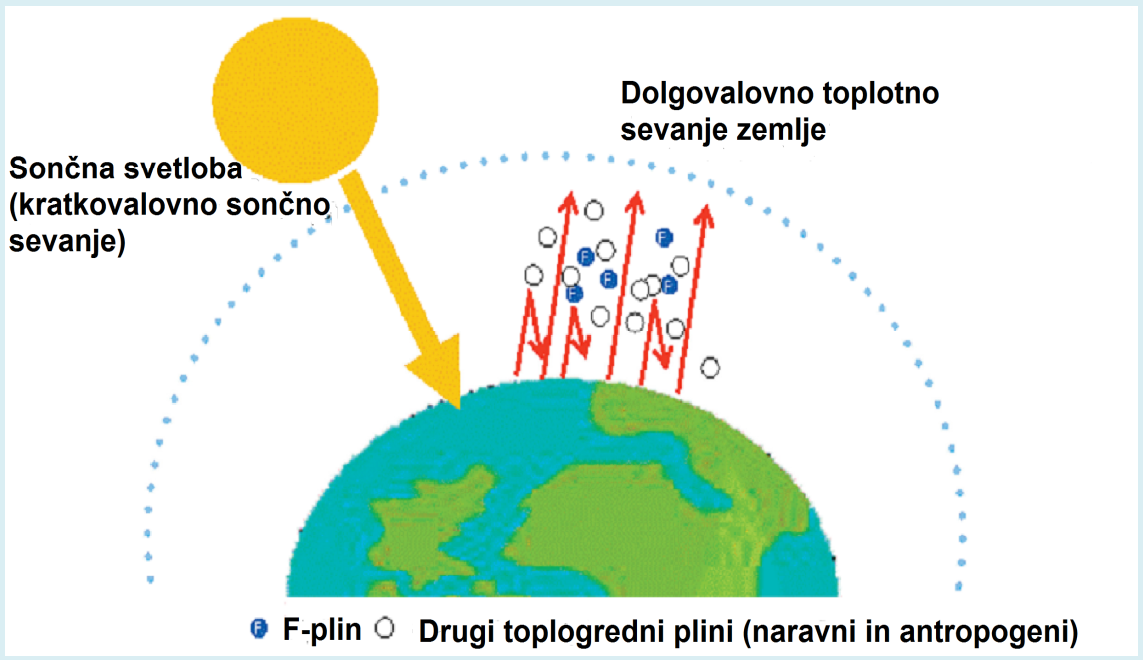
Namen raziskave je najti ustrezna okolju prijaznejša hladiva, ki bi v visoko temperaturnih toplotnih črpalkah za sisteme ogrevanja stanovanjskih zgradb in v hladilnih napravah različnih industrijskih dejavnosti zamenjala hladiva, ki negativno vplivajo na ozonsko plast. Izbira hladiv temelji predvsem na podlagi podobnosti fizikalno-kemijskih lastnosti obstoječih hladiv in nižjih vrednostih potenciala globalnega segrevanja le-teh. Zaradi fizikalno-kemijskih omejitev določenih hladiv se predlagajo ustrezne tehnološke rešitve za

doseganje želenih parametrov delovanja toplotne črpalke ali hladilne naprave z načrtovano uporabo energije. Za določitev potrebnih karakteristik toplotne črpalke se bo s programskim paketom MathCad izvedel preračun delovanja toplotne črpalke z različnim hladivi v programskem paketu GAMS pa se bo simuliralo optimalno razmerje mešanice dveh hladiv. Na podlagi ustrezne izbire hladiva se izvede primerjava z obstoječimi hladivi ter ocena pozitivnih in negativnih učinkov zamenjave v sistemih toplotnih črpalk in hladilnih naprav. Glede dobljenih rezultatov preračunov delovanja visoko temperaturne toplotne črpalke se izvede ekonomska analiza upravičenosti investicije. Prav tako se z ekonomsko analizo preveri upravičenost zamenjave ozonu škodljivega hladiva v obstoječi hladilni napravi za pripravo ledene vode.
Z raziskavo želimo dokazati, da obstajajo tehnologije oziroma tehnološke rešitve, ki imajo prednosti pred obstoječimi načini pridobivanja energije iz fosilnih goriv, ter da je zamenjava ali zmanjšanje porabe fosilnih goriv z uporabo obnovljivih virov energije eden glavnih možnih načinov zmanjšanja izpustov ogljikovega dioksida CO_2 v ozračje. Če k temu učinku prištejemo tudi zamenjavo škodljivih hladiv v adiabatnih sistemih pridobivanja energije z ekološko bolj sprejemljivimi, lahko ugotovimo, da dosežemo dvojni učinek zmanjšanja izpustov toplogrednih plinov v ozračje.

2 GLOBALNO SEGREVANJE OZRAČJA

Izraza "globalno segrevanje" in "učinek tople grede" se običajno uporabljata za opisovanje povišanja povprečne temperature zemeljskega površja v nekem časovnem obdobju. Po ocenah znanstvenikov naj bi se zemeljsko podnebje v preteklem stoletju segrelo za od 0,6 do 0,9 °C. Sklepajo, da je večino opaženega povišanja povprečne globalne temperature od sredine 20. stoletja zelo verjetno posledica povišane koncentracije toplogrednih plinov v ozračju, za katere je odgovorno predvsem človeštvo s svojo dejavnostjo.

Princip globalnega segrevanja je obrazložen tako, da Zemlja prejema energijo sonca v obliki sončne svetlobe (kratkovalovno sončno sevanje), ki skozi ozračje prehaja zsorazmerno neovirano. Približno 30% prejetega kratkovalovnega sončnega sevanja se odbije od ozračja in površja nazaj v vesolje, preostalih 70% sončnega sevanja absorbirata zemeljsko površje (kopno, oceani) in spodnji del ozračja. Pri tem se zemeljsko površje segreva in to sevanje ponovno oddaja kot dolgovalovno (infrardeče) toplotno sevanje. Infrardeče sevanje se odbija od oblakov, obenem pa ga absorbirajo tudi toplogredni plini v ozračju. Tako toplogredni plini ujamejo toploto znotraj troposferskega sistema nad površjem. Čim več je antropogenih toplogrednih plinov v ozračju, tem več infrardečega sevanja odseva ozračje nazaj proti zemeljskemu površju. Opisani učinek antropogenih toplogrednih plinov, ki povzroča globalno segrevanje zemlje je prikazan sliki 2-1.



Slika 2 - 1: Poenostavljena razlaga principa globalnega segrevanja

Glavni antropogeni toplogredni plini, ki tanjšajo ozonski plašč so: ogljikov dioksid (CO_2), metan (CH_4), didušikov oksid (NO_2), vodna para in antropogeni fluorirani plini. Med antropogene F-pline uvrščamo fluorirane ogljikovodike (HFC), perfluorirane ogljikovodike (PFC), žveplov heksafluorid (SF_6) in klorofluoro ogljikovodike (CFC) [1].

Začetek globalnega segrevanja ozračja se uvršča v obdobje industrijske revolucije, ko so potrebe po energiji postajale vse večje. S kurjenjem velikih količin fosilnih goriv se je pridobivala cenena energija, ki pa je sproščala velike količine ogljikovega dioksida v ozračje in pospeševala nastanek tople grede. Med glavne vzroke za tako onesnaževanje okolja lahko štejemo naslednje dejavnike:

- naraščanje števila prebivalstva na Zemlji;
- razvoj industrije in tehnologije, ki porablja velike količine energije in surovin, ter proizvaja nevarne odpadke;
- spremembe življenjskega standarda prebivalstva, ki izkazujejo vedno večje potrebe po energiji.

Leta 1987 so politično vplivne države z odločnejšim namenom zmanjševanja obremenitve okolja z izpusti toplogrednih plinov predlagale in začele proces podpisa Montrealskega protokola. Podpisana listina je mednarodni okoljski sporazum o zaščiti ozonske plasti, ki jo je podpisala tudi Republika Slovenija in ureja nadzor nad proizvodnjo, uporabo in trgovanjem z ozonu škodljivimi snovmi. Projekt Opuščanja ozonu škodljivih snovi v Sloveniji je potekal v letih od 1995 do 1998 [2].

Leta 1992 je sledila konvencija Združenih narodov o spremembi podnebja (The United Nations Framework Convention on Climate Change – UNFCCC). Njen namen je ustalitev koncentracije toplogrednih plinov v ozračju, na tako raven, ki bo preprečila antropogeno poseganje v podnebni sistem. Željna raven koncentracije naj bi bila dosežena v časovnem obdobju, ki bi ekosistemom omogočal naravno prilagajanje na podnebne spremembe, zagotavljal neovirano pridelovanje hrane ter omogočal gospodarski razvoj. Načela konvencije temeljijo na enakosti, previdnosti, učinkovitosti in trajnostnem razvoju. Okvirna konvencija Združenih narodov o spremembi podnebja je bila podpisana v Rio de Janeiru, v veljavo pa je vstopila 21. marca 1994, z ratifikacijo 50 držav podpisnic [3].

Leta 1997 je bil na svetovnem kongresu v Kyotu sprejel Kjotski protokol, ki narekuje zmanjšanje izpustov toplogrednih plinov v določenem obdobju.V veljavo je stopil 16. februarja 2005. V prvem ciljnem obdobju od leta 2008 do 2012, bodo države podpisnice listine, skušale zmanjšati emisije za 5%, Evropska unija pa za 8% v primerjavi z izhodiščnim letom 1990 [4].

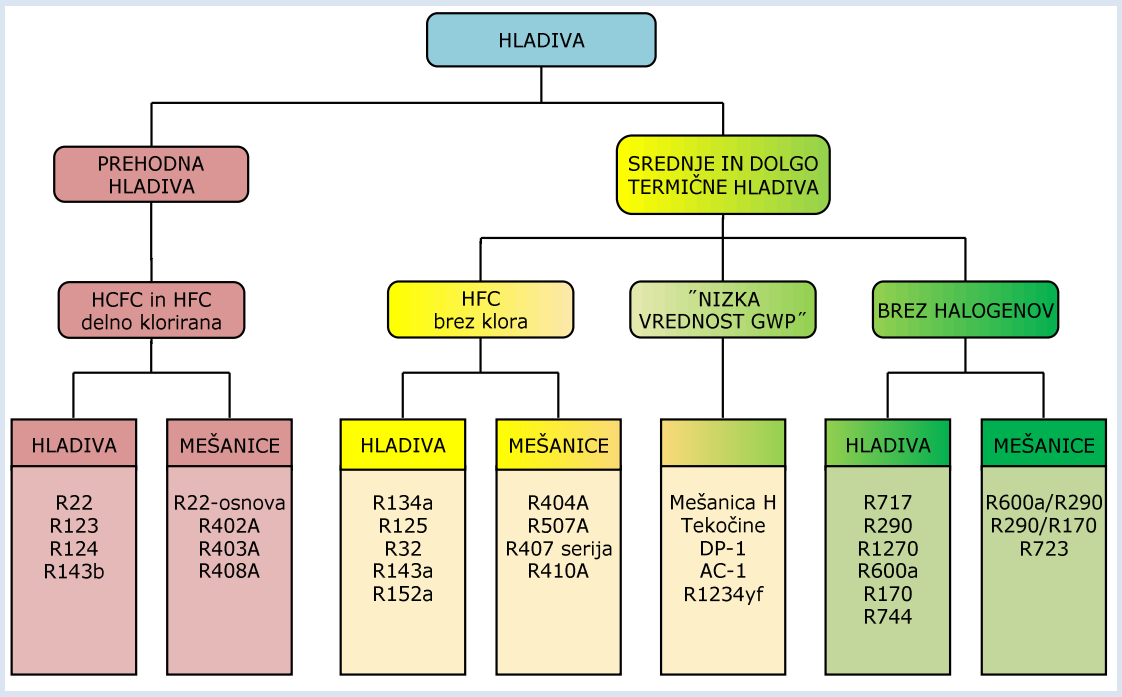
3 HLADIVA

Hladiva so delovne tekočine v toplotnih črpalkah in hladilnih napravah, ki absorbirajo toploto pri nižjem temperaturnem območju in jo prenašajo na višjo temperaturno območje. Koncept delovanje toplotnih črpalk in hladilnih naprav je v največji meri odvisen od pravilno izbranega hladiva. Naloga hladiv pa ni samo prenos toplote, ampak morajo izpolnjevati veliko drugih zahtev. Imeti morajo dobre fizikalne in kemične lastnosti pri spremembah agregatnega stanja, ker se v napravah uporabljajo zelo dolgo časa. Imeti morajo minimalne vplive na okolje ter ne smejo biti škodljiva za ljudi in živali. Pomembno je tudi, da so združljiva z materiali, ki so vgrajene v naprave, da niso nevarna in so cenovno ugodna. Hladivo, ki bi bilo idealno, še ni odkrito in tudi v prihodnje verjetno ne bo. Večina hladiv, ki so trenutno v uporabi je halogeniranih, kar pomeni, da imajo na radikalih vezane halogene elemente med katerimi so najpogostejši flour (F), klor (Cl) in brom (Br). Ti elementi, ki so vezani v hladiva povzročajo negativne vplive na okolje, ker uničujejo ozonsko plast. Zaradi tega poteka razvoj novih hladiv v smeri zmanjšanja negativnih vplivov na okolje, imeti pa morajo tudi dobre termodinamske lastnosti, ki so pomembne za učinkovito delovanje toplotnih črpalk.

3.1 Analiza hladiv

Dokazano je, da hladiva, kot so kloro ogljikovodiki (CHC) in klorofluoro ogljikovodiki (HCFC) uničujejo ozonsko plast. Ostali antropogeni fluorirani plini, pa imajo vpliv na globalno segrevanje ozračja. Na podlagi teh dognanj se uporaba kloriranih in delno kloriranih ogljikovodikov v sistemih toplotnih črpalk in hladilnih naprav prepoveduje. Za začasno in hitro alternativno rešitev so proizvajalci začeli uporabljati različne fluorirane ogljikovodike (HFC), ki pa imajo še vedno negativne vplive na okolje. Z razvojem novih tehnologij in z izboljšavami toplotnih črpalk in hladilnih naprav, se vedno bolj uveljavljajo organska hladiva, ki nimajo nobenih negativnih vplivov na okolje. Potek smeri razvoja hladiv je prikazan na sliki 2 – 2.

Vpliv hladiv na tanjšanje ozonske plasti se meri z indeksom dejavnika škodljivosti ODP *"Ozone Depleting Potential"*, ki je določen za vsako hladivo posebej in se primerja s snovjo CFC 11, ki ima dejavnik škodljivosti 1. Čim nižja je vrednost dejavnika škodljivosti ODP, tem manjši je vpliv hladilne snovi na razpad ozona. Toplogredni plini so ozonu škodljive snovi, zato je tanjšanje ozonske plasti povezano tudi s procesom globalnega spreminjanja podnebja GWP *"Global Warming Potential"*, ki za vsak toplogredni plin glede na njegovo življenjsko dobo, kaže prispevek molekule tega plina k globalnemu segrevanju v primerjavi z molekulo CO_2, ki ima vrednost 1. V preglednici 2 – 1 so navedeni vplivi nekaterih hladiv na ozonsko plast in prispevek k globalno segrevanje [2].



Slika 2 – 2: Smernice razvoja hladiv

Preglednica 2 – 1: Vplivi hladiv na ozonsko plast in globalno segrevanje

Oznaka hladiva	Kemijska formula	ODP	GWP
R-12	CCl_2F_2	1.00	8100
R-22	$CHClF_2$	0.055	1500
R-32	CH_2F_2	0.0	550
R-125	CHF_2CF_3	0.0	3400
R-134a	CF_3CH_2F	0.0	1100
R-143a	CF_3CH_3	0.0	4300
R-245fa	$CF_3CH_2CHF_2$	0.0	950
R-407c	R-32/R-125/R134a	0.0	1548.5

3.1.1 Označevanje in razdelitev hladiv

Ameriško društvo inženirjev za segrevanje, hlajenje in klimatizacijo (ASHRAE) je z standardom 34-92 standardizirala razvrstitev in označevanje hladiv. Hladiva, ki so trenutno v uporabi in se bodo uporabljale v prihodnje v adiabatnih sistemih so razvrščene v pet skupin:

- halogenirani ogljikovodiki,
- azeotropi,
- zeotropi,
- organske spojine in
- anorganske spojine.

Primer sprejemljivega označevanja hladiv je R 22, R-22, Refrigerant 22 ali Trgovsko ime 22. Pomembnost označevanja pride v poštev predvsem pri halogeniranih ogljikovodikih, zaradi kompleksnosti kemijskega poimenovanja. Skupina halogeniranih ogljikovodikov vsebuje halogene elemente klor (Cl), fluor (F), brom (Br) in jod (I), ter vodik (H), ki je lahko prisoten ali tudi ne. Za označevanje halogenih ogljikovodikov je uveden naslednji sistem:

- prva številka z desne pomeni število fluorovih atomov
- druga številka z desne je za eno več kot je število vodikovih atomov
- tretja številka z desne je za eno manj kot je število ogljikovih atomov

Če je tretja številka z desne enaka nič jo izpustimo. Z serijo 600 so označena raznovrstne mešanice organskih spojin z serijo 700 pa anorganske spojine. Azeotropnim hladivom, ki so skomercializirane pa za označevanje pripada serija 500 [5].

3.1.2 Varnost hladiv

Glede toksičnosti in vnetljivosti se hladiva razvrščajo po standardu ASHRAE 34, v šest skupin (A1, A2, A3, B1, B2 in B3). V preglednici 2 – 2 je podana razvrščenost izbranih hladiv v varnostne skupine.

Hladiva v skupini A1 so najmanj nevarna, v skupini B3 pa najbolj nevarne. Varnostno razvrstitev hladiv sestavlja velika črka (A ali B) in številka (1, 2 ali 3). Velika črka označuje toksičnost hladiva pri koncentraciji pod 400 ml/m^3, številka pa vnetljivost hladiva. Oznake torej pomeni:

- Razred A: Toksičnost ni identificirana.
- Razred B: Dokaz o toksičnosti je identificirana.
- Razred 1: Ni zaznana vnetljivost pri temperaturi 18 °C in tlaku 101 kPa.
- Razred 2: Prag nižje vnetljivosti pri več kot 0.10 kg/m^3 pri temperaturi 21 °C in tlaku 101 kPa in toplotno zgorevanje je manjše od 19.000 kJ/kg.
- Razred 3: Visoka vnetljivost pri manj ali enako 0.10 kg/m^3, pri temperaturi 21 °C in tlaku 101 kPa in toplotno zgorevanje je večje ali enako od 19.000 kJ/kg.

Strupenost hladiva lahko odločilno vpliva na njegovo uporabo, zato se jih ne sme uporabljati pri klimatizaciji zraka. Hladiva ne smejo vplivati niti na živila, ki jih hladimo in jih ne smejo zastrupljati [3].

Preglednica 2 – 2: Razvrstitev hladiv v varnostne skupine

Oznaka hladiva	Ime hladiva	Kemijska formula	Varnostna skupina
R-12	diklorodifluorometan	CCl_2F_2	A1
R-22	klorodifluorometan	$CHClF_2$	A1
R-32	di-fluorometan	CH_2F_2	A2
R-125	1,1,1,2,2-pentafluoroetan	CHF_2CF_3	A1
R-134a	1,1,1,2-tetrafluoroetan	CF_3CH_2F	A1
R-143a	1,1,1-trifluoroetan	CF_3CH_3	A2
R-245fa	1,1,1,3,3-pentafluoropropan	$CF_3CH_2CHF_2$	A2
R-290	propan	$CH_3CH_2CH_3$	A3
R-407c	mix R-32 / R-125 / R-134a		A1
R-600a	izo-butan	$CH(CH_3)_3$	A3
R-717	amonijak	NH_3	B2
R-718	voda	H_2O	A1

3.2 Zakonodaja

Vlada Republike Slovenije ima imenovano institucijo in sicer Agencijo Republike Slovenije za okolje, ki izvaja zakonske predpise, katerih določila so na eni strani nacionalnega pomena, na drugi strani pa določila Evropske skupnosti, ki veljajo za vse članice unije. Ravnanje na področju emisij v zrak iz hladilnih in klimatskih naprav, ter toplotnih črpalk, se navezuje na vrsto uporabljene tehnologije oziroma na celovit učinek preprečevanja onesnaževanja. Tako se na področju ozonu škodljivih snovi izvajajo:

- Uredba (ES) št. 2037/2000 Evropskega parlamenta in Sveta z dne 29. 6. 2000 o snoveh, ki tanjšajo ozonski plašč (UL L 244-2000) in vse dopolnitve,
- Uredba o ravnanju s snovmi, ki povzročajo tanjšanje ozonskega plašča (UL RS, št. 104/04) in
- Pravilnik o ravnanju z odpadnimi ozonu škodljivimi snovmi (UL RS, št. 42/03Glavni cilj uredbe o snoveh, ki tanjšajo ozonski plašč in se navezuje na hladiva, ki se uporabljajo v hladilnih napravah in toplotnih črpalkah, je zapisan v 5. členu uredbe. Z uredbo se s 1. januarjem 2010 prepove uporaba čistih delno halogeniranih klorofluoro ogljikovodikov pri vzdrževanju in servisiranju opreme za hlajenje in klimatizacijo. Uporaba vseh delno halogeniranih klorofluoro ogljikovodikov se prepoveduje od 1. januarja 2015.

Za nadzor nad določenimi fluoriranimi toplogrednimi plini (F-plini) so se v Evropski uniji vzpostavila še dodatna določila:

- Uredba (ES) št. 842/2006 Evropskega parlamenta in Sveta z dne 17. 5. 2006 o določenih fluoriranih toplogrednih plinih (UL L 161, 16. 6. 2006) in vse dopolnitve
- Direktiva 2006/40/ES o emisijah iz klimatskih naprav v motornih vozilih in spremembi Direktive Sveta 70/156/EGS (UL L 161, 14. 6. 2006)

Glavni cilji uredbe o F-plinih so:

- zadrževanje, uporaba, zajemanje in uničenje s ciljem zmanjšanja emisij F-plinov, ki so zajeti v Kjotskem protokolu,
- označevanje in odstranjevanje izdelkov in opreme, ki vsebujejo F-pline,
- sporočanje podatkov o F-plinih,
- nadzorovanje uporabe in prepovedi dajanja izdelkov in opreme na trg,
- usposabljanje in izdaja spričeval/certifikatov za serviserje in podjetja, ki so vključena v dejavnosti iz te uredbe [2, 6].

3.3 Fizikalno – kemijske lastnosti hladiv

Med obratovanjem toplotne črpalke ali hladilne naprave je hladivo izpostavljeno velikim spremembam tlaka in temperature. Zaradi tega morajo imeti hladiva dobre fizikalno - kemijske lastnosti, da zdržijo zahtevne sklope delovanja naprave, kot so kompresija, prenos toplote in dušenje.

Za dober prenos toplote je dobro, da sta toplotna prevodnost in toplotna prestopnost med hladivom in kovinskimi deli, čim večji, kar ugodno vpliva na velikost toplotnih prenosnikov, ki so lahko manjše izvedbe. Temperatura zmrzišča hladiva mora biti nižja od najnižje možne temperature v toplotni črpalki ali hladilni napravi. Kritični tlak in temperatura morata biti čim višje nad obratovalnim območjem naprave. Tlačno razmerje kompresorja mora biti čim nižje, kar pomeni, da mora biti tlak kondenzacije hladiva čim nižji in tlak uparjanja hladiva čim višji. Za zagotovitev minimalnih izgub pri toku hladiva po cevovodih, ventilih in prenosnikih toplote mora biti viskoznost tekočega in plinastega hladiva čim manjša.

Vsebnost vode v hladivu mora biti čim manjša. Sama čistoča hladiva vpliva na življenjsko dobo obratovanja naprave. Kemijska sestava mora biti stabilna in ne sme vsebovati drugih plinov. Gorljivost in eksplozivnost hladiva ni priporočljiva, prav tako ne korozijska agresivnost na vgrajeni material. V naslednjih dveh preglednicah 2 - 3 in 2 - 4 so navedene nekatere pomembne fizikalne in kemijske lastnosti izbranih hladiv, ki so pomembne pri načrtovanju in uporabi toplotne črpalke oziroma hladilne naprave.

Preglednica 2 – 3: Osnovne fizikalne in kemijske lastnosti hladiv [7,8]

Hladivo	Kem. formula	Mol. masa (g/mol)	Temp. vrelišča (°C)	Temp. zmrzišča (°C)	Kritična temp. (°C)	Kritični tlak (kPa)	Kritični volumen (L/kg)
R-22	$CHClF_2$	86.48	-40.76	-160.0	96.0	4974	1.904
R-32	CH_2F_2	52.02	-51.80	-136.0	78.4	5830	2.326
R-125	CHF_2CF_3	120.03	-48.57	-103.15	66.3	3630.6	1.743
R-134a	CF_3CH_2F	102.30	-26.16	-96.6	101.1	4067	1.81
R-143a	CF_3CH_3	84.00	-47.27	-111.81	72.71	3761	2.32
R-245fa	$CF_3CH_2CHF_2$	134.05	14.9	-73.15	154.05	3640	1.934
R-290	$CH_3CH_2CH_3$	44.10	-42.09	-187.7	96.70	4248	4.53
R-407c	mešanica	86.20	-43.79	/	86.1	4635	1.98
R-600	$CH3CH_2CH_2CH_3$	58.13	-0.5	-138.5	152.0	3794	4.383
R-600a	$CH(CH_3)_3$	58.13	-11.73	-160.0	135.0	3645	4.526
R-717	NH_3	17.03	-33.3	-77.7	1330.0	11417	4.245
R-718	H_2O	18.02	100.0	0	373.99	22064	3.11

Preglednica 2 – 4: Ostale fizikalne lastnosti hladiv [7, 8]

Navedba	R-22	R-134a	R-245fa	R-290	R-407c	R-600a	R-717
Oblika	plin	plin	utek. plin	plin	utek. plin	plin	plin
Barva	brezbarven	brezbarven	brezbarven	brezbarven	brezbarven	brezbarven	brezbarven
Vonj	po etru	po etru	šibek	značilen	po etru	sladkoben	po amoniaku
Temperatura vnetišča	Ni vnetljiv	> 750 °C	/	470 °C	Ni vnetljiv	450 °C	630 °C
Nevarnost eksplozije	Ni eksploz.	Ni eksploz.	Ni eksploz.	Je eksploz.	Ni eksploz.	Je eksploz.	Je eksploz.
Meje ekspl. spodnja /zgornja v zraku	/	/	/	2.1 / 9.5 vol%	/	1.3 / 8.5 vol %	15 / 30 vol %
Gostota (kg/l) 0°C, p=1.013 bar	1,194	1,21	1.226	1.56	1.136	2.0	0.6
Topnost v vodi 20 °C	3.0 g/l	0.15 wt % mg/100g	0.13 g/l	75 mg/l	zanemarljiva	5.4 mg/l	hidroliziran

3.4 Termodinamski podatki hladiv

Pri krožnem Carnotovem procesu obratovanja je možno dosegati dobre izkoristke, ko je specifična entalpija uparjanja hladiva čim večja. Takrat je v sistemu manjša količina hladiva in stroški obratovanja so nižji. Specifična entalpija uparjanja hladiva vpliva tudi na velikost prenosnikov toplote ter premere cevovodov in ventilov. Če je specifična prostorninska hladilna toplota hladiva čim večja, so lahko dimenzije kompresorjev, cevovodov in ostale inštalacije manjše. Delo potrebno za stiskanje pare hladiva, mora biti čim manjše.

Na podlagi analize hladiv glede, vplivov na okolje, fizikalno – kemijskih lastnostih, smeri razvoja ter področja uporabe, so v doktorski disertaciji preračuni različnih izvedb toplotnih črpalk in hladilnih naprav izvedeni z izborom naslednjih hladiv:

- R-717 amonijak NH_3
- R-600a izo-butan $CH(CH_3)_3$
- R-290 propan $CH_3CH_2CH_3$
- R-134a 1,1,1,2 tetrafluoroetan CF_3CH_2F
- R-245fa 1,1,1,3,3,-pentafluoropropan $CF_3CH_2CHF_2$
- R-22 klorodifluorometan $CHClF_2$
- R-407 mešanica (R-32/R-125/R-134a) /

Osnovne termodinamske lastnosti za našteta hladiva so prikazana v prilogi tako v tabelarični kot tudi v **T,s** diagramu. Podatki hladiv so navedeni le za območje v katerem bodo izvedeni preračuni obratovanja toplotne črpalke in hladilne naprave [3, 8].

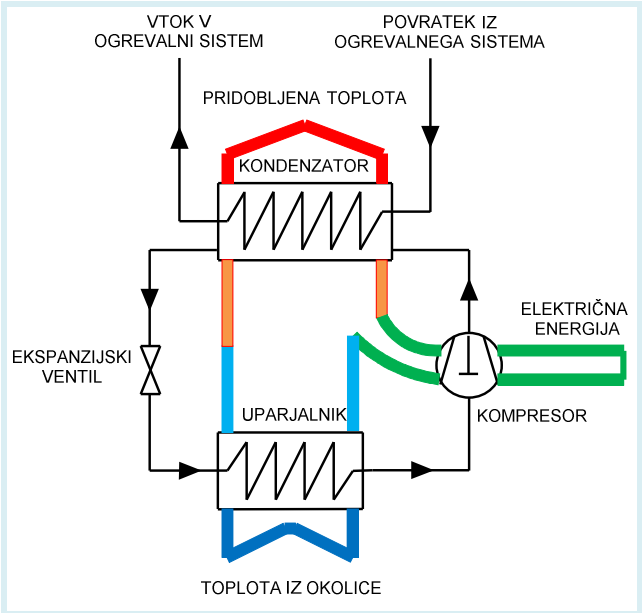
4 TOPLOTNA ČRPALKA

Toplotna črpalka je mehanska procesna naprava, ki se uporablja za ogrevanje in hlajenje prostorov ali različnih medijev. Načelo delovanja temelji na odvzemu nizkotemperaturne energije iz okolja, ki se nato oddaja na višjem temperaturnem nivoju, za primer ogrevanja, ter v nasprotnem vrstnem redu za hlajenje. Izvori zajemanja toplote iz okolja so lahko energija zraka, vode in zemlje. Čeprav se toplotne črpalke uporabljajo že več kot sto let, se je sama tehnologija bistveno spremenila. Ne uporabljajo se več samo za hladilnike. Princip delovanja toplotne črpalke namreč omogoča rešitve za ogrevanje in hlajenje stanovanjskih in poslovnih objektov, uporablja se v industriji (kemični, prehrambeni), kmetijstvu, balneologiji itd. Novosti v tehnologiji toplotne črpalke omogočajo uporabnikom zmanjšanje stroškov segrevanja in hlajenja.
Začetek industrije toplotnih črpalk sega v leto 1824, ko je Nicholas Carnot dobil zamisel, da če teče toplota normalno od toplejšega območja k hladnejšemu mora obstajati tudi možnost obratnega procesa s pomočjo mehanske naprave. Pospešen razvoj toplotnih črpalk sega v obdobje velike naftne krize, ko so se intenzivno iskale tehnološke rešitve za zamenjavo fosilnih goriv z drugimi izvori energije. Zaradi zaostrovanja zakonodaje na področju onesnaževanja okolja, ekološke zavesti potrošnikov in naraščanja cen energije postajajo toplotne črpalke vse bolj zanimive za uporabo, saj so energetsko učinkovite in okolju prijazne. Z razvojem novih tehnologij, načinov uporabe, izboljšanja delovnega učinka ter zmanjšanja dimenzij in mase se uporaba toplotnih črpalk strmo povečuje. Najnovejše izvedbe toplotnih črpalk imajo možnost delovanja pri ekstremnih zunanjih temperaturah. Za delovanje uporabljajo okolju prijazna hladiva in imajo ugodno razmerje med porabljeno električno energijo in pridobljeno toploto, ki znaša že tudi 1:5.

Znanstveniki napovedujejo, da bodo toplotne črpalke različnih načinov izvedb v prihodnje predstavljale osnovne ogrevalne naprave nizkotemperaturnih ogrevalnih sistemov. Z novimi tehnologijami in tehnološkimi rešitvami se bodo uporabljale tudi v obstoječih ogrevalnih sistemih, v industriji pa kot ekološko ugoden način hlajenja. Pomemben podatek pri uporabi toplotnih črpalk je, da porabijo bistveno manj primarne energije kot plinski in oljni kotli, tako da se z njimi lahko zmanjšajo emisije ogljikovega dioksida CO_2 in drugih toplogrednih plinov v ozračje. Zmanjšanje izpustov emisij znaša med 31 % in 60 %. V primeru, da se za delovanje toplotne črpalke uporablja električna energija pridobljena iz obnovljivih virov, se emisije toplogrednih plinov zmanjšajo na minimalno vrednost, kar bo prej ali slej postalo dejstvo ali nujnost [9, 10,11].

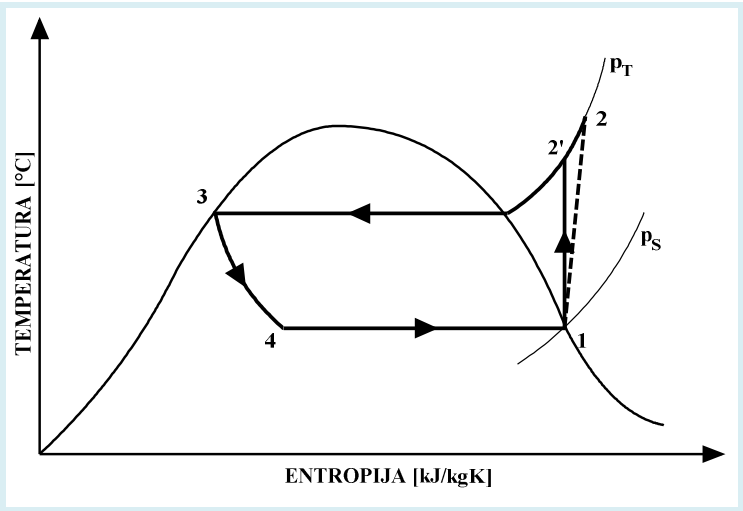
4.1 Delovanje toplotne črpalke

Kompresijska toplotna črpalka je sestavljena iz uparjalnika, kondenzatorja, kompresorja in ekspanzijskega ventila. Princip delovanja toplotne črpalke prikazuje slika 4 – 1 [12, 13].

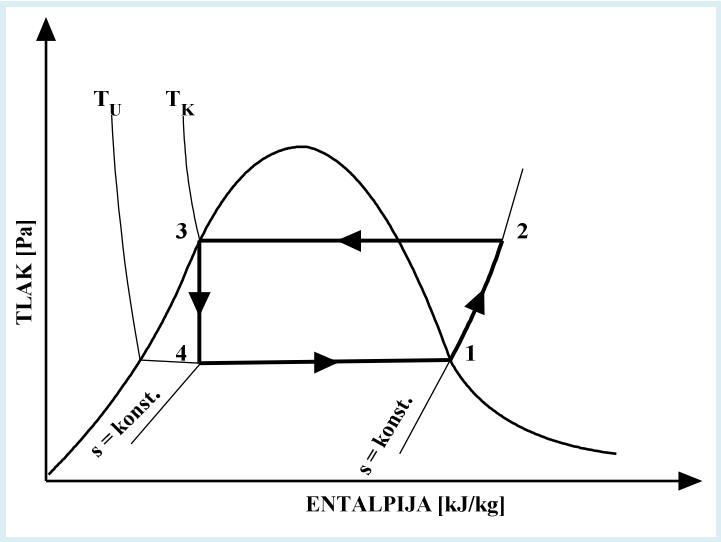


Slika 4 – 1: Shema principa delovanja toplotne črpalke

V uparjalniku se hladivo, ki je v tekočem stanju po redukciji tlaka na regulacijskem ventilu uparja pri nizki temperaturi in tlaku nasičenja. Pri tem hladivo prejema toplotni tok Φ_U iz okolice, ki se lahko uporabi za hlajenje. Pare hladiva se nato vodijo v kompresor, kjer se komprimirajo na tlak, pri katerem je temperatura kondenzacije višja od temperature okolice. Pare se najprej ohladijo in nato kondenzirajo, pri tem pa oddajajo toplotni tok Φ_K, okolici, ki jo grejemo. Tekoče hladivo se nato preko ekspanzijskega ventila vodi ponovno v uparjalnik [14]. Na slikah 4 - 2 in 4 - 3 je prikazan termodinamski potek delovanja toplotne črpalke v **T,s** in **p,h** diagramu [15].



Slika 4 – 2: Termodinamski potek delovanja toplotne črpalke v **T,s** diagramu



Slika 4 – 3: Termodinamski potek delovanja toplotne črpalke v **p,h** diagramu

Izentropna kompresija plinov brez trenja poteka od točke 1 do 2, oziroma adiabatna kompresija s trenjem od točke 1 do 2'. Pri kompresiji se povečata temperatura in tlak plina. Nato se začne kondenzacija komprimiranih plinov pri konstantnem tlaku p_T od točke 2 do 3. Pri kondenzaciji nastala toplota se odvaja v okolico. Po kondenzaciji plinov se iz točke 3 do 4 z ekspanzijskim ventilom zniža tlak iz p_T na p_S pri konstantni entalpiji. Zatem sledi iz točke 4 do 1 uparjanje, oziroma odvajanje toplote iz okolice pri nizki temperaturi.

4.2 Opis posameznih naprav toplotne črpalke

Toplotna črpalka je kompleksna naprava, ki je sestavljena iz posameznih procesnih enot. Osnovni tip toplotne črpalke je sestavljen iz dveh prenosnikov toplote (uparjalnik in kondenzator), kompresorja in ekspanzijskega ventila. Glede namena uporabe toplotne črpalke obstajajo različne modifikacije toplotnih črpalk dve ali več stopenjske toplotne črpalke s prenosnikom toplote ali z razpenjalnikom. Za razumevanje delovanja posameznih enot toplotne črpalke, so v nadaljevanju opisane njihove osnovne značilnosti.

4.2.1 Kompresor

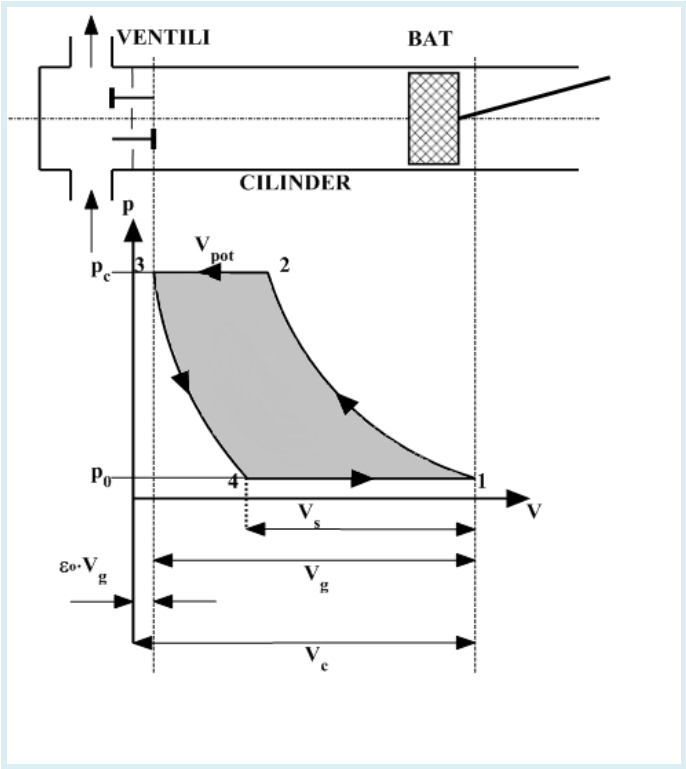
Sodobne tehnike v proizvodni industriji si danes ne moremo zamisliti, brez komprimiranega zraka, oziroma komprimiranih plinov in par. Uporaba komprimiranih plinov in par je bistvenega pomena za optimalno obratovanje tehnoloških procesov, kar posledično vpliva na ekonomičnost same proizvodne tehnologije in cene produkta. Največ komprimiranega zraka, plinov ali par se uporablja za daljinski transport, v hladilnih napravah in kemičnih procesih, zato se na tem področju iščejo nove rešitve, s čim večjim izkoristkom in čim manjšo porabo energije.

Kompresorji so naprave za komprimiranje plinov in par na zahtevani tlak. Za komprimiranje se porablja energija, zato je kompresor delovni stroj. Med kompresijo se pogonska mehanska energija delno spreminja v toplotno energijo, zato je kompresor tudi toplotni stroj. Glede na način komprimiranja plinov in par, razvrščamo kompresorje na batne, vijačne, rotacijske in turbo kompresorje.

Batni kompresor je lahko enosmerno ali dvosmerno delujoč delovni stroj. Osnovni karakteristični deli batnega kompresorja so: cilinder, bat, batnica, križnik, ojnica, ročična gred in krmilni mehanizem [17].

Termodinamski potek obratovanja batnega kompresorja prikazuje slika 4 - 4. V točki 1 se zapre sesalni ventil in začne se kompresija plina do tlaka p_c v točki 2. S komprimiranjem plina se zmanjša volumen in dvigne temperatura plina. Nato se v točki 2 odpre ventil za izpust komprimiranega plina iz cilindra. Temperatura plina je v tem času konstantna.

V točki 3 se zapre ventil za izpust komprimiranega plina iz cilindra in začne se ekspanzija preostanka komprimiranega plina do točke 4. Nato se v točki 4 odpre sesalni ventil in začne se sesanje plina do točke 1. Opisani krožni proces se ponavlja dokler kompresorju dovajamo energijo za pogon gredi kompresorja.



Slika 4 – 4: Prikaz delovanja batnega kompresorja v **p, V** diagramu

Ker se zaradi konstruktivnih razlogov iz cilindra kompresorja ne da iztisnit ves plin z batom kompresorja, imenujemo ta del volumna cilindra za škodljivi prostor in ga označujemo z V_o. Velikost škodljivega prostora izražamo kot delež ε_o volumna:

$$\varepsilon_o = \frac{V_o}{V_g} \tag{4.1}$$

Volumen celotnega cilindra kompresorja je vsota škodljivega prostora V_o in gibnega volumna bata kompresorja V_g.

Oznake na sliki 3 - 3 pomenijo naslednje:

- V_{pot} - potisni volumen cilindra
- V_S - efektivni delovni volumen cilindra
- V_g - geometrijski delovni volumen cilindra
- V_c - volumen cilindra
- V_o - škodljivi prostor

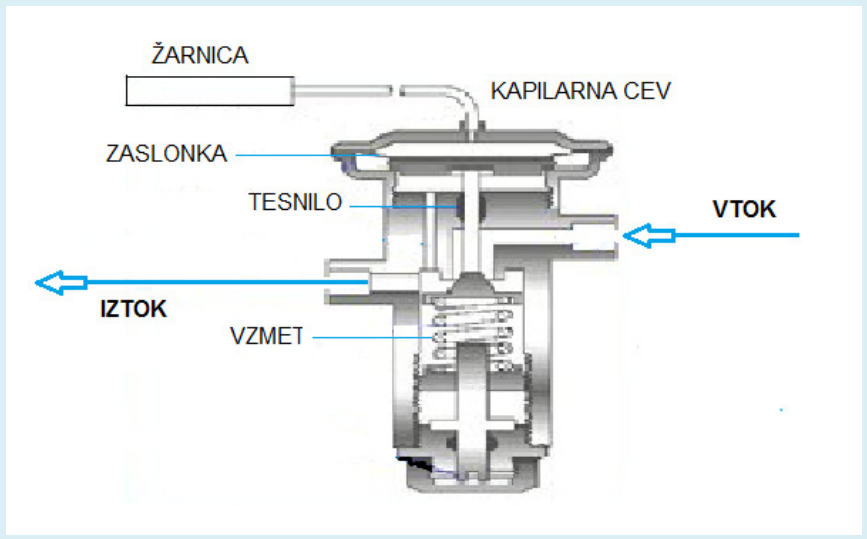
Ker je kompresor glavna procesna enota toplotne črpalke je potrebno pri načrtovanju različnih izvedb toplotnih črpalk in hladilnih naprav upoštevati naslednje glavne karakteristične parametre kompresorja; tlačno razmerje, maksimalni dovoljeni tlak plina, maksimalna dovoljena temperatura plina, hitrost obratov, moč kompresorja, volumski pretok kompresorja in še druge karakteristike [18]. V preglednici 4 – 1 so navedene obratovalne karakteristike standardnih izvedb kompresorjev proizvajalca MYCOM.

