



UNIVERSITATEA POLITEHNICA DIN BUCUREȘTI
Facultatea de Inginerie Mecanică și Mecatronică Departamentul de
Termotehnică, Motoare, Echipamente Termice și Frigorifice



TEZĂ DE DOCTORAT

CONTRIBUȚII LA OPTIMIZAREA SISTEMELOR DE POMPE DE CĂLDURĂ

Autor: Ing. Dima Daniel

Conducător de doctorat: Prof. Dr. Ing. Dobrovicescu Alexandru

Președinte comisie	Prof. dr. ing. Alexandru ȘERBAN	de la	Universitatea Politehnica București
Conducător de doctorat	Prof. dr. ing. Alexandru DOBROVICESCU	de la	Universitatea Politehnica București
Referent	Prof.dr.ing. Valentin APOSTOL	de la	Universitatea Politehnica București
Referent	Prof.dr.ing. Mugur BĂLAN	de la	Universitatea Tehnică din Cluj Napoca
Referent	Prof.dr.ing. Gabriel NĂSTASE	de la	Universitatea Transilvania din Brașov

București
Iunie 2023

Cuprins

CAPITOLUL 1. LIMITAREA EMISIILOR DE CO₂ PRIN ÎNLOCUIREA ECHIPAMENTELOR DE ÎNCĂLZIRE CLASICE PE GAZ CU ECHIPAMENTE DE POMPĂ DE CĂLDURĂ.....	4
CAPITOLUL 2. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRII ÎN DOMENIUL ANALIZEI ȘI OPTIMIZĂRII FUNCȚIONALE ȘI CONSTRUCȚIEI POMPELOR DE CĂLDURĂ CU COMPRIMARE MECANICĂ DE VAPORI	5
2.1. TENDINȚE ȘI CERCETARE BIBLIOGRAFICĂ	5
CAPITOLUL 3. METODE DE ANALIZĂ TERMODINAMICĂ, ANALIZĂ ENERGETICĂ, ANALIZĂ EXERGETICĂ.....	6
3.1. CONCEPTUL DE EXERGIE.....	7
3.1.1. Exergia unei mase de control (sistem închis).....	7
3.1.2. Distrugerea de exergie.....	7
3.1.3. Exergia căldurii	7
3.1.4. Ecuația de bilanț exergetic pentru o masă de control (sistem închis)	7
3.1.5. Ecuația de bilanț exergetic pentru un volum de control (sistem deschis).....	7
CAPITOLUL 4. MODELAREA MATEMATICĂ A COMPORTĂRII GAZULUI REAL. ECUAȚII TERMICE DE STARE. RELAȚII DE CALCUL A MĂRIMILOR DE STARE	8
4.1. ECUAȚII TERMICE DE STARE	8
4.1.1. Ecuația Van der Waals	8
4.1.2. Ecuația Beattie-Bridgeman.....	8
4.1.3. Ecuația lui Martin-Hou.....	8
4.2. AGENȚII DE LUCRU ÎN INSTALAȚIILE FRIGORIFICE ȘI POMPE DE CĂLDURĂ	9
4.3. CALCULUL PROPRIETĂȚILOR TERMICE DE STARE ȘI CALORICE ALE CO ₂	10
4.3.1. Entalpia CO ₂ în stare gazoasă	10
4.3.2. Entropia CO ₂ -ului în faza gazoasă	10
4.4. ANALIZA COMPARATIVĂ A PROPRIETĂȚILOR CARACTERISTICE A AGENȚILOR DE LUCRU CO ₂ , R404A ȘI NH ₃	11
CAPITOLUL 5. SIMULAREA FUNCȚIONĂRII ȘI OPTIMIZĂRII STRUCTURALE A UNUI ECHIPAMENT CUPLAT INSTALAȚIE FRIGORIFICĂ-POMPĂ DE CĂLDURĂ.....	12
5.1. REZULTATE ȘI DISCUȚII.....	13
5.1.1. Sisteme separate R717 și R152a	13
5.1.2. Sisteme cuplate prin condensatoare R717 și R152a	14
5.1.3. Cicluri cuplate R744 și R152a	15

5.1.4. <i>Cicluri cuplate și surbrăcire regenerativă la nivelul ciclului frigorific utilizând agenții de lucru R744 și R152a</i>	16
5.1.5. <i>Analiza și comportamentul ciclurilor cuplate și schimbător de căldură intern utilizând agenții de lucru R744 și R152a</i>	17
CAPITOLUL 6. MODELAREA SCHIMBULUI DE CĂLDURĂ ÎN RĂCITORUL DE GAZ AL POMPEI DE CĂLDURĂ CU CO₂ CU FUNCȚIONARE ÎN DOMENIUL SUPERCRITIC	19
6.1. REZULTATE ȘI DISCUȚII	20
6.1.1. <i>Determinarea coeficientului global de schimb de căldură</i>	20
6.1.2. <i>Metoda bazată pe temperatura medie logaritmică</i>	20
6.1.3. <i>Metoda bazată pe numărul de unități de transfer de căldură</i>	20
CAPITOLUL 7. STUDIUL INFLUENȚEI SUBRĂCIRII DIOXIDULUI DE CARBON LA IEȘIREA DIN RĂCITORUL DE GAZ AL POMPEI DE CĂLDURĂ, PRIN CUPLAREA A DOUĂ CICLURI DE POMPĂ DE CĂLDURĂ	21
7.1. REZULTATE ȘI DISCUȚII	22
7.1.1. <i>Rezultate și discuții. Ciclu standard</i>	22
7.2. CICLURI CUPLATE CO ₂ -CO ₂	23
7.2.1. <i>Rezultate și discuții a ciclurilor cuplate CO₂-CO₂</i>	24
CAPITOLUL 8. POMPE DE CĂLDURĂ PENTRU TEMPERATURI ÎNALTE	25
8.1. REZULTATE ȘI DISCUȚII	26
8.1.1. <i>Pompa de căldură pentru temperaturi înalte într-o treaptă de comprimare cu CO₂. Sistem transcritic cu o treaptă de comprimare</i>	26
8.1.2. <i>Pompa de căldură în două trepte de comprimare cu injecție de vapori reci între cele două trepte de comprimare</i>	26
8.1.3. <i>Pompa de căldură în două trepte de comprimare cu răcire externă între cele două trepte de comprimare</i>	27
CONCLUZII FINALE	27
ARTICOLE PUBLICATE	28
BIBLIOGRAFIE SELECTIVĂ	28

Cuvinte cheie: pompe de căldură, analiză exergetică, distrugere de exergie, optimizare structurală, dioxid de carbon.

CAPITOLUL 1. LIMITAREA EMISIILOR DE CO₂ PRIN ÎNLOCUIREA ECHIPAMENTELOR DE ÎNCĂLZIRE CLASICE PE GAZ CU ECHIPAMENTE DE POMPĂ DE CĂLDURĂ

Dezvoltarea științifică oferă multe soluții privind asigurarea confortului termic în spațiile locative, comerciale și industriale. Cele mai întâlnite echipamente pentru satisfacerea acestei nevoi sunt echipamente bazate pe arderea gazului metan. Utilizarea rațională a resurselor are un efect benefic asupra economiei, protecției mediului înconjurător și dezvoltării durabile.

Conform datelor oferite de Eurostat privind consumul de energie la nivelul anului 2020, clădirile alături de transporturi reprezintă cei mai mari consumatori de energie din totalul consumat.

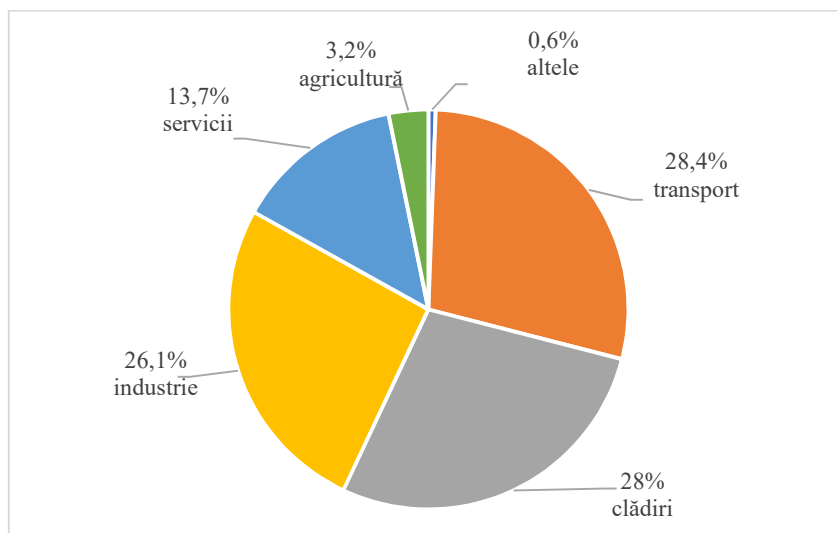


Figura 1.1. Ponderea consumului total de energie la nivelul Uniunii Europene în anul 2022

Reducerea consumului de energie la nivelul clădirilor poate fi considerată o importantă resursă energetică, astfel eficientizarea echipamentelor, dar și înlocuirea sistemelor generatoare de gaze cu efect de seră care asigură confortul termic al clădirilor reprezintă o prioritate.

Pentru atingerea acestei ținte se presupune efectuarea unei analize care este capabilă să traseze linii directe privind eficientizarea și implementarea de noi sisteme care să asigure confortul termic utilizând energii regenerabile și recuperabile.

La nivelul Uniunii Europene, politicile energetice și de protecția mediului sunt orientate spre o dezvoltare durabilă, securitate energetică și eficiență energetică. Astfel Uniunea Europeană a adoptat o serie de obiective și regulamente care au scopul de a diminua consumul de energie primară și implicit reducerea emisiilor de gaze cu efect de seră.

La 14 aprilie 2014, Parlamentul European adoptă regulamentul 517/2014 privind utilizarea gazelor cu efect de seră, care impune ca până în anul 2050 emisiile de gaze cu efect de seră să fie reduse cu 80 până la 95%, până în anul 2050 față de nivelul anilor 1990.

La 28 noiembrie 2018, Comisia Europeană în ceea ce privește dezvoltarea durabilă, și-a prezentat viziunea strategică pe termen lung pentru o economie prosperă, modernă, competitivă și neutră din punct de vedere al climatului. Aceasta se bazează pe un nou cadru de politică energetică stabilit în cadrul pachetului "Clean Energy for All for Europeans" care are scopul de a limita creșterea temperaturii globale sub 2 [°C] eventual 1.5 [°C] până în anul 2050.

În decembrie 2019, Comisia Europeană lansează proiectul Parcul Verde European care stabilește măsuri ce vor transforma Europa în primul continent neutru din punct de vedere climatic până în 2050.

Conferința de la Glasgow din octombrie-noiembrie 2021, a hotărât reducerea emisiilor pentru a limita încălzirea globală prin reducerea treptată a energiei bazate pe cărbune, oprirea

defrișărilor pădurilor, accelerarea trecerii la vehicule electrice și reducerea emisiilor de metan. Hotărârile privind schimbările climatice COP26 vor avea succes și dacă se include încălzirea și răcirea bazată pe soluții cu pompe de căldură.

Deoarece costul energiei continuă să crească, reducerea consumului de energie și îmbunătățirea performanțelor energetice devine o necesitate. Astfel pentru eficientizarea și reducerea consumului de energie consumat de clădiri, pompele de căldură reprezintă o alternativă pentru încălzirea, prepararea apei calde menajeră și răcirea clădirilor, deoarece aceste echipamente sunt eficiente din punct de vedere energetic și nu are efect distructiv asupra mediului înconjurător.

Îmbunătățirea performanțelor pompelor de căldură, a fiabilității și impactului asupra mediului înconjurător reprezintă o preocupare continuă în ultimul deceniu. Realizările și progresele în vederea îmbunătățirii performanțelor pompelor de căldură s-au centrat pe modelarea de cicluri avansate dar și îmbunătățirea aparatelor care alcătuiesc sistemul.

Evoluția noilor sisteme hibride a permis funcționarea eficientă a pompelor de căldură cu diversificarea domeniilor de utilizare.

CAPITOLUL 2. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRII ÎN DOMENIUL ANALIZEI ȘI OPTIMIZĂRII FUNCȚIONALE ȘI CONSTRUCȚIEI POMPELOR DE CĂLDURĂ CU COMPRIMARE MECANICĂ DE VAPORI

Pompele de căldură sunt sisteme energetice cu ajutorul cărora se pot încălzi sau răci spații în funcție de anotimp. Ele funcționează după un ciclu frigorific fiind alimentate cu energie electrică. Deși este foarte populară utilizarea combustibililor fosili sau energie electrică direct în aplicațiile de încălzire a spațiului sau a apei, este inefficientă în comparație cu utilizarea pompei de căldură. Spre deosebire de radiatoarele electrice folosite pentru încălzire în sezonul rece, care au un coeficient de performanță egal cu unitatea, adică oferă o cantitate de căldură egală cu energia electrică consumată, sau un sistem clasic de încălzire prin arderea unui combustibil care are un randament energetic subunitar, pompa de căldură are o eficiență supraunitară (peste 2,5), restituind în regimul de încălzire atât energia electrică consumată cât și energia termică preluată de la o sursă rece care poate fi o căldură deșeu sau căldură preluată din mediul ambiant. Caracteristica sursei reci a ciclului pompei de căldură este aceea că este gratuită.

