

Universitatea POLITEHNICA din București



TEZĂ DE DOCTORAT

Evaluarea performanței teoretice și experimentale a
tubului capilar și a vaporizatorului Roll-Bond într-un
sistem de refrigerare de mici dimensiuni utilizând agenți
frigorifici alternativi pentru a înlocui agentul R134a

DOCTORAND

Kamel Sigar Hmood AL-DULAIMY

Ministerul Educației din Irak, Irak

O teză depusă în îndeplinirea parțială a cerințelor pentru gradul de Doctor în Filosofie
în Inginerie Mecanică, Universitatea POLITEHNICA din București, România

Supervizat de

Prof. Dr. Eng. Viorel BADESCU

Romania, Bucharest, 2022

CUPRINS

DECLARAȚIE	II
DEDICARE.....	III
MULȚUMIRI	IV
PUBLICAȚII PEER REVIEWED.....	V
ABSTRACT	VII
LISTA FIGURILOR	XIII
LISTA DE TABEL	XV
NOMENCLATURE ȘI ABREVIERI	XVI
1 INTRODUCERE.....	1
1.1 Context.....	1
1.2 PROBLEME DE MEDIU.....	4
1.2.1 Potențial de epuizare a ozonului (ODP).....	5
1.2.2 Potențial de încălzire globală (GWP).....	5
1.2.3 Impact total echivalent de încălzire (TEWI).....	6
1.3 COMPONENTELE DE BAZĂ ALE VCRS	7
1.3.1 Evaporator.....	8
1.3.2 Tub capilar	9
1.3.3 Compresor.....	9
1.3.4 Condensator	9
1.4 CICLUL VCR	9
1.5 DECLARAȚIA PROBLEMEI	10
1.6 OBIECTIVELE STUDIULUI.....	11
1.7 STRUCTURA TEZEI	12
2 REVIZIA LITERATURĂ A POSIBILITĂȚILOR DE ÎNLOCUIRE A R134A ÎN DIFERITE APLICAȚII DE REFRIGERARE	13
2.1 REFRIGERANTE UTILIZATE ÎN SISTEMUL VCR	13
2.2 PROPRIETĂȚI TERMODINAMICE ALE REFRIGERANTELOR.....	14
2.2.1 Conductivitate termică.....	15
2.2.2 flambabilitate SCENARIUL DE ÎNLOCUIRE FRIGORIFERE ilitate.....	16
2.3 SCENARIUL DE ÎNLOCUIRE FRIGORIFERE	17
2.3.1 Scenariul de înlocuire a agenților frigorifici sub formă de drop-in.....	18
2.3.1.1 Refrigerare de uz casnic	18
2.3.1.1.1 HFO-urile și amestecurile lor ca înlocuitori.....	18
2.3.1.1.1.1 HFO pur R1234yf și R1234ze ca înlocuitor	19
2.3.1.1.1.2 Amestecul HFC/HFO ca agent frigorific alternativ	20
2.3.1.1.2 HC și amestecul lor.....	21
2.3.1.1.2.1 Hidrocarburi pure ca agenți frigorifici alternativi	22
2.3.1.1.2.2 Amestecuri de hidrocarburi și amestecuri HFC/HC ca agenți frigorifici alternativi	22
2.3.1.1.3 HFC152a ca agent frigorific alternativ	24
2.3.1.2 Sistem de aer condiționat auto.....	25
2.3.1.2.1 Amestecul R1234yf și R134a/R1234yf.....	26
2.3.1.2.2 Hidrocarburi ca înlocuitor introdus la R134a.....	27
2.3.1.3 Sistem frigorific comercial.....	28
2.3.2 Scenariu de înlocuire ca agent frigorific de modernizare	29
2.3.2.1 Frigiderul de uz casnic ca sistem de modernizare	29
2.3.2.2 AAC ca sistem de modernizare	31
2.3.3 Scenariul de înlocuire a agenților frigorifici ca sistem nou	32
2.3.3.1 Frigiderul de uz casnic ca noul sistem.....	32
2.4 DISCUȚIE PRIVIND REVISTA LITERATURĂ	32
2.5 CONCLUZII	36
3 DESCRIEREA CONFIGURĂRII EXPERIMENTALE.....	39
3.1 SETARE EXPERIMENTALA.....	39

3.2	COMPONENTELE EXPERIMENTULUI	40
3.2.1	Frigider la scară mică.....	40
3.2.2	Dispozitivele de cronometru și contor de energie	43
3.2.3	Dispozitiv de achiziție de date	44
3.2.3.1	Măsurarea temperaturii	44
3.2.3.2	Măsurarea presiunii	45
3.2.4	Sursă de alimentare cu tensiune variabilă	47
3.3	PROCEDURI EXPERIMENTALE.....	47
4	PERFORMANȚA ÎN STARE DE STAȚIONARE ALE TUBILOR CAPILARE PENTRU SISTEME DE COMPRESIUNE A VAPORILOR LA SCĂRĂ MICĂ CU FOLOSIRE DIFERIȚI REFRIGERANTE	51
4.1	INTRODUCERE.....	51
4.2	MODEL DE FUNCȚIONARE A TUBULUI CAPILAR	55
4.2.1	Modelul tubului capilar drept.....	57
4.2.1.1	Regiunea de curgere monofazată.....	58
4.2.1.2	Regiunea de curgere în două faze.....	59
4.2.2	Modelul tubului capilar elicoidal adiabatic.....	61
4.2.2.1	Regiunea monofazată	61
4.2.2.2	Regiunea cu două faze.....	62
4.2.3	Modelul tubului capilar din regiunea SLHX.....	64
4.3	VALIDAREA EXPERIMENTALĂ A MODELAREA MATEMATICĂ A TUBILOR CAPILARE ...	69
4.3.1	Validarea modelului.....	69
4.3.2	Analiza incertitudinii	70
4.4	REZULTATE ȘI DISCUȚII.....	71
4.5	CONCLUZII	77
5	UN MODEL MATEMATIC AL EVAPORATORULUI ROLL BOND FUNCȚIONEAZĂ CU UN ALTER REFRIGERANT ÎNTR-UN FRIGORIDER DE CASĂ LA SCĂRĂ MICĂ.....	79
5.1	INTRODUCERE.....	79
5.2	MODEL MATEMATIC.....	81
5.2.1	Corelații ale coeficienților de transfer de căldură în canalele vaporizatorului (partea agentului frigorific).....	83
5.2.1.1	Rata de transfer de căldură în două faze.....	83
5.2.1.2	Rata de transfer termic monofazat.....	88
5.2.2	Modelul matematic pentru estimarea ratei de transfer de căldură în afara canalelor vaporizatorului (partea aerului).....	90
5.2.2.1	Calculul ratei de transfer de căldură prin convecție între evaporator și aerul din interiorul compartimentului frigider.....	91
5.2.2.2	Debitul de căldură convectiv ($\dot{Q}_{conv,2}$) are loc între evaporator și aerul intern din dulapul vaporizatorului	94
5.2.2.3	Debitul de căldură prin radiație $\dot{Q}_{rad}$ între pereții frigiderului și perețele exterior al vaporizatorului.....	95
5.2.2.3.1	Estimarea factorului de vedere între pereții frigiderului și pereții exteriori ai vaporizatorului	99
5.3	VALIDAREA MODELULUI MATEMATIC VAPORIZATORULUI	100
5.4	ANALIZA INCERTITUDINEI	103
5.5	REZULTATE ȘI DISCUȚII.....	105
5.5.1	Evaluarea transferului de căldură.....	105
5.5.2	Coeficientul de transfer de căldură convectiv	106
5.5.3	Afectează temperatura ambiantă asupra capacității de răcire	107
5.5.4	Variația puterii SEH cu temperatura ambiantă	108
5.5.5	Afectează temperatura ambiantă asupra COP	109
5.5.6	Variația puterii compresorului cu temperatura ambiantă	109
5.6	CONCLUZIE	110

6	COMPARAȚIA EVALUĂRII PERFORMANȚEI SISTEMULUI SSR CU R600A ȘI R1234YF CA ÎNLOCUIȚI R134a.....	112
6.1	INTRODUCERE.....	112
6.2	REZULTATE SI DISCUTII.....	112
6.2.1	Căldura generată de încălzitorul electric static	112
6.2.2	Comparația capacităților de răcire ale agenților frigorifici testați, $\dot{Q}_{e,ref} = \dot{m} * \Delta h$	113
6.2.3	Comparația capacității de răcire aplicând ecuația echilibrului energetic	115
6.2.4	Influența temperaturii ambientale asupra consumului de energie	116
6.2.5	Coeficientul de performanță (COP) al sistemului de refrigerare	117
6.2.6	Variația debitului masic cu temperatura ambiantă	118
6.2.7	Rata de transfer de căldură prin radiație și convecție referitoare la temperatura ambiantă.....	119
6.3	CONCLUZII	121
7	CONCLUZII GENERALE, CONTRIBUȚII PERSONALE ȘI LUCRĂRI VIITOARE.....	124
7.1	CONCLUZII GENERALE.....	124
7.2	CONTRIBUȚII PERSONALE.....	127
7.3	LUCRĂRI VIITOARE.....	130
	REFERINȚE.....	131
	ANEXE	148
	ANEXA A: COD EES	148
1.	PRIMUL PROGRAM ESTE MODELUL MATEMATIC AL TUBULUI CAPILAR.....	148
2.	AL DOILEA PROGRAM ESTE MODELUL MATEMATIC AL VAPORIZATORULUI ROLL BOND	153
	ANEXA B	169
	ANEXA C	170
	ANEXA D	173
	ANEXA E	183

1 Introducere

1.1 Context

R134a este unul dintre HFC-urile care este încă utilizat pe scară largă în aplicațiile de refrigerare de uz casnic (HR), refrigerare comercială (CR) și aplicații de aer condiționat auto (AAC). Acest lucru se datorează faptului că posedă proprietăți termodinamice excelente, este stabil din punct de vedere chimic, nu promovează propagarea flăcării și are beneficiile unui cost scăzut. Potențialul său de încălzire globală (GWP ≈ 1300), este de o mie de ori mai mare decât cel al CO₂ [3], [14]. Creșterea semnificativă a utilizării Hidro-Fluoro-Carbonați (HFC) în multe aplicații domestice și industriale, împreună cu o creștere a emisiilor de gaze cu efect de seră, a contribuit la creșterea consumului de energie. În comparație cu cantitatea totală de emisii de CO₂, se preconizează că emisiile de HFC vor atinge 9-19 % până în 2050 [15]. Cu toate acestea, HFC-urile contribuie semnificativ la efectul încălzirii globale, ceea ce duce la un dezechilibru al temperaturii suprafeței terestre.

Este vital să se dezvolte agenți frigorifici ecologici care să înlocuiască agenții frigorifici halogenați pentru a atinge acest obiectiv și a elimina complet utilizarea agenților frigorifici halogenați.

Mai mult, trebuie să poată funcționa eficient într-un sistem existent care utilizează R134a ca fluid de lucru, fără a fi nevoie să reproiecteze componentele sistemului de refrigerare sau să înlocuiască lubrifianțul și nu ar trebui să fie mai puțin eficient din punct de vedere energetic, sigur, accesibil și mai puțin costisitor. -efectiv [24].

1.2 Probleme de mediu

Obiectivul principal în proiectarea sistemelor de refrigerare este performanța lor eficientă pentru economisirea energiei. Cu toate acestea, trebuie luate în considerare aspectele de mediu pentru siguranță și considerente practice [26]. Trei indici utilizați în mod obișnuit pentru a determina efectul agenților frigorifici asupra mediului sunt ODP, GWP și TEWI [3].