Preglednica 4 – 1: Obratovalne karakteristike kompresorjev MYCOM [19]

Obratovalna karakteristika	Uporabni modeli	Obratovalni pogoji	Pripombe
Maksimalni dovoljeni tlak plina (Pd) [bar]	K L, WA, WB Prirejeni modeli WBH	Amoniak: 23 HFC: 24 23,6 20	
Maksimalni tlak izsesavanja plina (Ps) [bar]	K L, WA, WBH, WB	6,86 5,88	
Maksimalni vmesni tlak plina [bar]	42WBH, 62WBH 42WB, 62WB, 124WB	1000 obrt./min; 8,22 1100 obrt./min; 6,56 1200 obrt./min; 5,38	Samo za HFC
Minimalni tlak izsesavanja plina [bar]	Vis modeli	-0,733	Potreben za oskrbo olja
Maksimalni diferencialni pritisk [bar]	K L, WA, WB WBH Prirejeni modeli WBH	19,6 14,7 20,0 15,2	=Pd - Ps
Maksimalno tlačno razmerje [/]	K L, WA, WBH, WB	Amoniak: ≤ 8 Amoniak: ≤ 9 HFC: ≤ 10	Dovoljena temperatura plina
Minimalni tlak oljne oskrbe [bar]	K, WA L, WA,WBH, WB	9 8	
Maksimalni tlak vodne oskrbe [bar]	Vsi modeli	5	
Minimalni tlak vodne oskrbe [bar]	Vsi modeli	2	
Maksimalna dovoljena temperatura plina [℃]	K WA, WBH, WB,L	Amoniak: 140 HFC: 135 Amoniak:140 HFC: 120	Z oljno zaščito
Minimalna temperatura izsesavanja plina	Vsi modeli	-60	
Maksimalna temperatura oljne oskrbe [℃]	K WA, WBH, WB,L	Amoniak: 50 HFC: 70 50	Pri iztoku oljnega hladiva
Minimalna temperatura oljne oskrbe [℃]	Vsi modeli	30	
Maksimalna temperatura vode [℃]	Vsi modeli	50	
Minimalna temperatura vodne oskrbe [℃]	Vsi modeli	15	
Maksimalna hitrost obratov [obrt./min]	K L 2WA WA WBH, WB	1800 1750 (1500) 1100 1450 1200	
Minimalna hitrost obratov [obrt./min]	K L WA, WBH, WB	900 970 800	
Maksimalna absorbirana moč za jermenski pogon [kW]	L, WBH, WB WA	145 77	
Volumski pretok batnega kompresorja [m^3/h]	K WA L WBH	35 – 250 80 – 380 220 – 650 250 – 770	

4.2.2 Ekspanzijski ventil

Ekspanzijski ventil ima funkcijo regulacije pretoka hladiva skozi sistem toplotne črpalke. Nahaja se med kondenzatorjem in uparjalnikom. V ekspanzijski ventil potuje hladivo iz kondenzatorja, ki ima višji tlak in temperaturo. S prehodom skozi ekspanzijski ventil se zniža tlak hladiva in poveča presek cevi. Zagotavlja nam, da tekočina hladiva ne more priti v kompresor. Z ekspanzijskim ventilom lahko reguliramo kapaciteto delovanja kompresorja in s tem toplotne črpalke z odpiranjem in zapiranjem preseka cevi pri pretoku hladiva. Odprtost oziroma zaprtost ventila regulira sonda, ki se nahaja na sesalni strani preko katere hladivo po predaji toplote vstopa v kompresor. Znotraj sonde se po navadi nahaja tekočina z visokim koeficientom termičnega raztezanja, ki se širi s povečevanjem temperature hladiva, s tem se pa zmanjšuje pretok in dobimo nižjo temperaturo hladiva. V praksi sta v uporabi predvsem dve izvedbi ekspanzijskega ventila in sicer termostatski ekspanzijski ventil in kapilarna cev, ki sta prikazana na slikah 4 – 2 in 4 - 3. Prva izvedba se uporablja za večje sisteme toplotnih črpalk, druga izvedba pa se največkrat nahaja v manjših klima napravah [15].

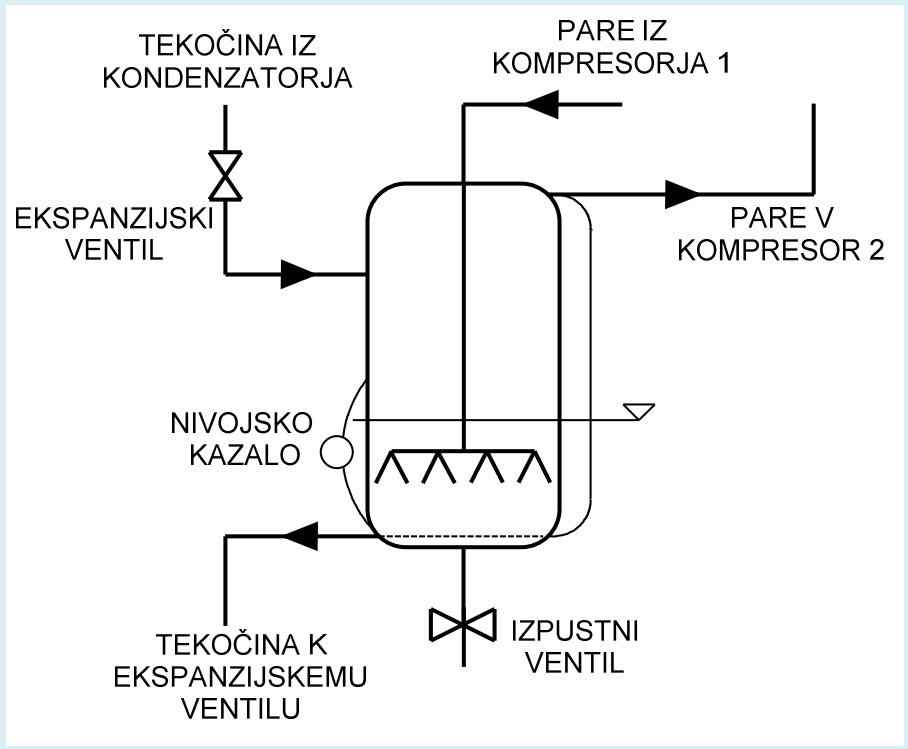


Slika 4 – 5: Termostatski ekspanzijski ventil

Slika: 4 – 3: Kapilarna cev

4.2.3 Razpenjalnik

Razpenjalnik je procesna naprava, ki se največkrat uporablja pri večstopenjskih toplotni črpalkah. Namen razpenjalnika pri večstopenjski toplotnih črpalkah, kjer se uporablja isto hladivo je ta, da znižuje tlačno razmerje kompresorjev in s tem tudi porabo električne energije. Shemo enostavnega razpenjalnika prikazuje slika 4 – 7.



Slika 4 – 7: Shema razpenjalnika

Princip delovanja razpenjalnika je, da se pare hladiva po kompresiji prve stopnje vodijo v razpenjalnik, kjer se srečajo s tekočim hladivom po ekspanziji druge stopnje. Takrat se pare hladiva ohladijo do stanja suhega nasičenja, tekoče hladivo pa se uparja pri vmesni temperaturi t_m in nato potuje na ekspanzijo prve stopnje.

4.2.4 Prenosnik toplote

Prenos toplote je pojav, ki je prisoten skoraj v vseh industrijskih procesih. Vezano na to imamo naprave, ki jih imenujemo prenosniki toplote. Namenjeni so za prenos toplote od medija, ki oddaja toploto, k drugemu mediju, ki se ogreva. Delimo jih na:

- rekuperatorje toplote,
- regeneratorje toplote in
- kontaktne prenosnike toplote.

Pri načrtovanju moramo biti pozorni na dolžino, kapaciteto in specifično težo, ki je odvisna od temperaturne razlike gostote tekočine in pretoka. Pri projektiranju toplotnega prenosnika se mora vedno zapisati toplotna bilanca [20]:

$$\Phi_{PT} = q_{m,1} \cdot c_{p,1} \cdot (T_{t1} - T_{t2}) = q_{m,2} \cdot c_{p,2} \cdot (T_{h2} - T_{h1}) \tag{4.2}$$

kjer so:

Φ_{PT} - toplotni tok prenosnika toplote (kW)

$q_{m,1}$ - masni pretok toplega fluida (kg/s)

$q_{m,2}$ - masni pretok hladnega fluida (kg/s)

$c_{p,1}$ - specifična toplotna kapaciteta toplega fluida (J/kg·K)

$c_{p,2}$ - specifična toplotna kapaciteta hladnega fluida (J/kg·K)

T_{t1}, T_{t2} - temperatura toplega fluida (1 – vstop, 2 – izstop) (K)

T_{h1}, T_{h2} - temperatura hladnega fluida (1 – vstop, 2- izstop) (K)

Za določitev površine toplotne izmenjave se enačba prenosa toplote zapiše:

$$A = \frac{\Phi_{PT}}{k \cdot \Delta T_m} \tag{4.3}$$

kjer so:

A - površina prenosnika toplote (m^2)

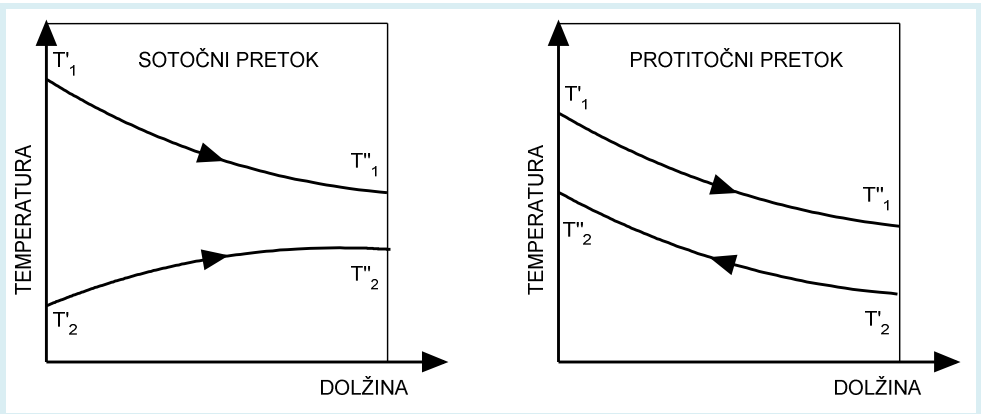
k - toplotno prevodnost ($W/m^2 \cdot K$)

ΔT_m - srednja logaritemska temperatura (K)

Srednja logaritemska temperatura se določi z enačbo:

$$\Delta T_m = \frac{(T_{t1} - T_{h1}) - (T_{t2} - T_{h2})}{\ln \frac{(T_{t1} - T_{h1})}{(T_{t2} - T_{h2})}} \tag{4.4}$$

Učinkovitost prenosnika toplote je odvisna od pretoka tekočine skozi napravo in sicer poznamo dva osnovna načina sotočni in protitočni pretok fluidov. Znano je, da imajo protitočni prenosniki prednost pred sotočnimi, ker lahko z njimi dosegamo večji pretok. Na sliki 4 – 8 sta prikazana primera sotočnega in protitočnega pretoka fluida skozi toplotni prenosnik.



Slika 4 – 8: Sotočni in protitočni pretok fluida v prenosniku toplote

V praksi se zelo pogosto uporabljajo cevni, ploščni in spiralni prenosnik toplote. Kadar pa imamo opravka z zrakom, z enim od fluidov se uporabljajo rebrasti ali lamelni prenosniki.

4.3 Tipi toplotnih črpalk glede na medij delovanja

V praksi so se uveljavili trije osnovni tipi izvedbe toplotnih črpalk, glede na medije, ki jih hladimo in grejemo. Pri označevanju tipov toplotnih črpalk glede na medij delovanja se vedno na prvo mesto postavlja medij, ki ga hladimo in na drugo mesto medij, ki ga ogrevamo. Na podlagi opisa poznamo naslednje tri izvedbe toplotne črpalke [21]:

- zrak / voda,
- voda / voda in
- zemlja / voda.

Prvi način izvedbe toplotne črpalke odvzema toploto iz zraka in jo preko prenosa s toplotno črpalko oddaja vodi, ki se lahko uporablja za sisteme ogrevanja zgradb (radiatorsko ali talno) in sanitarne vode. Prednosti tega načina izvedbe so v tem, da toploto vzamemo iz okolice in tako ne posegamo posebej v prostor z dodatnimi investicijami. Za taki način izvedbe potrebujemo posebno izvedbo zračnega prenosnika toplote. Pomanjkljivost izvedbe je v tem, da se skozi letno obdobje zunanja temperatura spreminja, s tem pa tudi pogoji delovanja toplotne črpalke. To lahko pomeni, da v določenih ekstremnih pogojih sistem ni možen monovalentnega načina obratovanja in se za pokrivanje deficita toplote potrebuje drugi dodaten vir oskrbe s toploto.

Drugi način izvedbe toplotne črpalke odvzema toplotno energijo vodi in jo preko toplotne črpalke oddaja vodi, ki je namenjena za ogrevanje. Temperatura vode za ogrevanje je odvisna od temperature vira vode in od tipa ter načina obratovanja toplotne črpalke. Prednost izvedbe je v tem da omogoča širok spekter uporabe (daljinsko ogrevanje, industrija, klimatizacija, rastlinjaki, ribogojnice, balneologija). Pomemben dejavnik pri uporabi takega načina obratovanja je ekologija in ekonomičnost. Upoštevati se mora, da se viri toplotne energije iz vode v okolje ne puščajo z višjo temperaturo, kot je to zakonsko določeno. Pri uporabi geotermalne vode se predlagajo celo reinjektirne vrtine, kjer se le-ta ponovno ogreje in tako imamo obnovljivi vir energije. Dodatno hlajenje vira toplotne energije iz vode mora biti za posamezno uporabo ekonomsko upravičeno.

Tretji način izvedbe toplotne črpalke je zemlja / voda, kjer se izkorišča toplota zemlje. Pomembnost te izvedbe je v tem, da je temperatura zemlje na določeni globini čez celo leto konstantna. Tako se lahko s pravilnim dimenzioniranjem toplotne črpalke doseže monovalentni način obratovanja. Koriščenje toplotne energije zemlje spada med obnovljive vire energije, saj je notranjost zemlje še vedno vroča in se relativno počasi ohlaja. Slabost opisane izvedbe je visok vložek investicije, vendar je ekološko najbolj ugoden.

4.4 Pregled uporabe virov za delovanje toplotnih črpalk

Pri zagotavljanju zadostnih količin virov energije za delovanje toplotnih črpalk in hladilnih naprav imajo v današnjem času prednost predvsem obnovljivi viri energije in odpadna toplota iz procesne industrije.

Intenzivno izkoriščanje primarne energije, ki je shranjena v nosilcih energije (premog, nafta, plin), pomeni njihovo hitro izčrpanje in proizvodnjo mnogih škodljivih snovi, kot je emisija toplogrednih plinov. Ta pojav zelo ogroža ekološko in atmosfersko ravnotežje na našem planetu. Od človeštva se zato zahteva bolj odgovoren odnos pri izkoriščanju energetskih izvorov z upoštevanjem naravnih zakonitosti. Zaradi tega bo treba povečati uporabo obnovljivih virov energije, kot so veter, vodna energija, sončna energija in geotermalna energija. Strokovnjaki menijo, da je fosilna goriva mogoče nadomestiti samo z obnovljivimi viri energije. Danes je delež obnovljivih virov v svetovni oskrbi ocenjen na približno 20 odstotkov.

Geotermalna energija je toplota Zemljine notranjosti. V globalnem smislu geotermalne resurse predstavlja akumulirana toplota v notranjosti Zemlje, oziroma v masi kamnin in v tekočih fluidih Zemljine skorje. V Zemljini notranjosti nastajajo ogromne količine toplote, ki nenehno potujejo iz globin na Zemljino površje. Večina toplote se prenaša s konvekcijo. Izraba geotermalne energije je najugodnejša tam, kjer je najbolj koncentrirana, to je v vulkanskih in geotermalnih območjih. Poreklo toplote Zemljine skorje vodi iz samega zemeljskega jedra. Na površje pride čez mlajše magmatske intruzije in s kondukcijo čez globoke tektonske diskordance ter dovodne vulkanske kanale. Geotermalna energija nastaja tudi pri razpadu radioaktivnih elementov in pri nekaterih kemičnih procesih, ki se dogajajo v Zemljini skorji. Temperatura Zemlje se poveča za 1 °C (geotermična stopinja) na vsakih 33 metrov njene globine. Če je povišanje večje, govorimo o pozitivni anomaliji ali povišani geotermični stopnji ali geotermičnemu gradientu. Bistveni pokazatelj perspektivnosti nekega območja je geotermična anomalija, ki s hidrološkega in hidrokemičnega stališča dajejo jasno sliko možnosti in načina izkoriščanja energetskega potenciala. Glede na njeno pojavnost in možnost praktičnega koriščenja, delimo geotermalno energijo na:

- hidrogeotermalno energijo in
- petrogeotermalno energijo.

Prva je geotermalna energija tekočih in plinastih fluidov, druga pa je geotermalna energija mase kamnin. Pomen geotermalne energije najbolje opisujeta dve naravni lastnosti: stalnost in zanesljivost toplotnega toka ter toplota, ki je shranjena v kamnini. Če štejemo toplotni tok iz Zemljine notranjosti proti površju za geotermalno energijo, potem se jo lahko uvrsti med obnovljive vire. Zaradi toplotnega toka je toplota shranjena tudi v kamninah zemljine litosfere. Če se ta toplota odstrani, bo energetski tok manjkajočo toploto nadomestil. Če je konvekcija edini proces prenosa toplote, bo to nadomeščanje izgubljene toplote dolgotrajno. V vulkanskih in geotermalnih področjih, kjer je glavni način prenosa toplote masni prenos, pa bo nadomeščanje izgubljene toplote enako hitro kot odvzemanje. Če je izraba na nekem mestu manjša od naravnega dotoka energije, proizvodnja ne bo vplivala na naravne pogoje geotermalnega sistema. Takšna proizvodnja energije bo obnovljiva neskončno dolgo. V večini primerov so bili izračuni ocene geotermalne energije omejeni na tisti del, ki je uskladiščen v kamnini, pri čemer ni bil upoštevan medsebojni vpliv med energetskim tokom in uskladiščeno energijo [9].

K celotni energetski porabi prispevajo danes neobnovljivi viri mnogo večji delež kot obnovljivi. Ocenjene rezerve neobnovljivih virov energije naj bi pri današnji stopnji izkoriščanja trajale še desetletja in stoletja. Kljub temu se razmerje med neobnovljivimi in obnovljivimi viri vse bolj nagiba k večji porabi obnovljivih. V teh razmerah se je pomembno zavedati, da za izkoriščanje obnovljivih virov obstajajo določene omejitve. Zaradi tega je treba pretehtati vse načine, s katerimi bi obnovljivi viri kar najbolje prispevali k razvoju neizčrpnih virov energije. Neizčrpno delovanje je nekakšno vzdrževanje ravnotežnega stanja. Pri daljšem izkoriščanju iz sistema ni mogoče dobiti več energije, kot je v sistem prihaja. Neizčrpni način izkoriščanja je zato mogoč le iz obnovljivega vira energije. Obnovljivi viri energije so zato vedno vezani na nekakšne nenehno trajajoče energetske procese v naravi. Ustvariti moramo takšne pogoje, da izkoriščanje energije ne vpliva na naravni proces kroženja energije v naravi. Izgradnja hidroelektrarne na reki ne bo vplivala na količino padavin, ki so skupaj z gravitacijo in geološkimi danostmi naravni vir toka reke. Obnovljivost lahko poenostavljeno opišemo tudi tako, da lahko energijo, odvzeto iz rezervoarja, vedno nadomestimo z dodatno količino energije. Poleg tega zahtevamo, da se energija nadomesti v približno enakem časovnem obdobju, kot je bila odvzeta. Če merimo čas z geološkimi dobami, lahko tudi za zemeljski plin in nafto rečemo, da sta

obnovljiva vira. Za naše pojmovanje časa pa lahko z gotovostjo uvrstimo nafto in zemeljski plin med končne, izrabljive oziroma neobnovljive vire energije.

Shranjevanje energije v kamnini je bolj zapleten proces, ki je odvisen od treh načinov prenosa toplote. Konvekcija vode in magme je tako hiter prenos energije, da geotermalno energijo zlahka poimenujemo kot obnovljiv vir, saj se energija nadomešča enako hitro, kot jo odvzamemo. Če pa se energija prenaša le s toplotno prevodnostjo, jo težko uvrstimo med obnovljive vire energije, kajti časovna konstanta nadomeščanja energije je pri tem mnogo daljša od časovne konstante izkoriščanja. Vsi konvencionalni načini izkoriščanja geotermalne energije temeljijo na odvzemu energije iz naravnih geotermalnih sistemov, katerim energijo dovaja voda iz okolice in jo hkrati prenaša tudi znotraj sistema samega. Voda dovaja energijo tudi na površje, kjer jo izrabljamo. S proizvodnjo začnejo padati tlaki v geotermalnem sistemu, kar povzroča dotok dodatne vode in energije v sistem, ki ga izkoriščamo. Takšni pogoji so značilni za obnovljive vire energije, kjer poteka nadomeščanje in izkoriščanje energije približno enako hitro. Od tega pravila odstopa metoda izkoriščanja toplote vročih kamnin *»Hot-Dry-Rock«*. Podlaga te zamisli je ustvariti umeten geotermalni sistem, v katerega skozi eno vrtino v neprepustno kamnino injektiramo vodo, iz druge vrtine pa izkoriščamo v kamnini segreto vodo. Ta metoda je še vedno v obdobju preizkušanja, saj je bila v dosedanjih sistemih proizvodnja mogoča le nekaj mesecev. Za zdaj se še ne ve, ali bo v bližnji prihodnosti ta način proizvodnje ekonomsko sprejemljiv, vsekakor pa mora biti prenos toplote v sistemu suhe vroče kamnine v obliki konvekcije. Zaradi velike časovne konstante, ki označuje proces kondukcije, je suha vroča kamnina končen vir energije, medtem ko so naravni geotermalni sistemi obnovljivi viri energije. Naravne lastnosti nekega energetskega vira oblikujejo konceptni model izrabe, s katerim se oceni, koliko energije je mogoče pridobiti iz tega vira. Pri geotermalni energiji določata potencialni razvoj vira obe komponenti, statična in dinamična.

Geotermalna energija se sestoji iz treh komponent:

- energetskega toka skozi Zemljino skorjo v obliki prenosa snovi (magma, voda, para in plin),
- toka toplote zaradi prevodnosti in
- energije, ki je uskladiščena v kameninah in fluidih Zemljine skorje.

Površinski pojavi (vroči izviri) so navadno najbolj zanesljivi pokazatelji obstoja geotermalnih virov v globinah Zemljine skorje, a tudi brez njih se da v nekaterih primerih prepoznati geotermalne vire. V splošnem prevladuje mnenje, da je skupna vrednost neraziskanih, "skritih" oziroma neidentificiranih geotermalnih virov večja od skupne velikosti že odkritih virov. Viri z nižjimi temperaturami so zastopani pogosteje kot tisti z višjimi temperaturami. Videti je, da ima frekvenčna razporeditev geotermalnih virov kot funkcija temperature lastnost preproste eksponencialne krivulje. Za določanje spodnje meje potenciala nizkotemperaturnih virov na Zemlji je treba prevzeti naslednje približke:

- pogostost nastopanja geotermalnih virov kot funkcija temperature ima lastnost eksponencialne funkcije,
- energija danega vira je linearno odvisna od njegove temperature in
- prostornina geotermalnega rezervoarja je neodvisna od njegove temperature.

Konvencionalna izraba geotermalne energije se po navadi deli na:

- visokotemperaturne vire s temperaturo vode nad 150 °C, ki se jih izrablja za proizvodnjo elektrike in
- nizkotemperaturne vire s temperaturo vode pod 150 °C, ki se jih v glavnem izrablja neposredno za ogrevanje.

Glede na podatke Zemljinega geotermalnega gradienta ima večina evropskih držav nekaj izkoriščenih nizkotemperaturnih virov geotermalne energije. Visoko entalpijske vire, ki so primerni za proizvodnjo električne energije, pa so našli v le nekaj evropskih državah na globinah, ki še zagotavljajo ekonomsko upravičenost vrtanja. Neposredna uporaba geotermalne energije lahko vključuje raznovrstne trge. V večjih industrializiranih državah se velik del toplote porablja pri temperaturah med 50 in 100 °C.

Večino energije pridobijo s kurjenjem kurilnega olja, zemeljskega plina ali premoga pri mnogo višjih temperaturah in ob sproščanju žvepla, ogljikovega dioksida in drugih plinov, ki povzročajo učinek tople grede. Možnosti uporabe termalne vode same ali pa v kombinaciji z drugimi lokalno razpoložljivimi viri so zato zelo velike.

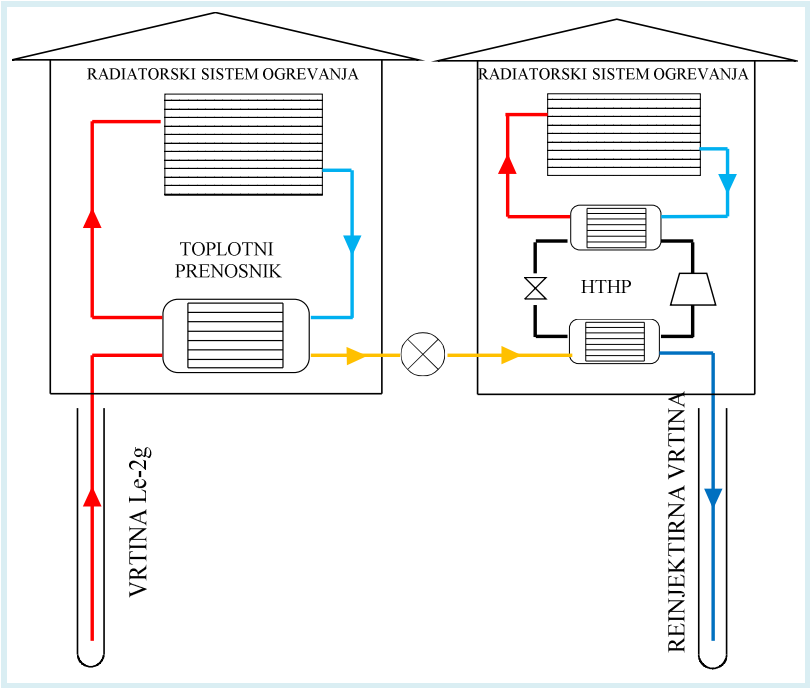
Raziskave o porabi geotermalne energije v svetu glede na namen uporabe so pokazale, da se največ energije porabi za ogrevanje, od tega polovico energije za temperaturne režime pod 100 °C. Razdelitev uporabe geotermalne energije je naslednja:

- ogrevanje 35 %,
- bazeni (balneologija) 15 %,
- rastlinjaki 14 %,
- ribogojnice 10 %,
- industrija 10 %,
- klimatizacija 1 %,
- toplotne črpalke 13 %,
- ostalo 2 %.

V Evropi in drugod po svetu se geotermalna energija izkorišča za pridobivanje električne energije, za komunalno ogrevanje stanovanj in industrijskih objektov, v kmetijstvu za ogrevanje rastlinjakov, v turizmu in še nekaterih drugih dejavnostih. Najboljši pogoji za izkoriščanje geotermalne energije v Evropi so na Islandiji, v Italiji in Grčiji. Največja elektrarna na geotermalno energijo v Evropi je bila zgrajena že leta 1913 v Italiji in ima električno moč 390 MW_e. Italija je pionirska država glede izkoriščanja geotermalne energije in danes premore že približno 700 MWe zmogljivosti. Sledijo ji Islandija s približno 110 MW_e in Grčija z 12 MW_e [22, 23].

Slovenija je prav tako bogata država na področju nizkotemperaturne geotermalne energije. V mestu Lendava, ki leži na severovzhodu države, se za daljinsko ogrevanje stanovanjskih objektov izkorišča primarna geotermalna voda iz vrtine Le-2g. Temperatura geotermalne vode ob ustju vrtine znaša 62 °C, kateri se preko prenosnika toplote odvzema toplota za namene ogrevanja.

Večina stanovanj v mestu je starejših, s slabo toplotno izolacijo, ki za ogrevanje uporabljajo visoko temperaturni radiatorski sitem. Temperatura izrabljene geotermalne vode preko toplotnega prenosnika znaša 42 °C, in je dovolj visoka za visoko temperaturno ogrevanje stanovanj s toplotno črpalko. Z vgradnjo toplotne črpalke v sistem daljinskega ogrevanja stanovanj se energija geotermalne vode dodatno izkorišča in hkrati omogoča dodatne odjemalce toplotne energije v sistemu ogrevanja. Dodatno izkoriščanje geotermalne vode pozitivno vpliva na ekologijo in ekonomiko izkoriščenosti vrtine Le-2g. Idejno rešitev vgradnje visoko temperaturne toplotne črpalke prikazuje slika 4 – 9.



Slika 4 – 9: Prikaz izkoriščanja geotermalne vode za daljinsko ogrevanje

Z razvojem novih tehnologij v procesni industriji so nove tovarne načrtovane po principu samozadostnosti in z minimalnimi vplivi na okolje. Pri starejših obstoječih in dobro delujočih procesih pa energijska optimizacija velikokrat ni bila upoštevana. Zato postajajo taki procesi, kljub dobremu delovanju nekonkurenčni v primerjavi z novim procesi. Za zagotovitev naštetih postavk se največkrat na obstoječih sistemih naredijo energijske optimizacije na podlagi katere se vidijo možni viri energije za dodatno ali ponovno uporabo.

4.5 Tipi visoko temperaturnih toplotnih črpalk

Ob spodbujanju uporabe obnovljivih virov energije za namene daljinskega ogrevanja stavb, pripravo sanitarne vode in proizvodnje električne energije z uporabo toplotne črpalke, so se začele pojavljati tehnične omejitve enostavnih toplotnih črpalk pri doseganju dovolj visokih temperaturnih nivojev uporabne toplote. Uporaba obnovljivih virov energije je okolju prijazna, vendar imajo ti viri relativno nizko temperaturo izvora. Z obstoječimi enostavnimi toplotnimi črpalkami se zato ne da dosegati dovolj visokih temperatur. Možnosti sicer obstajajo, vendar je delovanje take toplotne črpalke s stališča ekonomskih kazalnikov neupravičena.

Potreba po višjih temperaturah toplote je določila novo smer razvoja in modifikacije enostavne toplotne črpalke, v tako imenovane visoko temperaturne toplotne črpalke. S temi toplotnimi črpalkami se dosega dovolj visoka temperaturna razlika med temperaturo uparjanja in temperaturo kondenzacije.

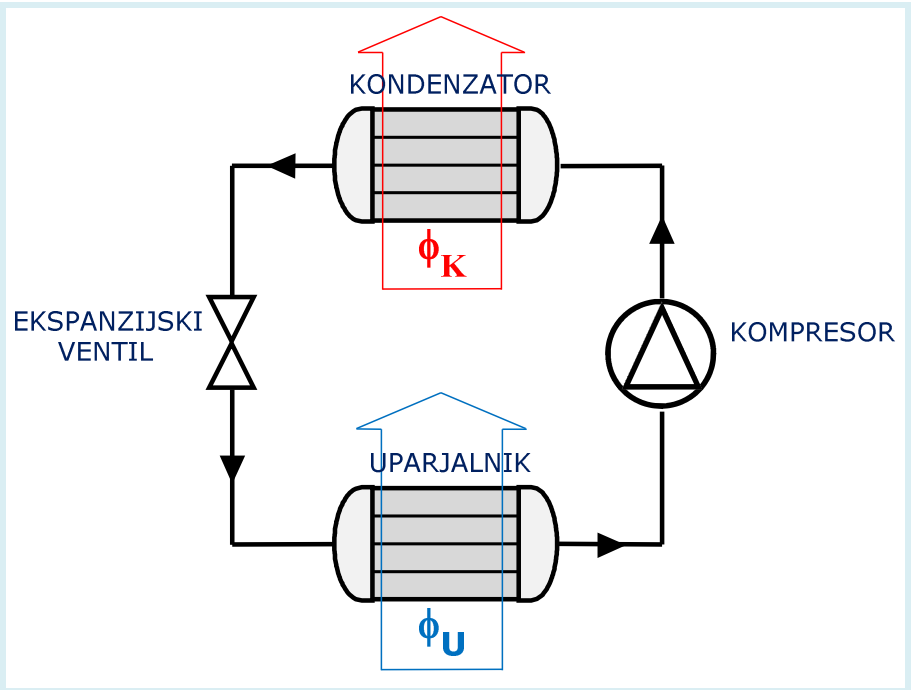
Glede na temperaturni izvor obnovljivih virov energije, tehnoloških zmogljivosti toplotne črpalke in ekonomske upravičenosti se analizirajo naslednji tipi visoko temperaturne toplotne črpalke:

- enostopenjska visoko temperaturna toplotna črpalka,
- dvostopenjska visoko temperaturna toplotna črpalka z razpenjalnikom in
- dvostopenjska visoko temperaturna toplotna črpalka s prenosnikom toplote.

Doseganje zadanih zahtev visoko temperaturne toplotne črpalke je odvisno od pravilne izbire hladiva za delovanje toplotne črpalke in kapacitete izbranega standardnega kompresorja. Dimenzioniranje karakteristik visoko temperaturne toplotne črpalke je namenjeno za uporabo daljinskega ogrevanja stanovanjskih stavb. Ogrevanje večine kompleksov stavb je urejeno s radiatorskim, talnim ali s kombinacijo obeh načinov. Ker se načrt ogrevanja nanaša predvsem na obstoječe stavbe, ki niso dobro toplotno izolirane so s tega stališča za ogrevanje potrebne višje temperature toplote za zagotavljanje zadostne toplote ob ekstremnih zunanjih vremenskih pogojih. Pri dimenzioniranju visoko temperaturne toplotne črpalke se zato za ogrevanje predlaga temperatura kondenzacije med 60 – 80 °C.

4.5.1 Enostopenjska toplotna črpalka (ETČ)

Enostopenjska visoko temperaturna toplotna črpalka je v osnovi navadna toplotna črpalka, s katero se ob ustrezni izbiri hladiva in kompresorja lahko dosega temperaturna razlika med temperaturo kondenzacije (t_K) in temperaturo uparjanja (t_U) od 35 °C do 50 °C. Shemo enostopenjske toplotne črpalke (ETČ) za namene ogrevanja prikazuje slika 4 – 10. Za enostopenjski tip obratovanja visoko temperaturne toplotne črpalke je potreben relativno visok temperaturni izvor toplote obnovljivega vira, ki mora imeti temperaturo med 20 – 40 °C. Slabosti enostopenjske toplotne črpalke je v tem, da se ne da maksimalno izkoristiti nizkotemperaturnega izvora toplote, prednost pa je relativno poceni investicija.

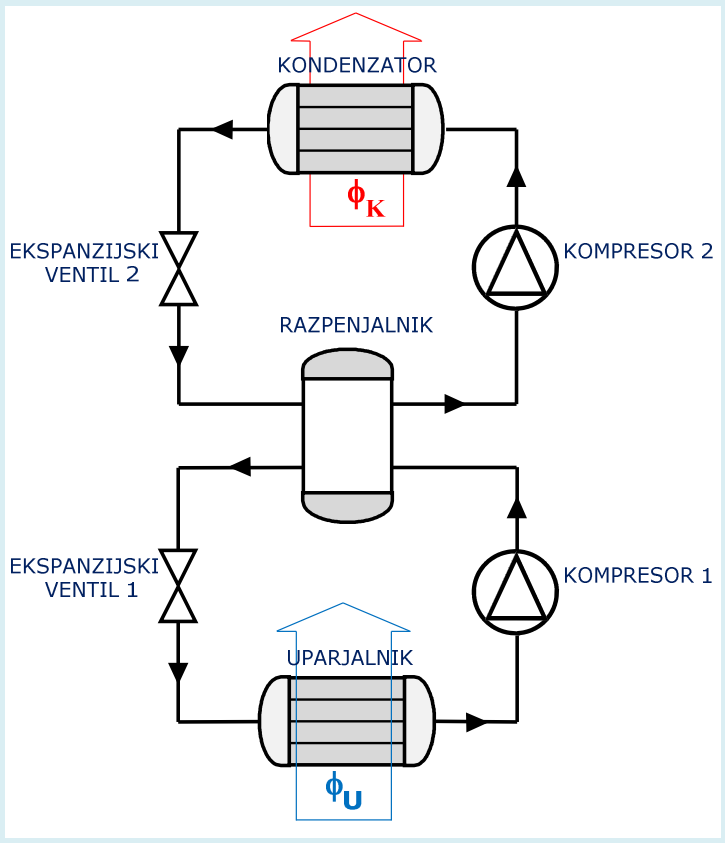


Slika 4 - 10: Shema enostopenjske toplotne črpalke (ETČ)

4.5.2 Dvostopenjska toplotna črpalka z razpenjalnikom (DTČR)

Dvostopenjska visoko temperaturna toplotna črpalka z razpenjalnikom je sestavljena iz dveh stopenj komprimiranja zato potrebujemo dva kompresorja in dva ekspanzijska ventila. Dve stopnji komprimiranja sta potrebni, zaradi znižanja visokega tlačnega razmerja, ki negativno vpliva na obratovalne karakteristike kompresorja (poraba energije, hlajenje, tehnične omejitve kompresorja). Vmesni stopnji komprimiranja ločuje razpenjalnik (flash), za prenos toplote pa se v obeh stopnjah uporablja enako hladivo. Shemo dvostopenjske toplotne črpalke z razpenjalnikom prikazuje slika 4 – 11.

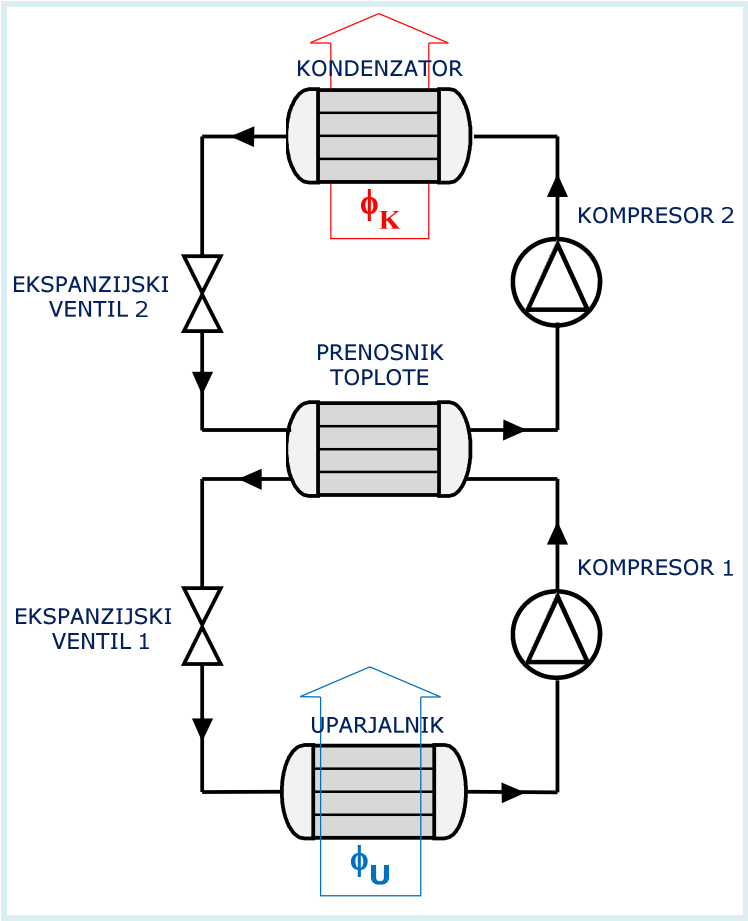
Z uporabo dveh stopenj komprimiranja hladiva se lahko za ogrevanje uporabljajo nižji temperaturni viri energije in sicer med temperaturo 10 – 30 °C. Pomembno pri taki izvedbi toplotne črpalke je pravilna izbira hladiva, ki mora imeti široki spekter obratovanja oziroma dobre termo-fizikalne lastnost in določitev optimalnega vmesnega tlaka hladiva.



Slika 4 - 11: Dvostopenjska toplotna črpalka z razpenjalnikom (DTČR)

4.5.3 Dvostopenjska toplotna črpalka s prenosnikom toplote (DTČPT)

Dvostopenjska toplotna črpalka s prenosnikom toplote je sestavljena iz dveh enostopenjskih toplotnih črpalk. Stopnji sta ločeni s prenosnikom toplote, ki za prvo stopnjo pomeni kondenzator, za drugo stopnjo uparjalnik. Stopnji sta ločeni zato v prenosniku toplote hladivi nimata fizičnega stika, temveč le oddata oziroma sprejmeta toploto. Tako ima vsaka stopnja posebej svoje hladivo. Shema dvostopenjske toplotne črpalke s prenosnikom toplote je prikazana na sliki 4 – 12 [28].



Slika 4 - 12: Dvostopenjska toplotna črpalka s prenosnikom toplote (DTČPT)

4.6 Industrijska hladilna naprava (HN)

Velika industrijska obremenitev okolja in vedno bolj ekonomsko naravnana poraba energije postavlja podjetja pred dejstvo, kje in kako zmanjšati porabo energije, znižati stroške in negativne vplive industrije na okolje, ter uvajati nove tehnološke sisteme.

Med naprave, ki za svoje obratovanje porabijo veliko energije in hkrati zelo negativno vplivajo na okolje, spadajo obstoječi hladilni sistemi, ki za svoje delovanje uporabljajo hladiva. V večini primerov so to v obstoječih hladilnih napravah klorofluoro ogljikovodiki (HCFC), ki kemično vplivajo na razpad ozona in so zato v fazi nadomeščanja s hladivi, ki so okolju bolj prijazna oziroma imajo manjši negativni vpliv na uničenje ozona.

Hladilni sistemi v industriji zagotavljajo zadostne količine hladu za hlajenje procesov, obvladovanje procesov, skladiščenje itd.. Zaradi vedno strožjih zakonskih zahtev na področju ekologije se zahtevajo zaprti sistemi delovanja industrijskih procesov brez nastajanja proizvodnih odpadkov, odpadne energije in odpadnih vod. Za zagotovitev zaprtega sistema hlajenja industrijskih procesov je ena od možnih načinov rešitve problema uporaba hladilnih sistemov. Ker procesi za svoje optimalno delovanje potrebujejo različne temperaturne nivoje hladu se v nadaljevanju osredotočamo na pripravo hladilne vode s temperaturo 10 – 15 °C in pripravo ledene vode s temperaturo 0 – 5 °C.

4.6.1 Hladilni sistem za pripravo hladilne vode

Obstoječi hladilni sistemi, kot so vodni stolpi namenjeni za zagotovitev hlajenja obstoječih postrojenj, so v sodobnem času, ko se uvajajo nove tehnologije vse bolj neekonomična in nesprejemljiva zaradi strožjih zakonskih predpisov na področju ekologije. Za ekološko čistejšo oziroma primernejšo proizvodnjo se predlagajo zaprti sistemi delovanja procesov. Med te načine spadajo tudi industrijske hladilne naprave, ki delujejo po principu delovanja toplotne črpalke. S predlaganim načinom proizvodnje potrebne količine hladu, se predlaga, da se namesto uporabe surove vode sekundarni medij zamenja z zrakom ali pa dobljeno toploto uporabimo na procesu za segrevanje.