2.1. TENDINȚE ȘI CERCETARE BIBLIOGRAFICĂ

Pentru o evaluare calitativă asupra evoluției subiectului analizat s-au consultat bazele de date ScienceDirect și Scopus.

În anul 2019 P. Byrne și colab.[1] realizează o investigație teoretică și experimentală a unui ciclu de pompă de căldură într-o treaptă de comprimare, evaluând performanțele agenților de lucru R407C și R290 (propan). Analiza energetică pune agentul de lucru R407C într-o poziție superioară față de agentul de lucru R290. Analiza exergetică indică cea mai mare distrugere de exergie la nivelul compresorului, iar cele mai mici distrugeri de exergie înregistrându-se la nivelul schimbătoarelor de căldură. Studiul concluzionează că analiza exergetică este interesantă atunci când se aplică pompelor de căldură, deoarece permite o evaluare atât cantitativă cât și calitativă a proceselor de conversie a energiei.

Sho F și colab. [2] realizează o analiză teoretică asupra agenților de lucru cu potențial scăzut de încălzire globală R1234ze(E) și R1234ze(Z). Scopul cercetării este de a investiga performanța agenților de lucru la temperaturi de condensare de peste 75 [°C]. Analiza comparativă demonstrează că agenții de lucru R1234ze(E) și R1234ze(Z), pot înlocui cu succes

freonul R134a. Evaluările au demonstrat că agentul de lucru R1234ze(Z) este mai potrivit pentru aplicații unde temperatura de condensare depășește 100 [°C].

Alptung Y și colab. [3] realizează o analiză teoretică focalizată pe înlocuirea freonului R134a în sistemele existente de pompe de căldură și instalații frigorifice cu comprimare mecanică de vapori, cu freonii ecologici R1234yf și R1234ze. Analiza exergetică indică faptul că freonul R1234ze înregistrează performanțe similare față de freonul R134a.

Bin H și colab [4] realizează analiza exergetică a ciclurilor de pompă de căldură într-o treaptă de comprimare, două trepte de comprimare și trei trepte de comprimare, utilizând ca agent de lucru freonul R1234ze(Z). Studiul caută configurația optimă a unui echipament de pompă de căldură care este capabil să livreze apă caldă la temperatura de 120 [°C], utilizând ca sursă de căldură apa provenită din procese industriale la temperaturi de peste 50 [°C]. Rezultatele indică o diminuare a distrugerilor de exergie la nivelul procesului de laminare în cazul comprimării în mai multe etape în comparație cu sistemul cu o singură treaptă de comprimare. Analiza exergetică indică cel mai ridicat randament în cazul ciclului cu trei trepte de comprimare.

T. Bai și colab. [5] realizează o analiză amănunțită a unui sistem de pompă de căldură cu ejector în care evoluează agentul de lucru CO₂ în domeniul transcritic. Performanța sistemului este investigată pe baza analizei exergetice. Studiul este focalizat pe identificarea componentelor cu cele mai mari distrugeri de exergie. Rezultatele indică faptul că cea mai mare distrugere de exergie se înregistrează la nivelul compresorului, urmat de distrugerea de exergie în ejector, dar cu valori foarte apropiate. Analiza efectuată asupra ejectorului indică un potențial real de îmbunătățire a echipamentului față de echipamentul clasic cu ventil de laminare.

În anul 2019 S. Taslimi Taleghani și colab. [6] realizează o analiză comparativă între pompa de căldură cu CO₂ într-o treaptă de comprimare, convențională (cu ventil de laminare) și pompă de căldură cu CO₂ cu ejector. Rezultatele indică faptul că instalația de pompă de căldură cu ejector prezintă un coeficient de performanță mai bun față de instalația convențională cu ventil de laminare, coeficientul de performanță fiind cu până la 12% mai ridicat pentru instalația cu ejector în aceleași condiții de funcționare.

În anul 2019 F.Cao și colab [7] prezintă analiza teoretică și experimentală a unui sistem de pompă de căldură cu CO₂ destinată încălzirii spațiilor rezidențiale. Echipamentul include un sistem principal și un sistem secundar. Atât ciclul principal cât și ciclul secundar utilizează dioxidul de carbon ca agent de lucru. Pentru maximizarea coeficientului de performanță prin reducerea distrugerii de exergie de la nivelul procesului de laminare, echipamentul auxiliar subrăcește dioxidul de carbon de la nivelul ciclului principal. Analiza experimentală arată că acest echipament poate fi implementat cu succes.

D.Yang și colab [8] realizează o analiză teoretică și experimentală a unei pompe de căldură combinate R134a și CO₂, pentru încălzirea spațiilor rezidențiale. Echipamentul este alcătuit din două instalații de pompare a căldurii, puse în contact de apă de alimentare. Rezultatele experimentale, au arătat că temperatura ambiantă are cea mai mare influență asupra coeficientului de performanță. Analiza comparativă dintre acest echipament și echipamentele de pompă de căldură într-o treaptă de comprimare sau două trepte de comprimare arată că sistemul combinat oferă un coeficient de performanță superior, în aceleași condiții de funcționare.

CAPITOLUL 3. METODE DE ANALIZĂ TERMODINAMICĂ. ANALIZĂ ENERGETICĂ. ANALIZĂ EXERGETICĂ

Termodinamica clasică analizează din punct de vedere fenomenologic conversia energiei dintr-o formă în alta. În cadrul acestui tip de analiză termodinamică se ignoră microstructura corpurilor, și comportamentul individual al acestora, contabilizându-se doar schimburile energetice și de substanță dintre corp și mediul ambiant.

3.1. CONCEPTUL DE EXERGIE

Interesul crescut pentru identificarea fracțiunii maxime de lucru mecanic care se poate obține dintr-o formă dezordonată de energie a dus la necesitatea introducerii termenului de exergie.

Conform cu A. Dobrovicescu [9] exergia poate fi definită în două moduri:

Definiția 1: *Exergia reprezintă cantitatea de energie ordonată care poate fi obținută dintr-o energie dezordonată.*

Definiția 2: *Exergia reprezintă cantitatea maximă de lucru mecanic pe care un sistem o poate elibera în condițiile precizate ale parametrilor intensivi ai mediului său ambiant.*

Importanța aplicării metodei exergetice în investigarea performanțelor sistemelor de pompare a căldurii constă în aceea că, devine posibilă exprimarea cantitativă a pierderilor cauzate de ireversibilitățile interne și externe cauzate de procesele defășurate în parcurgerea ciclului termodinamic.

3.1.1. Exergia unei mase de control (sistem închis)

În termodinamică masa de control reprezintă un sistem ce nu schimbă materie cu mediul său ambiant, adică este un sistem închis [10,11].

Lucrul mecanic maxim ce poate fi eliberat de sistem închis, în condiții date, se numește exergia sistemului (Ex), și poate fi exprimată matematic conform ecuației (3.1).

$$Ex = L_{Cmax} = E - U_0 + p_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) \quad (3.1)$$

3.1.2. Distrugerea de exergie

Se admite faptul că orice proces care se desfășoară în condiții finite, este însoțit de distrugere de exergie datorată ireversibilității. Din acest considerent lucrul mecanic eliberat este:

$$L_c = L_{Cmax} - T_0 \cdot S_{gen} = Ex - I \quad (3.2)$$

$I = T_0 \cdot S_{gen}$, se numește distrugere de exergie sau ireversibilitate, este cunoscută în literatură sub numele de teorema Gouy-Stodola [12].

3.1.3. Exergia căldurii

Se consideră o cantitate elementară de căldură δQ , aflată la o temperatură T . Pentru evaluarea cantității maxime de lucru mecanic ce poate fi obținută din cantitatea de căldură precizată, ce se află la temperatura respectivă, se face apel la ciclul motor Carnot, caracterizat prin cel mai mare randament, respectiv cea mai mare cantitate de lucru mecanic ce poate fi obținută [50,51,54].

Exergia căldurii se poate calcula cu relația:

$$Ex_Q = \int \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q = Q - T_0 \cdot \Delta S_Q \quad (3.3)$$

3.1.4. Ecuația de bilanț exergetic pentru o masă de control (sistem închis)

Ecuația de bilanț exergetic pentru o masă de control se scrie astfel [13]:

$$\sum Ex_Q = \Delta Ex + (\sum L - p_0 \cdot \Delta V) + \sum I \quad (3.4)$$

3.1.5. Ecuația de bilanț exergetic pentru un volum de control (sistem deschis)

Un sistem deschis este un sistem care schimbă căldură, lucru mecanic dar și substanță cu mediul său ambiant.[11]

Ecuația de bilanț exergetic pentru un sistem deschis (volum de control) se scrie astfel [55].

$$\frac{dEx_{vc}}{d\tau} = \sum Ex_Q - \left(\sum L - p_0 \cdot \frac{dV}{dt} \right) + \sum ex_i^f \cdot \dot{m}_i - \sum ex_e^f \cdot \dot{m}_e - \sum I \quad (3.5)$$

Analiza exergetică bazată atât pe primul cât și pe cel de al doilea principiu al termodinamicii face posibilă măsurarea reală a energiei utilizabile a fiecărui curent de energie sau masă care penetrează granițele unui sistem și evidențiază zonele ineficiente ale acestuia.

Analiza exergetică are capacitatea de a oferi soluții pentru îmbunătățirea performanței globale a sistemului, prin identificarea ireversibilităților din componentele care alcătuiesc echipamentul. Acest tip de analiză intră în granițele sistemului și are posibilitatea de evidențiere și localizare a oricărei defecțiuni asociată fiecărui aparat și proces. Rezultatele analizei exergetice oferă soluții pentru îmbunătățirea structurală și funcțională a fiecărui sistem.

CAPITOLUL 4. MODELAREA MATEMATICĂ A COMPORTĂRII GAZULUI REAL. ECUAȚII TERMICE DE STARE. RELAȚII DE CALCUL A MĂRIMILOR DE STARE

În literatura de specialitate se pot identifica numeroase ecuații termice de stare, ele având rolul de a preciza comportarea substanțelor pure în spațiu p, V, T.

În general majoritatea ecuațiilor de stare își restrâng domeniul de valabilitate în zona gazoasă sau lichidă, însă există și forme de ecuații de stare cu aplicabilitate atât în faza gazoasă cât și în cea lichidă. Complexitatea acestor forme de ecuații de stare depinde de mărimea domeniului de valabilitate impus și de rigurozitatea cerută.

4.1. ECUAȚII TERMICE DE STARE

Cele mai cunoscute ecuații de stare s-au impus în practică prin capacitatea lor de a reproduce matematic rezultatele obținute în laborator.

În aceste condiții se pot enumera cele mai cunoscute ecuații termice de stare. În general aceste ecuații de stare explicitează presiunea în starea precizată [14-16].

4.1.1. Ecuația Van der Waals

$$p = \frac{R \cdot T}{v - b} - \frac{a}{v^2 + u \cdot b \cdot v + w \cdot b^2} \quad (4.1)$$

4.1.2. Ecuația Beattie-Bridgeman

$$p = \frac{R \cdot T}{v^2} \left[v + B_0 \left(1 - \frac{b}{v} \right) \right] \left(1 - \frac{c}{v \cdot T^3} \right) - A_0 \left(1 - \frac{a}{v} \right) \quad (4.2)$$

4.1.3. Ecuația lui Martin-Hou

$$p = \frac{R \cdot T}{v - b} + \sum_{i=2}^5 \frac{A_i + B_i \cdot T + C_i \cdot e^{-kT/T_c}}{(v - b)^i} + \frac{A_6 + B_6 \cdot T + C_6 \cdot e^{-kT/T_c}}{e^{\alpha v} (1 + cE^{\alpha v})} \quad (4.3)$$

4.2. AGENȚII DE LUCRU ÎN INSTALAȚIILE FRIGORIFICE ȘI POMPE DE CĂLDURĂ

Lipsa de viitor a utilizării HFC-urilor în instalațiile frigorifice și de condiționare a aerului a focalizat interesul inginerilor și cercetătorilor spre agenții frigorifice naturali din a căror categorie fac parte apa, aerul, hidrocarburile, amoniacul și dioxidul de carbon [17-18].

Utilizarea acestor agenți de lucru naturali este limitată de dezavantajele lor caracteristice.

Aerul poate fi utilizat în ciclul Bryton ca agent de lucru în instalațiile frigorifice și de pompă de căldură însă are o eficiență scăzută datorită diferenței mari de temperatură dintre sursa caldă și sursa rece.

Apa este un agent de lucru bun, având disponibilitate mare, însă existența punctului triplu la temperatura de 0 [°C] la presiunea de 1 bar face ca apa să fie utilizată ca agent de lucru numai în domeniul celsius pozitiv.