1.2.1 Potențialul de epuizare a stratului de ozon (ODP)

1.2.2 Potențialul de încălzire globală (GWP)

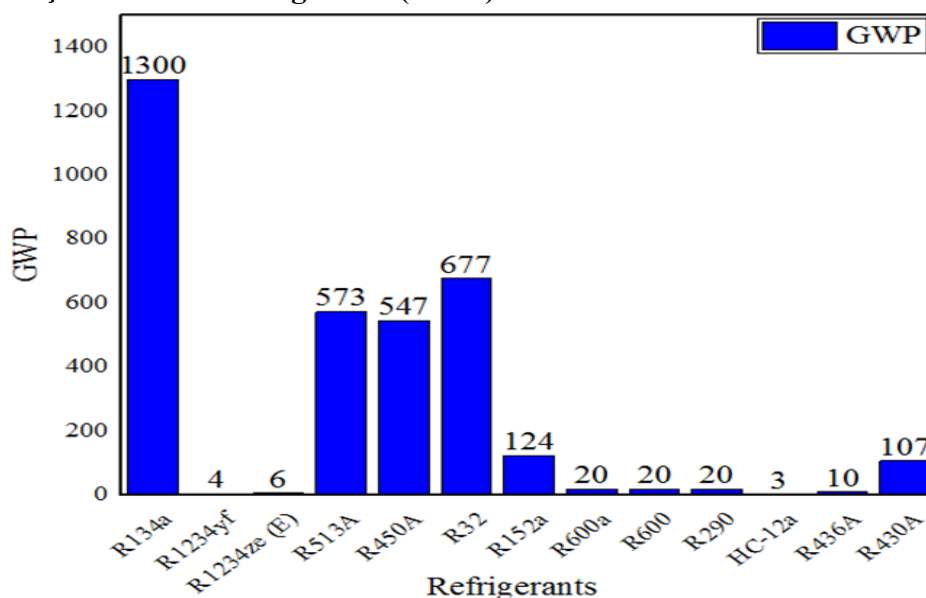


Figure 1.5 GWP of selected refrigerants [3]

1.2.3 Impactul total echivalent al încălzirii (TEWI)

1.3 Componentele de bază ale VCRS

Un VCRS de bază cuprinde patru componente principale: compresor, condensator, dispozitiv de expansiune și evaporator care sunt conectate într-o buclă închisă. Componentele de bază ale unui VCRS sunt descrise după cum se arată mai jos în figura 1.6.

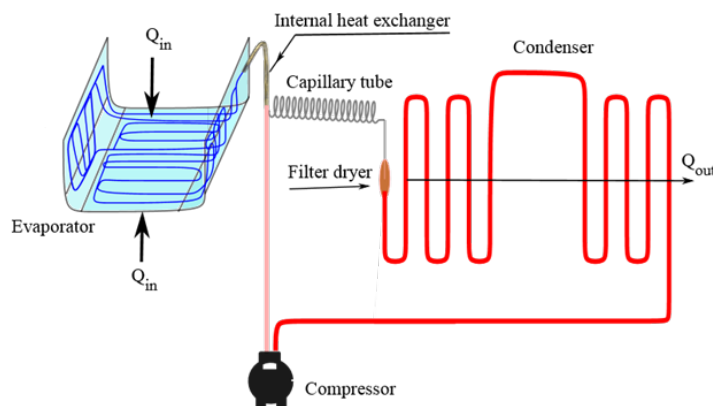


Figura 1.6 Componentele majore ale VCRS

1.4 Declarația problemei

Impactul asupra mediului este evident în Irak prin fluctuații climatice imprevizibile de-a lungul anotimpurilor anului, ceea ce a dus la o scădere a producției agricole și astfel dăunează economiei, mai ales că Irakul este o țară agricolă importantă. Multe dintre aplicațiile rezidențiale de refrigerare, aer condiționat și climatizare auto din Irak încă funcționează cu agenți frigorifici fluorurați și halogenați, cum ar fi R12, precum și cu agent frigorific R134a cu GWP mare. Pe lângă prezența unor cantități mari de aceste gaze stocate în universitățile irakiene în scopuri de laborator și educaționale pentru studenții de licență și postuniversitare. Acești agenți frigorifici au o influență semnificativă asupra epuizării stratului de ozon și asupra schimbărilor climatice globale. În prezent, se poate remarca efectul semnificativ al acestor agenți frigorifici asupra climei globale. De-a lungul ultimilor ani, Irakul a avut furtuni continue de praf ca urmare a fenomenului de deșertificare care a afectat suprafețe mari ale țării și a creșterii vizibile a temperaturilor pe timpul verii, care pot ajunge la peste 50 oC la umbră, potrivit prognozelor meteo zilnice.

În acest context, eficiența hidrocarburilor (HC) și a hidrofluorolefinelor (HFO) și a amestecurilor acestora ca agenți frigorifici alternativi pentru R134a și R12 ar trebui investigată la diferite temperaturi ambientale. Pentru a se adapta condițiilor de mediu din Irak, au fost impuse condiții operaționale. De asemenea, trebuie studiat efectul diferitelor fluide de lucru asupra căderilor de presiune și eficienței termice într-un sistem de refrigerare la scară mică.

1.5 Obiectivele studiului

Obiectivele principale ale acestei teze sunt următoarele:

1. Furnizați un studiu cuprinzător al literaturii de specialitate cu privire la posibilitățile de înlocuire disponibile a agenților frigorifici convenționali (R134a) cu respectarea mediului în frigiderele de uz casnic și comercial și în aer condiționat auto. Astfel, extinderea cunoștințelor și înțelegerii actuale a fenomenelor de încălzire globală care rezultă din aceste emisii de agenți frigorifici și impactul acestora asupra schimbărilor climatice.
2. Dezvoltarea unui model matematic pentru a examina efectul înlocuirii agentului frigorific asupra performanței tubului capilar și, prin urmare, a performanței generale a sistemului. Starea de intrare a vaporizatorului corespunde ieșirii tubului capilar.

3. Dezvoltați un model matematic în stare staționară pentru a investiga influența înlocuirii agentului frigorific asupra performanței a vaporizatorului roll bond.
4. Efectuați experimente pe un sistem VCR simplu utilizând un frigider mic de uz casnic pentru a evalua performanța R1234yf și R600a ca agenți frigorifici alternativi de înlocuire pentru R12 și R134a în condiții de echilibru.
5. Evaluarea performanței sistemului prin compararea agenților frigorifici alternativi R600a și R1234yf cu R134a.

2 Revizuirea literaturii de specialitate a posibilităților de înlocuire a R134a în diferite aplicații de frigiderului

2.1 Agenți frigorifici utilizați în sistemul VCR

2.2 Proprietățile termodinamice ale agenților frigorifici

Impactul fizic, inofensiv, asupra mediului și reglementările relevante sunt factori fundamentali în adoptarea de noi agenți frigorifici [45]. Amestecul de agent frigorific ar trebui să aibă mai multe proprietăți termofizice, cum ar fi conductivitate termică ridicată, temperatură scăzută de alunecare și vâscozitate scăzută [3]. Mai multe criterii trebuie luate în considerare la alegerea agenților frigorifici pentru aplicații HR sau AAC [46].

2.3 Scenarii de înlocuire a agenților frigorifici

HFC, HFO, HC și amestecurile lor au făcut obiectul mai multor cercetări teoretice și experimentale ca înlocuitori potențiali pentru agenții frigorifici halogenați în sistemele HR, CR și AAC. Ca urmare, au fost implementate diverse posibilități de înlocuire a agentului frigorific R134, cum ar fi înlocuirea prin introducere, refrigerantul de modernizare și sisteme noi.

2.3.1 Scenariul de înlocuire a agenților frigorifici sub formă de drop-in

Înlocuirea internă este cazul când vechiul agent frigorific este scos și sistemul este încărcat cu agent frigorific alternativ și, uneori, cu unele modificări ușoare ale setărilor de control [66][67].

2.3.1.1 Refrigerare de uz casnic

Frigiderele de uz casnic sunt cel mai mare consumator de energie dintre sistemele frigorifice, unde consumul de energie electrică rezidențială de către sistemele frigorifice este de aproximativ 6%-30% din energia produsă la nivel mondial [68], [69].

2.3.1.2 Sistem de aer condiționat auto

Numeroși cercetători și anchetatori au cercetat performanța agenților frigorifici alternativi în sistemele AAC.

2.3.1.3 Sistem frigorific comercial

2.3.2 Scenariu de înlocuire ca agent frigorific de modernizare

A doua opțiune este agentul frigorific de modernizare, în care sistemul de răcire este reîncărcat cu un agent frigorific alternativ după ce agentul frigorific original a fost îndepărtat cu unele ajustări minore. Pentru a îmbunătăți performanța sistemului, a spori eficiența energetică a acestuia și a prelungi durata de viață, precum și pentru a reduce emisiile [126]. Modificările sistemului pot include, dispozitivele de expansiune, uleiul de lubrifiere și alte componente specifice, pentru a rezolva problemele de compatibilitate cu care se confruntă procesul de înlocuire a noilor agenți frigorifici [1].

2.3.2.1 Frigiderul de uz casnic ca sistem de modernizare

2.3.2.2 AAC ca sistem de modernizare

2.3.2.3 Frigiderul de uz casnic ca noul sistem

2.4 Discuție privind revizuirea literaturii

În această lucrare, rezultatele revizuirii cuprinzătoare a tuturor agenților frigorifici alternativi au fost comparate cu R134a în trei categorii, care sunt HR și CR și AAC, până în prezent. Această revizuire cuprinzătoare s-a concentrat pe mai mulți parametri în detaliu, cum ar fi COP, capacitatea de răcire, temperatura de descărcare, debitul masic, timpul de oprire a tragerii și capacitatea de răcire a sistemelor atunci când se utilizează agenți frigorifici alternativi la agenții frigorifici cu GWP ridicat. O comparație a rezultatelor diferitelor studii bazate pe procentul consumului de energie (%), reducerea încărcăturii de agent frigorific (%) și îmbunătățirea COP (%), utilizând mulți agenți frigorifici ca înlocuire a R134a este prezentată în figurile 2.5 și 2.6.

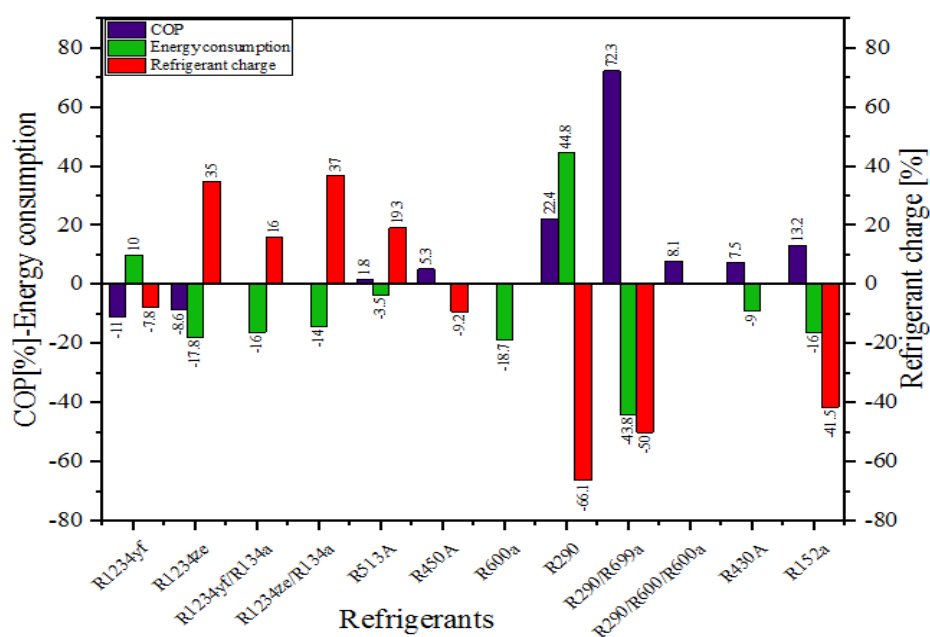


Figura 2.5 Diferența procentuală în COP, consumul de energie și încărcarea cu agent frigorific al agenților frigorifici alternativi și al amestecurilor acestora ca înlocuitor introdus.