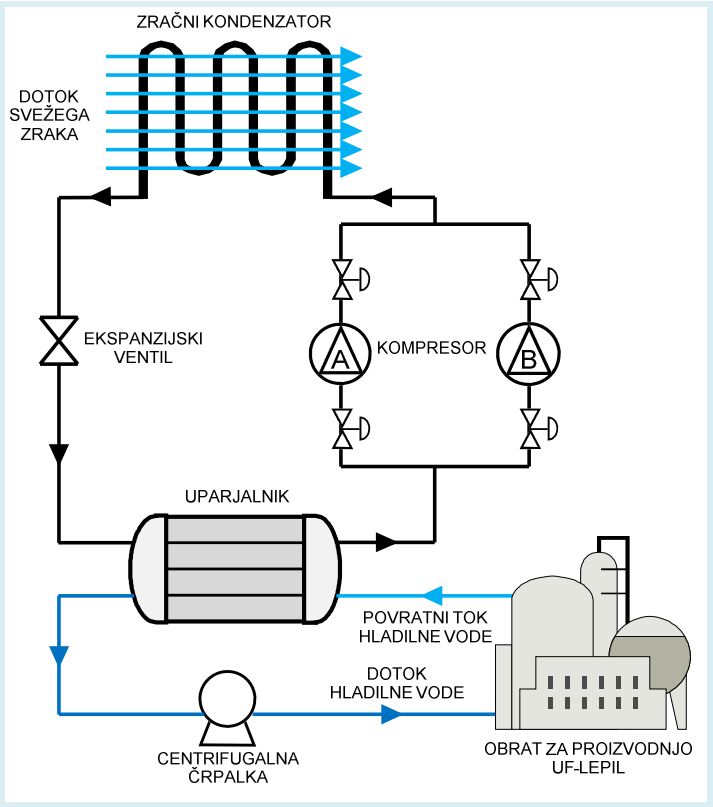
Procesi hlajenja v kemični industrije spadajo med osnovne postopke pri proizvodnji. Zato je eden izmed izzivov podjetja Nafte-Petrochem zagotovitev zadostne količine hladilne vode, za hlajenje urea-formaldehidnih (UF) lepil s pomočjo hladilne naprave v zaprtem krožnem sistemu. UF-lepila se po končani sintezi v reaktorju hladijo na ploščnih hladilnikih, kjer je za hlajenje najprimernejša temperatura hladilne vode med 10 in 15 °C. Proizvodna kapaciteta UF lepil znaša $Q_{m,UF}$ = 600 t/dan. Lepilo ima po končani kondenzaciji temperaturo t_{UF1} = 60 °C, ki jo je potrebno znižati na t_{UF2} = 20 °C. Povprečna specifična toplotna kapaciteta lepila $c_{p,UF}$ = 2400 J/(kg K). Potrebno moč hlajenja Φ_{UF} izračunamo po enačbi:

$$\Phi_{UF} = Q_{m,UF} \cdot c_{p,UF} \cdot (T_{UF1} - T_{UF2}) \qquad \text{(W)} \tag{4.5}$$

$$\Phi_{UF} = \left[\frac{600.000 \cdot kg}{24 \cdot 3600 \cdot s}\right] \cdot 2400 \frac{J}{kg \cdot K} \cdot (333{,}15 \cdot K - 293{,}15 \cdot K) = 666{,}7 \qquad \text{(kW)} \tag{4.6}$$

Obstoječi sistem priprave hladilne vode iz vodnega stolpa porablja za delovanje veliko električne energije, temperatura hladilne vode iz vodnega stolpa je 20 °C, ki pa v poletnih mesecih predstavlja problem, ko je treba lepilo ohlajati na 20 °C in manj. Za rešitev problema predlagamo zaprti sistem hlajenja lepila s kompresijsko hladilno napravo z

zračnim hlajenjem kondenzatorja, ki je shematsko prikazan na sliki 4 - 13. Glavni namen predlaganega sistema je v učinkovitosti hlajenja lepila, ekologiji in ekonomičnosti.



Slika 4 – 13: Shematski prikaz zaprtega sistema hlajenja UF-lepil

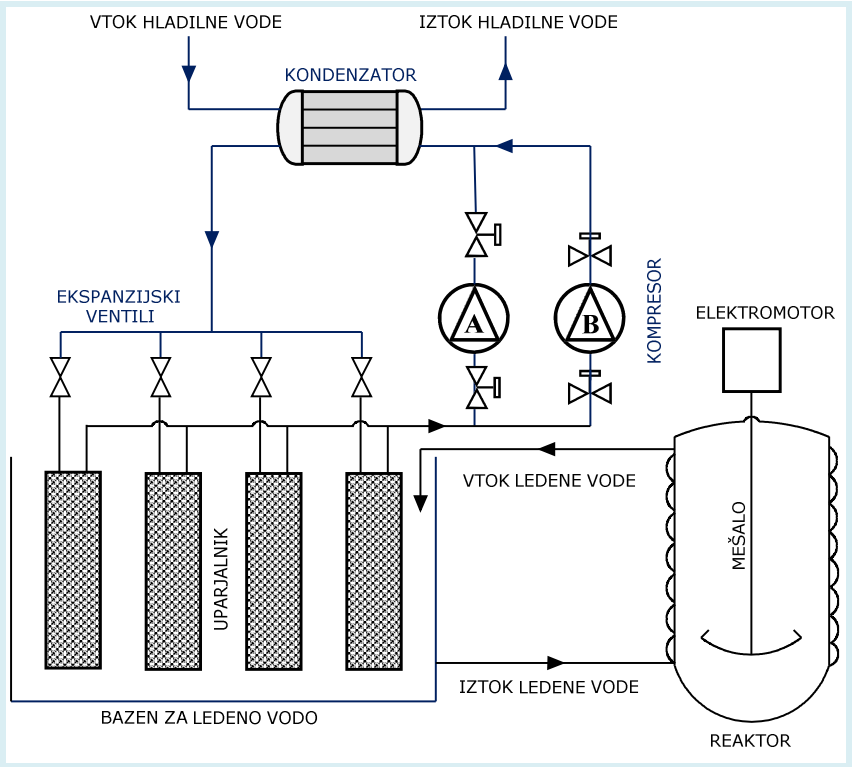
4.6.2 Hladilni naprava za pripravo ledene vode

Hladilni sistem za pripravo ledene vode se v podjetju Nafta-Petrochem uporablja za hlajenje reaktorjev pri proizvodnji fenol-formaldehidnih smol, ki se uporabljajo za izdelavo izolacijskih materialov.

Reakcija med reaktanti poteka v 25 m^3 reaktorju pri temperaturi med 50 in 70 °C in je močno eksotermna. Mehanizem sinteze fenol-formaldehidnih smol je zelo kompleksen in še ni povsem pojasnjen. Na smer sinteze vplivajo že male spremembe pH vrednosti, temperature in katalizatorja. Hladilna naprava za pripravo ledene vode je zato eden od varnostnih mehanizmov, ki služi za obvladovanje obratovalnih pogojev sinteze fenol-formaldehidnih smol.

Obstoječa hladilna naprava uporablja za svoje delovanje ozonu škodljivo hladivo R-22 (klorodifluorometan), zato ga je potrebno zamenjati z ekološko bolj primernim. Novo predlagano hladivo je izbrano glede na trend uporabe hladiv znanih proizvajalcev hladilne opreme ter po natančni analizi obstoječe hladilne naprave in obratovalnih karakteristik kompresorja. Z zamenjavo hladiva se želimo čim bolj približati obstoječim parametrom delovanja hladilnega sistema in hkrati zmanjšati porabo energije za pogon kompresorja.

Obstoječa hladilna naprava za pripravo ledene vode temperature 0 – 5 °C deluje po principu delovanja toplotne črpalke. Sistem je izveden iz cevnega kondenzatorja, kompresorjev A in B, uparjalnika, ki je hkrati tudi bazen in ekspanzijskega ventila in hladiva R-22. Shemo obstoječega hladilnega sistema za pripravo ledene vode prikazuje slika 4 – 14 [30].



Slika 4 - 14: Shema obstoječega hladilnega sistema za pripravo ledene vode

V cevni kondenzator vstopa sekundarni medij, v tem primeru hladilna voda iz vodnega stolpa s temperaturo med 20 in 25 °C, ki odvzema toploto hladivu. Temperatura hladilne vode je odvisna od letnega obdobja v katerem hladilni sistem obratuje. Tekoče hladivo nato gre skozi ekspanzijski ventil, kjer se mu pred vstopom v uparjalnik zniža tlak. Uparjalnik je izdelan v obliki bazena volumna 28 m^3, v katerem so postavljeni štirje prenosniki, kjer hladivo odvzema toploto hladilnemu mediju (ledena voda). V uparjalniku se hladivo pri določeni temperaturi in tlaku upari. Pare hladiva se nato v kompresorju A ali B stisnejo na določen tlak. Komprimirane pare hladiva se vodijo v kondenzator in proces se ponovi. Zaradi zahtev proizvodnega procesa po neprekinjenem delovanju hladilnega sistema sta v sistem priprave ledene vode vgrajena dva kompresorja (A in B). Hladilni sistem za pripravo ledene vode se nahaja v neposredni bližini obrata za proizvodnjo fenol-formaldehidnih smol. Ledena voda kroži v zaprtem ciklu iz bazena skozi cevno kačo reaktorja nazaj v bazen za pripravo ledene vode.

5 MATEMATIČNI MODEL

Izpeljava matematičnega modela za preračun delovanja toplotne črpalke in hladilne naprave, ter simulacije določitve optimalne mešanice dveh hladiv, je izvedena na podlagi znanih termo-fizikalnih podatkov za posamezno hladivo. Za vsako hladivo je določena linearna ali kvadratna enačba izračuna parnega tlaka, gostote in specifične entalpije v odvisnosti od temperature v zahtevanih območjih delovanja naprave.

Enačbe za izračun parnega tlaka hladiva v odvisnosti od temperature;

$$p = 10^{\left[A\cdot\left(\frac{1}{T}\right)^2 + B\cdot\left(\frac{1}{T}\right) + C\right]} \quad \text{(Pa)} \tag{5.1}$$

kjer so:

A, B, C - konstante za izračun parnega tlaka v odvisnosti od temperature

Enačbe za izračun gostote tekočine ρ_l in gostote par ρ_g hladiva v odvisnosti od temperature:

$$\rho_l = \left[a_l \cdot T^2 + b_l \cdot T + c_l\right] \quad \text{(kg/m}^3\text{)} \tag{5.2}$$

$$\rho_g = \left[a_g \cdot T^2 + b_g \cdot T + c_g\right] \quad \text{(kg/m}^3\text{)} \tag{5.3}$$

kjer so:

a_l, b_l, c_l - konstante za izračun gostote tekočine v odvisnosti od temperature

a_g, b_g, c_g - konstante za izračun gostote par v odvisnosti od temperature

Enačbe za izračun specifične entalpije tekočine h_l in specifične entalpije par h_g hladiva v odvisnosti od temperature:

$$h_l = \left[x_l \cdot T^2 + y_l \cdot T + z_l\right] \quad \text{(J/kg)} \tag{5.4}$$

$$h_g = \left[x_g \cdot T^2 + y_g \cdot T + z_g\right] \quad \text{(J/kg)} \tag{5.5}$$

kjer so:

x_l, y_l, z_l - konstante za izračun specifične entalpije tekočine v odvisnosti od temperature

x_g, y_g, z_g - konstante za izračun specifične entalpije par v odvisnosti od temperature

Na podlagi izpeljanih enačb je v programskem paketu MathCad sestavljen program preračuna toplotne črpalke in hladilne naprave, v programskem paketu GAMS pa je napisan program simulacije določitve optimalnega razmerja mešanice dveh hladiv pri izbranih pogojih [3, 8, 31].

5.1 Enačbe za preračun enostopenjske toplotne črpalke in hladilne naprave

Za preračun delovanja enostopenjske toplotne črpalke in hladilne naprave so uporabljene naslednje enačbe. Toplotni tok enostopenjske toplotne črpalke $\Phi_{TČ}$ in hladilne naprave Φ_{HN} se preračuna iz izraza:

$$\Phi_{TČ} = q_{m,T} \cdot (h_{g,2} - h_{l,3}) \qquad \text{(W)} \qquad (5.6)$$

$$\Phi_{HN} = q_{m,S} \cdot (h_{g,1} - h_{l,4}) \qquad \text{(W)} \qquad (5.7)$$

kjer so:

$h_{g,1}$ - specifična entalpija par hladiva, ki vstopa v kompresor (J/kg·K)

$h_{g,2}$ - specifična entalpija par hladiva na tlačni strani kompresorja (J/kg·K)

$h_{l,3}$ - specifična entalpija tekočega hladiva v kondenzatorju (J/kg·K)

$h_{l,4}$ - specifična entalpija tekočega hladiva, ki vstopa v uparjalnik (J/kg·K)

Grelno število toplotne črpalke (TČ):

$$COP_G = \frac{\Phi_{TČ}}{P_K} \qquad (\,/\,) \qquad (5.8)$$

Hladilno število hladilne naprave (HN):

$$COP_H = \frac{\Phi_{HN}}{P_K} \qquad (\,/\,) \qquad (5.9)$$

Za pravilno dimenzioniranje velikosti kapacitete toplotne črpalke oziroma hladilne naprave je potrebno natančno preračunati osnovne karakteristične lastnosti kompresorja. Glede na preračunane podatke se izbere standardna dimenzija kompresorja in določi teoretična zmogljivost toplotne črpalke ali hladilne naprave [15, 16, 17].

Temperatura hladiva na tlačni strani kompresorja T_T;

$$T_T = T_S \cdot r_K^{(\frac{\chi-1}{\chi})} \qquad \text{(K)} \qquad (5.10)$$

Preračun tlačnega razmerja kompresorja;

$$r_K = \frac{p_T}{p_S} \qquad (\,/\,) \qquad (5.11)$$

kjer so:

T_S - temperatura hladiva na sesalni strani kompresorja (K)

χ - faktor stisljivosti hladiva (/)

p_T - parni tlak hladiva na tlačni strani kompresorja (Pa)

p_S - parni tlak hladiva na sesalni strani kompresorja (Pa)

Določitev potrebne moči za pogon kompresorja P_K pri adiabatnem komprimiranju hladiva za delovanje toplotne črpalke oziroma hladilne naprave sledi izrazu:

$$P_K = \frac{P_{ad}}{\eta_K} = \frac{\frac{\chi}{\chi - 1} \cdot p_S \cdot q_{V_K} \cdot \left[r_K^{(\frac{\chi-1}{\chi})} - 1 \right]}{\eta_K} \text{ (W)} \qquad (5.12)$$

kjer sta:

P_{ad} - adiabatna moč komprimiranja hladiva (W)

η_K - izkoristek kompresorja (/)

Stopnjo polnitve cilindra batnega kompresorja λ se določi;

$$\lambda = 1 - \varepsilon_o \cdot \left[r_K^{(\frac{1}{\chi})} - 1 \right] \qquad (/) \qquad (5.13)$$

Dejanski volumski pretok kompresorja $q_{V_K dej.}$:

$$q_{V_K dej.} = q_{V_K} \cdot \lambda \qquad (m^3/s) \qquad (5.14)$$

Volumski pretok hladiva v kompresorju q_H:

$$q_H = q_{V_K dej.} \cdot \frac{\rho_{g,S}}{\rho_{g,T}} \qquad (m^3/s) \qquad (5.15)$$

Masni pretok hladilne snovi na sesalni strani kompresorja $q_{m,S}$:

$$q_{m,S} = q_{V_K dej.} \cdot \rho_{g,S} \qquad (kg/s) \qquad (5.16)$$

Masni pretok hladilne snovi na tlačni strani kompresorja $q_{m,T}$:

$$q_{m,T} = q_H \cdot \rho_{g,T} \qquad (kg/s) \qquad (5.17)$$

kjer so:

ε_o - škodljivi prostor (/)

q_{V_K} - volumski pretok kompresorja (m^3/s)

$\rho_{g,S}$ - gostota par hladiva na sesalni strani kompresorja (kg/m^3)

$\rho_{g,T}$ - gostota par hladiva na tlačni strani kompresorja (kg/m^3)

5.2 Enačbe za preračun dvostopenjske TČ z razpenjalnikom

Pri izpeljavi preračuna dvostopenjske toplotne črpalke z uporabo razpenjalnika je pomembna določitev vmesnega tlaka hladiva med prvo in drugo stopnjo komprimiranja. Določitev vmesnega tlaka p_M je po posplošenem izrazu enak;

$$p_M = \sqrt{p_{S,1} \cdot p_{T,2}} \qquad \text{(Pa)} \qquad (5.18)$$

kjer sta:

$p_{S,1}$ - parni tlak hladiva na sesalni strani prve stopnje komprimiranja (Pa)

$p_{T,2}$ - parni tlak hladiva na tlačni strani druge stopnje komprimiranja (Pa)

Z določitvijo vmesnega tlaka p_M se iz enačbe (5.1) za določitev parnega tlaka hladiva izrazi vmesna temperatura T_M. Vmesna temperatura T_M pomeni za prvo stopnjo komprimiranja hladiva temperaturo kondenzacije $T_{K,1}$, za drugo stopnjo komprimiranja pa temperaturo uparjanja hladiva $T_{U,2}$.

$$T_M = \left[\frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4 \cdot A \cdot (C - \log\left(\frac{p_M}{[Pa]}\right)}}{2 \cdot A} \right]^{-1} \qquad \text{(K)} \qquad (5.19)$$

Toplotni tok prve stopnje $\Phi_{TČ,1}$ in druge stopnje $\Phi_{TČ,2}$ dvostopenjske toplotne črpalke z razpenjalnikom se določi na naslednji način:

$$\Phi_{TČ,1} = q_{m,S_1} \cdot (h_{g,2} - h_{l,3}) \qquad \text{(W)} \qquad (5.20)$$

$$\Phi_{TČ,2} = q_{m,S_2} \cdot (h_{g,6} - h_{l,7}) \qquad \text{(W)} \qquad (5.21)$$

kjer sta:

$h_{g,6}$ - specifična entalpija par hladiva na tlačni strani kompresorja druge stopnje toplotne črpalke (J/kg·K)

$h_{l,3}$ - specifična entalpija tekočega hladiva v kondenzatorju druge toplotne črpalke (J/kg·K)

Grelno število dvostopenjske toplotne črpalke z razpenjalnikom (DTČR) se določi z izrazom:

$$COP_G = \frac{\Phi_{TČ,2}}{P_{K,1} + P_{K,2}} \qquad (\,/\,) \qquad (5.22)$$

Ostali parametri preračuna toplotne črpalke in določitev dimenzij kompresorja za prvo in drugo stopnjo se izračunajo po enakem principu, kot za primer enostopenjske toplotne črpalke [15, 16, 17].

5.3 Enačbe za preračun dvostopenjske TČ s prenosnikom toplote

Preračun delovanja dvostopenjske toplotne črpalke s prenosnikom toplote (DTČPT) se poenostavljeno izpelje po principu dveh enostopenjskih toplotnih črpalk, kjer se upošteva, da je toplotni tok kondenzacije prve stopnje $\Phi_{K,1}$, enak toplotnemu toku uparjanja druge stopnje $\Phi_{U,2}$.

$$\Phi_{K,1} = q_{m,S,1} \cdot (h_{g,2} - h_{l,3}) \qquad \text{(W)} \qquad (5.23)$$

$$\Phi_{K,1} = \Phi_{U,2} \qquad \text{(W)} \qquad (5.24)$$

Iz navedbe sledi, da je masni pretok hladiva na sesalni strani kompresorja druge stopnje toplotne črpalke enak:

$$q_{m,S,2} = \frac{\Phi_{U,2}}{(h_{g,5} - h_{l,8})} \qquad \text{(kg/s)} \qquad (5.25)$$

kjer sta:

$h_{g,5}$ - specifična entalpija par hladiva, ki vstopa v kompresor v drugi stopnji toplotne črpalke (J/kg·K)

$h_{l,8}$ - specifična entalpija tekočega hladiva, ki vstopa v uparjalnik v drugi stopnji toplotne črpalke (J/kg·K)

Grelno število dvostopenjske toplotne črpalke s prenosnikom toplote (DTČPT) se določi z izrazom:

$$COP_G = \frac{\Phi_{TČ,2}}{P_{K,1} + P_{K,2}} \qquad (\,/\,) \qquad (5.26)$$

Temperatura kondenzacije prve stopnje $T_{K,1}$ in temperatura uparjanja druge stopnje $T_{U,2}$ hladiva pri dvostopenjski toplotni črpalki s prenosnikom toplote se lahko določi po metodi srednje vrednosti med temperaturo uparjanja prve stopnje $T_{U,1}$ in temperaturo kondenzacije druge stopnje $T_{K,2}$.

$$T_M = \frac{T_{U,1} + T_{K,2}}{2} \qquad \text{(K)} \qquad (5.27)$$

Možnost uporabe različnih hladiv v prvi in drugi stopnji dvostopenjske toplotne črpalke s prenosnikom toplote zahteva, da se za vsako stopnjo posebej dimenzionirajo karakteristike kompresorja, po enakem principu kot za enostopenjsko toplotno črpalko [15, 16, 17].

5.4 Simulacija določitve optimalnega razmerja mešanica dveh hladiv

Za simulacijo določitve optimalnega razmerja mešanice dveh hladiv za učinkovito delovanje visoko temperaturne enostopenjske toplotne črpalke se predlaga uporaba modelirnega jezika GAMS (*General Algebraic Modeling System*). Z simulacijo v navedenem programskem paketu se poskuša določiti mešanica dveh hladiv, s katero je mogoče pri obratovanju enostopenjske visoko temperaturne toplotne črpalke za ogrevanje dosegati maksimalne vrednosti toplotnega toka pri teoretično maksimalni izkoriščenosti porabe moči za pogon izbranega standardnega kompresorja.

Za določitev optimalnega razmerja mešanice dveh hladiv se je maksimirala namenska funkcija Z na vrednost toplotnega toka uparjalnega dela toplotne črpalke:

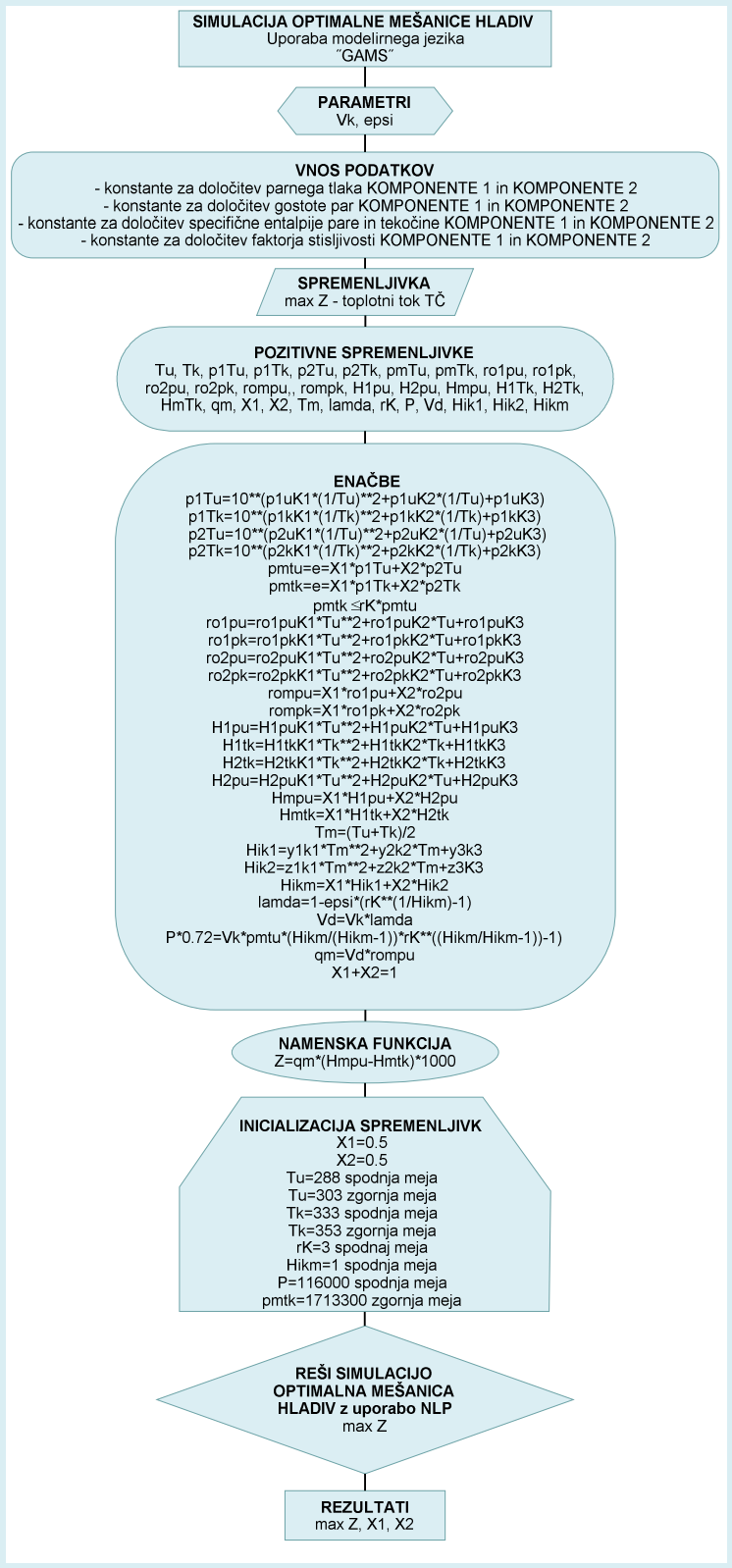
$$\max Z = q_{m,S} \cdot (h_{g,1} - h_{l,4}) \cdot 1000 \quad \text{(kW)} \tag{5.28}$$

Rešitev simulacije optimalnega razmerja mešanice dveh hladiv je določitev deleža komponente 1 (X_1) in deleža komponente 2 (X_2) kar pomeni, da je:

$$X_1 + X_2 = 1 \qquad (\,/\,) \tag{5.29}$$

Pri simulaciji se upoštevajo osnovne karakteristike izbranega standardnega kompresorja (moč za pogon kompresorja, maksimalni tlak hladiva na tlačni strani kompresorja in tlačno razmerje kompresorja). V programu za simulacijo so navedene, kot omejitve pri obratovanju kompresorja in toplotne črpalke.

Osnovne operacije napisanega programa za simulacijo določitve optimalnega razmerja mešanice dveh hladiv so prikazane na sliki 5 – 1.



Slika 5 – 1: Diagram poteka simulacije optimalnega razmerja mešanice dveh hladiv

6 PRERAČUN KARAKTERISTIČNIH LASTNOSTI TOPLOTNIH ČRPALK IN HLADILNIH NAPRAV

Preračuni karakterističnih lastnosti različnih načinov izvedb toplotnih črpalk in hladilnih naprav za potrebe ogrevanja in hlajenja so izvedeni v programskem paketu ˝MathCad Professional˝. Z upoštevanje termo-fizikalnih lastnosti analiziranih hladiv je predstavljena tudi simulacija določitve optimalnega razmerja mešanice dveh hladiv v programskem paketu GAMS. Za vsak naveden primer izvedbe toplotne črpalke in hladilne naprave je na podlagi izpeljanega matematičnega modela napisan program preračuna karakterističnih lastnosti toplotne črpalke in kompresorja, z uporabo različnih hladiv, pri različnih temperaturnih pogojih obratovanja. Zaradi izbire optimalnega hladiva za delovanje visoko temperaturnih toplotnih črpalk in hladilnih sistemov so rezultati preračunov prikazani v grafični obliki, kar omogoča lažjo primerjavo med izbranimi hladivi in enakimi obratovalnimi pogoji.

Ker je namen raziskave optimalna izbira hladiva, je za določitev kapacitete toplotne črpalke upoštevano, da se le-ta uporablja za namene daljinskega ogrevanja stanovanj in za namene hlajenja industrijskih procesov. Iz dobljenih rezultatov preračuna karakterističnih podatkov za kompresor pa je iz kataloga proizvajalca kompresorja MYCOM izbran ustrezen tip standardnega kompresorja.

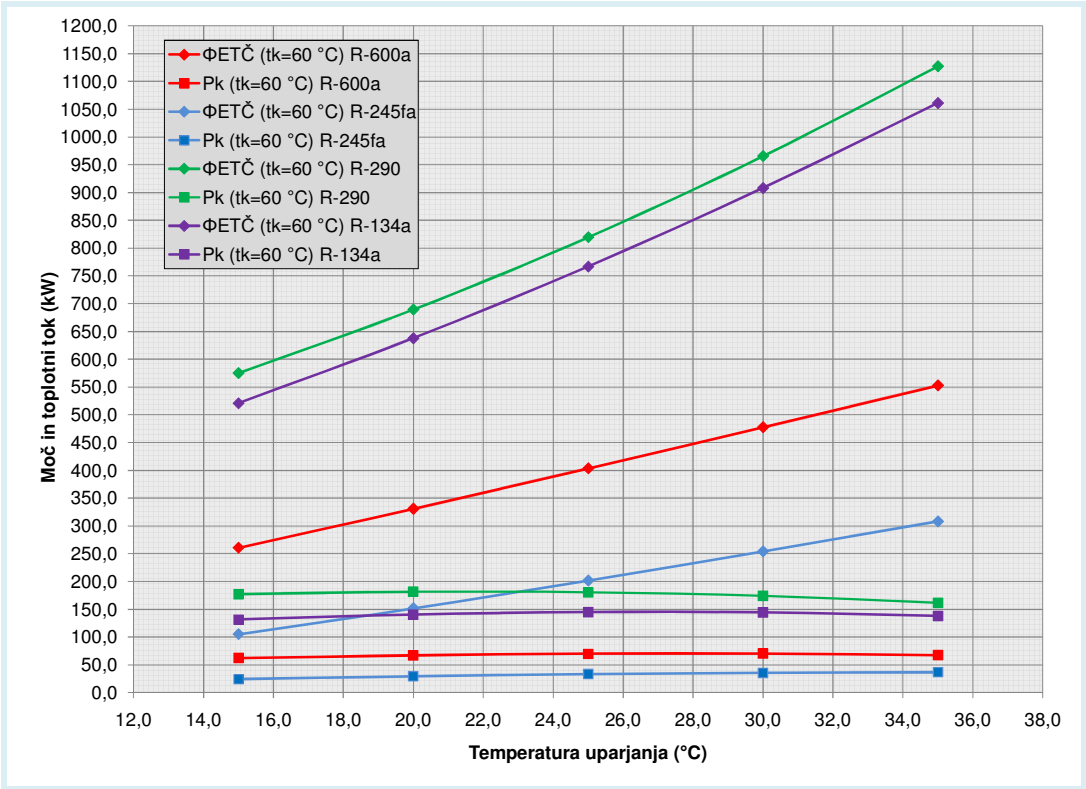
Pri preračunih je bilo upoštevano maksimalno (100 %) delovanje kompresorja pri 1000 obratih na minuto. Volumski pretok kompresorja je bil določen in izbran na podlagi izbranega tipa kompresorja iz kataloga proizvajalca.

S pomočjo zbranih rezultatov preračuna visokotemperaturne toplotne črpalke in hladilne naprave z uporabljenimi različnimi hladivi, je izbrano najbolj primerno hladivo, ki odgovarja tehnološkim zahtevam izbranega kompresorja in ima ugodno grelno ali hladilno število.

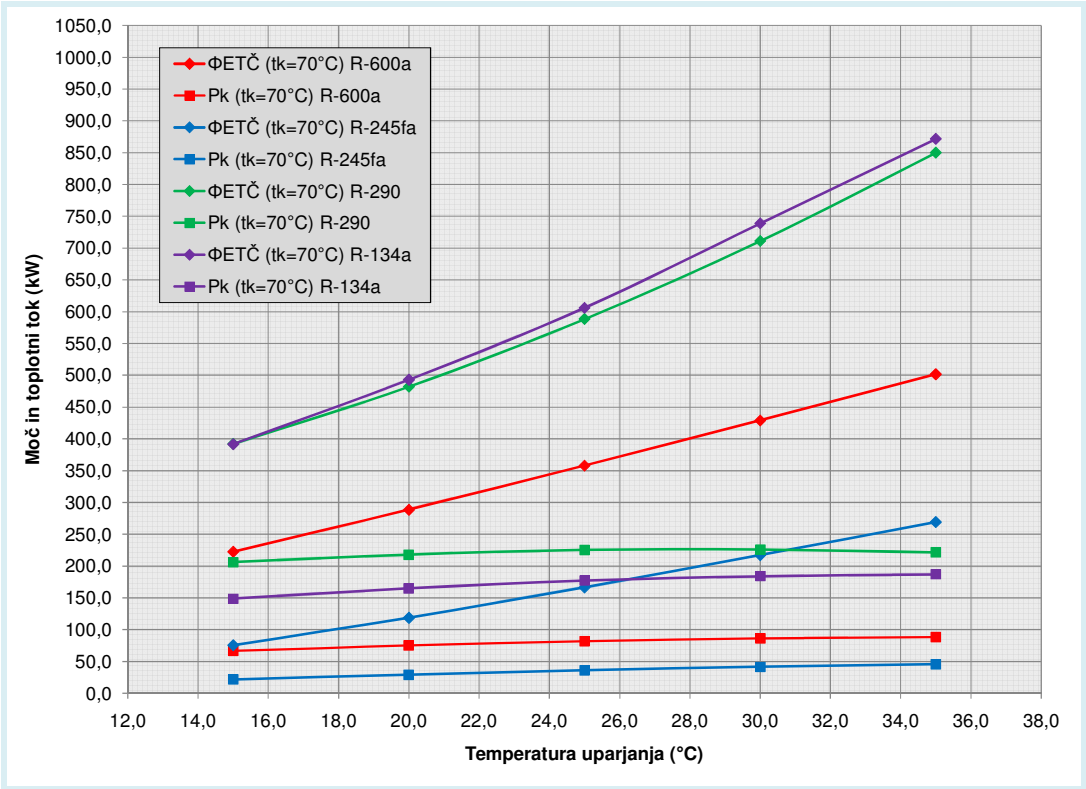
Za najprimernejše izbrano hladivo pri posamezni varianti izvedbe toplotne črpalke oziroma hladilne naprave je preračunana tudi ekonomika, iz katere je določena tudi najoptimalnejša temperatura uparjanja hladiva [32].

6.1 Rezultati preračuna enostopenjske visoko temperaturne toplotne črpalke

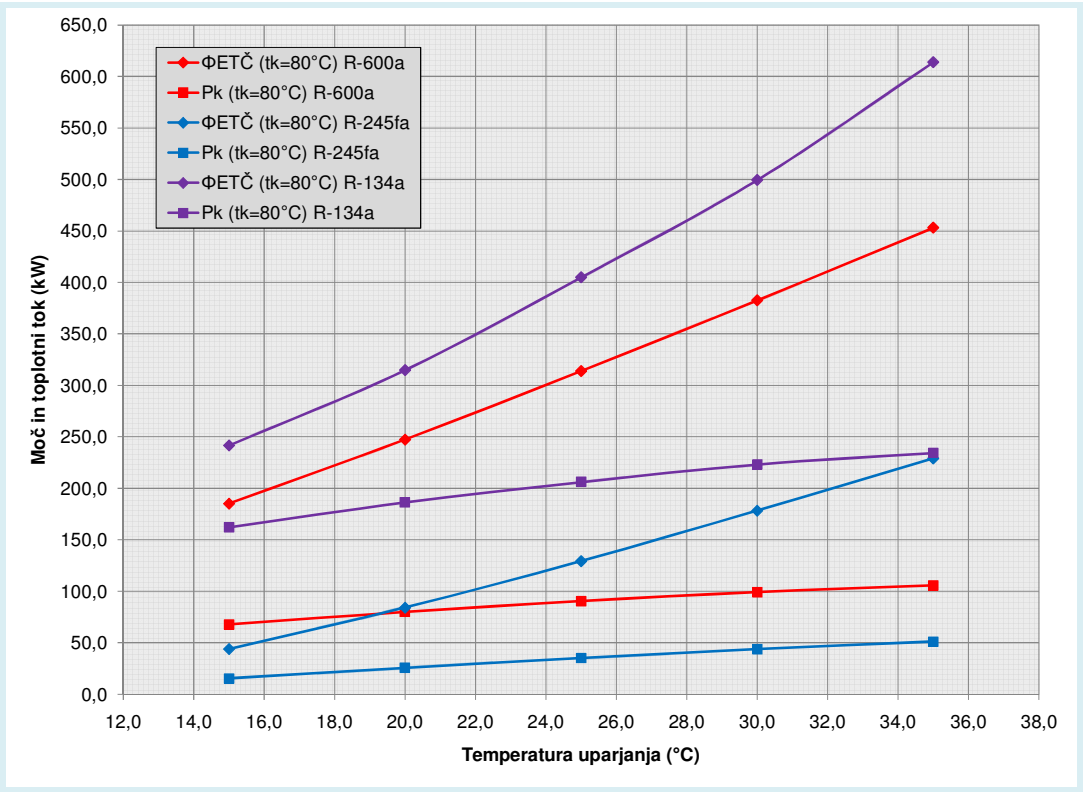
Preračun enostopenjske visoko temperaturne toplotne črpalke je izveden za štiri različna hladiva R-134a, R-245fa, R-290 in R-600a. Rezultati preračunov so izvedeni pri različnih temperaturah uparjanja hladiva (t_U = 15, 20, 25, 30 in 35 °C) in pri treh različnih temperaturah kondenzacije hladiva (t_K = 60 °C, 70 °C in 80 °C). Preračun toplotnega toka toplotne črpalke in porabe moči za pogon kompresorja z uporabo različnih hladiv prikazujejo slike 6 - 1, 6 - 2 in 6 - 3. Pri preračunih je upoštevan vedno enak batni kompresor z volumskim pretokom 637 m^3/h. Iz diagramov se lahko odčita, da dosežemo največji toploti tok s hladivoma R-290 in R-134a, vendar se pri obeh porabi prav tako veliko električne energije za pogon kompresorja. S hladivom R-245fa se dosegajo nizke vrednosti toplotnega toka, je pa obenem poraba električne moči kompresorja enako nizka. Najugodnejše rezultate preračuna dobimo s hladivom R-600a.



Slika 6 – 1: Enostopenjska toplotna črpalka pri temperaturi kondenzacije hladiva t_K=60 °C



Slika 6 – 2: Enostopenjska toplotna črpalka pri temperaturi kondenzacije hladiva t_K=70 °C

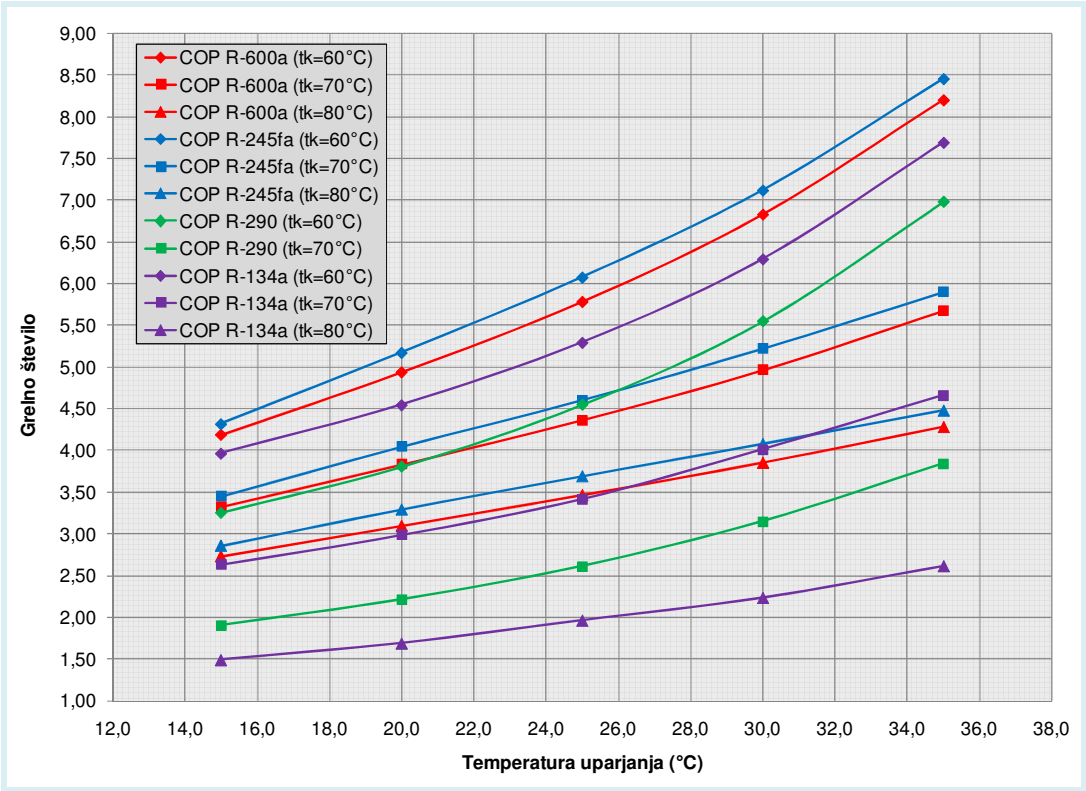


Slika 6 – 3: Enostopenjska toplotna črpalka pri temperaturi kondenzacije hladiva t_K=80 °C

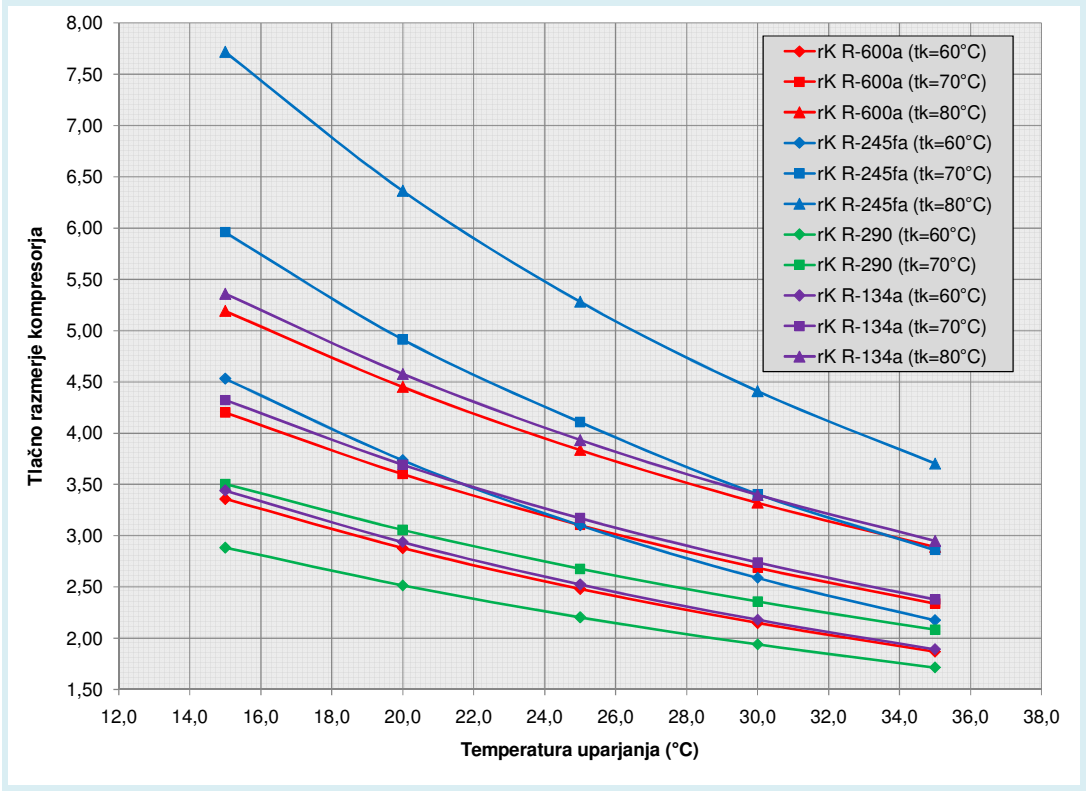
Vrednosti grelnega števila toplotne črpalke so prikazane na sliki 6 – 4 in so izračunane na podlagi enačbe [5.8]. Grelno število je razmerje med toplotnim tokom kondenzacijskega dela toplotne črpalke in porabo moči za pogon kompresorja. Iz preračunov in navedenih rezultatov na sliki 6 – 4 se lahko razbere, da dosegamo najvišje grelno število s hladivom R-245fa in R-600a. Hladivi R-134a in R-290 dosegata nižje vrednosti grelnega števila. Tlačno razmerje je razmerje med tlakom hladiva na tlačni in sesalni strani kompresorja in je odvisno od temperature uparjanja in kondenzacije hladiva. Tlačna razmerja kompresorja z uporabo različnih hladiv prikazuje slika 6 - 5 in so preračunana na osnovi enačbe [5.10]. Glede na temperaturo uparjanja hladiva je opazno, da se nižja tlačna razmerja dosegajo s hladivom R-290, večja pa s hladivom R-245fa. Tlačna razmerja hladiv R-600a in R-134a so zelo podobna.

Z uporabo hladiva R-600a pri temperaturi uparjanja hladiva t_U = 25 °C in temperaturi kondenzacije hladiva t_K = 70 °C, znaša toplotni tok toplotne črpalke $\Phi_{TČ}$ = 357,9 kW in moč za pogon kompresorja P_K = 82,0 kW. Grelno število znaša COP = 4,365 in tlačno razmerje pa je r_K = 3,105.

Na podlagi preračunov ocenjujemo, da za izkoriščanje nizkotemperaturnih virov toplote z uporabo enostopenjske visoko temperaturne toplotne črpalke, ki ima vgrajen kompresor standardne izvedbe MYCOM WBH, ustreza hladivo R-600a. Pri simulaciji delovanja toplotne črpalke z ostalimi hladivi ne zadovoljimo vseh pogojev in parametrov delovanja kompresorja.