Hidrocarburile sunt agenți de lucru excelenți cu presiuni de lucru acceptabile și proprietăți termodinamice favorabile. Însă binecunoscuta inflamabilitate face ca aceste substanțe să fie utilizate cu succes numai în aparatele frigorifice de uz casnic. Din acestea fac parte propanul, butanul și amestecurile lor.

Amoniacul reprezintă în multe țări cel mai utilizat agent de lucru în echipamentele de dimensiuni medii și mari. Este complet inofensiv în raport cu mediul înconjurător, însă pe de altă parte amoniacul este toxic și inflamabil.

Dacă agenții de lucru enumerați mai sus ca amoniacul și hidrocarburile au bune proprietăți de lucru însă nu satisfac pe deplin condițiile de siguranță datorită toxicității și inflamabilității, dioxidul de carbon reprezintă o soluție excelentă din punct de vedere al securității. Dioxidul de carbon este utilizat cu succes în echipamentele frigorifice.

Amestecurile de agenți frigorifici încearcă să satisfacă o gamă largă de cerințe și proprietăți caracteristice. Alegerea oricărui agent de lucru este alegerea unui compromis.

În tabelul 4.1. sunt prezentate proprietățile termodinamice ale unor agenți de lucru de interes.

Tabelul 4.1. Proprietăți termodinamice ale agenților frigorifici

Agent de lucru	Temperatura normală de fierbere [°C]	Punct critic	ODP	GWP
R-279	-	-221,0	0	0
R-718	100,0	375,0	0	0
R-744	-55,6	31,0	0	1
R-717	-33,3	135,0	0	0
R-600	-0,8	152	0	4
R-600a	-12	134,7	0	3
R-290	-42,11	96,7	0	3
R-170	-88,58	32,17	0	6
R-601	36,1	196,6	0	20
R-1234yf	-29,48	94,7	0	1
R-1234ze(E)	-18,96	109,37	0	6
R-1234ze(Z)	9,76	153,7	0	10
R-1233zd(E)	18,26	166,4	0	6
R-1336mzz(Z)	33,45	171	0	9

4.3. CALCULUL PROPRIETĂȚILOR TERMICE DE STARE ȘI CALORICE ALE CO₂

În acest subcapitol se încearcă determinarea proprietăților de stare atât pe baza modelului analitic cât și cu ajutorul programului de lucru Engineering Equation Solver pentru CO₂.

4.3.1. Entalpia CO₂ în stare gazoasă

Relația matematică (4.4) reprezintă ecuația calorică de stare a entalpiei pentru dioxidul de carbon în stare gazoasă și pe curba limită superioară a gazului saturat. Cu ajutorul acestei expresii matematice se poate calcula cu o foarte bună aproximare valorile entalpiei.

$$H(P, T) = \left(A + \frac{B}{2} T \right) T + \frac{(N+1)}{10^3} \left[\frac{\left(C_1 + \frac{C_2}{2} \cdot P_s(T=0^\circ\text{C}) \right) P_s(T=0^\circ\text{C})}{2,7315^N} - \frac{\left(C_1 + \frac{C_2}{2} P \right) P}{\left(\frac{T}{100} \right)^N} \right] + H''(T=0^\circ\text{C}) - 273,15 \left(A + 273,15 \frac{B}{2} \right) \left[\frac{\text{KJ}}{\text{KG}} \right] \quad (4.4)$$

În tabelul 4.2. sunt prezentate comparativ valorile entalpiei calculate cu ecuația (4.4) dar și cu ajutorul programului EES.

Tabelul 4.2. Entalpia CO₂ în faza gazoasă. Comparație între valorile calculate cu ecuația (4.4) și programul EES

t [°C]	h (Ec.(4.4)) [kJ/kg]	Δh = h - h _g	h _{EES} [kJ/kg]	Δh _{EES} = h _{EES} - h _g	ε [%]
1	2	3	4	5	6
25	-34,2800	40,35	-32,3700	40,79	1,1050
30	-28,1800	46,45	-26,5800	46,59	0,3050
35	-22,1800	52,44	-20,9000	52,26	0,3370
40	-16,2800	58,34	-15,3200	57,84	0,8551
45	-10,4600	64,16	-9,8240	63,34	1,2750
50	-4,7220	69,90	-4,3930	68,77	1,6150
55	0,9531	75,58	0,9826	74,15	1,8910
60	6,5680	81,19	6,3110	79,48	2,1140

4.3.2. Entropia CO₂-ului în faza gazoasă

Pentru validarea modelului matematic dezvoltat pentru calculul entropiei s-a realizat un studiu comparativ al rezultatelor obținute prin folosirea ecuației (4.5) determinată pe baza modelului dezvoltat în teză și programul EES, este prezentat în tabelul 4.3.

$$(P, T) = A \cdot \ln T + B \cdot T - \left[R_{\text{CO}_2} \cdot \ln P + \frac{N \cdot P \left(C_1 + \frac{C_2}{2} P \right)}{T \left(\frac{T}{100} \right)^N} \right] 10^{-3} + \left\{ R \cdot \ln P_s(T=0^\circ\text{C}) + \frac{N \cdot P_s(T=0^\circ\text{C})}{100 \cdot (2,7315)^{N+1}} \left[C_1 + \frac{C_2}{2} P_s(T=0^\circ\text{C}) \right] \right\} 10^{-3} +$$

$$+s''(T = 0^{\circ}\text{C}) - (A \cdot \ln 273.15 + B \cdot 273.15) \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right] \quad (4.5)$$

Tabelul 4.3. Entropia CO₂ în faza gazoasă. Comparație între valorile calculate cu ecuația (4.5) și programul EES

t [°C]	s (Ec.4.5) [kJ/(kgK)]	Δs = s -sg	s_EES [kJ/(kg K)]	Δs_EES = s_EES -sg_EES	ε [%]
1	2	3	4	5	6
25	-0,7258	0,143	-0,7188	0,1448	1,2630
30	-0,7055	0,1633	-0,6995	0,1640	0,4861
35	-0,6859	0,1829	-0,6810	0,1826	0,1356
40	-0,6669	0,2019	-0,6630	0,2006	0,6367
45	-0,6484	0,2203	-0,6456	0,2180	1,0420
50	-0,6305	0,2382	-0,6286	0,2349	1,3710
55	-0,6131	0,2556	-0,6121	0,2514	1,6380
60	-0,5961	0,2726	-0,5960	0,2676	1,8550

4.4. ANALIZA COMPARATIVĂ A PROPRIETĂȚILOR CARACTERISTICE ALE AGENȚILOR DE LUCRU CO₂, R404A ȘI NH₃

Pentru studiul comparativ al proprietăților CO₂, R404A și NH₃ a fost considerat ciclul unei instalații frigorifice într-o treaptă cu comprimare mecanică de vapori caracterizată prin temperatura de condensare $t_c = 25 [^{\circ}\text{C}]$ și o subrăcire $\Delta t_{sr} = 5 [\text{K}]$. Evaluarea proprietăților caracteristice ale agenților de lucru menționați a fost făcută pentru diferite temperaturi de vaporizare. Pentru evaluarea proprietăților caracteristice ale agenților de lucru investigați se face apel la analiza exergetică, care reușește să pătrundă în intimitatea proceselor funcționale precizând locul și magnitudinea malfunțiilor din sistem.

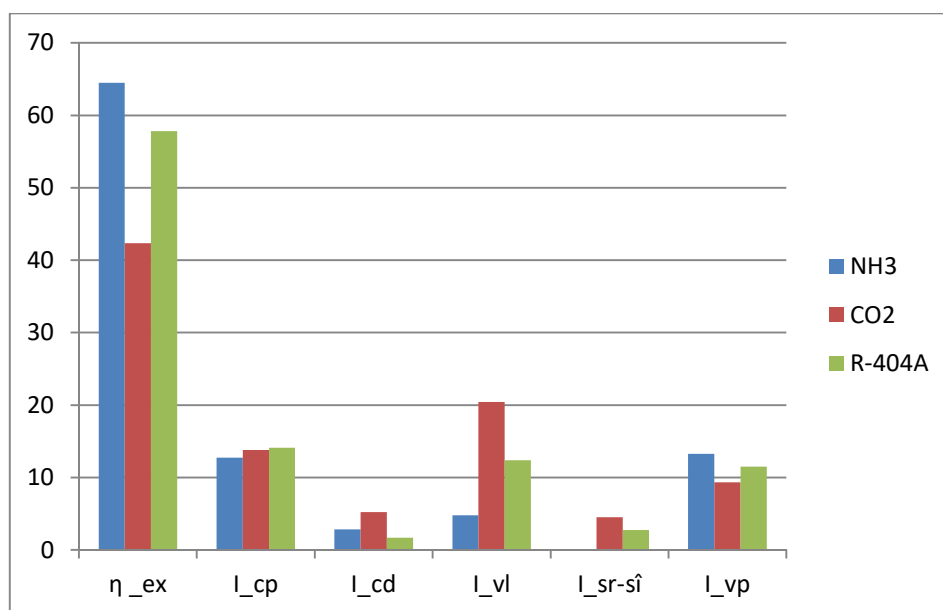


Figura 4.1. Analiza exergetică comparativă a ciclului instalației frigorifice într-o treaptă la funcționarea cu NH₃, CO₂ și R-404A

Pentru a scoate în evidență aspectele particulare ale comportării instalațiilor frigorifice funcționând cu diferiți agenți frigorifici, a fost realizată o analiză comparativă considerând amoniacul, cel mai bun agent pentru frigul industrial, R404 A – un amestec de Hidro-Fluoro-Carburi, întâlnit frecvent în instalațiile din domeniul frigului comercial și în sistemele de condiționare a aerului de capacitate mare și dioxidul de carbon care se impune prin siguranța sa în exploatare.

A fost realizat un studiu comparativ energetic și exergetic al funcționării ciclului cu CO₂, NH₃ și R404A.

O caracteristică a instalației frigorifice cu CO₂ o constituie cilindreea compresoarelor, foarte mică în comparație cu cazul utilizării NH₃ sau R-404A.

Datorită presiunii de lucru ridicate la care funcționează CO₂, compresoarele și tubulatura corespunzătoare acestui agent frigorific sunt de dimensiuni reduse.

Amoniacul se caracterizează prin cele mai bune proprietăți termodinamice, în schimb CO₂ este cel mai sigur agent frigorific, o caracteristică care reprezintă un argument solid în favoarea folosirii sale în aplicații ale frigului comercial, în industria alimentară sau în transport.

Eficiența frigorifică a ciclului care funcționează cu R-404A se situează între coeficienții de performanță ai ciclurilor cu NH₃ sau CO₂. Acest amestec aproape azeotrop, cu o alunecare foarte slabă a temperaturii în procesul de schimbare de fază este un agent frigorific foarte bun dar factorul său GWP ridicat îi limitează orice viitor.

Distrugerea redusă de exergie în vaporizator recomandă CO₂ ca fiind un agent frigorific bun în treapta de joasă presiune a unei instalații în cascadă sau ca agent volatil purtător de frig, în timp ce distrugerea ridicată de exergie din condensator îl recomandă spre utilizare în pompe de căldură pentru încălzire și prepararea apei calde menajere.

CAPITOLUL 5. SIMULAREA FUNCȚIONĂRII ȘI OPTIMIZĂRII STRUCTURALE A UNUI ECHIPAMENT CUPLAT INSTALAȚIE FRIGORIFICĂ-POMPĂ DE CĂLDURĂ

Acest studiu caută configurația optimă a unui echipament capabil să genereze căldură și frig pentru sectorul industrial. Apa încălzită este caracterizată de o temperatură de intrare de 20 [°C] și o temperatură de ieșire de 100 [°C]. Apa răcită este caracterizată de o temperatură de intrare de 12 [°C] și o temperatură de ieșire de 7 [°C]. Pompa de căldură utilizează ca și sursă de căldură la nivelul vaporizatorului o sursă de apă deșeu provenită dintr-un proces industrial caracterizată de o temperatură de intrare de 50 [°C].

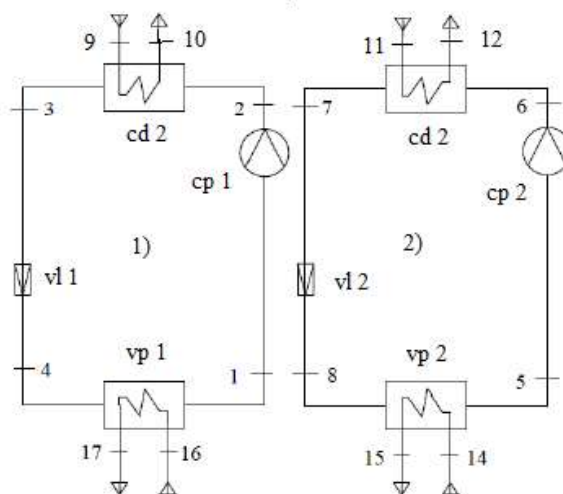


Figura 5.1. Cicluri separate: 1) ciclul frigorific; 2) ciclul de pompă de căldură

Prima dată este propus un echipament compus din două cicluri separate pentru generarea celor doi produși (căldură și frig).

Modelarea pleacă de la ecuația de bilanț exergetic pentru un sistem închis

$$\sum \dot{E}_{xQ} = \sum \dot{L} + \sum \dot{i} \quad (5.1)$$

$$|\dot{L}_{cp1}| + |\dot{L}_{cp2}| + |\dot{E}_{xQ}^{Tsc}| = |\dot{E}_{xQ}^{Tar}| + |\dot{E}_{xQ}^{Taf}| + \sum \dot{i}_1 + \sum \dot{i}_2 + \dot{L}_{cd1} \quad (5.2)$$

Combustibilul global pentru sistemul global:

$$CB_{SG} = |\dot{L}_{cp1}| + |\dot{L}_{cp2}| \quad (5.3)$$

Produsul energetic al sistemului global:

$$P_{SG}^{en} = |\dot{Q}_{vp1}| + |\dot{Q}_{cd2}| \quad (5.4)$$

Produsul exergetic al sistemului global:

$$P_{SG}^{ex} = |\dot{E}_{xQ}^{Tar}| + |\dot{E}_{xQ}^{Taf}| \quad (5.5)$$

Conform relațiilor (5.3), (5.4) și (5.5) coeficientul de performanță energetic și randamentul exergetic ai sistemului global devin:

$$COP_{SG}^{en} = \frac{P_{SG}^{en}}{CB_{SG}} \quad (5.6)$$

și

$$\eta_{SG}^{ex} = \frac{P_{SG}^{ex}}{CB_{SG}} \quad (5.7)$$

5.1. REZULTATE ȘI DISCUȚII

Programul de calcul a fost realizat bazat pe modelul termodinamic descris, proprietățile termodinamice ale fluidelor de lucru au fost determinate utilizând programul de lucru EES.

Deoarece produșii $|\dot{E}_{xQ}^{Ta}| + |\dot{E}_{xQ}^{Taf}|$ sunt fixați, creșterea randamentului exergetic global al sistemului se concentrează pe diminuarea cotelor de distrugere de exergie din fiecare aparat și proces.

Procedura de optimizare va urmări aparatele și procesele care consumă cantități mari de exergie (distrugeri de exergie) și se caută o cale de diminuare a acestora. Parametrul decizional este temperatura de condensare a ciclului frigorific.

5.1.1. Sisteme separate R717 și R152a

Analiza exergetică indică o pierdere ridicată la nivelul condensatorului ciclului frigorific dată de căldura de condensare, care în primă instanță este aruncată în mediul înconjurător.

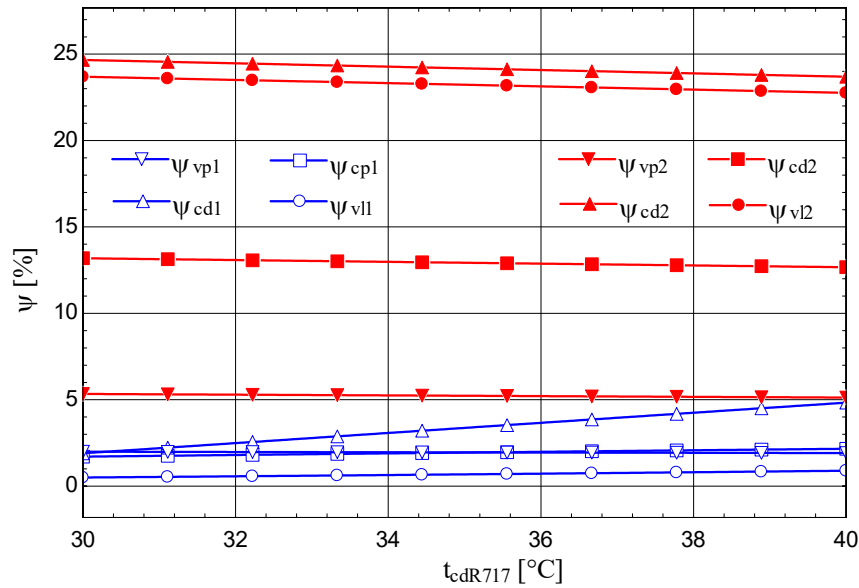


Figura 5.2. Influența temperaturii de condensare din sistemul frigorific asupra distrugerilor de exergie din fiecare aparat și proces. Cicluri separate R717 și R152a

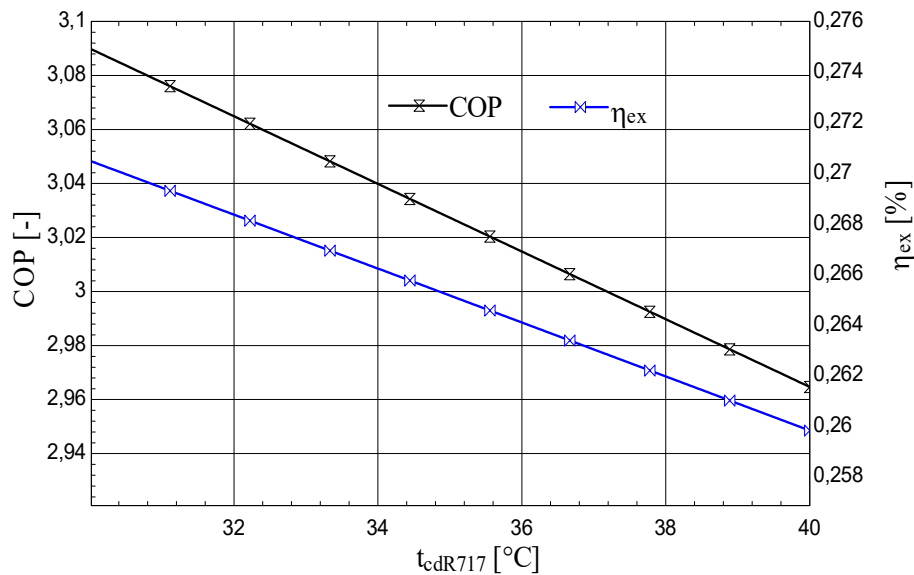


Figura 5.3. Coeficientul de performanță energetică și randamentul exergetic al sistemului global în cazul ciclurilor separate R717 și R152a

5.1.2. Sisteme cuplate prin condensatoare R717 și R152a

Pentru eliminarea pierderii de exergie de la nivelul condensatorului ciclului frigorific și îmbunătățirea performanței globale a echipamentului, ciclurile sunt cuplate la nivelul condensatoarelor prin intermediul apei încălzite. Căldura cedată la nivelul condensatorului ciclului frigorific este utilizată pentru preîncălzirea apei de la starea 11 până la o stare intermediară 12. După preîncălzire apa intră în condensatorul pompei de căldură unde este încălzită până la starea finală 13.

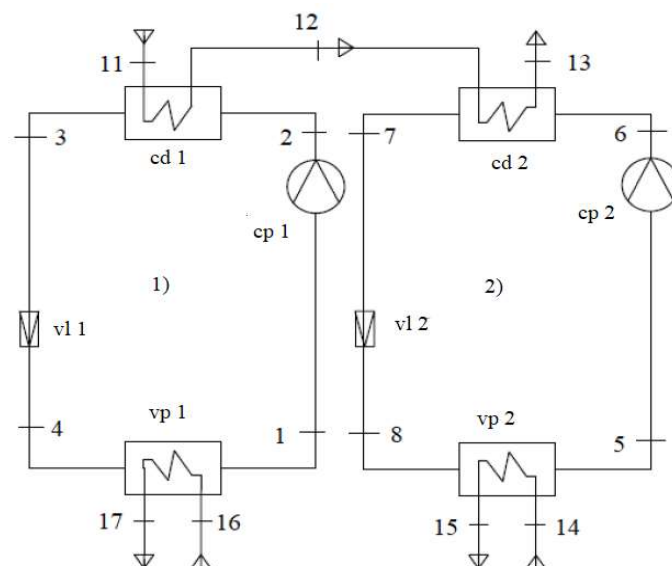


Figura 5.4. Sisteme cuplate prin condensatoare R717 și R152a: 1) ciclul frigorific; 2) ciclul de pompă de căldură

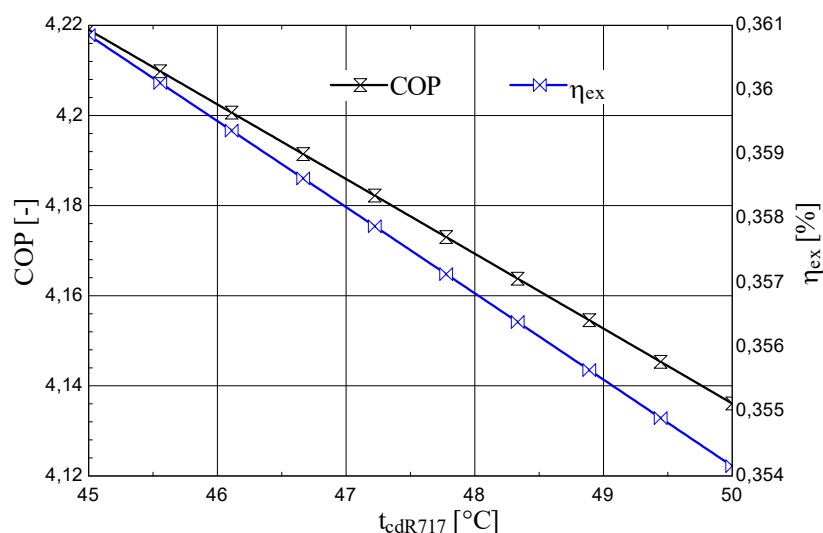


Figura 5.5. Coeficientul de performanță energetică și randamentul exergetic al sistemului global în cazul ciclurilor cuplate prin condensatoare R717 și R152a

5.1.3. Cicluri cuplate R744 și R152a

Rezultatele indică o creștere substanțială a performanței echipamentului. Simulările realizate au arătat că pentru asigurarea transferului de căldură în condensatorul ciclului frigorific, temperatura de condensare trebuie să fie de minim 50 [°C]. Datorită temperaturii de condensare ridicată, distrugerea de exergie din condensatorul ciclului frigorific este cea mai mare distrugere de la nivelul ciclului frigorific. Pentru diminuarea acesteia s-a procedat la o optimizare funcțională prin înlocuirea amoniacului cu dioxid de carbon.

Pentru evaluarea distrugerilor de exergie de la nivelul fiecărui aparat și proces dar și pentru investigarea performanței ciclurilor cuplate R744 și R152a, presiunea de descărcare de la nivelul ciclului frigorific este aleasă ca parametru decizional.

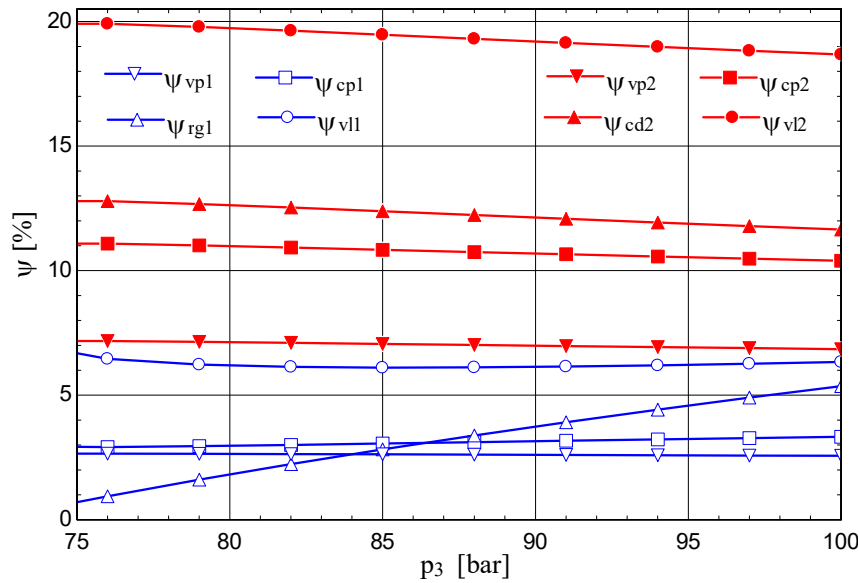


Figura 5.6. Influența presiunii de descărcare de la nivelul răcitorului de gaz asupra distrugerilor de exergie din fiecare aparat și proces. Cicluri cuplate R744 și R152a

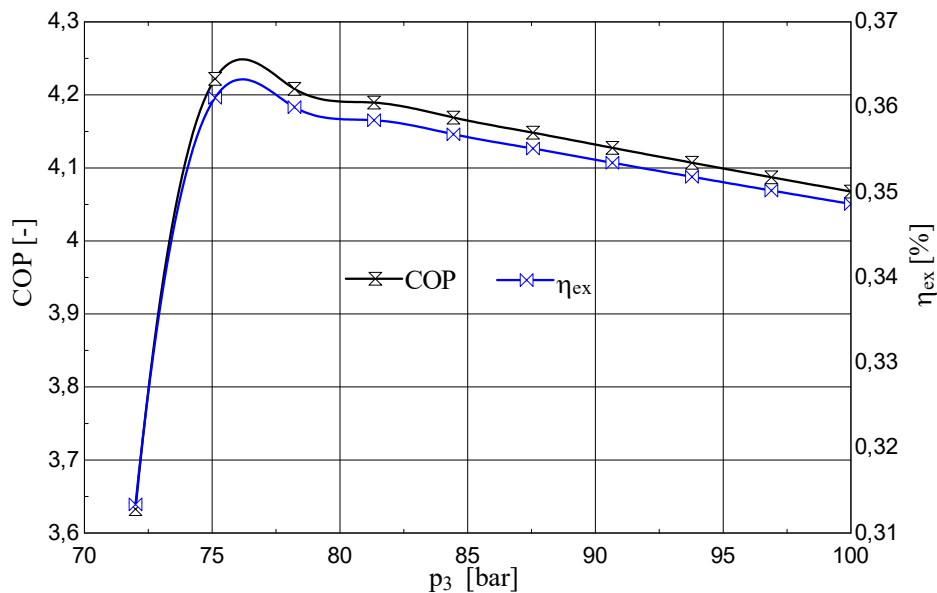


Figura 5.7. Coeficientul de performanță energetică și randamentul exergetic al sistemului global în cazul ciclurilor cuplate R744 și R152a

5.1.4. Cicluri cuplate și surbrăcire regenerativă la nivelul ciclului frigorific utilizând agenții de lucru R744 și R152a

Înlocuirea amoniacului cu dioxid de carbon a condus la creșterea performanței globale a echipamentului prin reducerea distrugerii de exergie la nivelul procesului de schimb de căldură dintre apa încălzită și agentul de lucru, însă distrugerea de exergie la nivelul procesului de laminare crește. Pentru reducerea distrugerii de exergie de la nivelul procesului de laminare s-a procedat la introducerea unui schimbător intern de căldură regenerativ care asigură surbrăcirea dioxidului de carbon.

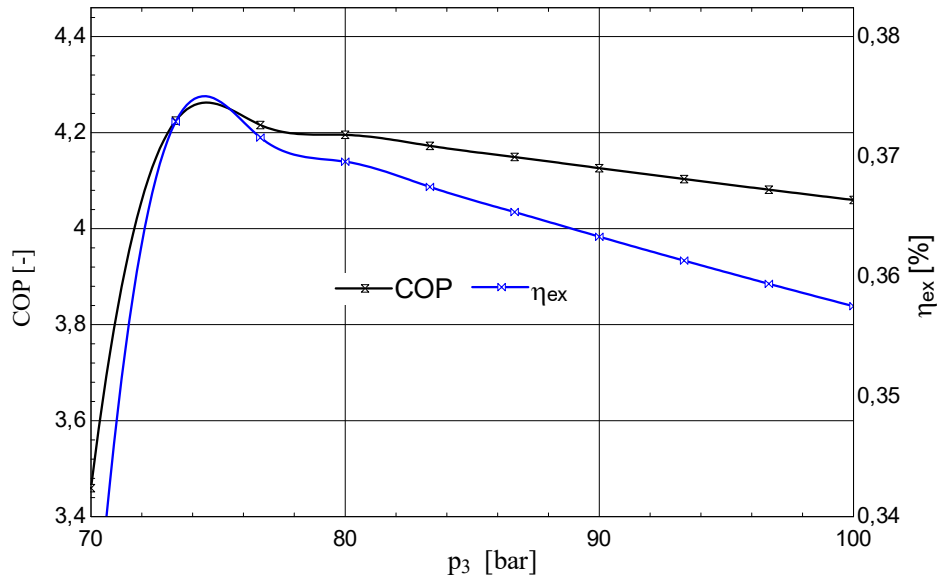


Figura 5.8. Coeficientul de performanță energetică și randamentul exergetic ai sistemului global în cazul ciclurilor cuplate și subrăcire regenerativă la nivelul ciclului frigorific utilizând agenții de lucru R744 și R152a

5.1.5. Analiza și comportamentul ciclurilor cuplate și schimbător de căldură intern utilizând agenții de lucru R744 și R152a

Pentru optimizarea ciclului de pompă de căldură s-a procedat introducerea unui schimbător de căldură care are rolul de a subrăci agentul de lucru la nivelul pompei de căldură. Căldura preluată este pasată ciclului frigorific realizând o supraîncălzire a agentului de lucru la aspirația în compresor.

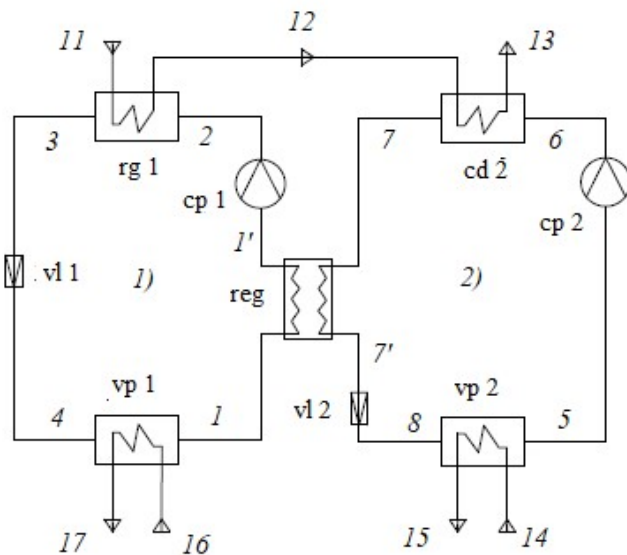


Figura 5.9. Cicluri cuplate și schimbător de căldură intern utilizând agenții de lucru R744 și R152a: 1) ciclul frigorific; 2) ciclul de pompă de căldură

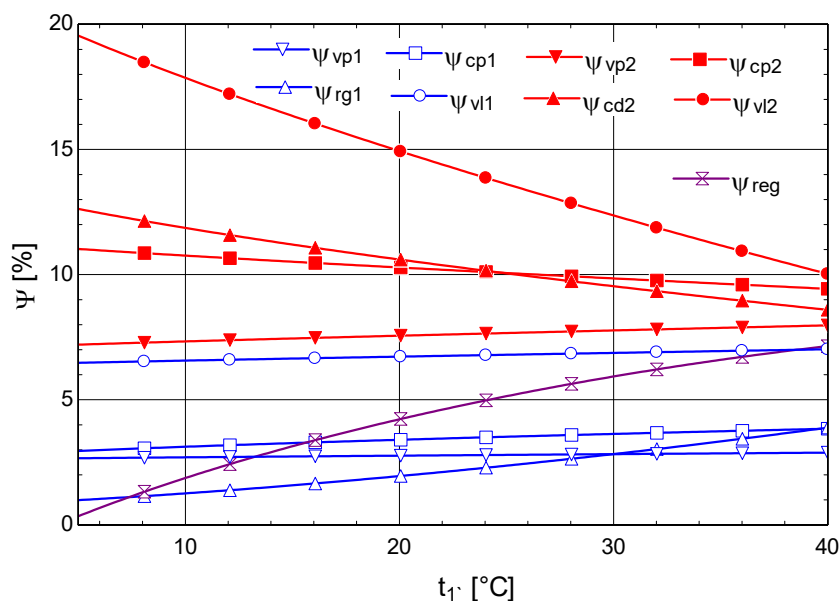


Figura 5.10. Influența temperaturii de supraîncălzire asupra distrugerilor de exergie din fiecare aparat și proces. Cicluri cuplate și schimbător de căldură intern utilizând agenții de lucru R744 și R152a

Prin introducerea schimbătorului intern de căldură, distrugerile de exergie de la nivelul procesului de laminare din ciclul pompei de căldură sunt reduse semnificativ.

În acest caz coeficientul de performanță și randamentul exergetic prezintă cea mai mare valoare dintre cele 5 cazuri prezentate.

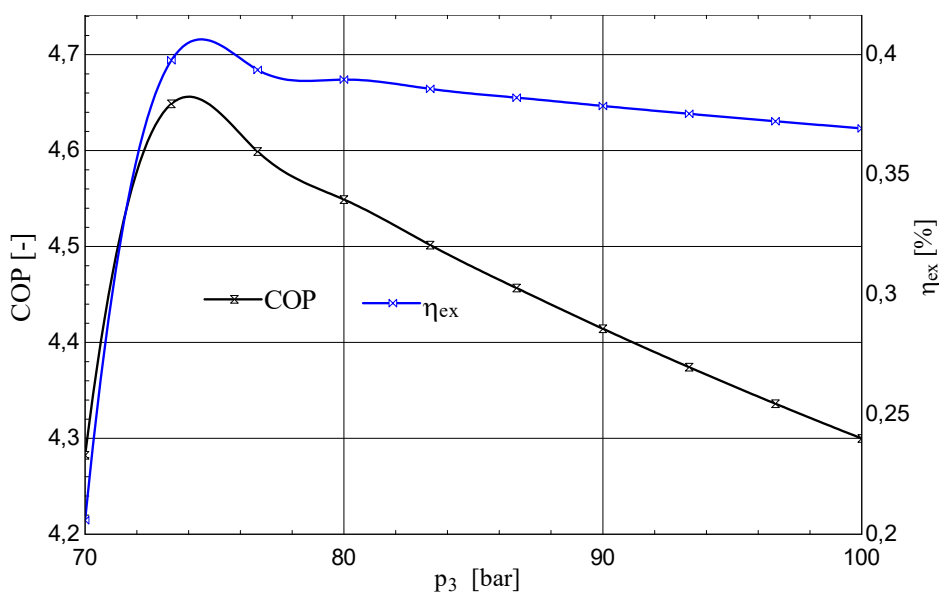


Figura 5.11. Coeficientul de performanță energetică și randamentul exergetic ai sistemului global în cazul ciclurilor cuplate și schimbător intern de căldură utilizând agenții de lucru R744 și R152a

Creșterea continuă a indicilor de performanță globală este posibilă prin urmărirea distrugerilor de exergie din fiecare aparat și proces. Bazat pe analiza exergetică se poate identifica și localiza disfuncționalitățile din sistem.

Acest studiu face dovada importanței utilizării analizei exergetice în optimizarea echipamentelor termice. Evaluarea diagramelor cu rata distrugerilor de exergie pentru fiecare

echipament a indicat zonele cu prioritate în vederea optimizării. Analiza exergetică a condus la o configurație optimă a echipamentului și a permis îmbunătățirea semnificativă a performanței globale a echipamentului.

CAPITOLUL 6. MODELAREA SCHIMBULUI DE CĂLDURĂ ÎN RĂCITORUL DE GAZ AL POMPEI DE CĂLDURA CU CO₂ CU FUNCȚIONARE ÎN DOMENIUL SUPERCRTIC

Lucrarea tratează proiectarea și simularea unui schimbător de căldură gaz-apă utilizat în scopuri de încălzire. Schimbătorul de căldură reprezintă răcitorul de gaz / încălzitorul de apă al unei pompe de căldură cu CO₂ transcritic. Diferența de temperatură medie logaritmică și metoda NTU- ϵ sunt analizate comparativ. Suprafața de transfer de căldură poate fi calculată prin ambele metode, dar adevărata rezistență și ceea ce face diferența atunci când se folosește metoda NTU- ϵ este că pe baza ei se poate realiza cu ușurință simularea comportamentului unui schimbător de căldură existent.

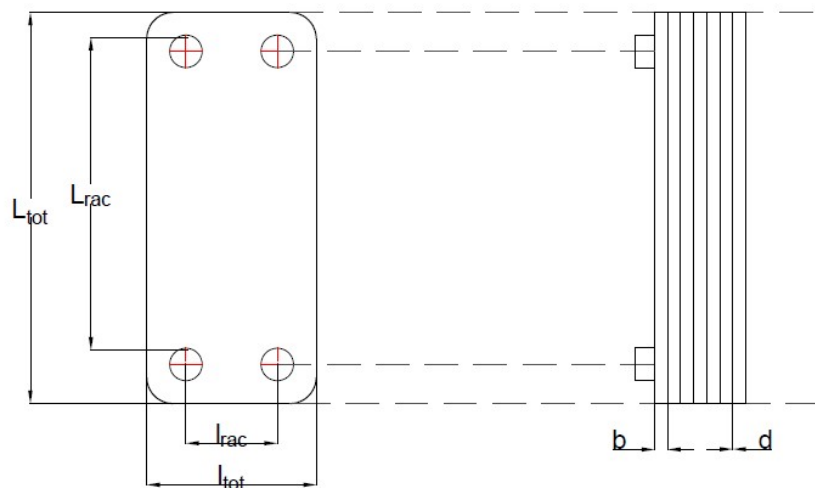


Figura 6.1. Configurația răcitorului de gaz

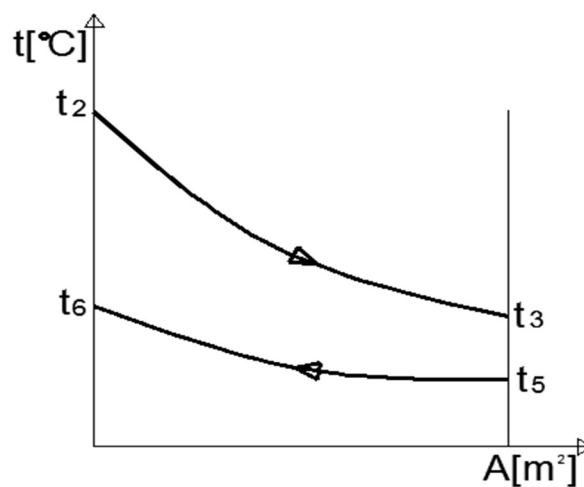


Figura 6.2. Răcitor de gaz în contracurent. Variația temperaturii în schimbătorul de căldură.

6.1. REZULTATE ȘI DISCUȚII

6.1.1. Determinarea coeficientului global de schimb de căldură

Pentru determinarea coeficientului global de transfer, din literatura de specialitate pentru dioxidul de carbon [19] a fost selectată următoarea ecuație criterială.

$$Nu_{CO_2} = 0.021 \cdot Re_{fCO_2}^{0.8} \cdot Pr_{fCO_2}^{0.43} \cdot \left(\frac{Pr_{fCO_2}}{Pr_p} \right)^{0.25} \quad (6.1)$$

Pentru apă a fost selectată [20] :

$$Nu_a = 0.0508 \cdot Re_{fa}^{0.7304} \cdot Pr_{fa}^{0.33} \cdot \left(\frac{\mu_{ma}}{\mu_p} \right)^{0.14} \quad (6.2)$$

Tabel 6.1. Caracteristici de curgere și transfer de căldură

[um]	Dioxid de carbon	Apa
t_m [°C]	86.2	57.5
t_p [°C]	71.8	71.8
λ [W/mK]	0.03697	0.6386
μ_f [m ² /s]	$8.862 \cdot 10^{-8}$	$4.924 \cdot 10^{-7}$
μ_p [m ² /s]	$7.945 \cdot 10^{-8}$	$4.037 \cdot 10^{-7}$
a_f [m ² /s]	$6.435 \cdot 10^{-8}$	$1.551 \cdot 10^{-7}$
a_p [m ² /s]	$4.419 \cdot 10^{-8}$	$1.591 \cdot 10^{-7}$
\dot{m} [kg/s]	0.2064	0.956
Re_f	123338	28803
Pr_f	1.377	3.175
Pr_p	1.798	2.537
Nu	261.6	122.3
α [W/m ² K]	742	5881
k [W/m ² K]	655.2	

6.1.2. Metoda bazată pe temperatura medie logaritmică

Metoda diferenței de temperatură medie logaritmică este utilizată în principal pentru proiectarea sau selectarea unui schimbător de căldură.

Determinarea fluxului de căldură schimbat de schimbătorul de căldură, metoda bazată pe diferența de temperatură medie logaritmică:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta T_{med} = k \cdot A \cdot \frac{(t_2 - t_6) - (t_3 - t_5)}{\ln \frac{t_2 - t_6}{t_3 - t_5}} \quad (6.3)$$

6.1.3. Metoda bazată pe numărul de unități de transfer de căldură

Dacă sunt cunoscute C_{CO_2} , C_a , k , A (sau kA) și temperaturile de intrare t_2 și t_5 , cele trei ecuații conțin trei variabile și cele două temperaturi de ieșire t_3 și t_6 .

Prin eliminarea a două ecuații rămân cu două necunoscute t_3 și t_6 .

$$C_{CO_2}(t_2 - t_3) = C_a(t_6 - t_5) \quad (6.4)$$

$$C_{CO_2}(t_2 - t_3) = k \cdot A \frac{(t_2 - t_6) - (t_3 - t_5)}{\ln \frac{t_2 - t_6}{t_3 - t_5}} \quad (6.5)$$

Definind P ca:

$$P = k \cdot A \left(\frac{1}{C_{CO_2}} - \frac{1}{C_a} \right) \quad (6.6)$$

$$\varepsilon = \frac{e^P - 1}{e^P - \frac{C_{CO_2}}{C_a}} \quad (6.7)$$

$$NTU = \frac{k \cdot A}{C_{CO_2}} = \frac{k \cdot A}{C_{min}} \quad (6.8)$$

Aria de transfer de căldură poate fi calculată:

$$A = \frac{NTU \cdot C_{CO_2}}{k} \quad (6.9)$$

Pentru cazul specific sunt date: C_{min} , C_{max} și k și temperaturile de intrare și ieșire. Când se dorește determinarea ariei de transfer de căldură, trebuie parcurși următorii pași:

1. Calculați ε (ecuația 6.7);
2. Determinați P (ecuația 6.6.) și NTU (ecuația 6.8);
3. Determinați aria de transfer de căldură A (ecuația 6.9).

A fost calculată aria de transfer de căldură prin cele două metode prezentate (metoda bazată pe temperatura medie logaritmică și metoda bazată pe numărul de unități de transfer și eficiența termică a schimbătorului de căldură). În tabelul 6.2 sunt prezentate rezultatele obținute pentru un flux de căldură cedat de dioxidul de carbon $\dot{Q}_{GC} = 19.98$ [kW]; $C_{CO_2} = 0.4614$ [kW/K];

$C_a = 3.998$ [kW/K]; $C_r = 0.1154$; $t_2 = 108.3$ [°C]; $t_3 = 65$ [°C]; $t_5 = 55$ [°C]; $t_6 = 60$ [°C].

Tabelul 6.2. Rezultatele obținute prin cele două metode (ΔT_{med}) și NTU- ε

ΔT_{med} [K]	$A_{\Delta T_{med}}$ [m ²]	ε [-]	NTU [-]	A_{NTU} [m ²]
24.32	1.254	0.8124	1.78	1.254

Aria de transfer de căldură poate fi calculată cu aceeași precizie prin ambele metode, dar adevărata rezistență și ceea ce face diferența atunci când se folosește metoda NTU- ε este că pe baza ei se poate realiza cu ușurință simularea și comportamentul unui schimbător de căldură existent.

CAPITOLUL 7. STUDIUL INFLUENȚEI SUBRĂCIRII DIOXIDULUI DE CARBON LA IEȘIREA DIN RĂCITORUL DE GAZ AL POMPEI DE CĂLDURĂ, PRIN CUPLAREA A DOUĂ CICLURI DE POMPĂ DE CĂLDURĂ

Prezentul studiu se concentrează pe identificarea configurației optime a unei pompe de căldură aer-apă care este capabilă să furnizeze apă caldă la 70 [°C]. Pompa de căldură prezentată în figura 7.1. preia căldură cu potențial energetic scăzut din mediul înconjurător, iar printr-un proces de comprimare mecanică ridică nivelul de temperatură al căldurii, corespunzător cererii clientului. Datorită temperaturii critice scăzute care caracterizează dioxidul de carbon, ciclul evoluează în zona transcritică. Apa este încălzită într-un sistem tur-retur unde temperaturile apei la intrare și la ieșire sunt $t_{10} = 50$ [°C] și $t_{11} = 70$ [°C].

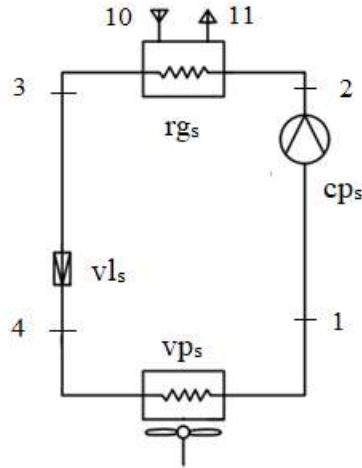


Figura 7.1. Pompa de căldură cu CO₂ într-o treaptă de comprimare. Ciclu standard

Ecuția echilibrului exergetic

$$|\dot{L}_s| = \left| \dot{E}X_{Q_{rgs}}^{T_{ai}} \right| + \dot{I}_{vp_s} + \dot{I}_{cp_s} + \dot{I}_{rg_s} + \dot{I}_{vl_s} \quad (7.1)$$

Coefficientul de performanță exergetică al pompei de căldură este:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}X_{Q_{rgs}}^{T_{ai}}}{\dot{L}_s} \quad (7.2)$$

7.1. REZULTATE ȘI DISCUȚII

7.1.1. Rezultate și discuții. Ciclu standard

Se efectuează o analiză parametrică a sensibilității la variația presiunii de descărcare (p_2) în răcitorul de gaz.

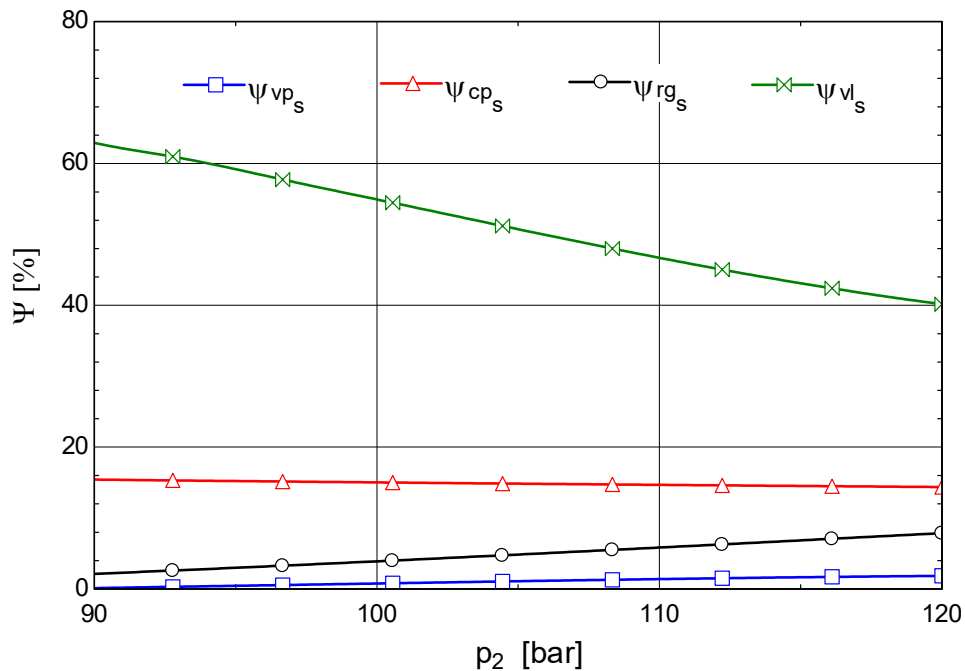


Figura 7.2. Rata de distrugere de exergie în raport cu presiunea de descărcare în răcitorul de gaz pentru componentele cheie ale sistemului

Au fost calculate rata de distrugere exergetică în aportul de lucru mecanic de compresie și eficiența energetică și exergetică.

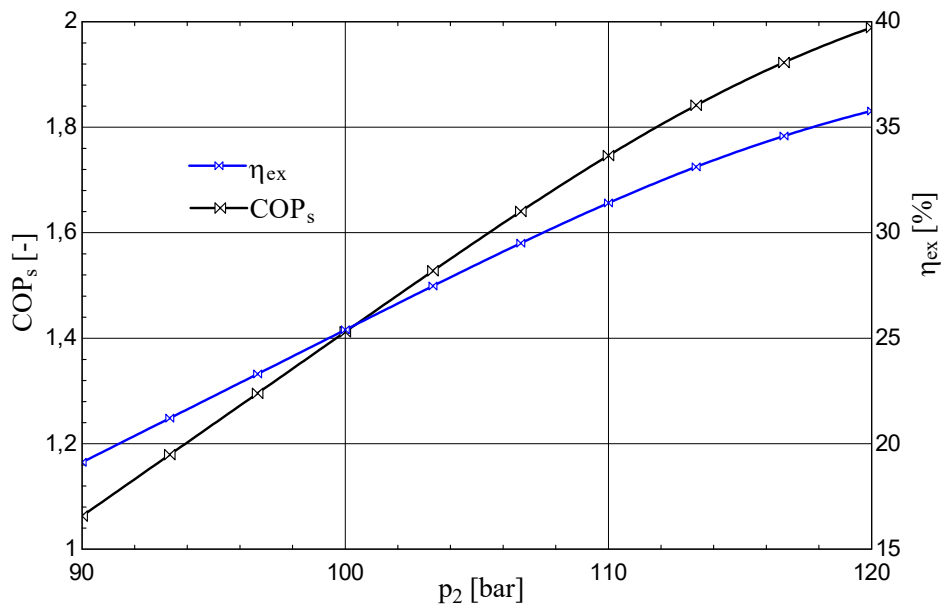


Figura 7.3. Coeficientul de performanță energetică și randamentul exergetic ai ciclului standard de pompă de căldură cu CO₂ la variația presiunii de descărcare în răcitorul de gaz

7.2. CICLURI CUPLATE CO₂ -CO₂

Pentru a crește coeficienții de performanță ai ciclului standard al pompei de căldură, strategia de optimizare trebuie să se concentreze pe scăderea distrugerii de exergie asociate procesului de laminare.

Pentru a continua reducerea distrugerii de exergie în procesul de laminare pe lângă creșterea presiunii de comprimare trebuie să se facă o modificare a parametrilor de intrare la nivelul ventilului de laminare.

Pentru a scădea temperatura CO₂ la intrarea în ventilul de laminare, se poate imagina o subrăcire a gazului după răcitorul de gaz, prin intermediul unui subrăcitor extern. Acest lucru se poate face prin cuplarea ciclului standard cu unul auxiliar.

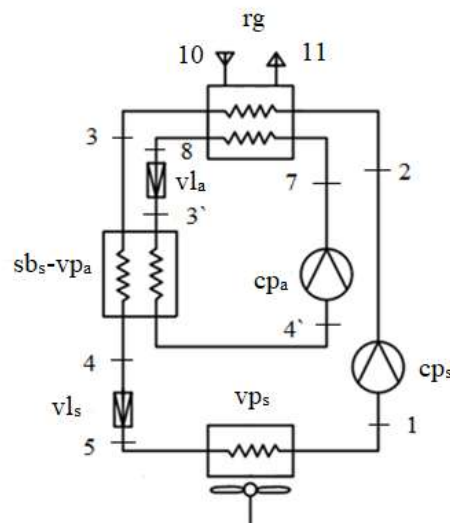


Figura 7.4. Schema ciclului cuplat de pompă de căldură

$$|\dot{L}_{cp_s}| + |\dot{L}_{cp_a}| = \left| \dot{E}X_{Q_{rg_s}}^{T_{ai}} \right| + \left| \dot{E}X_{Q_{rg_a}}^{T_{ai}} \right| + \left| \dot{E}X_{Q_{vps}}^{T_{vps}} \right| + \dot{I}_{\Delta T_{rg_s}} + \dot{I}_{\Delta T_{rg_a}} + \dot{I}_{cp_s} + \dot{I}_{cp_a} + \dot{I}_{vl_s} + \dot{I}_{vl_a} + \dot{I}_{\Delta T_{sbs-vpa}} \quad (7.3)$$

Combustibilul total pentru sistemul cuplat este dat de relația:

$$CB_c = |\dot{L}_s| + |\dot{L}_a| \quad (7.4)$$

Produsul energetic și produsul exergetic al sistemului cuplat sunt:

$$P_c^{en} = |\dot{Q}_{rg_s}| + |\dot{Q}_{rg_a}| \quad (7.5)$$

Și

$$P_c^{ex} = \left| \dot{E}X_{Q_{rg_s}}^{T_{ai}} \right| + \left| \dot{E}X_{Q_{rg_a}}^{T_{ai}} \right| \quad (7.6)$$

Conform relațiilor matematice (7.4), (7.5) și (7.6) coeficientul de performanță energetică a ciclurilor cuplate COP_c^{en} devine:

$$COP_c^{en} = \frac{P_c^{en}}{CB_c} \quad (7.7)$$

Randamentul exergetic al ciclurilor cuplate se poate scrie:

$$\eta_c^{ex} = \frac{P_c^{ex}}{CB_c} = \frac{\left| \dot{E}X_{Q_{rg_s}}^{T_{ai}} \right| + \left| \dot{E}X_{Q_{rg_a}}^{T_{ai}} \right|}{\dot{L}_s + \dot{L}_a} \quad (7.8)$$

7.2.1. Rezultate și discuții ale ciclurilor cuplate CO₂-CO₂

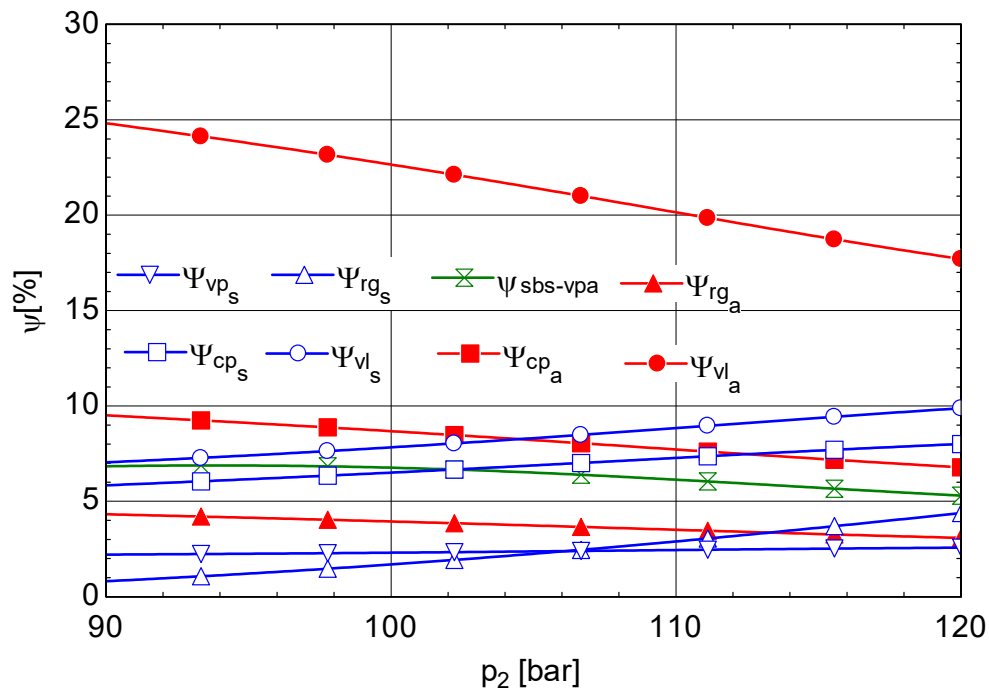


Figura 7.5. Rata distrugerilor de exergie a ciclurilor cuplate CO₂-CO₂ la variația presiunii de refulare a ciclului standard

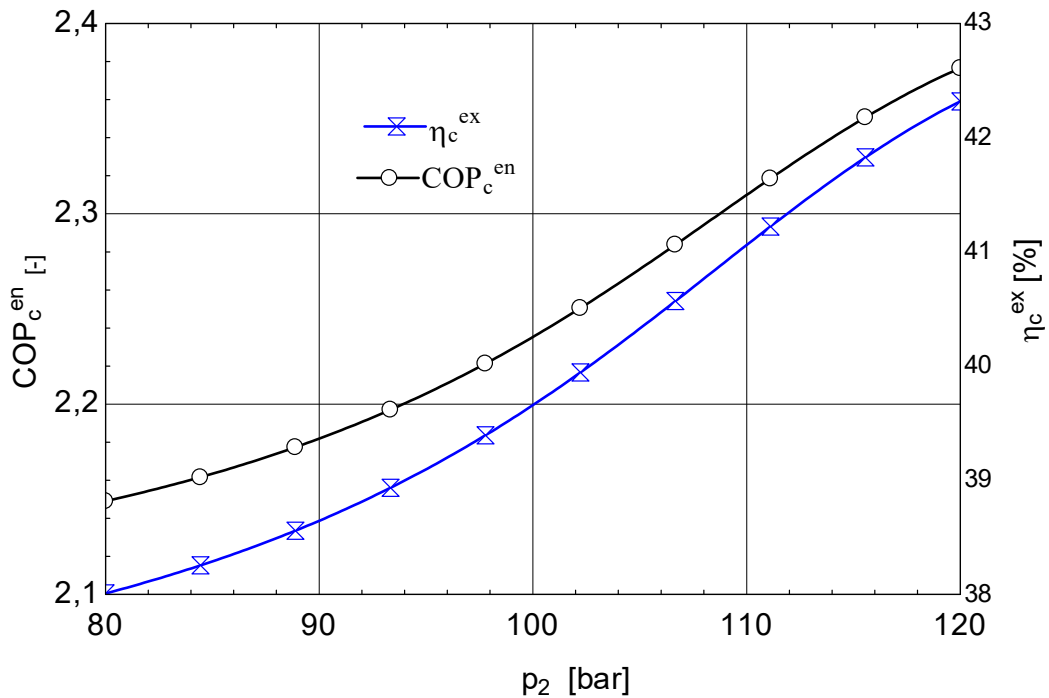


Figura 7.6. Indicii de performanță a ciclului cuplat CO₂-CO₂

Comparând indicii de performanță (COP_c^{en} și η_c^{ex}) în cazul pompei de căldură cuplată CO₂-CO₂ cu cazul ciclului standard de pompa de căldură se observă o îmbunătățire a coeficienților energetici și exergetici globali ai sistemului cuplat CO₂-CO₂. Această îmbunătățire globală a indicilor de performanță vine prin aplicarea subrăcirii care duce la o scădere substanțială a distrugerii de exergie în procesul de laminare a ciclului standard.

CAPITOLUL 8. POMPE DE CĂLDURĂ PENTRU TEMPERATURI ÎNALTE

Studiul de față se concentrează pe livrarea de apă caldă la 90 [°C]. Agentul frigorific este CO₂ a cărui utilizare în pompele de căldură este recomandată în principal pentru regiunile reci ale globului caracterizate printr-o temperatură medie anuală care nu depășește $t_0=15$ [°C]. Astfel de sisteme sunt recomandate atunci când este disponibilă o sursă reziduală de căldură sau pentru aplicații de cogenerare căldură și frig [21-24].

Sunt luate în considerare trei scheme constructive:

- un sistem transcritic cu o treaptă de comprimare considerat ca fiind cel de referință;
- un sistem în două trepte cu injecție de vapori reci între cele două trepte de comprimare;
- un ciclu în două trepte de comprimare cu răcire externă intermediară prin preîncălzirea unui curent de apă.

Dioxidul de carbon este un agent frigorific natural, netoxic și neinflamabil. Aceste calități îl recomandă pentru utilizarea într-un domeniu larg de activități precum industria alimentară sau procese industriale unde se cere apa la temperaturi ridicate.

Datorită temperaturii sale critice scăzute, utilizarea dioxidului de carbon în pompele de căldură este recomandată în special în regiunile cu climă rece.

Au fost modelate și testate parametric diferite configurații cu o treaptă de comprimare și cu două trepte de comprimare.

Analiza exergetică a fost utilizată în căutarea structurii optime și a regimului de funcționare.

Pentru sistemul în două trepte de comprimare, existența a două ventile de laminare care înlătură efectul pozitiv al scăderii distrugerii exergiei în răcitorul de gaz.

Ciclul în două trepte cu răcire intermediară externă reușește să atingă cea mai bună eficiență, păstrând în același timp un singur ventil de laminare.

8.1. REZULTATE ȘI DISCUȚII

8.1.1. Pompa de căldură pentru temperaturi înalte într-o treaptă de comprimare cu CO₂. Sistem transcritic cu o treaptă de comprimare

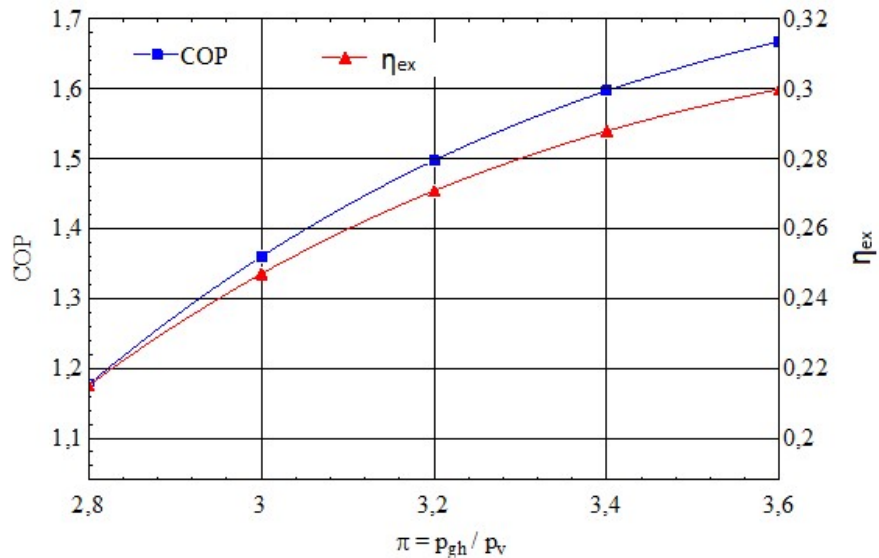


Figura 8.1. Indicii de performanță COP_{en} și η_{ex} la variația raportului de comprimare. Pompa de căldură pentru temperaturi înalte într-o treaptă de comprimare cu CO₂. Sistem transcritic cu o treaptă de comprimare

8.1.2 Pompa de căldură în două trepte de comprimare cu injecție de vapori reci între cele două trepte de comprimare

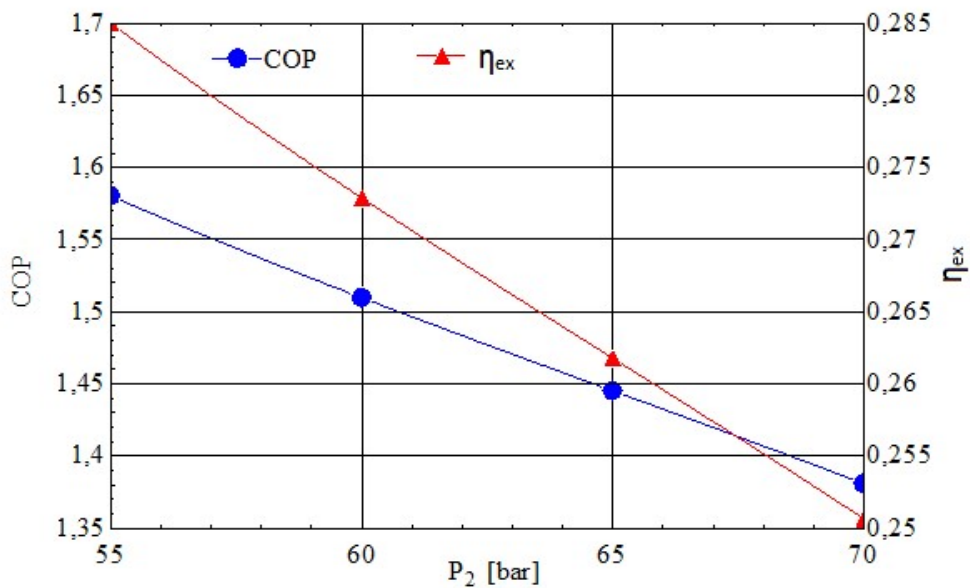


Figura 8.2. Indicii de performanță energetică și exergetică ai sistemului în două trepte de comprimare cu injecție de vapori reci între cele două trepte de comprimare, la variația presiunii intermediare

8.1.3. Pompa de căldură în două trepte de comprimare cu răcire externă între cele două trepte de comprimare

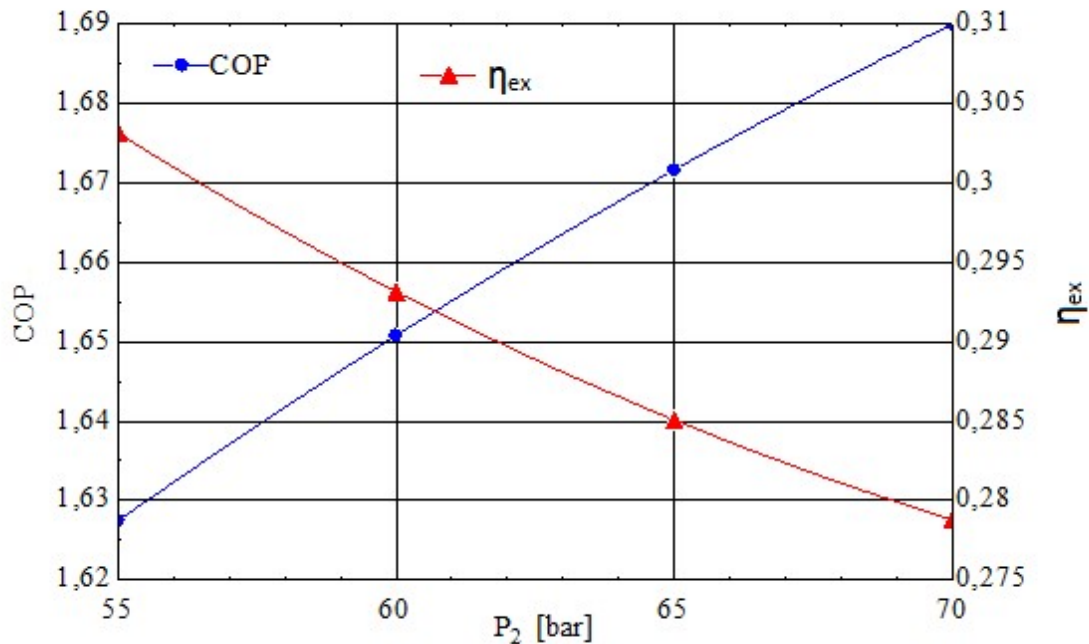


Figura 8.3. Indicii de performanță energetică și exergetică ai sistemului în două trepte de comprimare cu răcire externă între cele două trepte de comprimare, la variația presiunii intermediare

CONCLUZII FINALE

Pompele de căldură reprezintă una dintre cele mai practice soluții pentru diminuarea emisiilor de gaze cu efect de seră. Acest proces de pompare a căldurii provenită din mediul înconjurător sau ca deșeu al unui proces industrial, oferă soluții de încălzire și răcire eficiente din punct de vedere energetic și ecologic.

Teza de doctorat investighează ciclurile de pompă de căldură prin prisma celui de-al doilea principiu al termodinamicii care este capabil să ofere informații calitative ale fiecărei forme de energie care intră sau părăsește sistemul.

Pentru identificarea disfuncționalităților din fiecare aparat și proces se face apel la analiza exergetică care face posibilă intrarea în granița sistemului și are capacitatea de a identifica amploarea și locația fiecărei defecțiuni.

Lucrarea prezintă simularea, comportamentul și indicii de performanță energetică și exergetică a ciclurilor de pompă de căldură într-o treaptă de comprimare și diferite scheme de comprimare în două trepte care utilizează agenți de lucru ecologici.

Simulările realizate pe marginea ciclurilor de pompă de căldură cu dioxid de carbon arată că acest agent de lucru poate fi utilizat cu succes în aplicații de pompă de căldură care asigură confortul termic al clădirilor dar și pentru pompe de căldură de temperatură înaltă care sunt capabile să livreze apa la temperaturi de peste 90 [°C].

Deși dioxidul de carbon prezintă distrugereri mari de exergie la nivelul procesului de laminare pe baza analizei exergetice, s-a putut identifica o strategie de optimizare care a condus la îmbunătățirea considerabilă a performanței globale a echipamentului.

Studiul de optimizare al ciclurilor de pompă de căldură în ansamblul ei, bazat pe analiza exergetică reprezintă o contribuție originală a tezei de doctorat.

ARTICOLE PUBLICATE

- 1) **D. Dima**, A. Dobrovicescu*, Exergy analysis, coupled heat pump and refrigeration system using waste heat, The XXIIIrd National Conference on Thermodynamics with International Participation , NACOT 11-13 May 2023, Galati, Romania.
- 2) **D. Dima**, A. Dobrovicescu, C. Dobre*, Energy and exergy analysis of the heat pump cycle using working agents with low environmental impact, The 11th International Conference of Thermal Equipment, Renewable Energy and Rural Development, TE-RE-RD 8-10 June 2023, București, Romania.
- 3) Claudia Ionita*, Alexandru Dobrovicescu, **Daniel Dima** , EXERGETIC ANALYSIS OF A VAPOR INJECTION COMPRESSION HEAT PUMP, XXIIth International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying, Geology and Mining, Ecology and Management – SGEM 2022, Albena, Bulgaria.
- 4) Claudia Ionita*, Alexandru Dobrovicescu, **Daniel Dima**, SELECTING THE OPTIMAL LIQUEFACTION CYCLE FOR CRYOGENICS ENERGY STORAGE, XXIIth International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying, Geology and Mining, Ecology and Management – SGEM 2022, Albena, Bulgaria.
- 5) Talaba, **D Dima***, V Buiuc, C Ionita, M F Stefanescu, A Serban și A Dobrovicescu, CO₂ high temperature heat pump – a promising solution, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 997, The 9th International Conference on Advanced Concepts in Mechanical Engineering - ACME 2020 4-5 June 2020, Iași, Romania.
- 6) **D Dima**, C Ionita, E E Vasilescu, A T Gheorghian și A Dobrovicescu*, Analysis of a dual-purpose refrigerating and heat pump system, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 997, The 9th International Conference on Advanced Concepts in Mechanical Engineering - ACME 2020 4-5 June 2020, Iași, Romania.
- 7) S Bucsa, **D Dima**, A Serban, M-F Stefanescu, V Popa și A Dobrovicescu*, Heat exchanger design based on minimum entropy generation, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 595, The XXI^{Ind} National Conference on Thermodynamics with International Participation, NACOT 23–24 May 2019, Galati, Romania.
- 8) **D Dima**, S Bucsa, C Ionita, E E Vasilescu, A Dobrovicescu* and E Niculae, Heat transfer characteristics of a gas cooler, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 595, The XXI^{Ind} National Conference on Thermodynamics with International Participation, NACOT 23–24 May 2019, Galati, Romania.

BIBLIOGRAFIE SELECTIVĂ

- [1] P. Byrne, R. Ghouali, “Exergy analysis of heat pumps for simultaneous heating and cooling”, *Applied Thermal Engineering* , **vol. 149**, pp 414-424, 2019
- [2] F. Sho, K. Chieko, T. Nobou, K. Shigeru, „Low GWP refrigerants R1234ze(E) and R1234ze(Z) for high temperature heat pumps”, *International Journal of Refrigeration*, **vol. 40**, pp 161-173, 2014
- [3] Y. Alptug, K. Aly si K. Irfan, “Exergy analysis of R1234yf and R1234ze as R134a replacements in a two evaporator vapour compression refrigeration system”, *International Journal of Refrigeration*, **vol. 60**, pp 26-37, 2015
- [4] H. Bin, W. Di , L.W. Wang si R. Z. Wang, “Exergy analysis of R1234ze(Z) as high temperature heat pump working fluid with multi-stage compression”, *Research Article*, **vol 11(4)** pp 493-502, 2017

- [5] T.Bai, J.Yu, G.Yan, „Advanced exergy analyses of an ejector expansion transcritical CO₂ refrigeration system”, *Energy Conversion and Management*, **vol. 126**, pp 850-861, 2016
- [6] S.Taslimi, M. Sorin, S. Poncet, H. Nesreddine, „Performance investigation of a two-phase transcritical CO₂ ejector heat pump system”, *Energy Conversion and Management*, **vol 185**, pp 442-454, 2019
- [7] F. Cao, C. Cui, X. Wei, X. Yin, M. Li, X. Wang, “The experimental investigation on a novel transcritical CO₂ heat pump combined system for space heating”, *International Journal of Refrigeration*, 2019
- [8] D.Yang, S. Yulong, F. Cao, L. Jin, X. Wang, “Theoretical and experimental investigation of a combined R134a and transcritical CO₂ heat pump for space heating”, *International Journal of Refrigeration*, **vol. 72**, pp156-170, 2016
- [9] A. Dobrovicescu, „Principiile analizei exergoeconomice”, Ed. Politehnica Press, București, 2007
- [10] A. Dobrovicescu, „Analiza exergetică și termoeconomică a sistemelor frigorifice și criogenice”, Ed. AGIR, București, 2000
- [11] V. Radcenco, S. Porneală, A. Dobrovicescu, „Procese în instalații frigorifice”, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1983
- [12] V. Radcenco, „Instalații de pompe de căldură”, Ed. tehnica, București, 1985
- [13] A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran, “*Thermal Design and Optimization*”, New York, USA 1996
- [14] J.A. Beattie, O.C. Bridgeman, J. Am. Chem. Soc., **vol. 49**, 1927, pp. 1665
- [15] H.S. Taylor and S. Glasstone, “A Treatise on Physical Chemistry”, , States of Matter, D. Van Nostrand, New York, **vol. 11** 1951
- [16] M. Benedict, G.W. Webb, L.C. Rubin, J. Chem. Phys. **vol 8**, pp. 334, 1940
- [17] F. Billiard, “Refrigeration and air conditioning: what’s new at regulatory level”, The Ninth European Conference on Technological Innovations in Refrigeration, Air Conditioning and in the Food Industry, Politecnico di Milano, 2001
- [18] G. Lorentzen, “The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament”, *Int. J. Refrig.*, **vol. 18(3)**, pp190-7, 1995
- [19] X. Cui, K. J. Chua, M. R. Islam, W. M. Yang, „Fundamental formulation of a modified LMTD method to study indirect evaporative heat exchangers”, *Energi Conversion and Management*, **vol. 88** pp 372-381 , 2014
- [20] P. Raducanu, *Schimbatoare de caldura pentru instalatii termice si frigorifice*, pp. 153, pp. 41-42, ed. Printech, Bucuresti, 2006
- [21] Application of Industrial Heat pump ”IEA Heat Pump Programme ” 2014 part 1
- [22] Application of Industrial Heat pump ”IEA Heat Pump Programme ” 2014 part 2
- [23] M. Saikawa and S. Koyama, ”Thermodynamic analysis of vapor compression heat pump cycle for tap water heating and development of CO₂ heat pump water heater for residential use”, *Appl. Therm. Eng.*, **vol. 106** , pp1236-43, 2016
- [24] S.A. Dereje, R. Hargiyanto, A. Coronas, „Ammonia-based compression heat pumps for simultaneous heating and cooling applications in milk pasteurization processes: Performance evaluation,, *Applied Thermal Engineering* **vol.207**, 2022