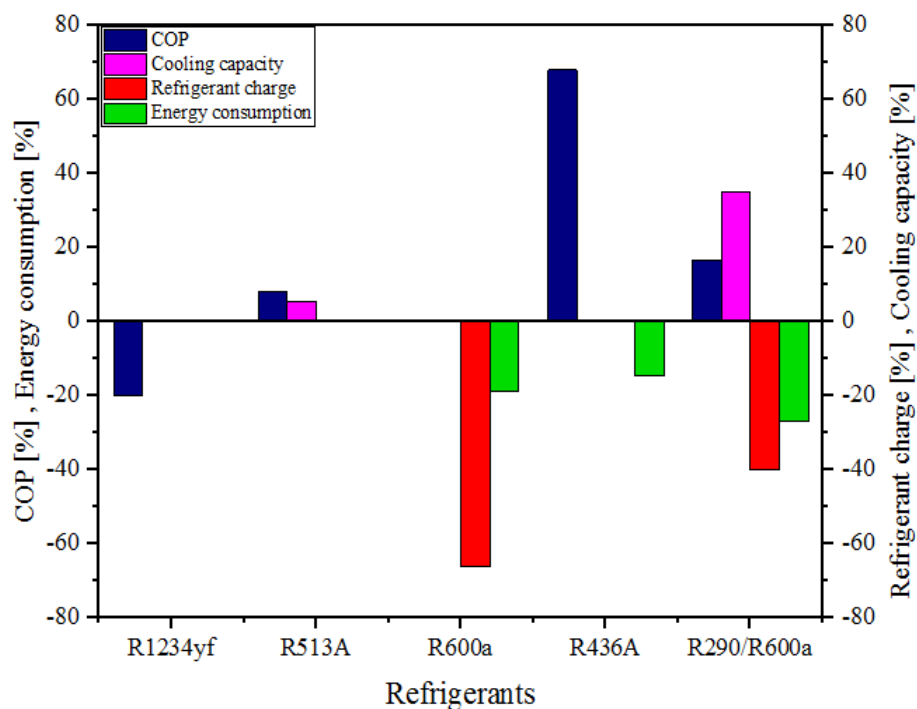


Figura 2.6 Diferența procentuală în COP, consumul de energie și încărcarea cu agent frigorific al agenților frigorifici alternativi și al amestecurilor acestora ca agent frigorific de retrofit al R134a într-un HR.

3 Descrierea configurației experimentale

3.1 Setare experimentală

Diagrama schematică a întregului set de experimente este prezentată în Figura 3.2.

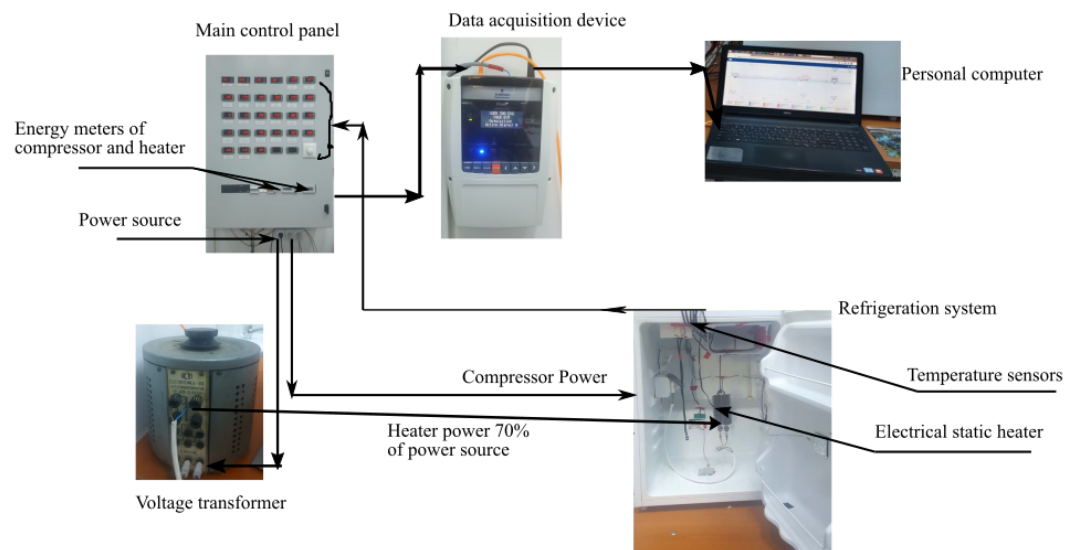


Figura 3.2 diagrama schematică a întregii configurații experimentale

4 Performanța la starea de echilibru a tuburilor capilare pentru sisteme de compresie a vaporilor la scară mică care utilizează diferiți agenți frigorifici

4.1 Introduction

Tubul capilar (CT) fiind un component cheie al oricărui sistem VCR are nevoie de proiectare și control precis pentru a-și atinge performanța ridicată. Toate sistemele SSR, inclusiv frigiderul și congelatoarele de uz casnic, aparatele de aer condiționat split, precum și pompele de căldură folosesc CT ca dispozitiv de expansiune [156], [157].

Pentru a obține o perspectivă suplimentară asupra efectelor parametrilor de ieșire CT asupra performanței de lucru a SSRS, au fost efectuate unele calcule de model cu diferiți agenți frigorifici (R134a, R1234yf, R1234ze (E), R600, R600a, R152a și R513A). Rezultatele modelului au fost validate cu rezultatele experimentale. Se stabilește că actualele analize sistematice ale parametrilor de ieșire ale CT pot contribui atât la scenariul de instalare, cât și de modernizare, în special pentru reglementările de mediu privind utilizarea agenților frigorifici [169].

4.2 Model de funcționare a tubului capilar

O schemă a VCRS cu accent pe CT și pe cele trei regiuni principale ale sale este prezentată în Figura 4.1. Tubul capilar are trei regiuni principale i) regiunea dreaptă, ii) regiunea elicoidală și iii) schimbătorul de căldură al liniei de aspirație.

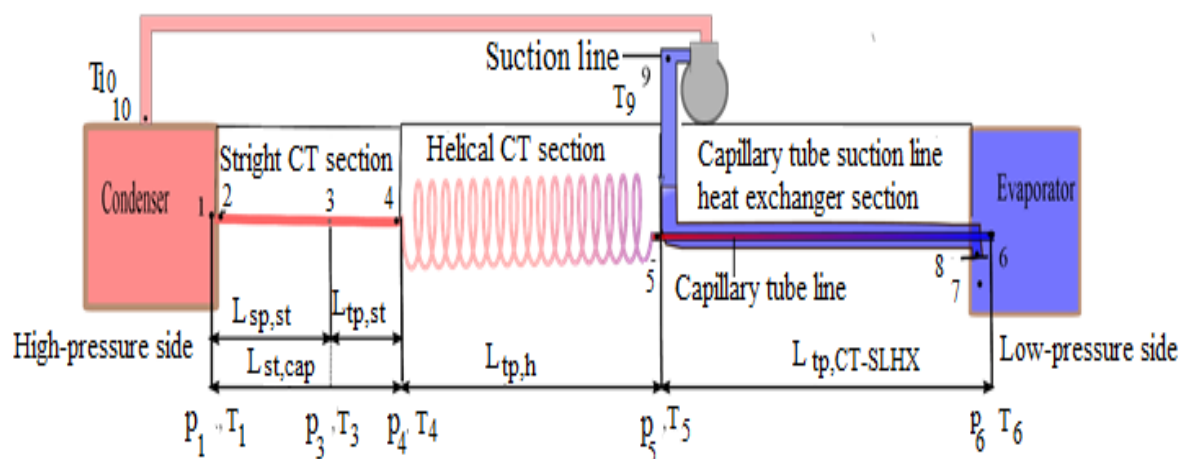


Figura 4.1 Schema VCRS cu accent pe CT și pe cele trei regiuni principale ale sale [155]

Diagrama de flux prezentată în Figura 4.8 a fost implementată în programul Engineering Equation Solver (EES)[60]. Pe baza programului dezvoltat în EES și a configurației experimentale, a fost efectuată validarea modelului.

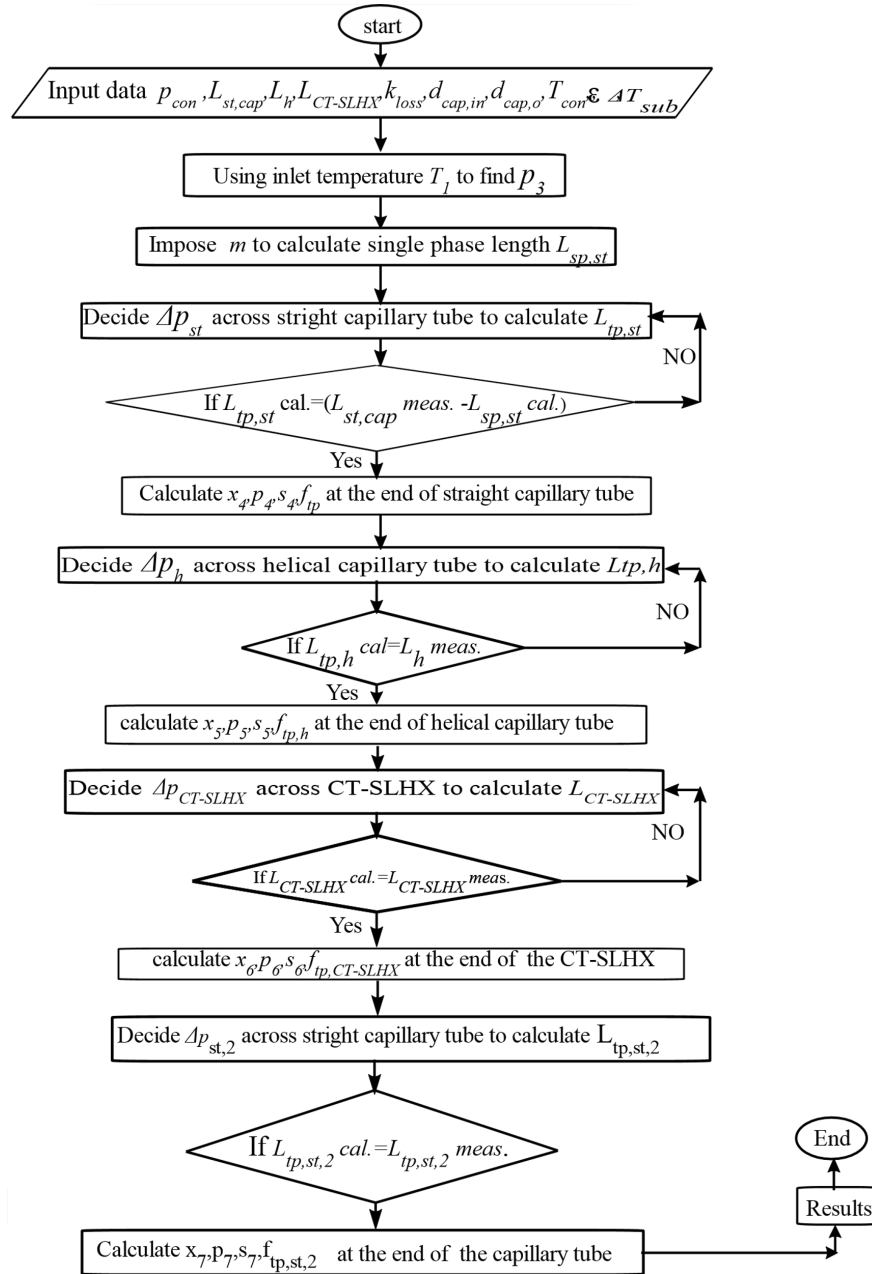


Figure 4.8 The flow-chart of the EES program [155]

4.3 Validarea experimentală a tubului capilar Modelare matematică

4.3.1 Validarea modelului

Validarea modelului se realizează astfel: datele experimentale sunt introduse în programul EES; valoarea obținută pentru presiunea de la punctul 7 se compară cu valoarea presiunii de evaporare măsurată pe instalația experimentală, așa cum este prezentat în figura 4.9..