Slika 6 – 4: Grelno število enostopenjske toplotne črpalk



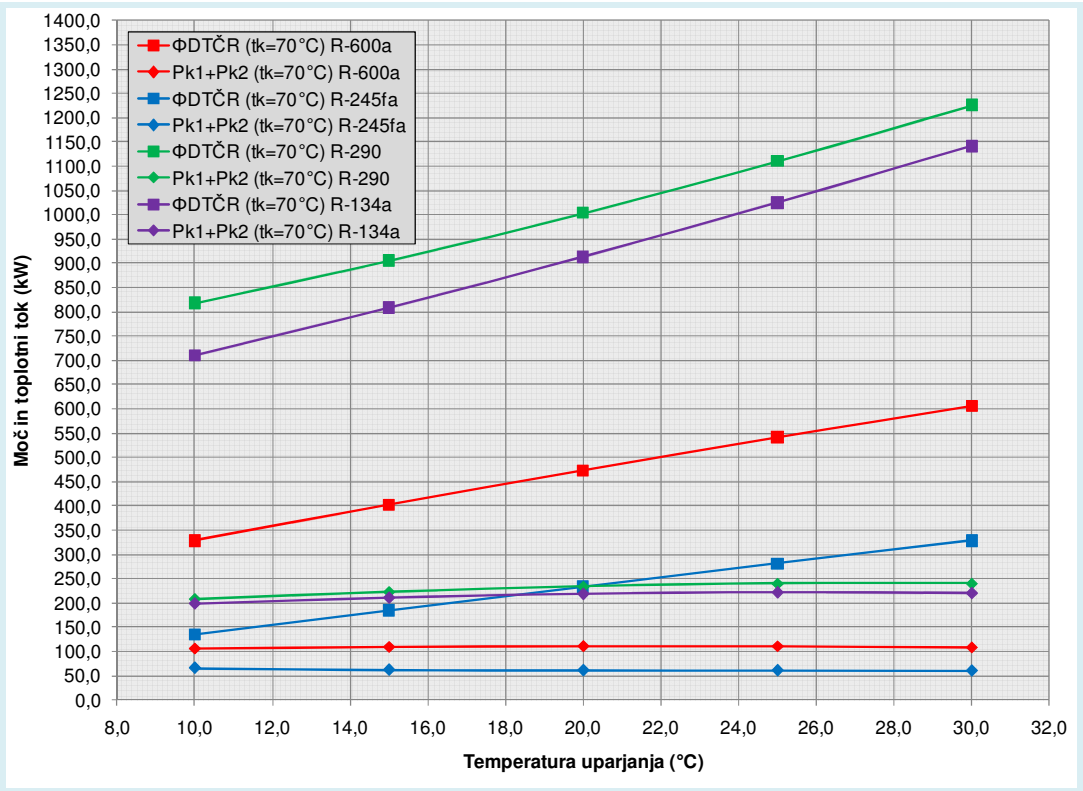
Slika 6 – 5: Tlačno razmerje kompresorja enostopenjske toplotne črpalke

6.2 Rezultati preračuna dvostopenjske visoko temperaturne toplotne črpalke z razpenjalnikom

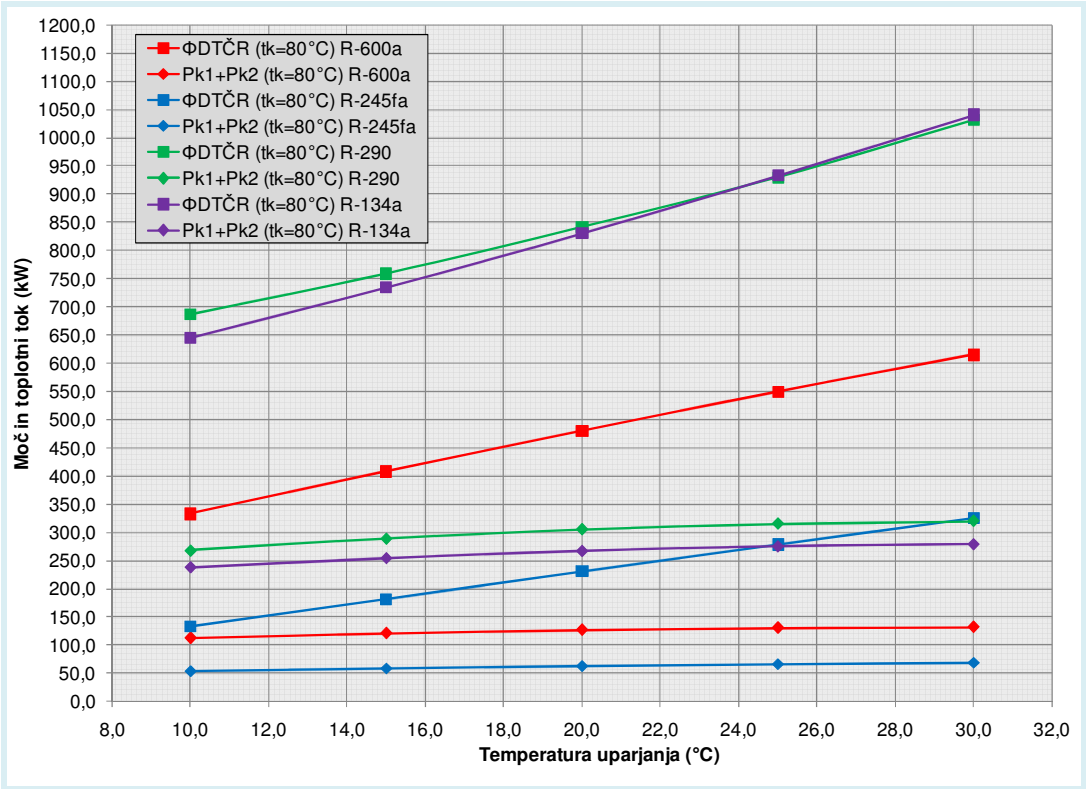
Za preračun dvostopenjske visoko temperaturne toplotne črpalke z razpenjalnikom so bila uporabljena naslednja hladiva; R-600a, R-290, R245fa in R-134a. Preračuni za predlagani tip izvedbe toplotne črpalke so izvedeni pri dveh različnih temperaturah kondenzacije (t_K = 70 °C in t_K = 80 °C). Rezultate prikazujeta sliki 6 – 6 in 6 – 7. Zaradi lažje primerjave razlik med obema variantama izvedb so upoštevani enaki karakteristični podatki kompresorja kot pri enostopenjski toplotni črpalki. Na slikah 6 – 8 in 6 – 9 so prikazane še vrednosti grelnega števila in tlačnega razmerja kompresorja.
Glavni namen izvedbe dvostopenjske toplotne črpalke z razpenjalnikom je, da se poskuša zmanjšati poraba moči za pogon kompresorjev z znižanjem tlačnega razmerja, in povečanjem koristnega toplotnega toka kondenzacijskega dela toplotne črpalke.

Pri preračunih se upošteva, da sta kompresorja v prvi in drugi stopnji komprimiranja hladiva enaka. Izbran je kompresor WBH iz kataloga proizvajalca MYCOM. Volumski pretok izbranega batnega kompresorja je 637 m^3/h in je enak kot pri enostopenjski toplotni črpalki. Maksimalni obratovalni tlak izbranega kompresorja znaša $p_{max.}$ = 2,0 MPa in maksimalna moč kompresorja pa $P_{K\,max.}$ = 145,0 kW.

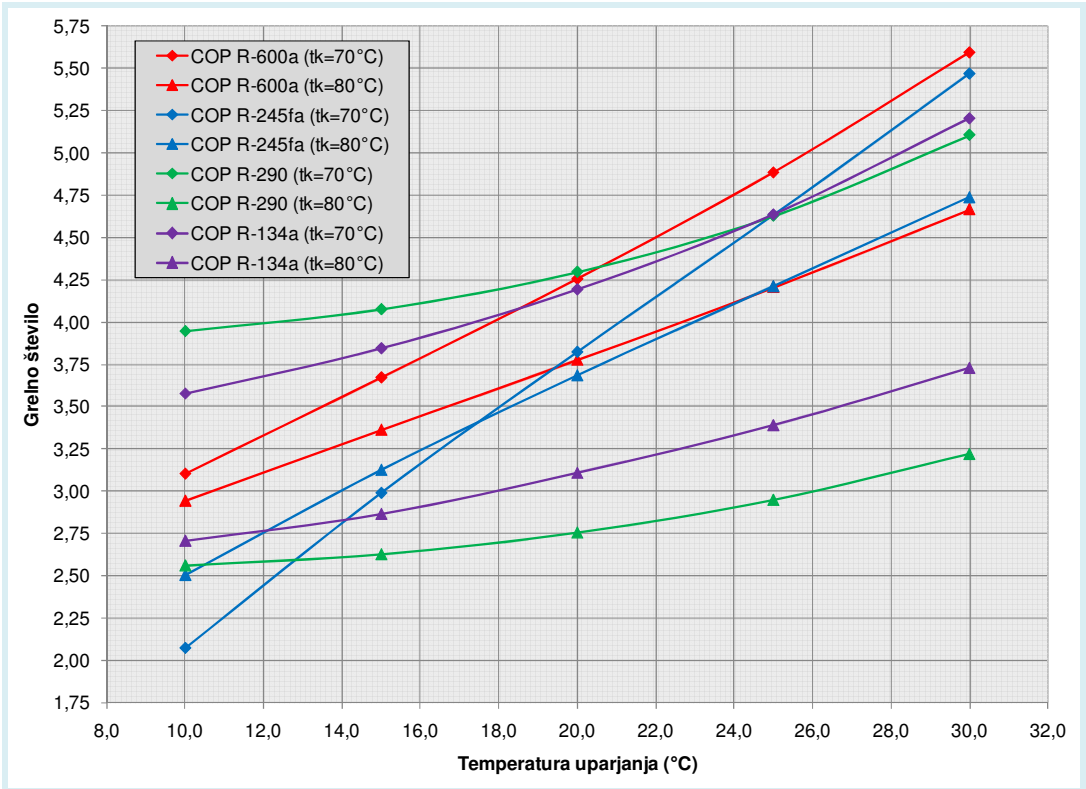
Po analizi rezultatov preračunov ugotavljamo, da je možno izkoriščanje nizkotemperaturnega vira toplote s pomočjo dvostopenjske toplotne črpalke, vendar se pojavljajo omejitve pri obratovanju kompresorja in izbiri hladiva.



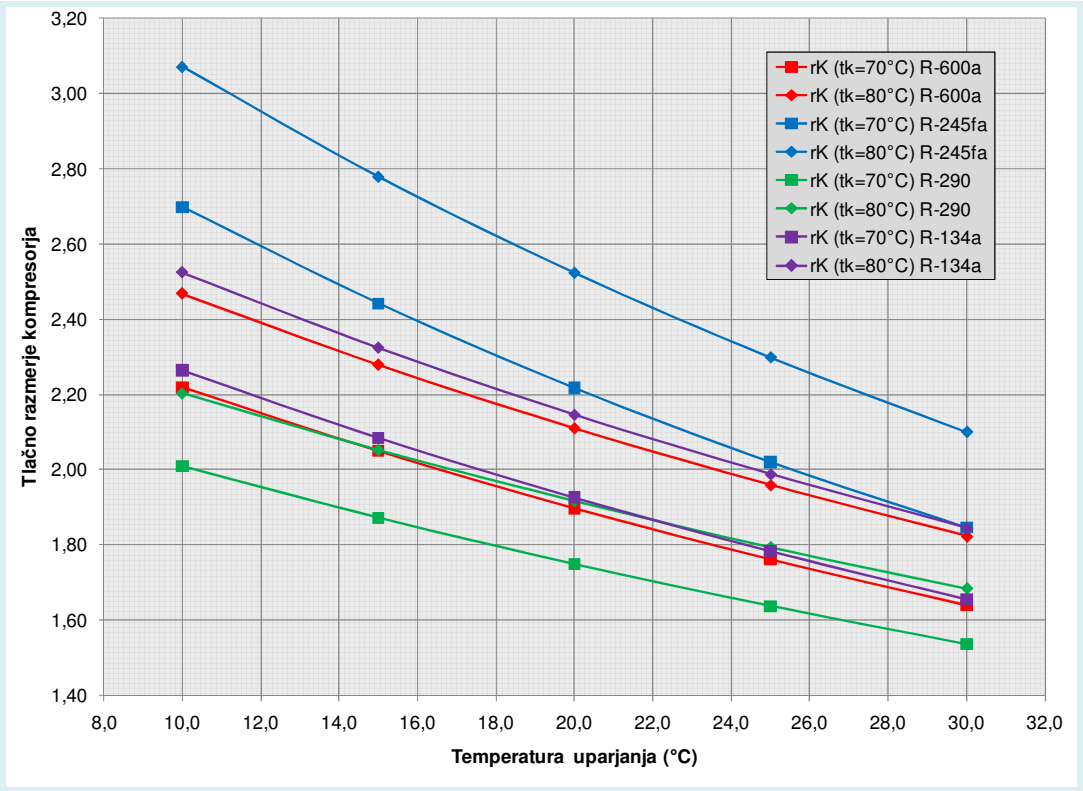
Slika 6 – 6: Dvostopenjska toplotna črpalka z razpenjalnikom pri temperaturi kondenzacije hladiva t_K = 70 °C



Slika 6 – 7: Dvostopenjska toplotna črpalka z razpenjalnikom pri temperaturi kondenzacije hladiva t_K = 80 °C



Slika 6 – 8: Grelno število dvostopenjske toplotne črpalke z razpenjalnikom



Slika 6 – 9: Tlačno razmerje kompresorja dvostopenjske toplotne črpalke z razpenjalnikom

Iz rezultatov preračuna prikazanih na slikah 6 – 6, 6 – 7, 6 – 8 in 6 - 9 je razvidno, da se s hladivoma R-290 in R-134a dosega visoke vrednosti toplotnega toka, vendar je za predlagani temperaturni režim poraba moči za pogon kompresorja prevelika glede na izbrani kompresor. S hladivom R-245fa so vrednosti toplotnega toka nizke, prav tako poraba moči za kompresor. Za hladivo R-245fa je kompresor predimenzioniran. Najugodnejši karakteristični parametri delovanja dvostopenjske toplotne črpalke z razpenjalnikom so dobljeni z uporabo hladiva R-600a. Hladivo R-600a omogoča široko mejo obratovanja, pogoji za optimalno delovanje kompresorja so skladni z navedbami proizvajalca.

Z uporabo hladiva R-600a pri temperaturi uparjanja hladiva t_U = 20 °C in temperaturi kondenzacije hladiva t_K = 70 °C, znaša toplotni tok toplotne črpalke $\Phi_{TČ}$ = 473,0 kW in moč za pogon kompresorja pa $P_{K,1}$ = 44,7 kW in $P_{K,2}$ = 66,4 kW . Grelno število te izvedbe znaša COP = 4,256 in tlačno razmerje v prvi in drugi stopnji komprimiranja pa ima vrednost r_K = 1,898.

Za predlagano izvedbo toplotne črpalke je smiselno uporabiti hladivo R-600a, ki ima ugodne termo-fizikalne podatke v širšem temperaturnem območju (nizek tlak, in visoke entalpije). Za praktično izvedbo delovanja dvostopenjske toplotne črpalke z razpenjalnikom ob uporabi drugih predlaganih hladivih, je potrebno za posamezno stopnjo komprimiranja določiti poseben standardni kompresor.

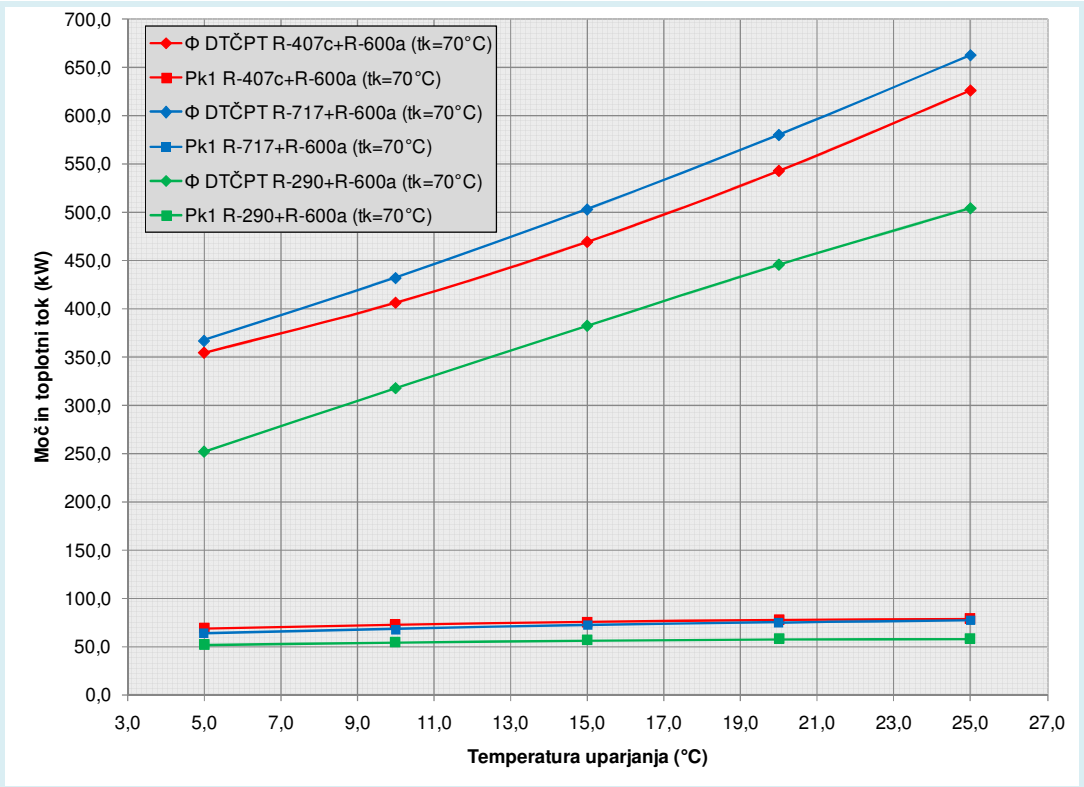
6.3 Rezultati preračuna dvostopenjske visoko temperaturne toplotne črpalke s prenosnikom toplote

Preračun dvostopenjske visoko temperaturne toplotne črpalke s prenosnikom toplote je izveden za več različnih kombinacij hladiv v prvi in drugi stopnji kaskadne toplotne črpalke. Za prikaz rezultatov so izbrane tri najugodnejše kombinacije hladiv. Preračun je izveden na način, da je v prvi in drugi stopnji določen tip kompresorja oziroma izbran volumski pretok kompresorja. Upoštevani so tudi rezultati preračunov enostopenjske toplotne črpalka in karakteristične lastnostih hladiv. Na podlagi teh znanih dejstev je bila izbrana ustrezna kombinacija hladiv za potrebe delovanja dvostopenjske toplotne črpalke s prenosnikom toplote. Preračuni so izvedeni za naslednje kombinacije hladiv:

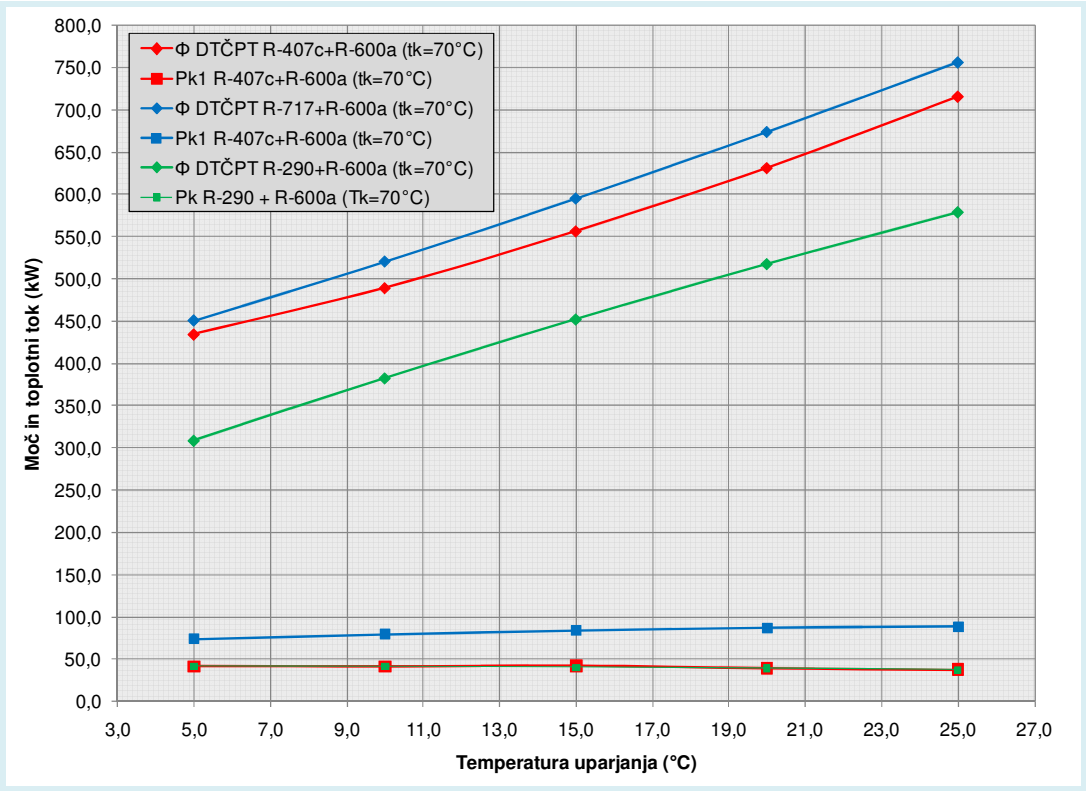
- R-407c v prvi stopnji in R-600a v drugi stopnji
- R-717 v prvi stopnji in R-600a v drugi stopnji
- R-290 v prvi stopnji in R-600a v drugi stopnji

Rezultate preračuna za prvo in drugo stopnjo dvostopenjske toplotne črpalke s prenosnikom toplote so prikazani na slikah 6 – 10 in 6 – 11, kjer se lahko odčita potrebna moč za delovanje kompresorja in toplotni tok toplotne črpalk. Preračuni so bili izvedeni pri različnih temperaturah uparjanja (t_U) hladiva in sicer od 5,0 °C do 25,0 °C. Temperatura kondenzacije (t_K) hladiva je bila fiksna 70 °C.

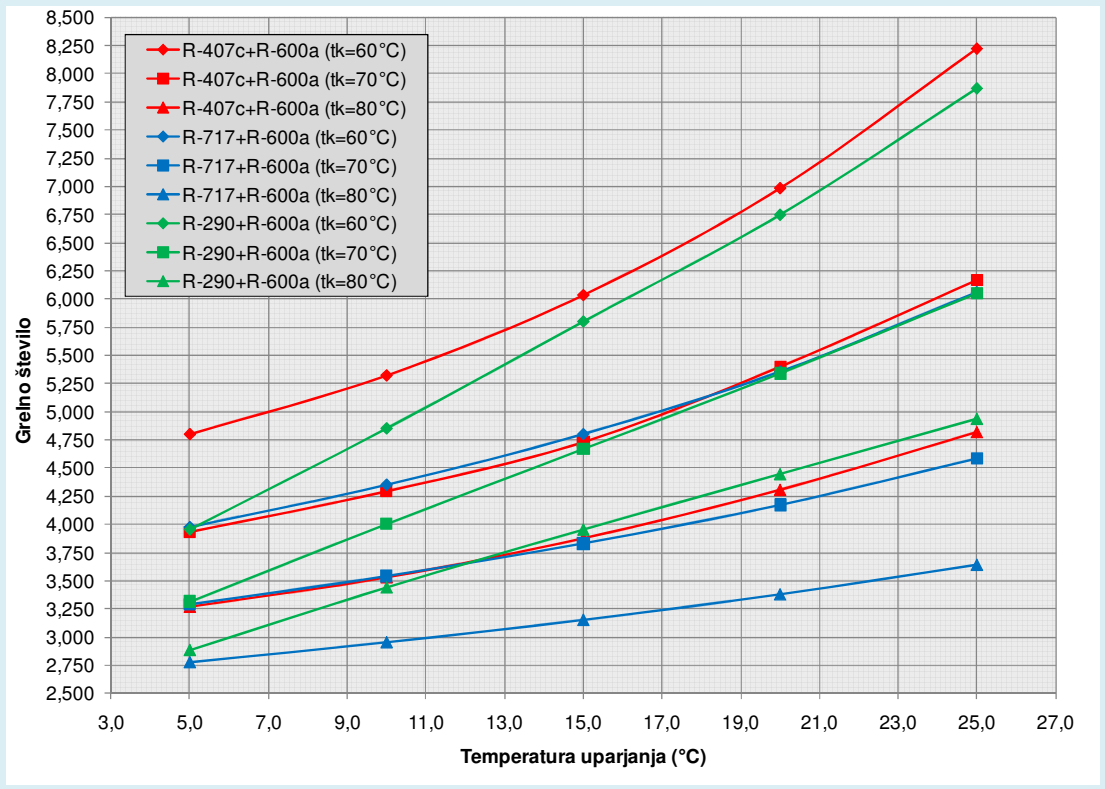
Zaradi velikega obsega rezultatov preračuna so za dobljene rezultate preračunov pri temperaturi kondenzacije hladiva pri t_K = 60 °C in t_K = 80 °C prikazane le vrednosti grelnega števila dvostopenjske toplotne črpalke s prenosnikom toplote. Na sliki 6 – 12 je prikazana odvisnost grelnega števila dvostopenjske toplotne črpalke s prenosnikom toplote od temperature uparjanja hladiva.



Slika 6 – 10: Prva stopnja dvostopenjske toplotne črpalke s prenosnikom toplote



Slika 6 – 11: Druga stopnja dvostopenjske toplotne črpalke s prenosnikom toplote



Slika 6 – 12: Grelno število dvostopenjske toplotne črpalke s prenosnikom toplote

Za preračun vseh treh predlaganih kombinacij hladiv za delovanje dvostopenjske toplotne črpalke s prenosnikom toplote je bil za prvo stopnjo izbran batni kompresor z volumskim pretokom 300 m^3/h. Za drugo stopnjo dvostopenjske toplotne črpalke s prenosnikom toplote pa je bil izbran batni kompresor z volumskim pretokom 700 m^3/h. Iz kataloga proizvajalca kompresorjev MYCOM sta to kompresorja tipa WA za prvo stopnjo in WBH za drugo stopnjo.

Iz navedenih diagramov preračuna, se odčita, da je glavni namen dvostopenjske toplotne črpalke s prenosnikom toplote v tem, da se uporablja za širše temperaturne razpone med temperaturo uparjanja in temperaturo kondenzacije. S tem predlaganim načinom izvedbe toplotne črpalke se nizkotemperaturni viri za odvzemanje toplote iz okolice maksimalno izkoristijo. Prav tako je možno pridobljeno toploto na višjem temperaturnem nivoju uporabiti za različne načine ogrevanja talno, radiatorsko oziroma v kombinaciji.

Glede na dobljene rezultate preračunov je ugotovljeno, da sta za delovanje dvostopenjske toplotne črpalke s prenosnikom toplote najbolj primerni naslednji dve kombinaciji hladiv:

- R-717 v prvi stopnji in R-600a v drugi stopnji,
- R-407c v prvi stopnji in R-600a v drugi stopnji.

Prva predlagana kombinacija, daje najvišji toplotni tok za namene ogrevanja, poraba moči pa je enaka oziroma manjša od drugih predlaganih kombinacij. Problem izbrane kombinacije je ozka meja uporabe, saj pri višjih temperaturnih razlikah med temperaturo uparjanja in temperaturo kondenzacije, omeji delovanje kompresorja zaradi visokih obratovalnih tlakov hladiva R-717. Za širše pogoje obratovanja, bi bilo potrebno načrtovati ali skonstruirati tip kompresorja, ki bi lahko obratoval pri višjih delovnih tlakih.

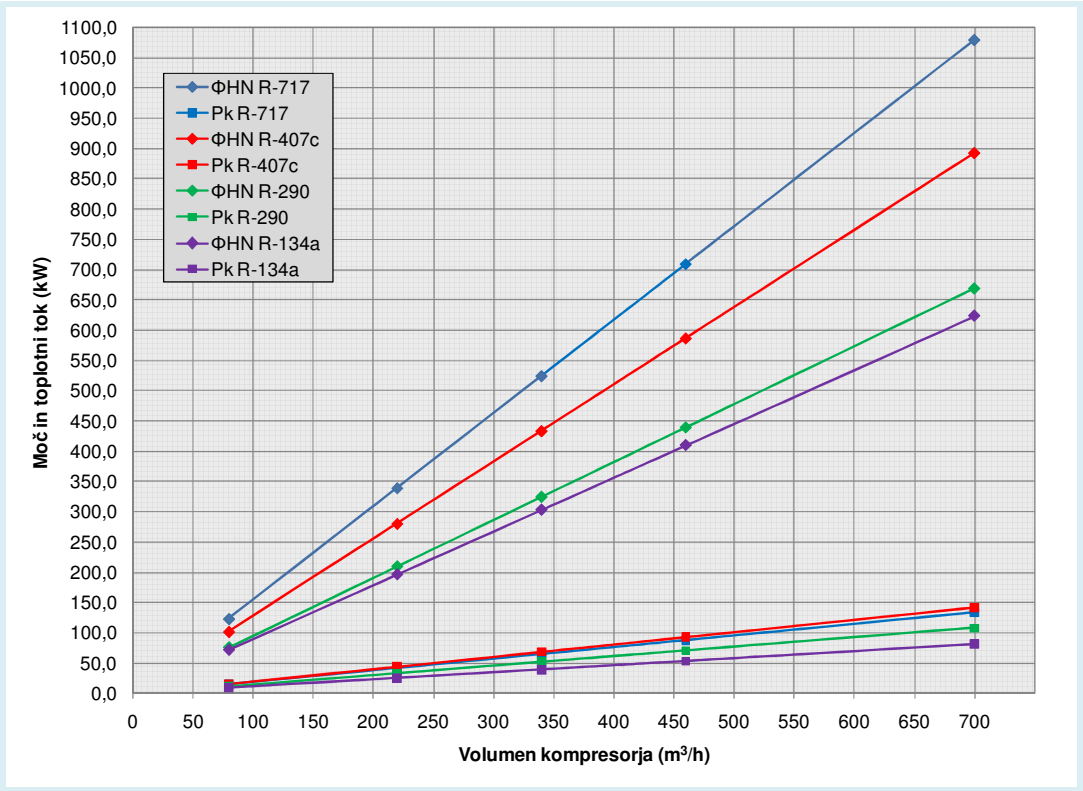
Druga izbrana kombinacija hladiv po izračunih daje nekoliko nižje vrednosti toplotnega toka. V tem primeru ni omejitev za delovanje kompresorjev v prvi in drugi stopnji. Z ekološkega pogleda smo v prvi stopnji toplotne črpalke uporabili mešanico F-plinov, ki imajo negativen vpliv na globalno segrevanje ozračja, vendar se hladivo R-407c trenutno uporablja kot nadomestek HCFC hladivom.

Preostala kombinacija hladiv daje slabše rezultate glede toplotnega toka in porabe moči za pogon kompresorjev. Pogoji obratovanja kompresorja so omejeni ali pa tehnično neizvedljivi.

6.4 Rezultati preračuna hladilne naprave za pripravo hladilne vode

Za pripravo hladilne vode temperature cca. 10 – 15 °C se za zamenjavo obstoječega hladilnega stolpa predvideva hladilni sistem, ki ima zračni kondenzator. Glede izračunanih potreb hladilne vode obrata za proizvodnjo UF lepila je dimenzionirana hladilna naprava in določena velikost kompresorja.

Preračuni za načrtovano hladilni napravo so izvedeni pri konstantni temperaturi uparjanja hladiva (t_U = 10 °C) in konstantni temperaturi kondenzacije hladiva (t_K = 35 °C). Za preračun so bila uporabljena naslednja hladiva; R-717, R-407c, R-290 in R-134a. Spreminjala se je velikost batnega kompresorja natančneje volumski pretok, spremljala pa se je vrednost toplotnega toka hladilne naprave in potrebna moč za pogon kompresorja. Vrednosti volumskih pretokov batnega kompresorja so določene na podlagi srednjih vrednosti posameznega tipa izvedbe kompresorja proizvajalca MYCOM. Rezultati izračunov za predlagana hladiva so prikazani na sliki 6 – 13.



Slika 6 – 13: Moč in toplotni tok hladilne naprave v odvisnosti od volumna kompresorja

Iz zbranih podatkov preračuna hladilne naprave za potrebe hlajenja UF lepil se lahko iz slike 6-11 odčita potreben volumski pretok kompresorja in moč za njegov pogon. Najvišjo vrednost toplotnega toka pri najnižjem volumskem pretoku kompresorja se doseže s hladivom R-717. Dobri rezultati se dosežejo tudi s hladivom R-407c, medtem, ko so s hladivoma R-290 in R-134a vrednosti toplotnega toka nižje, za pogon kompresorja pa se porabi nekoliko manjša moč, kot za hladivi R-717 in R-407c.

Za potrebe hlajenja UF lepil s hladilno napravo se predlaga uporaba hladiva R-717, kjer mora imeti kompresor za navedene potrebe volumski pretok 433 kg/h. Na podlagi volumskega pretoka in porabe moči za pogon kompresorja predlagamo kompresorja MYCOM serije tipa L in WBH. Alternativa izbranemu hladivu R-717 je uporaba hladiva R-407c, ki lahko prav tako obratuje z omenjenima kompresorjema, vendar za delovanje potrebuje več električne moči za pogon kompresorja in je tako obratovanje manj ekonomično.

6.5 Rezultati preračuna zamenjave hladiva R-22 z R-407c v hladilni napravi za pripravo ledene vode

Na začetku preračuna se je najprej analiziralo obstoječe stanje hladilne naprave za pripravo ledene vode. Poiskali so se ključni parametri, ki vplivajo na delovanje hladilne naprave in so posledično določeni tudi glede na zahteve proizvodnega procesa sinteze fenol-formaldehidnih smol. Dejanski podatki o delovanju hladilnega sistema za pripravo ledene vode so navedeni v preglednici 6-1.

Preglednica 6 – 1: Obstoječi parametri delovanja HN za pripravo ledene vode

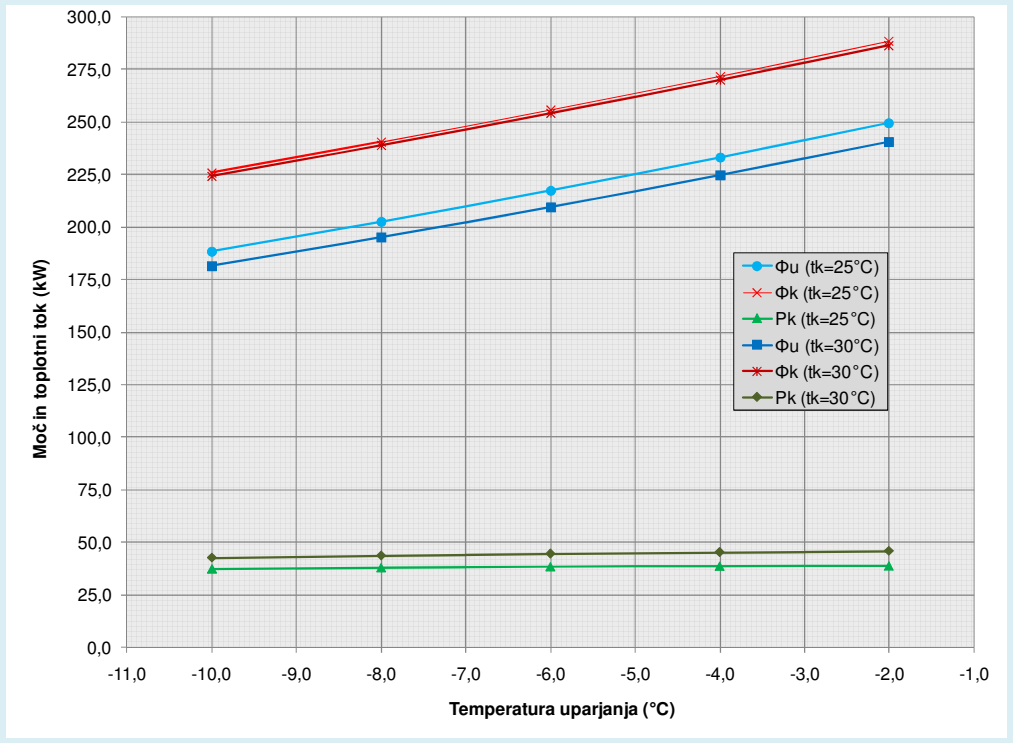
Parametri	Vrednosti	Enota
Temperatura uparjanja (t_U)	-3,5 ± 3,0	°C
Temperatura kondenzacije (t_K)	30,0 ± 5,0	°C
Temperatura hladilne vode (t_{HV})	25,0 ± 5,0	°C
Temperatura ledene vode (t_{LV})	0,5 ± 5,0	°C
Pretok hladilne vode (q_V)	do 65,0	m^3/h
Moč kompresorja (P_K)	70,0	kW

Preračun delovanja hladilnega sistema za pripravo ledene vode se je najprej izvedel z obstoječim hladivom R-22, kjer so upoštevani dejanski obratovalni pogoji. Preračun je bil izveden tako, da smo imeli konstantno temperaturo kondenzacije (t_K = 25,0 °C in t_K = 30,0 °C), variabilna spremenljivka pa je bila temperatura uparjanja (t_U). Na podlagi preračuna se je opazoval toplotni tok uparjalnika in kondenzatorja ter moč kompresorja. Rezultati preračuna delovanja hladilnega sistema za pripravo ledene vode s hladivom R-22 so prikazani na sliki 6 – 14.

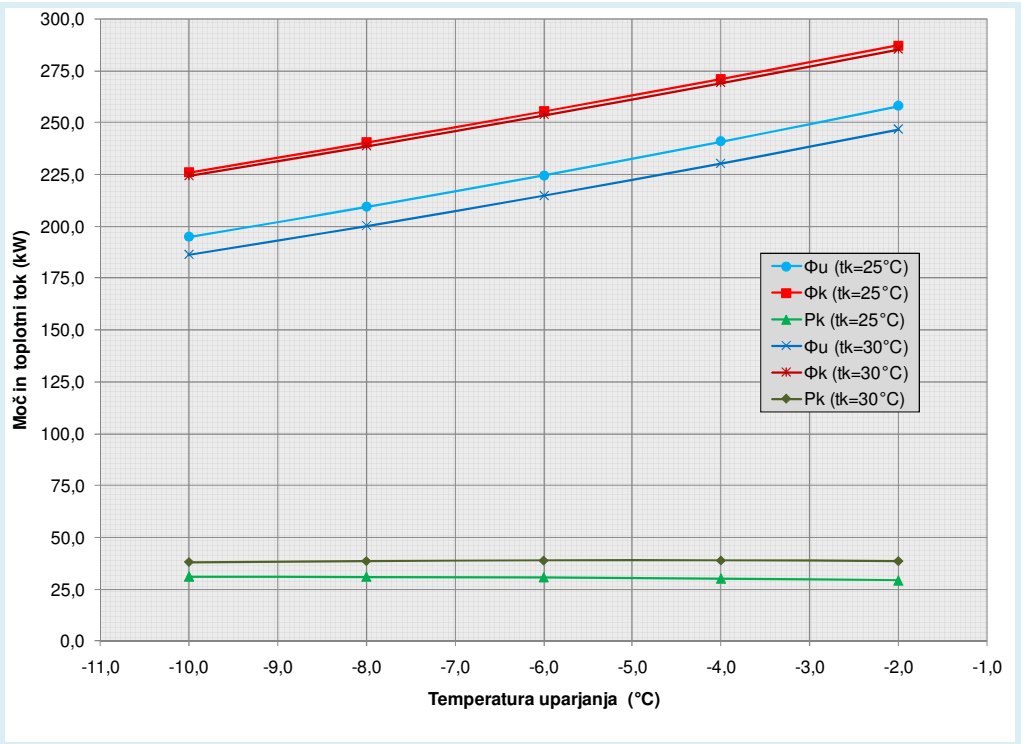
Zaradi zahteve po zamenjavi hladiva R-22, se na podlagi analize podobnosti termo-fizikalnih lastnosti hladiv, predlaga hladivo R-407c. Preračun delovanja hladilne naprave s hladivom R-407c je izveden na enaki način, kot z obstoječim hladivom R-22. Rezultati preračuna so prikazani na sliki 6 – 15.

Za ponazoritev ključnih parametrov hladilne naprave in kompresorja so preračunane tudi vrednosti hladilnega števila in tlačna razmerja kompresorja, pri različnih pogojih obratovanja. Primerjavo vrednosti hladilnega števila hladilne naprave in tlačnega razmerja kompresorja med obstoječim hladivom R-22 in predlaganim hladivom R-407c so podane na slikah 6 – 16 in 6 – 17.

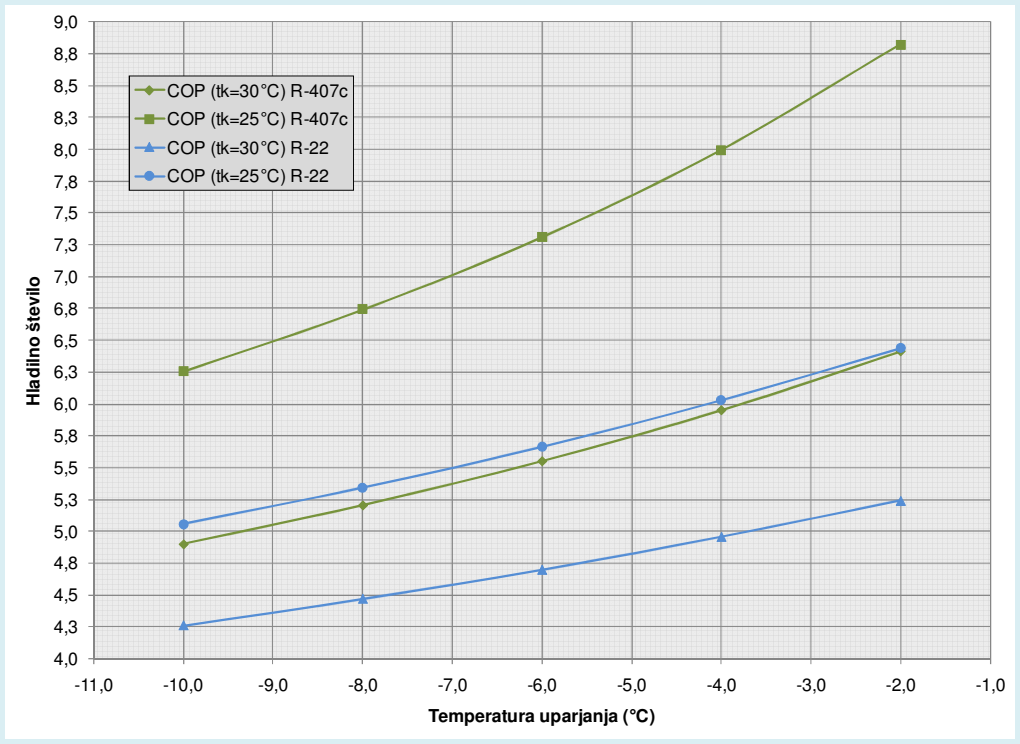
Iz diagramov se razbere, da se z zamenjavo hladiva R-22 s hladivom R-407c toplotni tok kondenzatorja hladilnega sistema bistveno ne spremeni in sta v obeh primerih skoraj enaka. Toplotni tok uparjalnika hladilnega sistema se malo poveča, kar pomeni, da se s predlagano zamenjavo hladiva poveča kapaciteta hladu za hlajenje. Opaža se zmanjšanje porabe poči za pogon kompresorja s predlaganim novim hladivom R-407c. Iz diagrama, ki ponazarja hladilno število hladilnega sistema za pripravo ledene vode ugotavljamo večjo razliko med obstoječim in novim hladivom, kar lahko ugodno vpliva na ekonomsko upravičenost zamenjave. Tlačna razmerja kompresorja so zelo podobna pri obeh preračunanih obratovalnih pogojih in potrjujejo termo-fizikalno podobnost obeh hladiv.