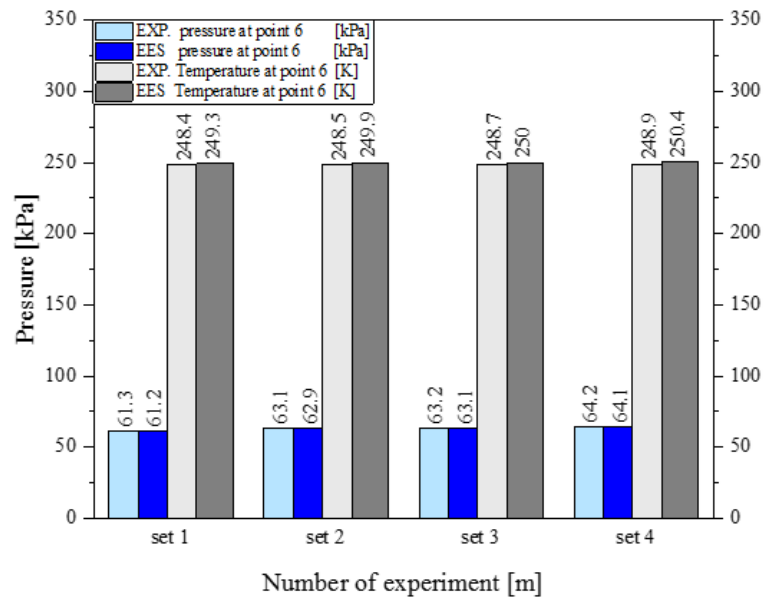


Figura 4.9 Comparație între datele experimentale și rezultatele obținute cu programul dezvoltat în EES.

4.4 Rezultate și discuții

Pentru a studia mai bine comportamentul fluidului de lucru care curge în tubul capilar care constă din trei forme conectate într-o singură formațiune, iar în funcție de starea agentului frigorific la intrarea în tubul capilar, cele trei forme sunt luate în au fost rezolvate corelațiile relevante pentru fiecare dintre cele trei forme, apoi au fost analizate rezultatele. Rezultatele sunt prezentate în figurile 4.10, 4.11, 4.12 și, respectiv, 4.14.

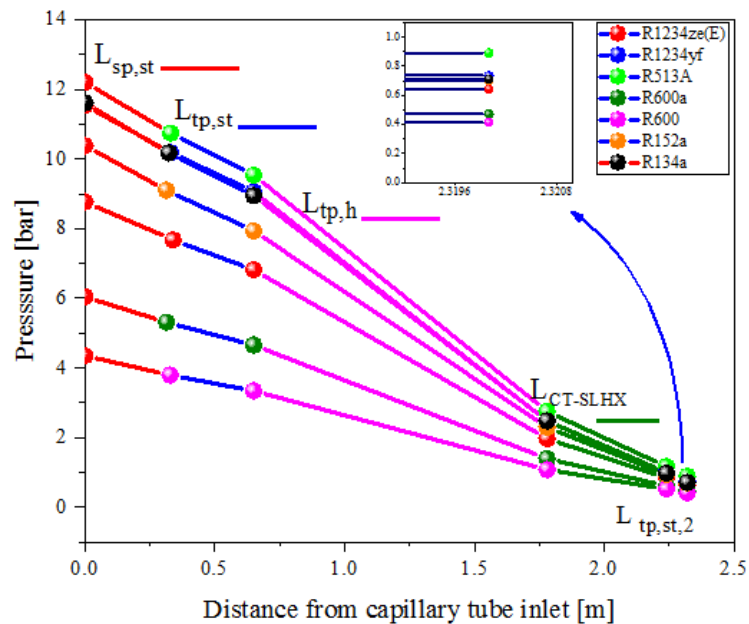


Figura 4.10 distribuția presiunii împreună cu CT.

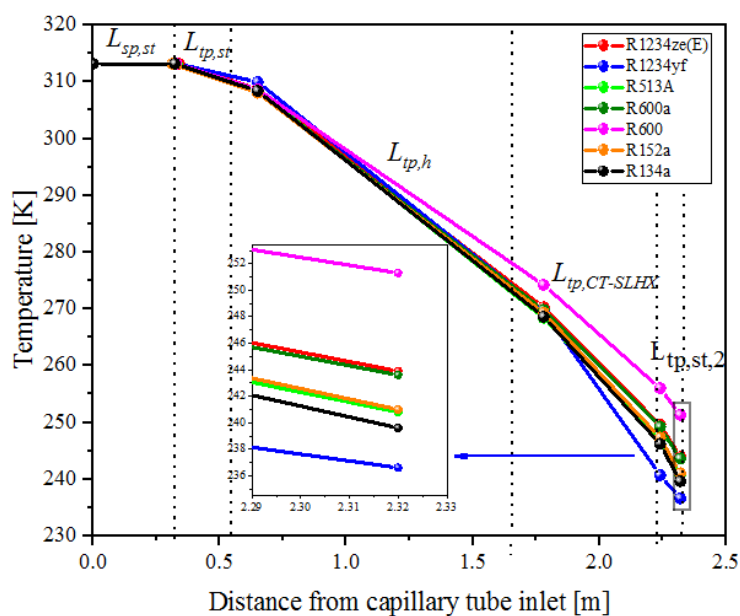


Figura 4.11 Distribuția temperaturii împreună cu CT.

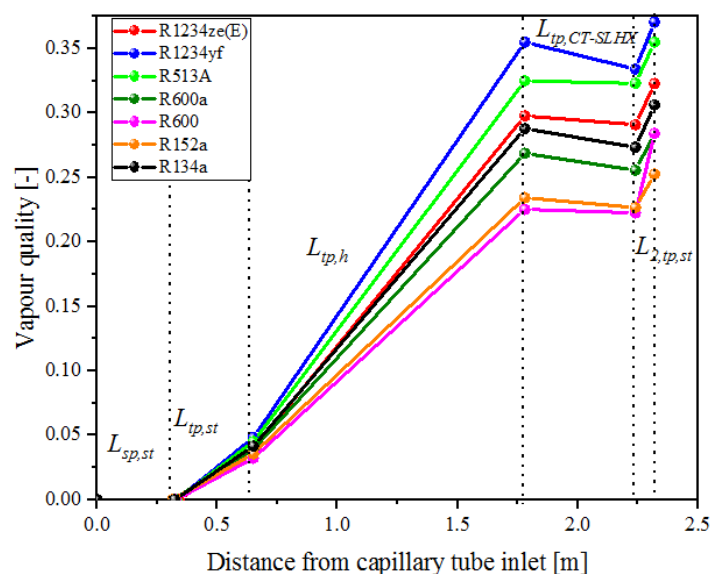


Figura 4.12 Variații ale calității vaporilor împreună cu CT.

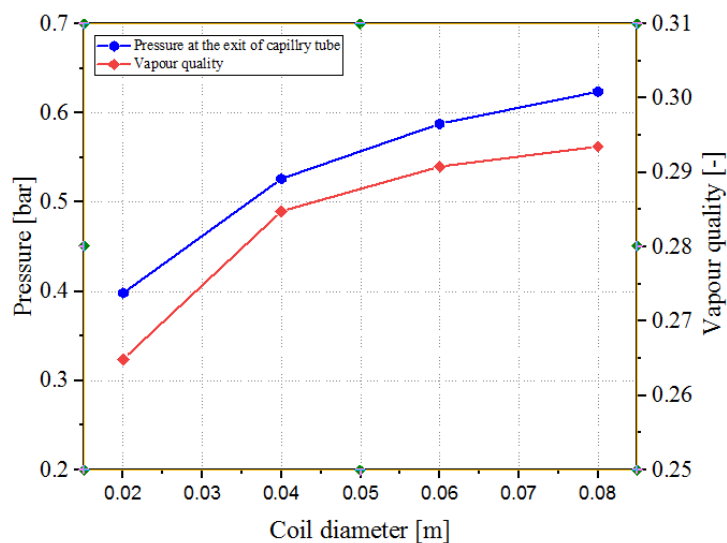


Figura 4.14 Efectul modificării diametrului bobinei asupra presiunii și calității vaporilor la ieșirea CT.

Din Figura 4.16 se poate observa că procesul de expansiune prezintă același model pentru toți agenții frigorifici investigați. Entalpia agentului frigorific de-a lungul CT drept și elicoidal este constantă. Entalpia în timpul procesului de expansiune în CT-SLHX nu este constantă din cauza procesului de transfer de căldură între agentul frigorific care curge în conducta de aspirație și agentul frigorific care curge prin CT. Starea 6 de ieșire a CT se va deplasa spre stânga către valori mai scăzute ale entalpiei și calității vaporilor. Valorile mai scăzute ale calității vaporilor vor determina diferența de entalpie mai mare între ieșirea și intrarea în vaporizatorul.

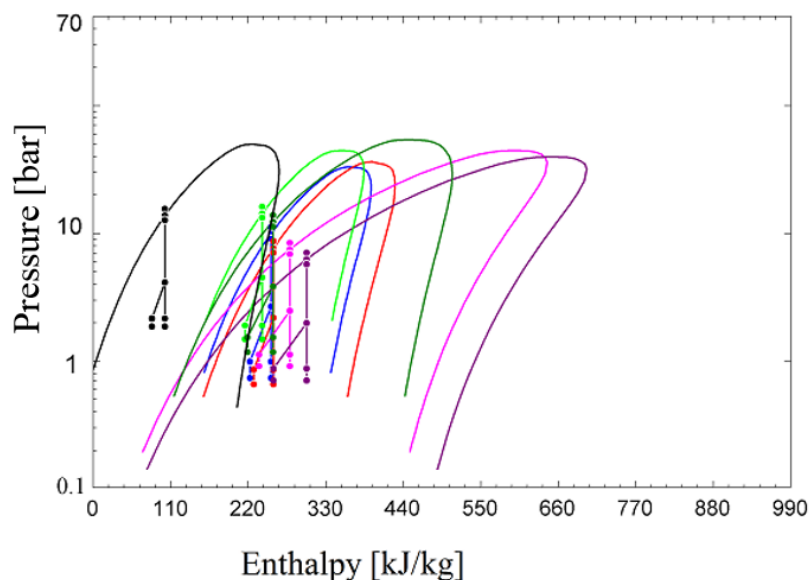


Figura 4.16 Procesul de expansiune în CT pe diagrama p-h [60]

Diametrul de intrare al tubului capilar este cel mai influent factor. Datorită efectelor de frecare reduse, debitul masic crește odată cu creșterea diametrului tubului capilar.

5 Un model matematic al vaporizatorului roll bond care funcționează cu un agent frigorific diferit într-un frigider de dimensiuni mici

5.1 Introducere

vaporizatorului roll bond (RBE) este unul dintre cele mai utilizate schimbătoare de căldură în industria frigorifică casnică datorită eficienței excelente a transferului de căldură, astfel că acum a fost montat în tot mai multe mini-frigidere, dulapuri de vin, congelatoare și glaciare.

Performanța transferului de căldură al evaporatoarelor afectează foarte mult eficiența frigiderelor de uz casnic, astfel încât îmbunătățirea acestora poate îmbunătăți foarte mult performanța frigiderului [218].

5.2 Model matematic

Este dezvoltat un model matematic pentru a evalua performanța transferului de căldură a RBE, care poate fi utilizat atât pentru simulări în stare staționară, cât și pentru simulări tranzitorii, în diferite condiții de funcționare ale sistemului de refrigerare. Modelul matematic propus în acest studiu a fost împărțit în trei submodele: (i) canalele vaporizatorului (ii) în interiorul dulapului cu plăci vaporizatorului și (iii) compartimentul frigorific.