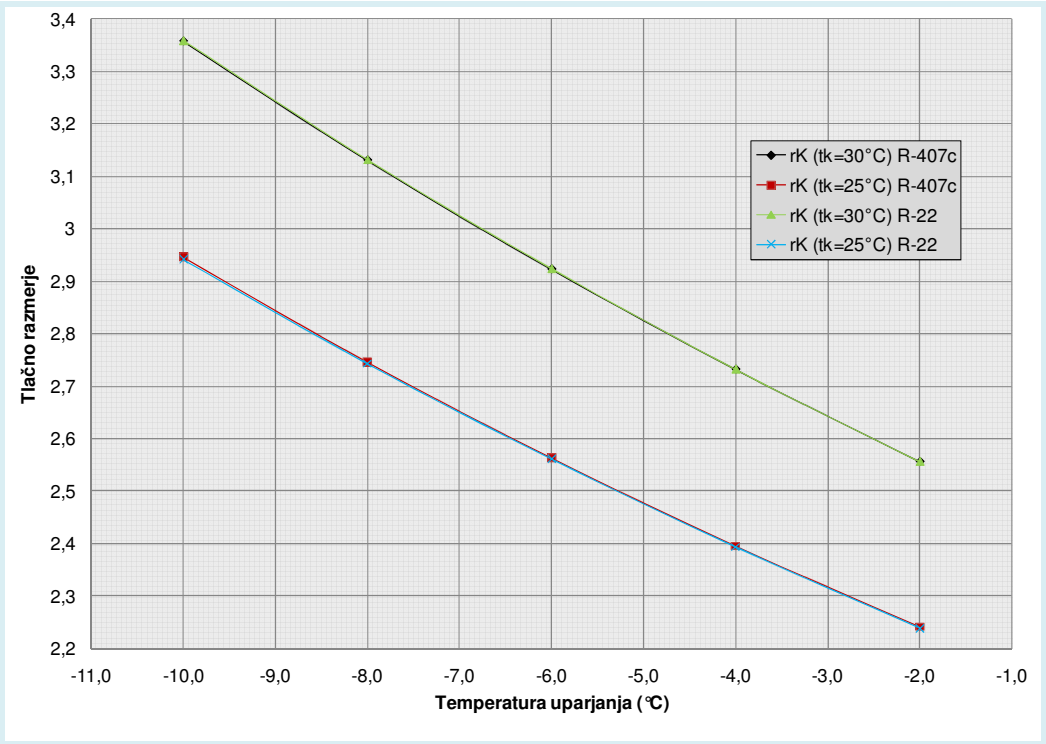
Slika 6 – 14: Toplotni tok in moč kompresorja obstoječega hladilnega sistema za pripravo ledene vode s hladivom R-22



Slika 6 – 15: Toplotni tok in moč kompresorja hladilnega sistema za pripravo ledene vode s hladivom R-407c



Slika 6 – 16: Primerjava hladilnega števila hladilnega sistema za pripravo ledene vode s hladivom R-22 in R-407c



Slika 6 – 17: Primerjava tlačnega razmerja hladilnega sistema za pripravo ledene vode s hladivom R-22 in R-407c

6.6 Rezultati simulacije določitve optimalnega razmerja mešanice dveh hladiv

Na idejo simulacije določitve optimalnega razmerja mešanice dveh hladiv nas je privedlo dejstvo dobljenih rezultatov preračuna enostopenjske visoko temperaturne toplotne črpalke z uporabo hladiva R-600a in R-290. Glavni pogoj za mešanje dveh hladiv za uporabo v toplotnih črpalkah je, da se hladivi fizikalno mešata in da kemijsko ne reagirata med sabo. Izbrani hladivi R-600a in R-290 potrjujeta to dejstvo.

Iz rezultatov preračuna delovanja enostopenjske visoko temperaturne toplotne črpalke z uporabo hladiva R-290 je bilo ugotovljeno, da je potrebna moč za pogon izbranega standardnega kompresorja prevelika. Toplotni tok toplotne črpalke z uporabo hladiva R-290 pa je visok. Če poleg tega primerjamo vrednosti toplotnega toka in porabo moči za pogon kompresorja pri uporabi hladiva R-600a, se ugotavlja, da obstaja še rezerva pri porabi moči kompresorja, ki jo navaja proizvajalec MYCOM za izbrani tip WBH.

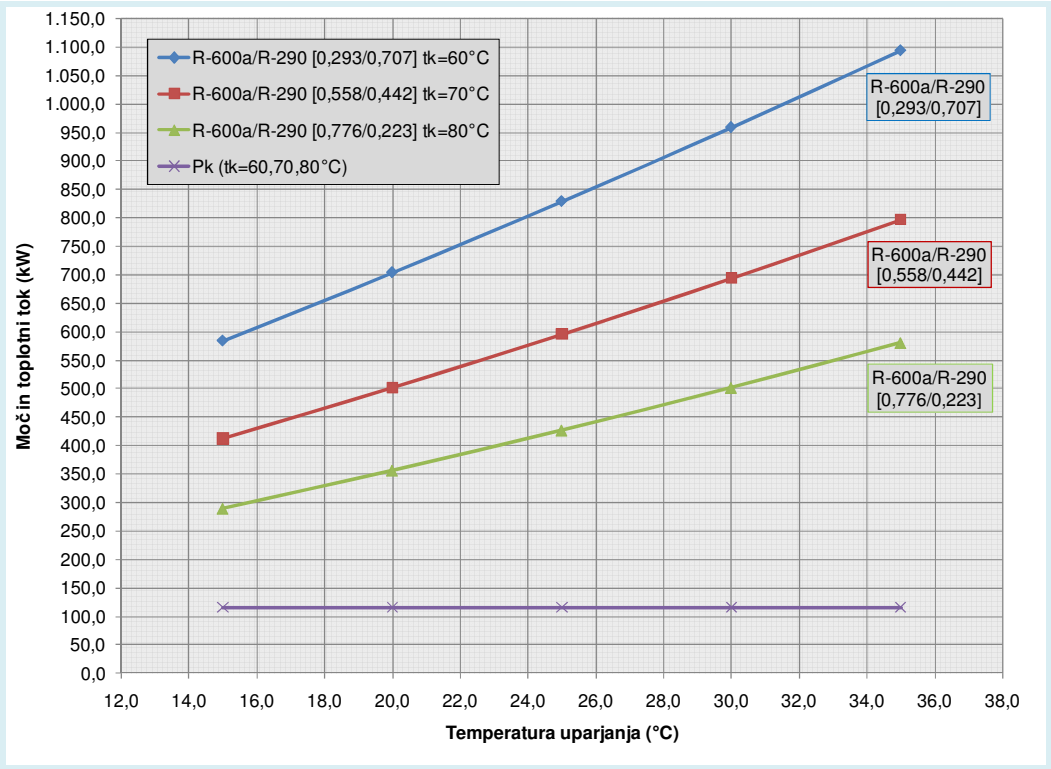
Namen simulacije optimalnega razmerja mešanice dveh hladiv je določitev maksimalne možne izkoriščenosti kapacitete moči izbranega kompresorja za obratovanje in maksimalni izkoristek toplotnega toka enostopenjske visoko temperaturne toplotne črpalke za potrebe ogrevanja.

Simulacija določitve optimalnega razmerja mešanice dveh hladiv je izvedena v programu GAMS. Za učinkovito simulacijo preračuna so določeni robni pogoji za delovanje kompresorja in toplotne črpalke.

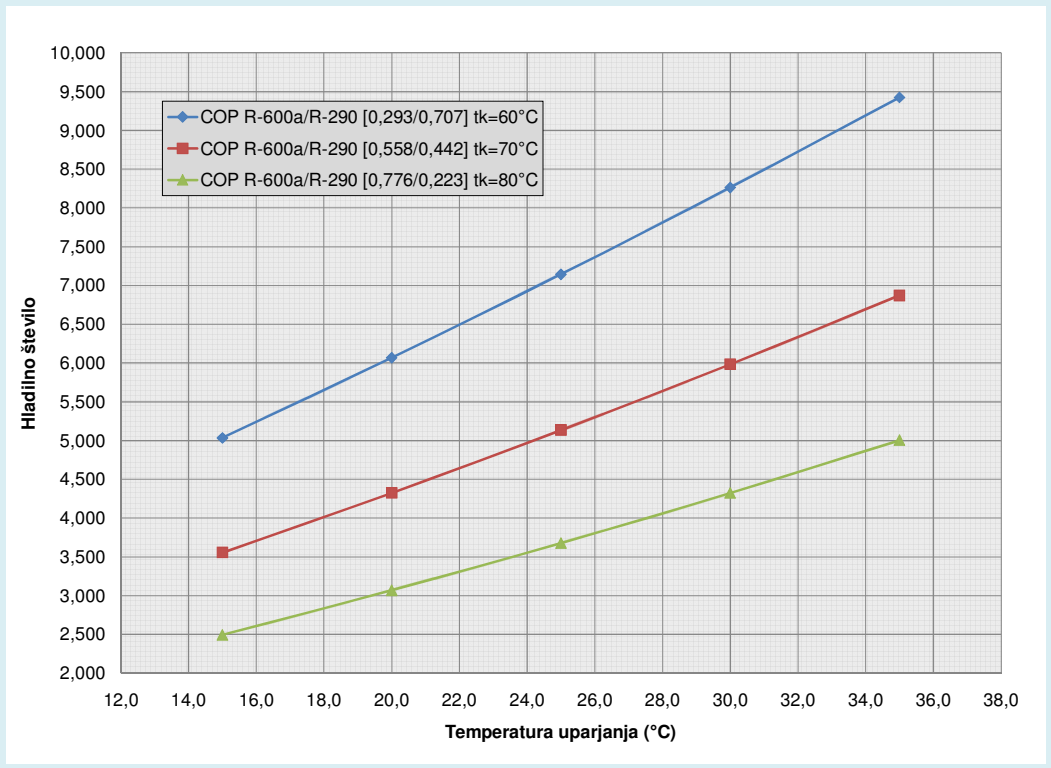
- volumski pretok kompresorja je konstanten in znaša q_{Vk} = 637 m^3/h,
- zgornja meja moči kompresorja tipa WBH je P_K = 116 kW, ki je 80 % delež od maksimalne moči kompresorja, in znaša 145 kW
- zgornja meja dovoljenega tlaka mešanice hladiva je 1,7133 MPa, ki je 85,6 % delež od maksimalno dovoljenega tlaka hladiva v sistemu, in znaša 2,0 MPa
- tlačno razmerje kompresorja je večje od 3,
- temperatura uparjanja t_U = 15 – 35 °C,
- temperatura kondenzacije t_K = 60 – 80 °C

Rezultati simulacije določitve optimalne mešanice dveh hladiv so prikazani v grafični obliki na sliki 6 – 18, iz katerih se odčita toplotni tok toplotne črpalke, moč kompresorja in deleži posameznih komponent pri različnih obratovalnih pogojih naprave. Na sliki 6 – 19 so prikazane vrednosti hladilnega števila enostopenjske toplotne črpalke.

Simulacija enostopenjske visoko temperaturne toplotne črpalke z uporabo mešanice dveh hladiv R-600a in R-290, omogoča določitev maksimalne izkoriščenosti kapacitete kompresorja in toplotne črpalke. S simulacijo je ugotovljeno, da je moč kompresorja za delovanje v vseh treh primerih enaka izbranemu robnemu pogoju, ki je 116,0 kW. Toplotni tok uparjalnega dela enostopenjske visoko temperaturne toplotne črpalke se z večanjem temperature kondenzacije t_K zmanjšuje. Iz diagrama se razbere tudi delež posamezne komponente X_1 in X_2, pri različni temperaturi kondenzacije hladiva.



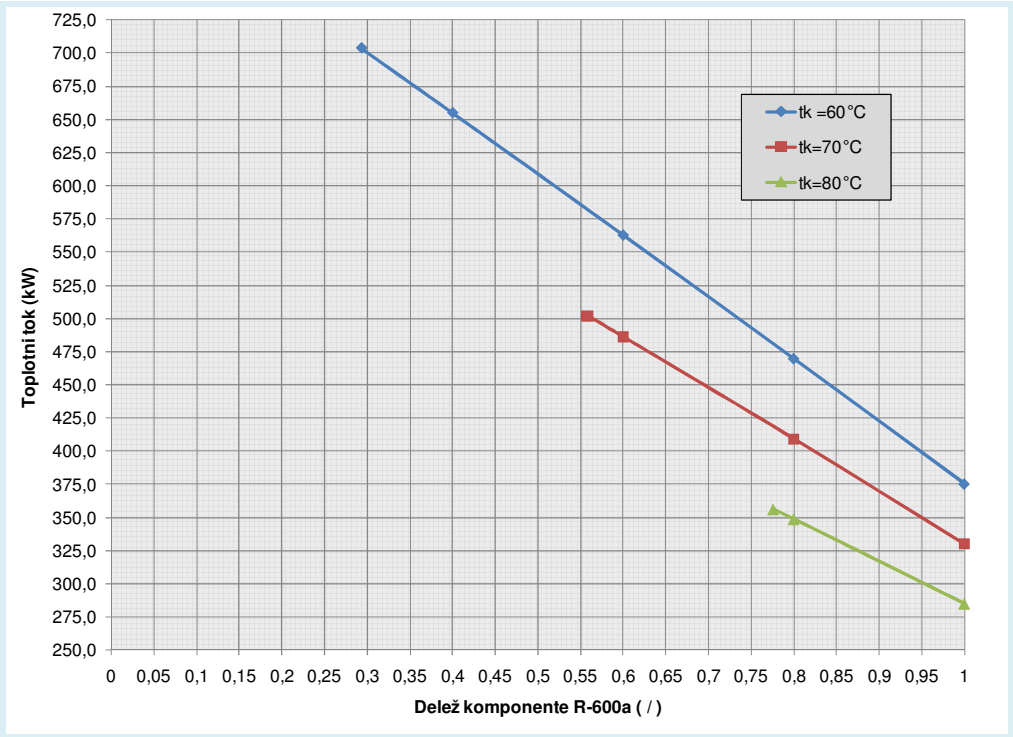
Slika 6 – 18: Enostopenjska toplotna črpalke z optimalnim razmerjem mešanice hladiv R-600a in R-290



Slika 6 – 19: Hladilno število enostopenjske toplotne črpalke z optimalno mešanico hladiv R-600a in R-290

Simulacija enostopenjske toplotne črpalke z uporabo mešanice dveh hladiv R-600a in R-290, omogoča določitev maksimalne izkoriščenosti kapacitete kompresorja in toplotne črpalke. S simulacijo je ugotovljeno, da je moč kompresorja za delovanje v vseh treh primerih enaka izbranemu robnemu pogoju ki je 116,0 kW. Toplotni tok enostopenjske visokotemperaturne toplotne črpalke se z večanjem temperature kondenzacije t_K zmanjšuje. Iz diagrama se razbere tudi delež posamezne komponente X_1 in X_2, pri različnih temperaturah kondenzacije hladiva.

Z mešanico hladiv R-600a in R-290 se doseže pozitive učinek glede maksimalnega izkoristka kompresorja in dobljenega toplotnega toka enostopenjske toplotne črpalke, se pa pojavijo omejitve pri določenih razmerjih komponente 1 in komponente 2, ko zaradi tehničnih omejitev delovanje toplotne črpalke in kompresorja ni mogoče. Na sliki 6 – 20 je prikazana odvisnost toplotnega toka toplotne črpalke v odvisnosti deleža komponente 1 (R-600a) v mešanici dveh hladiv R-600a in R-290, pri konstantni temperaturi uparjanja t_U = 20 °C in pri treh različnih temperaturah kondenzacije mešanice hladiva. Moč kompresorja je v vseh treh variantah enaka P_K = 116,0 kW in maksimalni tlak kondenzacije mešanice hladiva pa znaša p_{mTk} = 1,7133 MPa.



Slika 6 – 20: Toplotni tok uparjalnega dela toplotne črpalke v odvisnosti od deleža hladiva R-600a

Iz rezultatov preračuna toplotnega toka v odvisnosti od deleža komponente 1 (R-600a) v mešanici dveh hladiv (R-600a / R-290) se ugotavlja, da delež komponente 1 (R-600a) z višanjem temperature kondenzacije narašča. S simulacijo je enako kot pri enostopenjski visoko temperaturni toplotni črpalki dokazano, da s hladivom R-290 delovanje toplotne črpalke zaradi visokih tlakov in velike porabe moči kompresorja teoretično ni možno kljub temu, da se dosegajo visoke vrednosti toplotnega toka. Za optimalno izkoriščenost toplotne črpalke in kompresorja je najprimernejša mešanica hladiva R-600a / R-290 (0,558 / 0,442), pri temperaturi kondenzacije t_K = 70 °C.

7 EKONOMSKA ANALIZA

Poslovne odločitve, ki določajo pogoje gospodarjenja podjetij v prihodnosti in vplivajo na konkurenčnost in inovativnost na trgu, nas pogosto postavijo pred dejstvo kako najbolje gospodarno ravnati in odločati v danem trenutku. Pri odločitvah, o potrditvi ali zavrnitvi industrijskega projekta ima ključno vlogo ekonomska analiza. Vsaka ekonomska analiza temelji na dveh osnovnih predpostavkah:

- investiciji, ki je enkratni znesek, potreben za uresničitev projekta v praksi in
- presežku prihodka nad odhodki, kar pomeni razliko med prihodki, ki jih prinaša projekt in obratovalnimi stroški.

Ekonomska analiza projekta pomeni določitev vrednosti obeh omenjenih predpostavk z ekonomskimi metodami, ki se razlikujejo po zahtevnosti in natančnosti. Izbira metode je odvisna od stopnje razvoja projekta v dani fazi. Za ekonomsko analizo upravičenosti uporabe visoko temperaturne toplotne črpalke za ogrevanje in zamenjave hladiva v hladilni napravi za pripravo ledene vode se je uporabila metoda neto sedanje vrednost (NSV) z upoštevanjem letne inflacijske stopnje.

Neto sedanja vrednost (NSV) je ekonomski kazalnik, ki se pogosto uporablja pri investicijskih projektih v poznejših fazah razvoja projekta, ko je na razpolago že dovolj podatkov. Neto sedanja vrednost predstavlja vsoto vseh sedanjih vrednosti denarnih tokov. Pravilo pri odločitvi o investiciji na podlagi neto sedanje vrednosti je, da je investicija sprejeta, če je neto sedanja vrednost večja od nič, in zavrnjena, če je negativna. Poleg metode neto sedanje vrednosti se uspešnost investicije ocenjuje tudi s koeficientom rentabilnosti (K), ki predstavlja razmerje med neto sedanjo vrednostjo prihodkov od prodaje in vsoto vseh neto sedanjih vrednosti stroškov, ter vračilnim rokom, ki pove čas obratovanja, ko se vsa vložena sredstva povrnejo [33].

7.1 Ekonomska upravičenost uporabe visoko temperaturne toplotne črpalke

Glede na tri predlagane variante izvedbe visoko temperaturne toplotne črpalke za ogrevanje, se je za vsak tip toplotne črpalke posebej naredila ekonomska analiza po metodi neto sedanje vrednosti z upoštevanjem letne inflacijske stopnje. Na podlagi preračunanih ekonomskih kazalnikov za posamezne načine izvedbe visoko temperaturnih toplotnih črpalk je odločitev za investiranje mnogo enostavnejša in preglednejša. Za preračun so uporabljeni dobljeni rezultati preračuna visoko temperaturnih toplotnih črpalk z najugodnejšim hladivom. Pri ekonomski analizi je upoštevano, da se stroški investicije financirajo iz lastnih sredstev in z bančnim kreditom v razmerju 30 % proti 70 %. Sedanja vrednost stroškov investicije C_{INV} je določena z diskontiranjem anuitet po enačbi;

$$C_{INV} = C_0 + \sum_{j=0}^{N} \frac{a_n \cdot C_{TČ}}{(1+r)^j} \qquad \text{(EUR/leto)} \qquad (7.1)$$

kjer so:

C_0 - lastna sredstva (EUR)

$C_{TČ}$ - cena toplotne črpalke (EUR)

r - diskontna stopnja (/)

N - življenjska doba naprave (let)

Anuitetni faktor a_n določi z enačbo:

$$a_n = \frac{r_a \cdot (1+r_a)^{n_1}}{(1+r_a)^{n_1} - 1} \qquad (\ /\ ) \qquad (7.2)$$

r_a - diskontna stopnja anuitet (/)

n_1 - čas odplačevanja anuitet (/)

Stroški vrednosti vzdrževanja visoko temperaturne toplotne črpalke so ocenjeni na 2 % nabavne cene. Neto sedanjo vrednost stroškov z upoštevanjem inflacije se tako določi z enačbo:

$$C_S = \sum_{j=0}^{N} \frac{0.02 \cdot C_{TČ} \cdot (1+r_j)^j}{(1+r_j+r)^j} \qquad \text{(EUR/leto)} \qquad (7.3)$$

Neto sedanja vrednost stroškov električne energije za pogon kompresorja visoko temperaturne toplotne črpalke C_{PS} se določi z enačbo:

$$C_{PS} = \sum_{j=0}^{N} \frac{C_E \cdot P_K \cdot t_1 \cdot t_2 \cdot (1+r_j)^j}{(1+r_j+r)^j} \qquad \text{(EUR/leto)} \qquad (7.4)$$

Neto sedanja vrednost prihodkov visoko temperaturne toplotne črpalke od proizveden toplote z upoštevanjem inflacije in z diskontiranjem anuitet C_P se določi po enačbi:

$$C_P = \sum_{j=0}^{N} \frac{C_T \cdot \Phi_{TČ} \cdot t_1 \cdot t_2 \cdot (1+r_j)^j}{(1+r_j+r)^j} \qquad \text{(EUR/leto)} \qquad (7.5)$$

Neto sedanja vrednost dobička toplote z upoštevanjem stroškov investicije in vzdrževanja ter stroškov električne energije za pogon kompresorja se določi z enačbo:

$$C = C_P - (C_{INV} + C_S + C_{PS}) \qquad \text{(EUR/leto)} \qquad (7.6)$$

kjer so:

r_j - stopnja inflacije (/)

C_E - cena električne energije (EUR/kWh)

C_T - cena toplote za ogrevanje (EUR/kWh)

t_1 - obratovalni čas na dan (h/dan)

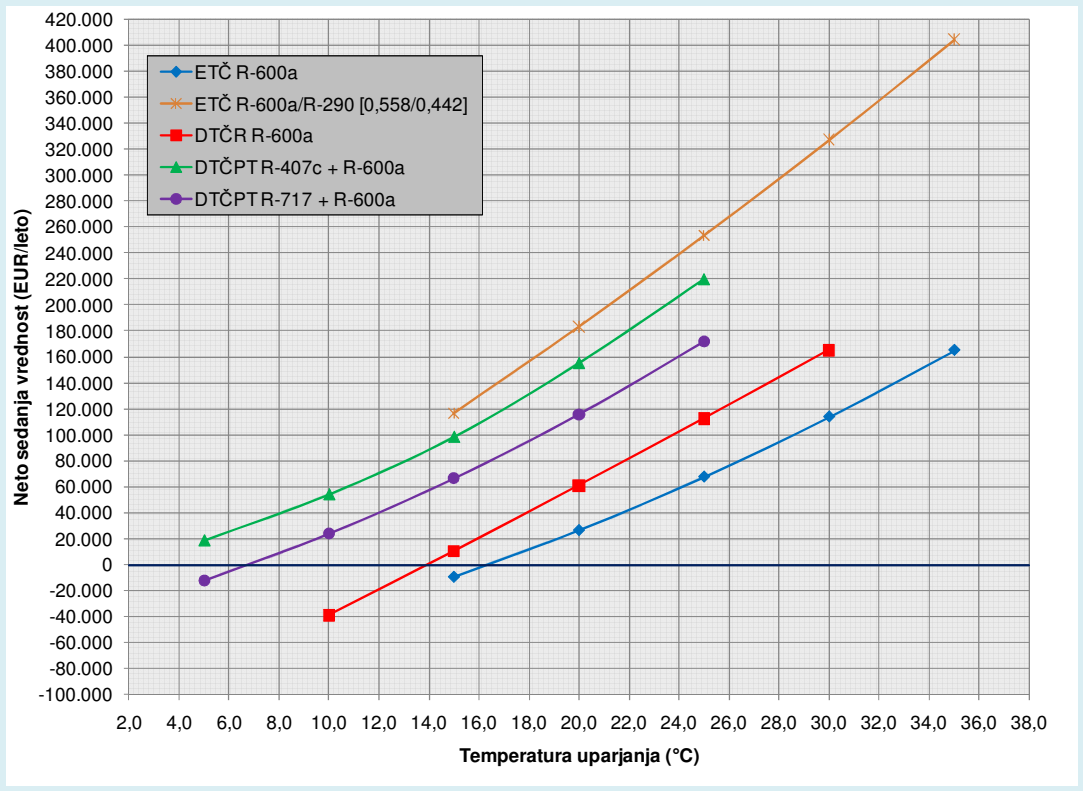
t_2 - obratovalni čas na leto (dni/leto)

Preračun ekonomskih kazalnikov je izveden za vse tri navedene izvedbe visoko temperaturne toplotne črpalke. Cena toplotne črpalke je ocenjena na podlagi cene posameznih procesnih enot toplotne črpalke. Cena električne energije in toplote je znana. Za čas obratovanja toplotne črpalke se upošteva 2160 delovnih ur [33].

V preglednici 7 – 1 so zbrani potrebni podatki za preračun posamezne izvedbe toplotne črpalke. Zaradi lažje ekonomske ocene in primerjave posameznega načina izvedbe visoko temperaturne toplotne črpalke so rezultati preračuna ekonomike prikazani na sliki 7 – 1, ki ponazarja neto sedanjo vrednost investicije pri različnih temperaturah uparjanja hladiva, temperatura kondenzacije hladiva je v vseh primerih enaka in znaša t_K = 70 °C.

Preglednica 7 – 1: Podatki za preračun ekonomske analize različnih izvedb toplotne črpalke

Izvedba toplotne črpalke	ETČ	ETČ	DTČR	DTČPT	DTČPT
Hladivo	R-600a	R-600a/R-290	R-600a	R-717/R-600a	R-407c/R-600a
Temperatura uparjanja (t_U) [°C]	20,0	20,0	20,0	20,0	20,0
Temperatura kondenzacije (t_K) [°C]	70,0	70,0	70,0	70,0	70,0
Toplotni tok toplotne črpalke ($\Phi_{TČ}$) [kW]	288,6	585,36	473,0	674,2	631,1
Moč kompresorja (P_K) [kW]	75,3	116,0	111,1	161,6	116,9
Čas obratovanja na dan (t_1) [h/dan]	18	18	18	18	18
Čas obratovanja na leto (t_2) [dni/leto]	120	120	120	120	120
Življenjska doba toplotne črpalke (N) [let]	20	20	20	20	20
Lastna sredstva (C_o) [EUR]	16.800	16.800	28.200	31.800	31.800
Cena toplotne črpalke ($C_{TČ}$) [EUR]	56.000	56.000	94.000	106.000	106.000
Cena električne energije (C_E) [EUR/kWh]	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07
Cena toplote za ogrevanje (C_T) [EUR/kWh]	0,0325	0,0325	0,0325	0,0325	0,0325
Diskontna stopnja (r) [%]	7,00	7,00	7,00	7,00	7,00
Stopnja inflacije (r_i) [%]	1,20	1,20	1,20	1,20	1,20



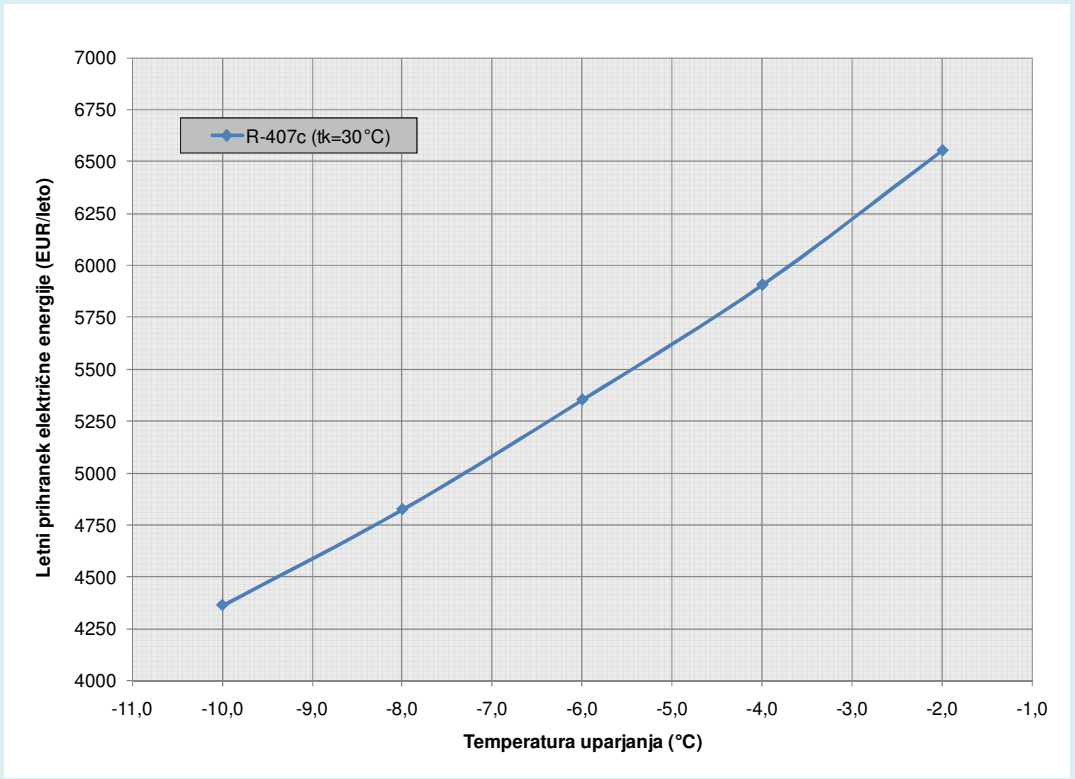
Slika 7 – 1: Neto sedanja vrednost v odvisnosti od temperature uparjanja hladiva

7.2 Ekonomska analiza zamenjave hladiva R-22 z R-407c v hladilnem sistemu za pripravo ledene vode

Na podlagi preračuna zamenjave hladiva R-22 z R-407c in spremenjenimi obratovalnimi pogoji delovanja hladilnega sistema za pripravo ledene vode se je analiziral letni prihranek električne energije, ki je potreben za pogon kompresorjev. Letni prihranek električne energije se preračuna glede na razliko vrednosti hladilnega števila s predlaganim hladivom R-407c in obstoječim hladivom R-22 in je hkrati odvisen od obratovalnega časa hladilnega sistema. Letni prihranek ΔE_P električne energije za pogon kompresorja se določi z enačbo [37, 38]:

$$\frac{\Delta E_P}{\Phi_U} = \left[\frac{COP_{H,R-407c} - COP_{H,R-22}}{COP_{H,R-22} \cdot COP_{H,R-407c}} \right] \cdot t_1 \cdot t_2 \cdot C_E \qquad \text{(EUR/leto)} \qquad (7.7)$$

Letni prihranek električne energije s hladivom R-407c in spremenjenimi obratovalnimi pogoji hladilnega sistema v odvisnosti od temperature uparjanja hladiva prikazuje slika 7 – 2.



Slika 7 – 2: Letni prihranek električne energije za pogon kompresorja s hladivom R-407c

Zamenjava hladiva R-22 z hladivom R-407c v obstoječem hladilnem sistemu za pripravo ledene vode se je ekonomsko ovrednotila z metodo neto sedanje vrednosti. Pri preračunu ekonomskih kazalnikov je upoštevano, da se stroški investicije financirajo iz lastnih sredstev.

Stroške vzdrževanja hladilnega sistema za pripravo ledene vode C_S so ocenjeni na 5 % stroškov nabave hladiva. Neto sedanjo vrednost stroškov z upoštevanjem inflacije se tako določi z enačbo:

$$C_S = \sum_{j=0}^{N} \frac{0.05 \cdot C_H \cdot (1+r_j)^j}{(1+r_j+r)^j} \quad \text{(EUR/leto)} \tag{7.8}$$

Neto sedanja vrednost stroškov električne energije za pogon kompresorja C_{PS} se določi z enačbo:

$$C_{PS} = \sum_{j=0}^{N} \frac{C_E \cdot P_K \cdot t_1 \cdot t_2 \cdot (1+r_j)^j}{(1+r_j+r)^j} \text{(EUR/leto)} \tag{7.9}$$

Neto sedanja vrednost prihodkov od proizvodnje ledene vode z upoštevanjem inflacije C_P se določi z enačbo:

$$C_P = \sum_{j=0}^{N} \frac{C_{LV} \cdot \Phi_U \cdot t_1 \cdot t_2 \cdot (1+r_j)^j}{(1+r_j+r)^j} \text{(EUR/leto)} \tag{7.10}$$

Neto sedanja vrednost prihranka stroškov proizvodnje ledene vode z upoštevanjem stroškov investicije in vzdrževanja ter stroškov električne energije za pogon kompresorja se določi z enačbo:

$$C = C_P - (C_H + C_S + C_{PS}) \qquad \text{(EUR/leto)} \qquad (7.11)$$

S koeficientom rentabilnosti K in vračilnim rokom $t_{VR,}$ se ocenjujeta uspešnost investicije, ki se izražata po naslednjima enačbama:

$$K = \frac{C_P}{C_H + C_S + C_{PS}} \qquad (\ /\ ) \qquad (7.12)$$

$$t_{VR} = \frac{C_H}{C} \qquad \text{(let)} \qquad (7.13)$$

kjer sta:

C_H - vrednost nabave hladiva (EUR)

C_{LV} - cena ledene vode (EUR/kWh)

Z kriterijem interne stopnje donosnosti (ISD) se je iterativno izračunala tudi cena ledene vode s hladivom R-407c in novimi obratovalnimi pogoji. Metoda (ISD) je podobna izračunu neto sedanje vrednosti (NSV), le da se je iskala cena ledene vode pri kateri je neto sedanja vrednost enaka nič ob predpostavki, da ostali parametri ostanejo nespremenjeni.

Ekonomska analiza je izvedena za pripravo ledene vode z hladilno napravo, ki uporablja hladivo R-407c pri temperaturi kondenzacije t_K = 30 °C in temperaturi uparjanja t_U = -6 °C. Ostali podatki uporabljeni za preračun so podani v preglednici 7 – 2.

Preglednica 7 – 2: Podatki za preračun ekonomske analize hladilne naprave

Temperatura uparjanja (t_U)	-6.0 °C
Temperatura kondenzacije (t_K)	25.0 °C
Toplotni tok uparjalnika (Φ_U)	218.6 kW
Toplotni tok kondenzatorja (Φ_K)	257.9 kW
Moč kompresorja (P_K)	39.2 kW
Čas obratovanja na dan (t_1)	24 h/dan
Čas obratovanja na leto (t_2)	334 dni/leto
Življenjska doba hladiva (N)	15 let
Lastna sredstva (C_o)	$C_o = C_{HS}$ EUR
Cena hladiva (C_H)	10000.00 EUR
Cena električne energije (C_E)	0.095 EUR/kWh
Cena ledene vode (C_{LV})	0.045 EUR/kWh
Diskontna stopnja (r)	7.0%
Stopnja inflacije (r_i)	1.2%

Rezultati preračuna neto sedanjih vrednosti hladilne naprave s hladivom R-407c so podani v preglednici 7 – 3. Na podlagi rezultatov ekonomskega preračuna z metodo NSV se je določil koeficient rentabilnosti (K) in vračilni rok investicije in nova cena električne energije. Koeficient rentabilnosti za preračunan primer znaša 2,47, vračilni rok investicije pa 1,87 let. Cena ledene vode izračunana po metodi interne stopnje donosnosti ima vrednost 0,01805 EUR/kWh, kar pomeni, da se z investicijo zamenjave hladiva R-22 z R-407c le-ta poceni za kar 58,88 %. Na podlagi vseh preračunanih ekonomskih kazalnikov je investicija v zamenjavo hladiva smiselna.

Preglednica 7 – 3: Neto sedanje vrednosti (NSV)

N (let)	**C_{INV}** EUR leto	**C_S** EUR leto	**C_{PS}** EUR leto	**C_P** EUR leto	**NSV** EUR leto
0	10.000,0	0,0	0,0	0,0	-10.000,0
1	0,0	467,7	27.592,7	72.520,5	44.460,1
2	0,0	437,4	25.807,6	67.828,8	41.583,8
3	0,0	409,1	24.138,0	63.440,6	38.893,5
4	0,0	382,6	22.576,4	59.336,3	36.377,3
5	0,0	357,9	21.115,8	55.497,6	34.023,9
6	0,0	334,7	19.749,7	51.907,1	31.822,7
7	0,0	313,1	18.472,0	48.549,0	29.763,9
8	0,0	292,8	17.276,9	45.408,1	27.838,4
9	0,0	273,9	16.159,2	42.470,5	26.037,4
10	0,0	256,2	15.113,8	39.722,8	24.352,8
NSV	**10.000,0**	**3.525,3**	**208.002,1**	**546.681,3**	**325.153,9**

8 ZAKLJUČEK

V doktorski disertaciji je prikazan način izbire najugodnejšega hladiva za delovanje adiabatnega krožnega procesa za različna področja uporabe. Izbira hladiva temelji na podlagi zmanjševanja škodljivih vplivov na okolje in termo-fizikalnih lastnostih hladiv ter upoštevanju obratovalnih karakteristik standardnih izvedb kompresorjev.

Doktorska disertacije je v osnovi razdeljena na dva dela. Prvi sklop zajema podroben prikaz optimalne izbire hladiva za delovanje visoko temperaturne toplotne črpalke za namene daljinskega ogrevanja stavb ter način določitve optimalne mešanice dveh hladiv. Drugi sklop pa navaja uporabo hladilnih naprav v industrijskih procesih, ki potrebujejo različne temperaturne nivoje hladu za hlajenje.

Za namene ogrevanja stavb so predlagane tri različice visoko temperaturne toplotne črpalke in sicer:

- enostopenjska toplotna črpalka (ETČ),
- dvostopenjska toplotna črpalka z razpenjalnikom (DTČR) in
- dvostopenjska toplotna črpalka s prenosnikom toplote.

Za vsako navedeno izvedbo toplotne črpalke je v programskem paketu MathCad Professional, napisan program preračuna karakterističnih lastnosti toplotne črpalke in kompresorja. Preračuni so izvedeni pri različnih temperaturah uparjanja in temperaturi kondenzacije hladiva. Rezultati preračunov so prikazani v grafični obliki iz katerih je mogoče odčitati osnovne karakteristične podatke toplotne črpalke in glede na to določiti izbiro ustreznega kompresorja za delovanje.

Glavni namen simulacije določitve optimalne mešanice dveh hladiv za namene ogrevanja je določitev maksimalnega toplotnega toka toplotne črpalke in izkoriščenosti kompresorja z upoštevanjem vseh možnih omejitev pri delovanju. Simulacija določitve optimalne mešanice dveh hladiv je izvedena v programskem paketu GAMS. Za posamezni način izvedbe visoko temperaturne toplotne črpalke je izvedena tudi ekonomska ocena upravičenosti investicije.

Na osnovi vseh zbranih podatkov in ugotovitev se predlaga pri enostopenjski toplotni črpalki uporaba hladiva R-600a in kompresorja MYCOM izvedbe tipa WBH. Ekonomska upravičenost delovanja toplotne črpalke je smiselna pri temperaturi uparjanja hladiva t_U = 25 °C in temperaturi kondenzacije t_K = 70 °C. Toplotni tok enostopenjske toplotne črpalke je v tem primeru 357,9 kW in poraba moči za pogon kompresorja znaša 82,0 kW.

Pri dvostopenjski toplotni črpalki z razpenjalnikom se prav tako dosega najboljše obratovalne pogoje s hladivom R-600a. S predlagano izvedbo toplotne črpalke se zmanjša tlačno razmerje komprimiranja hladiva. Uparjanje hladiva je pri temperaturi t_U = 20 °C še ekonomsko upravičena. Temperatura kondenzacije je t_K = 70 °C in je enaka kot pri enostopenjski toplotni črpalki. V tem primeru znaša toplotni tok dvostopenjske toplotne črpalke z razpenjalnikom 408,0 kW, poraba moči za pogon obeh kompresorjev pa znaša 111,1 kW. V prvi in drugi stopnji komprimiranja se predlaga uporaba enakega kompresorja kot pri enostopenjski toplotni črpalki.

Dvostopenjska toplotna črpalka s prenosnikom toplote je sestavljena iz dveh enostopenjskih toplotnih črpalk. Prednost te izvedbe toplotne črpalke je, da se v posamezni stopnji lahko uporabi različno hladivo.

Po analizi termo-fizikalnih lastnosti hladiv in iz rezultatov preračuna toplotne črpalke je ugotovljeno, da je delovanje dvostopenjske toplotne črpalke s prenosnikom toplote najugodnejše z uporaba hladiva R-407c v prvi stopnji in hladiva R-600a drugi stopnji toplotne črpalke. Pri temperatur kondenzacije hladiva v drugi stopnji t_K = 70 °C je ekonomsko upravičeno delovanje toplotne črpalke pri temperaturi uparjanja t_U = 10 °C prve stopnje. V prvi stopnji se predlaga uporaba kompresorja tipa WA ali WBH, v drugi stopnji pa le tip WBH. Toplotni tok za dvostopenjsko toplotno črpalko s prenosnikom toplote v tem primeru znaša 489,4 kW, skupna poraba moči za pogon obeh kompresorjev pa 113,9 kW. Predlagana izvedba toplotne črpalke je eden od možnih načinov maksimalnega izkoriščanja nizkotemperaturnih virov toplote za namene ogrevanja stavb.

V doktorski disertaciji je predstavljen tudi model simulacije določitve optimalne mešanice hladiv R-600a in R-290 za delovanje enostopenjske visoko temperaturne toplotne črpalke. Z maksimiranjem toplotnega toka uparjalnega dela toplotne črpalke in upoštevanjem določenih robnih pogojev je dokazano da je optimalna mešanica dveh hladiv pri temperaturi kondenzacije t_K = 70 °C enaka R-600a/R-290 = 0,558/0,442. Pri teh načinih uporabe hladiv se omejijo obratovalni pogoji delovanja toplotne črpalke.

Za namene hlajenja je najprej prikazana določitev velikosti hladilne naprave in kompresorja za namene hlajenje urea-formaldehidnih lepil v zaprtem ciklu. Iz preračunov je ugotovljeno, da je za potrebe hlajenja dnevne proizvodnje UF lepil (600 ton/dan) s hladilno vodo temperature 10 – 15 °C, primerno hladivo R-717, ki pa mora za navedene potrebe hladilne naprave imeti kompresor z volumskim pretokom 433 kg/h. Glede izbora kompresorja MYCOM se predlaga serija L in WBH. Kot alternativa hladivu R-717 je možna uporaba hladiva R-407c, ki pa za obratovanje potrebuje več moči za pogon kompresorja.

Na koncu je še prikazan model tehnološko ekonomskega preračuna zamenjave ozonu škodljivega hladiva R-22 z hladivom R-407c v obstoječi hladilni napravi za pripravo ledene vode. Pri zamenjavi je bil največji poudarek na podobnosti termo-fizikalnih lastnosti hladiv in na zmanjšanju porabe moči za pogon kompresorja, kar je s predlagano zamenjavo hladiva doseženo in ekonomsko upravičeno.

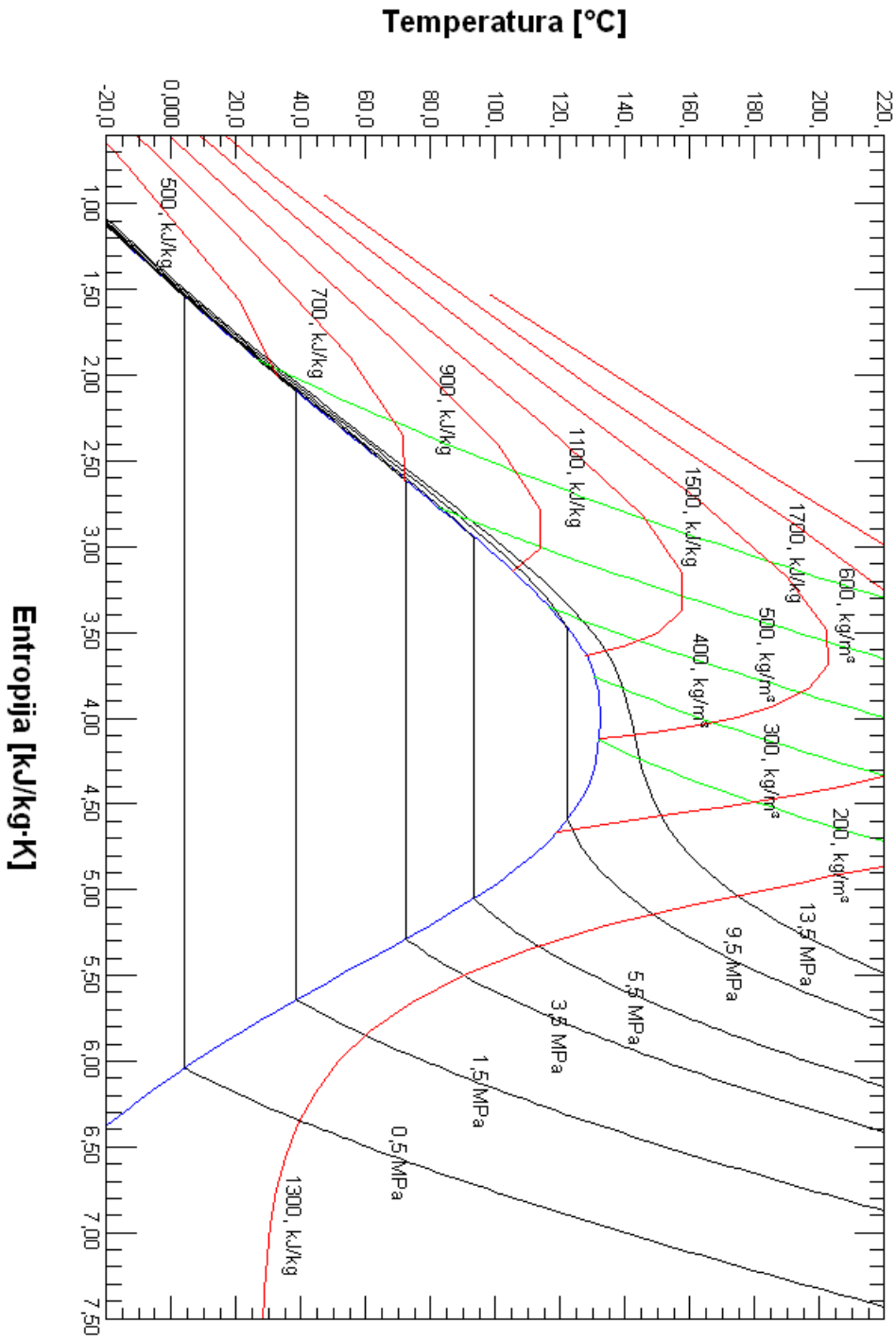
9 LITERATURA

[1] Evropska skupnost, Informacije za upravljavce in tehnično osebje, ki izvaja dejavnsot na opremi, ki vsebuje flourirane toplogredne pline, Uredba (ES) št. 842/2006, ISBN 978-92-79-10227-1, 2009.
[2] I. Malešič, Emisije v zrak iz hladilnih, klimatskih naprav in toplotnih črpalk, Zbornik prispevkov (SDHK Ljubljana, 2006) VIII. Posvetovanja Slovenskega društva hladilne in klimatizacijske tehnike, Portorož 10. in 11. November 2006.
[3] ASHRAE 2001 Handbook, Fundamentals SI Edition ISBN 1-883413-88-5, 2001.
[4] V. Smaka-Kincl, S. Prajnc Potrč, V Krmelj, Analiza obvez kjotskega protokola in program ukrepov zmanjševanja emisij v zrak v mestni občini Maribor, Komunalna energetika, Zbornik, 13. Mednarodno posvetovanje 18. do 20. Maj 2004 Maribor, Slovenija.
[5] Stoecker, W. F., Industrial refrigeration handbook, Updated ed. of: Industrial refrigeration. McGrawe-Hill Companies, 1998.
[6] Uradni list RS, št. 41/2010, Uredba o uporabi ozonu škodljivih snovi in fluoriranih toplogrednih plinov, stran 5855, 25. 05. 2010.
[7] ASHRAE Position Document on Natural Refrigerants, Approved by ASHRAE Board of Directors, January 28, 2009.
[8] Lemmon E. W., McLinden M. O., Huber M. L., 2002. REFPROP-Reference Fluid Thermodynamic and Transport Propertis. NIST-Standard Reference Database 23, Version 7.0.
[9] Ministrstvo za znanost in tehnologijo, Ljubljana, GEOTERMALNA ENERGIJA ISLANDSKE IN SLOVENSKE IZKUŠNJE, Ljubljana, november 1999.
[10] IBRAHIM DINCER, Refrigeration Systems and applications, 216, 2003.
[11] Milan Marčič, Jurij Avsec, HLADILNA TEHNIKA, Univerza v Mariboru, Fakulteta za strojništvo, Maribor, 36-124, 2001.
[12] www.viessman.de
[13] www.buderus.de
[14] Tone Obrsnu, STROJNO HLAJENJE IN GRETJE, Tehniška založba Slovenije, Ljubljana, 215-261, 1991.
[15] Zoran Rant, TERMODINAKMIKA: knjiga za uk in prakso, Fakulteta za strojništvo, Ljubljana, 2000.
[16] Recknagel – Sprenger, PRIROČNIK ZA GREJANJE I KLIMATIZACIJU, Gradževinska knjiga , Beograd, 1982.
[17] M. Popovič, Kompresorji in ventilatorji I. del Batni kompresorji, Višja tehniška šola v Mariboru 1968.
[18] Malić, Đorđević, Valent, TERMODINAMIKA STRUJNIH PROCESA, drugo izdanje, Građevinska knjiga, Beograd, 1980.

[19] MYCOM EUROPE, Reciprocating Compressor WBH Series, First Edition, March 2006.
[20] Bogoljub OREL, ENERGETSKI PRETVORNIKI II, Univerza Edvarda Kardelja v Ljubljani, Fakulteta za Elektrotehniko, Ljubljana, 1998.
[21] Andrej Kitanovski, Zdravko Bedenčič, DALJINSKO OGREVANJE, Slovensko društvo za daljinsko energetiko, Ljubljana, 46, 2001.
[22] Slovensko društvo hladilne in klimatizacijske tehnike – SDHK, Zbornik prispevkov TOPLOTNE ČRPALKE, Slovensko društvo hladilne in klimatizacijske tehnike in Univerza v Ljubljani, Fakulteta za strojništvo, 11, 44, 51, april 1998.
[23] Gospodarska zbornica Slovenije, PRAVILNO RAVNANJE S HLADILI V HLADILNI IN KLIMATIZACIJSKI TEHNIKI, Ljubljana, 54-94, 1997.
[24] www.mvv.de
[25] Milan Marcic, Long-term performance of central heat pumps in Slovenian homes, Faculty of Mechanical Engineering, University of Maribor, Smetanova ulica 17, Maribor 2000, Slovenia, Energy and Buildings 36 (2004) 185-193.
[26] Tomasz Kujawa and Wladyslaw Nowak, Thermal calculations of geothermal heat utilising one-well systems with both injection and production, Proceedings World Geothermal Congress 2000, Kyushu – Tohoku, Japan, May 28 – June 10, 2000 Department of Heat Engineering, Technical University of Szczecin, Al. Piastow 19, 70-310 Szczecin, Poland.
[27] Marcel Rosca, Heat Transfer in a low enthalpy geothermal well, Proceedings World Geothermal Congress 2000, Kyushu – Tohoku, Japan, May 28 – June 10, 2000 University of Oradea, Armata Romana 5, RO-3700 Oradea, Romania.
[28] B. Kulcar, D. Goricanec, J. Krope, Economy of exploiting heat from low-temperature geothermal sources using a heat pump, Energy and Buildings 40 (2008) 323-329.
[29] S. Devotta, A.V. Waghmare, N.N. Sawant, B.M. Domkundwar, Alternatives to HCFC-22 for air Conditioners, Applied Thermal Engineering 21 (2001) 703-715.
[30] B. Kulcar, D. Goricanec, J. Krope, Economy of replacing a refrigerant in a cooling system for preparing chilled water, International Journal of Refrigeration, In Press, Corrected Proof, Available online 14 February 2010.
[31] R.H. Perry, D.N.Green, PERRY´S CHEMICAL ENGINEER´S HANDBOOK, Seventh edition, McGraw-Hill, 1997.
[32] MATHCAD Professional 2001 (računalniški program).
[33] Kurtz, Ruth, Handbook of engineerin economics, Guide for engineers, technicians scientists, and managers, McGrawe-Hill, 1984.
[34] Z. N. PINTARIČ, RAZVOJ PROCESOV, zapiski predavanj.
[35] Slobodan Vidovic and Peter Varga, Ecinomic Feasibility of Installing Heat Pumps at »Kanjiza Spa«, Proceedings World Geothermal Congress 2005, Antalya, Turkey, April 2005.
[36] Djordje G. Kozic, Thermoeconomic optimization of the ground-source heat pump system, Department of Thermomechanics, Faculty of Mechanical Engineering, Belgrade University, Yugoslavia.

[37] GeoSource Heat Pump Handbook, Econar energy systems, Sales 1-800-4-ECONAR.
[38] D. Doberšek, D. Goričanec, J. Krope, Ekonomska učinkovitost uporabe rotacijskega regeneratorja toplote, Fakulteta za kemijo in kemijsko tehnologijo, Univerza v Mariboru, Maribor, 2005.
[39] Xiao Feng and Thore Berntsson, Critical COP for an economically feasible industrial heta-pump application, Applied Thermal Engineering Vol. 17. No. 1. Pp. 93-101, 1997.
[40] M. Marčič, Heating with Heta pump, HEFAT 2007, 5th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Sun City, South Africa, Paper number: MM4.
[41] Kozic D., Krope J., Goricanec D. Optimization of Large Heta Pumps in Long Distance Transit Heat Transportation. Int. J. of Power and Energy Systems, Vol. 14. No.1,1994.
[42] Torhac E., Crepinsek L. L., Krope J., Goricanec D., Saljnikov A., Stipic R., Kozic Dj.: Profitability evaluation of the heating system using borehole heat exchanger and heat pump. IASME Trans., 2005, vol. 2, iss. 8, pp 1381-1388.
[43] Vasic V., Krope J., Goricanec D., An analysis of energy flows in an absorption chiller. Stroj. vestn., 2000, vol. 46, iss. 8, pp. 517-524.
[44] Hirrschberg H. G., Handbuch Verfahrenstechnik und Anlagenbau, Springer Verlag, 1999.
[45] Cristian Jurisch and Roland Meyer-Pittroff, Waste Heat Recovery With a High Temperature Compression Haet Pump Using Water as Working Fluid, Lerstuhl fur Energie und Umwelttechnik der Lebensmittelindustrie, Tehnische Univerzitat München, 1994.
[46] Fratzscher, Picht, Stoffdaten und Kennwerte der Verfahrenstechnik, vierte Auflage, Deutscher Verlag fur Grundstoff industrie Leipzig-Stuttgart, 1993.
[47] J.M. Calm and G.C. Hourahan, Refigerant Data Summary, Engineered Systems, 18(11) 74-88, November 2001.

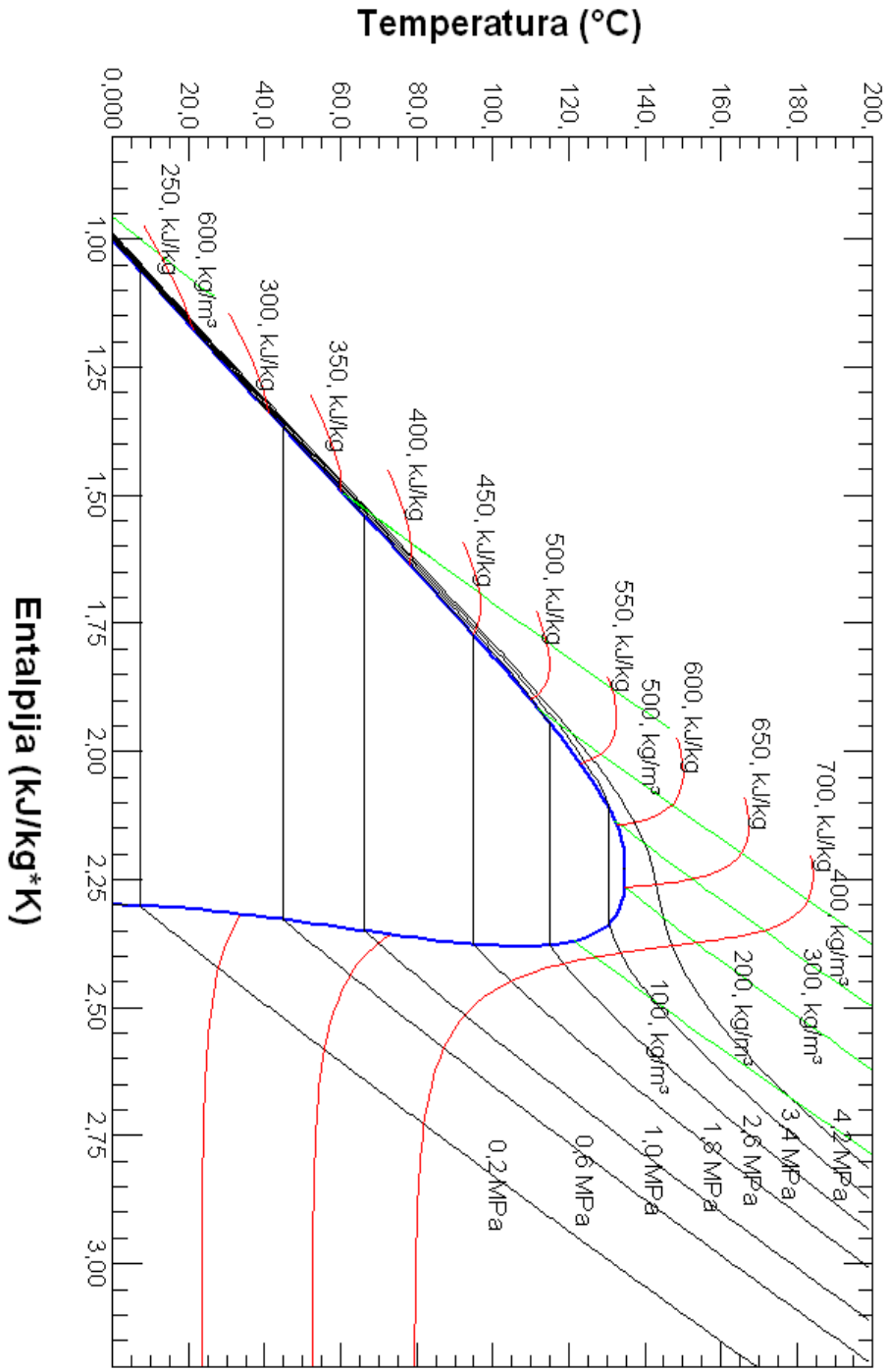
10 PRILOGE



Slika 10 – 1: T,s diagram hladiva R-717 (amoniak)

Preglednica 10 – 1: Termo-fizikalni podatki hladiva R-717 (amoniak) [8]

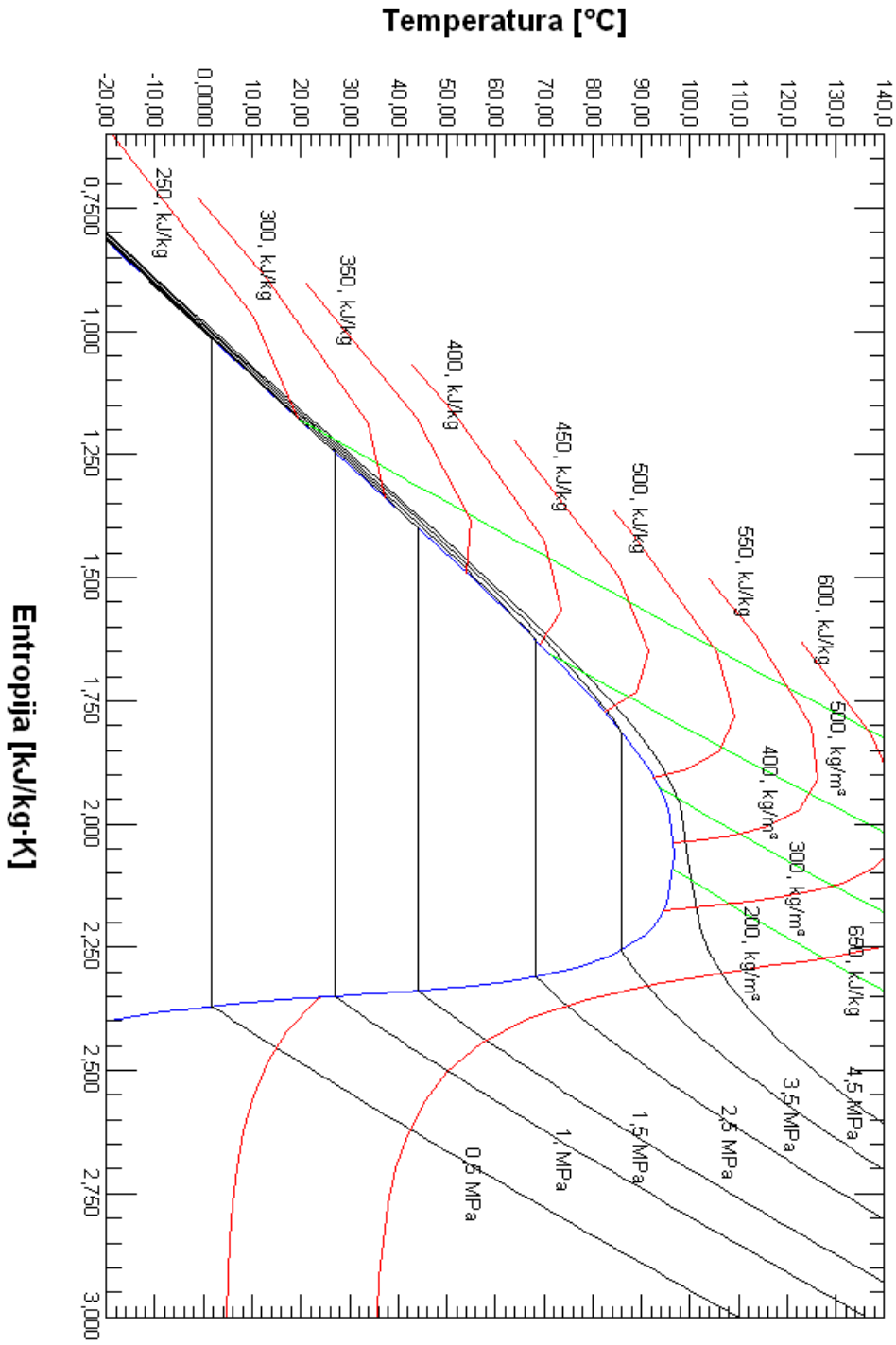
Temp.	Tlak	Gostota tek.	Gostota par	Entalpija tek.	Entalpija par	Entropija tek.	Entropija par	Spec. topl. kap. tek.	Spec. topl. kap. par	χ c_P/c_V
(°C)	(MPa)	(kg/m3)	(kg/m3)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg*K)	(kJ/kg*K)	(kJ/kg*K)	(kJ/kg*K)	/
-20,0	0,1901	665,1	1,60	108,55	1437,6	0,6538	5,9041	4,514	2,425	1,363
-18,0	0,2076	662,6	1,74	117,60	1440,3	0,6893	5,8736	4,524	2,446	1,365
-16,0	0,2263	660,0	1,89	129,67	1443,0	0,7246	5,8437	4,534	2,469	1,368
-14,0	0,2464	657,3	2,05	135,76	1445,6	0,7597	5,8143	4,543	2,493	1,371
-12,0	0,2678	654,7	2,21	144,88	1448,2	0,7946	5,7853	4,553	2,517	1,375
-10,0	0,2907	652,1	2,39	154,01	1450,7	0,8293	5,7569	4,564	2,542	1,378
-8,0	0,3151	649,4	2,58	163,16	1453,1	0,8638	5,7289	4,574	2,568	1,382
-6,0	0,3411	646,7	2,78	172,34	1455,5	0,8981	5,7013	4,584	2,594	1,385
-4,0	0,3688	644,0	2,99	181,54	1457,8	0,9323	5,6741	4,595	2,622	1,389
-2,0	0,3982	641,3	3,22	190,76	1460,0	0,9662	5,6474	4,606	2,651	1,393
0,0	0,4294	638,6	3,46	200,00	1462,2	1,0000	5,6210	4,617	2,680	1,398
2,0	0,4625	635,8	3,71	209,27	1464,3	1,0336	5,5591	4,628	2,710	1,402
4,0	0,4975	633,1	3,98	218,55	1466,4	1,0670	5,5695	4,639	2,742	1,407
6,0	0,5345	630,3	4,26	227,87	1468,3	1,1003	5,5442	4,651	2,774	1,412
8,0	0,5737	627,5	4,55	237,20	1470,2	1,1334	5,5192	4,663	2,807	1,417
10,0	0,6151	624,6	4,87	246,57	1472,1	1,1664	5,4946	4,676	2,841	1,422
12,0	0,6587	621,8	5,20	255,95	1473,8	1,1992	5,4703	4,689	2,877	1,428
14,0	0,7046	618,9	5,55	265,37	1475,5	1,2318	5,4463	4,702	2,913	1,434
16,0	0,7530	616,0	5,91	274,81	1477,1	1,2643	5,4226	4,716	2,951	1,440
18,0	0,8039	613,1	6,30	284,28	1478,7	1,2967	5,3991	4,730	2,990	1,446
20,0	0,8575	610,2	6,70	293,78	1480,1	1,3289	5,3759	4,745	3,030	1,453
22,0	0,9136	607,2	7,13	303,31	1481,5	1,3610	5,3529	4,760	3,071	1,460
24,0	0,9727	604,3	7,58	312,87	1482,8	1,3929	5,3301	4,776	3,113	1,468
26,0	1,0345	601,3	8,04	322,47	1484,0	1,4248	5,3076	4,793	3,158	1,475
28,0	1,0993	598,2	8,54	332,09	1485,1	1,4565	5,2853	4,810	3,203	1,484
30,0	1,1672	595,2	9,05	341,76	1486,1	1,4481	5,2631	4,828	3,250	1,492
32,0	1,2382	592,1	9,60	354,45	1487,1	1,5196	5,2412	4,847	3,299	1,501
34,0	1,3124	589,0	10,16	361,19	1487,9	1,5509	5,2194	4,867	3,349	1,510
36,0	1,3900	585,8	10,76	370,96	1488,7	1,5822	5,1978	4,888	3,401	1,520
38,0	1,4709	582,6	11,38	380,78	1489,3	1,6134	5,1763	4,909	3,455	1,530
40,0	1,5554	579,4	12,03	390,64	1489,9	1,6446	5,1549	4,932	3,510	1,541
42,0	1,6435	576,2	12,72	400,54	1490,3	1,6756	5,1337	4,956	3,568	1,553
44,0	1,7353	572,9	13,43	410,48	1490,7	1,7065	5,1126	4,981	3,628	1,565
46,0	1,8310	569,6	14,18	420,48	1490,9	1,7374	5,0915	5,007	3,691	1,577
48,0	1,9305	566,3	14,97	430,52	1491,0	1,7683	5,0706	5,034	3,756	1,591
50,0	2,0340	562,9	15,79	440,62	1491,0	1,7990	5,0497	5,064	3,823	1,605
55,0	2,3111	554,2	18,01	466,10	1490,5	1,8758	4,9977	5,143	4,005	1,643
60,0	2,6156	545,2	20,49	491,97	1489,2	1,9523	4,9458	5,235	4,208	1,687
65,0	2,9491	536,0	23,28	518,26	1487,0	2,0288	4,8939	5,341	4,438	1,739
70,0	3,3135	526,3	26,41	545,04	1483,9	2,1054	4,8415	5,465	4,699	1,799
75,0	3,7105	516,2	29,92	572,37	1479,7	2,1823	4,7885	5,610	5,001	1,870
80,0	4,1420	505,7	33,89	600,34	1474,3	2,2596	4,7344	5,784	5,355	1,955
85,0	4,6100	494,5	38,37	629,04	1467,5	2,3377	4,6789	5,993	5,777	2,058
90,0	5,1167	482,8	43,48	658,61	1459,1	2,4168	4,6213	6,250	6,291	2,187
100,0	6,2553	456,6	56,12	721,00	1436,6	2,5797	4,4975	6,991	7,762	2,562
110,0	7,5783	425,6	73,53	789,68	1403,0	2,7533	4,3542	8,360	10,460	3,260
120,0	9,1125	385,5	100,10	869,92	1350,2	2,9502	4,1719	11,940	17,210	5,040
132,25	11,333	225,0	225,02	1119,2	1119,2	3,5542	3,5542	∞	∞	∞



Slika 10 – 2: T,s diagram hladiva R-600a (izo-butan)

Preglednica 10 – 2: Termo-fizikalni podatki hladiva R-600a (izo-butan) [8]

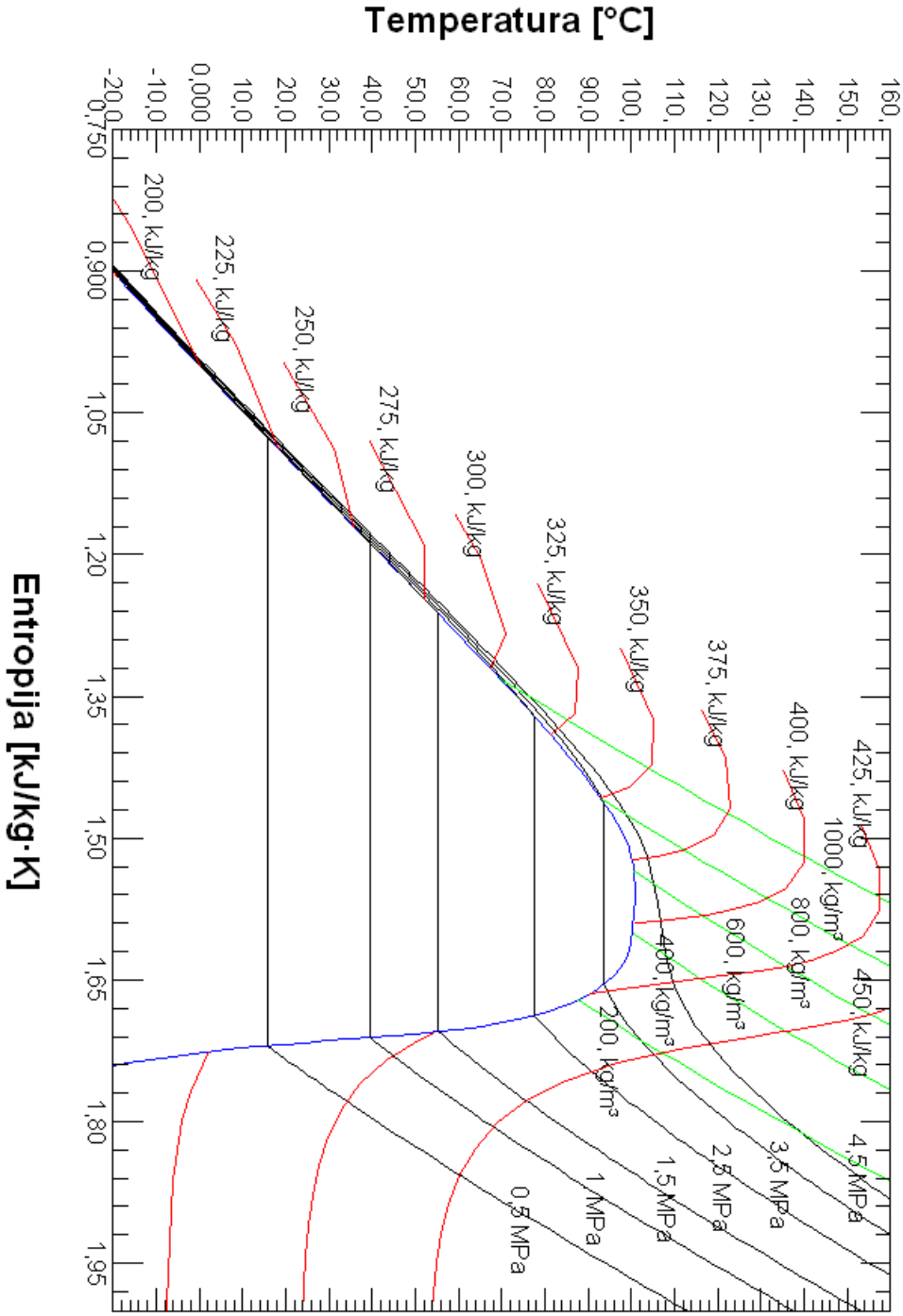
Temp.	Tlak	Gostota tek.	Gostota par	Entalpija tek.	Entalpija par	Entropija tek.	Entropija par	Spec. topl. kap. tek.	Spec. topl. kap. par	c_P/c_V
(°C)	(MPa)	(kg/m3)	(kg/m3)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg*K)	(kJ/kg*K)	(kJ/kg*K)	(kJ/kg*K)	/
0,0	0,15642	580,6	4,242	200,00	555,73	1,0000	2,3023	2,306	1,636	1,132
2,0	0,16786	578,3	4,533	204,63	558,41	1,0168	2,3026	2,317	1,649	1,133
4,0	0,17993	576,0	4,839	209,29	561,09	1,0336	2,3030	2,328	1,663	1,133
6,0	0,19265	573,6	5,161	213,97	563,78	1,0504	2,3035	2,340	1,677	1,134
8,0	0,20605	571,3	5,498	218,67	566,47	1,0670	2,3041	2,351	1,691	1,135
10,0	0,22014	568,9	5,853	223,39	569,16	1,0837	2,3048	2,363	1,705	1,136
12,0	0,23495	566,6	6,224	228,14	571,85	1,1003	2,3057	2,374	1,719	1,137
14,0	0,25050	564,2	6,614	232,91	574,54	1,1169	2,3066	2,386	1,734	1,139
16,0	0,26682	561,8	7,023	237,71	577,23	1,1335	2,3076	2,398	1,748	1,140
18,0	0,28392	559,3	7,450	242,53	579,92	1,1500	2,3088	2,411	1,763	1,141
20,0	0,30184	556,9	7,898	247,38	582,61	1,1664	2,3100	2,423	1,779	1,143
22,0	0,32058	554,4	8,366	252,25	585,30	1,1829	2,3113	2,436	1,794	1,144
24,0	0,34019	551,9	8,855	257,15	587,99	1,1993	2,3127	2,449	1,810	1,146
26,0	0,36068	549,4	9,367	262,07	590,67	1,2157	2,3141	2,462	1,826	1,148
28,0	0,38208	546,9	9,902	267,02	593,35	1,2321	2,3156	2,475	1,842	1,149
30,0	0,40441	544,3	10,460	272,00	596,03	1,2484	2,3173	2,489	1,859	1,151
32,0	0,42770	541,7	11,043	277,00	598,71	1,2647	2,3189	2,502	1,875	1,153
34,0	0,45197	539,1	11,650	282,03	601,38	1,2810	2,3207	2,517	1,892	1,156
36,0	0,47725	536,5	12,286	287,09	604,04	1,2972	2,3225	2,531	1,910	1,158
38,0	0,50356	533,9	12,948	292,18	606,70	1,3135	2,3243	2,546	1,928	1,160
40,0	0,53093	531,2	13,638	297,30	609,36	1,3297	2,3262	2,560	1,946	1,163
42,0	0,55938	528,5	14,357	302,44	612,00	1,3459	2,3282	2,576	1,964	1,166
44,0	0,58894	525,7	15,108	307,62	614,64	1,3621	2,3302	2,591	1,983	1,168
46,0	0,61964	523,0	15,890	312,83	617,27	1,3783	2,3322	2,607	2,003	1,172
48,0	0,65150	520,2	16,705	318,07	619,89	1,3945	2,3343	2,624	2,023	1,175
50,0	0,68455	517,3	17,556	323,34	622,50	1,4107	2,3364	2,640	2,043	1,178
55,0	0,77255	510,1	19,837	336,66	628,97	1,4510	2,3418	2,684	2,096	1,188
60,0	0,86860	502,6	22,371	350,20	635,34	1,4914	2,3473	2,731	2,154	1,200
65,0	0,97312	494,9	25,176	363,96	641,61	1,5318	2,3528	2,782	2,216	1,213
70,0	1,08660	486,9	28,296	377,96	647,73	1,5722	2,3583	2,837	2,285	1,229
75,0	1,20950	478,5	31,766	392,23	653,69	1,6127	2,3637	2,898	2,362	1,249
80,0	1,34240	469,8	35,650	406,77	659,44	1,6534	2,3688	2,966	2,448	1,272
85,0	1,48580	460,6	40,000	421,62	664,94	1,6943	2,3736	3,043	2,548	1,302
90,0	1,64020	450,9	44,883	436,81	670,13	1,7355	2,3779	3,132	2,666	1,338
95,0	1,80630	440,6	50,428	452,39	674,95	1,7770	2,3815	3,237	2,810	1,386
100,0	1,98480	429,6	56,785	468,40	679,28	1,8191	2,3842	3,367	2,989	1,448
105,0	2,17640	417,6	64,102	484,92	683,02	1,8619	2,3857	3,531	3,222	1,533
110,0	2,38200	404,4	72,727	502,08	685,96	1,9057	2,3856	3,752	3,544	1,655
115,0	2,60250	389,6	83,056	520,05	687,84	1,9508	2,3831	4,073	4,020	1,842
120,0	2,83900	372,4	95,877	539,15	688,20	1,9981	2,3772	4,600	4,808	2,158
125,0	3,09280	351,2	112,739	560,06	686,09	2,0492	2,3657	5,665	6,384	2,805
130,0	3,36560	321,2	138,121	584,77	679,00	2,1088	2,3425	9,16	11,29	4,85
134,7	3,64000	224,4	224,215	638,92	638,92	2,2397	2,2397	∞	∞	∞



Slika 10 – 3: T,s diagram hladiva R-290 (propan)

Preglednica 10 – 3: Termo-fizikalni podatki hladiva R-290 (propan) [8]

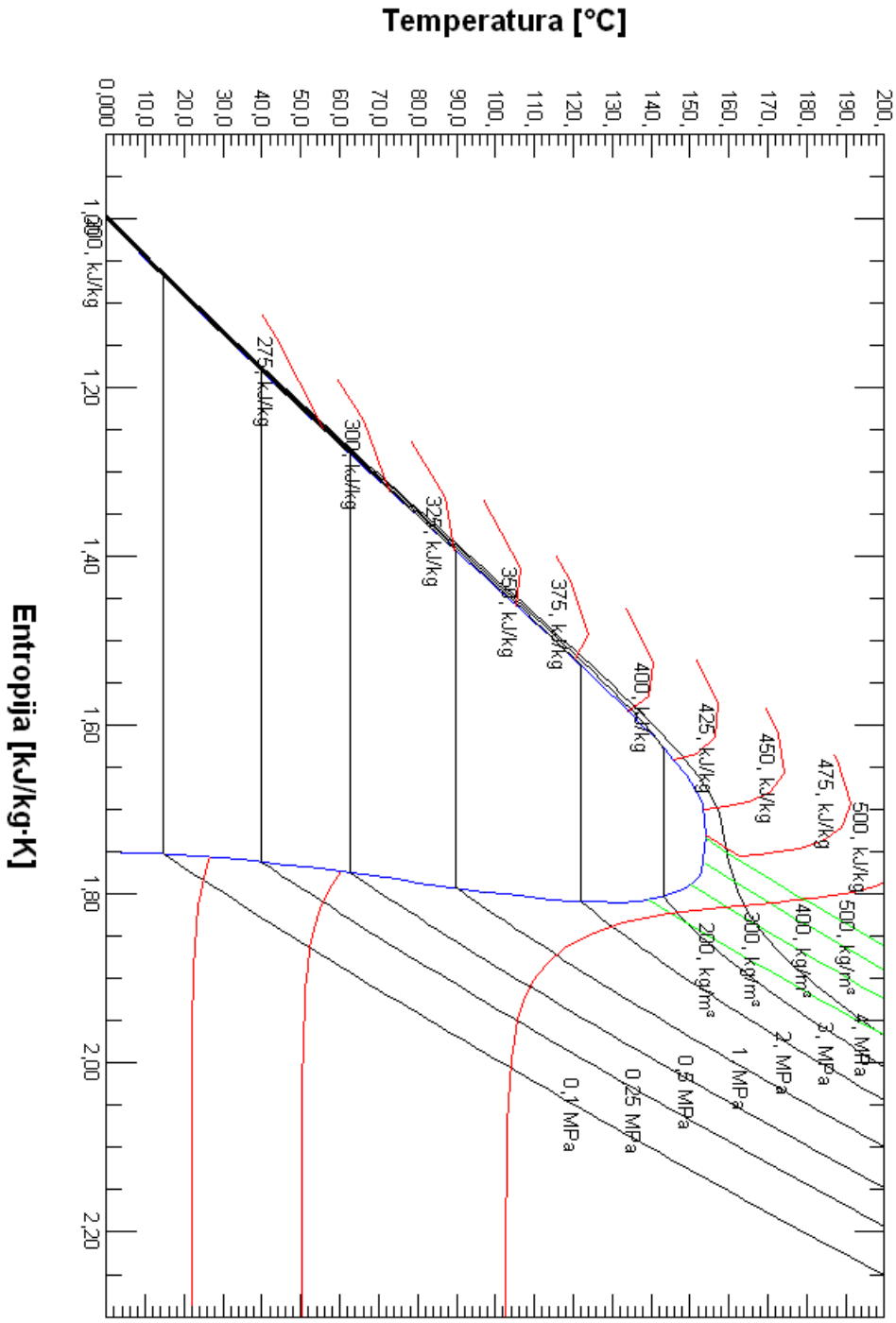
Temp.	Tlak	Gostota tek.	Gostota par	Entalpija tek.	Entalpija par	Entropija tek.	Entropija par	Spec. topl. kap. tek.	Spec. topl. kap. par	c_P/c_V
(°C)	(MPa)	(kg/m3)	(kg/m3)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg*K)	(kJ/kg*K)	(kJ/kg*K)	(kJ/kg*K)	/
-20,0	0,2443	554,9	5,51	151,15	551,67	0,8159	2,3981	2,368	1,607	1,196
-18,0	0,2624	552,4	5,89	155,91	554,00	0,8346	2,3948	2,380	1,622	1,198
-16,0	0,2815	549,9	6,29	160,70	556,32	0,8531	2,3916	2,393	1,637	1,199
-14,0	0,3016	547,3	6,72	165,51	558,63	0,8716	2,3886	2,406	1,653	1,201
-12,0	0,3228	544,8	7,17	170,36	560,94	0,8901	2,3857	2,420	1,669	1,203
-10,0	0,3451	539,6	7,64	175,23	563,23	0,9085	2,3830	2,433	1,685	1,206
-8,0	0,3685	537,0	8,13	180,12	565,51	0,9269	2,3804	2,447	1,702	1,208
-6,0	0,3931	534,3	8,65	185,05	567,78	0,9452	2,3779	2,461	1,718	1,210
-4,0	0,4189	531,7	9,19	190,00	570,04	0,9635	2,3755	2,476	1,736	1,213
-2,0	0,4460	529,0	9,76	194,98	572,29	0,9818	2,3733	2,491	1,753	1,216
0,0	0,4743	526,2	10,36	200,00	574,52	1,0000	2,3711	2,507	1,771	1,219
2,0	0,5039	523,0	10,99	205,05	576,74	1,0182	2,3691	2,523	1,790	1,222
4,0	0,5350	523,5	11,64	210,12	578,94	1,0364	2,3671	2,539	1,809	1,225
6,0	0,5673	520,7	12,33	215,23	581,13	1,0545	2,3653	2,556	1,828	1,229
8,0	0,6012	517,9	13,04	220,38	583,29	1,0727	2,3635	2,573	1,848	1,232
10,0	0,6365	515,0	13,80	225,56	585,44	1,0908	2,3618	2,591	1,869	1,236
12,0	0,6733	512,1	14,58	230,77	587,57	1,1089	2,3601	2,609	1,890	1,241
14,0	0,7116	509,2	15,40	236,02	589,68	1,1269	2,3586	2,628	1,912	1,245
16,0	0,7516	506,3	16,26	241,31	591,77	1,1450	2,3570	2,647	1,934	1,250
18,0	0,7931	503,3	17,16	246,63	593,83	1,1631	2,3556	2,667	1,957	1,255
20,0	0,8364	500,2	18,10	251,99	595,87	1,1811	2,3542	2,688	1,981	1,261
22,0	0,8813	497,2	19,08	257,40	597,88	1,1992	2,3528	2,709	2,006	1,267
24,0	0,9280	494,0	20,11	262,84	599,87	1,2173	2,3515	2,731	2,031	1,273
26,0	0,9764	490,9	21,19	268,33	601,82	1,2353	2,3501	2,754	2,058	1,280
28,0	1,0267	487,7	22,31	273,86	603,75	1,2534	2,3488	2,778	2,085	1,287
30,0	1,0789	484,4	23,48	279,43	605,64	1,2715	2,3475	2,803	2,114	1,295
32,0	1,1130	481,1	24,71	285,05	607,49	1,2896	2,3463	2,829	2,144	1,303
34,0	1,1189	477,7	25,99	290,72	609,31	1,3078	2,3450	2,856	2,176	1,312
36,0	1,2471	474,3	27,34	296,44	611,09	1,3259	2,3437	2,884	2,209	1,322
38,0	1,3072	470,8	28,74	302,21	612,82	1,3441	2,3424	2,913	2,243	1,333
40,0	1,3694	467,3	30,21	308,03	614,51	1,3623	2,3410	2,944	2,280	1,344
42,0	1,4337	463,6	31,76	313,91	616,15	1,3806	2,3396	2,976	2,319	1,356
44,0	1,5002	459,9	33,38	319,84	617,74	1,3989	2,3382	3,010	2,359	1,369
46,0	1,5689	456,2	35,08	325,84	619,27	1,4173	2,3367	3,046	2,403	1,384
48,0	1,6400	452,3	36,85	331,89	620,75	1,4357	2,3351	3,083	2,449	1,400
50,0	1,7133	448,4	38,71	338,01	622,15	1,4542	2,3335	3,124	2,499	1,417
55,0	1,9073	438,2	43,82	353,60	625,36	1,5007	2,3289	3,236	2,640	1,468
60,0	2,1170	427,2	49,65	369,68	628,05	1,5479	2,3234	3,372	2,814	1,534
65,0	2,3433	415,5	56,34	386,31	630,08	1,5958	2,3167	3,541	3,036	1,623
70,0	2,5872	402,7	64,14	403,60	631,30	1,6448	2,3084	3,761	3,333	1,745
75,0	2,8499	388,6	73,37	421,73	631,44	1,6954	2,2977	4,067	3,755	1,925
80,0	3,1327	372,6	84,60	440,98	630,08	1,7481	2,2836	4,537	4,413	2,212
85,0	3,4371	353,6	99,01	461,89	626,46	1,8046	2,2640	5,383	5,601	2,743
90,0	3,7651	329,1	118,91	485,83	618,71	1,8683	2,2341	7,475	8,506	4,062
95,0	4,1260	286,4	156,74	519,30	598,40	1,9566	2,1714	23,210	29,140	13,520
96,7	4,2477	220,5	220,26	559,09	559,09	2,0630	2,0630	∞	∞	∞



Slika 10 – 4: T,s diagram hladiva R-134a (1,1,1,2 tetrafluoroetan)

Preglednica 10 – 4: Termo-fizikalni podatki hladiva R-134a (1,1,1,2 tetrafluoroetan) [8]