5.2.1 Corelații ale coeficienților de transfer de căldură în canalele vaporizatorului (partea agentului frigorific)

Pe baza stării termodinamice a agentului frigorific, vaporizatorului este împărțit în două schimbătoare de căldură secvențiale care sunt regiunea cu două faze și regiunea de supraîncălzire a evaporatorului. Pentru regiunile cu două faze și supraîncălzire, a fost proiectat un model special de evaporator pentru a prezice coeficienții de transfer de căldură utilizând corelații specifice pentru fiecare regiune, așa cum se arată în Figura 5.3.

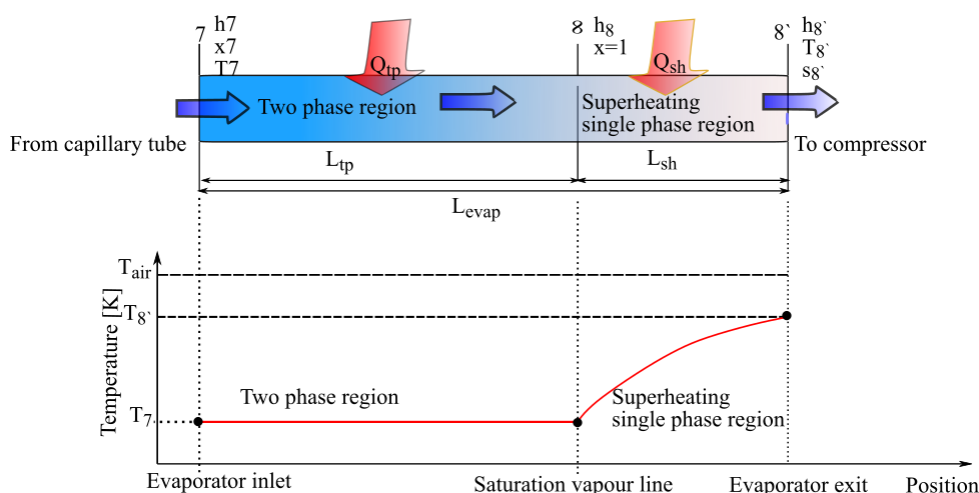


Figure 5.1 Single-phase (superheated), and the two-phase regions.

5.2.1.1 Rata de transfer de căldură în două faze

5.2.1.2 Rata de transfer termic monofazat

5.2.1.3 Calculul ratei de transfer de căldură prin convecție între vaporizatorului și aerul din interiorul compartimentului frigider.

O schemă a incintei frigorifice corespunzătoare configurației experimentale este dată în figuri. 5.6 și 5.7. Următorul este un calcul al schimbului de căldură dintre suprafața verticală exterioară a

vaporizatorului, suprafața orizontală a vaporizatorului îndreptată în jos și aerul din compartimentul frigiderului:

$$\dot{Q}_{conv,1} = \dot{Q}_{v,out} + \dot{Q}_{hor,down} \quad (5.29)$$

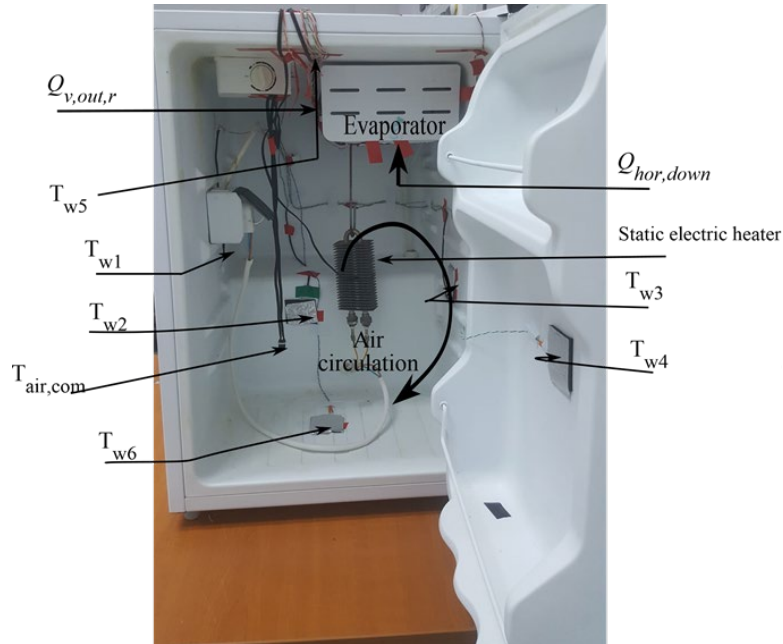


Figura 5.7 Locațiile senzorilor pentru măsurarea temperaturii pereților sistemului frigorific

5.2.1.4 Debitul de căldură convectiv ($\dot{Q}_{conv,2}$) are loc între vaporizatorului și aerul intern din dulapul vaporizatorului

Debitul de căldură convectiv care are loc între evaporator și aerul intern din dulapul evaporatorului poate fi calculat cu Ec. 5.39, așa cum este prezentat mai jos:

$$\dot{Q}_{conv,2} = \dot{Q}_{v,in} + \dot{Q}_{hor,in,up} \quad (5.39)$$

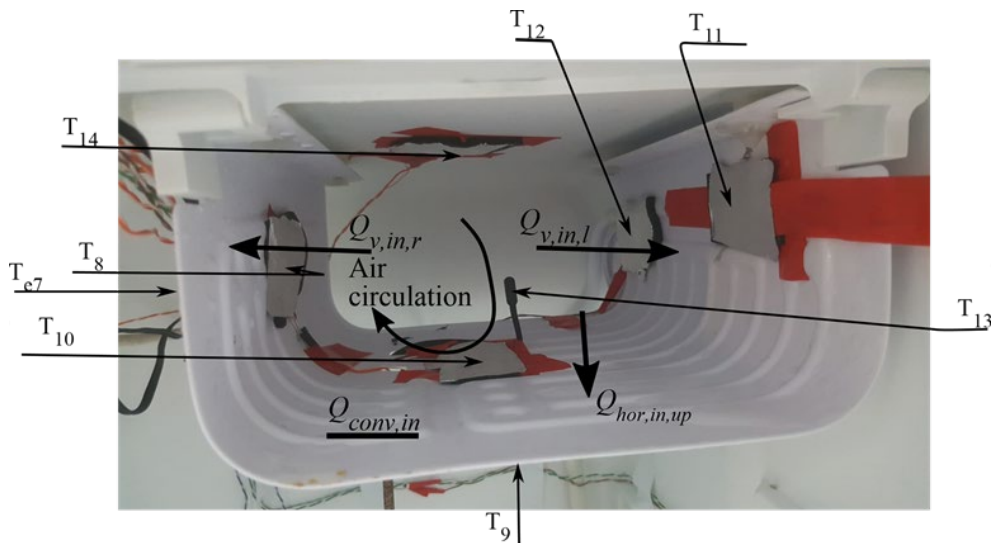


Figura 5.8 Căldura este transferată între aerul din evaporator și pereții interiori ai evaporatorului.

5.2.1.5 Debitul de căldură prin radiație $\dot{Q}_{rad}$ între pereții frigiderului și peretele exterior al vaporizatorului

Energia radiației este energia transferată de la un corp fierbinte la un alt corp a cărui temperatură este mai mică decât temperatura corpului fierbinte în absența materiei. Energia radiantă este transferată la viteza luminii de către fotoni.

5.3 Validarea modelului matematic al vaporizatorului

Pentru a valida rezultatele experimentale, capacitatea de răcire provenită din ecuația capacității de răcire bazată pe ciclul de compresie (diferențe de entalpie, partea agentului frigorific) (5.3) a fost comparată cu capacitatea de răcire care rezultă din bilanțul energetic al ecuației surselor de căldură (5.26). Compararea capacităților de răcire care au fost obținute prin utilizarea ecuației bilanțului energetic pentru sursele de căldură (radiație, convecție și SEH) precum și a diferențelor de entalpie ale stării agentului frigorific la intrarea și ieșirea din vaporizatorului și înmulțirea acestora cu masa debitul este prezentat în Figura 5.16.

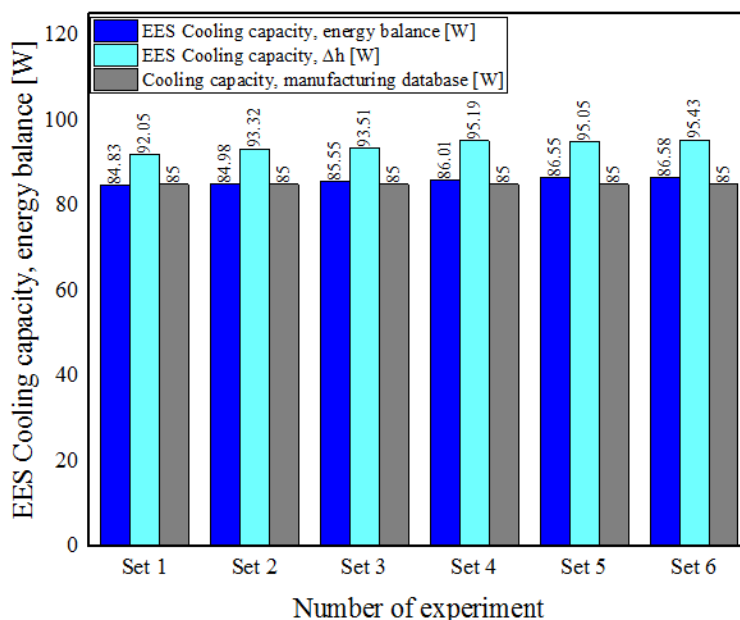


Figura 5.16 Comparația rezultatelor modelului cu baza de date de producție.

5.4 Rezultate și discuții

5.4.1 Evaluarea transferului de căldură

Datorită dimensiunii reduse a frigiderului și vaporizatorului, cantitatea de căldură transferată prin radiație are un efect mare asupra cantității totale de căldură transferată de la pereți și aerul interior din compartimentul frigider și din cabina vaporizatorului care este absorbită de fluidul de lucru (agent frigorific) prin pereții vaporizatorului. De asemenea, se poate remarca faptul că atunci când temperatura ambientală crește, radiația de căldură și cantitatea de căldură emisă de SEH cresc semnificativ. Convecția, pe de altă parte, oferă o cantitate relativ consistentă de căldură.

5.4.2 Coeficientul de transfer de căldură convectiv

Coeficientul de transfer de căldură convectiv (CHTC) al pereților evaporatorului vertical și orizontal a fost prezentat în Figura 5.17. Pereții verticali au un CHTC mai mare decât pereții orizontali. CHTC al pereților verticali interni este mai mic decât cel al pereților exteriori. Datorită influenței căldurii de la SEH și a căldurii trecute prin pereții frigiderului din mediu. Pereții orizontali orientați în jos au un CHTC substanțial mai mare decât pereții orizontali orientați în sus.

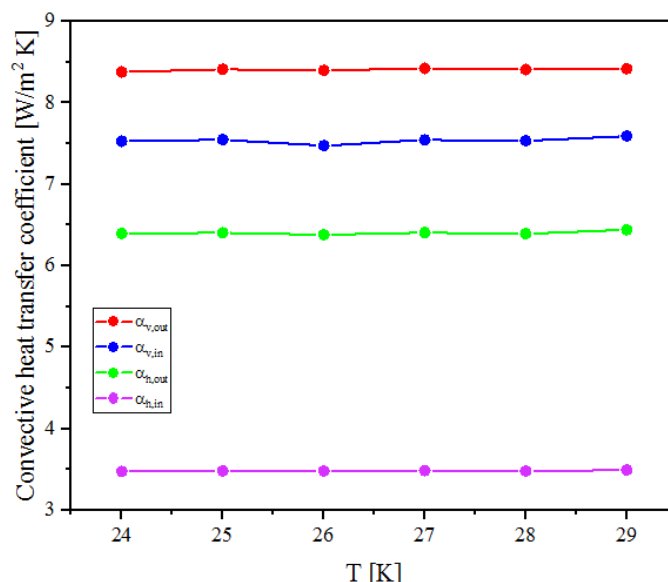


Figura 5.17 CHTC al pereților evaporatorului

5.4.3 Afectează temperatura ambiantă asupra capacității de răcire

Capacitatea de răcire a evaporatorului poate fi calculată prin utilizarea a două metode, Prima metodă este de a determina diferențele de entalpie între intrarea și ieșirea din vaporizatorului înmulțite cu debitul masic, iar a doua abordare presupune aplicarea ecuației bilanțului energetic la determinarea cantității de căldură absorbită de agentul frigorific prin pereții vaporizatorului. Variația capacității de răcire în funcție de temperatura ambiantă pentru R600a într-un sistem SSR este prezentată în Figura 5.19.

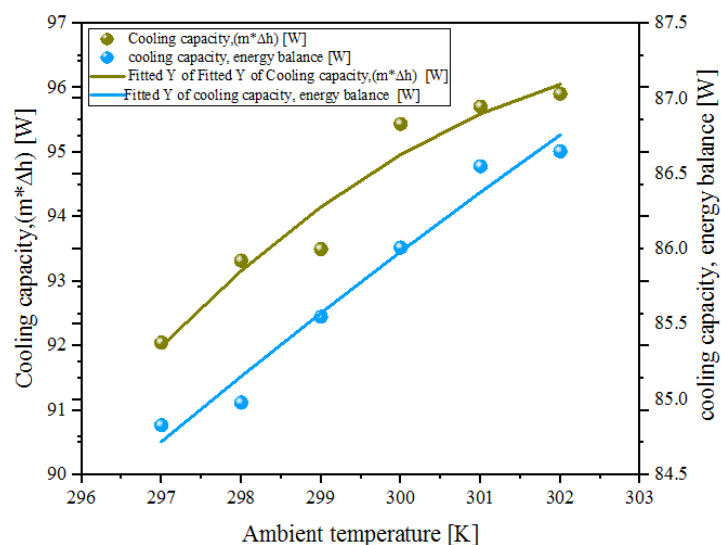


Figura 5.19 Variația capacității de răcire în funcție de temperatura ambiantă.

S-a descoperit că, pe măsură ce temperatura mediului ambiant crește, crește și capacitatea de răcire. De asemenea, este evident că creșterea și reducerea capacității de răcire asociate cu o creștere a temperaturii ambientale nu urmează o relație liniară. Acest lucru se datorează provocărilor semnificative experimentate de-a lungul procedurii experimentale în ceea ce privește controlul temperaturii ambientale, datorită dimensiunii enorme utilizate a camerei experimentale și a costului construirii camerei climatice specifice.

5.4.4 Variația puterii SEH cu temperatura ambiantă

5.4.5 Afectează temperatura ambiantă asupra COP

COP-ul sistemelor SSR scade pe măsură ce temperatura ambiantă crește. La condiția de funcționare selectată a temperaturilor ambiante cuprinse între 296 și 302 K, COP-ul mediu a fost de 1,55, în timp ce a fost de 1,37 în baza de date de producție, cu o eroare relativă de 11,6%. Efectul temperaturii ambiante în raport cu COP este prezentat în figura 5.21.

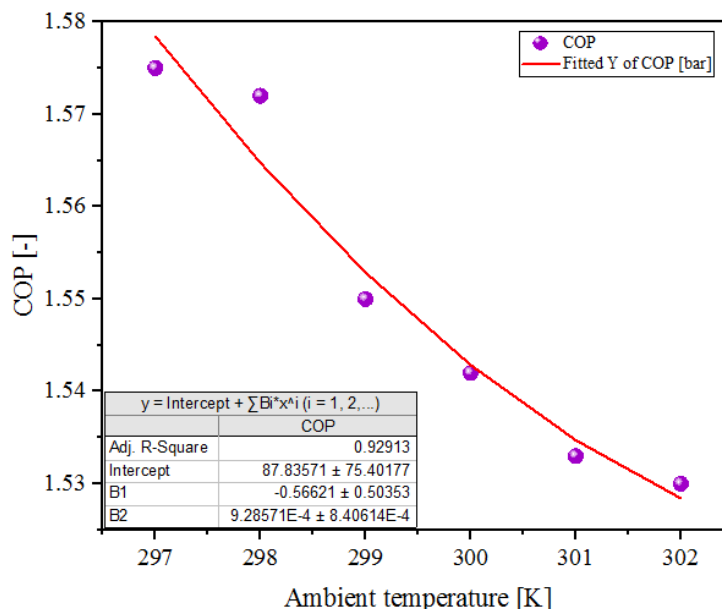


Figura 5.21 Efectul variației temperaturii ambiante asupra COP

5.4.6 Variația puterii compresorului cu temperatura ambiantă

Se poate observa că pe măsură ce temperatura ambiantă crește, crește și puterea consumată de compresorul frigiderului. S-a observat că atunci când frigiderul funcționează cu agent frigorific R600a eficiența acestuia scade odată cu creșterea temperaturii ambiante. Când temperatura compartimentului frigider depășește 10 °C din cauza creșterii temperaturii ambiante, sarcina termică generată de SEH depășește capacitatea compresorului și astfel SEH este comutat în starea oprită. Concluzia de mai sus înseamnă că eficiența compresorului scade odată cu creșterea temperaturii ambiante și, prin urmare, eficiența întregului sistem de refrigerare scade. Figura 5.22 evidențiază corelația dintre puterea consumată a compresorului și variația temperaturii ambiante.

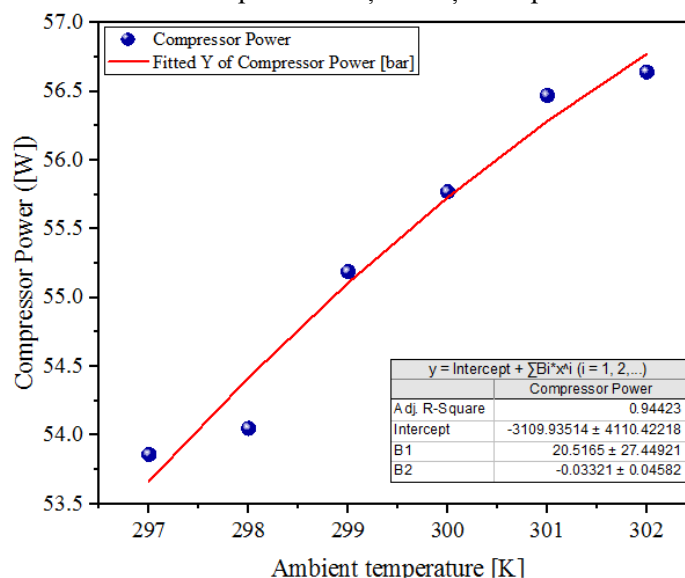


Figura 5.22 Efectul variației temperaturii ambiante asupra consumului de energie

6 Comparația evaluării performanței sistemului SSR care utilizează R600a și R1234yf ca înlocuitori R134a

6.1 Introducere

6.2 Results and discussion

6.2.1 The heat generated by the electric static heater

6.2.2 Comparison of tested refrigerants' cooling capacities, $\dot{Q}_{e,ref} = \dot{m} * \Delta h$

Capacitatea de răcire a oricărui sistem de refrigerare scade de obicei odată cu creșterea temperaturii ambientale. Figura 6.2 din această lucrare arată că, pe măsură ce temperatura ambiantă crește, capacitatea de răcire a frigiderului crește. Acest lucru se datorează căldurii continue generate de încălzitorul electric static, care necesită o creștere a debitului masic, determinând în consecință o creștere a cantității de căldură absorbită de agentul frigorific care curge în interiorul canalelor vaporizatorului.

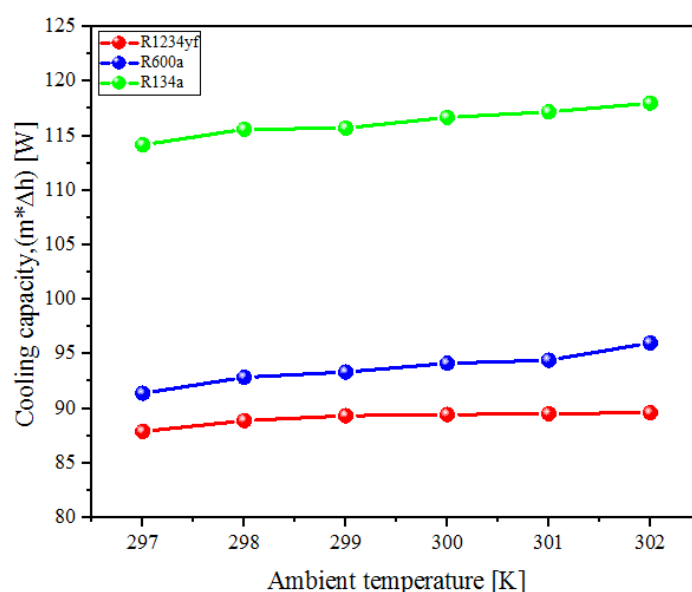


Figura 6.2 variații ale capacității de răcire () cu temperatura ambiantă a R123yf, R134a și R600a ca linie de bază

6.2.3 Comparația capacității de răcire aplicând ecuația echilibrului energetic

Instalația experimentală este un SSR conceput inițial pentru a funcționa cu R600a. Din figura 6.3 și tabelul 6.2, când agentul frigorific principal a fost înlocuit cu R134a și R1234yf, s-a descoperit că R134a și R1234yf au o capacitate de răcire cu 4,59 % și, respectiv, 3,67 % mai mare decât R600a, la temperatura ambiantă cuprinsă între 297 și 302 K.

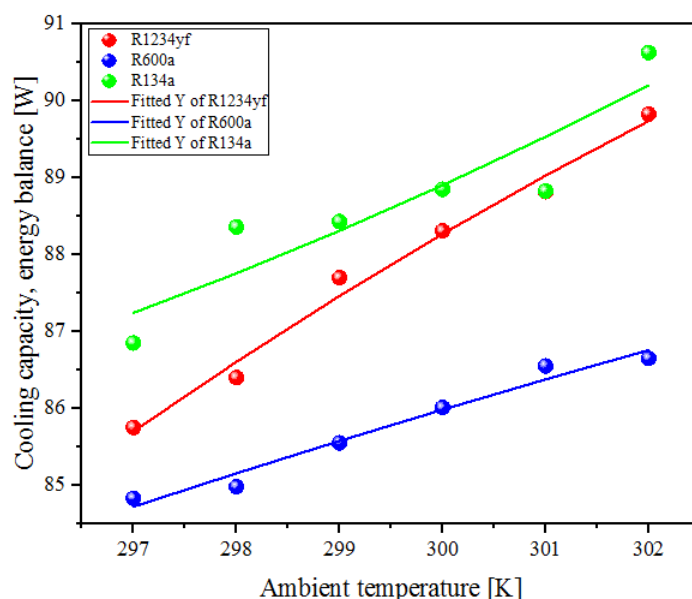


Figura 6.3 variații ale capacității de răcire (ecuația bilanțului energetic) cu temperatura ambiantă a R123yf, R134a și agentul frigorific R600a ca linie de bază

6.2.4 Influența temperaturii ambientale asupra consumului de energie

În acest studiu, este posibil să observăm că cantitatea de energie generată de un frigider la scară mică alimentat de agentul frigorific R1234yf este mai mare decât cantitatea de putere necesară unui frigider similar care funcționează cu R600a și R134a. Figura 6.4 a arătat că pe măsură ce temperatura crește, crește și consumul de energie. În intervalul de temperatură ambiantă de la 297 la 302 [K]. Conform constatărilor, compresorul care este antrenat de agentul frigorific R600a consumă aproximativ jumătate din puterea care este consumată atunci când este antrenat de R134a și R1234yf.

În ceea ce privește termenii de consum de energie, R600a este un excelent înlocuitor al agentului frigorific R134a în frigiderule la scara mica, cu condiția să fie eliminat dezavantajul asociat cu inflamabilitatea acestuia.

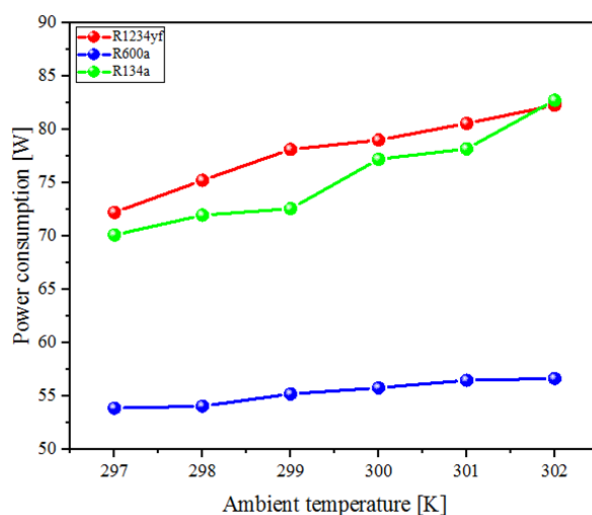


Figura 6.4 variații ale consumului de energie cu temperatura ambiantă a R123yf, R134a și R600a ca linie de bază

O reducere a cantității de energie electrică care este consumată de compresorul frigiderului duce la o reducere a cantității de emisii nocive directe care sunt produse ca urmare a arderii combustibililor fosili pentru a genera energia electrică necesară pentru funcționare. sisteme de refrigerare, care, la rândul său, duce la o reducere a impactului pe care îl au sistemele de refrigerare asupra ritmului general al schimbărilor climatice.

6.2.5 Coeficientul de performanță (COP) al sistemului de refrigerare

Figura 6.5 ilustrează influența variației temperaturii ambientale asupra COP al unui sistem de refrigerare care funcționează cu agenți frigorifici R1234yf, R600a și R134a. Conform constatărilor obținute, COP-ul sistemului SSR scade ori de câte ori se produce o creștere a temperaturii ambiante. Se poate demonstra că COP-urile agenților frigorifici R1234yf și R134a au fost mai mici decât cele ale R600a cu -29,02 % și, respectiv, -28,43 %. Acest rezultat a arătat că performanța lui R600a este cea mai bună în ceea ce privește COP și poate fi utilizat ca agent frigorific alternativ pentru a înlocui R134a în sistemul SSR.

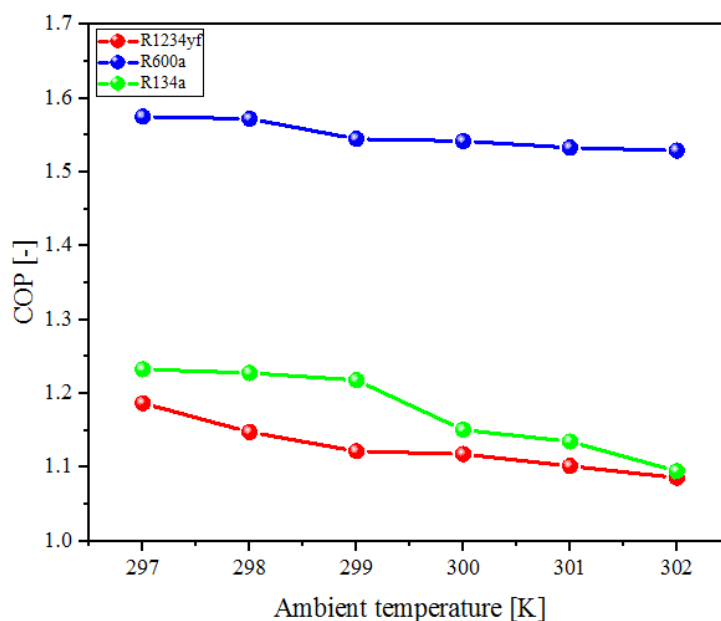


Figura 6.5 variații ale COP cu temperatura ambientă a R123yf, R134a și R600a ca linie de bază

6.2.6 Rata de transfer de căldură prin radiație și convecție referitoare la temperatura ambientă

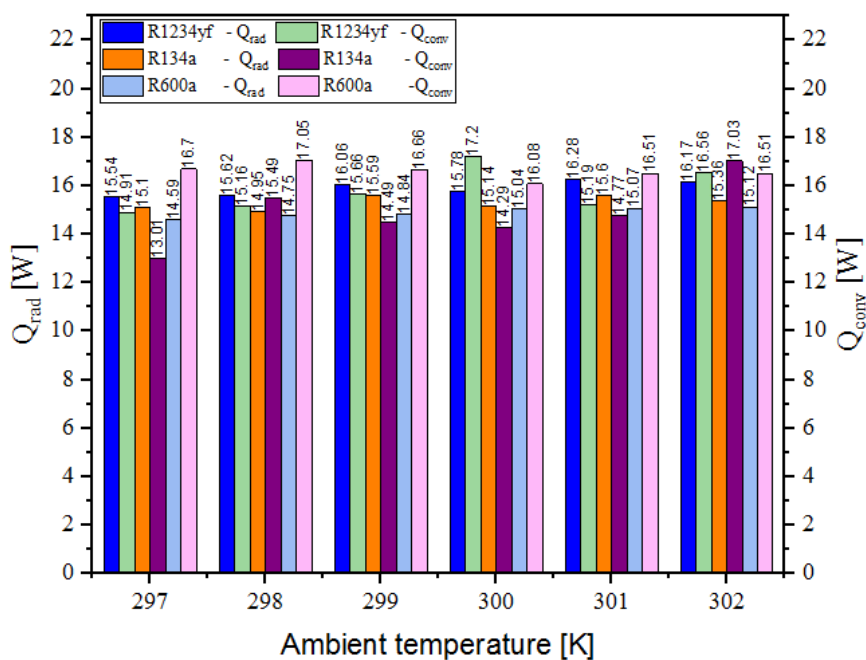


Figura 6.7 Rata de transfer de căldură prin radiație și convecție, adică temperatura mediului ambient

Este posibil să raportăm că viteza de transfer de căldură prin radiație și convecție are aproximativ aceleași valori, cu variații minore, în condițiile de lucru selectate pentru temperaturi ambientale cuprinse între 297 și 302 K.

În ceea ce privește viteza de transfer convectiv de căldură, s-a descoperit că cele mai mici și mai mari valori ale ratei de transfer convectiv de căldură cu R1234yf au fost -11,08 % și, respectiv, 6,96 %, iar pentru R134a, valoarea a variat de la punctul său cel mai scăzut, care a fost -22,09 %, până la punctul maxim, care a fost de 3,15 %, în comparație cu R600a. Prin urmare, rata de transfer de căldură prin radiație a sistemelor cu capacitate scăzută de răcire este intrigantă și ar trebui luată în considerare.

În concluzie, constatările care sunt prezentate în tabelul 6.6 indică faptul că, din perspectiva agentului frigorific natural, agentul frigorific R600a este un bun înlocuitor pentru agentul frigorific R134a într-un climat rece, cu condiția ca unele modificări să fie aduse echipamentelor sistemului și să se găsească o soluție pentru problema de inflamabilitate. În consecință, problema inflamabilității împiedică utilizarea acestui agent frigorific într-un climat cald, cum ar fi cel din Irak, unde temperatura în lunile de vară atinge de obicei mai mult de 50 °C. De fapt, nu se recomandă utilizarea acestui agent frigorific în aparatele de uz casnic într-un climat cald și umed, pentru a menține oamenii în siguranță. În plus, datorită inflamabilității scăzute și proprietăților termodinamice similare, agentul frigorific sintetic R1234yf poate fi utilizat ca înlocuitor pentru R134a în frigiderele de uz casnic în climat cald. Se comportă similar cu R134a cu 0% ODP, GWP neglijabil și o durată de viață atmosferică scurtă.

7 Concluzii generale, contribuții personale și lucrări viitoare

7.1 Concluzii generale

- Utilizarea R1234yf a crescut cantitatea de energie electrică consumată, care a fost între 1,6 și 10% mai mult decât puterea consumată de R134a.
- Hidrofluoroolefinele (HFO) (printre acestea R1234yf) sunt agenți frigorifici sintetici care au fost oferii ca potențiali candidați pentru a înlocui R134a în diferite aplicații de refrigerare cu ajustări minime ale sistemului. Agenții frigorifici naturali precum hidrocarburile (HC) și amestecurile acestora pot fi utilizați pentru a înlocui R134a în sistemele de refrigerare actuale. Datorită numeroaselor lor caracteristici atractive, agenții frigorifici HC (inclusiv R600a) au reapărut la suprafață.
- Dacă problema de siguranță este rezolvată în ceea ce privește inflamabilitatea, HC și amestecurile lor ar putea fi considerate cea mai bună alternativă pe termen lung la HFC134a.
- Calitatea vaporilor agentului frigorific a fost crescută de-a lungul secțiunilor TC până la intrarea în SLHX și apoi a scăzut din cauza schimbului de căldură dintre agentul frigorific în expansiune cald și rece.
- Scăderea densității agentului frigorific de-a lungul tubului capilar a fost responsabilă pentru creșterea observată a vitezei agentului frigorific pe măsură ce procesul de evaporare a continuat de-a lungul tubului capilar. Cu toate acestea, odată ce agentul frigorific a intrat în secțiunea SLHX a TC, viteza agentului frigorific a scăzut din cauza creșterii densității sale.
- Utilizarea unui schimbător de căldură intern la capătul secțiunilor TC va îmbunătăți performanța generală a sistemului. Tehnologia noastră poate crește efectul de răcire al sistemelor SSR prin scăderea calității vaporilor de agent frigorific.
- La ieșirea TC și la intrarea în evaporator, creșterea diametrului bobinei a dus la o creștere a temperaturii și presiunii de evaporare, precum și la o creștere a entalpiei și a calității vaporilor. De fapt, o calitate superioară a vaporilor a implicat o cantitate mai mică de agent frigorific lichid și, prin urmare, o capacitate de răcire mai mică.
- R600 și R1234yf au atins cele mai ridicate și, respectiv, cele mai scăzute temperaturi la ieșirea TC.
- Calitatea vaporilor produsă de R1234yf s-a dovedit a fi cea mai înaltă, în timp ce R600 a produs cea mai scăzută calitate a vaporilor.
- Datorită dimensiunii reduse a frigiderului și a vaporizatorului, cantitatea de căldură care este transferată prin radiație are un impact semnificativ asupra cantității totale de căldură care este transferată de la pereți și a aerului intern din compartimentul frigider și cabina evaporatorului.
- Pereții verticali interiori au un coeficient de transfer de căldură convectiv mai mic decât pereții exteriori. Din cauza căldurii de la SEH și a căldurii din mediu care curgea prin pereții frigiderului.
- Folosirea multor senzori de temperatură (14 senzori cu termistori, pe lângă două traductoare de presiune) în diferite poziții de pe pereții frigiderului și vaporizatorului duce la o imprecizie de măsurare care scade capacitatea medie de răcire obținută folosind ecuația balanței energetice la 85,76 [W] de la cu atât este mai precis 94,09 [W] obținut folosind diferențele de entalpie înmulțite cu debitul masic al agentului frigorific
- În acest studiu, agentul frigorific R600a a fost referința pentru a compara numeroși parametri care pot oferi informații bune pentru selectarea agentului frigorific de înlocuire, datorită instalației experimentale construită inițial pentru a funcționa cu acesta.
- Capacitatea de răcire a frigiderului devine mai eficientă pe măsură ce temperatura ambientală continuă să crească. De fapt, acest lucru se datorează faptului că SEH continuă să producă căldură, ceea ce necesită o creștere a debitului masic pentru ca agentul frigorific (fluidul de

lucru) să absoarbă căldura suplimentară în timp ce aceasta curge în interiorul canalelor evaporatorului.

- Un frigider cu agent frigorific RBE și R134a are o capacitate de răcire mai mare decât unul cu R1234yf sau R600a. La temperaturi ambientale cuprinse între 297 și 302 K, a fost dezvăluit că R134a și R1234yf au o capacitate de răcire cu 4,59 % și, respectiv, 3,67 % mai bună decât R600a.
- Un SSR care utilizează agentul frigorific R1234yf consumă mai multă energie decât unul care utilizează R600a sau R134a. Puterea utilizată de compresor atunci când funcționează cu agenți frigorifici R1234yf și R134a a fost mai mare decât atunci când funcționează cu R600a. În SSR, R600a este un înlocuitor excelent pentru agentul frigorific R134a în ceea ce privește consumul de energie, cu condiția să fi fost depășit dezavantajul inflamabilității.
- COP-ul frigiderului a scăzut odată cu creșterea temperaturii ambientale, iar COP-ul agentului frigorific R600a este mai mare decât cel al R1234yf și R134a. Acest lucru se datorează faptului că compresorul care funcționează cu R600a consumă mai puțină energie decât cel care funcționează cu R1234yf și R134a.
- Rata de transfer de căldură prin radiație în interiorul compartimentului frigider și al dulapului evaporatorului este de aproximativ jumătate din rata totală de transfer de căldură a mini-frigiderului investigat, ceea ce indică faptul că are un impact substanțial asupra ratei totale de transfer de căldură. Ca urmare, rata transferului radiativ de căldură în sistemele cu capacitate scăzută de răcire este intrigantă și trebuie luată în considerare.

În cele din urmă, R600a nu poate fi utilizat într-un climat cald precum cel din Irak din cauza problemei de inflamabilitate, prin urmare, R1234yf, un agent frigorific sintetic, este cel mai bun candidat pentru a îndeplini această sarcină ca înlocuitor pentru R134a în aparatele electrocasnice..

7.2 Contribuții personale

Lucrarea de față oferă câteva contribuții demne de remarcat, care a fost rezumată mai jos:

- ❖ În ceea ce privește agenții frigorifici alternativi, analiza literaturii de specialitate a urmat direcțiile: tipuri de agenți frigorifici alternativi disponibili; posibilitățile de înlocuire a agenților frigorifici alternativi în aplicațiile de refrigerare și aer condiționat auto și avantajele și provocările agenților frigorifici alternativi. Prin urmare, posibilitățile de înlocuire au fost împărțite în trei categorii: înlocuire directă, refrigerant de modernizare și sisteme noi.
- ❖ A fost adoptată o abordare de analiză originală a CT în comparație cu alte publicații accesibile în literatură. Această analiză ia în considerare realitatea CT-urilor găsite în frigiderule la scară mică, unde CT constă din trei secțiuni: secțiune CT dreaptă, secțiune CT elicoidală și secțiune CT-SLHX. Această abordare de analiză este o contribuție originală la această teză.
- ❖ Pentru abordarea analizei CT, următoarele contribuții la domenii sunt prezentate mai jos:
- ❖ Graficele originale oferă informații despre influența înlocuirii agenților frigorifici asupra performanței numeroșilor parametri la ieșirea CT.
- ❖ Am studiat efectul modificării diametrului bobinei CT, mărirea diametrului bobinei a crescut presiunea agentului frigorific, temperatura și calitatea vaporilor. Calitatea mai mare a vaporilor este capacitatea de răcire mai mică a sistemului.
- ❖ Din constatările abordării analizei CT, putem deduce că R1234yf se comportă similar cu R134a, R600a are cel mai mare efect de răcire și R513A produce cel mai puțin. Din acest motiv, avem acum două alternative viabile la R134a: R1234yf și R600a.

- ❖ Abordarea analizei CT a oferit și posibilitatea de a analiza distribuția presiunii și temperaturii de-a lungul tubului capilar. Presiunea și temperatura scad pe măsură ce lungimea CT crește și acest lucru poate fi util în determinarea lungimii CT necesare dacă decidem asupra temperaturii necesare a evaporatorului pentru sisteme.
- ❖ Abordarea CT arată că viteza agentului frigorific crește pe măsură ce vaporii de agent frigorific scade și invers.
- ❖ Abordarea analizei CT contribuie la determinarea efectului variației presiunii de condensare. Cu cât presiunea de condensare este mai mare, cu atât este mai mare presiunea la ieșirea din TC și la intrarea în evaporator. Ca urmare, atât temperatura de evaporare, cât și entalpia au crescut, rezultând o capacitate de răcire mai mică.
- ❖ De asemenea, modelul CT poate contribui la determinarea calității vaporilor de agent frigorific. R1234yf a avut cea mai înaltă calitate a vaporilor (0,3132), în timp ce R600a a avut cea mai scăzută calitate (0,2124). Calitatea superioară a vaporilor la ieșirea CT și la intrarea în evaporator a condus la capacități de răcire diferite, ceea ce ajută la alegerea unei alternative dezirabile pentru R134a.
- ❖ A fost realizată o abordare originală de analiză a transferului de căldură a unui evaporator cu rolă într-o incintă frigorifică mică. Această abordare de analiză RBE a fost utilizată pentru a evalua performanța transferului de căldură în frigiderule mici. Pentru abordarea analizei RBE, următoarele contribuții la domenii sunt prezentate mai jos:
- ❖ Au fost utilizate două metodologii de validare a modelului, prima metodologie a fost compararea capacității de răcire obținute prin aplicarea ecuației bilanțului energetic și a diferențelor de entalpie cu debitul masic la baza de date de producție, iar a doua a fost calcularea lungimii RBE a unui regiune monofazată și bifazată și comparați-o cu lungimea măsurată.
- ❖ Abordarea transferului de căldură prin radiație și convecție a fost studiată în SSR, iar rezultatele abordării analizei RBE a transferului de căldură au arătat că rata de transfer de căldură radiantă este aproape jumătate din căldura totală absorbită de agentul frigorific, deci ar trebui luată în considerare. cont pentru SSR.
- ❖ Debitul masic calculat folosind modelul CT pentru agenții frigorifici R134a, R1234yf și R600a a fost aplicat în modelul RBE și a fost examinat efectul variației temperaturii ambiante. Debitul masic a crescut odată cu creșterea temperaturii ambiante, R134a a avut o valoare mai mare în timp ce R600a a avut o valoare mai mică datorită încărcăturii de agent frigorific a R134a fiind valoarea cea mai mare (43 g) și R600a având cea mai mică valoare (19 g), o creșterea încărcăturii de agent frigorific duce la creșterea debitului masic.
- ❖ CHTC a pereților frigiderului și evaporatorului ai R600a SSR a fost calculat împreună cu o varietate de temperaturi ambientale. Peretele vertical avea CHTC mai înalt decât peretele orizontal, iar peretele orizontal orientat spre suprafața răcită era mai jos decât peretele orientat către suprafața fierbinte.
- ❖ Acest studiu s-a concentrat pe condițiile de funcționare în camerele frigorifice din hoteluri pentru a obține pe cât posibil condiții experimentale de funcționare similare cu cazul României. Întrucât temperatura din Irak vara este mai mare de 50°C, cazul de cercetare este compatibil cu cel al hotelurilor frigorifice din Irak. Acolo unde camerele mici, birourile și hotelurile folosesc frecvent mini-frigidere.
- ❖ Pe baza cercetărilor mele care compară R134a, R1234yf și R600a, pot spune că R1234yf este un înlocuitor excelent pentru R134a, în special în climatele calde, unde R600a este nepotrivit din cauza inflamabilității sale.

References

- [1] K. Harby, 'Hydrocarbons and their mixtures as alternatives to environmental unfriendly halogenated refrigerants: An updated overview', *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 73, no. January, pp. 1247–1264, 2017, doi: 10.1016/j.rser.2017.02.039.
- [2] A. S. Dalkilic and S. Wongwises, 'A performance comparison of vapour-compression refrigeration system using various alternative refrigerants', *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 37, pp. 1340–1349, 2010.
- [3] K. S. Hmood, V. Apostol, H. Pop, V. Badescu, and E. Pop, 'Drop-in and retrofit refrigerants as replacement possibilities of R134a in domestic/commercial refrigeration and automobile air conditioner applications', *J. Therm. Eng.*, vol. 7, no. 7, pp. 1815–1835, 2021, doi: 10.18186/thermal.1027435.
- [4] IIR, 'IIR-UN Environment Cold Chain Brief on Commercial , Professional and Domestic', International Institute of Refrigeration, Paris - FRANCE, 2018. [Online]. Available: http://www.coldlinkafrica.co.za/images/Content/2018/10_Oct/Brief_CPD_BD_low.pdf
- [5] A. Mota-Babiloni, J. Navarro-Esbrí, Á. Barragán, F. Molés, and B. Peris, 'Drop-in energy performance evaluation of R1234yf and R1234ze(E) in a vapor compression system as R134a replacements', *Appl. Therm. Eng.*, vol. 71, no. 1, pp. 259–265, 2014, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.06.056.
- [6] O. S. UNEP, *Handbook for the Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer*. 2009.
- [7] J. M. Calm, 'The next generation of refrigerants - Historical review, considerations, and outlook', *Int. J. Refrig.*, vol. 31, no. 7, pp. 1123–1133, 2008, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2008.01.013.
- [8] W. T. Tsai, 'An overview of environmental hazards and exposure risk of hydrofluorocarbons (HFCs)', *Chemosphere*, vol. 61, no. 11, pp. 1539–1547, 2005, doi: 10.1016/j.chemosphere.2005.03.084.
- [9] Green Cooling Initiative, 'Environmental impact of the refrigeration and air conditioning sectors', *Green Cool. Initiat.*, vol. 744, pp. 1–4, 2010.
- [10] UNEP, *Handbook for the Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer Tenth edition (2016)*. 2016.
- [11] S. Benhadid-Dib and A. Benzaoui, 'Refrigerants and their environmental impact substitution of hydro chlorofluorocarbon HCFC and HFC hydro fluorocarbon. Search for an adequate refrigerant', *Energy Procedia*, vol. 18, pp. 807–816, 2012, doi: 10.1016/j.egypro.2012.05.096.
- [12] V. K. Sissakian, N. Al-Ansari, and S. Knutsson, 'Sand and dust storm events in Iraq', *Nat. Sci.*, vol. 05, no. 10, pp. 1084–1094, 2013, doi: 10.4236/ns.2013.510133.
- [13] S. H. Halos and S. Mahdi, 'Effect of Climate Change on Spring Massive Sand/Dust Storms in Iraq', *Al-Mustansiriyah J. Sci.*, vol. 32, no. 4, pp. 13–20, 2021, doi: 10.23851/mjs.v32i4.1105.
- [14] O. S. UNEP, *Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer*, vol. 1, no. 2. 2003. doi: 10.1163/15718069620847781.
- [15] G. J. M. Velders, D. W. Fahey, J. S. Daniel, S. O. Andersen, and M. McFarland, 'Future atmospheric abundances and climate forcings from scenarios of global and regional hydrofluorocarbon (HFC) emissions', *Atmos. Environ.*, vol. 123, pp. 200–209, 2015, doi: 10.1016/j.atmosenv.2015.10.071.
- [16] A. Mota-Babiloni, P. Makhnatch, and R. Khodabandeh, 'Recent investigations in HFCs substitution with lower GWP synthetic alternatives: Focus on energetic performance and environmental impact Adrián', *Int. J. Refrig.*, vol. 82, pp. 288–301, 2017, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2017.06.026.
- [17] A. Mota-Babiloni, P. Makhnatch, R. Khodabandeh, and J. Navarro-Esbrí, 'Experimental assessment of r134a and its lower GWP alternative R513A', *Int. J. Refrig.*, vol. 74, pp. 680–686, 2017, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2016.11.021.
- [18] D. Herring, 'Climate Change: Global Temperature Projections | NOAA Climate.gov', *Climate.gov*, pp. 1–4, 2021.