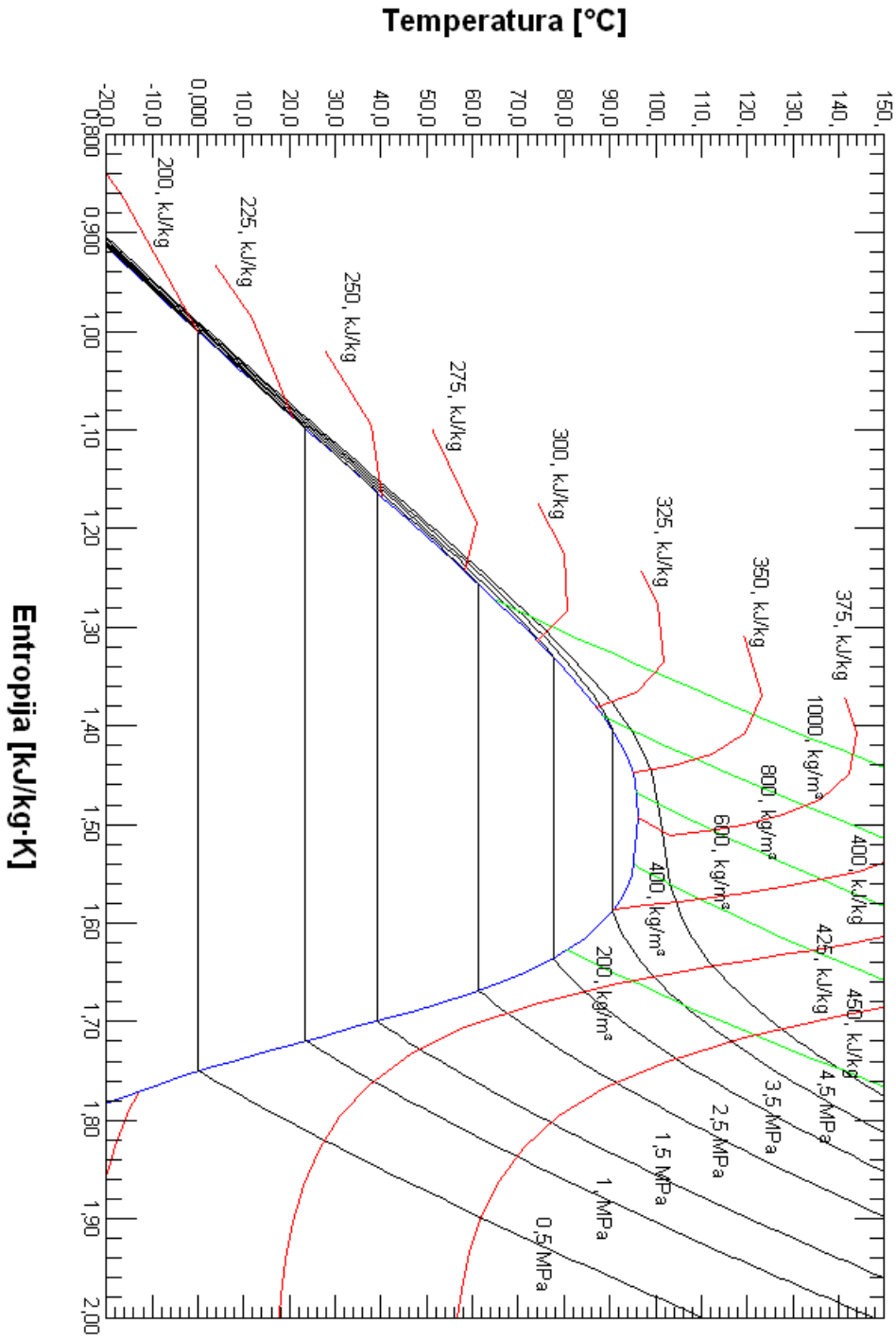
Temp.	Tlak	Gostota tek.	Gostota par	Entalpija tek.	Entalpija par	Entropija tek.	Entropija par	Spec. topl. kap. tek.	Spec. topl. kap. par	c_P/c_V
(°C)	(MPa)	(kg/m^3)	(kg/m^3)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg*K)	(kJ/kg*K)	(kJ/kg*K)	(kJ/kg*K)	/
-20,0	0,1327	1358,3	6,78	173,64	386,55	0,9003	1,7413	1,293	0,816	1,158
-18,0	0,1446	1352,1	7,36	176,23	387,79	0,9104	1,7396	1,297	0,823	1,159
-16,0	0,1573	1345,9	7,97	178,83	389,02	0,9205	1,7379	1,302	0,831	1,161
-14,0	0,1708	1339,7	8,62	181,44	390,24	0,9306	1,7363	1,306	0,838	1,163
-12,0	0,1852	1333,4	9,31	184,07	391,46	0,9407	1,7348	1,311	0,846	1,165
-10,0	0,2006	1327,1	10,04	186,70	392,66	0,9507	1,7334	1,316	0,854	1,167
-8,0	0,2169	1320,8	10,82	189,34	393,87	0,9606	1,7320	1,320	0,863	1,169
-6,0	0,2343	1314,3	11,65	191,99	395,06	0,9705	1,7307	1,325	0,871	1,171
-4,0	0,2527	1307,9	12,52	194,65	396,25	0,9804	1,7294	1,330	0,880	1,174
-2,0	0,2722	1301,4	13,45	197,32	397,43	0,9902	1,7282	1,336	0,888	1,176
0,0	0,2928	1294,8	14,43	200,00	398,60	1,0000	1,7271	1,341	0,897	1,179
2,0	0,3146	1288,1	15,47	202,69	399,77	1,0098	1,7260	1,347	0,906	1,182
4,0	0,3377	1281,4	16,56	205,40	400,92	1,0195	1,7250	1,352	0,916	1,185
6,0	0,3620	1274,7	17,72	208,11	402,06	1,0292	1,7240	1,358	0,925	1,189
8,0	0,3876	1267,9	18,94	210,84	403,20	1,0388	1,7230	1,364	0,935	1,192
10,0	0,4146	1261,0	20,23	213,58	404,32	1,0485	1,7221	1,370	0,945	1,196
12,0	0,4430	1254,0	21,58	216,33	405,43	1,0581	1,7212	1,377	0,956	1,200
14,0	0,4729	1246,9	23,02	219,09	406,53	1,0677	1,7204	1,384	0,967	1,204
16,0	0,5043	1239,8	24,52	221,87	407,61	1,0772	1,7196	1,390	0,978	1,209
18,0	0,5372	1232,6	26,11	224,66	408,69	1,0867	1,7188	1,398	0,989	1,214
20,0	0,5717	1225,3	27,78	227,47	409,75	1,0962	1,7180	1,405	1,001	1,219
22,0	0,6079	1218,0	29,54	230,29	410,79	1,1057	1,7173	1,413	1,013	1,224
24,0	0,6458	1210,5	31,39	233,12	411,82	1,1152	1,7166	1,421	1,025	1,230
26,0	0,6854	1202,9	33,34	235,97	412,84	1,1246	1,7159	1,429	1,038	1,236
28,0	0,7269	1195,2	35,38	238,84	413,84	1,1341	1,7152	1,438	1,052	1,243
30,0	0,7702	1187,5	37,54	241,72	414,82	1,1435	1,7145	1,447	1,066	1,249
32,0	0,8154	1179,6	39,80	244,62	415,78	1,1529	1,7138	1,456	1,080	1,257
34,0	0,8626	1171,6	42,18	247,54	416,72	1,1623	1,7131	1,466	1,095	1,265
36,0	0,9119	1163,4	44,68	250,48	417,65	1,1717	1,7124	1,476	1,111	1,273
38,0	0,9632	1155,1	47,32	253,43	418,55	1,1811	1,7118	1,487	1,127	1,282
40,0	1,0166	1146,7	50,09	256,41	419,43	1,1905	1,7111	1,498	1,145	1,292
42,0	1,0722	1138,2	53,00	259,41	420,28	1,1999	1,7103	1,511	1,163	1,303
44,0	1,1301	1129,5	56,06	262,43	421,11	1,2092	1,7096	1,523	1,182	1,314
46,0	1,1903	1120,6	59,29	265,47	421,92	1,2186	1,7089	1,537	1,202	1,326
48,0	1,2529	1111,5	62,69	268,53	422,69	1,2280	1,7081	1,551	1,223	1,339
50,0	1,3179	1102,3	66,27	271,62	423,44	1,2375	1,7072	1,566	1,246	1,354
52,0	1,3854	1092,9	70,05	274,74	424,15	1,2469	1,7064	1,582	1,270	1,369
54,0	1,4555	1083,2	74,03	277,89	424,83	1,2563	1,7055	1,600	1,296	1,386
56,0	1,5282	1073,4	78,24	281,06	425,47	1,2658	1,7045	1,618	1,324	1,405
58,0	1,6036	1063,2	82,68	284,27	426,07	1,2753	1,7035	1,638	1,354	1,425
60,0	1,6818	1052,9	87,38	287,50	426,63	1,2848	1,7024	1,660	1,387	1,448
62,0	1,7628	1042,2	92,36	290,78	427,14	1,2944	1,7013	1,684	1,422	1,473
64,0	1,8467	1031,2	97,64	294,09	427,61	1,3040	1,7000	1,710	1,461	1,501
66,0	1,9337	1020,0	103,24	297,44	428,02	1,3137	1,6987	1,738	1,504	1,532
68,0	2,0237	1008,3	109,21	300,84	428,36	1,3234	1,6972	1,769	1,552	1,567
70,0	2,1168	996,3	115,57	304,28	428,65	1,3332	1,6956	1,804	1,605	1,607
72,0	2,2132	983,8	122,37	307,78	428,86	1,3430	1,6939	1,843	1,665	1,653
74,0	2,3130	970,8	129,65	311,33	429,00	1,3530	1,6920	1,887	1,734	1,705
76,0	2,4161	957,3	137,48	314,94	429,04	1,3631	1,6899	1,938	1,812	1,766
78,0	2,5228	943,1	145,93	318,63	428,98	1,3733	1,6876	1,996	1,904	1,838
80,0	2,6332	928,2	155,08	322,39	428,81	1,3836	1,6850	2,065	2,012	1,924
85,0	2,9258	887,2	181,82	332,22	427,76	1,4104	1,6771	2,306	2,397	2,232
90,0	3,2442	837,8	216,76	342,93	425,42	1,4390	1,6662	2,756	3,121	2,820
95,0	3,5912	772,7	267,37	420,67	420,67	1,4715	1,6492	3,938	5,020	4,369
100,0	3,9724	651,2	373,01	373,30	407,68	1,5188	1,6109	17,59	25,35	20,81



Slika 10 – 5: T,s diagram hladiva R-245fa (1,1,1,3,3 pentafluoropropan)

Preglednica 10 – 5: Termo-fizikalni podatki hladiva R-245fa (1,1,1,3,3 pentafluoropropan) [8]

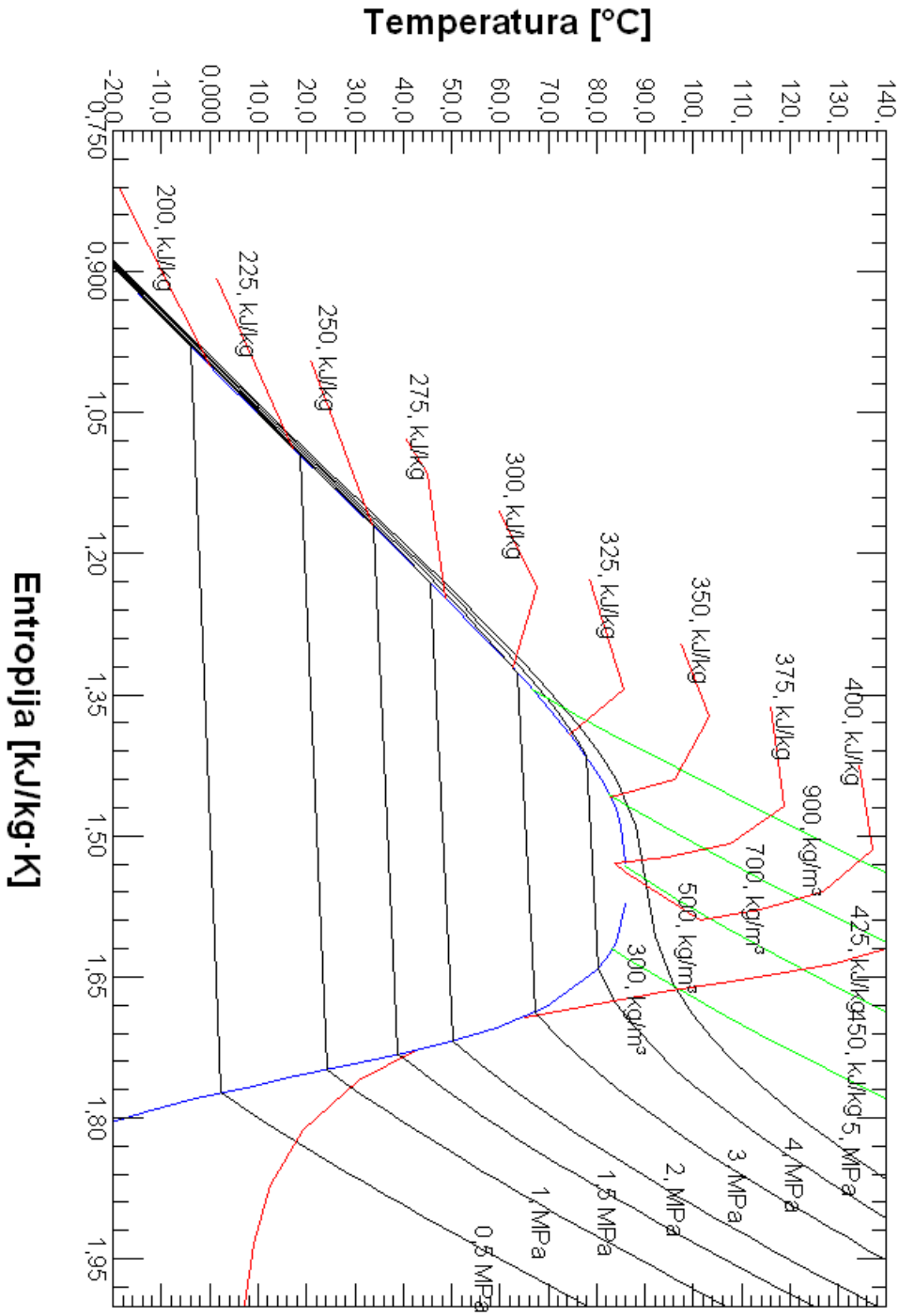
Temp.	Tlak	Gostota tek.	Gostota par	Entalpija tek.	Entalpija par	Entropija tek.	Entropija par	Spec. topl. kap. tek.	Spec. topl. kap. par	c_P/c_V
(°C)	(MPa)	(kg/m^3)	(kg/m^3)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg*K)	(kJ/kg*K)	(kJ/kg*K)	(kJ/kg*K)	/
-10,0	0,03324	1428,9	2,08	187,18	397,45	0,9522	1,7513	1,273	0,811	1,094
0,0	0,05359	1404,0	3,25	200,00	404,93	1,0000	1,7502	1,290	0,837	1,095
2,0	0,05866	1399,0	3,54	202,59	406,43	1,0094	1,7503	1,294	0,842	1,096
4,0	0,06411	1393,9	3,85	205,18	407,93	1,0188	1,7504	1,297	0,848	1,096
6,0	0,06996	1388,8	4,18	207,78	409,44	1,0281	1,7505	1,301	0,853	1,097
8,0	0,07622	1383,7	4,53	210,39	410,94	1,0374	1,7508	1,305	0,859	1,097
10,0	0,08293	1378,5	4,90	213,00	412,45	1,0467	1,7511	1,309	0,864	1,098
12,0	0,09009	1373,3	5,30	215,63	413,95	1,0559	1,7514	1,312	0,870	1,098
14,0	0,09774	1368,1	5,72	218,26	415,46	1,0651	1,7518	1,316	0,875	1,099
14,9	0,10133	1365,7	5,92	219,44	416,13	1,0692	1,7520	1,318	0,878	1,099
16,0	0,10589	1362,8	6,17	220,90	416,97	1,0742	1,7523	1,320	0,881	1,100
18,0	0,11457	1357,5	6,65	223,54	418,47	0,0833	1,7528	1,324	0,887	1,100
20,0	0,12380	1352,2	7,16	226,20	419,98	1,0924	1,7534	1,328	0,893	1,101
22,0	0,13360	1346,9	7,69	228,86	421,48	1,1014	1,7540	1,332	0,899	1,102
24,0	0,14400	1341,5	8,26	231,54	422,09	1,1104	1,7547	1,337	0,905	1,103
26,0	0,15503	1336,1	8,86	234,22	424,49	1,1194	1,7554	1,341	0,911	1,104
28,0	0,16670	1330,6	9,49	236,91	425,99	1,1283	1,7562	1,345	0,917	1,105
30,0	0,17904	1325,1	10,16	239,60	427,49	1,1372	1,7570	1,350	0,923	1,106
32,0	0,19209	1319,6	10,86	242,31	428,99	1,1461	1,7578	1,354	0,929	1,107
34,0	0,20586	1314,0	11,61	245,03	430,49	1,1549	1,7587	1,359	0,936	1,108
36,0	0,22038	1308,4	12,39	247,75	431,99	1,1637	1,7597	1,364	0,942	1,110
38,0	0,23568	1302,7	13,21	250,49	433,48	1,1725	1,7606	1,368	0,949	1,111
40,0	0,25179	1297,0	14,08	253,24	434,97	1,1813	1,7616	1,373	0,956	1,112
42,0	0,26873	1291,2	14,99	255,99	436,46	1,1900	1,7626	1,378	0,962	1,114
44,0	0,28654	1285,4	15,95	258,76	437,95	1,1987	1,7637	1,383	0,969	1,115
46,0	0,30523	1279,6	16,95	261,53	439,43	1,2074	1,7648	1,388	0,976	1,117
48,0	0,32485	1273,7	18,01	264,32	440,91	1,2160	1,7659	1,394	0,984	1,119
50,0	0,34542	1267,7	19,11	267,11	442,38	1,2246	1,7670	1,399	0,991	1,121
52,0	0,36696	1261,7	20,27	269,92	443,85	1,2333	1,7682	1,405	0,998	1,123
54,0	0,38951	1255,6	21,49	272,74	445,32	1,2418	1,7694	1,410	1,006	1,125
56,0	0,41311	1249,5	22,76	275,57	446,78	1,2504	1,7706	1,416	1,013	1,127
58,0	0,43777	1243,3	24,10	278,41	448,24	1,2590	1,7718	1,422	1,021	1,129
60,0	0,46353	1237,0	25,50	281,26	449,69	1,2675	1,7730	1,428	1,029	1,131
66,0	0,54774	1217,8	30,10	289,90	454,00	1,2930	1,7768	1,447	1,055	1,140
70,0	0,60998	1204,7	33,53	295,71	456,85	1,3099	1,7794	1,461	1,072	1,146
76,0	0,71313	1184,3	39,29	304,55	461,05	1,3351	1,7834	1,483	1,101	1,157
80,0	0,78882	1170,3	43,57	310,50	463,80	1,3519	1,7860	1,499	1,122	1,165
86,0	0,91347	1148,4	50,76	319,56	467,85	1,3770	1,7899	1,526	1,156	1,180
90,0	1,00440	1133,3	56,12	325,68	470,48	1,3938	1,7925	1,545	1,180	1,191
96,0	1,15330	1109,6	65,15	335,00	474,31	1,4189	1,7962	1,578	1,222	1,212
100,0	1,26140	1093,1	71,89	341,31	476,77	1,4356	1,7986	1,603	1,254	1,229
105,0	1,40700	1071,5	81,23	349,33	479,73	1,4566	1,8014	1,638	1,299	1,255
110,0	1,56480	1048,7	91,83	357,50	482,53	1,4777	1,8040	1,679	1,352	1,286
115,0	1,73580	1024,4	103,95	365,85	485,13	1,4989	1,8062	1,729	1,416	1,327
120,0	1,92050	998,4	117,79	374,40	487,49	1,5203	1,8079	1,790	1,497	1,381
125,0	2,12000	970,1	133,69	383,19	489,54	1,5420	1,8091	1,868	1,603	1,455
130,0	2,33510	939,0	152,44	392,29	491,19	1,5642	1,8095	1,975	1,749	1,560
140,0	2,56710	904,0	175,13	401,79	492,30	1,5869	1,8087	2,131	1,967	1,723
145,0	2,81730	863,4	203,25	411,85	492,60	1,6108	1,8062	2,389	2,331	2,002
150,0	3,08740	813,4	240,38	422,82	491,58	1,6364	1,8008	2,908	3,071	2,582
150,0	3,38020	743,3	297,62	435,71	487,81	1,6661	1,7892	4,561	5,410	4,433
154,1	3,64000	517,0	518,13	463,06	463,06	1,7294	1,7294	∞	∞	∞



Slika 10 – 6: T,s diagram hladiva R-22 (klorodifluorometan)

Preglednica 10 – 6: Termo-fizikalni podatki hladiva R-22 (klorodifluorometan) [8]

Temp.	Tlak	Gostota tek.	Gostota par	Entalpija tek.	Entalpija par	Entropija tek.	Entropija par	Spec. topl. kap. tek.	Spec. topl. kap. par	c_P/c_V
(°C)	(MPa)	(kg/m^3)	(kg/m^3)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg*K)	(kJ/kg*K)	(kJ/kg*K)	(kJ/kg*K)	/
-20,0	0,24531	1346,5	10,79	177,04	397,06	0,9135	1,7826	1,123	0,665	1,255
-18,0	0,26479	1340,3	11,60	179,30	397,91	0,9223	1,7791	1,127	0,672	1,258
-16,0	0,28543	1334,0	12,45	181,56	398,75	0,9311	1,7757	1,131	0,678	1,261
-14,0	0,30728	1327,6	13,36	183,83	399,57	0,9398	1,7723	1,135	0,685	1,264
-12,0	0,33038	1321,2	14,31	186,11	400,39	0,9485	1,7690	1,139	0,692	1,267
-10,0	0,35479	1314,7	15,32	188,40	401,20	0,9572	1,7658	1,144	0,699	1,270
-8,0	0,38054	1308,2	16,38	190,70	401,99	0,9658	1,7627	1,149	0,707	1,274
-6,0	0,40769	1301,6	17,50	193,01	402,77	0,9744	1,7596	1,154	0,715	1,278
-4,0	0,43628	1295,0	18,68	195,33	403,55	0,9830	1,7566	1,159	0,722	1,282
-2,0	0,46636	1288,3	19,92	197,66	404,30	0,9915	1,7536	1,164	0,731	1,287
0,0	0,49799	1281,5	21,23	200,00	405,05	1,0000	1,7507	1,169	0,739	1,291
2,0	0,53120	1274,7	22,60	202,35	405,78	1,0085	1,7478	1,175	0,748	1,296
4,0	0,56605	1267,8	24,04	204,71	406,50	1,0169	1,7450	1,181	0,757	1,301
6,0	0,60259	1260,8	25,56	207,09	407,20	1,0254	1,7422	1,187	0,766	1,307
8,0	0,64088	1253,8	27,15	209,47	407,89	1,0338	1,7395	1,194	0,775	1,313
10,0	0,68095	1246,7	28,82	211,87	408,56	1,0422	1,7368	1,199	0,785	1,319
12,0	0,72286	1239,5	30,57	214,28	409,21	1,0505	1,7341	1,206	0,795	1,326
14,0	0,76668	1232,2	32,40	216,70	409,85	1,0589	1,7315	1,213	0,806	1,333
16,0	0,81244	1224,9	34,34	219,14	410,47	1,0672	1,7289	1,220	0,817	1,340
18,0	0,86020	1217,4	36,36	221,59	411,07	1,0755	1,7263	1,228	0,828	1,348
20,0	0,91002	1209,9	38,48	224,06	411,66	1,0838	1,7238	1,236	0,840	1,357
22,0	0,96195	1202,3	40,70	226,54	412,22	1,0921	1,7212	1,244	0,853	1,366
24,0	1,01600	1194,6	43,03	229,04	412,77	1,1004	1,7187	1,252	0,866	1,375
26,0	1,07240	1186,7	45,48	231,55	413,29	1,1086	1,7162	1,261	0,879	1,385
28,0	1,13090	1178,8	48,03	234,08	413,79	1,1169	1,7136	1,271	0,893	1,396
30,0	1,19190	1170,7	50,71	236,62	414,26	1,1252	1,7111	1,281	0,908	1,408
32,0	1,25520	1162,6	53,50	239,19	414,71	1,1334	1,7086	1,291	0,924	1,420
34,0	1,32100	1154,3	56,46	241,77	415,14	1,1417	1,7061	1,302	0,940	1,434
36,0	1,38920	1145,8	59,56	244,38	415,54	1,1499	1,7036	1,314	0,957	1,448
38,0	1,46010	1137,3	62,77	247,00	415,91	1,1582	1,7010	1,326	0,976	1,463
40,0	1,53360	1128,5	66,18	249,65	416,25	1,1665	1,6985	1,339	0,995	1,480
42,0	1,60980	1119,6	69,78	252,32	416,55	1,1747	1,6959	1,353	1,015	1,498
44,0	1,68870	1110,6	73,53	255,01	416,83	1,183	1,6933	1,368	1,037	1,517
46,0	1,77040	1101,4	77,46	257,73	417,07	1,1913	1,6906	1,384	1,061	1,538
48,0	1,85510	1091,9	81,57	260,47	417,27	1,1997	1,6879	1,401	1,086	1,561
50,0	1,94270	1082,3	85,98	263,25	417,44	1,2080	1,6852	1,419	1,113	1,586
52,0	2,03330	1072,4	90,58	266,05	417,56	1,2164	1,6824	1,439	1,142	1,614
54,0	2,12700	1062,3	95,42	268,89	417,63	1,2248	1,6795	1,461	1,173	1,644
56,0	2,22390	1052,0	100,50	271,76	417,66	1,2333	1,6766	1,485	1,208	1,677
58,0	2,32400	1041,3	105,93	274,66	417,63	1,2418	1,6736	1,511	1,246	1,714
60,0	2,42750	1030,4	111,61	277,61	417,55	1,2504	1,6705	1,539	1,287	1,755
65,0	2,70120	1001,4	127,39	285,18	417,06	1,2722	1,6622	1,626	1,413	1,881
70,0	2,99740	969,7	145,98	293,10	416,09	1,2945	1,6529	1,743	1,584	2,056
75,0	3,31770	934,4	168,07	301,46	414,49	1,3177	1,6424	1,913	1,832	2,315
80,0	3,66380	893,7	195,31	310,44	412,01	1,3423	1,6299	2,181	2,231	2,735
85,0	4,03780	844,8	230,41	320,38	408,19	1,3690	1,6142	2,682	2,984	3,532
90,0	4,44230	780,1	280,89	332,09	401,87	1,4001	1,5922	3,981	4,975	5,626
95,0	4,88240	662,9	381,68	349,56	387,28	1,4462	1,5486	17,310	25,290	26,430
96,2	4,99000	523,8	523,56	366,90	366,90	1,4927	1,4927	∞	∞	∞



Slika 10 – 7: T,s diagram hladiva R-407c (R-32/R125/R134a)

Preglednica 10 – 7: Termo-fizikalni podatki hladiva R-407c (R-32/R125/R134a) [8]

Temp.	Tlak	Gostota tek.	Gostota par	Entalpija tek.	Entalpija par	Entropija tek.	Entropija par	Spec. topl. kap. tek.	Spec. topl. kap. par	c_P/c_V
(°C)	(MPa)	(kg/m^3)	(kg/m^3)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg*K)	(kJ/kg*K)	(kJ/kg*K)	(kJ/kg*K)	/
-20,05	0,280	1306,5	12,15	172,38	402,01	0,8959	1,7918	1,346	0,884	1,215
-18,23	0,300	1300,4	12,99	174,83	402,95	0,9055	1,7893	1,351	0,892	1,218
-16,51	0,320	1294,6	13,82	177,17	403,83	0,9145	1,7869	1,355	0,901	1,221
-14,86	0,340	1289,0	14,65	179,41	404,67	0,9232	1,7848	1,360	0,909	1,224
-13,29	0,360	1283,7	15,49	181,55	405,45	0,9314	1,7827	1,364	0,917	1,226
-11,79	0,380	1278,5	16,32	183,61	406,20	0,9392	1,7808	1,369	0,925	1,229
-10,34	0,400	1273,5	17,16	185,60	406,91	0,9468	1,7790	1,373	0,932	1,232
-8,95	0,420	1268,7	17,99	187,52	407,59	0,954	1,7773	13,77	0,940	1,235
-7,61	0,440	1264,0	18,83	189,37	408,24	0,9609	1,7757	1,382	0,947	1,238
-6,31	0,460	1259,4	19,66	191,17	408,85	0,9676	1,7741	1,386	0,954	1,241
-5,06	0,480	1255,0	20,50	192,91	409,44	0,9741	1,7726	1,390	0,961	1,244
-3,84	0,500	1250,6	21,34	194,61	410,01	0,9803	1,7712	1,394	0,968	1,247
-0,96	0,550	1240,2	23,44	198,65	411,33	0,9951	1,7679	1,404	0,985	1,254
1,73	0,600	1230,4	25,56	202,45	412,54	1,0088	1,7649	1,414	1,002	1,262
4,26	0,650	1221,0	27,68	206,04	413,64	1,0217	1,7622	1,423	1,018	1,270
6,65	0,700	1212,0	29,81	209,45	414,64	1,0338	1,7596	1,433	1,034	1,277
8,91	0,750	1203,3	31,96	212,71	415,57	1,0452	1,7572	1,443	1,050	1,285
11,06	0,800	1195,0	34,12	215,82	416,43	1,0561	1,7549	1,452	1,066	1,293
13,11	0,850	1186,9	36,30	218,81	417,23	1,0664	1,7528	1,462	1,081	1,302
15,07	0,900	1179,1	38,49	221,69	417,97	1,0763	1,7507	1,471	1,097	1,310
16,95	0,950	1171,5	40,70	224,47	418,65	1,0857	1,7488	1,481	1,112	1,319
18,76	1,000	1164,1	42,92	227,15	419,29	1,0948	1,7469	1,490	1,127	1,327
22,19	1,100	1149,8	47,42	232,28	420,44	1,112	1,7433	1,510	1,158	1,345
25,39	1,200	1136,0	52,00	237,13	421,44	1,1281	1,7400	1,530	1,190	1,365
28,40	1,300	1122,8	56,66	241,74	422,30	1,1431	1,7367	1,550	1,222	1,385
31,24	1,400	1109,9	61,39	246,15	423,04	1,1574	1,7337	1,571	1,255	1,406
33,94	1,500	1097,4	66,23	250,38	423,68	1,1709	1,7307	1,592	1,289	1,428
36,50	1,600	1085,1	71,17	254,44	424,21	1,1838	1,7277	1,615	1,324	1,452
38,95	1,700	1073,1	76,22	258,38	424,66	1,1961	1,7248	1,638	1,360	1,477
41,29	1,800	1061,3	81,37	262,18	425,02	1,208	1,7220	1,662	1,398	1,504
43,54	1,900	1049,6	86,66	265,88	425,31	1,2194	1,7191	1,688	1,438	1,532
45,70	2,000	1038,1	92,00	269,48	425,51	1,2304	1,7163	1,715	1,481	1,563
47,79	2,100	1026,7	97,56	273,00	425,65	1,2411	1,7135	1,743	1,526	1,596
49,80	2,200	1015,3	103,20	276,43	425,71	1,2515	1,7106	1,774	1,573	1,632
51,74	2,300	1004,0	109,05	279,80	425,70	1,2616	1,7077	1,806	1,624	1,670
53,63	2,400	992,7	115,07	283,10	425,63	1,2714	1,7048	1,841	1,679	1,712
55,45	2,500	981,4	121,21	286,35	425,48	1,281	1,7018	1,878	1,738	1,757
57,22	2,600	970,0	127,55	289,55	425,27	1,2904	1,6988	1,918	1,802	1,806
58,94	2,700	958,6	134,05	292,71	425,00	1,2996	1,6957	1,962	1,872	1,861
60,62	2,800	947,1	140,85	295,83	424,65	1,3087	1,6925	2,009	1,948	1,920
62,25	2,900	935,5	147,93	298,92	424,23	1,3176	1,6892	2,062	2,032	1,987
63,84	3,000	923,8	155,28	301,99	423,74	1,3264	1,6858	2,120	2,125	2,060
66,90	3,200	899,7	170,65	308,08	422,52	1,3438	1,6786	2,258	2,345	2,236
69,83	3,400	874,5	187,62	314,14	420,96	1,3609	1,6709	2,435	2,628	2,463
72,63	3,600	847,8	206,61	320,25	419,00	1,3779	1,6623	2,673	3,007	2,768
75,31	3,800	819,0	227,79	326,49	416,54	1,3952	1,6526	3,013	3,543	3,200
77,90	4,000	787,0	252,53	332,98	413,42	1,413	1,6414	3,544	4,363	3,860
80,40	4,200	749,8	282,49	339,95	409,31	1,4321	1,6277	4,497	5,782	4,996
86,10	4,635	506,0	505,05	375,00	375,00	1,528	1,5280	∞	∞	∞

Priloga 1: Program preračun enostopenjske toplotne črpalke ali hladilne naprave

ENOSTOPENJSKA TOPLOTNA ČRPALKA ALI HLADILNA NAPRAVA

PODATKI ZA PRERAČUN TERMODINAMSKIH PODATKOV HLADIVA

HLADIVO: R-600a (izo-butan)

KONSTANTE ZA PRERAČUN TLAKA PRI TEMPERATURI Tu IN Tk

$au := 0$	$AU := 0$
$bu := -1129.8$	$BU := -1112.6$
$cu := 9.3334$	$CU := 9.2784$

KONSTANTE ZA PRERAČUN GOSTOTE TEKOČINE HLADIVA

$at := -0.0026$	$AT := -0.0065$
$bt := 0.2975$	$BT := 2.7801$
$ct := 693.83$	$CT := 292.66$

KONSTANTE ZA PRERAČUN GOSTOTE PARE HLADIVA

$ap := 0$	$AP := 0$
$bp := 0.2583$	$BP := 0.6005$
$cp := -67.669$	$CP := -177.24$

KONSTANTE ZA PRERAČUN ENTALPIJE TEKOČINE HLADIVA

$xt := 2.463$	$XT := 2.8062$
$yt := -474.45$	$YT := -584.34$

KONSTANTE ZA PRERAČUN ENTALPIJE PAR HLADIVA

$xp := 0$	$XP := 0$
$yp := 1.3407$	$YP := 1.2157$
$zp := 189.57$	$ZP := 230.14$

TIP KOMPRESORJA: 8RWH

ŠTEVILO OBRATOV KOMPRESORJA [1/min]:	$N := 1000 \cdot min^{-1}$
OBRATOVANJE KOMPRESORJA [%]:	$\mu := 1$
IZKORISTEK KOMPRESORJA [/]:	$\eta := 0.72$
TEMPERATURA UPARJANJA HLADIVA [K]:	$Tu := 308.15K$
TEMPERATURA KONDENZACIJE HLADIVA [K]:	$Tk := 333.15K$
SREDNJA TEMPERATURA [K]: $Ts := \frac{(Tu + Tk)}{2}$	$Ts = 320.65K$
FAKTOR STISLJIVOSTI:	$\chi := 1.174$
NEKORISTNI PROSTOR POLNITVE KOMPRESORJA	$\varepsilon := 0.14$
VOLUMSKI PRETOK BATNEGA KOMPRESORJA [m3/s]:	$Vk := 0.17695 \frac{m^3}{s}$

TLAK NA SESALNI STRANI KOMPRESORJA [MPa]:

$$Pu := 10^{\left[au\cdot\left(\frac{K}{Tu}\right)^2+bu\cdot\left(\frac{K}{Tu}\right)+cu\right]}\cdot Pa \qquad Pu = 464519.3\ Pa$$

SPECIFIČNA ENTALPIJA PARE HLADIVA PRI TEMPERATURI UPARJANJA

$$Hpu := \left[xp\cdot\left(\frac{Tu}{K}\right)^2+yp\cdot\left(\frac{Tu}{K}\right)+zp\right]\cdot\frac{J}{kg} \qquad Hpu = 602.707\frac{1}{kg}\cdot J$$

SPECIFIČNA ENTALPIJA TEKOČINE HLADIVA PRI TEMPERATURI UPARJANJA

$$Htu := \left(XT\cdot\frac{Tu}{K}+YT\right)\cdot\frac{J}{kg} \qquad Htu = 280.391\frac{1}{kg}\cdot J$$

GOSTOTA PARE HLADIVA PRI TEMPERATURI UPARJANJA

$$\rho pu := \left[ap\cdot\left(\frac{Tu}{K}\right)^2+bp\cdot\left(\frac{Tu}{K}\right)+cp\right]\cdot\frac{kg}{m^3} \qquad \rho pu = 11.926\frac{kg}{m^3}$$

GOSTOTA TEKOČINE HLADIVA PRI TEMPERATURI UPARJANJA

$$\sigma tu := \left[at\cdot\left(\frac{Tu}{K}\right)^2+bt\cdot\left(\frac{Tu}{K}\right)+ct\right]\cdot\frac{kg}{m^3} \qquad \sigma tu = 538.618\frac{kg}{m^3}$$

TLAK NA TLAČNI STRANI KOMPRESORJA [MPa]:

$$Pk := 10^{\left[AU\cdot\left(\frac{K}{Tk}\right)^2+BU\cdot\left(\frac{K}{Tk}\right)+CU\right]}\cdot Pa \qquad Pk = 868486.8\ Pa$$

SPECIFIČNA ENTALPIJA PARE HLADIVA PRI TEMPERATURI KONDENZACIJE

$$Hpk := \left[XP\cdot\left(\frac{Tk}{K}\right)^2+YP\cdot\left(\frac{Tk}{K}\right)+ZP\right]\cdot\frac{J}{kg} \qquad Hpk = 635.2\frac{1}{kg}\cdot J$$

SPECIFIČNA ENTALPIJA TEKOČINE HLADIVA PRI TEMPERATURI KONDENZACIJE

$$Htk := \left(XT\cdot\frac{Tk}{K}+YT\right)\cdot\frac{J}{kg} \qquad Htk = 350.546\frac{1}{kg}\cdot J$$

GOSTOTA PARE HLADIVA PRI TEMPERATURI KONDENZACIJE

$$\rho pk := \left[AP\cdot\left(\frac{Tk}{K}\right)^2+BP\cdot\left(\frac{Tk}{K}\right)+CP\right]\cdot\frac{kg}{m^3} \qquad \rho pk = 22.817\frac{kg}{m^3}$$

GOSTOTA TEKOČINE HLADIVA PRI TEMPERATURI KONDENZACIJE

$$\sigma tk := \left[AT\cdot\left(\frac{Tk}{K}\right)^2+BT\cdot\left(\frac{Tk}{K}\right)+CT\right]\cdot\frac{kg}{m^3} \qquad \sigma tk = 497.422\frac{kg}{m^3}$$

TLAČNO RAZMERJE KOMPRESORJA

$$rK := \frac{Pk}{Pu} \qquad rK = 1.87$$

TEMPERATURA NA IZSTOPU IZ KOMPRESORJA [K]:

$$T2 := Tu \cdot \left(\frac{Pk}{Pu}\right)^{\left(\frac{\chi - 1}{\chi}\right)} \qquad T2 = 338.1K$$

SPECIFIČNA ENTALPIJA PARE HLADIVA PRI TEMPERATURI KONDENZACIJE

$$Hp2 := \left[XP \cdot \left(\frac{T2}{K}\right)^2 + YP \cdot \left(\frac{T2}{K}\right) + ZP\right] \cdot \frac{J}{kg} \qquad Hp2 = 641.2\frac{1}{kg} \cdot J$$

STOPNJA POLNITVE CILINDRA KOMPRESORJA

$$\lambda := 1 - \varepsilon \cdot \left[rK^{\left(\frac{1}{\chi}\right)} - 1\right] \qquad \lambda = 0.901$$

DEJANSKI VOLUMSKI PRETOK KOMPRESORJA

$$vK := Vk \cdot \lambda \qquad vK = 0.16\frac{m^3}{s}$$

VOLUMSKI PRETOK HLADIVA V KOMPRESORJU

$$qv := vK \cdot \frac{\rho pu}{\rho pk} \qquad qv = 0.083\frac{m^3}{s}$$

MOČ ADIABATNEGA KOMPRIMIRANJA

$$Pad := vK \cdot Pu \cdot \left(\frac{\chi}{\chi - 1}\right) \cdot \left[rK^{\left[\frac{(\chi - 1)}{\chi}\right]} - 1\right] \qquad Pad = 48582.83W$$

MOČ KOMPRESORJA

$$P := \frac{Pad}{\eta} \qquad P = 67476.16W$$

VOLUMSKI PRETOK NA SESALNI STRANI KOMPRESORJA $\quad vK = 0.16\frac{m^3}{s}$

MASNI PRETOK NA SESALNI STRANI KOMPRESORJA

$$qms := vK \cdot \rho pu \qquad qms = 1.902\frac{kg}{s}$$

VOLUMSKI PRETOK NA TLAČNI STRANI KOMPRESORJA $\quad qv = 0.083\frac{m^3}{s}$

MASNI PRETOK NA TLAČNI STRANI KOMPRESORJA

$$qmt := qv \cdot \rho pk \qquad qmt = 1.902\frac{kg}{s}$$

TOPLOTNI TOK UPARJALNEGA DELA TOPLOTNE ČRPALKE [W]:

$$\Phi k := qms \cdot (Hpu - Htk) \cdot 1000 \qquad \Phi k = 479692W$$

TOPLOTNI TOK KONDENZACIJSKEGA DELA TOPLOTNE ČRPALKE [W]

$$\Phi ETC := qms \cdot (Hp2 - Htk) \cdot 1000 \qquad \Phi ETC = 552848.8W$$

GRELNO ŠTEVILO TOPLOTNE CRPALKE [/]:

$$COPG := \frac{\Phi ETC}{P} \qquad COPG = 8.193$$

Priloga 2: Program preračun dvostopenjske toplotne črpalke z razpenjalnikom

DVOSTOPENJSKA TOPLOTNA ČRPALKA Z RAZPENJALNIKOM

PODATKI ZA PRERAČUN TERMODINAMSKIH PODATKOV HLADIVA

HLADIVO: R-600a (izo-butan)

KONSTANTE ZA PRERAČUN TLAKA PRI TEMPERATURI Tu IN Tk

$au := 0$ $AU := 0$

$bu := -1129.8$ $BU := -1112.6$

$cu := 9.3334$ $CU := 9.2784$

KONSTANTE ZA PRERAČUN GOSTOTE TEKOČINE HLADIVA

$at := -0.0026$ $AT := -0.0065$

$bt := 0.2975$ $BT := 2.7801$

$ct := 693.83$ $CT := 292.66$

KONSTANTE ZA PRERAČUN GOSTOTE PARE HLADIVA

$ap := 0$ $AP := 0$

$bp := 0.2583$ $BP := 0.6005$

$cp := -67.669$ $CP := -177.24$

KONSTANTE ZA PRERAČUN ENTALPIJE TEKOČINE HLADIVA

$xt := 2.463$ $XT := 2.8062$

$yt := -474.45$ $YT := -584.34$

KONSTANTE ZA PRERAČUN ENTALPIJE PARE HLADIVA

$xp := 0$ $XP := 0$

$yp := 1.3407$ $YP := 1.2157$

$zp := 189.57$ $ZP := 230.14$

TIP KOMPRESORJA: 8RWH

ŠTEVILO OBRATOV KOMPRESORJA [1/min]: $N := 1000\,min^{-1}$

OBRATOVANJE KOMPRESORJA [%]: $\mu := 1$

IZKORISTEK KOMPRESORJA [/]: $\eta := 0.72$

TEMPERATURA UPARJANJA HLADIVA [K]: $Tu := 303.15K$

TEMPERATURA KONDENZACIJE HLADIVA [K]: $Tk := 353.15K$

SREDNJA TEMPERATURA [K]: $Ts := \frac{(Tu + Tk)}{2}$ $Ts = 328.15K$

FAKTOR STISLJIVOSTI: $\chi := 1.188$

NEKORISTNI PROSTOR POLNITVE KOMPRESORJA $\varepsilon := 0.14$

TLAK NA SESALNI STRANI KOMPRESORJA [Pa]:

$$Pu := 10^{\left[au\cdot\left(\frac{K}{Tu}\right)^2+bu\cdot\left(\frac{K}{Tu}\right)+cu\right]}\cdot Pa \qquad Pu = 404140.3\,Pa$$

SPECIFIČNA ENTALPIJA PARE HLADIVA PRI TEMPERATURI UPARJANJA

$$Hpu := \left[xp\cdot\left(\frac{Tu}{K}\right)^2 + yp\cdot\left(\frac{Tu}{K}\right) + zp\right]\cdot\frac{J}{kg} \qquad Hpu = 596.003\frac{1}{kg}\cdot J$$

SPECIFIČNA ENTALPIJA TEKOČINE HLADIVA PRI TEMPERATURI UPARJANJA

$$Htu := \left(XT\cdot\frac{Tu}{K} + YT\right)\cdot\frac{J}{kg} \qquad Htu = 266.36\frac{1}{kg}\cdot J$$

GOSTOTA PARE HLADIVA PRI TEMPERATURI UPARJANJA

$$\rho pu := \left[ap\cdot\left(\frac{Tu}{K}\right)^2 + bp\cdot\left(\frac{Tu}{K}\right) + cp\right]\cdot\frac{kg}{m^3} \qquad \rho pu = 10.635\frac{kg}{m^3}$$

GOSTOTA TEKOČINE HLADIVA PRI TEMPERATURI UPARJANJA

$$\sigma tu := \left[at\cdot\left(\frac{Tu}{K}\right)^2 + bt\cdot\left(\frac{Tu}{K}\right) + ct\right]\cdot\frac{kg}{m^3} \qquad \sigma tu = 545.077\frac{kg}{m^3}$$

TLAK NA TLAČNI STRANI KOMPRESORJA [Pa]:

$$Pk := 10^{\left[AU\cdot\left(\frac{K}{Tk}\right)^2+BU\cdot\left(\frac{K}{Tk}\right)+CU\right]}\cdot Pa \qquad Pk = 1342447.7\,Pa$$

SPECIFIČNA ENTALPIJA PARE HLADIVA PRI TEMPERATURI KONDENZACIJE

$$Hpk := \left[XP\cdot\left(\frac{Tk}{K}\right)^2 + YP\cdot\left(\frac{Tk}{K}\right) + ZP\right]\cdot\frac{J}{kg} \qquad Hpk = 659.5\frac{1}{kg}\cdot J$$

SPECIFIČNA ENTALPIJA TEKOČINE HLADIVA PRI TEMPERATURI KONDENZACIJE

$$Htk := \left(XT\cdot\frac{Tk}{K} + YT\right)\cdot\frac{J}{kg} \qquad Htk = 406.67\frac{1}{kg}\cdot J$$

GOSTOTA PARE HLADIVA PRI TEMPERATURI KONDENZACIJE

$$\rho pk := \left[AP\cdot\left(\frac{Tk}{K}\right)^2 + BP\cdot\left(\frac{Tk}{K}\right) + CP\right]\cdot\frac{kg}{m^3} \qquad \rho pk = 34.827\frac{kg}{m^3}$$

GOSTOTA TEKOČINE HLADIVA PRI TEMPERATURI KONDENZACIJE

$$\sigma tk := \left[AT\cdot\left(\frac{Tk}{K}\right)^2 + BT\cdot\left(\frac{Tk}{K}\right) + CT\right]\cdot\frac{kg}{m^3} \qquad \sigma tk = 463.805\frac{kg}{m^3}$$

IZRAČUN VMESNEGA TLAKA

$$Pm := \sqrt{Pu \cdot Pk} \qquad Pm = 736571.2 Pa$$

IZRAČUN VMESNE TEMPERATURE Tm

$$Tm := \left(\frac{\log\left(\frac{Pm}{Pa}\right) - cu}{bu} \right)^{-1} \cdot K \qquad Tm = 325.95 K$$

SPECIFIČNA ENTALPIJA PARE HLADIVA PRI VMESNI TEMPERATURI Tm

$$Hpm := \left[XP \cdot \left(\frac{Tm}{K}\right)^2 + YP \cdot \left(\frac{Tm}{K}\right) + ZP \right] \cdot \frac{J}{kg} \qquad Hpm = 626.4 \frac{1}{kg} \cdot J$$

SPECIFIČNA ENTALPIJA TEKOČINE HLADIVA PRI VMESNI TEMPERATURI Tm

$$Htm := \left(XT \cdot \frac{Tm}{K} + YT \right) \cdot \frac{J}{kg} \qquad Htm = 330.338 \frac{1}{kg} \cdot J$$

GOSTOTA PARE HLADIVA PRI VMESNI TEMPERATURI Tm

$$\rho pm := \left[AP \cdot \left(\frac{Tm}{K}\right)^2 + BP \cdot \left(\frac{Tm}{K}\right) + CP \right] \cdot \frac{kg}{m^3} \qquad \rho pm = 18.492 \frac{kg}{m^3}$$

GOSTOTA TEKOČINE HLADIVA PRI VMESNI TEMPERATURI Tm

$$\sigma tm := \left[AT \cdot \left(\frac{Tm}{K}\right)^2 + BT \cdot \left(\frac{Tm}{K}\right) + CT \right] \cdot \frac{kg}{m^3} \qquad \sigma tm = 508.253 \frac{kg}{m^3}$$

TLAČNO RAZMERJE PRVEGA KOMPRESORJA

$$rK1 := \frac{Pm}{Pu} \qquad rK1 = 1.823$$

TEMPERATURA NA IZSTOPU IZ PRVEGA KOMPRESORJA [K]:

$$T2 := Tu \cdot \left(\frac{Pm}{Pu}\right)^{\left(\frac{\chi - 1}{\chi}\right)} \qquad T2 = 333.358 K$$

SPECIFIČNA ENTALPIJA PARE HLADIVA PRI TEMPERATURI T2

$$Hp2 := \left[XP \cdot \left(\frac{T2}{K}\right)^2 + YP \cdot \left(\frac{T2}{K}\right) + ZP \right] \cdot \frac{J}{kg} \qquad Hp2 = 635.4 \frac{1}{kg} \cdot J$$

STOPNJA POLNITVE CILINDRA KOMPRESORJA

$$\lambda := 1 - \varepsilon \cdot \left[rK1^{\left(\frac{1}{\chi}\right)} - 1 \right] \qquad \lambda = 0.908$$

DEJANSKI VOLUMSKI PRETOK KOMPRESORJA

$$vK := Vk \cdot \lambda \qquad vK = 0.161 \frac{m^3}{s}$$

VOLUMSKI PRETOK HLADIVA V KOMPRESORJU

$$qv := vK \cdot \frac{\rho pu}{\rho pm}$$

$$qv = 0.092 \frac{m^3}{s}$$

MOČ ADIABATNEGA KOMPRIMIRANJA

$$Pad1 := vK \cdot Pu \cdot \left(\frac{\chi}{\chi - 1}\right) \cdot \left[rK1^{\left[\frac{(\chi - 1)}{\chi}\right]} - 1\right]$$

$$Pad1 = 40885.39 W$$

MOČ KOMPRESORJA

$$Pk1 := \frac{Pad1}{\eta}$$

$$Pk1 = 56785.26 W$$

VOLUMSKI PRETOK NA SESALNI STRANI KOMPRESORJA

$$vK = 0.161 \frac{m^3}{s}$$

MASNI PRETOK NA SESALNI STRANI KOMPRESORJA

$$qms1 := vK \cdot \rho pu$$

$$qms1 = 1.709 \frac{kg}{s}$$

VOLUMSKI PRETOK NA TLAČNI STRANI KOMPRESORJA

$$qv = 0.092 \frac{m^3}{s}$$

TLAČNO RAZMERJE DRUGEGA KOMPRESORJA

$$rK2 := \frac{Pk}{Pm}$$

$$rK2 = 1.823$$

MASNI PRETOK NA TLAČNI STRANI KOMPRESORJA

$$qmt1 := qv \cdot \rho pm$$

$$qmt1 = 1.709 \frac{kg}{s}$$

TOPLOTNI TOK UPARJALNEGA DELA TOPLOTNE ČRPALKE PRVA STOPNJA [W]:

$$\Phi u1 := qms1 \cdot (Hpu - Htm) \cdot 1000$$

$$\Phi u1 = 453916.1 W$$

TOPLOTNI TOK KONDENZACIJSKEGA DELA TOPLOTNE ČRPALKE PRVA STOPNJA [W]:

$$\Phi k1 := qms1 \cdot (Hp2 - Htm) \cdot 1000$$

$$\Phi k1 = 521234.5 W$$

MASNI PRETOK NA SESALNI STRANI DRUGEGA KOMPRESORJA

$$qms2 := \frac{\Phi k1}{(Hpm - Htk) \cdot 1000}$$

$$qms2 = 2.372 \frac{kg}{s}$$

GRELNO ŠTEVILO PRVE STOPNJE TOPLOTNE CRPALKE [/]:

$$COPG := \frac{\Phi k1}{Pk1}$$

$$COPG = 9.179$$

TEMPERATURA NA IZTOPU IZ DRUGEGA KOMPRESORJA [K]:

$$T3 := Tm \cdot \left(\frac{Pk}{Pm}\right)^{\left(\frac{\chi - 1}{\chi}\right)} \qquad T3 = 358.43K$$

SPECIFIČNA ENTALPIJA PARE HLADIVA PRI TEMPERATURI T3

$$Hp3 := \left[XP \cdot \left(\frac{T3}{K}\right)^2 + YP \cdot \left(\frac{T3}{K}\right) + ZP\right] \cdot \frac{J}{kg} \qquad Hp3 = 665.9 \frac{1}{kg} \cdot J$$

STOPNJA POLNITVE CILINDRA KOMPRESORJA

$$\lambda 2 := 1 - \varepsilon \cdot \left[rK2^{\left(\frac{1}{\chi}\right)} - 1\right] \qquad \lambda 2 = 0.908$$

VOLUMSKI PRETOK KOMPRESORJA V DRUGI STOPNJI TOPLOTNE Č RPALKE

$$Vk2 := \frac{qms2}{\rho pm} \qquad Vk2 = 0.128 \frac{m^3}{s}$$

DEJANSKI VOLUMSKI PRETOK DRUGEGA KOMPRESORJA

$$vK2 := Vk2 \cdot \lambda 2 \qquad vK2 = 0.116 \frac{m^3}{s}$$

VOLUMSKI PRETOK HLADIVA V DRUGEM KOMPRESORJU

$$qv2 := Vk2 \cdot \frac{\rho pm}{\rho pk} \qquad qv2 = 0.068 \frac{m^3}{s}$$

MOČ ADIABATNEGA KOMPRIMIRANJA V DRUGI STOPNJI

$$Pad2 := vK2 \cdot Pm \cdot \left(\frac{\chi}{\chi - 1}\right) \cdot \left[rK2^{\left[\frac{(\chi - 1)}{\chi}\right]} - 1\right]$$

$$Pad2 = 54020.19W$$

MOČ KOMPRESORJA V DRUGI STOPNJI

$$Pk2 := \frac{Pad2}{\eta} \qquad Pk2 = 75028.04W$$

TOPLOTNI TOK TOPLOTNE ČRPALKE V DRUGI STOPNJI [W]:

$$\Phi k2 := qms2 \cdot (Hp3 - Htk) \cdot 1000 \qquad \Phi k2 = 614901.2W$$

MASNI PRETOK NA TLAČNI STRANI DRUGEGA KOMPRESORJA

$$qmt2 := qv2 \cdot \rho pk \qquad qmt2 = 2.372 \frac{kg}{s}$$

GRELNO ŠTEVILO TOPLOTNE ČRPALKE [/]:

$$COPG2 := \frac{\Phi k2}{Pk2 + Pk1} \qquad COPG2 = 4.665$$

Priloga 3: Program preračun dvostopenjske toplotne črpalke s prenosnikom toplote

DVOSTOPENSJKA TOPLOTNA ČRPALKA S PRENOSNIKOM TOPLOTE

PODATKI ZA PRERAČUN TERMODINAMSKIH PODATKOV HLADIVA

HLADIVO: R-717 amoniak

KONSTANTE ZA PRERAČUN TLAKA PRI TEMPERATURI Tu IN Tk

$au := 0$	$AU := 0$
$bu := -1190.7$	$BU := -1175$
$cu := 9.9948$	$CU := 9.9446$

KONSTANTE ZA PRERAČUN GOSTOTE TEKOČINE HLADIVA

$at := -0.0034$	$AT := -0.0087$
$bt := 0.5386$	$BT := 3.9506$
$ct := 746.83$	$CT := 190.66$

KONSTANTE ZA PRERAČUN GOSTOTE PARE HLADIVA

$ap := 0.0015$	$AP := 0.00001$
$bp := -0.692$	$BP := -0.0101$
$cp := 81.255$	$CP := 1.9419$

KONSTANTE ZA PRERACUN ENTALPIJE TEKOCINE HLADILNE SNOVI

$xt := 4.816$	$XT := 5.4388$
$yt := -1117.7$	$YT := -1319.4$

KONSTANTE ZA PRERAČUN ENTALPIJE PARE HLADIVA

$xp := -0.0108$	$XP := 0.1459$
$yp := 7.0073$	$YP := -43.241$
$zp := 349.96$	$ZP := 5732.2$

TIP KOMPRESORJA: 8RWH

ŠTEVILO OBRATOV KOMPRESORJA [1/min]: $N := 1000\,min^{-1}$

OBRATOVANJE KOMPRESORJA [%]: $\mu := 1$

IZKORISTEK KOMPRESORJA [/]: $\eta := 0.72$

TEMPERATURA UPARJANJA HLADIVA [K]: $Tu := 298.15K$

TEMPERATURA KONDENZACIJE HLADIVA [K]: $Tk := 325.65K$

SREDNJA TEMPERATURA [K]: $Ts := \frac{(Tu + Tk)}{2}$ $\quad Ts = 311.9K$

FAKTOR STISLJIVOSTI: $\chi := 1.497$

NEKORISTNI PROSTOR POLNITVE KOMPRESORJA $\varepsilon := 0.14$

VOLUMENSKI PRETOK KOMPRESORJA [m3/h]: $Vk := 0.0833\frac{m^3}{s}$

TLAK NA SESALNI STRANI KOMPRESORJA [Pa]:

$$Pu := 10^{\left[au\cdot\left(\frac{K}{Tu}\right)^2 + bu\cdot\left(\frac{K}{Tu}\right) + cu\right]}\cdot Pa \qquad Pu = 1002703.7Pa$$

SPECIFIČNA ENTALPIJA TEKOČINE HLADIVA PRI TEMPERATURI UPARJANJA

$$Htu := \left(XT \cdot \frac{Tu}{K} + YT\right) \cdot \frac{J}{kg} \qquad Htu = 302.178 \frac{1}{kg} \cdot J$$

GOSTOTA PARE HLADIVA PRI TEMPERATURI UPARJANJA

$$\rho pu := \left[ap \cdot \left(\frac{Tu}{K}\right)^2 + bp \cdot \left(\frac{Tu}{K}\right) + cp\right] \cdot \frac{kg}{m^3} \qquad \rho pu = 8.275 \frac{kg}{m^3}$$

GOSTOTA TEKOČINE HLADIVA PRI TEMPERATURI UPARJANJA

$$\sigma tu := \left[at \cdot \left(\frac{Tu}{K}\right)^2 + bt \cdot \left(\frac{Tu}{K}\right) + ct\right] \cdot \frac{kg}{m^3} \qquad \sigma tu = 605.176 \frac{kg}{m^3}$$

TLAK NA TLAČNI STRANI KOMPRESORJA [Pa]:

$$PK := 10^{\left[AU \cdot \left(\frac{K}{Tk}\right)^2 + BU \cdot \left(\frac{K}{Tk}\right) + CU\right]} \cdot Pa \qquad PK = 2169860 Pa$$

SPECIFIČNA ENTALPIJA PARE HLADIVA PRI TEMPERATURI KONDENZACIJE

$$Hpk := \left[xp \cdot \left(\frac{Tk}{K}\right)^2 + yp \cdot \left(\frac{Tk}{K}\right) + zp\right] \cdot \frac{J}{kg} \qquad Hpk = 1486.6 \frac{1}{kg} \cdot J$$

SPECIFIČNA ENTALPIJA TEKOČINE HLADIVA PRI TEMPERATURI KONDENZACIJE

$$Htk := \left(xt \cdot \frac{Tk}{K} + yt\right) \cdot \frac{J}{kg} \qquad Htk = 450.63 \frac{1}{kg} \cdot J$$

GOSTOTA PARE HLADIVA PRI TEMPERATURI KONDENZACIJE

$$\rho pk := \left[ap \cdot \left(\frac{Tk}{K}\right)^2 + bp \cdot \left(\frac{Tk}{K}\right) + cp\right] \cdot \frac{kg}{m^3} \qquad \rho pk = 14.977 \frac{kg}{m^3}$$

GOSTOTA TEKOČINE HLADIVA PRI TEMPERATURI KONDENZACIJE

$$\sigma tk := \left[at \cdot \left(\frac{Tk}{K}\right)^2 + bt \cdot \left(\frac{Tk}{K}\right) + ct\right] \cdot \frac{kg}{m^3} \qquad \sigma tk = 561.662 \frac{kg}{m^3}$$

TLAČNO RAZMERJE KOMPRESORJA

$$rK := \frac{PK}{Pu} \qquad rK = 2.164$$

TEMPERATURA NA IZSTOPU IZ KOMPRESORJA [K]:

$$T2 := Tu \cdot \left(\frac{PK}{Pu}\right)^{\left(\frac{\chi - 1}{\chi}\right)} \qquad T2 = 385.248 K$$

SPECIFIČNA ENTALPIJA PARE HLADIVA PRI TEMPERATURI KONDENZACIJE

$$Hp2 := \left[xp\cdot\left(\frac{T2}{K}\right)^2 + yp\cdot\left(\frac{T2}{K}\right) + zp\right]\cdot\frac{J}{kg} \qquad Hp2 = 1446.6\frac{1}{kg}\cdot J$$

STOPNJA POLNITVE CILINDRA KOMPRESORJA

$$\lambda := 1 - \varepsilon\cdot\left[rK^{\left(\frac{1}{\chi}\right)} - 1\right] \qquad \lambda = 0.906$$

DEJANSKI VOLUMSKI PRETOK KOMPRESORJA

$$vK := Vk\cdot\lambda \qquad vK = 0.075\frac{m^3}{s}$$

VOLUMSKI PRETOK HLADIVA V KOMPRESORJU

$$qv := vK\cdot\frac{\rho pu}{\rho pk} \qquad qv = 0.042\frac{m^3}{s}$$

MOČ ADIABATNEGA KOMPRIMIRANJA

$$Pad := vK\cdot Pu\cdot\left(\frac{\chi}{\chi - 1}\right)\cdot\left[rK^{\left[\frac{(\chi-1)}{\chi}\right]} - 1\right] \qquad Pad = 66551.62W$$

MOČ KOMPRESORJA

$$Pk := \frac{Pad}{\eta} \qquad Pk = 92432.8W$$

VOLUMSKI PRETOK NA SESALNI STRANI KOMPRESORJA $\quad vK = 0.075\frac{m^3}{s}$

MASNI PRETOK NA SESALNI STRANI KOMPRESORJA

$$qms := vK\cdot\rho pu \qquad qms = 0.624\frac{kg}{s}$$

VOLUMSKI PRETOK NA TLAČNI STRANI KOMPRESORJA $\quad qv = 0.042\frac{m^3}{s}$

MASNI PRETOK NA TLACNI STRANI KOMPRESORJA

$$qmt := qv\cdot\rho pk \qquad qmt = 0.624\frac{kg}{s}$$

TOPLOTNI TOK UPARJALNEGA DELA PRVE STOPNJE TOPLOTNE ČRPALKE [W]:

$$\Phi u1 := qms\cdot(Hpu - Htk)\cdot 1000 \qquad \Phi u1 = 642010.4W$$

TOPLOTNI TOK KONDENZACIJSKEGA DELA PRVE STOPNJE TOPLOTNE ČRPALKE [W]:

$$\Phi k1 := qms\cdot(Hp2 - Htk)\cdot 1000 \qquad \Phi k1 = 621709.8W$$

GRELNO ŠTEVILO PRVE STOPNJE TOPLOTNE ČRPALKE [/]:

$$COPG := \frac{\Phi k1}{Pk} \qquad COPG = 6.726$$

TOPLOTNI TOK KONDENZATORJA PRVE STOPNJE JE ENAK TOPLOTNEMU TOKU UPARJALNIKA DRUGE STOPNJE

$$\Phi K := \Phi k1 \qquad \Phi U := \Phi K \qquad \Phi U = 621709.8W$$

PODATKI ZA PRERAČUN TERMODINAMSKIH PODATKOV HLADIVA V DRUGI STOPNJI

HLADIVO: R-600a (izo-butan)

KONSTANTE ZA PRERAČUN TLAKA PRI TEMPERATURI Tu IN Tk

$au := 0$ $\quad AU := 0$

$bu := -1129.8$ $\quad BU := -1112.6$

$cu := 9.3334$ $\quad CU := 9.2784$

KONSTANTE ZA PRERAČUN GOSTOTE TEKOČINE HLADIVA

$at := -0.0026$ $\quad AT := -0.0065$

$bt := 0.2975$ $\quad BT := 2.7801$

$ct := 693.83$ $\quad CT := 292.66$

KONSTANTE ZA PRERAČUN GOSTOTE PARE HLADIVA

$ap := 0$ $\quad AP := 0$

$bp := 0.2583$ $\quad BP := 0.6005$

$cp := -67.669$ $\quad CP := -177.24$

KONSTANTE ZA PRERAČUN ENTALPIJE TEKOČINE HLADIVA

$xt := 2.463$ $\quad XT := 2.8062$

$yt := -474.45$ $\quad YT := -584.34$

KONSTANTE ZA PRERAČUN ENTALPIJE PARE HLADIVA

$xp := 0$ $\quad XP := 0$

$yp := 1.3407$ $\quad YP := 1.2157$

$zp := 189.57$ $\quad ZP := 230.14$

TIP KOMPRESORJA: 8RWH

ŠTEVILO OBRATOV KOMPRESORJA [1/min]: $N := 1000 \cdot min^{-1}$

OBRATOVANJE KOMPRESORJA [%]: $\mu := 1$

IZKORISTEK KOMPRESORJA [/]: $\eta := 0.72$

TEMPERATURA UPARJANJA HLADIVA [K]: $TU := Tk$

TEMPERATURA KONDENZACIJE HLADIVA [K]: $TK := 353.15K$

SREDNJA TEMPERATURA [K]: $TS := \frac{(TU + TK)}{2}$ $\quad TS = 339.4\ K$

FAKTOR STISLJIVOSTI: $\chi 2 := 1.207$

NEKORISTNI PROSTOR POLNITVE KOMPRESORJA $\varepsilon := 0.14$

TLAK NA SESALNI STRANI KOMPRESORJA [Pa]:

$$PU := 10^{\left[au \cdot \left(\frac{K}{TU}\right)^2 + bu \cdot \left(\frac{K}{TU}\right) + cu\right]} \cdot Pa \qquad PU = 731191.4Pa$$

SPECIFIČNA ENTALPIJA PARE HLADIVA PRI TEMPERATURI UPARJANJA

$$HpU := \left[xp\cdot\left(\frac{TU}{K}\right)^2 + yp\cdot\left(\frac{TU}{K}\right) + zp\right]\cdot\frac{J}{kg} \qquad HpU = 626.169\frac{1}{kg}\cdot J$$

SPECIFIČNA ENTALPIJA TEKOČINE HLADIVA PRI TEMPERATURI UPARJANJA

$$HtU := \left(XT\cdot\frac{TU}{K} + YT\right)\cdot\frac{J}{kg} \qquad HtU = 329.499\frac{1}{kg}\cdot J$$

GOSTOTA PARE HLADIVA PRI TEMPERATURI UPARJANJA

$$\rho pU := \left[ap\cdot\left(\frac{TU}{K}\right)^2 + bp\cdot\left(\frac{TU}{K}\right) + cp\right]\cdot\frac{kg}{m^3} \qquad \rho pU = 16.446\frac{kg}{m^3}$$

GOSTOTA TEKOČINE HLADIVA PRI TEMPERATURI UPARJANJA

$$\sigma tU := \left[at\cdot\left(\frac{TU}{K}\right)^2 + bt\cdot\left(\frac{TU}{K}\right) + ct\right]\cdot\frac{kg}{m^3} \qquad \sigma tU = 514.986\frac{kg}{m^3}$$

TLAK NA TLAČNI STRANI KOMPRESORJA [Pa]:

$$PK := 10^{\left[AU\cdot\left(\frac{K}{TK}\right)^2 + BU\cdot\left(\frac{K}{TK}\right) + CU\right]}\cdot Pa \qquad PK = 1342447.7Pa$$

SPECIFIČNA ENTALPIJA PARE HLADIVA PRI TEMPERATURI KONDENZACIJE

$$HpK := \left[XP\cdot\left(\frac{TK}{K}\right)^2 + YP\cdot\left(\frac{TK}{K}\right) + ZP\right]\cdot\frac{J}{kg} \qquad HpK = 659.5\frac{1}{kg}\cdot J$$

SPECIFIČNA ENTALPIJA TEKOČINE HLADIVA PRI TEMPERATURI KONDENZACIJE

$$HtK := \left(XT\cdot\frac{TK}{K} + YT\right)\cdot\frac{J}{kg} \qquad HtK = 406.67\frac{1}{kg}\cdot J$$

GOSTOTA PARE HLADIVA PRI TEMPERATURI KONDENZACIJE

$$\rho pK := \left[AP\cdot\left(\frac{TK}{K}\right)^2 + BP\cdot\left(\frac{TK}{K}\right) + CP\right]\cdot\frac{kg}{m^3} \qquad \rho pK = 34.827\frac{kg}{m^3}$$

GOSTOTA TEKOČINE HLADIVA PRI TEMPERATURI KONDENZACIJE

$$\sigma tK := \left[AT\cdot\left(\frac{TK}{K}\right)^2 + BT\cdot\left(\frac{TK}{K}\right) + CT\right]\cdot\frac{kg}{m^3} \qquad \sigma tK = 463.805\frac{kg}{m^3}$$

TLAČNO RAZMERJE KOMPRESORJA

$$rK2 := \frac{PK}{PU} \qquad rK2 = 1.836$$

TEMPERATURA NA IZSTOPU IZ KOMPRESORJA [K]:

$$T3 := TU\cdot\left(\frac{PK}{PU}\right)^{\left(\frac{\chi 2 - 1}{\chi 2}\right)} \qquad T3 = 361.413K$$

SPECIFIČNA ENTALPIJA PARE HLADIVA PRI TEMPERATURI KONDENZACIJE

$$Hp3 := \left[XP\cdot\left(\frac{T3}{K}\right)^2 + YP\cdot\left(\frac{T3}{K}\right) + ZP\right]\cdot\frac{J}{kg} \qquad HpK = 659.5\frac{1}{kg}\cdot J$$

MASNI PRETOK HLADIVA V DRUGI STOPNJI

$$qms2 := \frac{\Phi k1}{(HpU - HtK)\cdot 1000} \qquad qms2 = 2.832\frac{kg}{s}$$

STOPNJA POLNITVE CILINDRA KOMPRESORJA

$$\lambda 2 := 1 - \varepsilon\cdot\left[rK^{\left(\frac{1}{\chi 2}\right)} - 1\right] \qquad \lambda = 0.906$$

DEJANSKI VOLUMSKI PRETOK KOMPRESORJA

$$vK2 := \frac{qms2}{\rho pU} \qquad vK2 = 0.172\frac{m^3}{s}$$

VOLUMEN PRETOK KOMPRESORJA

$$Vk2 := \frac{vK2}{\lambda 2} \qquad Vk2 = 0.197\frac{m^3}{s}$$

VOLUMSKI PRETOK HLADIVA V KOMPRESORJU

$$qv2 := vK2\cdot\frac{\rho pU}{\rho pK} \qquad qv2 = 0.081\frac{m^3}{s}$$

MOČ ADIABATNEGA KOMPRIMIRANJA

$$Pad2 := vK2\cdot PU\cdot\left(\frac{\chi 2}{\chi 2 - 1}\right)\cdot\left[rK2^{\left[\frac{(\chi 2 - 1)}{\chi 2}\right]} - 1\right] \qquad Pad2 = 80637.54W$$

MOČ KOMPRESORJA

$$Pk2 := \frac{Pad2}{\eta} \qquad Pk2 = 111996.58W$$

VOLUMSKI PRETOK NA SESALNI STRANI KOMPRESORJA $\quad vK2 = 0.172\frac{m^3}{s}$

MASNI PRETOK NA SESALNI STRANI KOMPRESORJA

$$qms2 := vK2\cdot\rho pU \qquad qms2 = 2.832\frac{kg}{s}$$

VOLUMSKI PRETOK NA TLAČNI STRANI KOMPRESORJA $\quad qv2 = 0.081\frac{m^3}{s}$

MASNI PRETOK NA TLAČNI STRANI KOMPRESORJA

$$qmT := qv2\cdot\rho pK \qquad qmT = 2.832\frac{kg}{s}$$

TOPLOTNI TOKTOPLOTNE CRPALKE [W]:

$$\Phi k2 := qms2\cdot(Hp3 - HtK)\cdot 100(\qquad \Phi k2 = 744469.1W$$

GRELNO ŠTEVILO TOPLOTNE CRPALKE [/]:

$$COP := \frac{\Phi k2}{Pk + Pk2} \qquad COP = 3.642$$

Priloga 4: Program preračuna hladilne naprave za pripravo ledene vode

ENOSTOPENJSKA HLADILNA NAPRAVA

TEMPERATURE VTOKA LEDENE VODE V HLADILNO NAPRAVO

$TLv1 := 277.5 \cdot K$

TEMPERATURA IZTOKA LEDEBE VODE IZ HLADILNE NAPRAVE $\Delta T := 8K$

$TLv2 := 271.5 \cdot K$

MASNI PRETOK LEDENE VODE

$qmL := 7.625 \frac{kg}{s}$

ATMOSFERSKI TLAK

$P0 := 1.01354 Pa$

STANDARDNA TEMPERATURA

$T0 := 298.15 K$

UPARJALNIK

TEMPERATURA UPARJANJA V UPARJALNIKU

$Tu := 267.15 K$

TLAK PRI TEMPERATURI UPARJANJA

$$Pu := 10^{\left[-32032 \cdot \left(\frac{K}{Tu}\right)^2 - 827.94 \cdot \left(\frac{K}{Tu}\right) + 9.1599\right]} \cdot P0 \qquad Pu = 4.147 \times 10^5 Pa$$

SPECIFIČNA ENTALPIJA PARE HLADIVA PRI TEMPERATURI UPARJANJA

$$Hup := \left[-0.0014 \cdot \left(\frac{Tu}{K}\right)^2 + 1.111 \cdot \left(\frac{Tu}{K}\right) + 202.61\right] \cdot 1000 \cdot \frac{J}{kg} \qquad Hup = 3.995 \times 10^5 \frac{1}{kg} J$$

KONDENZATOR

TEMPERATURA KONDENZACIJE V KONDENZATORJU

$Tk := 298.15 \cdot K$

$$Pk := 10^{\left[-32032 \cdot \left(\frac{K}{Tk}\right)^2 - 827.94 \cdot \left(\frac{K}{Tk}\right) + 9.1599\right]} \cdot P0 \qquad Pk = 1.068 \times 10^6 Pa$$

SPECIFIČNA ENTALPIJA TEKOCINE HLADIVA PRI TEMPERATURI KONDENZACIJE

$$Hkt := \left[1.2657 \cdot \left(\frac{Tk}{K}\right) - 147.01\right] \cdot 1000 \cdot \frac{J}{kg} \qquad Hkt = 2.304 \times 10^5 \frac{1}{kg} J$$

PRERAČUN PRETOKA HLADIVA R-22

$$Vk := 0.072 \cdot \frac{m^3}{s}$$

PRERAČUN GOSTOTE HLADIVA

$$\rho T := \left[0.5752 \cdot \left(\frac{Tu}{K}\right) - 136.09\right] \cdot \frac{kg}{m^3} \qquad \rho T = 17.575 \frac{kg}{m^3}$$

MASNI PRETOK HLADIVA R-22

$qmH := \rho T \cdot Vk$ $\qquad qmH = 1.265 \frac{kg}{s}$

TOPLOTNI TOK UPARJALNIKA HLADILNE NAPRAVE

$\Phi u := qmH \cdot (Hup - Hkt)$ $\qquad \Phi u = 2.14 \times 10^5 W$

KOMPRESOR

FAKTOR STISLJIVOSTI HLADIVA R-22 $\qquad \chi := 1.278($

TEMPERATURA NA IZSTOPU IZ KOMPRESORJA

$$T2 := Tu \cdot \left(\frac{Pk}{Pu}\right)^{\left(\frac{\chi - 1}{\chi}\right)} \qquad T2 = 328.168 K$$

SPECIFIČNA ENTALPIJA PARE HLADIVA NA IZTOPU IZ KOMPRESORJA

$$Hp2 := \left[-0.0259 \left(\frac{T2}{K}\right)^2 + 17.675 \left(\frac{T2}{K}\right) - 2600.8\right] \cdot 1000 \cdot \frac{J}{kg} \qquad Hp2 = 4.103 \times 10^5 \frac{1}{kg} J$$

TLAČ NO RAZMERJE KOMPRESORJA

$$rK := \frac{Pk}{Pu} \qquad rK = 2.575$$

MOČ ADIABATNEGA KOMPRIMIRANJA

$$Pad := \left(\frac{\chi}{\chi - 1}\right) \cdot Pu \cdot Vk \cdot \left[\left(\frac{Pk}{Pu}\right)^{\left(\frac{\chi - 1}{\chi}\right)} - 1\right] \qquad Pad = 3.135 \times 10^4 W$$

MOČ KOMPRESORJA

$$Pkom := \frac{Pad}{0.72} \qquad Pkom = 4.355 \times 10^4 W$$

TOPLOTNI TOK KONDEZACIJSKEGA DELA HLADILNE NAPRAVE

$\Phi k := qmH \cdot (Hp2 - Hkt)$ $\qquad \Phi k = 2.277 \times 10^5 W$

GRELNO Š TEVILO

$$\varepsilon := \frac{\Phi k}{Pkom} \qquad \varepsilon = 5.228$$

HLADILNO ŠTEVILO

$$\xi := \frac{\Phi u}{Pkom} \qquad \xi = 4.915$$

Priloga 5: Program simulacije določitve optimalnega razmerja mešanice dveh hladiv

```
parameter Vk,epsi;
Vk=0.17695;
epsi=0.14;

scalar
*konstante za preračun tlaka pri uparjanju in kondenzaciji KOMPONENTA 1 (R-600a) izo-butan
        p1uK1 /0/,                  p1kK1 /0/,
        p1uK2 /-1129.8/,            p1kK2 /-1112.6/,
        p1uK3 /9.3334/,             p1kK3 /9.2784/,

*konstante za preračun tlaka pri uparjanju in kondenzaciji KOMPONENTA 2 (R-290) propan
        p2uK1 /0/,                   p2kK1 /0/,
        p2uK2 /-1002.3/,            p2kK2 /-964.18/,
        p2uK3 /9.3344/,             p2kK3 /9.2103/,

*konstante za preračun gostote pare hladilne snovi pri uprajanju in kondenzaciji KOMPONENTA 1
        ro1puK1 /0/,                ro1pkK1 /0/,
        ro1puK2 /0.2583/,            ro1pkK2 /0.6005/,
        ro1puK3 /-67.669/,           ro1pkK3 /-177.24/,

*konstante za preračun gostote pare hladilne snovi pri uprajanju in kondenzaciji KOMPONENTA 2
        ro2puK1 /0/,                ro2pkK1 /0/,
        ro2puK2 /0.5439/,            ro2pkK2 /1.9109/,
        ro2puK3 /-141.0/,           ro2pkK3 /-585.88/,

*konstante za preračun entalpije KOMPONENTA 1 (R-600a) izo-butan
        H1puK1 /0/,                 H1tkK1 /0/,
        H1puK2 /1.3407/,             H1tkK2 /2.8062/,
        H1puK3 /189.57/,             H1tkK3 /-584.34/,

*konstante za preračun entalpije KOMPONENTA 2 (R-290) propan
        H2puK1 /0/,                  H2tkK1 /0/,
        H2puK2 /0.9718/,             H2tkK2 /3.6472/,
        H2puK3 /310.77/,              H2tkK3 /-844.7/,

*konstante za preračun faktorja stisljivosti
        y1k1 /0/,                   z1k1 /0/,
        y2k2 /0.0012/,              z2k2/0.0052/,
        y3k3 /0.7985/,              z3k3 /-0.2713/;

variables z;
*z max je toplotni tok toplotne crpalke v W

positive variable  Tu    temperartura uparjanja,
                   Tk    temperatura kondenzacije,
                   p1Tu,
                   p1Tk,
                   p2Tu,
                   p2Tk,
                   pmTu,
                   pmTk,
                   ro1pu,
                   ro1pk,
                   ro2pu,
```

```
            ro2pk,
            rompu,
            rompk,
            H1pu,
            H2pu,
            Hmpu,
            H1Tk,
            H2Tk,
            HmTk,
            qm    masni pretok na sesalni strani kompresorja v kg na s,
            X1,
            X2,
            Tm    srednja temperatura,
            lamda    stopnja polnitve cilindra komporesorja,
            rK    tlačno razmerje,
            P     moč kompresorja,
            Vd    dejanski volumen kompresorja,
            Hik1  faktor stisljivosti komponente 1,
            Hik2  faktor stisljivosti komponente 2 ,
            Hikm  faktor stisljivosti mešanice
            TT    toplotni tok;

equations
e1,e2,e3,e4,e5,e6,e7,
e8,
*e9,e11,e13
e10,e12,
e14,e15,e16,e17,e18,e19,e20,e21,e22,e23,e24,e25,e26,e27,e28,e88,obj;

*ontext
e1..    p1Tu=e=10**(p1uK1*(1/Tu)**2+p1uK2*(1/Tu)+p1uK3);
e2..    p1Tk=e=10**(p1kK1*(1/Tk)**2+p1kK2*(1/Tk)+p1kK3);
e3..    p2Tu=e=10**(p2uK1*(1/Tu)**2+p2uK2*(1/Tu)+p2uK3);
e4..    p2Tk=e=10**(p2kK1*(1/Tk)**2+p2kK2*(1/Tk)+p2kK3);
e5..    pmtu=e=X1*p1Tu+X2*p2Tu;
e6..    pmtk=e=X1*p1Tk+X2*p2Tk;

*tlačno razmerje
e7..    pmtk=g=rK*pmtu;

e8..     ro1pu=e=ro1puK1*Tu**2+ro1puK2*Tu+ro1puK3;
e10..    ro2pu=e=ro2puK1*Tu**2+ro2puK2*Tu+ro2puK3;

e12..    rompu=e=X1*ro1pu+X2*ro2pu;

e14..    H1pu=e=H1puK1*Tu**2+H1puK2*Tu+H1puK3;
e15..    H1tk=e=H1tkK1*Tk**2+H1tkK2*Tk+H1tkK3;
e16..    H2tk=e=H2tkK1*Tk**2+H2tkK2*Tk+H2tkK3;
e17..    H2pu=e=H2puK1*Tu**2+H2puK2*Tu+H2puK3;

e18..    Hmpu=e=X1*H1pu+X2*H2pu;
e19..    Hmtk=e=X1*H1tk+X2*H2tk;

e20..    Tm=E=(Tu+Tk)/2;
e21..    Hik1=E=y1k1*Tm**2+y2K2*Tm+y3K3 ;
e22..    Hik2=E=z1k1*Tm**2+z2K2*Tm+z3K3 ;
e23..    Hikm=E=X1*Hik1+X2*Hik2;
```

```
*stopnja polnitve cilindra kompresorja
e24..   lamda=E=1-epsi*(rK**(1/hikm)-1);

*dejanski volumen
e25..   Vd=E=Vk*lamda;

*moč kompresorja
e26..   P*0.72=e=vK*pmtu*(hikm/(hikm-1))*rK**((hikm/(hikm-1))-1)


*masni pretok
e27..    qm=E=Vd*rompu;

*toplotni tok
e28..    TT=e= qm*(Hmpu-Hmtk)*1000;

e88..    X1+X2=E=1;

obj..    z=e=TT;

X1.l=0.4;
X2.l=0.7;
Tu.l=283;
Tu.lo=293;
Tu.up=293;

Tk.up=343;
Tk.lo=343;
rK.up=3;

Hikm.l=1.2;
Hikm.lo=1.0001;
X1.fx=0.4;
P.up=100000;
*pmtk.up=1713300;

option decimals=6;
model topcrp /all/;

solve topcrp using NLP maximizing z;

Display "R E Z U L T A T"
display z.l,X1.l,X2.l,pmtk.l,pmtu.l,rk.l;
```

Priloga 6: Življenjepis

Europass življenjepis	
Osebni podatki	
Ime / Priimek	**Bojan KULČAR**
Naslov	Glavna ulica 82, Dolnji Lakoš, SI-9220 Lendava, Slovenija
Telefon	++386 41 285 617
E-pošta	bojan.kulcar@siol.net
Državljanstvo	slovensko
Datum rojstva	10.01.1981
Spol	moški
Delovne izkušnje	
Obdobje	Od 15.02.2008 -
Zaposlitev ali delovno mesto	Vodja obrata v podjetju Nafta-Petrochem d.o.o.
Glavne naloge in pristojnosti	Organiziranje, kontroliranje in usklajevanje dela v organizacijski enoti in z organizacijsko povezanimi enotami. Planiranje realizacije načrtovane proizvodnje, kontrola in korekcija odstopanja od načrtov. Planiranje obsega del ter skrb za usposobljenost procesa oziroma sredstev in naprav. Skrb za pravočasno izvajanje vzdrževalnih del in varno delo v organizacijski enoti.
Naziv in naslov delodajalca	Nafta-Petrochem d.o.o., Mlinska ulica 5, SI-9220 Lendava, Slovenija
Vrsta dejavnosti ali sektor	Proizvodnja Sintetičnih mas
Obdobje	18.11.2005 – 14.02.2008
Zaposlitev ali delovno mesto	Tehnolog v podjetju Nafta-Petrochem d.o.o.
Glavne naloge in pristojnosti	Spremljanje kakovosti poteka proizvodnje. Optimiranje stroškov in izdelava strokovnih podlag za projektne naloge. Evidentiranje odstopanja kakovosti surovin in produktov, ukrepanje v primeru odstopanja.
Naziv in naslov delodajalca	Nafta-Petrochem d.o.o., Mlinska ulica 5, SI-9220 Lendava, Slovenija
Vrsta dejavnosti ali sektor	Proizvodnja Sintetičnih mas
Izobraževanje in usposabljanje	
Podiplomski študij	
Obdobje	2005 -
Študijski program	Enovit doktorski študij kemijske tehnike
Izobraževalna ustanova	Univerza v Mariboru Fakulteta za kemijo in kemijsko tehnologijo Smetanova ulica 17, SI-2000 Maribor, Slovenija
Dodiplomski študij	
Obdobje	2000 - 2005
Naziv izobrazbe	Univerzitetni diplomirani inženir kemijske tehnologije
Naziv in status ustanove, ki je podelila diplomo	Univerza v Mariboru Fakulteta za kemijo in kemijsko tehnologijo Smetanova ulica 17, SI-2000 Maribor, Slovenija

Stopnja izobrazbe po nacionalni ali mednarodni klasifikacijski lestvici	VII.
Srednješolsko izobraževanje	
Obdobje	1996 - 2000
Naziv izobrazbe	Kmetijski tehnik
Naziv in status ustanove, ki je podelila diplomo	Srednja kmetijska šola Rakičan Lendavska 3, Rakičan, SI-9000 Murska Sobota
Stopnja izobrazbe po nacionalni ali mednarodni klasifikacijski lestvici	V.
Druga znanja in kompetence	
Materni jezik(i)	**Slovenščina**
Drug(i) jezik(i)	

Samovrednotenje
Evropska raven (*)

Razumevanje		Govorjenje		Pisanje
Slušno razumevanje	Bralno razumevanje	Govorno sporazumevanje	Govorno sporočanje	
Nemški jezik				
(C1) Usposobljeni uporabnik	(C1) Usposobljeni uporabnik	(C1) Usposobljeni uporabnik	(C1) Usposobljeni uporabnik	(C1) Usposobljeni uporabnik
Angleški jezik				
(A2) Osnovni uporabnik	(A1) Osnovni uporabnik	(A1) Osnovni uporabnik	(A1) Osnovni uporabnik	(A1) Osnovni uporabnik
Madžarski jezik				
(C1) Usposobljeni uporabnik	(C1) Usposobljeni uporabnik	(C1) Usposobljeni uporabnik	(C1) Usposobljeni uporabnik	(C1) Usposobljeni uporabnik

(*) Skupni evropski referenčni okvir za jezike

Vozniško dovoljenje	B kategorija
Bibliografija	
Izvirni znanstveni članek	1. KULČAR, Bojan, GORIČANEC, Darko, KROPE, Jurij. Economy of exploiting heat from low-temperature geothermal sources using a heat pump. Energy build.. [Print ed.], 2008, vol. 40, no. 3, str. 323-329. http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2007.02.033, doi: 10.1016/j.enbuild.2007.02.033. [COBISS.SI-ID 12199446] 2. KULČAR, Bojan, GORIČANEC, Darko, KROPE, Jurij. Economy of replacing a refrigerant in a cooling system for preparing chilled water. International Journal of Refrigeration. In Press, Corrected Proof, Available online 14 February 2010, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2010.02.003
Diplomsko delo	3. KULČAR, Bojan. Izkoriščanje toplote nizkotemperaturnih geotermalnih virov s toplotnimi črpalkami : diplomska naloga univerzitetenega študijskega programa, (Fakulteta za kemijo in kemijsko tehnologijo, Diplomska dela univerzitetnega študija). Maribor: [B. Kulčar], 2005. IX, 88 f., ilustr. [COBISS.SI-ID 9919766]

Priloga 7: Izjava doktorskega kandidata

UNIVERZA V MARIBORU

FAKULTETA ZA KEMIJO IN KEMIJSKO TEHNOLOGIJO

IZJAVA DOKTORSKEGA KANDIDATA

Podpisani **BOJAN KULČAR,uni. dipl. inž. kem. tehnol.**, vpisna številka **95020571**

izjavljam,

da je doktorska disertacija z naslovom

OPTIMALNA IZBIRA HLADIV ZA POTREBE DELOVANJA VISOKO TEMPERATURNIH TOPLOTNIH ČRPALK IN HLADILNIH NAPRAV

- rezultat lastnega raziskovalnega dela,
- da so rezultati korektno navedeni in
- da nisem kršil-a avtorskih pravic in intelektualne lastnine drugih.

Podpis doktorskega kandidata: