



UNIVERSITATEA POLITEHNICA DIN BUCUREȘTI

Facultatea de Inginerie Mecanică și Mecatronica

Departamentul de Termodinamică, Motoare,

Echipamente Termice și Frigorifice

L'UNIVERSITÉ PARIS OUEST NANTERRE LA DÉFENSE

École doctorale connaissance, langage, modélisation (139)

Laboratoire Energétique Mécanique et Electromagnétisme



Nr. Decizie Senatdin.....

TEZĂ DE DOCTORAT

Scheme hibride de alimentare cu energie termică a unor ansambluri de clădiri

Schémas hybrides de production et distribution d'énergie thermique pour bâtiments

Autor: Ing. Untea George Adrian

COMISIA DE DOCTORAT

Președinte	Prof. Dr. Ing. Gheorghe POPESCU	de la	Universitatea Politehnica București
Conducător de doctorat - 1	Prof. Dr. Ing. Alexandru DOBROVICESCU	de la	Universitatea Politehnica București
Conducător de doctorat - 2	Maître de conférence HDR Lavinia GROSU	de la	Université Paris Ouest
Referent	Professeur des Universités Diogo QUEIROS CONDÉ	de la	Université Paris Ouest
Referent	Conf. Dr. Ing. Anica ILIE	de la	Universitatea Tehnică de Construcții București
Referent	Prof. Dr. Ing. Liviu DRUGHEAN	de la	Universitatea Tehnică de Construcții București
Referent	Prof. Dr. Ing. Emilia – Cerna MLADIN	de la	Universitatea Politehnica București

București decembrie 2013

Pentru fiul meu Costin și soția mea Arabela

Mulțumiri

Această teză este rodul unei munci de 5 ani, a cărei elaborare nu ar fi fost posibilă fără sprijinul total și coordonarea profesorilor mei.

Îi mulțumesc în primul rând domnului profesor Alexandru Dobrovicescu, coordonatorul meu pentru modul în care m-a îndrumat și disponibilitatea totală pe care a avut-o pentru a mă spijini în creșterea profesională. Îi mulțumesc și pentru încrederea pe care mi-a acordat-o atunci când m-a acceptat ca doctorand al domniei sale și pentru faptul că în ultimii cinci ani mi-a acordat șansa să cresc, având alături un model uman și profesional.

Îi mulțumesc doamnei profesoare Lavinia Grosu, cea care m-a ghidat atât în timpul stagiului meu petrecut în Franța, dar și în restul timpului, urmărind cu atenție evoluția mea, încurajându-mă și îndrumându-mă pe calea urmată.

Nu în ultimul rând îi mulțumesc doamnei profesoare Emilia Cerna Mladin, pe care am cunoscut-o în timpul cursurilor de Master, în urmă cu opt ani și care întotdeauna m-a împins înainte spunându-mi că pot mai mult. Îi mulțumesc pentru sfaturile și pentru disponibilitatea pe care o are de a mă îndruma profesional.

Mulțumesc soției mele Arabela, cea care m-a încurajat să urmez studiile doctorale, și care împreună cu fiul meu Costin, m-au susținut necondiționat și cu multă dragoste în eforturile mele.

Mulțumesc părinților și socrilor mei pentru sprijinul și sfaturile părintești pe care mi le-au dat.

CUPRINS

LISTA DE NOTAȚII	5
INTRODUCERE	10
1 OBIECTIVELE TEZEI DE DOCTORAT	10
2 STRUCTURA TEZEI DE DOCTORAT	10
CAPITOLUL 1 INTRODUCERE – STUDIU ASUPRA TEHNOLOGIILOR DE PRODUCERE A UTILITĂȚILOR NECESARE ASIGURĂRII CONFORTULUI ÎN CLĂDIRI	12
1.1. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRII	14
1.1.1. Centrale pe bază de turbine cu abur și gaz	15
1.1.1.1. Centrale cu turbine cu abur	15
1.1.1.2. Centrale pe bază de turbină cu gaz	17
1.1.1.3. Rezultate ale studiilor energetice și exergetice asupra centralelor cu turbină cu abur și gaz	23
1.1.2. Centrale pe bază de motoare termice	25
1.1.3. Pompe de căldură	30
1.1.3.1. Pompe de căldură cu comprimare mecanică	31
1.1.3.2. Sisteme frigorifice triterme	33
1.2. CONCLUZII ALE STUDIULUI BIBLIOGRAFIC	37
CAPITOL 2. UTILIZAREA CONCEPTULUI DE EXERGIE ÎN PRECIZAREA EFICIENȚEI UNUI SISTEM DE ALIMENTARE CU ENERGIE TERMICĂ ȘI ELECTRICĂ A UNUI SPAȚIU DE LOCUIT	39
2.1. FORME ORDONATE ȘI DEZORDONATE DE ENERGIE	39
2.2. EXERGIA TERMO-MECANICĂ A UNEI MASE DE CONTROL	39
2.3. EXERGIA TERMO-MECANICĂ A UNUI VOLUM DE CONTROL	41
2.4. EXERGIA CĂLDURII	42
2.5. EXERGIA CHIMICĂ A COMBUSTIBILILOR	43
2.5.1. Entalpia de formare	44
2.5.2. Entropia absolută	44
2.5.3. Funcția Gibbs de formare	45
2.5.4. Lucrul maxim al unei reacții chimice	45
2.5.5. Exergia chimică a unui combustibil	46
2.6. STABILIREA COEFICIENTULUI DE PERFORMANȚĂ AL UNUI ANSAMBLU INTEGRAT : SISTEM DE PRODUCERE A ENERGIEI – UTILIZATOR	47

CAPITOLUL 3 STUDIUL ENERGETIC ȘI EXERGETIC AL MAȘINII FRIGORIFICE CU ABSORBȚIE	50
3.1. PREZENTAREA INSTALAȚIEI	50
3.1.1. Stadiul actual al cercetării	50
3.1.2. Descrierea funcționării	53
3.2. CALCULUL TERMIC AL INSTALAȚIEI CU ABSORBȚIE	55
3.2.1. Calculul energetic	55
3.2.1.1. Stabilirea temperaturilor ciclului	55
3.2.1.2. Stabilirea presiunilor ciclului	56
3.2.1.3. Stabilirea concentrațiilor ciclului	56
3.2.1.4. Stabilirea punctelor caracteristice ale ciclului	56
3.2.1.5. Stabilirea sarcinilor termice, bilanțul masic, bilanțurile energetice și coeficientul de performanță	57
3.2.2. Calculul exergetic	58
3.2.2.1. Calculul exergetic al sistemului de absorbție și al componentelor Sale	58
3.2.2.2. Calculul exergetic detaliat al absorbitorului	61
3.3. STUDIU DE CAZ, CALCULUL NECESARULUI DE FRIG	62
3.3.1. Elemente de alcătuire arhitecturală	62
3.3.2. Calculul termotehnic al clădirii	64
3.3.2.1. Caracteristicile termotehnice ale clădirii	64
3.3.2.2. Caracteristicile geometrice ale clădirii	68
3.3.2.3. Rezultatele calculului termotehnic al anvelopei	68
3.3.3. Calculul necesarului de frig	69
3.4. REZULTATELE SIMULĂRII FUNCȚIONĂRII MAȘINII FRIGORIFICE CU ABSORBȚIE ÎN DIFERITE REGIMURI DE FUNCȚIONARE	70
3.4.1. Mașina simplă cu absorbție	71
3.4.2. Studiul MFA cu absorbție într-o treaptă îmbunătățită cu schimbător recuperator	74
3.4.2.1. Analiza funcționării cu variația $t_{Ab,Cd}$	74
3.4.2.2. Analiza funcționării absorbitorului	78
3.4.2.3. Analiza funcționării cu variația t_G	80
3.4.3. Studiul MFA cu absorbție într-o treaptă îmbunătățită cu schimbător recuperator și cu recircularea unei fracțiuni de debit la absorbitor	82
3.5. CONCLUZIILE STUDIULUI MAȘINII FRIGORIFICE CU ABSORBȚIE	85
CAPITOL 4 STUDIUL ENERGETIC ȘI EXERGETIC AL MAȘINII FRIGORIFICE CU EJECTIE	87
4.1 PREZENTAREA INSTALAȚIEI	87
4.1.1. Stadiul actual al cercetării	87
4.1.2. Descrierea funcționării	89
4.2. CALCULUL TERMIC AL INSTALAȚIEI CU EJECTIE	92
4.2.1. Calculul energetic	92
4.2.1.1. Stabilirea temperaturilor ciclului	92

4.2.1.2. Stabilirea presiunilor ciclului	92
4.2.1.3. Stabilirea punctelor caracteristice ale ciclului teoretic	93
4.2.1.4. Stabilirea sarcinilor termice, bilanțul masic, bilanțurile energetice și coeficientul de performanță	94
4.2.1.5. Calculul energetic al procesului real din MFE	94
4.2.2. Calculul exergetic	98
4.3. REZULTATELE SIMULĂRII FUNCȚIONĂRII MAȘINII FRIGORIFICE CU EJECTIE	100
4.3.1. Stabilirea agentului de lucru	100
4.3.2. Validarea modelului matematic	101
4.3.3. Analiza funcționării MFE cu variația t_G , t_{Cd} , t_{Ev}	102
4.4. CONCLUZII	107
CAPITOL 5 ANALIZA ENERGETICĂ ȘI EXERGETICĂ A UNEI CENTRALE DE COGENERARE ȘI A SISTEMULUI AFERENT DE DISTRIBUȚIE A ENERGIEI TERMICE - STUDIU DE CAZ	108
5.1 PREZENTAREA INSTALAȚIEI	108
5.1.1. Sistemul de termoficare	108
5.1.2. Centrala de producere a energiei electrice și termice	109
5.2.BILANȚ ENERGETIC	110
5.3.ANALIZA EXERGETICĂ	111
5.3.1. Stabilirea potențialului exergetic al combustibilului	111
5.3.1.1. Exergia chimică a unei hidrocarburi de tipul C_aH_b	112
5.3.1.2. Exergia chimică a combustibilului	113
5.3.2. Bilanțul exergetic al centralei de cogenerare	116
5.3.3. Bilanțul exergetic al sistemului combinat producător – consumator	118
5.4. CONCLUZII	118
CAPITOL 6 STUDIUL EXERGETIC AL ANSAMBLULUI FORMAT DIN MOTOR – MAȘINĂ FRIGORIFICĂ TRITERMĂ	120
6.1. PREZENTAREA INSTALAȚIEI	120
6.2. CALCULUL TERMIC - STABILIREA CANTITĂȚII DE CĂLDURĂ CE POATE FI RECUPERATĂ DE LA GAZELE DE ARDERE	121
6.3. CALCULUL EXERGETIC AL TRANSFERULUI DE CĂLDURĂ DE LA SURSE LA AGENTUL FRIGORIFIC ÎN GENERATORUL MAȘINII FRIGORIFICE	124
6.3.1. Relații de calcul: combustibil, produs, randament	124
6.3.2. Rezultatele calculului exergetic al transferului de căldură la agentul frigorific în generatorul MFA, pentru o încărcare de 100% a motorului	126
6.3.3. Rezultatele calculului exergetic al transferului de căldură la agentul frigorific în generatorul MFE, pentru o încărcare de 100% a motorului	128
6.3.4. Comparație între rezultatele înregistrate în cazul celor două mașini frigorifice	130

6.4. PERFORMANȚELE EXERGETICE ALE ANSAMBLULUI INTEGRAT MOTOR – BOILER – MAȘINĂ FRIGORIFICĂ TRITERMĂ	131
6.4.1. Performanțele cuplajului căldură motor – mașină frigorifică tritermă	132
6.4.2. Performanțele producerii în cogenerare a electricității și a efectului frigorific	135
6.4.3. Performanțele producerii în trigenerare a electricității, efectului frigorific și apei calde de consum	138
6.5. CONCLUZII	141
CONCLUZII	143
C.1. CONCLUZII GENERALE	143
C.2. CONTRIBUȚII ORIGINALE	144
C.3. PERSPECTIVE DE DEZVOLTARE ULTERIOARĂ	145
BIBLIOGRAFIE	146

LISTA DE NOTAȚII

A	exergie stare de referință	[W]
a	factor recirculație	[-]
a_t	consum specific de abur viu	[-]
C_b	exergie combustibil	[W]
COP	coeficient de performanță	[-]
c_p	căldura specifică izobară	[kJkg ⁻¹ K ⁻¹]
c_v	căldura specifică izocoră	[kJkg ⁻¹ K ⁻¹]
E	energie	[Wh]
EES	Engineering Equation Solver	
\dot{E}_x	flux exergetic	[W]
E_x	exergie	[Wh]
e_x	exergie specifică	[Jkg ⁻¹]
f	factorul de circulație	[-]
g	acelerație gravitațională	[ms ⁻²]
\bar{g}	funcție Gibbs de formare	[kJkg ⁻¹]
h	entalpie	[Jkg ⁻¹]
I	distrugere de exergie, ireversibilitate	[W]
Ir	exergia relativă la potențialul combustibilului	[%]
L	lucru mecanic	[J]
m	masa	[kg]
\dot{m}	debit masic	[kgs ⁻¹]
\dot{m}_0	debit masic agent frigorific	[kgs ⁻¹]
MFA	mașină frigorifică cu absorbție	
MFE	mașină frigorifică cu ejecție	
n	număr moli	[-]
p	presiune	[bar]
p_v	presiune parțială vapori de apă	[bar]
P_i	pierdere	[W]
p_{mi}	punct mort interior	
p_{me}	punct mort exterior	
\dot{Q}	putere termică	[W]
Q	căldură	[Wh]
q	căldură specifică	[Jkg ⁻¹]
\dot{Q}_{ga}	flux căldură gaze ardere	[W]
R	constanta universală a gazelor	[m ³ PaK ⁻¹ kmol ⁻¹]
s	entropie specifică	[Jkg ⁻¹ K ⁻¹]
t	temperatură	[°C]
t_{ic}	temperatură internă de calcul	[°C]
T	temperatură	[K]
T_m	temperatură medie logaritmică	[K]
Th	Thermoptim	
TTH	Turbo TH	
U	energie internă	[Wh]
U_{bat}	coeficient transfer termic element anvelopă	[Wm ⁻² K ⁻¹]

Scheme hibride de alimentare cu căldură a unor ansambluri de clădiri

u	coeficientul de ejecție	[-]
V	volum	[m ³]
\dot{V}_{Ngaz}	debit gaz natural	[m ³ h ⁻¹]
V_s	cilindree motor	[dm ³]
w	viteză	[ms ⁻¹]
\dot{W}	putere electrică	[W]
W	energie electrică	[Wh]
\dot{W}	putere consumată de pompă	[W]
x	participația molară	[-]
z	înălțime	[m]

CARACTERE GRECEȘTI

α_e	coeficient transfer convectiv mediu interior	$[\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}]$
α_i	coeficient transfer convectiv mediu exterior	$[\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}]$
ξ_0	concentrație agent frigorific	[-]
ξ_M	concentrație soluție bogată în sare	[-]
ξ_m	concentrație soluție săracă în sare	[-]
η	randament	[-]
λ_{mc}	coeficient transfer conductiv	$[\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}]$
μ	eficiență specifică pompă căldură	[-]
ν	număr moli	[-]
ρ_a	gradul de baleiere	[-]
τ	țimp	[sec]
φ_1	coeficient de reducere datorat formei ajutorului	[-]
φ_2	coeficient de reducere datorat șocului	[-]
φ_3	coeficient de reducere datorat frecărilor	[-]
φ_4	coeficient de reducere în difuzor	[-]
φ_{ab}	coeficient de ponderare a lucrului mecanic cu variația energiei interne în procesul de evacuare	[-]
φ_e	coeficient de ponderare a lucrului mecanic cu variația energiei interne în procesele de admisie și baleiaj	[-]
$\psi_{Q_{ga}}$	rată căldură disponibilă în gazele de ardere	[-]

INDICI INFERIORI

0	mediu ambiant
a	admisie
ar	ardere
Ab	absorbitor
Abe	ieșire apă răcire absorbitor
Abi	intrare apă răcire absorbitor
ACC	apă caldă de consum
am	amestec
Ar	apă răcită
b	baleiaj
batref	clădire de referință
ca	cald
c	comprimare
C	sistem combinat
CA	cameră de amestec
CC	centrală cogenerare
Cd	condensator
Cde	ieșire apă răcire condensator
Cdi	intrare apă răcire condensator
cog	cogenerare
comp	component
C-ut	centrală - utilizator

e	evacuare
ega	ieșire gaze ardere
d	destindere
dir	direct
Ej	ejector
en	energetic
Ev	evaporator
Eve	intrare apă răcită evaporator
Evi	ieșire apă răcită evaporator
ex	exergetic
f	final proces
g	generată
G	generator
ga	gaze ardere
Ge	intrare sursă caldă generator
Gi	ieșire sursă caldă generator
i	început proces
iga	intrare gaze ardere
int	intermediar
IF	instalație frigorifică
Inv	inversat
înc	încălzire
k	cinetică
K	compresor
LiBr	bromură litiu
M	motor
MF	mașină frigorifică
mc	masă control
p	potențială
P	produs
PC	pompă căldură
PT	punct termic
Q	căldură
r	rece
R	reactant
RC	schimbător recuperator
rec	recirculație
ref	referință
s	supraalimentare
sapa	saturație apă
sat	saturație
sep	separat
sr	subrăcire
tot	total
t	turbină
ut	utilizator
vc	volum control

INDICI SUPERIORI

0	mediu ambiant
CH	chimică
ex	exces
P	produs
R	reactanți
TM	termo-mecanic
TOT	total
ut	utilizator

INTRODUCERE

Dezvoltarea științifică actuală permite asigurarea confortului în clădiri printr-o multitudine de tehnologii. O utilizare rațională a resurselor de energie are un efect benefic asupra economiei și a protejării mediului și presupune efectuarea unei analize care să traseze liniile directe în privința eficientizării sistemelor de producere și distribuție a utilităților. În vederea realizării acestui deziderat sunt necesare studii ale echipamentelor și transformărilor ce au loc pentru a transfera energia înglobată de combustibil în produs. Pentru o analiză coerentă este necesară utilizarea unui instrument care să poată aduce la un numitor comun diferitele tipuri de energie vehiculate în sistem: chimică, electrică, termică. Analiza exergetică este singura metodă prin care se poate realiza acest scop, deoarece conceptul exergetic ține cont atât de cantitatea cât și de calitatea formelor de energie implicate, asigurând relaționarea la parametrii mediului ambiant.

1 OBIECTIVELE TEZEI DE DOCTORAT

În prezenta teză se studiază posibilitatea și metodele de optimizare a performanței de producere a utilităților către un consumator din sectorul terțiar. În acest scop s-au definit următoarele obiective:

- conceperea unei scheme de producere a utilităților: electricitate, frig, apă caldă.
- studiul mașinilor frigorifice cu absorbție și eiecție, simularea funcționării lor cu ajutorul softurilor Thermoptim și Engineering Equation Solver precum și influența diferiților parametri funcționali;
- calculul pierderilor și al distrugerilor ce apar în mașinile frigorifice cu absorbție și eiecție, precum și identificarea soluțiilor de diminuare a acestora;
- stabilirea unui regim optim de funcționare al mașinilor frigorifice cu absorbție și eiecție;
- studiul de caz pe baza principiilor analizei exergetice, asupra unei centrale de producere în cogenerare a energiei electrice și termice, din Municipiul București
- integrarea mașinii frigorifice într-o schemă în care căldura să fie asigurată în principal de la gazele de ardere ale unui motor, în vederea studierii posibilității de generare simultană de: electricitate, apă caldă și căldură/frig.
- alegerea configurației optime din punct de vedere energetic și exergetic a sistemului de trigenerare.

2 STRUCTURA TEZEI DE DOCTORAT

În această teză de doctorat sunt utilizate analiza energetică și exergetică pentru studierea unui ansamblu de producere a utilităților prin trigenerare. În acest scop primul capitol se constituie într-un studiu al literaturii științifice în domeniu.

În cel de al doilea capitol sunt prezentate noțiunile și relațiile exergetice ce stau la baza analizei sistemelor termodinamice.

Capitolul 3 are două componente. În prima parte este efectuat un studiu de caz asupra a două corpuri de clădire ce fac parte din complexul IUT Ville d'Avray, al căror proprietar este Universite Paris X. În urma calculului de pierderi și aporturi termice, efectuat prin intermediul programului Turbo TH, se stabilește necesarul de frig pentru climatizarea unui corp de clădire. Acest necesar se constituie în sarcina termică a evaporatorului mașinii frigorifice. Pornind de la necesarul de frig se creează modelul termodinamic al mașinii frigorifice cu

absorbție cu soluție de bromură de litiu. Modelul matematic este implementat în programele ThermoOptim și Engineering Equation Solver, rezultând în urma simulării diferențe minime între cele două rezultate. Utilizând cel de al doilea Principiu al Termodinamicii se constată distrugerii mari de exergie la nivelul absorbitorului și generatorului de vapori, ca urmare a diferențelor mari de temperatură dintre curenți, impunându-se necesitatea introducerii unui schimbător de căldură recuperator. Asupra mașinii frigorifice îmbunătățite se efectuează mai multe studii parametrice prin care sunt variate cele trei regimuri de temperatură caracteristice. Același studiu parametric se face asupra unei a treia variante a mașinii, la absorbitorul căreia este recirculată o fracție din debit, obținându-se reducerea ireversibilităților la absorbitor și îmbunătățirea performanței totale.

În capitolul 4, este studiată o modalitate alternativă de producere a frigului, prin intermediul mașinii frigorifice cu eiecție. În acest scop este realizat modelul matematic și implementat în programul EES. Prima parte a studiului se concentrează asupra stabilirii agentului de lucru optim, apa rezultând ca fiind cea mai indicată având în vedere parametrii de funcționare. În cea de a doua parte este efectuat un studiu parametric, în care sunt evidențiate principalele componente responsabile de introducerea ireversibilităților și totodată este stabilit un regim optim de funcționare.

În capitolul 5 este prezentat un studiu de caz ce analizează eficiența producerii în cogenerare a energiei electrice și termice în CET Vest Energo, Municipiul București, evaluând totodată performanțele sistemului combinat producător-consumator. Studiul a fost realizat pe baza parametrilor medii înregistrați în sezonul de încălzire 2011-2012. S-a utilizat analiza energetică și exergetică, pornindu-se de la caculul exergiei chimice a combustibilului. S-au pus în evidență importanța cogenerării și capacitatea analizei exergetice de a identifica procesele unde apar distrugerii, fapt insesizabil de bilanțul energetic.

În capitolul 7 se realizează integrarea rezultatelor obținute în capitolele precedente, prin studiul ansamblului format din motor – mașină frigorifică. În acest scop sunt analizate două variante: cu mașina cu absorbție sau cu eiecție. În vederea asigurării sarcinii la nivelul generatorului, este prevăzută o sursă suplimentară reprezentată de un boiler, fiind de asemenea efectuat un calcul prin care este determinat potențialul exergetic al gazului natural. Studiile parametrice sunt efectuate pentru diferite regimuri de încărcare ale motorului și diferite temperaturi ce trebuie asigurate la nivelul generatorului. De asemenea sunt prevăzute mai multe scheme de funcționare ce presupun furnizarea unei utilități, două sau funcționarea în regim de trigenerare, fiind calculată eficiența pentru fiecare.

Concluzia principală a studiului evidențiază importanța trigenerării și performanța superioară a schemei ce utilizează mașina frigorifică cu absorbție.

CAPITOLUL 1

INTRODUCERE – STUDIU ASUPRA TEHNOLOGIILOR DE PRODUCERE A UTILITĂȚILOR NECESARE ASIGURĂRII CONFORTULUI ÎN CLĂDIRI

Unul dintre scopurile principale ale dezvoltării actualei societății constă în asigurarea și creșterea gradului de confort. Această dorință ancestrală a umanității intră în contextul creșterii populației și prin utilizarea intensivă a resurselor planetei în contradicție cu conceptul de dezvoltare durabilă, ce presupune asigurarea dezvoltării economice fără epuizarea resurselor, respectiv o utilizare rațională a energiei.

O componentă importantă a noțiunii de confort o constituie asigurarea unui climat plăcut în clădirile de locuit, însemnând furnizarea de utilități: electricitate, căldură pe timpul iernii, respectiv frig și apă caldă pe timpul verii. În economia Europei, clădirile sunt cele mai mari consumatoare de energie. Conform unui studiu realizat de „Buildings Performance Institute Europe”, la nivelul Uniunii Europene, în clădiri se consumă 40% din resursele energetice și se produc 40% din emisiile de CO₂.

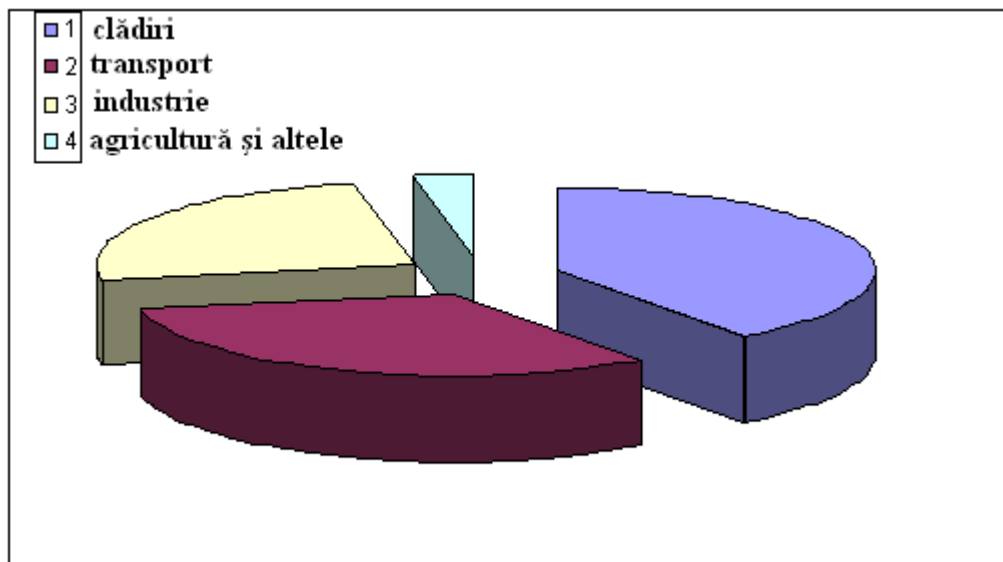


Fig. 1.1 Distribuția consumurilor de energie în Europa [1]

În funcție de poziția ocupată de temperatura căldurii furnizate în raport cu temperatura de confort a clădirii, se poate produce încălzire sau frig. Fiecare utilitate înseamnă o altă formă de energie, energia fiind un concept fundamental al termodinamicii. Primul principiu al termodinamicii stipulează faptul că energia se conservă și că ea nu poate fi consumată. Acest prim principiu nu ne dă însă indicii legate de utilizarea adecvată sau nu a resurselor [2]. Primul principiu al termodinamicii nu face diferența între diferitele forme de energie, așadar din punctul de vedere al primului principiu nu se poate distinge calitatea energiei.

Cel de al doilea principiu al termodinamicii indică faptul că procesele decurg în mod natural într-un singur sens către starea de echilibru a sistemului analizat cu mediul înconjurător. Cel de al doilea principiu introduce noțiunea de exergie însemnând “lucrul mecanic maxim ce poate fi obținut teoretic prin aducerea la echilibru a sistemului cu mediul ambiant.”[3]. Dacă energia se conservă, cu exergia nu se întâmplă acest lucru, ea se consumă.

Scopul este minimizarea pe cât posibil a distrugerilor de exergie și obținerea de efect util maxim.

Prin utilizarea primului principiu al termodinamicii se face o analiză cantitativă, în timp ce prin cel de al doilea principiu, energia capătă și o dimensiune calitativă. Astfel apare noțiunea de ‘energie ordonată’ sau ‘energie nobilă’ ce poate fi transformată integral în orice formă de energie. Din această categorie se pot enumera: lucrul mecanic (energie de transfer) și energia electrică, cinetică, potențială, magnetică (energie de acumulare). Aceste energii sunt caracterizate prin cea mai mare valoare de utilizare.

Energiile dezordonate se transformă doar parțial într-o formă de energie ordonată. Din această categorie fac parte: căldura (energie de transfer) și energia internă, entalpia (energie de acumulare).

Ținând cont de această clasificare a formelor de energie în funcție de calitate, exergia reprezintă cantitatea de energie ordonată care poate fi obținută dintr-o energie dezordonată [4].

Deși în lumea științifică este o certitudine că primul principiu al termodinamicii are mai multe neajunsuri în privința stabilirii coeficienților de performanță ai unui sistem, până în prezent este unicul instrument de stabilire a acestor coeficienți utilizat în practică. O analiză exergetică a sistemelor de producere a căldurii/frigului este utilă pentru stabilirea pierderilor și a performanțelor unui sistem complex ce cuprinde întregul lanț de la producătorul de utilități până la consumator.

Introducerea conceptului de exergie în strategia și în practica energetică reprezintă o provocare majoră. Elveția, prin cantonul Geneva este o deschizătoare de drumuri în privința utilizării practice a noțiunii de exergie. Astfel în anul 2001, în noua legislație referitoare la atribuirea autorizației de construcție pentru clădiri noi sau reabilitate s-a introdus necesitatea calculului unui indicator exergetic [2]. Dezvoltatorii imobiliari au obligația de a prezenta și o abordare exergetică a proiectelor de dimensiune mare, care totalizează mai mult de 80% din consumul energetic. În scopul facilitării calculului exergetic, nefamiliar majorității inginerilor și arhitecților, profesorilor Favrat și Marechal [2] li s-a solicitat conceperea unui indicator, care să permită o abordare ușoară a aspectului exergetic al proiectului.

Conceptul exergetic înseamnă o definiție mai exactă a eficienței conversiei energiei între sursă și produsul dorit: căldură – electricitate, căldură – frig - electricitate. Valorile acestor eficiențe sunt întotdeauna sub 100% și ele dau indicații asupra calității diverselor tehnologii, precum și a modului lor de cuplare de la sursă la consumator.

În vederea unei mai bune analize sistemul complex producător-consumator de energie trebuie descompus în subsisteme [4,5], numerotate în ordine crescătoare pornind de la sursă către consumator, conform figurii 1.2.

Subsistemul I: se referă la centrala electrică, fără cogenerare. Acest subsistem este amplasat de obicei în afara orașului, producția electricității putând fi realizată în: centrale nucleare, hidrocentrale, termocentrale cu ciclu combinat fără cogenerare pe bază de cărbune, gaz natural, deșeuri etc., motoare termice sau surse alternative. Electricitatea produsă și distribuită prin rețea poate interveni la nivelul consumatorului final sau la unul din subsistemele producătoare de utilități.

Subsistemul II: se referă la o centrală districtuală de încălzire și/sau răcire ce poate funcționa în cogenerare (ciclu combinat gaz-vapori, turbină pe gaze, motor). Tot în acest subsistem sunt incluse boilere pentru sarcina de vârf și poate fi dotată suplimentar cu pompă de căldură. Pentru producția de frig se pot utiliza chillere acționate electric sau mașini frigorifice triterme (absorbție, ejecție) utilizând drept combustibil căldura reziduală a sistemului de cogenerare. De fapt prin producerea celor trei utilități, în varianta mașinilor frigorifice triterme, putem vorbi de trigenerare.

Subsistemul III: se referă la o centrală/punct termic ce poate deservi o clădire sau un grup de clădiri. În acest subsistem se pot produce aceleași utilități ca și în cazul subsistemului superior, doar că în echipamente de capacități mai reduse. La acest nivel nu este obligatoriu să se producă ceva, subsistemul III putând desemna un punct de transformare a utilităților de la parametri ridicați produși în subsistemul II, la un nivel inferior, necesar consumatorului final. În cazul sistemelor districtuale de distribuție a energiei termice, acest nivel este desemnat de punctul termic, unde are loc conversia energiei termice primare în energie termică secundară, de parametri scăzuți, precum și prepararea apei calde de consum în schimbătoare de căldură. Așadar subsistemul III poate fi echipat cu: schimbătoare de căldură pentru încălzire, apă caldă sau frig, boiler pe bază de combustibil, pompă de căldură sau chiller, unitate de cogenerare sau o combinație a celor de mai sus.

Subsistemul IV: desemnează punctul de consum. Aici este finalul lanțului de transformări pe care îl suportă diferitele forme de energie, până la stadiul de produs. Din punct de vedere tehnologic, acest subsistem poate desemna: convectorul din cameră, aparatul de aer condiționat sau radiatorul electric.

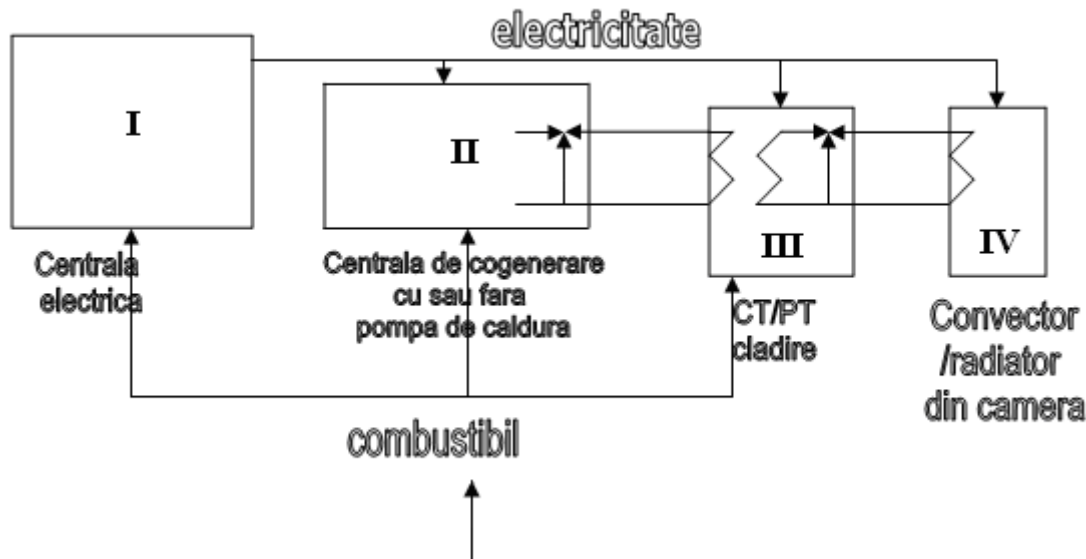


Fig.1.2. Descompunerea sistemului combinat producător-consumator

După cum se poate observa din figura 1.2, precum și din descrierea de mai sus a subsistemelor, este imposibil de evaluat corect performanța, din punctul de vedere al utilizării potențialului pe care îl înglobează diferitele forme de energie prezentate, dacă ne-am rezuma la o analiză cantitativă. În acest sens, singura analiză care poate indica cât de bine au fost utilizate resursele în vederea obținerii unui produs, precum și locul unde este util să se intervină în scopul îmbunătățirii performanțelor, prin minimizarea distrugerii potențialului, este analiza exergetică.

În continuarea capitolului se trece la o prezentare a diferitelor tipuri de tehnologii existente, precum și a rezultatelor înregistrate în diferite lucrări de specialitate.

1.1. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRII

Sistemele de cogenerare în prezent sunt o tehnologie matură și sigură, prima centrală comercială în cogenerare fiind pusă în funcțiune în SUA, în anul 1882 de către Thomas Edison. Cogenerarea reprezintă producerea simultană de energie electrică și termică, prin transformarea energiei înglobate într-un combustibil primar, care poate fi: cărbune, petrol, gaz natural, biomasă sau energie solară. Așadar dintr-un combustibil primar se obține un

„combustibil secundar” [5], spre exemplu electricitate, mult mai valoros, al cărui cost per kilowatt oră, este de cel puțin 3-4 ori mai scump decât combustibilul primar fosil.

Tabelul 1.1. Importanța cogenerării – Date preluate din volumul EXERGY: Energy, Environment and Sustainable Development [6]

Modalități de producere a energiei electrice	Eficiență energetică (%)		Eficiență exergetică (%)		Raportul eficiențelor	
	η_{sep}	η_{cog}	η_{exsep}	η_{exco}	η_{cog} / η_{sep}	$\eta_{excog} / \eta_{exsep}$
1. producere de electricitate și încălzire pe combustibil fosil	66,2	92,0	30,9	43,0	1,39	1,39
2. producere nucleară de electricitate și încălzire pe combustibil fosil	70,0	92,0	27,9	36,9	1,32	1,32
3. producere de electricitate pe bază de combustibil fosil și încălzire electrică	35,5	92,0	16,6	43,0	2,59	2,59

Centralele de cogenerare se pot împărți după două criterii: cel al tehnologiei folosite și cel al capacității de producție.

Din punctul de vedere al primului criteriu deosebim următoarele tehnologii:

- turbine cu abur, în care sistemul de încălzire reprezintă condensatorul aburului
- turbine pe gaz
- ciclul combinat de producere gaz-abur
- motoare pe gaz
- centrale nucleare
- motoare Stirling

Din punctul de vedere al capacităților, centralele de cogenerare se împart în patru categorii [6]:

- microcogenerare, sub 20 kW;
- centrale de cogenerare de capacitate mică, între 20kW – 1 MW;
- centrale de cogenerare de capacitate medie, între 1 MW – 10 MW;
- centrale de cogenerare de capacitate mare, peste 10 MW.

1.1.1. Centrale pe bază de turbine cu abur și gaz

1.1.1.1. Centrale cu turbine cu abur

Centrala de cogenerare cu turbină cu abur este una dintre tehnologiile clasice utilizate în domeniu, funcționând după un ciclu Rankine. În funcție de presiunea la care este eliberat aburul din turbină, se împart în: turbine cu contrapresiune și turbine cu condensatie.

Turbinele cu contrapresiune funcționează cu o presiune de evacuare egală cu cea atmosferică sau deasupra, acest lucru depinzând de necesarul termic și se pretează aplicațiilor ce solicită furnizarea de abur la anumite presiuni intermediare. Turbinele cu condensatie utilizează o presiune de evacuare sub cea atmosferică și au avantajul de a putea modifica independent sarcina electrică de cea termică. În cazul acestor turbine, sarcina termică se poate realiza prin extragerea de abur în una sau mai multe trepte, la parametrii de presiune și temperatură doriți.

Dintre avantajele acestei tehnologii trebuie menționate: durata de viață foarte mare, siguranța în exploatare, fiind o tehnologie ajunsă la maturitate, precum și posibilitatea de a funcționa cu orice tip de combustibil, în funcție de boilerul ales.

Deficiențele acestei tehnologii constau în eficiența electrică scăzută, timpi de repornire mari și performanțe scăzute în cazul sarcinilor parțiale.

Trebuie menționat că aceste centrale se pretează capacităților medii și mari [7].

În vederea producerii combinate de electricitate și căldură, aburul la o presiune scăzută este extras din turbină în vederea introducerii în sistemul de termoficare, sau în schimbătoare de căldură unde este preparată apa fierbinte.

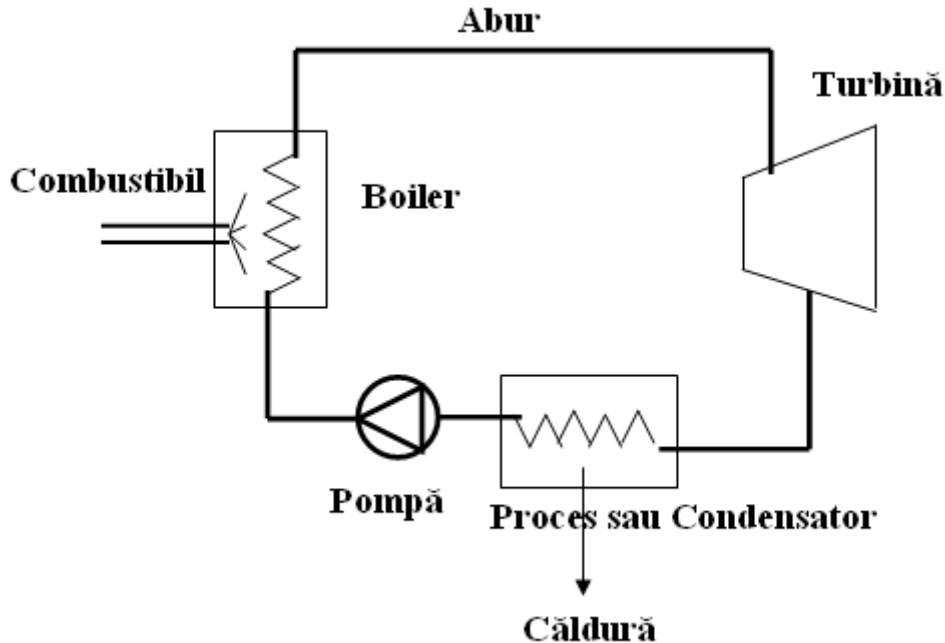


Fig. 1.3. Schema simplificată a unei centrale cu abur

Eficiența energetică a unui sistem de cogenerare, ce utilizează această tehnologie este de aproximativ 79%.

Din punctul de vedere al eficienței exergetice, randamentul este mai scăzut. Astfel dacă în cazul abordării conform primului principiu, pierderile termice prin mantaua turbinei pot fi ignorate, distrugerile de exergie ca urmare a generării de entropie în urma destinderii, introduc cele mai mari ireversibilități [3]. Această ireversibilitate, precum și cea care apare în pompă sunt legate de fluidul de lucru și de ciclul termodinamic pe care acesta îl parcurge.

Principalele distrugerii sunt legate de arderea combustibililor și de transferul exergiei gazelor de ardere ce au temperaturi mari către fluidul de lucru. Aceste ireversibilități sunt așadar externe ciclului Rankine și au o influență majoră asupra performanței exergetice a sistemului. Astfel conform Moran și Shapiro [3], 60% din exergia combustibilului este distrusă în boiler prin procesele de combustie și tranfer termic către agentul de lucru.

În anul 2005, Rosen et al.[5] au prezentat un studiu de caz asupra unei centrale de cogenerare din Canada ce utilizează tehnologia turbinelor cu abur și produce 230 MW energie termică. Studiul se concentrează asupra utilității creșterii sarcinii termice cu 100 MW, necesari producerii de frig într-o instalație cu absorbție, în vederea înlocuirii a 15MW electrici consumați în instalația clasică cu chillere electrice. Concluziile au fost că sistemul de cogenerare are o eficiență exergetică de 37%, producția de frig are o eficiență exergetică de 36% în cazul chillerelor electrice, în timp ce în cazul utilizării mașinii cu absorbție variază în intervalul 23-30%. Sistemul de trigenerare are o eficiență totală de 35%.

1.1.1.2. Centrale pe bază de turbină cu gaze

Turbinele cu gaze funcționează după un ciclu Brayton, în care aerul atmosferic este comprimat, preîncălzit și apoi prin introducerea unui combustibil, are loc aprinderea și arderea. Lucrul mecanic este produs prin destinderea gazelor de ardere în turbină. Dacă operează după un ciclu simplu, această tehnologie este potrivită pentru producerea de electricitate, având avantajul dezvoltării unei puteri mari pentru dimensiuni relativ reduse. Dintre avantajele trebuie menționate: cost de investiție mic, instalare rapidă, timp de pornire rapizi, flexibilitate în privința combustibilului, precum și lipsa consumului de apă de răcire. O turbină pe gaz este fezabilă pentru o gamă largă de puteri variind în intervalul 50kW – 240MW. [8] Deși în trecut unul dintre principalele dezavantaje era legat de eficiența scăzută comparativ cu alte motoare cu combustie internă sau turbinele cu abur, cu timpul eficiența lor a crescut de la 18% cât înregistra primul sistem de acest tip instalat la Neuchatel în 1939, până la nivelul de 42%, pentru un ciclu simplu. Poullikkas [9] prezintă o listă a diferitelor turbine pe gaz existente în prezent și eficiența lor de producere a electricității. Se remarcă turbina LM500STIG realizată de General Electric cu o capacitate de 51,6 MW și o eficiență de 43,8%, precum și turbina Trent 50, realizată de Rolls-Royce ce are o eficiență de 42,2% pentru o producție de 51,9MW.

Printre măsurile luate în decursul timpului în vederea creșterii performanțelor menționăm: creșterea temperaturii de combustie, îmbunătățirea eficienței turbinei și compresorului, precum și introducerea de modificări în ciclul simplu. Exemple ale acestor tipuri de inovații care au sporit eficiența sunt: recuperarea căldurii din gazele de ardere și utilizarea lor într-un ciclu Rankine în vederea obținerii unei puteri suplimentare într-o turbină cu abur, ciclul STIG cu injecție de abur în camera de combustie etc. [10]. Din punctul de vedere al circuitului fluidului de lucru, această tehnologie se împarte în două: turbine cu ciclu deschis în care gazele sunt evacuate către atmosferă și cu ciclu închis în care gazele de ardere sunt răcite și reintroduse în compresor.

Centrala de cogenerare cu gaze cu ciclu deschis

Cele mai multe dintre sistemele de tip turbină cu gaze disponibile în prezent, în orice sector de aplicații, operează pe baza ciclului Brayton deschis (de asemenea, numit ciclul Joule atunci când ireversibilitățile sunt ignorate). Compresorul aspiră aer din atmosferă și îl transmite la presiune crescută la arzător. Unitățile mai vechi și mai mici funcționează la un raport de compresie, în intervalul de 15:1, în timp ce unitățile mai noi și mai mari funcționează la un raport ce apropie de 30:1.

Aerul comprimat se introduce în camera de combustie, care funcționează la presiune constantă, printr-un difuzor. Difuzorul reduce viteza aerului la valori acceptabile pentru arzător. Arderea are loc cu exces mare de aer. Gazele de evacuare părăsesc arzătorul la temperaturi înalte și cu concentrații de oxigen de până la 15-16%. Cea mai mare temperatură din ciclu apare în momentul evacuării, ea definind eficiența procesului. Limita superioară a acestei temperaturi este dată de rezistența palelor turbinei, cu tehnologia actuală fiind de aproximativ 1300° C. Gazele de ardere de înaltă presiune și temperatură intră în turbină unde prin destindere produc lucrul mecanic. Gazele de evacuare părăsesc turbina, la o temperatură considerabilă (450-600° C), ideal pentru a putea recupera acest potențial. Acest lucru este realizat de un cazan recuperator, care transformă potențialul gazelor de ardere în generarea de abur ce poate fi utilizat în termoficare sau în antrenarea unei alte turbine.

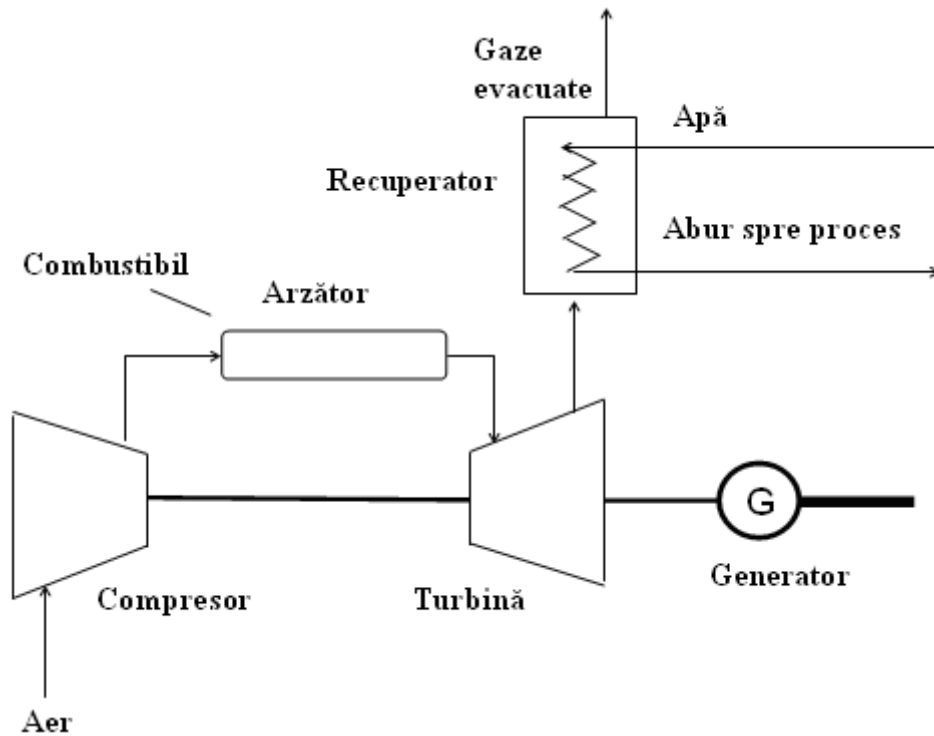


Fig. 1.4. Turbină cu gaze cu ciclul deschis

Centrala de cogenerare cu gaze cu ciclul închis

În acest sistem, fluidul de lucru (de obicei heliu sau aer) circulă într-un circuit închis. Acesta este încălzit într-un schimbător de căldură înainte de a intra în turbină. Potențialul termic rămas după producerea lucrului mecanic, este cedat printr-un schimbător de căldură.

Avantajele turbinelor pe gaze cu ciclul închis așa cum au fost enumerate de McDonald [11] constau în: domeniul larg de utilizare de la producția de electricitate până la sisteme de propulsie; adaptabilitate în privința surselor de căldură, datorită lipsei contactului direct între combustibil și turbină, nu mai este necesară presurizarea combustibilului; flexibilitate în privința alegerii fluidului de lucru în funcție de proprietățile termodinamice solicitate. Durata de viață a acestui tip de turbină este mai mare prin faptul că agentul de lucru nu intră în contact direct cu gazele de ardere și deci nu există depuneri ce pot coroda sau eroda. Un alt avantaj important constă în posibilitatea de a opera cu eficiențe crescute chiar și la sarcini parțiale datorită faptului că producția de electricitate poate fi redusă prin scăderea nivelului de presiune și nu doar prin scăderea temperaturii la intrarea în turbină.

Dezavantajele constau în:

- necesitatea introducerii în schemă a unui schimbător de căldură rezistent la temperaturi ridicate;
- componente mai scumpe concepute pentru a rezista la presiuni și temperaturi crescute;
- temperatura mai joasă la care poate ajunge agentul de lucru comparativ cu gazele de ardere care intră direct în turbină. Această limitare este introdusă de schimbătorul de căldură.

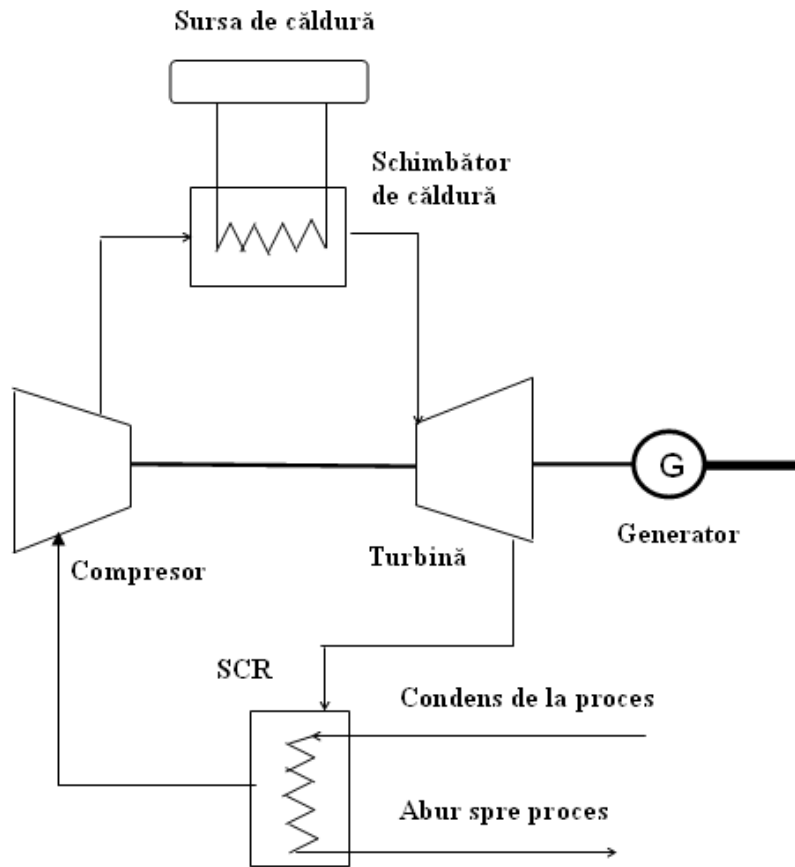


Fig. 1.5 Turbină cu gaze cu ciclu închis

În continuare se prezintă diferite cicluri moderne prin care eficiența turbinei cu gaz este sporită.

Ciclul cu recuperare gaz – gaz

În această variantă, eficiența este crescută prin preîncălzirea aerului comprimat pe baza căldurii recuperate de la gazele de ardere. Această modificare conduce la un randament de 39-43%, comparativ cu valorile de 25-40% înregistrate în varianta nemodificată a ciclului [12].

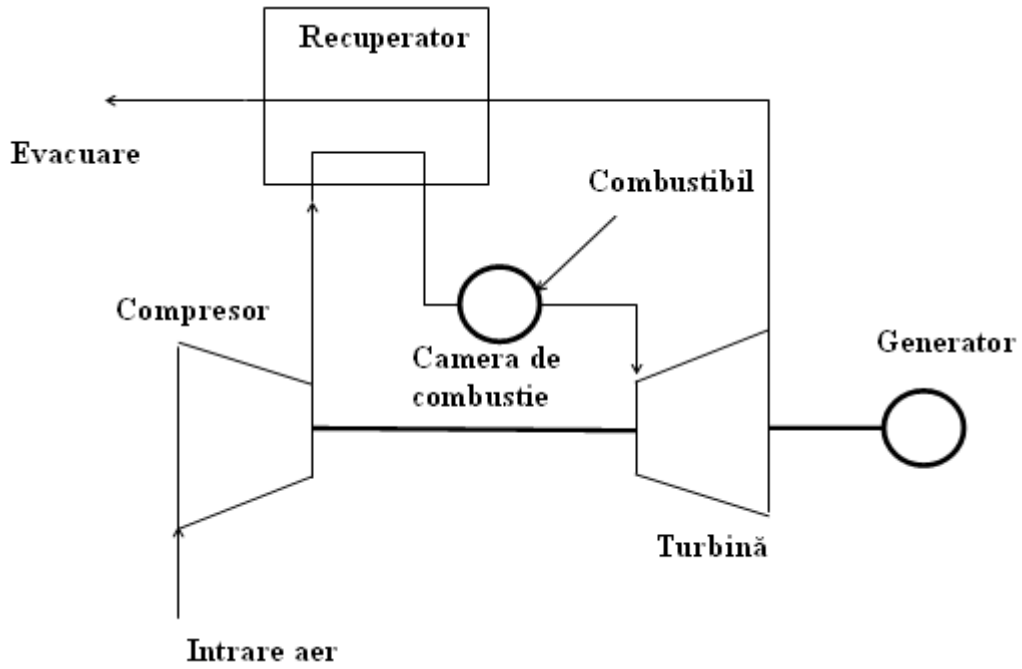


Fig. 1.6. Turbină cu recuperare gaz - gaz

Ciclul combinat Brayton-Rankine

În varianta clasică a ciclului Brayton, 30-40% din potențialul combustibilului este convertit în lucru mecanic, în vreme ce restul cu excepția a 1-2% este pierdut sub forma gazelor de ardere [9]. În vederea utilizării acestui potențial, căldura gazelor de ardere este recuperată și utilizată pentru producerea de abur, ce ulterior se destinde într-o turbină.

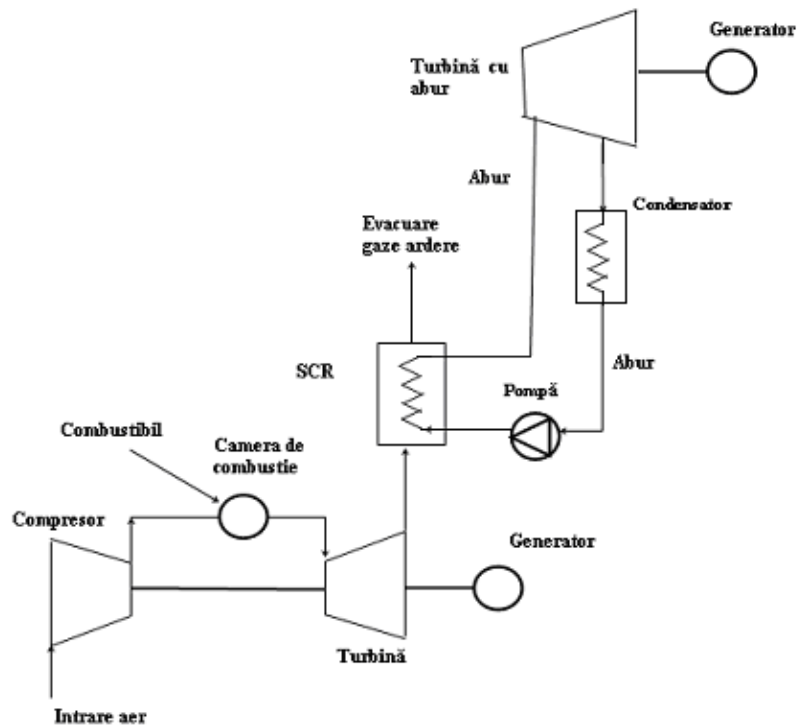


Fig. 1.6. Ciclul combinat Brayton- Rankine

Ciclurile combinate utilizate strict pentru producerea energiei electrice ating un randament de 50-58%, în timp ce utilizate în regim de cogenerare pot atinge din punct de vedere energetic randamente de până la 80%. Recuperarea căldurii se poate face în una până la trei trepte de presiune. În cazul recuperării într-o treaptă, aproximativ 30% din producția de electricitate este generată de ciclul Rankine. Introducerea unei a doua trepte sporește producția turbinei cu abur cu 10%, în timp ce a treia treaptă mai adaugă un surplus de 3% [13]. Dintre producătorii de turbine, Westinghouse a anunțat că prin utilizarea unui generator de aburi în trei trepte a obținut o eficiență a ciclului combinat pentru producerea doar a electricității de 58% [14] în timp ce General Electric anunță atingerea unei eficiențe de 60% [15]. Bandayapadhyay [16] consideră că o măsură de creștere a eficienței ciclului combinat constă în utilizarea de temperaturi mai ridicate.

Franco și Casarosa [17] au propus o metodă termoeconomică de optimizare a ciclurilor combinate, luând în calcul costul pierderilor de exergie. În urma calculului de optimizare a schimbătorului de căldură – generator de abur, s-a observat că temperatura gazelor evacuate din turbină este mai mare decât temperatura rezultată în urma calculului, ceea ce arată utilitatea introducerii unui regenerador. De asemenea rezultatele arată posibilitatea atingerii în această configurație a unei eficiențe energetice de 65-68%.

Ciclul combinat Brayton-Kalina

În această variantă, ciclul Rankine este înlocuit cu ciclul Kalina, care este cu 10-30% mai eficient [18]. Noutatea introdusă de acest ciclu constă în compoziția fluidului de lucru care este un amestec de amoniac și apă. Diferența majoră a ciclului Kalina față de ciclul Rankine constă în faptul că în ciclul Kalina aportul și cedarea de căldură au loc la diferite temperaturi, urmărind temperatura gazelor de ardere. Acest lucru este posibil deoarece lichidul este un amestec. În plus, temperaturile medii la care are loc aportul și cedarea de căldură sunt mai mari, ceea ce implică extragerea unei cantități mai mari de lucru. Elementele principale constau în: schimbător de căldură generator, turbină, sistem de distilare și condensare. Pentru a beneficia de avantajele ciclului, trebuie îndeplinite două condiții: amestecul ce preia căldura din schimbătorul recuperator trebuie să aibă o concentrație de amoniac de aproximativ 50-70%; iar în condensator concentrația trebuie inversată pentru a fi posibilă condensarea la temperaturi superioare mediului ambiant. Un alt avantaj rezidă în dimensiunile cu aproximativ 60% mai mici ale unei centrale Kalina, comparativ cu una ce funcționează după ciclul Rankine [9].

Ciclul Kalina, la fel ca și Ciclul Rankine Organic este util în vederea utilizării surselor de căldură de temperaturi scăzute, cum ar fi energia geotermală de parametrii scăzuți.

Ciclul combinat Brayton-Brayton, Brayton-Diesel

În aceste variante căldura recuperată de la gazele de ardere este transferată către aerul ce participă la combustia celui de al doilea ciclu. În cazul primei variante, aerul expandează în turbină urmând să producă lucru mecanic suplimentar, cu aproximativ 18-30%, eficiența crescând cu 10%, după cum precizează Korobitsyn [10].

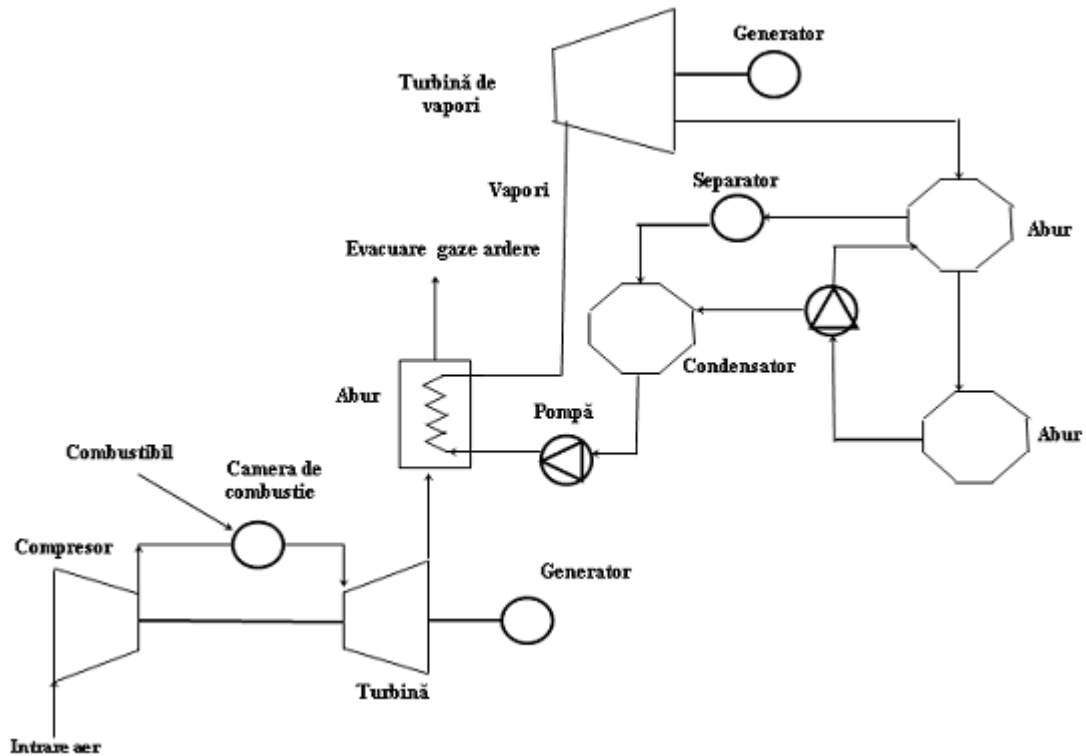


Fig. 1.8. Ciclul combinat Brayton-Kalina

Ciclul combinat Brayton-Stirling

În această variantă de ciclu combinat, încălzitorul motorului Stirling poate fi amplasat fie în camera de combustie a turbinei sau după turbină în fluxul gazelor de ardere. Această poziționare este impusă de optimizarea performanței ciclului și de materialele din care este confecționat încălzitorul. Rolls-Royce a raportat recuperarea a 9 MW prin introducerea unui motor Stirling la o turbină pe gaz RB211 de 27,5 MW, obținând o eficiență de 47,7%.

Turbine cu gaz cu aer umed

Principiul de funcționare al acestor turbine constă în injectarea de vapori de apă în camera de combustie, cu scopul de a crește debitul și căldura specifică a agentului de lucru. Fiecare configurație de turbină cu gaz are limite privind nivelurile de vapori injectați, pentru a proteja sistemul de ardere și turbina. Turbinele cu aer umed funcționează după diferite cicluri. O scurtă trecere în revistă a câtorva variante și a performanțelor obținute sunt prezentate mai jos.

În 1978, Cheng a propus un ciclu cu turbină cu gaz, în care căldura gazului evacuat de la turbină este folosit pentru a produce abur într-un generator de abur cu recuperare de căldură. Aburul de presiune înaltă poate fi injectat în camera de ardere, iar cel de medie și joasă presiune este introdus în primele trepte ale turbinei cu gaz. Randamentul crește cu aproximativ 10%, iar mărirea puterii este de aproximativ 50-70%, eficiența totală fiind mai mică decât în cazul unui ciclu combinat gaz-abur

Aburul expandează în turbina cu gaz la presiunea atmosferică, așadar potențialul lui este utilizat într-un mod mai puțin eficient decât în turbina cu abur, unde presiunea de evacuare este mai mică, oferind astfel posibilitatea dezvoltării unei cantități mai mari de lucru mecanic.

Așadar eficiența unui astfel de ciclu va fi întotdeauna mai mică comparativ cu varianta clasică a ciclului combinat. Un alt dezavantaj constă în consumul relativ mare de apă purificată, de circa 1,1-1,6 kg per kWh electric produs, ceea ce implică un cost suplimentar la combustibil de 5% [19].

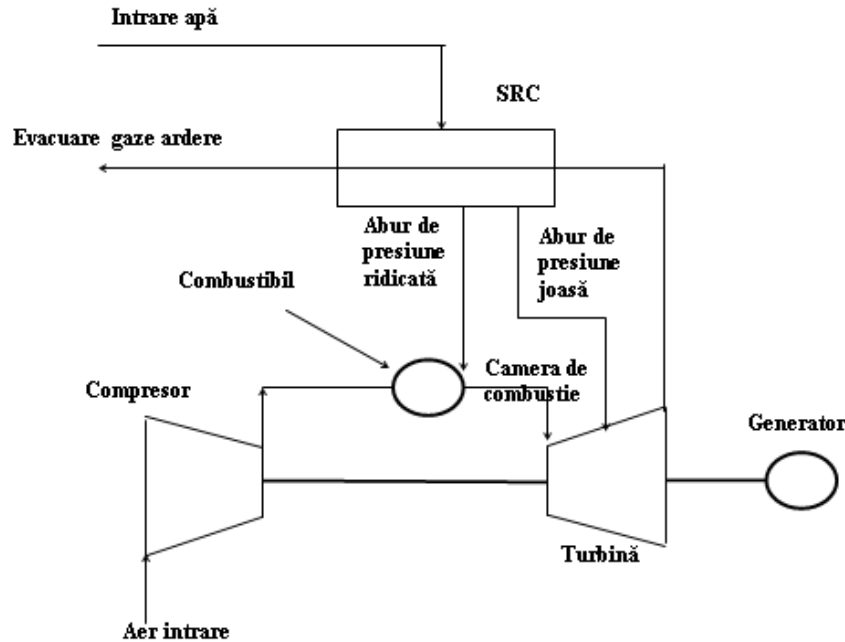


Fig. 1.9. Ciclul Cheng

Ciclul cu aer umed (HAT)

Ciclul cu turbină cu gaze cu aer umed, este caracterizat de faptul că în aerul ce urmează să pătrundă în camera de combustie, este introdusă o cantitate de apă, care sub formă de vapori va însoți gazele de ardere și se va destinde în turbina cu gaze. Pentru a obține o eficiență cât mai mare, schema trebuie concepută astfel încât căldura necesară vaporizării apei să provină dintr-un proces recuperativ. O schemă mai complexă ce presupune răcire intermediară este propusă de Poullikkas [9].

Dintre tehnologiile ciclurilor cu umidificare mai pot fi amintite: ciclul Driasi, ciclul cu evaporare, ciclul LOTHECO, ciclul cu compresie umedă.

1.1.1.3. Rezultate ale studiilor energetice și exergetice asupra centralelor cu turbină cu abur și gaz

Sohn [20] în 2002, a descris principiul după care a realizat analiza exergetică a unei turbine cu gaz de 150MW. Rezultatele au indicat ca primă sursă a distrugerilor de exergie camera de combustie, 28,3%. Un alt factor care influențează eficiența totală a sistemului este ireversibilitatea indusă de aerul de răcire, care are o pondere de peste 50% din exergia distrusă în fiecare treaptă a turbinei.

Kaushik și Tyagy [21] în anul 2003, au efectuat un studiu parametric asupra unui motor termic ce funcționează după ciclul Brayton regenerativ, cu aport de căldură izotermă. Cercetătorii au identificat două tipuri de ireversibilități: externe datorate schimbului termic la diferențe finite de temperatură între motor și mediul ambiant și ireversibilități interne datorate proceselor de comprimare și destindere neizentropice. Prin transferul izoterm de căldură, s-a realizat o îmbunătățire de 15% a performanțelor, comparativ cu un ciclu Brayton clasic.

Khaliq și Kaushik [22] au evaluat exergetic un sistem de cogenerare ce utilizează drept sursă o turbină pe gaz cu reîncălzire. S-au evaluat efectele pe care le are presiunea aburului de proces precum și temperatura de pinch din schimbătorul generator. S-a determinat teoretic că raportul electricitate/căldură și eficiența exergetică crește semnificativ cu creșterea nivelului de presiune, însă randamentul energetic scade. Efectul introducerii procesului de reîncălzire este unul pozitiv asupra eficiențelor calculate după cele două principii.

Sue și Chuang [23] în 2004 au studiat folosind principiile analizei exergetice o centrală cu turbină cu gaze și o centrală cu ciclu combinat ce funcționează în regim de cogenerare. Autorii au evaluat printre altele influența modificării temperaturii de pinch, asupra performanțelor și au observat că o creștere a temperaturii de pinch de la 10 la 30°C în condițiile menținerii unei presiuni constante conduce la reducerea suprafeței necesare a schimbătorului de căldură. De asemenea raportul electricitate/căldură va crește, dar acest lucru se întâmplă în detrimentul eficienței exergetice. Analiza exergetică a condus la îmbunătățirea schemei centralei de cogenerare prin introducerea a două regimuri de presiune a aburului, răcirea aerului și preîncălzirea combustibilului prin recuperarea căldurii de la gazele de ardere. Prin reducerea temperaturii aerului de intrare de la 30°C la 15°C se produce cu 18% mai multă electricitate. Autorii au constatat că nivelurile distrugerii de exergie cresc și datorită faptului că aburul de presiune mai scăzută are valori ale entropiei mai mari pentru același nivel de temperatură. Pentru o mai mare performanță a sistemului autorii recomandă ca în locul furnizării de abur, centrala ar putea furniza frig produs într-o instalație cu absorbție, ceea ce ar elimina multe dintre problemele de transport a aburului.

În anul 2006 Datta et al. [24] au prezentat analiza exergetică a unei centrale cu turbină cu abur de 210 MW funcționând cu cărbune. În vederea studiului, ciclul este împărțit în trei zone: zona 1 ce cuprinde doar turbo-generatorul cu intrările și ieșirile aferente, zona 2 ce cuprinde pe lângă turbină și condensatorul, pompele și schimbătoarele regenerative și zona 3 ce cuprinde întregul ciclu. Această divizare ușurează stabilirea distrugerilor de exergie pe componente. Eficiența exergetică este calculată utilizând datele operaționale înregistrate în funcționarea centralei în diferite condiții și anume: diferite presiuni la condensator, sarcină totală sau parțială, funcționare cu și fără încălzire regenerativă. Astfel s-a studiat funcționarea în regim de încărcare de 100%, 75%, 60% și 40%, precum și efectul presiunilor de condensare de 76 și 89 mmHg. Efectul de regenerare asupra eficienței exergiei este studiată prin eliminarea succesivă a încălzitoarelor regenerative de înaltă presiune. Presiunea turbinei a fost considerată constantă. În urma studiului autorii au concluzionat că boilerul introduce o distrugere de 60% din total. Funcționarea la sarcină parțială crește ireversibilitățile, în timp ce creșterea presiunii la condensator sporește eficiența exergetică. Scoaterea din funcțiune succesivă a încălzitoarelor conduce la o creștere a eficienței dacă analizăm sistemul exclusiv boilerul, în cazul analizei întregului sistem eficiența scăzând.

Wang et al.[25] au efectuat în 2009 o analiză exergetică asupra mai multor centrale de cogenerare utilizate în industria cimentului. Analiza exergetică a evidențiat ponderea distrugerilor pe componente, precum și superioritatea ciclului Kalina comparativ cu alte cicluri, pentru domeniul industrial al producerii de ciment.

Khaliq [26] a propus un sistem de trigenerare bazat pe o turbină convențională cu gaze pentru producerea de electricitate. Potențialul gazelor de ardere a fost preluat prin intermediul unui schimbător recuperator generator și a produs abur utilizat parțial pentru producerea de frig într-un sistem cu absorbție. Utilizând o simulare și folosindu-se de mijloacele primelor două principii ale termodinamicii, autorul a investigat efectul pe care îl au asupra eficienței exergetice a fiecărui component, modificarea: raportului presiunilor, temperaturii de intrare în turbină, căderii de presiune în camera de combustie și în schimbătorul recuperator precum și efectul modificării temperaturii de evaporare. Au fost de asemenea analizate eficiența energetică și raportul electricitate/căldură produsă. Creșterea raportului de comprimare

conduce la creșterea lucrului consumat de compresor și a temperaturii la ieșirea din acest component, dar și a producției de lucru în turbină, respectiv de electricitate. Astfel eficiența energetică crește. La o comparație între acest ciclu ce utilizează cogenerarea și un ciclu simplu în care se produce doar electricitate se observă că producerea combinată crește atât eficiența energetică cât și cea exergetică. În cazul introducerii trigenerării, ambele eficiențe cresc arătând prin aceasta o utilizare optimă a potențialului combustibilului. S-a mai observat că o creștere a temperaturii la intrarea în turbină are un efect pozitiv atât asupra eficienței exergetice cât și asupra raportului electricitate/căldură.

În anul 2012, Al-Sulayman et al. [27] a studiat un sistem de trigenerare constând într-un arzător ce funcționează cu biomasă, un sistem ORC, un proces de încălzire și un chiller cu absorbție simplu efect. În modelul matematic dezvoltat în EES, sunt considerate patru cazuri: cazul producerii doar de electricitate, cazul producerii de electricitate și frig, cazul producerii de electricitate și căldură și varianta trigenerării. În primul caz schema este compusă din ciclul ORC acționat de arzător, în cel de al doilea este atașată și mașina cu absorbție. Cel de al treilea caz include pe lângă sistemul ORC și un schimbător ce produce căldură recuperată de la agentul de lucru, ultimul caz fiind o combinație a celor 3 sisteme. Pentru o presiune de intrare în turbină de 20 bar, o temperatură de 365 K, la care agentul de lucru al ORC părăsește generatorul mașinii cu absorbție și o $T_{pinch}=40K$ s-au înregistrat următoarele distrugerii: arzător - 55%, evaporator ORC - 37%, proces de încălzire - 4% și turbină - 4%. Atunci când este utilizată trigenerarea, eficiența sistemului crește de la 13% la 88%. Eficiențele maxime sunt pentru cele patru configurații propuse, următoarele: eficiența producerii de curent electric - 14%, eficiența producerii de frig în cogenerare -17%, eficiența producerii de căldură în cogenerare - 87% și eficiența trigenerării - 89%. Din punct de vedere exergetic aceste eficiențe sunt: 13%, 13,5%, 27% și 28%. S-a observat că performanța sistemului de trigenerare este independentă de presiunea din turbina ORC.

În anul 2013 Marin și Untea [28] au prezentat un studiu în care sunt evaluate performanțele energetice și exergetice ale unui ciclu de cogenerare electricitate - frig. Utilitățile sunt produse prin cuplajul dintre un ciclu ORC și o mașină frigorifică cu absorbție ce funcționează cu bromură de litiu, având drept combustibil energia solară. Studiul parametric a presupus varierea temperaturii dezvoltate de captorul solar, ceea ce a implicat varierea temperaturii agentului de lucru al ORC și al MFA. Analiza a indicat o creștere a eficienței energetice a sistemului ORC, în vreme ce eficiența exergetică atinge un maxim pentru o temperatură de 125°C. Și evoluția performanțelor mașinii frigorifice este similară, COP-ul crescând până la valoarea de 0,78, înregistrată la o temperatură la nivelul generatorului de 88°C. Având în vedere că o creștere suplimentară a temperaturii în generator nu se reflectă în performanțele sistemului, precum și faptul că eficiența exergetică scade ușor, o încălzire suplimentară a soluției de bromură de litiu peste valoare de 88°C nu are justificare economică. De asemenea eficiența exergetică a sistemului de cogenerare scade cu creșterea temperaturii.

1.1.2. Centrale pe bază de motoare termice

Din totalul de putere electrică instalată în lume este estimat că 10-15% se produce prin utilizarea motoarelor termice. Motoarele termice sunt des întâlnite în aplicațiile ce vizează producerea combinată de electricitate, căldură și frig. Principala diferență dintre turbinele cu gaz și motoarele termice constă în faptul că procesul de transformare a energiei chimice a combustibilului în energie mecanică are loc în interiorul motoarelor. Această caracteristică limitează combustibilii la cei gazoși și lichizi. Cele mai des întâlnite motoare în domeniul generării combinate de energie sunt motorina și gazul natural. Într-o schemă tipică de producere combinată, axul motorului termic antrenează un generator în vederea producerii de

electricitate. Căldura este recuperată de la mai multe surse: gazele de ardere, amestecul aer – combustibil, apa de răcire și ulei.

Motoarele termice sunt în general utilizate în unități de cogenerare de dimensiuni mici și medii, astfel capacitățile variază în intervalul 50kW – 50MW. Unul dintre principalele avantaje ale motoarelor este dat de eficiența de producere a electricității superioară turbinelor. Căldura recuperată este de obicei transferată apei fierbinți sau aburului de presiune joasă (2 bari). Temperatura mare pe care o au gazele de ardere poate asigura producerea de abur chiar și de 10 bari, însă potențialul acestora nu reprezintă decât jumătate din cantitatea de căldură recuperată de la motoarele termice. În general se preferă producerea de apă fierbinte și abur de joasă presiune ce au ca utilitate asigurarea încălzirii, prepararea de apă caldă de consum sau producerea de frig prin intermediul chillerelor cu absorbție. Eficiența motoarelor diesel în producerea doar de electricitate este de 30% în cazul motoarelor mici, cu turații mari, în timp ce motoarele de capacități mai mari pot atinge eficiențe de până la 48% [29].

Deși motoarele diesel au performanțe superioare comparativ cu cele pe gaz, una dintre principalele probleme ale acestor motoare constă în emisiile de sulf, care pentru a putea fi eliminate, necesită instalații de tratare costisitoare [30].

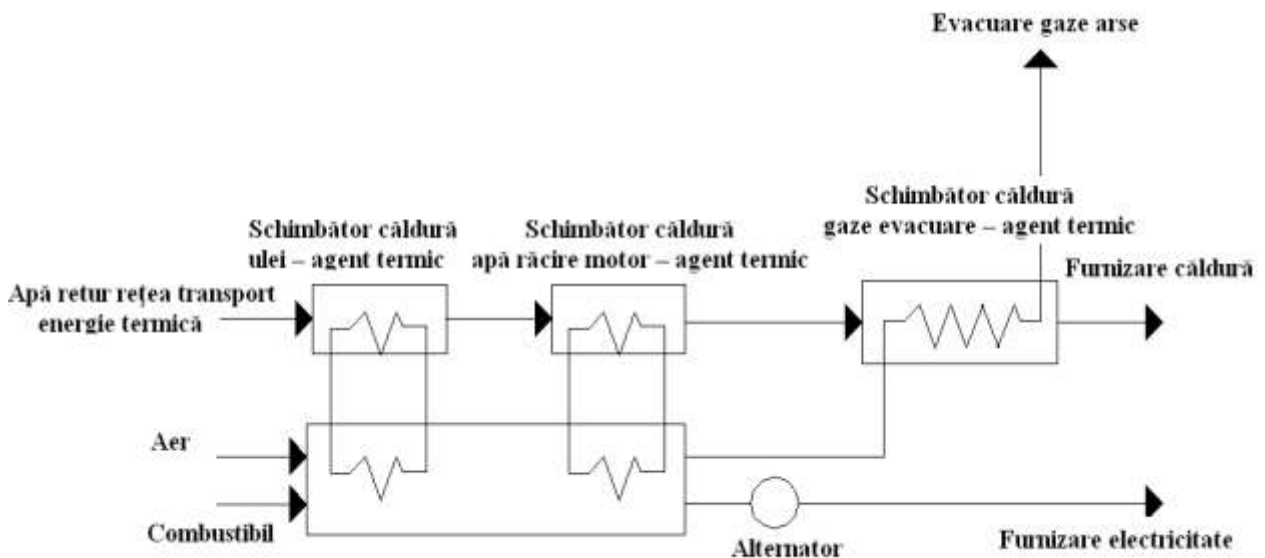


Fig. 1.10 Schemă de producere în cogenerare a electricității și căldurii într-o centrală ce utilizează motor termic

Motoarele au fost analizate de mai mulți cercetători din punctul de vedere al performanțelor și al posibilităților de îmbunătățire a lor, principalele instrumente folosite fiind primele două principii ale termodinamicii.

În urma unei analize energo-exergetice a unui motor diesel cu 6 cilindri turbosupraalimentat de 224kW, de 2100 rpm, Primus și Flynn [31] au prezentat datele comparative rezultate (tab.1).

Tabelul 1.2. Pierderi/Distrugerii raportate la potențialul combustibilului

	Produs / pierdere – primul principiu	Produs / Distrugere – al doilea principiu
Lucru mecanic	40,54%	39,21%
Frecare	4,67%	4,52%
Pierderi termice prin conducție	17,23%	13,98%
Pierderi prin galeria de evacuare	0,39%	0,25%
Pierderi prin gazele evacuate	31,31%	12,73%

Distribuția distrugerilor pe procese și componente este prezentată în tabelul 3.

Tabelul 1.3. Procent distrugerii din total

Proces/echipament	Procent distrugere
Combustie	75,3
Amestecarea fluxurilor de temperaturi diferite	2,9
Valva admisie	2,1
Valva evacuare	5,9
Curgerea fluidului	2,0
Compresor	5,8
Turbină	6

În anul 2005, Rakopoulos și Giakoumis [32] au publicat un studiu complex în care sunt evaluate și prezentate rezultatele publicate de cercetători în decursul timpului, referitor la analiza exergetică a motoarelor cu ardere internă. Din comentariile celor doi autori, în urma studierii a 100 de lucrări științifice, amintim:

- majoritatea cercetătorilor, nu au luat în considerare termenul de exergie chimică, datorită dificultăților practice în exploatarea acestei noțiuni. Cei care au studiat acest aspect au făcut referire strict la disponibilul exergetic rezultat ca urmare a diferențelor dintre presiunile relative al componentilor gazelor de evacuare și presiunea la care se găsesc ei în mediul ambiant. Această componentă a fost studiată în prezenta teză în capitolul 6.

- creșterea temperaturilor de combustie, poate fi realizată prin creșterea raportului de comprimare sau prin izolarea pereților cilindrului. Acest lucru conduce la o scădere relativă a ireversibilităților asociate procesului de combustie deoarece potențialul chimic este mai bine pus în valoare, fiind transferat unei călduri superioare calitativ ceea ce semnifică o îmbunătățire a funcționării din punctul de vedere al celui de al doilea principiu. Autorii sugerează însă că trebuie avut grijă în privința măsurilor ce trebuie adoptate, deoarece o preîncălzire a aerului de admisie, ce are ca urmare o sporire a performanței exergetice, conduce totuși la reducerea eficienței volumetrice și deci la reducerea puterii motorului;

- combustia adiabată este o altă soluție propusă de cercetători, însă aceasta presupune construirea de camere de combustie speciale, cu costuri sporite. O altă problemă derivă însă de aici și anume creșterea emisiilor poluante;

- turbosupraalimentarea este o cale de urmat în vederea creșterii puterii, având în vedere că o bună parte din potențialul gazelor de ardere este utilizat în acest scop. Introducerea turbosupraalimentării prin creșterea nivelului de presiune și temperatură scade ireversibilitatea asociată combustiei, crește potențialul recuperării de căldură, însă transferă o parte din distrugerii către galeria colectoare;

- o altă soluție posibilă, tratează exploatarea potențialului gazelor de ardere și a pierderilor de căldură, ce sunt interconectate cu scăderea ireversibilităților arderii. Această

recuperare de căldură devine fezabilă prin introducerea unui ciclu secundar (Rankine, absorbție). Aceasta înseamnă de fapt cogenerare sau trigenerare;

- Gyftopoulos [33] recunoaște superioritate analizei bazate pe cel de al doilea principiu, însă concluzionează că o analiză completă și pertinentă nu se poate face decât prin utilizarea ambelor principii ale termodinamicii.

În anul 2005, Kong et al.[43] au prezentat rezultatele unor cercetări experimentale desfășurate pe un sistem de micro-trigenerare, ce utilizează un motor pe gaz petrolier lichefiat. Sistemul produce 12 kW electrici, are o capacitate de încălzire de 28kW și prin intermediul unei mașini cu adsorbție ce utilizează perechea gel de siliciu – apă, poate produce 9kW de frig. COPu-1 mașinii cu adsorbție are valoarea de 0,3 pentru o temperatură de 13°C la evaporator. Analiza energetică a sistemului de producere combinată a electricității și căldurii indică o eficiență de 70%. Schema instalației analizate este prezentată în figura de mai jos.

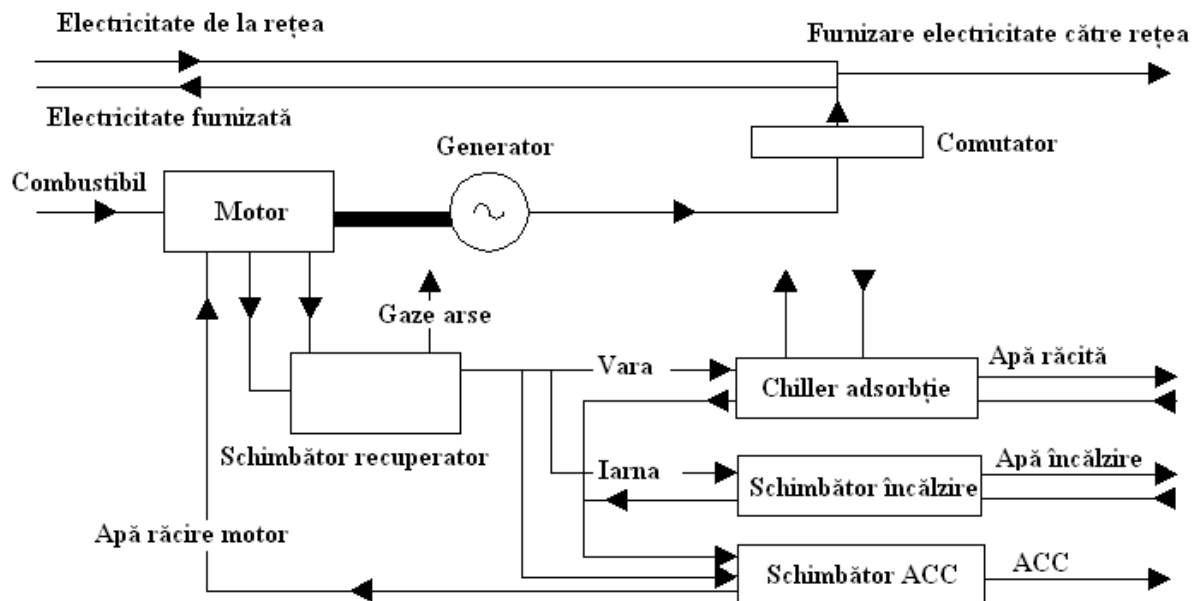


Fig. 1.11. Shema unei centrale de micro-trigenerare

Kanoglu et al.[35] au evaluat în anul 2005 performanța unei centrale electrice de 120MW. Centrala este formată dintr-un ansamblu de șapte motoare diesel identice funcționând cu combustibil greu inclusiv diferite subsisteme: turbocompressoare, aparate de încălzire a combustibilului și schimbătoare de căldură. Cercetătorii au analizat lucrul mecanic produs, interacțiunile termice, distrugerile de exergie și eficiențele diferitelor componente. Fiecare flux este evaluat prin cele trei bilanțuri: masic, energetic și exergetic. Eficiențele energetice și exergetice au rezultat 47%, respectiv 44%. Procesul de combustie este responsabil de distrugerea a 32% din potențialul combustibilului și de 57% din totalul ireversibilităților. Restul ireversibilităților au loc în procesul de desulfurare, în intercooler, compresor și în schimbătorul de răcire a uleiului.

În anul 2008, Abusoglu și Kanoglu [36] au prezentat rezultatele unei analize energetice și exergetice a unui sistem existent de cogenerare. Toate datele necesare studiului au fost obținute de la instalația de cogenerare cu motoare diesel situat la Gaziantep, Turcia. În urma analizei exergetice, au fost evaluate distrugerile din fiecare componentă a sistemului, precum și eficiența exergetică. Sistemul produce 25,32 MW electrici și 8,1 t/h de abur. Eficiența energetică totală a centralei a rezultat ca fiind 44,2% în vreme ce exergetic s-a înregistrat o performanță de 40,7%. Principalul element responsabil de apariția ireversibilităților este motorul, el fiind responsabil de o distrugere de 46% din exergia chimică a combustibililor, ceea ce reprezintă 83% din totalul distrugerilor sistemului de cogenerare.

Factorii care produc aceste distrugereri sunt: procesul ireversibil de combustie, pierderea de căldură și frecările. Celelalte echipamente sunt prezentate în ordinea importanței distrugerilor de potențial exergetic: intercoolerul – 2,7%, schimbătorul recuperator al căldurii gazelor de ardere – 2,24%, compresorul – 2,20%, turbina – 1,74% și schimbătorul ulei – apă 0,30%.

Kanoglu și Dincer în 2009 [37] au prezentat o analiză comparativă a patru tehnologii pentru producerea de energie termică și electrică în cogenerare: turbină cu abur, turbină cu gaz, motor diesel și centrală pe bază de energie geotermală. În vederea facilitării comparației au fost considerate ca fiind produse aceleași cantități de energie electrică și termică. A mai fost de asemenea investigată influența pe care o au diferiți parametri: presiunea din turbină și temperatura apei, asupra eficiențelor energetice și exergetice. Rezultatele înregistrate sunt prezentate în tabelul 1.4.

Tabelul 1.4. Rezultate studiu Kanoglu și Dincer [37]

	Centrală abur	Centrală gaz	Motor Diesel	Centrală geotermală
Temperatură agent primar	249°C	303°C	400°C	100°C
Temperatură agent secundar	90°C	90°C	90°C	90°C
η_{en}	47,8%	46,8%	78,2%	16,1%
η_{ex}	23,1%	22,6%	47,7%	44,1%

Se poate observa că motorul Diesel este cel mai eficient conform ambelor principii. În cazul centralei geotermale, rezultatele par a fi contradictorii. Eficiența energetică scăzută a centralei geotermale se datorează temperaturii scăzute a sursei de căldură, ceea ce implică vehicularea unui debit mare de apă pentru producerea efectului util. Diferența mică dintre temperatura agentului încălzitor și a celui încălzit, face ca distrugerile de exergie să fie reduse, ceea ce explică eficiența exergetică bună comparativ cu turbinele pe abur și gaze. Așadar ceea ce inițial părea paradoxal, este explicabil științific.

În 2012 Untea et al. [38] au prezentat o analiză energetică și exergetică a unei centrale de cogenerare ce produce 14,1 MW electrici și 13,7 MW termici în patru motoare termice alimentate cu gaz natural, iar 12,5 MW termici sunt produși suplimentar într-un boiler. Centrala studiată este CET Vest Energo ce furnizează energia electrică în sistemul național, iar energia termică este distribuită prin rețeaua de termoficare într-un cartier din București. Centrala este compusă din 4 motoare pe gaz Jenbacher: 2 x model J 624 GS-G02 de 4MW și 2 x model J 620 GS – E02 de 3MW.

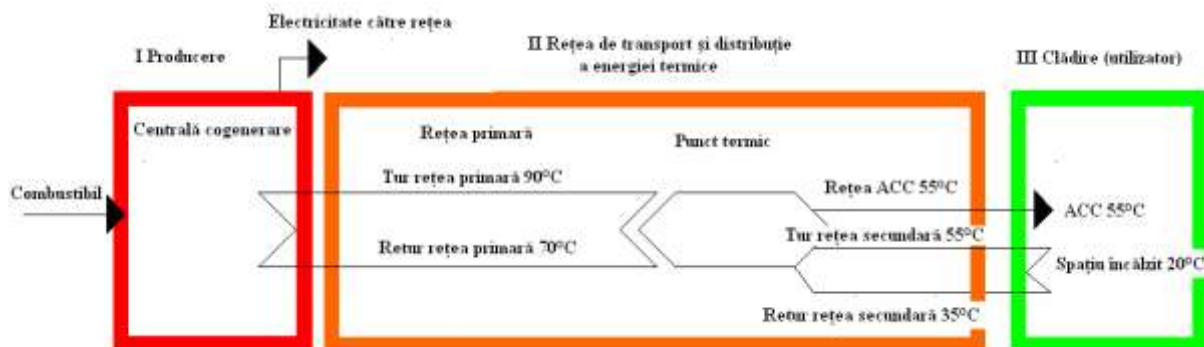


Fig.1.12. Schema sistemului de termoficare de la sursă la consumator

Întregul sistem de la sursă la consumator este analizat și descompus conform metodei propusă de Favrat et al. [2]. În urma bilanțului energetic al centralei a rezultat o eficiență de

88% pentru sistemul dotat cu motoarele de 4MW și 84% pentru sistemul dotat cu motoarele de 3 MW. Analiza efectuată conform cu cel de al doilea principiu a pornit de la stabilirea potențialului exergetic al combustibilului și a indicat eficiențe de 45% pentru sistemul dotat cu motoare de de 4MW și de 42% în cazul motoarelor de 3MW. Eficiența exergetică a boilerului este de doar 16,59%, ceea ce demonstrează importanța majoră pe care o are cogenerarea în vederea utilizării eficiente a potențialului combustibilului. Astfel dacă eficiențele energetice ale motoarelor și boilerului sunt similare, din punct de vedere exergetic, eficiența este de aproape 3 ori mai mare în cazul producerii în cogenerare. Eficiențele exergetice sunt definite conform relațiilor (1.1) și (1.2). Randamentul exergetic total al centralei a rezultat 37%.

$$\eta_{exmotor} = \frac{\dot{Ex}_{Qmotor} + \dot{W}}{\dot{Ex}_{Cbmotor}} \quad (1.1.)$$

$$\eta_{exboiler} = \frac{\dot{Ex}_{Qboiler}}{\dot{Ex}_{Cbboiler}} \quad (1.2.)$$

Analiza exergetică efectuată pe întregul sistem a idealizat sistemul de termoficare, calculul neluând în considerare pierderile din rețelele de transport și distribuție. Eficiența totală a sistemului combinat sursă – consumator a rezultat 32% raportat la exergia chimică a combustibilului. Creșterea distrugerilor de exergie de la 63% - sursă la 67% - consumator final, datorită potențialului termic mai scăzut al agentului termic secundar, furnizat consumatorului, comparativ cu agentul primar ce părăsește centrala. Acest lucru denotă o scădere a calității energiei termice înglobate, chiar dacă din punct de vedere cantitativ între sursă și consumator nu sunt luate în calcul pierderi.

1.1.3. Pompe de căldură

În sistemele prezentate anterior, căldura necesară domeniului rezidențial trebuie să aibă un potențial redus ce nu depășește 150°C, se obține din arderea combustibililor la temperaturi de până la 2000°C. La acest nivel termic ridicat, exergia căldurii are valori importante, iar utilizarea pentru scopul de a încălzi apa în boiler, conduce la distrugeri de potențial importante. În spiritul acestui principiu, o cale rațională este aceea de alimentare a consumatorilor cu energie termică cu potențial redus, prin valorificarea resurselor secundare naturale sau pe cele din rețelele de termoficare [39].

Mediul ambiant este un rezervor imens de căldură. Dezavantajul acestei călduri este că se află la o temperatură inferioară celei necesare consumatorului, și așa cum stipulează cel de al doilea principiu al termodinamicii, conform formulării date de Clausius „căldura trece de la sine doar de la corpurile cu temperatură mai mare la corpurile cu temperatură mai mică”. Așadar pentru a realiza un transfer de căldură într-un sens contrar celui natural, este necesar consumul de lucru mecanic într-o instalație ce poartă denumirea de pompă de căldură. Avantajul utilizării pompelor de căldură constă în faptul că energia consumată este mai mică decât cea reprezentată de transferul de căldură dintre cele două medii. Principiul de funcționare constă în punerea în contact a unui agent de lucru pe parcursul unui ciclu termodinamic cu cele două medii cu care trebuie să se realizeze schimbul de căldură. Procesul este astfel condus încât agentul preia căldura Q_a de la mediul cu temperatura mai coborâtă, spre exemplu a mediului ambiant T_a și apoi ridicându-i potențialul termic printr-un procedeu termodinamic corespunzător (în care este implicat consumul de energie din exterior), cedează căldura Q mediului cu temperatura T mai ridicată.

Trebuie observat că din punct de vedere energetic, instalația de pompă de căldură nu se deosebește de cea frigorifică decât prin poziția pe care o ocupă în raport cu mediul ambiant

Clasificarea pompelor de căldură se poate face după mai multe criterii:

- din punctul de vedere al procesului termodinamic ce stă la baza ciclului, deosebim următoarele tipuri de pompe de căldură: cu comprimare mecanică de vapori, cu comprimare mecanică de gaze, cu absorbție, cu ejecție de abur, termoelectrice;
- din punctul de vedere al puterii instalate, instalații: mici (sub 1 kW), medii (sub 100kW), mari (peste 1000 kW)
- din punctul de vedere al surselor de căldură utilizate: aer – aer; apă – aer; aer–apă; apă – apă; pământ – aer; pământ – apă; soare – aer; soare – apă.

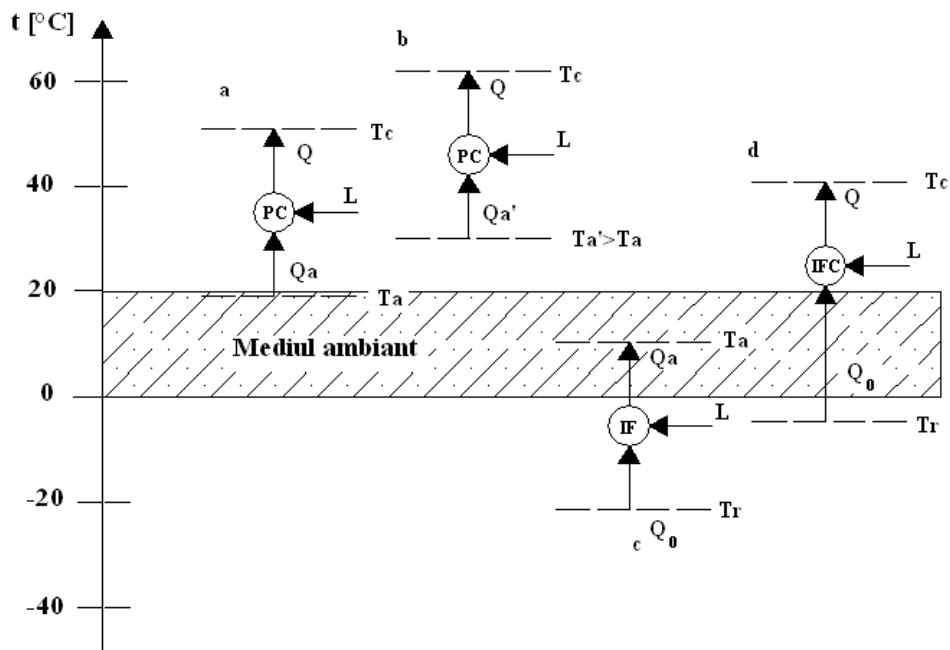


Fig.1.13. Diferite moduri de funcționare și surse: PC – pompă căldură, IF – instalație frigorifică, IFC – instalație frigorifică-calorifică conform Radcenco et al. [47]

1.1.3.1. Pompe de căldură cu comprimare mecanică

Cel mai simplu ciclu de pompă de căldură idealizat este un ciclu Carnot inversat. Primul proces este cel de compresie adiabatică reversibilă, apoi urmează condensarea izobar-izotermică în care căldura preluată de la sursa mai joasă este cedată către mediul ce trebuie încălzit. Apoi agentul de lucru trece printr-o destindere adiabatică reversibilă, urmată de vaporizarea izobar izotermică în care agentul preia căldura de la sursă.

Un proces termodinamic reversibil presupune ca sistemul și mediul să se întoarcă la starea inițială la finalul procesului inversat, ceea ce presupune ca schimbul de căldură și lucru cu mediul să fie zero. Procesele funcționale reale prezintă abateri în raport cu cel teoretic. Esența abaterilor constau în faptul că schimbul termic se desfășoară la diferențe finite de temperatură, ceea ce face ca procesele din vaporizator și condensator să fie ireversibile. De asemenea nici procesul de comprimare nu este adiabatic reversibil datorită creșterii entropiei vaporilor. Pentru o funcționare în condiții reale de multe ori procesul termodinamic este perfecționat prin introducerea subrăcirii pentru a asigura starea lichidă la intrarea în ventilul de laminare sau a supraîncălzirii pentru a avea doar vapori la intrarea în compresor și a nu-i afecta funcționarea. În aceste condiții eficiența specifică crește.

$$\mu = \frac{|q_{cd}| + |q_{sr}|}{|w_{tot}|} \quad (1.3.)$$

Coeficienții de performanță al unei pompe de căldură/instalație frigorifică conform primului și celui de al doilea principiu au relația:

$$COP_{PC/IF} = \frac{Q_{cedat/ primit}}{W_K} \quad (1.4.)$$

$$\eta_{PC/IF} = \frac{Ex_{Q_{cedat/ primit}}}{W_K} \quad (1.5.)$$

În anul 1996 Zubair et al.[40] au realizat o investigație comparativă utilizând cele două principii ale termodinamicii între un sistem frigorific cu compresie de vapori într-o treaptă și două trepte. De asemenea s-a acordat atenție efectului pe care le au introducerea unor echipamente suplimentare cum ar fi: subrăcitor și intercooler. Autorii au remarcat că deși prin intermediul primului principiu se determină performanța globală a sistemului, sursele ce introduc ineficiențe sunt identificate printr-o analiză exergetică. Această analiză arată faptul că în cazul unei diferențe mari de temperatură ireversibilitățile pot fi micșorate prin introducerea comprimării în două trepte. Studiul parametric în care este variată presiunea intermediară, arată că ireversibilitățile se deplasează de la cea de a doua treaptă de compresie către prima direct proporțional cu creșterea acestui parametru. De asemenea distrugerea totală de exergie este minimă pentru o presiune intermediară care se apropie de media aritmetică a presiunilor de evaporare și condensare. Următoarele ca importanță în privința distrugerilor de exergie sunt cele două ventile de laminare, observându-se un comportament similar cu al compresoarelor în privința deplasării ireversibilităților. Rezultatele confirmă ca principal factor al ireversibilităților diferența de temperatură dintre evaporator și condensator.

În anul 2002 Grosu et al.[41] au prezentat, utilizând conceptul de termodinamică în timp finit, metode de optimizare a performanțelor mașinilor frigorifice și a pompelor de căldură reale, cu comprimare mecanică de vapori. Autorii au identificat două tipuri de ireversibilități: externe, la nivelul schimbătoarelor de căldură (condensator și evaporator), datorate diferențelor finite de temperatură ce există între agentul frigorific și agentul termic și ireversibilități interne ce apar în compresor și ventilul de laminare, cauzate de pierderile de presiune și de frecarea cu pereții. În cea de a doua parte a lucrării este studiată funcționarea unei mașini frigorifice, a unei pompe de căldură, pentru trei agenți frigorifici: R22, R134a și R717 cu scopul declarat de a găsi regim optim de funcționare. În acest sens, autorii utilizează bilanțul energetic și analiza exergetică, abordând și aspectul termoeconomic. Autorii concluzionează că în funcție de tipul de mașină termică, obiectivul și nivelul de temperatură, agentul optim diferă. Astfel mașina frigorifică funcționează optim cu R134a, în timp ce pentru pompa de căldură cea mai bună performanță se înregistrează în cazul R716.

În anul 2003, Malinowska și Malinowski [42] au prezentat un studiu parametric comparativ între un sistem clasic în care electricitatea este luată de la rețea, iar căldura este produsă într-un boiler, și un sistem de microgenerare ce utilizează un motor termic și o pompă de căldură acționată electric. În prima parte a articolului autorii motivează alegerea pompei cu compresie de vapori în detrimentul celei cu absorbție prin aceea că atunci când necesarul de electricitate este scăzut, pompa de căldură preia surplusul de electricitate transformându-l în căldură. În această situație varianta cu absorbție ar fi nefuncțională prin faptul că o scădere a producerii de electricitate conduce la scăderea disponibilului de căldură pentru generator.

În anul 2005 Lazzarin și Noro [43] au prezentat o analiză economică, prin care este evaluată cea mai bună opțiune în vederea alimentării cu căldură, apă caldă și frig a clădirii Universității din Vicenza. Sunt prezentate rezultatele înregistrate în cazul asigurării utilităților descentralizat prin intermediul unui motor pe gaz cuplat la o pompă de căldură comparativ cu cele estimate în eventualitatea în care ar fi preluate de la rețeaua orășenească. De la gazele de ardere, uleiul și apa de răcire se recuperează 109 kW ce sunt folosiți iarna pentru încălzirea

directă a apei împreună cu două boilere. Pompa de căldură asigură pe timpul iernii o preîncălzire a apei până la valoarea de 40°C, iar pe timpul verii asigură 287 kW de frig, suficienți pentru climatizarea pe timpul verii. Analiza comparativă arată că în 6 ani, se recuperează complet investiția cu pompa de căldură, fiind mai economică varianta producerii descentralizate în aceste condiții.

În anul 2013 Kwon et. al. [44] au prezentat o evaluare a performanțelor unei pomp de căldură care este alimentată cu căldură deșeu ce poate proveni de la una sau mai multe surse, la o temperatură de aproximativ 25°C. Pompa de căldură ce utilizează R134a, furnizează apă încălzită până la 70°C. Având în vedere diferența mare de temperatură pe care trebuie să o asigure, un singur compresor ar avea o eficiență scăzută, în acest caz optându-se pentru o comprimare în două trepte îmbunătățită cu un intercooler. În continuare apa încălzită preia un surplus de căldură de la o centrală cu abur, atingând valoarea de 90°C. A fost studiată variația performanțelor cu modificarea condițiilor de operare. Creșterea temperaturii sursei de căldură în intervalul 10-30°C a avut ca urmare o creștere a performanțelor cu 22,6%. O sporire a temperaturii de supraîncălzire cu 2 până la 11°C scade capacitatea cu până la 7,6%, neexistând însă un impact major asupra temperaturii de livrare a apei calde.

1.1.3.2. Sisteme frigorifice triterme

Sistemele prezentate în subcapitolul precedent funcționează prin transferul de căldură între două surse. În această secțiune sunt prezentate principiile și câteva rezultate înregistrate în ultimii ani în studiul sistemelor frigorifice triterme. Cele trei surse de căldură clasificate după nivelul de temperatură, sunt: sursa ce alimentează procesul, având temperatură ridicată t_G , mediul ambiant t_0 și sursa rece de temperatură t_{Ev} la nivelul căreia se realizează efectul frigorific.

Fiind sisteme triterme, transformările pe care le suportă agentul frigorific pot fi separate în două cicluri termodinamice cuplate ce stau la baza funcționării oricărui sistem de acest tip, indiferent că este cu absorbție, adsorbție sau eiecție. Primul ciclu direct sau motor, furnizează energia necesară desfășurării unui al doilea ciclu inversat, frigorific[45].

Trebuie precizat de la început că performanța mașinilor triterme este net inferioară celor cu compresie mecanică, lucru datorat sursei ce generează funcționarea procesului și anume căldura, a cărei calitate este inferioară din punctul de vedere al celui de al doilea principiu energiei mecanice. Având în vedere acest fapt, pentru a se putea obține același efect frigorific, în cazul acestor sisteme trebuie furnizată mai multă energie.

Conform [45] coeficientul de performanță are relația;

$$COP_{CarnotFrig}^{T_G, T_0, T_{Ev}} = \frac{Q_{Ev}}{Q_G} = \eta_{Carnotmoto}^{T_G, T_0} COP_{CarnotFrig}^{T_0, T_{Ev}} \quad (1.6.)$$

Știind că întotdeauna randamentul ciclului Carnot motor direct este subunitar, rezultă că sistemului triterm are un coeficient de performanță întotdeauna inferior celui cu două surse de căldură.

$$COP_{CarnotFrig}^{T_G, T_0, T_{Ev}} < COP_{CarnotFrig}^{T_0, T_{Ev}} \quad (1.6.)$$

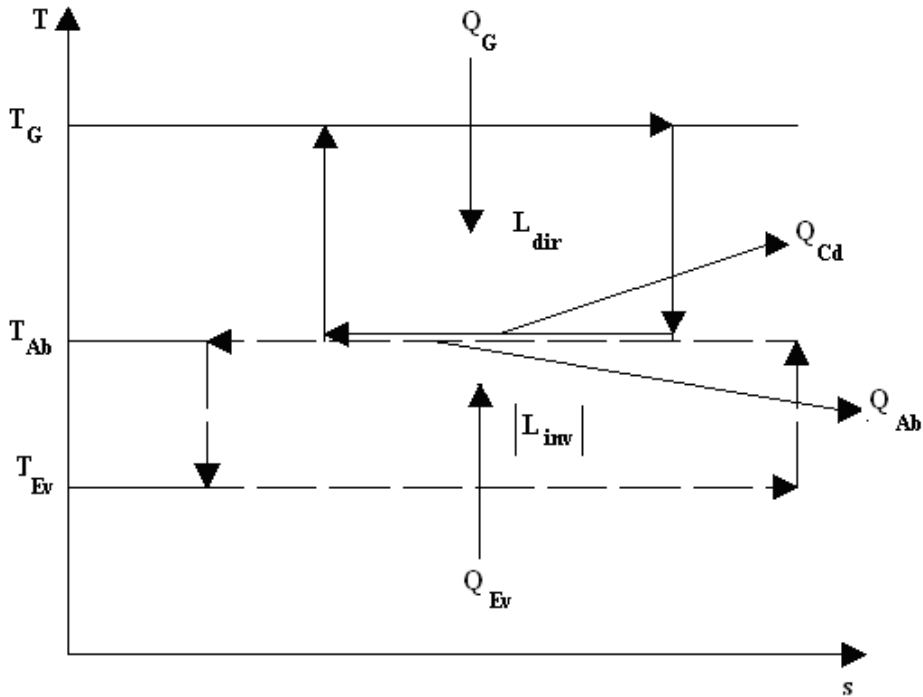


Fig.1.14. Ciclu ideal reversibil al sistemelor frigorifice triterme

Principalul dezavantaj constituie însă paradoxal și principalul avantaj al acestor sisteme. Astfel aceste mașini frigorifice pot funcționa cu căldură deșeu și prin introducerea lor în schema centralelor de trigenerare, măresc eficiența exergo-economică a instalației. De asemenea aceste sisteme în funcție de agentul de lucru ales, se pretează utilizării căldurii solare. Un alt avantaj major al acestor sisteme, constă în faptul că îndeplinesc criteriul „eco-friendly” datorită faptului că utilizează agenți frigorifici nepoluauți cum ar fi: apa în cazul instalațiilor cu ejecție și soluția de bromură de litiu și cea hidro-amoniacală.

Un alt dezavantaj este unul de ordin constructiv, fiindcă aceste instalații implică dimensiuni mai mari, ca urmare a necesarului de căldură și a debitelor specifice mai mari.

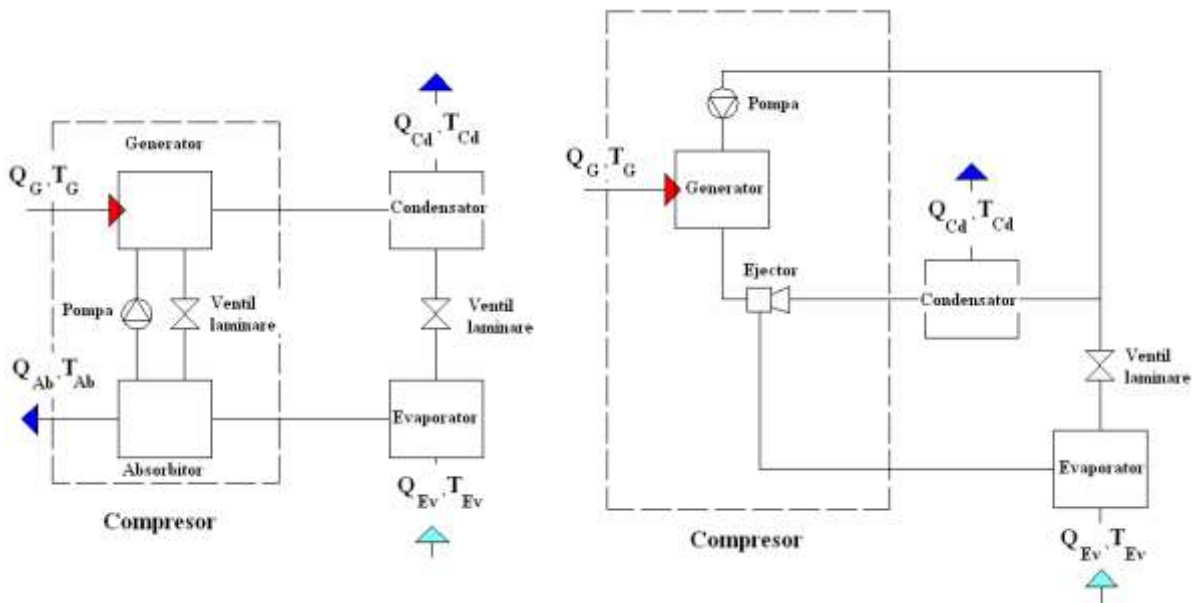


Fig.1.15. Scheme ale instalațiilor cu absorbție și cu ejecție

În vederea prezentării principiului de funcționare al instalațiilor frigorifice cu absorbție și cu ejecție în figura de mai sus s-au încadrat cu linie punctată componentele aferente fiecărui sistem ce reprezintă echivalentul compresorului mecanic.

În cazul instalației cu absorbție apare un compresor termochimic alcătuit în principal din: generatorul de vapori, absorbitor, pompă. În generatorul de vapori agentul frigorific este separat prin fierbere din soluția binară urmând să parcurgă până la intrarea în absorbitor fazele unui ciclul frigorific obișnuit. În absorbitor agentul frigorific se combină cu absorbantul cu cedare de căldură către exterior, urmând ca acest amestec să fie pompat către generatorul de vapori.

În instalația cu ejecție, ejectorul este principalul element al acestui sistem frigorific, ce folosește pentru funcționare vaporii motori proveniți de la generator, care se destind, creând o cădere de presiune datorită căreia sunt antrenați vaporii reci produși în evaporator.

Din cele prezentate mai sus se poate observa că în aceste două instalații, consumul de energie electrică este redus, fiind necesară doar pomparea lichidului și nu comprimarea unor vapori.

În anul 2005 Rosen et al. [5] au prezentat un studiu de caz al centralei de trigenerare Rosdale din Edmonton în vederea stabilirii oportunității înlocuirii chillerelor acționate electric cu chillere cu absorbție. În acest scop s-au utilizat drept instrumente, analiza energetică și exergetică asupra a trei variante de configurații. Prima configurație, cea existentă în prezent, este compusă din centrala de cogenerare căreia îi sunt atașate chillere electrice ce produc apă răcită la 7°C, pe care o distribuie prin rețeaua districtuală către consumatori. În cea de a doua variantă chillerele cu compresie mecanică sunt înlocuite cu chillere cu absorbție într-o treaptă ce utilizează apă la 120°C și 2 bari ca sursă, iar în cea de a treia abordare sunt introduse chillere cu absorbție dublu efect alimentate cu o căldură superioară calitativ de 170°C și 8 bari. În varianta 2 și 3, 15 MW electrice ce sunt inițial utilizați pentru acționarea chillerelor electrice, rămân disponibili pentru a fi furnizați sistemului.

Eficiența totală a centralei de cogenerare este de 85%, eficiența de producere a electricității de 25% și cea a energiei termice de 60%. În cazul mașinii frigorifice cu simplu efect se consideră un COP reprezentativ de 0,67, în vreme ce pentru mașina cu dublu efect COP-ul utilizat este de 1,2. Chillerele electrice au un COP de 4,5. Autorii au calculat eficiențele energetice și exergetice pentru întregul sistem și pentru fiecare subsistem, în cele trei variante de funcționare.

Rezultatele obținute sunt prezentate în tabelul de mai jos.

Tabelul 1.4. Eficiențe ale sistemului și ale componentelor pentru cele trei variante

Sistem	Coeficient de performanță energetică			Coeficient de performanță exergetică		
	chiller electric	MFA – 1 treaptă	MFA – 2 trepte	chiller electric	MFA – 1 treaptă	MFA – 2 trepte
cogenerare	85	85	85	37	37	37
răcire	4,5 (COP)	0,67(COP)	1,2(COP)	36	23	30
cogenerare+răcire	94	83	88	35	35	35
Total proces de la sursă la consumator	94	83	88	28	29	29

Rezultatele prezentate în tabel arată că eficiențele exergetice sunt net inferioare celor energetice. Spre exemplu sistemul total are o eficiență de 94% în varianta cu chiller electric dar eficiența exergetică este de doar 28%. Eficiența totală a sistemului este mai mică decât cea

a subsistemelor fiindcă la nivelul consumatorului calitatea căldurii, respectiv a frigului este mai scăzută decât la sursă, deoarece pentru a putea fi utilizată parametrii sunt transformați în punctele termice. Această distrugere a calității energiei nu este sesizată de primul principiu în condițiile considerării unei izolații perfecte a rețelelor termice și a punctelor de transformare. Pierderea cantitativă este nulă, însă exergetic, calitativ, potențialul este distrus.

În anul 2009 Kaushik și Arora [46] au prezentat rezultatele unei analize energetice și exergetice asupra unei MFA ce utilizează soluția de bromură de litiu. În acest sens autorii au dezvoltat modelul matematic și au investigat, în urma unei simulări computerizate, influențele pe care le au asupra funcționării, diferiți parametrii cum ar fi temperaturile de la: generator, absorbitor și evaporator. Astfel s-a observat că o creștere a temperaturii la nivelul generatorului are o influență pozitivă până la o anumită valoare după care creșterea diferenței de temperatură dintre generator și soluția sub-răcită are ca efect creșterea ireversibilităților. Creșterea t_{Ab} are o influență negativă asupra sistemului datorită creșterii factorului de circulație care are drept urmare o creștere a sarcinii generatorului în condițiile producerii aceluiași efect util.

În anul 2013 Grosu et al.[47] au prezentat o simulare numerică în care este urmărită evoluția unui sistem frigorific cu absorbție alimentat cu energie solară, ce utilizează soluția de bromură de litiu. Simularea numerică ce a vizat modificarea temperaturilor de absorbție/condensare în intervalul 31-36°C, a fost efectuată în urma realizării modelului matematic în două programe de calcul Thermoptim[48] și EES (Engineering Equation Solver) [49]. În prima parte a articolului a fost prezentată importanța introducerii schimbătorului recuperator care a avut ca efect creșterea COP-ului de la 0,69 la 0,8. Creșterea temperaturilor de absorbție și condensare a condus la scăderea COP-ului de la 0,8 la 0,56, anulând astfel efectul economizorului, în timp ce eficiența exergetică a scăzut de la 0,27 la 0,18. Studiul a relevat că cele mai mari distrugerii au loc în ordine în absorbitor, generator și condensator. O analiză mai detaliată a fost efectuată asupra absorbitorului, prin separarea exergiei în exergie chimică și exergie termo-mecanică, evidențiindu-se faptul că cea de a doua componentă este ne semnificativă. S-a pus în evidență că la nivelul absorbitorului atât eficiența exergetică cât și distrugerea relativă de exergie cresc simultan cu temperatura de absorbție.

În anul 2010, Ziapour și Abassy [50] au studiat un sistem de refrigerare pe bază de eiecție ce utilizează apa drept agent frigorific. Au fost evaluate eficiențele energetice și exergetice ale sistemului și influențele pe care le au temperaturile de condensare și de evaporare asupra performanțelor. S-a stabilit un regim optim de funcționare pentru $t_{Ev}=10^{\circ}\text{C}$, $t_{Cd}=30^{\circ}\text{C}$, $t_G=100^{\circ}\text{C}$, înregistrându-se un COP de 0,30. Autorii au observat că o creștere a temperaturii de evaporare are un efect pozitiv asupra eficienței energetice și exergetice, în timp ce temperatura de condensare are efectul contrar. A mai fost pusă în evidență importanța pe care o au diametrele conductelor (care trebuie să fie mari) și lungimile acestora (care se recomandă a fi cât mai mici).

În anul 2013 Untea et al.[51] au prezentat un studiu asupra unui sistem de climatizare cu eiecție, ce utilizează căldura recuperată de la gazele de ardere ale unui motor diesel. Prima parte a studiului s-a concentrat asupra studierii funcționării în cazul utilizării a patru agenți de lucru diferiți: apă, metanol, amoniac și R134a. S-a constatat că pentru condițiile de funcționare dorite, agentul ideal este apa, restul refrigeranților înregistrând presiuni foarte mari, neeconomice, pentru temperaturi de peste 140°C la generator. A fost pusă în evidență influența pozitivă pe care o are creșterea t_G asupra COP-ului și a factorului de eiecție. Eficiența exergetică a sistemului crește până la valoarea $t_G=140^{\circ}\text{C}$ atingând un optim de 8,5%. Cea mai bună eficiență exergetică o are generatorul, în timp ce în ejector se înregistrează cele mai mari distrugerii, de peste 80% din total. Acest fapt se explică prin amestecul a două debite de calitate foarte diferită. Astfel fluxul de vapori fierbinți generați în

fierbător și aflați la parametrii de presiune și temperatură ridicați se amestecă în ejector cu vaporii reci de la evaporator.

Din analizele prezentate în această secțiune se poate remarca faptul că deși sistemele triterme nu au eficiențele celor cu compresie mecanică, datorită faptului că pot opera cu căldură deșeu sau provenind din surse regenerabile, le face foarte atractive în utilizarea la nivel districtual, având efecte benefice prin creșterea eficienței sistemelor de cogenerare și prin furnizarea economică a frigului.

1.2. CONCLUZII ALE STUDIULUI BIBLIOGRAFIC

În acest capitol introductiv au fost prezentate diferite cercetări efectuate în ultimii 15 ani în domeniul tehnologiilor de producere a utilităților necesare asigurării condițiilor de confort conforme cerințelor societății actuale. S-au prezentat scheme clasice cu turbine cu abur până la sisteme hibride ce prevăd încorporarea de pompe de căldură, motoare Stirling, mașini cu absorbție și eiecție. Aceste sisteme și diferitele lor combinații au fost analizate din punct de vedere al performanțelor energetice și exergetice, în tabelul 1.5. fiind prezentate un tabel centralizator întocmit de profesorul Favrat [2] ce reunește performanțele aproximative ale unei game variate de tehnologii de producere și transport a utilităților.

Tabelul 1.5. Performanțele unei game variate de tehnologii de producere și transport a utilităților

Tehnologie	Centrală electrică [-]	Centrală districtuală [-]	Centrala clădirii [-]			Convекtor de cameră [-]			Eficiența exergetică totală [%]		
			45/35°C	65/55°C	75/65°C	45/35°C	65/55°C	75/65°C	45/35°C	65/55°C	75/65°C
Temperatura tur/retur											
Încălzire electrică directă (centrală nucleară)	0.32					0.07	0.07	0.07	2.2	2.2	2.2
Încălzire electrică directă (ciclu combinat cu cogenerare)		0.55				0.07	0.07	0.07	3.7	3.7	3.7
Încălzire electrică directă (hidro)	0.88					0.07	0.07	0.07	6	6	6
Boiler districtual		0.2	0.54	0.76	0.86	0.53	0.38	0.33	5.8	5.8	5.8
Boiler de clădire fără condensare			0.11	0.16	0.18	0.53	0.38	0.33	6.1	6.1	6.1
Boiler de clădire în condensare			0.12			0.53			6.6		
Pompa de căldură districtuală (en. electrică nucleară)	0.32	0.61	0.54	0.76	0.86	0.53	0.38	0.33	5.6	5.6	5.6
Pompa de caldura de cladire (en. electrica nucleara)	0.32		0.45	0.45	0.45	0.53	0.38	0.33	6.6	5.4	4.8
Motor cu cogenerare și pompă de căldură de clădire			0.22	0.25	0.26	0.53	0.38	0.33	11.8	9.4	8.7
Pompă de căldură districtuală (ciclu combinat)	0.54	0.61	0.54	0.76	0.86	0.53	0.38	0.33	9.4	9.4	9.4
Pompa de caldura de cladire (ciclu combinat)	0.54		0.45	0.45	0.45	0.53	0.38	0.33	12.9	9.2	8.1
Pompa de caldura de cladire (ciclu combinat cu cogenerare)		0.55	0.45	0.45	0.45	0.53	0.38	0.33	13.2	9.4	8.3
Cogenerare cu pila de combustie și pompa de caldura de cladire			0.25	0.27	0.28	0.53	0.38	0.33	13.4	10.4	9.5
Pompa de caldura districtuala (en. electrica hidro)	0.88	0.61	0.54	0.76	0.86	0.53	0.38	0.33	15.4	15.4	15.4
Pompa de caldura de cladire (en. electrica hidro)	0.88		0.45	0.45	0.45	0.53	0.38	0.33	21.2	15.1	13.3

Concluziile acestui studiu ce s-au constituit ulterior în subiectul prezentei teze de doctorat sunt următoarele:

1. Orice analiză energetică se rezumă la întocmirea unor bilanțuri termice și eșuează în încercarea de a evalua și compara diferitele procese termodinamice. Principala piedică se datorează naturii și calității diferite a celor trei utilități: electricitate, căldură și frig. Analiza exergetică este în prezent cel mai puternic instrument cu ajutorul căruia se pot investiga performanțele unui sistem sau al unui ansamblu de subsisteme ce produce una sau mai multe utilități, ținând cont de calitatea energiei produse și nu doar de cantitate. Analiza exergetică ierarhizează diferitele forme de energie prin raportarea la ciclul Carnot ideal și evidențiază procesele ce introduc defecțiunile oferind soluții de eficientizare.

2. Nivelul tehnologic actual permite producerea utilităților printr-un număr impresionant de tehnologii. În vederea alegerii soluției optime trebuie luați în considerare mai mulți factori: clima, resursele energetice ale zonei, costurile de furnizare ale diferiților combustibili, costul tehnologiilor, existența potențialilor consumatori în cazul în care o utilitate este produsă în cantitate mai mare decât este necesar.

CAPITOLUL 2

UTILIZAREA CONCEPTULUI DE EXERGIE ÎN PRECIZAREA EFICIENȚEI UNUI SISTEM DE ALIMENTARE CU ENERGIE TERMICĂ ȘI ELECTRICĂ A UNUI SPAȚIU DE LOCUIT

2.1. FORME ORDONATE ȘI DEZORDONATE DE ENERGIE

Energia are diferite forme de manifestare, ea putându-se transforma dintr-o formă în alta. În termodinamica clasică, fenomenologică, sistemele sunt analizate din punct de vedere macroscopic, comportarea particulelor nefiind luată în considerare [4]. Din punctul de vedere al posibilității de convertire al unei forme de energie în alta, se pot distinge două categorii:

Energii ordonate ce au caracteristică o capacitate nelimitată de transformare în orice altă formă de energie, independent de mediul ambiant. Din această categorie fac parte:

- energii de acumulare, respectiv: energia cinetică, energia potențială, energia electrică, energia magnetică;
- energii de transfer: lucrul mecanic.

Energiile neordonate se pot transforma doar parțial în energii ordonate, gradul de transformabilitate depinzând de tipul energiei, parametrii acesteia, precum și de parametrii mediului ambiant. Din această categorie fac parte:

- energii de acumulare: energia internă și entalpia;
- energii de transfer: căldura

Ca măsură a capacității de transformare a unei forme neordonate de energie, poate fi luat drept etalon energia mecanică sau electrică. Ținând cont că din punct de vedere practic, importantă este cantitatea maximă ce poate fi transformată dintr-o formă neordonată de energie într-o formă ordonată, s-a ajuns la necesitatea introducerii noțiunii de exergie [39].

Conform cu Dobrovicescu [4], exergia poate fi definită în două moduri:

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

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

2.2. EXERGIA TERMO-MECANICĂ A UNEI MASE DE CONTROL

În termeni termodinamici, masa de control reprezintă un sistem ce nu schimbă materie cu mediul ambiant, respectiv este un sistem închis. În continuare se stabilește relația care definește lucrul maxim, L_C pe care sistemul combinat masă de control – mediu ambiant îl poate oferi altor sisteme.

În vederea acestui calcul se iau în considerare următoarele ipoteze:

- suprafața sistemului este izolată adiabatic;
- suprafața sistemului este rigidă și impenetrabilă transferului de substanță.

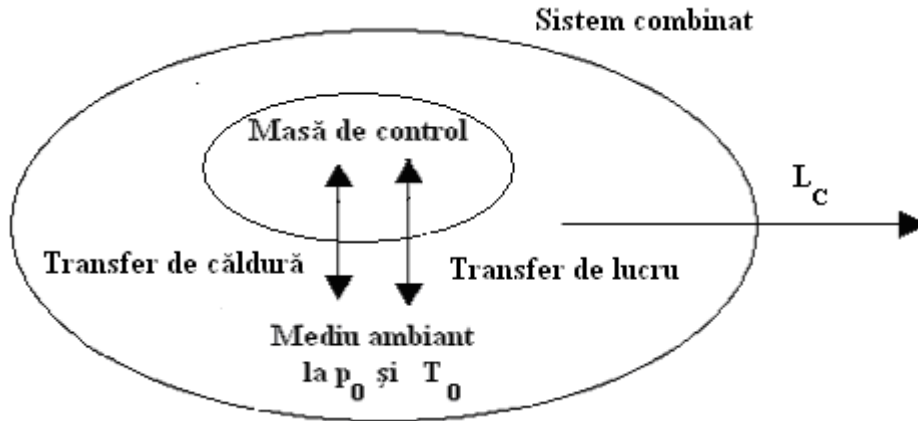


Fig 2.1. Sistem combinat masă de control – mediu ambiant

Pentru sistemul combinat, primul principiu al termodinamicii are relația:

$$\Delta E_C = E_{Cf} - E_{Ci} = -L_C \quad (2.1)$$

În starea inițială, energia totală a sistemului este:

$$E_{Ci} = E + U_0^i \quad (2.2)$$

iar în starea finală:

$$E_{Cf} = U_0 + U_f^0$$

(2.3)

În relațiile de mai sus U^0 se referă la parametrii extensivi ai mediului ambiant, iar U_0 la sistemul adus în starea moartă restrictivă. Starea moartă restrictivă reprezintă starea în care masa de control se află în echilibru termomecanic cu mediul ambiant.

Variația energiei totale a sistemului combinat devine:

$$\Delta E_C = (U_0 - E) + \Delta U^0 \quad (2.4)$$

$$E = U + E_k + E_p \quad (2.5)$$

Relația ce definește legătura dintre variația parametrilor standard ai mediului ambiant este:

$$\Delta U^0 = T_0 \Delta S^0 - p_0 \Delta V^0 \quad (2.6)$$

Dacă se înlocuiește în ecuația (2.1) ecuația (2.4), se obține:

$$L_C = -[(U_0 - E) + \Delta U^0] = -[(U_0 - E) + T_0 \Delta S^0 - p_0 \Delta V^0] \quad (2.7)$$

Ținând cont de faptul că:

$$\Delta V^0 = -\Delta V = -(V_0 - V) = V - V_0 \quad (2.8)$$

ecuația (2.7) devine:

$$L_C = E - U_0 + p_0(V - V_0) - T_0 \Delta S^0 \quad (2.9)$$

Variația de entropie a mediului ambiant în funcție de parametrii sistemului considerat, poate fi scrisă utilizând ecuația generării de entropie a sistemului combinat:

$$S_{genC} = \Delta S_C - \sum \frac{Q_C}{T} \quad (2.10)$$

unde $Q_C=0$.

Rezultă că:

$$S_{genC} = \Delta S + \Delta S^0 \quad (2.11)$$

respectiv

$$\Delta S^0 = S_{genC} - \Delta S \quad (2.12)$$

Prin înlocuirea (2.12) în ecuația (2.9) se obține:

$$L_C = [E - U_0 + p_0(V - V_0) - T_0(S - S_0)] - T_0 S_{genC} \quad (2.13)$$

Termenul $T_0 S_{genC}$ are întotdeauna valoare pozitivă, ceea ce face ca lucrul mecanic maxim ce poate fi eliberat de sistemul închis, respectiv exergia sistemului să aibă relația:

$$Ex = L_{C\max} = E - U_0 + p_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) \quad (2.14)$$

Termenul $T_0 S_{genC}$ reprezintă distrugerea de exergie sau ireversibilitatea.

2.3. EXERGIA TERMO-MECANICĂ A UNUI VOLUM DE CONTROL

Volumul de control, sau sistemul deschis, reprezintă din punct de vedere termodinamic un sistem care schimbă substanță cu mediul ambiant. Astfel pentru a transforma sistemul deschis în sistem închis, se adaugă la cantitatea de substanță conținută în interiorul sistemului deschis, cantitatea δm care așteaptă să intre, în perioada de timp $d\tau$, în interiorul sistemului deschis.

Ecuația de bilanț exergetic pentru un sistem închis are relația:

$$Ex_{mc}(\tau + d\tau) - Ex_{mc}(\tau) = \delta Ex_Q - (\delta L_{mc} - p_0 dV_{mc}) - \delta I_{mc} \quad (2.15)$$

Schematic, modelul volumului de control este prezentat în figura 2.2.

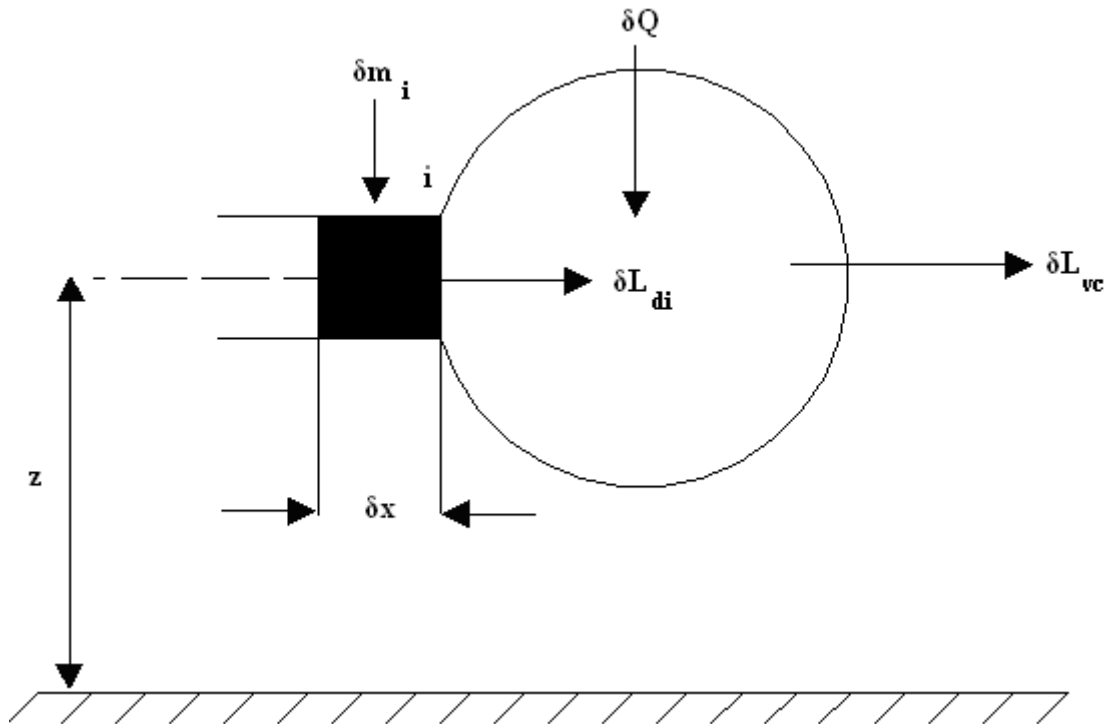


Fig 2.2. Model de volum de control

În continuare se trece la scrierea termenilor ecuației (2.15) în funcție de volumul de control:

$$Ex_{mc}(\tau + d\tau) = Ex_{vc}(\tau + d\tau) \quad (2.16)$$

$$Ex_{mc}(\tau) = Ex_{vc}(\tau) + ex_i \delta m_i \quad (2.17)$$

$$\delta Ex_{Q_{mc}} = \delta Ex_{Q_{vc}} \quad (2.18)$$

$$\delta L_{mc} = \delta L_{vc} + \delta L_i \quad (2.19)$$

Se observă că lucrul primit de către sistem este negativ:

$$\delta L_i = -p_i v_i \delta m_i \quad (2.20)$$

Ecuația (2.19) devine:

$$\delta L_{mc} = \delta L_{vc} - p_i v_i \delta m_i \quad (2.21)$$

$$dV_{mc} = V_{mc}(\tau + d\tau) - V_{mc}(\tau) \quad (2.22)$$

$$V_{mc}(\tau + d\tau) = V_{vc}(\tau + d\tau) \quad (2.23)$$

$$V_{mc}(\tau) = V_{vc}(\tau) + v_i \delta m_i \quad (2.24)$$

Din ecuațiile (2.22)-(2.24) se determină variația volumică a masei de control:

$$dV_{mc} = dV_{vc} - v_i \delta m_i \quad (2.25)$$

Ecuația (2.15) devine:

$$dEx_{vc} - ex_i \delta m_i = \delta Ex_Q - (\delta L_{vc} - p_i v_i \delta m_i - p_0 dV_{vc} + p_0 v_i \delta m_i) - \delta I \quad (2.26)$$

$$dEx_{vc} = \delta Ex_Q - (\delta L_{vc} - p_0 dV_{vc}) - \delta I + [ex_i + (p_i - p_0)v_i] \delta m_i \quad (2.27)$$

Termenul $ex_i + (p_i - p_0)v_i$ reprezintă contribuția pe care o are interacțiunea mecanică în curgerea sistemului, acest termen purtând denumirea de exergie în curgere, relația (2.28).

$$ex_i^f = ex_i + (p_i - p_0)v_i \quad (2.28)$$

Se observă că:

$$ex_i = e_i - u_0 + p_0(v_i - v_0) - T_0(s_i - s_0) \quad \text{unde} \quad (2.29)$$

$$e_i = u_i + \frac{w_i^2}{2} + gz_i \quad (2.30)$$

Astfel, ecuația (2.29) devine:

$$ex_i^f = u_i - u_0 + p_0(v_i - v_0) - T_0(s_i - s_0) + \frac{w_i^2}{2} + gz_i \quad (2.31)$$

Prin substituirea ecuației (2.31) în (2.28) se obține:

$$ex_i^f = u_i - u_0 + p_i v_i - p_0 v_0 - T_0(s_i - s_0) + \frac{w_i^2}{2} + gz_i \quad (2.32)$$

Știind că entalpia este definită ca fiind:

$$h = u + pv \quad (2.33)$$

relația (2.28) devine:

$$ex_i^f = h_i - h_0 - T_0(s_i - s_0) + \frac{w_i^2}{2} + gz_i \quad (2.34)$$

Introducând relația (2.34) în ecuația (2.27) se obține:

$$dEx_{vc} = \delta Ex_Q - (\delta L - p_0 dV) + ex_i^f \delta m_i - \delta I \quad (2.35)$$

Pentru mai multe porți de intrare și ieșire și raportând la timp, ecuația (2.35) devine:

$$\frac{dEx_{vc}}{d\tau} = \sum \dot{Ex}_Q - \left(\sum \dot{L} - p_0 \frac{dV}{d\tau} \right) + \sum ex_e^f \dot{m}_e - \sum ex_s^f \dot{m}_s - \sum \dot{I} \quad (2.36)$$

Pentru un regim staționar, atunci când parametrii de stare sunt constanți în timp, variația exergiei și a volumului în timp sunt nule. În această situație, ecuația de bilanț a volumului de control se simplifică și devine:

$$\sum \dot{Ex}_Q = \sum ex_s^f \dot{m}_s - \sum ex_e^f \dot{m}_e + \sum \dot{L} + \sum \dot{I} \quad (2.37)$$

2.4. EXERGIA CĂLDURII

În vederea stabilirii cantității maxime de lucru mecanic ce se poate obține dacă se consideră o cantitate elementară de căldură δQ ce se află la temperatura T , este necesar un agent de lucru care să evolueze într-un ciclu direct. Ciclul motor caracterizat prin cel mai mare randament și prin cea mai mare cantitate de lucru ce poate fi produsă este ciclul Carnot.

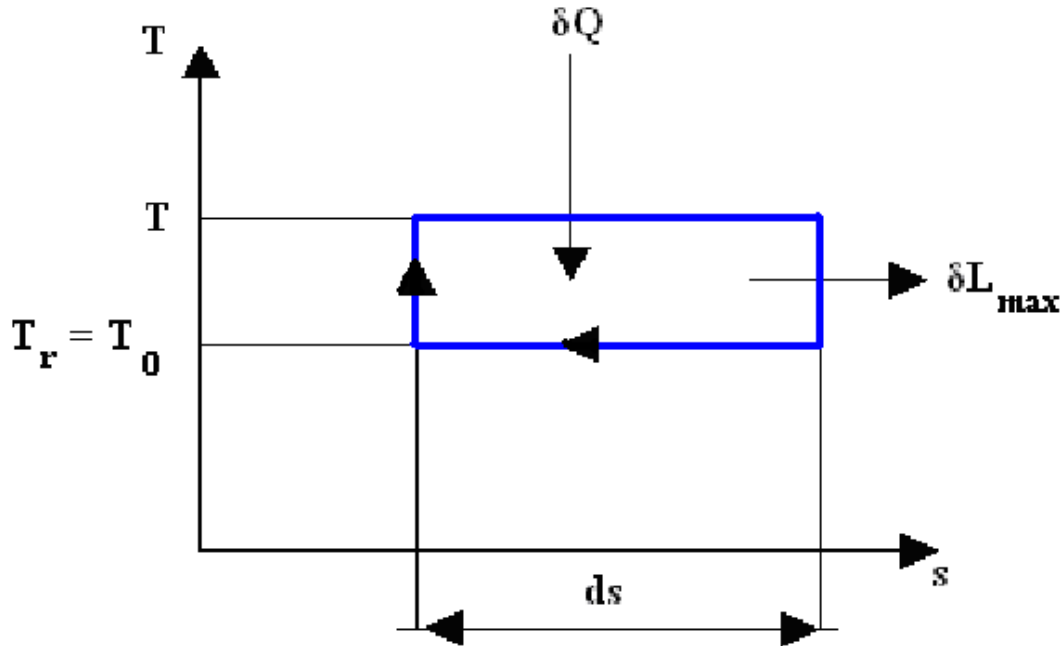


Fig 2.3. Ciclul Carnot în diagrama T-s

Randamentul ciclului Carnot are relația:

$$\eta_{C \max} = \frac{\delta L_{\max}}{\delta Q} = 1 - \frac{T_r}{T_{ca}} \quad (2.38)$$

T_r reprezintă temperatura sursei reci, iar T_{ca} pe cea a sursei calde. În vederea maximizării randamentului se dorește ca temperatura rece să aibă o valoare cât mai mică, dar și să fie gratuită. Temperatura care îndeplinește aceste două criterii este T_0 , ce reprezintă temperatura mediului ambiant. Așadar, relația (2.38) se rescrie astfel:

$$\eta_{C \max} = 1 - \frac{T_0}{T_{ca}} \quad (2.39)$$

Lucrul maxim ce poate fi obținut are relația:

$$\delta L_{\max} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{ca}}\right) \delta Q = \delta Ex_Q \quad (2.40)$$

Exergia căldurii are relația:

$$Ex_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T_{ca}}\right) Q = Q - T_0 \Delta S_Q \quad (2.41)$$

2.5. EXERGIA CHIMICĂ A COMBUSTIBILILOR

Atunci când un sistem se află în starea moartă restrictivă, la parametrii termodinamici ai mediului ambiant, o cantitate suplimentară de lucru poate fi eliberată când sistemul trece de la compoziția inițială la compoziția mediului ambiant.

Exergia chimică a unui combustibil are următoarea definiție [1]:

Lucrul maxim ce poate fi eliberat când sistemul considerat este adus din starea moartă restrictivă în starea moartă (echilibru total – termic, mecanic și chimic).

2.5.1. Entalpia de formare

Se consideră, de exemplu, cazul reacției de oxidare al unei hidrocarburi.



Neglijând variația energiei cinetice și potențiale, bilanțul unui volum de control pe molul de combustibil dă:

$$\hat{Q} = \Delta \hat{H} + \hat{L} = \hat{H}_P - \hat{H}_R + \hat{L} \quad (2.43)$$

$$\hat{H}_R = (\bar{h})_{Cb} + \alpha \bar{h}_{O_2} + 3,76\alpha (\bar{h})_{N_2} \quad (2.44)$$

$$\hat{H}_P = \sum_k v_k (\bar{h})_k \quad (2.45)$$

Pentru a calcula bilanțul energetic al reacției de ardere, sunt necesare entalpiile fiecărui element. Pentru calculul unui proces însoțit de reacții chimice, mărimile de stare ale tuturor participanților trebuie estimate în funcție de aceeași referință. În acest caz, valoarea entalpiei de referință este entalpia de formare, calculată sau măsurată în condiții de referință standard. Se consideră că entalpia de formare a elementelor este nulă.

Entalpia de formare a unui compus este egală cu energia eliberată sau primită în timpul formării sale. Parametrii standard ai stării de referință sunt $T_{ref}=298,15K$ și $p_{ref}=1bar$.

Entalpia unui compus aflat într-o altă stare decât cea de referință este:

$$\bar{h}(T, p) = \bar{h}_f + \Delta \bar{h} \quad (2.46)$$

$$\Delta \bar{h} = \bar{h}(T, p) - \bar{h}(T_{ref}, p_{ref}) \quad (2.47)$$

Pentru a determina $\Delta \bar{h}$, alegerea referinței este arbitrară, deoarece este cazul unei diferențe, referința anulându-se.

2.5.2. Entropia absolută

Generarea de entropie pentru procesul de combustie considerat are relația:

$$\hat{S}_{gen} = \hat{S}_P - \hat{S}_R - \sum_j \frac{Q_j}{T_j} \quad (2.48)$$

În această relație entropia reactanților este:

$$\hat{S}_R = (\bar{s})_{Cb} + \alpha \bar{s}_{O_2} + 3,76\alpha \bar{s}_{N_2} \quad (2.49)$$

iar entropia produșilor este:

$$\hat{S}_P = \sum_k v_k \bar{s}_k \quad (2.50)$$

Similar cu cazul entalpiei, este necesară o referință comună pentru calculul valorilor entropiei fiecărui compus. Entropiile calculate în raport cu 0K se numesc entropii absolute, care sunt întabulate pentru starea de referință. Parametrii standard ai stării de referință sunt $T_{ref}=298,15K$ și $p_{ref}=1bar$.

Pentru o altă stare decât cea de referință, entropia absolută se calculează astfel:

$$\bar{s}(T, p) = \bar{s}(T_{ref}, p_{ref}) + \Delta \bar{s} \quad (2.51)$$

$$\Delta \bar{s} = \bar{s}(T, p) - \bar{s}(T_{ref}, p_{ref}) \quad (2.52)$$

2.5.3. Funcția Gibbs de formare

Pentru determinarea potențialului Gibbs de formare, se utilizează aceeași regulă ca în cazul entalpiei de formare. Pentru un element ce se găsește în starea standard de referință, potențialul Gibbs de formare are valoarea zero. În cazul unui compus, valoarea funcției Gibbs de formare este egală cu variația funcției Gibbs pentru reacția de formare.

Funcția Gibbs pentru un compus într-o altă stare decât cea standard devine:

$$\bar{g}(T, p) = \bar{g}_f + \Delta \bar{g} \quad (2.53)$$

$$\Delta \bar{g} = [\bar{g}(T, p) - \bar{g}(T_{ref}, p_{ref})] \quad (2.54)$$

Știind că:

$$\bar{g} = \bar{h} - T \bar{s} \quad (2.55)$$

ecuația 2.54 devine:

$$\Delta \bar{g} = [\bar{h}(T, p) - \bar{h}(T_{ref}, p_{ref})] - [T \bar{s}(T, p) - T_{ref} \bar{s}(T_{ref}, p_{ref})] \quad (2.56)$$

2.5.4. Lucrul maxim al unei reacții chimice

Considerând un volum de control reprezentat de o cameră de reacție chimică, în care reactanții intră și produșii ies la p_0 și T_0 și aplicând ecuațiile primului și celui de al doilea principiu al termodinamicii, pentru un proces staționar reversibil, se obține:

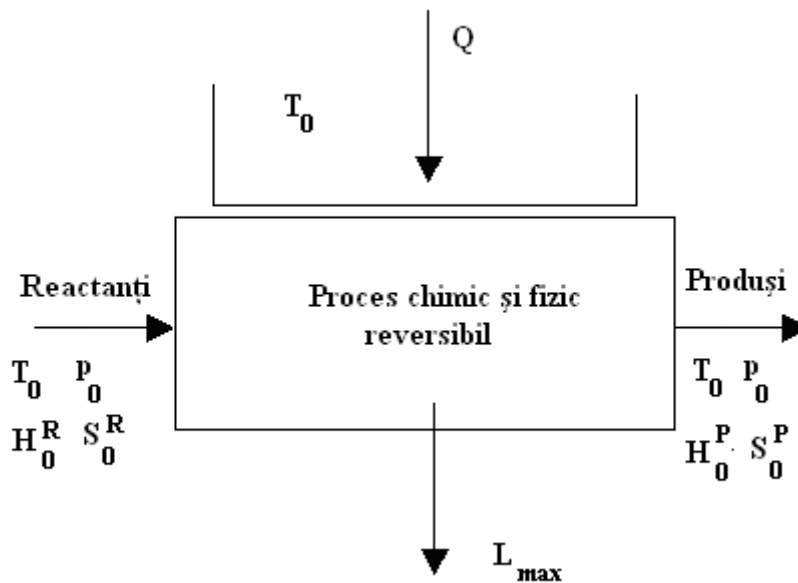


Fig 2.4. Schema unei camere de reacție reversibilă

$$Q = H_0^P - H_0^R + L_{max}^{CH} \quad (2.57)$$

$$Q = T_0(S_0^P - S_0^R) \quad (2.58)$$

Prin înlocuirea relației (2.58) în relația (2.57) se obține:

$$L_{max}^{CH} = -[(H_0^P - T_0 S_0^P) - (H_0^R - T_0 S_0^R)] \quad (2.59)$$

$$L_{max}^{CH} = -\Delta G_0 \quad (2.60)$$

Astfel, lucrul maxim al unei reacții chimice este de fapt variația funcției Gibbs standard a reacției chimice.

2.5.5. Exergia chimică a unui combustibil

Pentru a se putea calcula exergia combustibilului se apelează la un dispozitiv cunoscut sub numele de cutie (fig.2.5). Această cutie este baza ce asigură legătura dintre variația energiei libere Gibbs și constanta k, de echilibru a unei reacții chimice. În această cutie, intră reactanții, iar produșii părăsesc camera la p_0 și T_0 . Sistemul schimbă căldură și masă numai cu mediul ambiant.

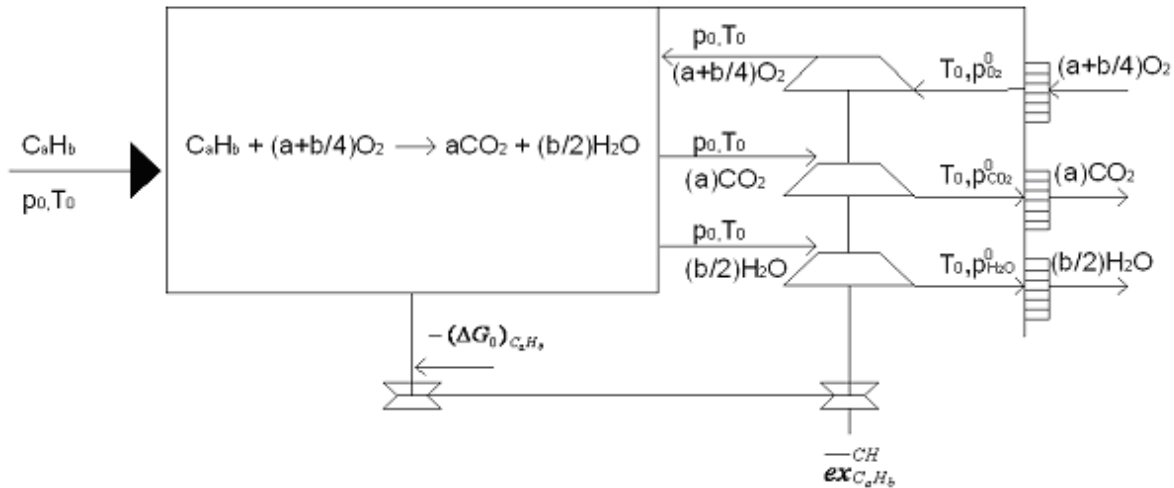


Fig.2.5. Model pentru calculul exergiei chimice a unui combustibil gazos

Exergia chimică a combustibilului reprezintă lucrul maxim pe care acesta îl poate elibera atunci când reacționează reversibil cu mediul înconjurător, transformându-se în elemente ce în final difuzează printre elementele omoloage ale mediului ambiant.

Pentru a pune în evidență lucrul maxim al reacției chimice, reactanții intră și produșii ies din camera de reacție la p_0 și T_0 . Oxigenul necesar reacției de ardere este luat din mediul ambiant la presiunea sa parțială $p_{O_2}^0$ și trebuie comprimat la p_0 . Pentru a consuma lucrul mecanic minim, comprimarea trebuie să fie reversibilă și realizată izotermic la T_0 . Produsul combustiei trebuie să ajungă în mediul ambiant și trebuie să se destindă reversibil la T_0 , de la presiunea p_0 la $p_{CO_2}^0$ și respectiv la $p_{H_2O}^0$.

Exergia chimică este o sumă a tuturor acestor lucruri schimbate cu sistemele exterioare.

$$ex_{C_aH_b}^{CH}(p_0, T_0) = -\Delta G^0 + \left(a + \frac{b}{4}\right) \bar{R} T_0 \ln \frac{p_{O_2}^0}{p_0} + a \bar{R} T_0 \ln \frac{p_0}{p_{CO_2}^0} + \frac{b}{2} \bar{R} T_0 \ln \frac{p_0}{p_{H_2O}^0} \quad (2.61)$$

Relația (2.61) reprezintă exergia chimică molară a combustibilului, și are două componente. Prima componentă, reprezintă așa cum s-a putut vedea în secțiunea precedentă, lucrul maxim al reacției chimice desfășurată în condiții de echilibru termo-mecanic cu mediul ambiant (p_0, T_0) și este redată în relația (2.62). Cea de-a doua componentă, reprezintă lucrul mecanic izoterm consumat pentru comprimare (în cazul O_2), respectiv produs prin destindere (în cazul CO_2 și H_2O).

$$-\Delta G^0 = \bar{g}_{f, C_aH_b}^{-0} + \left(a + \frac{b}{4}\right) \bar{g}_{f, O_2}^{-0} - a \bar{g}_{f, CO_2}^{-0} - \frac{b}{2} \bar{g}_{f, H_2O}^{-0} \quad (2.62)$$

De multe ori în cazul hidrocarburilor, nu vorbim de un singur component, ci de un combustibil format dintr-un amestec de mai multe hidrocarburi și elemente. Un calcul real al potențialului oferit de un combustibil gazos este prezentat în capitolul 5. În această situație, fiecare component intervine, considerând presiunea parțială pe care o are în amestec.

2.6. STABILIREA COEFICIENTULUI DE PERFORMANȚĂ AL UNUI ANSAMBLU INTEGRAT : SISTEM DE PRODUCERE A ENERGIEI – UTILIZATOR

În vederea stabilirii coeficientului de performanță al unui ansamblu producător-consumator, se propune schema sistemului combinat de analizat în figura 2.6.

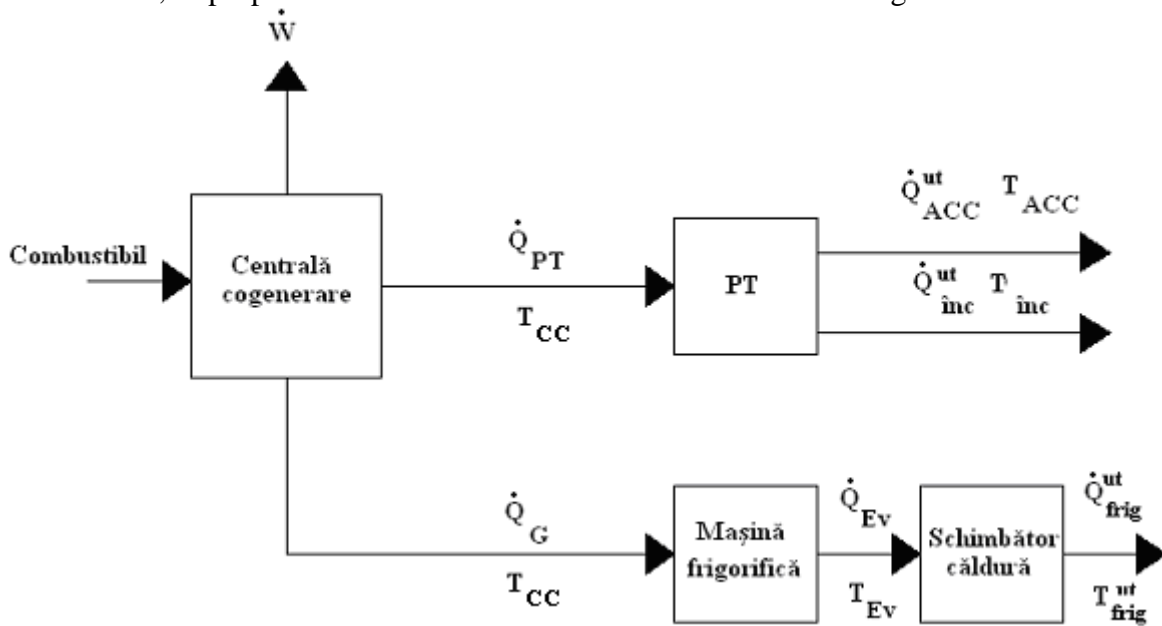


Fig. 2.6. Schema sistemului integrat producător - consumator

Este considerată producerea în cadrul unei centrale de cogenerare a energiei electrice notate cu \dot{W} și a căldurii \dot{Q}_{CC} . Puterea termică \dot{Q}_{CC} se descompune în două componente, componenta \dot{Q}_{PT} și componenta \dot{Q}_G .

Componenta \dot{Q}_{PT} este transportată către un punct termic de transformare în vederea preparării agentului termic de încălzire căruia i se transferă căldura \dot{Q}_{inc}^{ut} la temperatura medie T_{inc} și a apei calde de consum \dot{Q}_{ACC}^{ut} , la temperatura T_{ACC} . Pe timpul verii, căldura \dot{Q}_{PT} se transformă doar în \dot{Q}_{ACC}^{ut} .

Componenta \dot{Q}_G este transferată pe timpul verii către generatorul unei mașini frigorifice triterme, fie cu absorbție sau eiecție, unde produce cantitatea de frig \dot{Q}_{Ev} la temperatura T_{Ev} . Într-un schimbător de căldură ea este transferată la parametrii optimi utilizatorului, T_{frig}^{ut} , în cantitatea de frig \dot{Q}_{frig}^{ut} .

$$\dot{Q}_{CC} = \dot{Q}_{PT} + \dot{Q}_G \quad (2.63)$$

$$\dot{Q}_{PT} = \dot{Q}_{inc}^{ut} + \dot{Q}_{ACC}^{ut} \quad (2.64)$$

Bilanțurile la nivelul sistemului de producere sunt următoarele:

- energetic pe timpul verii

$$\eta^{CC} = \frac{\dot{W} + |\dot{Q}_{PT}| + |\dot{Q}_G|}{\dot{E}_{Cb}} \quad (2.65)$$

unde numitorul reprezintă energia combustibilului cu care este alimentată centrala.

- energetic pe timpul iernii

$$\eta^{CC} = \frac{\dot{W} + |\dot{Q}_{PT}|}{\dot{E}_{Cb}} \quad (2.66)$$

- exergetic pe timpul verii

$$\eta_{ex}^{CC} = \frac{\dot{W} + \eta_{CarnotPT} |\dot{Q}_{PT}| + \tau_{CarnotG} |\dot{Q}_G|}{\dot{E}x_{Cb}} \quad (2.67)$$

- exergetic pe timpul iernii

$$\eta_{ex}^{CC} = \frac{\dot{W} + \eta_{CarnotPT} |\dot{Q}_{PT}|}{\dot{E}x_{Cb}} \quad (2.68)$$

unde

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_0}{T} \quad (2.69)$$

Bilanțurile pentru ansamblul integrat sistem de producere - utilizator:

- energetic pe timpul verii

$$\eta^{C-ut} = \frac{\dot{W} + |\dot{Q}_{ACC}^{ut}| + |\dot{Q}_{frig}^{ut}|}{\dot{E}_{Cb}} \quad (2.70)$$

- energetic pe timpul iernii

$$\eta^{C-ut} = \frac{\dot{W} + |\dot{Q}_{inc}^{ut}| + |\dot{Q}_{ACC}^{ut}|}{\dot{E}_{Cb}} \quad (2.71)$$

- exergetic pe timpul verii

$$\eta_{ex}^{C-ut} = \frac{\dot{W} + \eta_{CarnotACC}^{ut} |\dot{Q}_{ACC}^{ut}| - \eta_{Carnotfrig}^{ut} |\dot{Q}_{frig}^{ut}|}{\dot{E}x_{Cb}} \quad (2.72)$$

În relația (2.72) apare semnul „-”, deoarece factorul $\eta_{Carnotfrig}^{ut} < 0$. Acest lucru se datorează valorii supraunitare a raportului $\frac{T_0}{T_{frig}} > 1$.

- exergetic pe timpul iernii

$$\eta_{ex}^{C-ut} = \frac{\dot{W} + \eta_{CarnotACC}^{ut} \left| \dot{Q}_{ACC}^{ut} \right| + \eta_{Carnotinc}^{ut} \left| \dot{Q}_{inc}^{ut} \right|}{\dot{E}x_{Cb}} \quad (2.73)$$

Dacă se consideră că rețelele de transport și distribuție a căldurii, respectiv frigului sunt perfect izolate, între bilanțul energetic pe timpul iernii de la nivelul centralei și cel al sistemului integrat, nu există diferențe valorice.

Din punct de vedere exergetic lucrurile nu sunt similare, tocmai datorită nivelurilor de temperatură diferite la care se află căldura la producător și la utilizator. Astfel chiar dacă se consideră un sistem ce nu înregistrează pierderi pe transport și distribuție, faptul că la nivelul utilizatorului, căldura este slab calitativă, face ca valoarea randamentului exergetic pentru întregul sistem să fie inferioară randamentului centralei producătoare.

În concluzie se poate nota superioritatea analizei exergetice, prin faptul că spre deosebire de primul principiu, surprinde și aspectul calitativ al energiei, oferind o viziune completă a modului de utilizare a potențialului combustibilului.

CAPITOLUL 3

STUDIUL ENERGETIC ȘI EXERGETIC AL MAȘINII FRIGORIFICE CU ABSORBȚIE

În contextul economic și energetic actual, introducerea tehnologiilor ce utilizează energii regenerabile ca surse de căldură, are un dublu avantaj: reducerea costurilor cu combustibilul și reducerea poluării. Utilizarea căldurii ca sursă de energie, oferă posibilitatea utilizării soarelui drept combustibil al sistemului de climatizare. În prezent există un mare interes pentru aceste tipuri de sisteme, datorită faptului că orele în care este nevoie de climatizare se suprapun cu orele de însorire. În anul 2005 sistemele de climatizare solară în Europa însumau o putere de doar 6 MW.[52]

Diferiți autori prezintă în lucrările lor diverse tehnologii prin care se produce frig pornind de la energia solară. Se consideră că există trei tipuri de instalații: cu compresie mecanică de vapori, utilizând energie electrică produsă de panourile fotovoltaice, al doilea tip funcționează după un ciclu deschis ce tratează direct aerul, iar ultimul tip are la bază absorbția chimică printr-un ciclu termodinamic închis ce utilizează un amestec binar capabil să producă frig, pornind de la un aport de căldură. [53,54]

În cazul primei grupe de instalații, care produce frig prin compresie mecanică, randamentul de producere este mic datorită eficacității scăzute de transformare a energiei solare în energie electrică a panourilor fotovoltaice. În cazul acestei tehnologii, COP-ul este cuprins între 2,52 și 3,57 [55].

Cea de a doua tehnologie, ce utilizează un ciclu deschis cu dezumidificare, în care agentul frigorific este chiar aerul ce trebuie răcit, are un COP cuprins în intervalul 0,5 – 1, chiar valori supraunitare. Principiul de funcționare constă în dezumidificarea, urmată de răcirea aerului proaspăt pe baza fluxului de aer viciat ce părăsește spațiul climatizat. Efectul frigorific este produs datorită evaporării aerului viciat, prin preluarea căldurii de la aerul proaspăt. Căldura solară intervine în sistem pentru regenerarea materialului desicant. Avantajul acestei tehnologii este acela că funcționează cu temperaturi ale sursei calde relativ reduse (70°C). Pe de altă parte, suprafața captatoarelor solare este mai mare comparativ cu situația sistemului de răcire bazat pe absorbția chimică. Astfel pentru a obține 1 kW de frig este nevoie de 3,5 m² panouri, comparativ cu doar 2,8 m², în cazul absorbției chimice.[56]

În acest capitol, atenția este îndreptată către sistemele de răcire cu absorbție, în următoarea secțiune fiind prezentate câteva rezultate și direcții ale cercetărilor înregistrate în acest domeniu.

3.1. PREZENTAREA INSTALAȚIEI

3.1.1. Stadiul actual al cercetării

Mașinile frigorifice cu absorbție, reprezintă doar 10% din totalul tehnologiilor de răcire de confort, potențialul de dezvoltare în viitor fiind foarte mare [57]. Prin utilizarea căldurii drept sursă de energie a mașinii frigorifice cu absorbție, se deschide posibilitatea folosirii soarelui drept combustibil [58]. De altfel avantajul acestei tehnologii provine din faptul că se poate utiliza drept sursă, orice căldură reziduală ce poate proveni din: cogenerare, centrale de incinerare a deșeurilor etc.

Prima mașină frigorifică cu absorbție a fost realizată în 1858, de către inginerul francez Ferdinand Carré. Acest prim sistem utiliza ca absorbant apa și ca agent frigorific amoniacul.

În Statele Unite ale Americii a fost ulterior descoperit amestecul apă (agent frigorific) și bromură de litiu (absorbant).

În sistemele frigorifice cu absorbție, un rol important îl are selectarea agentului de lucru conform cu parametrii de utilizare, astfel încât să se obțină performanțe cât mai bune. În ultimii ani mai mulți cercetători s-au concentrat asupra studierii diferitelor soluții binare.

Ajib și Karno [59] au prezentat rezultatele experimentale și teoretice obținute la funcționarea unui sistem cu acetonă/ $ZnBr_2$. Ei arată că acest amestec este potrivit pentru temperaturi ale generatorului de 50-55°C, obținând un COP de 0,4-0,6. Tot pentru aplicații solare Pilatowsky et al. [60] și Romero et al. [61] au utilizat perechea CH_3NH_2/H_2O obținând COP-uri de până la 0,55 pentru temperaturi ale sursei de 60° C.

Zhu și Gu [62] au făcut o analiză teoretică a unui sistem cu absorbție cu soluția $NH_3/NaSCN$, în care $NaSCN$ este absorbantul. Această soluție poate fi folosită cu performanțe bune în cazul temperaturilor scăzute ale generatorului, în această situație înregistrându-se COP-uri cu aproximativ 10% mai mari decât în cazul utilizării perechii NH_3/H_2O .

Safarov [63], a prezentat soluția $LiBr/CH_3OH$ ca o alternativă a $LiBr/H_2O$, observând că vâscozitatea este mai mică, ceea ce deschide posibilitatea producerii de frig sub temperatura de îngheț a apei.

Wu și Eames [64] într-o lucrare din 2000, inventariază inovațiile ce au apărut în tehnologia absorbției precum și diferitele amestecuri ce pot fi utilizate ca agent de lucru. Concluzia studiului este că deși în decursul timpului s-au depus eforturi însemnate în vederea găsirii și îmbunătățirii fluidelor de lucru, perechile $LiBr/H_2O$ și NH_3/H_2O rămân cele mai utilizate și cu performanțe bune.

Kaita [65] a dezvoltat ecuațiile din care au rezultat proprietățile soluției de bromură de litiu, pentru temperaturi variind de la 40 până la 210° C pentru concentrații între 40–65%. Aceste ecuații sunt utile pentru mașinile cu triplu efect. Tot pentru această soluție Chua et al. [66], au calculat entalpii, entropii și călduri specifice pentru temperaturi între 0-190° C și concentrații în intervalul 0-75%.

O altă direcție a studiilor o constituie analiza termodinamică și analiza performanțelor energetice și exergetice.

Abu-Ein et al. [67] au prezentat în 2009 studiul teoretic al unui sistem solar de absorbție cu NH_3/H_2O . Minimul COP-ului a fost înregistrat la 110°C, în vreme ce maximul la 200° C. May et al. [68] au realizat un studiu energetic și exergetic al unui sistem comercial de 10kW având agent de lucru NH_3/H_2O . Au constatat că absorbitorul este responsabil cu peste 45% din scăderea COP-ului.

Venegas et al. [69] au făcut o simulare teoretică a comportării unui sistem cu absorbție în regim de mașină frigorifică și pompă de căldură, cu soluții de NH_3/H_2O , $NH_3/LiNO_3$ și $NH_3/NaSCN$, utilizând căldură de parametrii scăzuți, 50-90°C. Cele mai bune rezultate au fost înregistrate în cazul utilizării $NH_3/LiNO_3$. Această soluție a fost studiată și de către Wang et al. [70] în cazul unei mașini îmbunătățite prin utilizarea mai multor absorbitoare în serie, dintre care unul era răcit de mediul ambiant, iar celelalte erau răcite de agentul frigorific aflat la o presiune intermediară celei de vaporizare și celei de condensare. Rezultatele simulării au arătat că pe baza unei călduri de parametrii scăzuți, 65°C, este posibilă producerea de frig până la -40°C.

În vederea îmbunătățirii performanțelor, Fernandez-Seara et al. [71] au utilizat un sistem frigorific în cascadă cu un compresor ce funcționează cu CO_2 în treapta de temperatură joasă, în vreme ce în treapta de temperaturi ridicate este utilizat sistemul cu absorbție de NH_3/H_2O . Astfel au reușit generarea de frig la temperaturi scăzute și reducerea consumului de energie.

He și Chen [72] au utilizat amestecul R32 și R134a ca refrigerant și dimetilformamida ca absorbant într-un sistem de absorbție în cascadă, obținând frig la temperatura de -50°C.

Trebuie menționat că această temperatură nu poate fi obținută în sistemele clasice cu absorbție. Acești autori afirmă că prin noul ciclu se poate obține teoretic o temperatură de -62°C pentru o valoare a t_G de 160°C . Experimental s-a reușit obținerea unei temperaturi de evaporare de $-47,3^{\circ}\text{C}$, considerând o temperatură la generator de 157°C .

O altă sursă de energie neexploatăată prea mult în domeniul producerii frigului, este căldura deșeu ce rezultă din evacuarea gazelor de ardere de la motoarele cu combustie internă. Manzela et al. [73] și Koehler et al. [74] au studiat potențialul utilizării acestei surse de energie în domeniul mașinilor frigorifice cu absorbție, precum și influența pe care acest fapt o are asupra performanțelor motorului. De asemenea Hilali și Soylemez [75] au optimizat aria de schimb de căldură a generatorului, pentru un sistem cu absorbție funcționând cu gaze de ardere. Au găsit o arie optimă de $1,07\text{ m}^2$, pentru care au obținut un COP de 0,751.

Misra et al. [76] au abordat problema optimizării unui sistem ce funcționează pe bază de $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ din perspectiva costului mediu. Această metodă constă într-o analiză exergetică urmată de determinarea costului unitar al fiecărui curent intern și produs, ce apar în reprezentarea termo-economică a sistemului.

Asdrubali și Grignaffini [77] au făcut un experiment în care au studiat funcționarea unui chiller cu $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$. Au înregistrat cele mai bune performanțe energetice pentru valori ale temperaturii de la generator de 70°C , fapt ce indică posibilitatea utilizării energiei solare drept combustibil al sistemului.

În 1996, Bejan [78] a utilizat analiza exergetică într-un studiu teoretic. Talbi și Agnew [29] au efectuat o analiză exergetică pe baza datelor experimentale obținute de la o mașină cu absorbție simplu efect, al cărui generator funcționează pe baza gazelor evacuate la 500°C . Răcirea condensatorului este asigurată de mediul ambiant, considerat la o temperatură de 33°C . Utilizând programul FORTRAN 77, au fost calculate punctele de stare ale ciclului, pierderile exergetice ale fiecărui component și al sistemului, precum și COP-ul.

În anul 2005, Sencan et al. [79] a simulat în FORTRAN 90, funcționarea unei mașini de absorbție simplu efect, ce funcționează cu amestecul binar $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$. Rezultatele obținute indică o îmbunătățire a performanțelor energetice cu creșterea temperaturii sursei, în vreme ce performanțele exergetice scad.

Aphornratana și Sriveerakul [80] au desfășurat o investigație experimentală asupra unui sistem cu absorbție simplu efect de 2kW , pe bază de $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$. Testele au arătat că introducerea unui schimbător de căldură recuperator, poate conduce la îmbunătățiri ale COP-ului de până la 60%. Tot acești autori au arătat importanța pe care o are factorul de circulație asupra performanțelor sistemului. În vederea îmbunătățirii eficienței, autorii sugerează creșterea ariei absorbitorului, menționând însă că temperatura soluției trebuie menținută peste limita de cristalizare.

Kaushik și Arora [21] au prezentat analiza energetică și exergetică a unor sisteme simplu și dublu efect cu $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$. Autorii au dezvoltat un model matematic în EES [49] și au studiat efectul variației temperaturilor în diferitele componente ale sistemului: generator, absorbitor, condensator, evaporator. Rezultatele au indicat că eficiența energetică a sistemului variază în intervalul 0,66–0,75 pentru mașina cu simplu efect și în intervalul 1–1,28 pentru dublu efect. Din punct de vedere exergetic, irversibilitățile cele mai mari apar în absorbitor, în cazul ambelor sisteme.

Zadeh and Bozgoran [81] au realizat o simulare în EES, observând de asemenea că cele mai mari distrugerii de exergie apar în generator și absorbitor. Orice îmbunătățire adusă acestor componente, aduce creșteri ale performanței sistemului.

3.1.2. Descrierea funcționării

Comparativ cu amestecul amoniac-apă, unde presiunea este superioară celei ambiante, în cazul sistemului cu bromură de litiu, presiunile trebuie să fie foarte scăzute, de doar 7 mm Hg pentru a putea atinge un nivel de temperaturi interesante din punctul de vedere al climatizării clădirilor, de 4-6°C. Avantajele sistemelor de absorbție ce folosesc amestecul LiBr/H₂O sunt următoarele:

- nu necesită coloană de rectificare și deflegmator;
- căldura latentă de vaporizare a apei este mare;
- agentul nu este toxic, inflamabil și nici exploziv, astfel încât instalația nu necesită o supraveghere specială;
- presiunea din sistem este redusă ceea ce conduce la un consum mic de metal, ceea ce dă posibilitatea creării unei unități compacte.

Acest ultim element reprezintă și unul dintre dezavantaje, presiunile scăzute din instalație necesitând etanșări speciale [45].

Având în vedere că scopul studiului a fost cel al climatizării, s-a optat pentru utilizarea amestecului apă – bromură de litiu. În continuare prezentăm funcționarea unei mașini frigorifice cu absorbție figura 3.1., alături de reprezentarea ciclului în diagrama Oldham, figura 3.2.

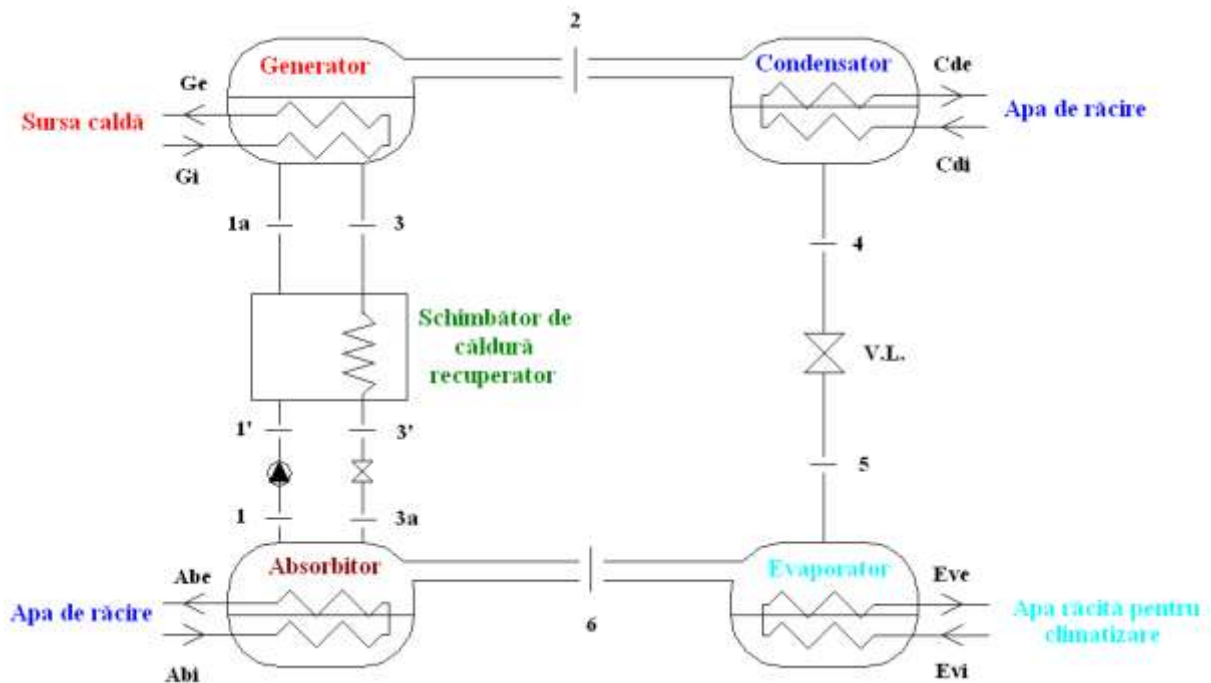


Fig.3.1 Schema unei MFA îmbunătățită cu economizor

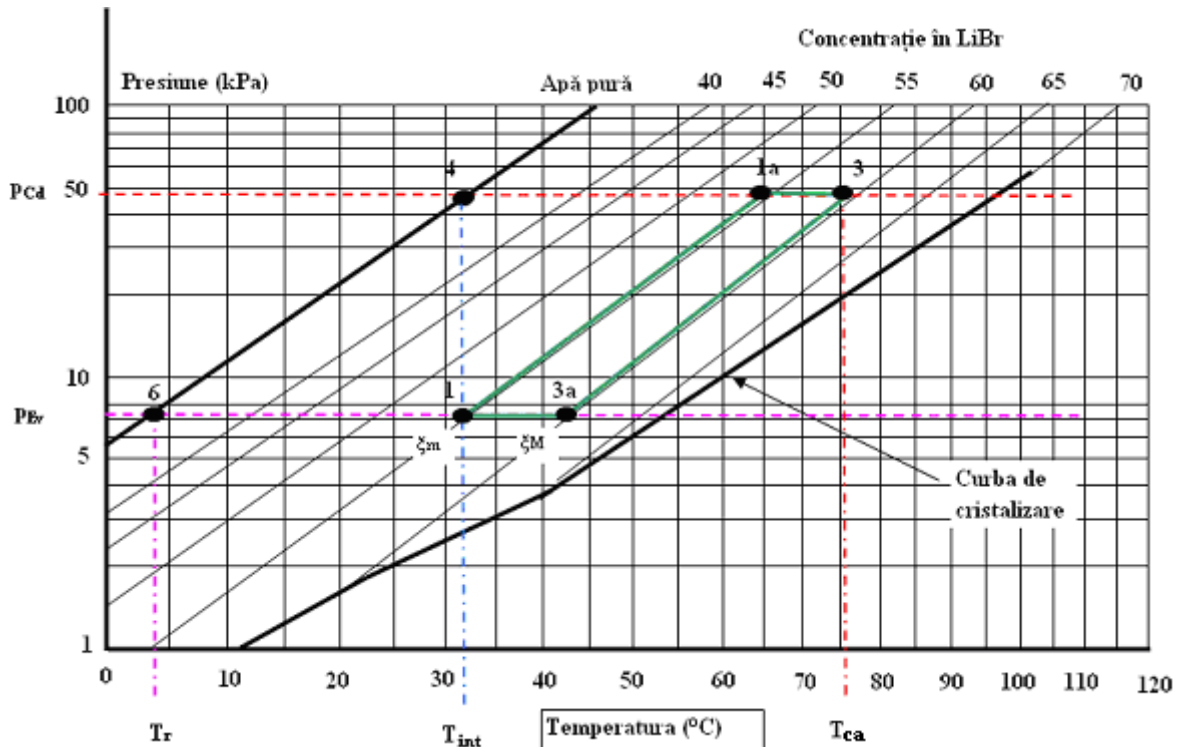


Fig.3.2 Reprezentarea ciclului MFA îmbunătățită cu economizor în diagrama Oldham

Funcționarea este similară cu cea a sistemului cu compresie de vapori, în componență intrând condensatorul, ventilul de laminare și evaporatorul. Principiul fizic este dat de proprietatea anumitor lichide de a absorbi respectiv desorbi vapori. Solubilitatea vaporilor în lichid este o funcție ce depinde de presiune și temperatură, iar fluidul de lucru este un amestec binar în care componentul mai volatil este agentul frigorific. Celălalt component mai puțin volatil, care fixează vaporii de agent frigorific, este denumit absorbant. Trebuie menționat că sistemele cu absorbție sunt mașini triterme, ce utilizează trei niveluri de temperatură T_{ca}, T_{int} și T_r , care pentru funcționare trebuie să respecte inegalitatea $T_r < T_{int} < T_{ca}$ (date de trei surse de căldură).

- Cele trei surse de căldură sunt :
- sursa motrice, temperatura ridicată T_{ca} ;
 - mediul ambiant, temperatura intermediară T_{int} ;
 - sursa rece, unde se creează efectul frigorific, T_r .

Transformările termodinamice prin care trece agentul frigorific, pot fi incluse în două cicluri termodinamice cuplate. Astfel apare un ciclu direct, motor, ce furnizează energia necesară desfășurării unui al doilea ciclu inversat, frigorific. [45]

T_{ca} este temperatura sursei calde și ea se regăsește la generator, T_{int} este temperatura mediului ambiant ce asigură răcirea condensatorului și a absorbitorului, iar T_r este temperatura de evaporare, de la nivelul evaporatorului.

Descrierea funcționării, pe componente:

- Generatorul

În această componentă aportul de căldură exterior se transferă soluției bogate în apă (starea 1a), la temperatura T_{ca} . Această căldură provoacă evaporarea unei cantități a agentului frigorific (în cazul nostru, apa), fenomen cunoscut sub numele de desorbție. La ieșirea din generator există o separare între vaporii de apă (2) și soluția săracită în agent frigorific (3).

- Condensatorul

Urmărind cursul agentului frigorific, acesta pătrunde în condensator, unde are loc condensarea agentului frigorific, fiind evacuată căldura de condensare. Temperatura de condensare (T_{int}) este fixată de către agentul de răcire. Prin fixarea temperaturii de

condensare, se stabilește în același timp și presiunea de condensare. Agentul de răcire preia căldura de condensare și o evacuează către mediul ambiant.

- Evaporatorul

La ieșirea din condensator agentul frigorific este laminat, iar apoi la starea (5) intră în evaporator. În evaporator apa agent frigorific, preia căldura de la fluidul ce trebuie răcit și are loc procesul de evaporare. Temperatura de evaporare și presiunea ansamblului evaporator-absorbitor este fixată de temperatura sursei reci.

- Absorbitorul

Agentul frigorific la starea (6), după ce a produs efectul util, părăsește evaporatorul și intră în absorbitor unde se amestecă cu vaporii săraci în apă, ce provin de la generator. În absorbitor are loc fenomenul ce dă numele sistemului, fenomenul de absorbție a vaporilor de apă în soluția săracă în agent frigorific. Reacția de absorbție este exotermă, căldura produsă fiind evacuată către fluidul de răcire.

- Schimbătorul de căldură, recuperator

Pentru a îmbunătăți performanțele sistemului de absorbție se utilizează un schimbător de căldură recuperator, ce are rolul de a răci soluția săracă în agent frigorific ce provine din generator, căldura fiind cedată către soluția ce părăsește absorbitorul, la starea (1).

- Pompa, Ventilul de laminare

Instalația de răcire cu absorbție are două regimuri de presiune : un regim de presiune joasă ce caracterizează ansamblul evaporator-absorbitor și regimul de presiune înaltă, reprezentativ pentru generator și condensator. În acest sens schema simplificată, din figura 3.1. a fost concepută astfel încât să fie sugerat și acest aspect, generatorul și condensatorul fiind amplasate în partea de sus, iar celelalte două componente în partea inferioară. Trecerea de la nivelul de presiune joasă la cel ridicat se realizează prin intermediul unei pompe, în vreme ce trecerea inversă are loc în ventilul de laminare. Aici rezidă un alt avantaj al mașinii frigorifice cu absorbție. Dacă în cazul mașinii cu compresie de vapori, cel mai mare consum de energie are loc în compresor, în cazul instalației cu absorbție, consumul pompei poate fi neglijat, dacă luăm în calcul efectul util produs de sistem raportat la cantitatea de electricitate consumată.

3.2. CALCULUL TERMIC AL INSTALAȚIEI CU ABSORBȚIE

3.2.1. Calculul energetic

Calculul energetic pornește de la stabilirea principalelor temperaturi, presiuni și concentrații ce vor determina funcționarea sistemului.

3.2.1.1. Stabilirea temperaturilor ciclului

$$t_{Ev} = t_{Evi} - \Delta t_{Ev} \quad , \text{ unde } \quad \Delta t_{Ev} = 2-4^{\circ}\text{C} \quad (3.1)$$

$$t_{Cd} = t_{Cde} + \Delta t_{Cd} \quad , \text{ unde } \quad \Delta t_{Cd} = 2-4^{\circ}\text{C} \quad (3.2)$$

$$t_{Ab} = t_{Cd} \quad (3.3)$$

$$t_G = t_{Ge} - \Delta t_G \quad , \text{ unde } \quad \Delta t_G = 2-4^{\circ}\text{C} \quad (3.4)$$

Cele două niveluri de presiune ce caracterizează evaporatorul și absorbitorul, respectiv condensatorul și generatorul, se regăsesc în tabelele de apă și abur sau în diferite programe de calcul ce furnizează presiunile de saturație ale apei la diferite temperaturi.

3.2.1.2. Stabilirea presiunilor ciclului

Cele două regimuri de presiune ce caracterizează ciclul sunt date de presiunile de saturație ale agentului frigorific, respectiv apa în cazul de față.

$$p_{Ev} = p_{sapa}(t_{Ev}) \quad (3.5)$$

$$p_{Cd} = p_{sapa}(t_{Cd}) \quad (3.6)$$

3.2.1.3. Stabilirea concentrațiilor ciclului

Pentru determinarea concentrațiilor ξ_M și ξ_m se fixează în diagrama h- ξ , punctele 3 și 1, la intersecția t_G cu p_{Cd} , respectiv t_{Ab} și p_{Ab} . Aceste valori se pot obține pe baza programelor de calcul, gen EES (Engineering Equation Solver).

3.2.1.4. Stabilirea punctelor caracteristice ale ciclului

$$1 = f(t_{Ab}, p_{Ab}); \quad (3.7)$$

$$2 = f(p_G, \xi_m); \quad (3.8)$$

$$3 = f(t_G, p_{Cd}) \quad (3.9)$$

$$4 = f(t_{Cd}, \xi=0); \quad (3.10)$$

$$5 = f(t_{Ev}, h_5=h_4); \quad (3.11)$$

$$6 = f(p_{Ev}, t_{Ev}); \quad (3.12)$$

$$3' = f(\xi_M, t_{3'}); \quad (3.13)$$

Temperatura punctului 3a se obține impunând o diferență de temperatură la capătul dinspre absorbitor al schimbătorului de căldură recuperator.

Astfel se impune un $\Delta t_{RC} = 12 - 15^\circ$ și rezultă:

$$t_{3a} = t_1 + \Delta t_{RC} \quad (3.14)$$

Această condiție trebuie respectată, deoarece o scădere mai mare a t_{3a} poate apropia soluția bogată în sare, de limita de cristalizare.

Punctul 1a rezultă după următorul calcul:

- se scrie relația de bilanț termic, în vederea determinării entalpiei h_{1a} :

$$\dot{m}(h_{1a} - h_1) = (\dot{m} - \dot{m}_0)(h_3 - h_{3a}) \quad (3.15)$$

$$h_{1a} = h_1 + \frac{(\dot{m} - \dot{m}_0)}{\dot{m}}(h_3 - h_{3a}) = h_1 + \frac{(f - 1)}{f}(h_3 - h_{3a}) \quad (3.16)$$

$$\text{unde } f = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_0}, \text{ semnifică factorul de circulație} \quad (3.17)$$

- se scriu diferențele de entalpie în funcție de temperatură și de căldura specifică, în vederea determinării temperaturii t_{1a} :

$$h_3 - h_{3a} = c_p(t_3 - t_{3a}) \quad (3.18)$$

$$h_{1a} - h_1 = c_p(t_{1a} - t_1) \quad (3.19)$$

Factorul de circulație, f , are o influență semnificativă asupra coeficientului de performanță [80] și el reprezintă raportul dintre debitul total și debitul de agent frigorific.

Prin aplicarea relației de bilanț termic pe generatorul G, se obține relația (3.20):

$$\dot{m}\xi_m = \dot{m}_0\xi_0 + (\dot{m} - \dot{m}_0)\xi_M \quad (3.20)$$

dar $\xi_0 = 0$, deoarece sunt doar vapori de apă, rezultând:

$$f = \frac{\dot{\xi}_M}{\dot{\xi}_M - \dot{\xi}_m} \quad (3.21)$$

3.2.1.5. Stabilirea sarcinilor termice, bilanțul masic, bilanțurile energetice și coeficientul de performanță

Evaporator (Ev):

$$q_{Ev} = h_6 - h_5 \quad (3.22)$$

Cunoscând sarcina termică a evaporatorului, care este o dată constructivă ce rezultă din necesarul de frig ce trebuie asigurat de mașina frigorifică, rezultă debitul de apă agent frigorific :

$$\dot{m}_0 = \frac{\dot{Q}_{Ev}}{q_{Ev}} \quad (3.23)$$

Condensator (Cd) :

$$q_{Cd} = h_2 - h_4 \quad (3.24)$$

$$\dot{Q}_{Cd} = \dot{m}_0 q_{Cd} \quad (3.25)$$

Generator (G) :

$$\dot{m}h_{1a} + \dot{Q}_G = \dot{m}_0 h_2 + (\dot{m} - \dot{m}_0)h_3 \quad (3.26)$$

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_0(h_2 - h_3) + \dot{m}(h_3 - h_{1a}) \quad (3.27)$$

$$q_G = \frac{\dot{Q}_G}{\dot{m}_0} = (h_2 - h_3) + f(h_3 - h_{1a}) \quad (3.28)$$

Absorbitor (Ab):

$$\dot{m}h_1 + \dot{Q}_{Ab} = \dot{m}_0 h_6 + (\dot{m} - \dot{m}_0)h_{3a} \quad (3.29)$$

$$\dot{Q}_{Ab} = \dot{m}_0(h_6 - h_{3a}) + \dot{m}(h_{3a} - h_1) \quad (3.30)$$

$$q_{Ab} = \frac{\dot{Q}_{Ab}}{\dot{m}_0} = (h_6 - h_{3a}) + f(h_{3a} - h_1) \quad (3.31)$$

Ecuția de bilanț masic:

$$\dot{m} = \dot{m}_0 + \dot{m}_{LiBr} \quad (3.32)$$

Ecuția de bilanț energetic:

$$\dot{Q}_G + \dot{Q}_{Ev} = \dot{Q}_{Ab} + \dot{Q}_{Cd} \quad (3.33)$$

Coeficientul de performanță al mașinii frigorifice cu absorbție:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Ev}}{\dot{Q}_G + \dot{W}_{pompa}} \quad (3.34)$$

3.2.2. Calculul exergetic**3.2.2.1. Calculul exergetic al sistemului de absorbție și al componentelor sale**

Analiza exergetică se bazează pe cel de al doilea principiu al termodinamicii și s-a efectuat similar cu alte studii precedente [80], [82].

În vederea stabilirii performanțelor exergetice ale sistemului frigorific cu absorbție, s-a procedat la calcularea indicatorilor exergetici pentru fiecare component principal și ulterior pentru întregul sistem. Pentru calculul exergiei s-a utilizat modelul „cutiei negre”, respectiv nu se intră în intimitatea proceselor din interiorul sistemului, bilanțul fiind realizat pentru fiecare zonă funcțională, luând în considerare intrările reprezentate de combustibil (Cb), ieșirile reprezentate de produs (P), Acestora li-se adaugă distrugerea de exergie (I). Ecuația generală de bilanț este dată în relația (3.35):

$$Cb = P + I + Pi \quad (3.35)$$

unde I reprezintă distrugerea exergiei și Pi pierderile de exergie către mediu ca urmare a imposibilității realizării unei izolații perfecte.

Înainte de a efectua o analiză exergetică, sistemul studiat trebuie raportat la o stare referință, față de care se calculează performanțele. Referința este de obicei stabilită ca fiind mediul ambiant, deoarece orice sistem când ajunge în echilibru cu mediul ambiant și-a epuizat întregul potențial de efectuare a lucrului mecanic. În acest caz, s-a considerat starea de referință ca având parametrii $p_0=1 \text{ atm}$ și $t_0=t_{Cdi}=25^\circ\text{C}$.

Fiecărui component al sistemului i s-au asociat următoarele elemente:

- Combustibilul, ce reprezintă resursele exergetice furnizate sau potențialul exergetic de la începutul procesului;
- Produsul, respectiv efectul util produs de respectivul component;
- Ireversibilitățile, însemnând exergia distrusă.

Din punctul de vedere al naturii exergiei, pentru condensator și evaporator, apare doar exergia termo-mecanică, în timp ce pentru absorbitor și generator, unde se schimbă compoziția soluției de LiBr/H₂O, exergia chimică are un rol important, ce nu poate fi ignorat.

Expresiile corespunzătoare pentru Combustibil, Produs și Ireversibilități sunt prezentate mai jos.

Starea de referință “0”, este stabilită prin relația (3.36), pentru apă la $t_0=25^\circ\text{C}$ și $p_0=101,325 \text{ kPa}$:

$$A = h_{Cdi} - T_0 s_{Cdi} \quad (3.36)$$

În continuare sunt prezentate relațiile pentru fiecare component.

Evaporator (Ev)

Evaporatorul este un schimbător de căldură al cărui scop este de a extrage căldura Q_{Ev} din apa răcită, și de a-l transfera la agentul purtător de frig, către spațiul climatizat. Conform acestei definiții identificăm conceptele de combustibil și produs. Astfel, produsul este cantitatea de căldură pe care o cedează apa, în vreme ce combustibilul acestui proces este căldura pe care o preia apa agent frigorific din circuitul instalației cu absorbție. Aceste concepte sunt prezentate mai jos în ecuațiile (3.37-3.42).

$$P_{Ev} = \dot{E}x_{Eve} - \dot{E}x_{Evi} = \dot{m}_{ar}(ex_{Eve} - ex_{Evi}) \quad (3.37)$$

$$ex_{Eve} = h_{Eve} - T_0 s_{Eve} - A \quad (3.38)$$

$$ex_{Evi} = h_{Evi} - T_0 s_{Evi} - A \quad (3.39)$$

$$Cb_{Ev} = \dot{E}x_5 - \dot{E}x_6 = \dot{m}_0(ex_5 - ex_6) \quad (3.40)$$

$$ex_5 = h_5 - T_0 s_5 - A \quad (3.41)$$

$$ex_6 = h_6 - T_0 s_6 - A \quad (3.42)$$

Randamentul exergetic zonal este raportul dintre produsul și combustibilul subsistemului analizat.

$$\eta_{exEv} = \frac{P_{Ev}}{Cb_{Ev}} \quad (3.43)$$

Considerând ipoteza de lucru conform căreia se ignoră pierderile de căldură către mediul ambiant, prin diferența dintre combustibil și produs se determină distrugerea de exergie ce are loc în timpul procesului termodinamic, respectiv ireversibilitatea, conform relației (3.44).

$$I_{Ev} = Cb_{Ev} - P_{Ev} \quad (3.44)$$

Pentru a putea avea o reprezentare a ponderii pe care o are distrugerea potențialului exergetic într-un component, în contextul întregului sistem, s-a introdus un indicator denumit ireversibilitatea redusă, în care se raportează distrugerea componentului la combustibilul sistemului, respectiv exergia căldurii furnizate la generator:

$$Ir_{Ev} = \frac{I_{Ev}}{\dot{E}x_{Q_G}} 100 \quad (3.45)$$

Condensator (Cd)

Condensatorul este un schimbător de căldură al cărui rol este de a transfera căldură spre mediul ambiant. Conform definiției sunt prezentate mai jos relațiile pentru analiza exergetică a componentului.

$$P_{Cd} = \dot{E}x_4 + \dot{E}x_{Q_{cd}} = \dot{m}_0 ex_4 + \dot{E}x_{Q_{cd}} \quad (3.46)$$

$$ex_4 = h_4 - T_0 s_4 - A \quad (3.47)$$

Având în vedere că starea de referință este considerată a fi temperatura apei de răcire, rezultă că exergia căldurii latente de condensare este nulă, conform relației (3.48).

$$\dot{E}x_{Q_{cd}} = \dot{Q}_{cd} \left(1 - \frac{T_0}{T_0}\right) = 0 \quad (3.48)$$

$$Cb_{Cd} = \dot{E}x_2 = \dot{m}_0 ex_2 \quad (3.49)$$

$$ex_2 = h_2 - T_0 s_2 - A \quad (3.50)$$

$$\eta_{exCd} = \frac{P_{Cd}}{Cb_{Cd}} \quad (3.51)$$

$$I_{Cd} = Cb_{Cd} - P_{Cd} \quad (3.52)$$

$$Ir_{Cd} = \frac{I_{Cd}}{\dot{Ex}_{Q_G}} 100 \quad (3.53)$$

Generator (G)

Generatorul este un schimbător de căldură în care are loc transferul energiei termice de la sursă, către soluția de LiBr-H₂O. Sub influența căldurii are loc fierberea unei cantități de apă din soluția binară. Produsul acestui echipament este reprezentat de exergia fluidelor ce părăsesc generatorul la un potențial termic superior.

$$P_G = \dot{Ex}_2 + \dot{Ex}_3 = \dot{m}_0 ex_2 + (\dot{m} - \dot{m}_0) ex_3 \quad (3.54)$$

$$ex_3 = h_3 - T_0 s_3 - A \quad (3.55)$$

$$Cb_G = \dot{Ex}_{1a} + \dot{Ex}_{Q_G} = \dot{m} ex_{1a} + \dot{Ex}_{Q_G} \quad (3.56)$$

Se consideră ca făcând parte din combustibil și soluția de LiBr-H₂O la starea 1a, ce vine cu un aport de căldură de la economizor, chiar dacă de temperatură mai scăzută.

$$ex_{1a} = h_{1a} - T_0 s_{1a} - A \quad (3.57)$$

$$\dot{Ex}_{Q_G} = \dot{Q}_G \left(1 - \frac{T_0}{T_{mG}}\right) \quad (3.58)$$

Exergia căldurii din relația (3.58) este combustibilul întregului sistem de absorbție.

$$T_{mG} = \frac{t_{Gi} - t_{Ge}}{\ln\left(\frac{T_{Gi}}{T_{Ge}}\right)} \quad (3.59)$$

reprezentând media logaritmică a temperaturilor tur-retur a agentului încălzitor.

$$\eta_{exG} = \frac{P_G}{Cb_G} \quad (3.60)$$

$$I_G = Cb_G - P_G \quad (3.61)$$

$$Ir_G = \frac{I_G}{\dot{Ex}_{Q_G}} 100 \quad (3.62)$$

Absorbitor (Ab)

Absorbitorul este un schimbător de căldură al cărui rol este de a prelua căldura produsă în timpul absorbției vaporilor de apă în soluția bogată în sare. Din acest punct de vedere produsul absorbitorului este reprezentat de exergia soluției saline de concentrație scăzută, precum și de exergia căldurii evacuate către mediul de răcire.

$$P_{Ab} = \dot{Ex}_1 + \dot{Ex}_{Q_{Ab}} = \dot{m} ex_1 + \dot{Ex}_{Q_{Ab}} \quad (3.63)$$

$$ex_1 = h_1 - T_0 s_1 - A \quad (3.64)$$

La fel ca în cazul condensatorului, temperatura de referință fiind considerată a fi temperatura apei de răcire, rezultă că exergia căldurii evacuate de la absorbitor este nulă, conform relației (3.65).

$$\dot{E}x_{Q_{Ab}} = \dot{Q}_{Ab} \left(1 - \frac{T_0}{T_0}\right) = 0 \quad (3.65)$$

Combustibilul procesului din absorbitor este exergia celor două soluții ce intră în absorbitor.

$$Cb_{Ab} = \dot{E}x_{3a} + \dot{E}x_6 = \dot{m}_{LiBr} ex_{3a} + \dot{m}_0 ex_6 \quad (3.66)$$

$$ex_{3a} = h_{3a} - T_0 s_{3a} - A \quad (3.67)$$

$$\eta_{exAb} = \frac{P_{Ab}}{Cb_{Ab}} \quad (3.68)$$

$$I_{Ab} = Cb_{Ab} - P_{Ab} \quad (3.69)$$

$$Ir_{Ab} = \frac{I_{Ab}}{\dot{E}x_{Q_G}} 100 \quad (3.70)$$

Schimbător căldură economizor (Sc)

În cazul economizorului, produsul este reprezentat de creșterea potențialului exergetic a soluției sărate în sare, pe baza căldurii transferate de la combustibil reprezentat de soluția bogată în sare.

$$P_{Sc} = \dot{E}x_{1a} - \dot{E}x_1 = \dot{m}(ex_{1a} - ex_1) \quad (3.71)$$

$$Cb_{Sc} = \dot{E}x_3 - \dot{E}x_{3a} = \dot{m}_{LiBr}(ex_3 - ex_{3a}) \quad (3.72)$$

$$\eta_{exSc} = \frac{P_{Sc}}{Cb_{Sc}} \quad (3.73)$$

$$I_{Sc} = Cb_{Sc} - P_{Sc} \quad (3.74)$$

$$Ir_{Sc} = \frac{I_{Sc}}{\dot{E}x_{Q_G}} 100 \quad (3.75)$$

Exergia pompei este reprezentată de lucrul mecanic consumat, \dot{W}_p .

Eficiența exergetică al întregului sistem de absorbție este prezentată în relația de mai jos:

$$\eta_{exMFA} = \frac{P_{Ev}}{\dot{E}x_{Q_G} + \dot{W}_p} \quad (3.76)$$

3.2.2.2. Calculul exergetic detaliat al absorbitorului

În vederea studiului se izolează absorbitorul cu cele două stări de intrare 6 – apă agent frigorific și 3a soluția bogată în sare, starea de ieșire fiind 1, soluție salină de concentrație scăzută. În vederea analizării proceselor se au în vedere 3 bilanțuri: masic, energetic și exergetic.[6]

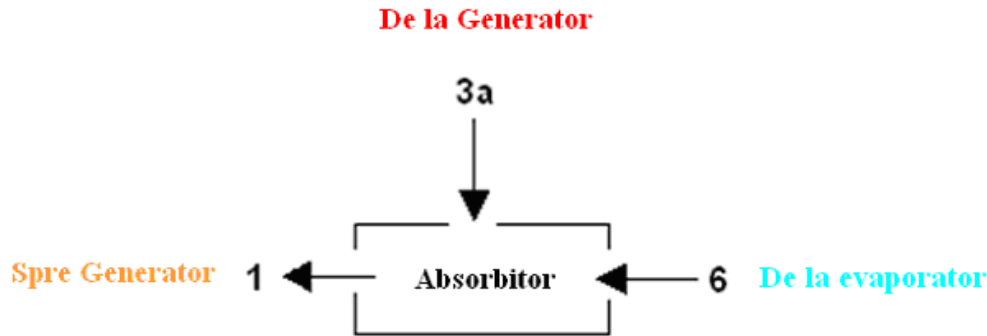


Fig.3.3 Reprezentare schematică a absorbitorului

În absorbitor are loc o schimbare de compoziție a soluției ceea ce înseamnă că în exergia totală intervine pe lângă componenta termo-mecanică și o componentă chimică. Exergia totală specifică este dată de relația:

$$ex_1^{TOT} = (h - T_0 * s) - A \quad (3.77)$$

unde A este starea de referință.

Exergia termo-mecanică este:

$$ex^{TM} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.78)$$

unde parametrii în care apare indicele "0", reprezintă soluția salină cu aceeași concentrație ca cea din punctul considerat, dar aflată în echilibru termo-mecanic cu mediul, la parametrii (p_0, t_0).

Exergia chimică rezultă ca diferența dintre exergia specifică totală și componenta ei termo-mecanică:

$$ex^{CH} = ex^{TOT} - ex^{TM} \quad (3.79)$$

Distrugerea de exergie de la nivelul absorbitorului se calculează cu relația:

$$I_{Ab}^{CH} = Cb - P = \dot{E}x_{3a}^{CH} + \dot{E}x_6^{CH} - \dot{E}x_1^{CH} \quad (3.80)$$

$$\dot{E}x_6^{CH} = 0 \quad (3.81)$$

deoarece la starea 6, avem doar apă.

3.3. STUDIU DE CAZ, CALCULUL NECESARULUI DE FRIG

3.3.1. Elemente de alcătuire arhitecturală

Studiul teoretic al mașinii frigorifice prezentat în acest capitol are ca aplicabilitate practică necesitatea climatizării ultimului etaj al unei clădiri din sectorul terțiar.

Clădirile analizate fac parte din complexul IUT Ville d'Avray, aparținând Universite Paris X. Ansamblul este situat în Franța, localitatea Ville d'Avray, regiunea Île-de-France, departamentul Hauts-de-Seine.



Fig. 3.4 IUT Ville D'Avray

Calculul se referă exclusiv la clădirile A și E ale acestui ansamblu, respectiv ultimul nivel al acestor clădiri. Scopul calculului îl reprezintă determinarea în regim de vară a necesarului de frig pentru climatizarea ultimului etaj al celor două clădiri menționate. Clădirile au fost executate și date în folosință în anul 2004 și constructiv au o structură identică, separarea fiind făcută din punct de vedere administrativ. Astfel în clădirea A predomină birourile profesorilor și cele administrative, în timp ce în clădirea E sunt amplasate laboratoarele și sălile de seminar.

Clădirea A are fațada principală orientată spre EST, iar clădirea E spre NORD.

Clădirea A este de tipul P+2, fiind prevăzută cu o scară de acces și grupuri sanitare.

Clădirea E este de tipul P+3 și este prevăzută cu lift, 2 scări de acces, grupuri sanitare.

Ambele clădiri au acoperiș tip terasă, amplasat la aceeași cotă. Diferența numărului de niveluri apare datorită formei terenului a cărui cotă crește spre clădirea A, reducându-se astfel numărul de etaje.

Calculul necesarului de frig a fost efectuat în programul TTH. Acest program permite calcularea necesarului de căldură, respectiv frig pentru asigurarea confortului. Elementele luate în considerare sunt: destinația clădirii, localizarea sa geografică în vederea încadrării ei într-o zonă climatică, părțile componente ale anvelopei cu caracteristicile lor geometrice și termotehnice. În continuare este dezvoltat calculul realizat cu ajutorul programului TTH.

3.3.2 Calculul termotehnic al clădirii

Caracteristicile principale ale clădirii cu care se începe calculul sunt prezentate mai jos:

Clădirea: IUT Ville d'Avray

Adresa: 50 rue de Sèvres, Ville d'Avray

Destinația principală a clădirii : învățământ

Regimul de înălțime : S+P+3

Structura constructivă: cadre din beton armat

Gradul de expunere la vânt : moderat adăpostită

3.3.2.1. Caracteristicile termotehnice ale clădirii

Mai jos este descrisă din punctul de vedere al elementelor de construcție și al caracteristicilor termotehnice, anvelopa clădirii. În fiecare tabel apar straturile compozite ale fiecărui element ce alcătuiește anvelopa și este dată denumirea în limba franceză a tipului elementului, așa cum apare în programul TTH, cu ajutorul căruia a fost realizat calculul, λ reprezentând coeficientul de transfer termic conductiv, caracteristic elementului de construcție, a cărui grosime este dată în ultima coloană.

Trebuie menționat că elementelor "Stâlp" și "Stâlpfca" li s-a adăugat prin intermediul programului TTH o penalizare de 13,8% la coeficientul de transfer termic rezultat, ca urmare a faptului că elementul constructiv, prin structura sa și prin poziționare introduce o punte termică.

Conform MC 001/2005 [83] prin punte termică se înțelege o porțiune din anvelopa unei clădiri, în care valoarea fluxului termic este sensibil modificată ca urmare a faptului că izotermele nu sunt paralele cu suprafețele elementelor de construcție. Punțile termice sunt o parte a elementelor de construcție care alcătuiesc anvelopa clădirii în care fluxul termic este mai intens decât în rest, fiind modificat printr-o :

- a) penetrare total sau parțială a anvelopei clădirii de către materiale cu o conductivitate termică diferită și/sau
- b) schimbare în grosimea structurii și/sau
- c) diferență între suprafețele interioare și exterioare, cum există la intersecțiile între perete/pardoseala/tavan.

Coeficienții de transfer convectiv au valorile :

$\alpha_i=8 \text{ W/ m}^2\text{K}$ - către interior

$\alpha_e=13.5 \text{ W/ m}^2\text{K}$ - către exterior

Pentru elementele opace cu finisaj din cărămidă aparentă culoarea este maro, iar pentru celelalte elemente culoarea este albă.

Tabelul 3.1 Caracteristici termotehnice pereți exteriori opaci

PE	Descriere	Material component	λ_{mc} [W/mK]	<i>grosime</i> [m]
Murext	Perete exterior din beton placat cu cărămidă aparentă	Tencuiala (platre d'enduit masse 700-900)	0,3	0,010
		Izolație din polistiren expandat (placomur polystirène expansé)	0,049	0,100
		Beton (béton plein 2000-3000)	1,65	0,160
		Cărămidă aparentă (brique)	0,83	0,010
				0,28
Murextfca	Perete exterior din beton fără cărămidă aparentă	Tencuială (platre d'enduit masse 700-900)	0,3	0,010
		Izolație din polistiren expandat (placomur polystirène expansé)	0,049	0,100
		Beton (béton plein 2000-3000)	1,65	0,160
		Tencuială (platre d'enduit masse 700-900)	0,3	0,010
Stâlp	Stâlp de rezistență din beton armat placat cu cărămidă aparentă	Tencuială (platre d'enduit masse 700-900)	0,3	0,010
		Beton (béton plein 2000-3000)	1,65	0,400
		Cărămidă aparentă (brique)	0,83	0,010
Stâlptfca	Stâlp de rezistență din beton armat fără cărămidă aparentă	Tencuială (platre d'enduit masse 700-900)	0,3	0,010
		Beton (béton plein 2000-3000)	1,65	0,400
		Tencuială (platre d'enduit masse 700-900)	0,3	0,010

Tabelul 3.2 Caracteristici termotehnice perete opac despărțitor între clădirea A și E

PE	Descriere	Material component	λ_{mc} W/mK]	<i>grosime</i> [m]
Mur_int	Perete interior din BCA	Tencuială (platre d'enduit masse 700-900)	0,3	0,005
		BCA (Bétons cellulaires, masse 365-425)	0,145	0,100
		Tencuială (platre d'enduit masse 700-900)	0,3	0,005

Coeficientul de transfer convectiv are valoarea $\alpha_i=8 \text{ W/ m}^2\text{K}$ pe ambele fețe ale elementului.

Tabelul 3.3 Caracteristici termotehnice planșeu peste etaj inferior

PE	Descriere	Material component	$\lambda_{mc}[\text{W/mK}]$	<i>grosime</i> [m]
Planșeu	Planșeu din beton	Tencuială (platre d'enduit masse 700-900)	0,300	0,010
		Beton (béton plein 2000-2300)	1,650	0,140
		Tencuială (platre d'enduit masse 700-900)	0,300	0,010

Coeficientul de transfer convectiv are valoarea $\alpha_i=5.5 \text{ W/ m}^2\text{K}$ pe ambele fețe ale elementului.

Tabelul 3.4 Caracteristici termotehnice terasa

PE	Descriere	Material component	$\lambda_{mc}[\text{W/mK}]$	<i>grosime</i> [m]
Terasă	Terasă cu structură din beton	Tencuială (platre d'enduit masse 700-900)	0,300	0,010
		Beton (béton plein 2000-2300)	1,650	0,140
		Termoizolație din polistiren extrudat (Polyst. extrudé sans gaz 28-40kg/m ³)	0,042	0,100
		Hidroizolație din bitum (Bitume d'étanchéité)	0,230	0,010

Coeficienții de transfer convectiv au valorile :

$\alpha_i=6.6 \text{ W/ m}^2\text{K}$ - catre interior

$\alpha_e=9.1 \text{ W/ m}^2\text{K}$ - catre exterior

Tabelul 3.5 Ferestre/uși exterioare

FE /UE	Descriere	Tipul tâmplăriei	Tip etanșare	Prezență oblon (i / e)
FE	Fereastră cu dublu vitraj	PVC	cu garnituri de etanșare	Nu
UE	Ușă cu dublu vitraj	PVC	cu garnituri de etanșare	Nu

Tabelul 3.6 Ușă despărțitoare între clădirile A și E

FE / UE	Descriere	Tipul tâmplăriei	Tip etanșare	Prezență oblon (i / e)
UE	Ușă cu dublu vitraj	PVC	cu garnituri de etanșare	Nu

În urma introducerii tuturor acestor elemente, rezultă coeficienții U_{bat} , de transfer termic ai elementelor constructive.

Tabelul 3.7 Coeficienții de transfer termic ai elementelor anvelopei

Element de construcție	U_{bat} [W/ m ² K]
Murext	0,419
Murextfca	0,410
Mur_int	1,010
Stâlp	2,349
Stâlpfca	2,238
Terasă	0,373
Planșeu	2,036

Spre deosebire de calculul clasic, programul TTH corectează coeficienții de transfer termic prin introducerea punților termice ca elemente ale anvelopei. În tabelul de mai jos au fost introduse punțile termice identificate în funcție de structura constructivă a clădirii, împreună cu coeficienții de transfer termic linar.

Ținând cont de forma și caracteristicile constructive ale anvelopei, în vederea obținerii rezistenței termice globale corectate, s-au introdus din baza de date a programului de calcul TTH, mai multe tipuri de punți termice :

- colț pereti ;
- intersecție perete cu planșeu intermediar ;
- intersecție perete cu planșeu terasă ;
- intersecție perete cu tâmplăria ferestrelor ;
- intersecție perete cu tâmplăria ușilor.

Puntea termică datorată prezenței stâlpilor de rezistență a fost introdusă în structura elementului constructiv opac ca o punte termică integrată, programul TTH permițând acest lucru.

Tabelul 3.8 Coeficienții de transfer termic linar introduși de punțile termice

Tip punte termică	Coeficientul linar de transfer termic [W/ mK]	Observații
Lmur-mur	0.0200	Punte termică intersecție pereți.
Lmur_terasa	0.7200	Punte termică intersecție pereți cu planșeu terasă.
Lmur-planșeu	0.4150	Punte termică intersecție pereți cu planșeu peste etaj.
L tamplarie	0.1300	Punte termică introdusă de tâmplăria ferestrelor.
L_porte	0.3500	Punte termică introdusă de tâmplăria ușilor.

3.3.2.2. Caracteristicile geometrice ale clădirii

În continuare sunt prezentate caracteristicile geometrice ale clădirilor.

Tabelul 3.9 Caracteristici clădirea A

Orientare	Murext	Murextfca	Stâlp	Stâlpfca	P.I.	Pl	T	FE	Ușă
	<i>Supr</i> [m ²]	<i>Supr</i> [m ²]	<i>Supr</i> [m ²]	<i>Supr</i> [m ²]	<i>Supr</i> [m ²]	<i>Supr</i> [m ²]	<i>Supr</i> [m ²]	<i>Supr</i> [m ²]	<i>Supr</i> [m ²]
Nord	15,88	-	-	-	-	-	-	2,74	-
Est	11,74	51,79	-	6,32	-	-	-	93,9	-
Sud	16,85	17,46	-	-	-	-	-	6,63	-
Vest	37,66	-	9,22	-	-	-	-	117,6	-
Catre clădirea E	-	-	-	-	16,8	-	-	-	4,5
Orizontal	-	-	-	-	-	637	637	-	-
Stotal	82,13	69,25	9,22	6,32	16,8	637	637	220,8	4,5

Suprafața utilă: 637 m²

Suprafața anvelopei: 1678 m²

Volumul total al clădirii: 1918 m³

Procentul de suprafață vitrată raportată la suprafața anvelopei=13.2%

Cantitatea de aer proaspăt ce trebuie introdusă : =1.4sch/h*1918 m³= 2684 m³ /h

Tabelul 3.10 Caracteristici clădirea E

Orientare	Murext	Murextfca	Stâlp	Stâlpfca	P.I.	Pl	T	FE	Ușă
	<i>Supr</i> [m ²]	<i>Supr</i> [m ²]	<i>Supr</i> [m ²]	<i>Supr</i> [m ²]	<i>Supr</i> [m ²]	<i>Supr</i> [m ²]	<i>Supr</i> [m ²]	<i>Supr</i> [m ²]	<i>Supr</i> [m ²]
Nord	66,29	2,41	13,86	-	-	-	-	270,71	-
Est	42,21	19,47	-	-	-	-	-	47,91	-
Sud	20,98	68,91	0,90	5,42	-	-	-	101,36	7,92
Vest	48,38	-	1,51	-	-	-	-	70,00	-
Catre clădirea E	-	-	-	-	16,8	-	-	-	4,5
Orizontal	-	-	-	-	-	1053	1053	-	-
Stotal	177,87	90,78	16,27	5,42	16,8	1053	1053	490	12,42

Suprafața utilă : 1053 m²

Suprafața anvelopei: 2119 m²

Volumul total al clădirii: 3170 m³

Procentul de suprafață vitrată raportată la suprafața anvelopei =16.8%

Cantitatea de aer proaspăt ce trebuie introdusă : =1.4sch/h*3169 m³= 4437 m³ /h

3.3.2.3. Rezultatele calculului termotehnic al anvelopei

În continuare sunt prezentate rezultatele calculului efectuat la nivelul anvelopei celor două clădiri cu ajutorul programului TTH.

Astfel pentru clădirea A au rezultat valorile:

$$U_{bat}=0,656 \text{ W/ m}^2\text{K}$$

$U_{batref}=0,608 \text{ W/ m}^2\text{K}$, reprezentând clădirea de referință. Fiecărei clădiri reale i-se asociază o clădire de referință, caracterizată de o utilizare eficientă a energiei [83].

Temperatura interioară rezultantă are valoarea:

$$t_{ic}=32,80^{\circ} \text{ C}$$

Aria anvelopei studiate este:

$$Supr= 1678,5 \text{ m}^2$$

Pentru clădirea E valorile sunt următoarele:

$$U_{bat}=0,758 \text{ W/ m}^2\text{K}$$

$$U_{batref}=0,653 \text{ W/ m}^2\text{K}$$

$$t_{ic}=33,89^{\circ} \text{ C}$$

$$Supr=2911 \text{ m}^2$$

Pentru ansamblul format din clădirile A și E, au rezultat:

$$U_{bat}=0,721 \text{ W/ m}^2\text{K}$$

$$U_{batref}=0,637 \text{ W/ m}^2\text{K}$$

$$t_{ic}=33,52^{\circ} \text{ C}$$

$$Supr =4556 \text{ m}^2$$

Se pot face observațiile: - t_{ic} în cazul clădirii E este mai mare decât în cazul clădirii A, una dintre cauze fiind suprafața vitrată. Din indicele care ne arată raportul dintre suprafața vitrată și cea totală a anvelopei, în cazul clădirii E avem un procent de 16,8% mai mare cu 3,6% decât în cazul clădirii A.

-atât t_{ic} cât și U_{bat} al ansamblului rezultă ca valori situate în intervalul definit de cele 2 clădiri.

3.3.3. Calculul necesarului de frig

În subcapitolul precedent au fost calculate aporturile de căldură pe care le aduce mediul exterior. În vederea determinării sarcinii termice ce va trebui asigurată de mașina frigorifică, acest calcul trebuie completat cu alte aporturi de căldură ce apar într-o clădire:

- aporturi interne care provin de la căldura metabolică emisă de ocupanți și de la echipamentele electrice;
- aporturi provenind de la aerul proaspăt ce trebuie introdus.

Căldura degajată de ocupanți s-a calculat considerând o degajare de 70 W/persoană, deoarece conform metodologiei [83] se utilizează doar căldura sensibilă.

Sursele de căldură interioare, inclusiv cele cu contribuții negative la bilanțul termic, constau din orice tip de căldură degajată la interiorul spațiului condiționat, (altele decât căldura introdusă controlat pentru încălzirea și răcirea acestui spațiu sau cea utilizată pentru prepararea apei calde de consum).

Aceste surse includ căldura metabolică emisă de ocupanți, căldura emisă de aparatele electrice, de corpurile de iluminat, de mașini, utilaje și de către alte surse, în funcție de destinația spațiului respectiv (proces tehnologice, prepararea hranei).

Tabelul 3.11 Aporturi interne de căldură

Clădire	Activitate/Total	Nr. pers	Flux termic	Total
	-	pers.	W	W
A	Ocupanți	120	70	12180
	Calculatoare	30	100	3000
	Total			15180
E	Ocupanți	322	70	22540
	Calculatoare	26	100	2600
	Total			25140
Ansamblul format din clădirile A și E	Ocupanți	442	70	34720
	Calculatoare	56	100	5600
	Total			40320

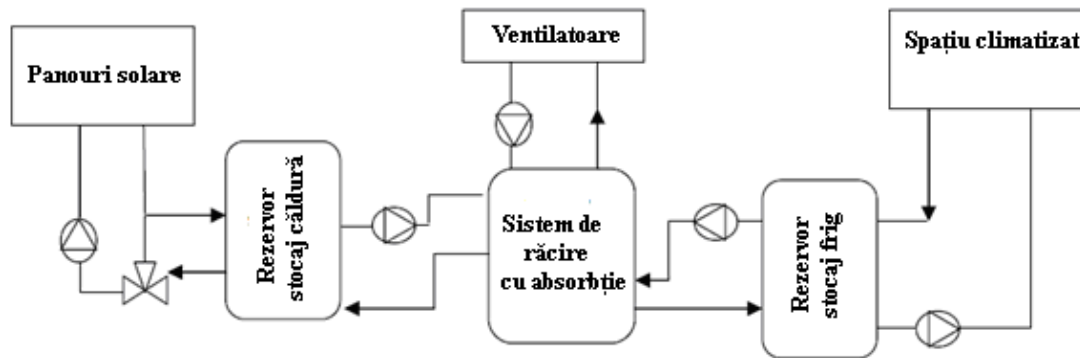
Tabelul 3.12 Determinarea puterii frigorifice necesare la vaporizatorul instalației de răcire

Clădire	Aporturi solare și de la temperatura mediului ambiant	Aport aer proaspăt	Aporturi interne	Putere frigorifică de calcul	Putere frigorifică de instalat
	W	W	W	W	W
A	23506	2684	15180	41370	45507
E	38803	4437	25140	68380	75218
Ansamblul A+E	59404	7121	40320	109750	120725

3.4. REZULTATELE SIMULĂRII FUNCȚIONĂRII MAȘINII FRIGORIFICE CU ABSORBȚIE ÎN DIFERITE REGIMURI DE FUNCȚIONARE

În vederea realizării climatizării clădirilor al cărui studiu a fost prezentat în subcapitolul precedent, s-a optat pentru o mașină frigorifică cu absorbție.

O schemă generală a unei instalații ce folosește drept sursă panourile solare, este prezentată în figura 5.

**Fig. 3.5** Schema simplificată a unui sistem solar de răcire

Deoarece cele două clădiri sunt independente din punct de vedere termic, ele fiind separate de un perete interior și un hol ce se închide cu ușă, se optează din rațiuni economice pentru o climatizare etapizată a celor două clădiri. Astfel deoarece în clădirea A, sunt localizate birourile administrative și cele ale profesorilor, unde activitățile sunt zilnice, se optează pentru realizarea climatizării acestora într-o primă etapă.

Instalația de climatizare va avea ca sursă o mașină frigorifică cu absorbție ce va funcționa cu soluție de LiBr-H₂O. Aceasta va funiza apă răcită la o temperatură de 7° C. Agentul de răcire va fi distribuit printr-o rețea bitubulară către ventiloconvectoare ce vor fi amplasate în birourile, sălile de curs și laboratoarele clădirilor.

3.4.1. Mașina simplă cu absorbție

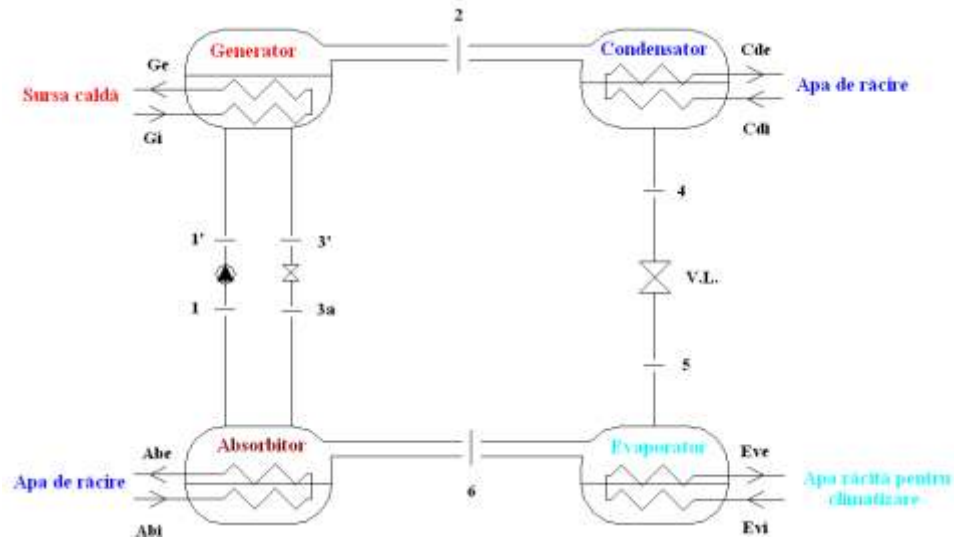


Fig. 3.6 Schema mașinii frigorifice simple

În vederea studierii comportării unei mașini simple cu absorbție s-a creat modelul acestei mașini în Thermoptim [48]. Thermoptim este un soft dezvoltat pentru simularea diverselor sisteme termodinamice. Acest program este alcătuit din două module: modulul vizual în care este construit virtual chillerul din componentele predefinite existente în biblioteca internă a programului. După validarea modelului de către Thermoptim, se accesează al doilea modul, cel de calcul. Fiecare component are atașate ecuațiile ce descriu principiul de operare al sistemului, cum ar fi ecuațiile de bilanț masic și termic.

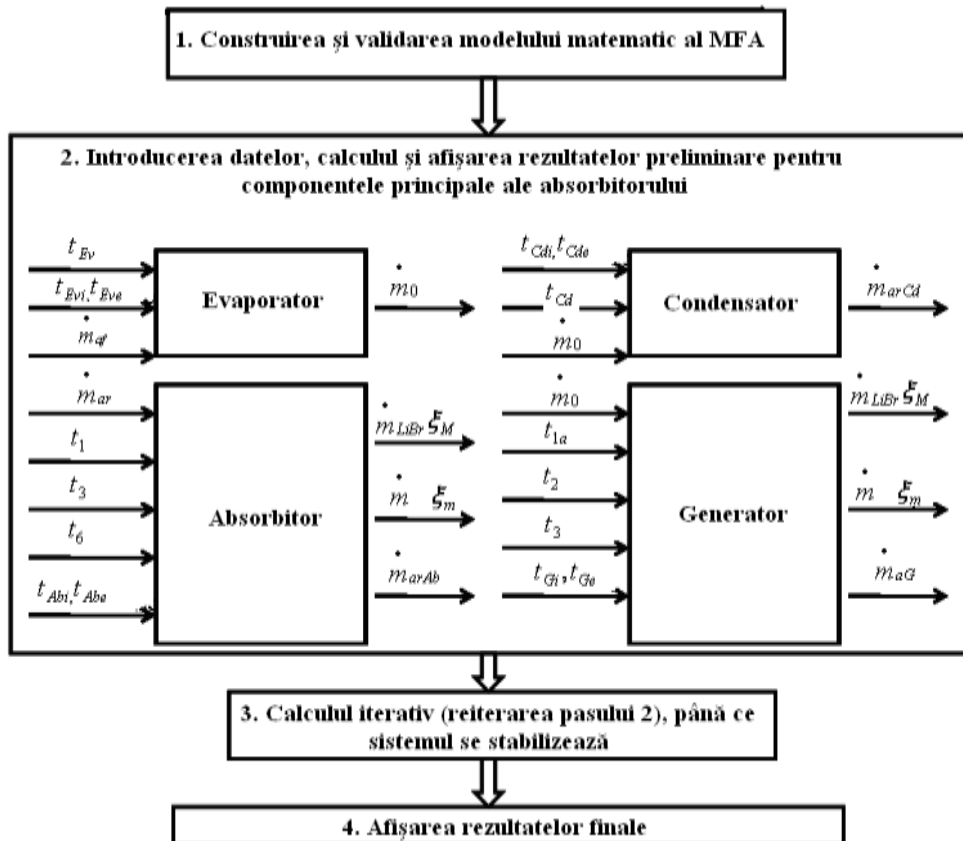


Fig. 3.7 Algoritm de calcul al programului Thermoptim

Parametrii de intrare și algoritmul de lucru sunt prezentați schematic în figura 3.6. După mai multe iterații, sistemul se stabilizează și sunt afișate valorile parametrilor calculați, precum și performanța sistemului.

Considerând datele de intrare prezentate în tabelul 3.13, se stabilesc primii parametri, în baza cărora se face calculul termodinamic.

Tabelul 3.13 Parametrii simulării

\dot{Q}_{Ev} [kW]	45,6
t_{Evi} [°C]	12
t_{Eve} [°C]	7
t_{Gi} [°C]	83
t_{Ge} [°C]	78
$t_{Abi} = t_{Cdi}$ [°C]	25
$t_{Abe} = t_{Cde}$ [°C]	29

Debitul de apă răcită necesară pentru climatizare, este calculat în relația (3.82).

$$\dot{m}_{ar} = \frac{\dot{Q}_{Ev}}{c_p * (t_{Evi} - t_{Eve})} = 2.175 \text{ kg/s} \quad (3.82)$$

Temperaturile agentului de lucru în schimbătoarele de căldură sunt prezentate în relațiile (3.83-3.86).

$$t_{Ev} = t_{Evi} - \Delta t_{Ev} = 4^\circ C \quad (3.83)$$

$$t_{Cd} = t_{Cde} + \Delta t_{Cd} = 31^\circ C \quad (3.84)$$

$$t_{Ab} = t_{Cd} = 31^\circ C \quad (3.85)$$

$$t_G = t_{Ge} - \Delta t_G = 75^\circ C \quad (3.86)$$

Presiunile de saturație corespunzătoare temperaturilor t_{Ev} și t_{Cd} , sunt: $p_{Ev} = 0.00813 \text{ bar}$, respectiv $p_{Cd} = 0.04491 \text{ bar}$.

Pornind de la acești parametri s-a făcut simularea în ThermoOptim. În prima simulare a fost urmărit comportamentul mașinii simple cu absorbție, odată cu creșterea temperaturii de absorbție, respectiv condensare.

Tabelul 3.14 Variația COP și η_{ex} la mașina simplă cu absorbție, funcție de $t_{Ab,Cd}$

$t_{Ab,Cd}$ [°C]	COP	η_{ex}
32	0,650	0,225
33	0,614	0,213
34	0,563	0,195
35	0,483	0,167
36	0,341	0,118

Se observă o scădere dramatică a performanței energetice cu creșterea $t_{Ab,Cd}$. Acest lucru se explică prin creșterea necesarului de căldură la nivelul generatorului. Sarcina la evaporator rămâne neschimbată, deoarece necesarul de frig ce trebuie asigurat este considerat constant în

această simulare. Iată de ce COP-ul scade cu creșterea temperaturii la absorbitor. De asemenea creșterea sarcinii necesare la nivelul generatorului conduce la o creștere a exergiei combustibilului, în vreme ce exergia produsului sistemului, respectiv a frigului, rămâne constant.

În tabelul 3.15 este prezentată variația performanțelor energetice și exergetice în funcție de temperatura de la generator, practic cu temperatura de furnizare a agentului încălzitor. Din punct de vedere energetic se observă o creștere până în jurul valorii de 100°C, când COP-ul înregistrează o stagnare. Performanțele exergetice urmează însă o tendință descendentă, fapt explicabil prin creșterea exergiei căldurii de la generator, cu menținerea constantă a produsului, reprezentat de frig.

Tabelul 3.15 Variația COP și η_{ex} la mașina simplă cu absorbție, funcție de t_G

$t_G [^\circ\text{C}]$	COP_{sis}	η_{exsis}
75	0,650	0,225
80	0,682	0,220
85	0,699	0,211
90	0,708	0,201
95	0,714	0,190
100	0,717	0,179

În vederea unui studiu mai aprofundat, în figura 3.8 este prezentată evoluția distrugerilor de exergie la principalele componente.

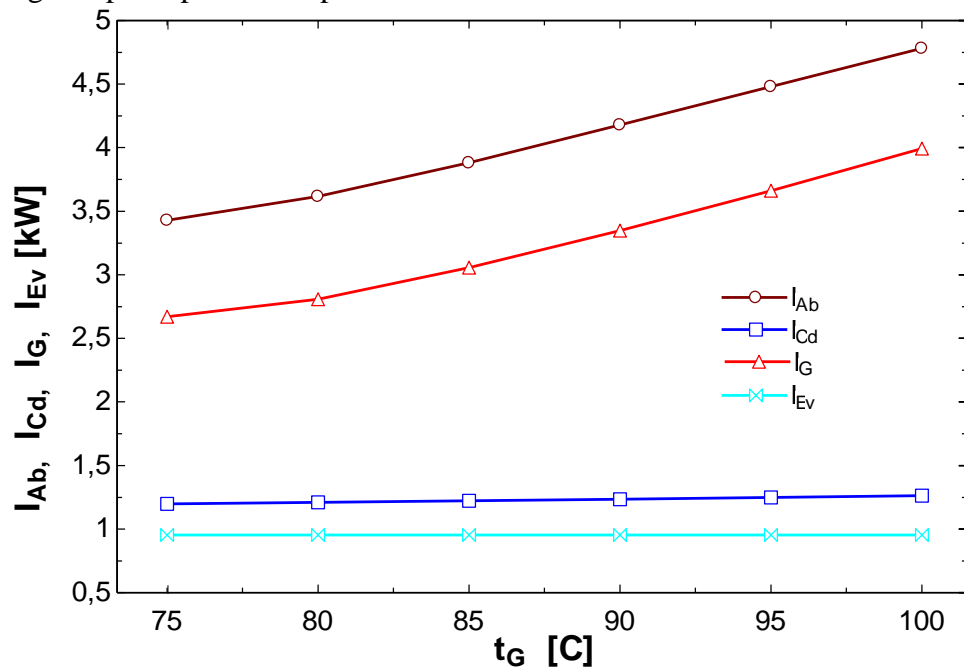


Fig. 3.8 Distrugerile de exergie pe componente la MFA simplă

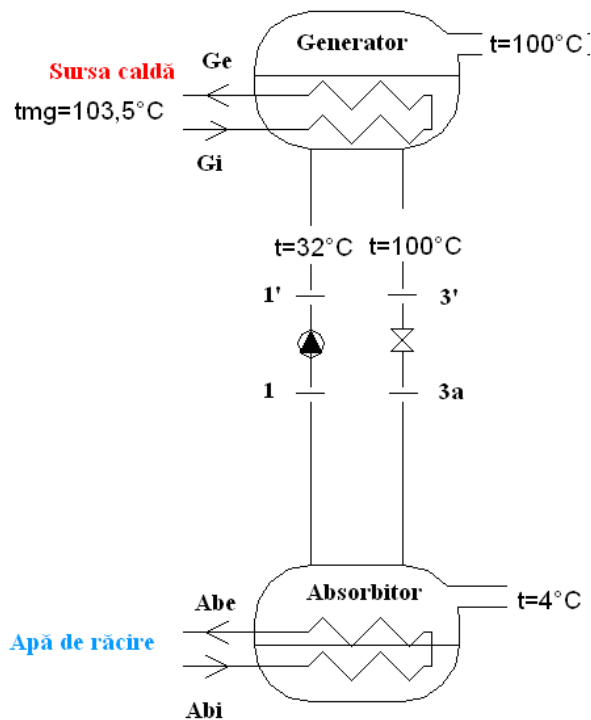


Fig. 3.9 Temperaturile la absorbitor și generator

Se poate observa că distrugerile de exergie sunt predominante în absorbitor și generator, ele evoluând direct proporțional cu temperatura generatorului. Explicația acestui fapt constă în diferența mare de temperatură între curenții care intră/ies din aceste două elemente, așa cum rezultă din figura 3.9. Acest lucru ne dă un indiciu în privința posibilității de îmbunătățire a performanțelor mașinii, prin introducerea unui schimbător de căldură recuperator între cei doi curenți 1-1' și 3'-3a. Efectul acestui schimbător de căldură este studiat în subcapitolul următor.

3.4.2. Studiul MFA cu absorbție într-o treaptă îmbunătățită cu schimbător recuperator

3.4.2.1. Analiza funcționării cu variația $t_{Ab,Cd}$

Schema generală a mașinii frigorifice cu absorbție într-o treaptă îmbunătățită cu schimbător recuperator este prezentată în figura 3.1. Studiul energetic al acestei mașini a fost efectuat atât cu Thermoptim cât și cu EES. În tabelul 3.16 sunt prezentate rezultatele comparative obținute utilizând cele două programe de calcul, observându-se erori relative mici. Parametrii pentru care s-a efectuat simularea sunt cei din tabelul 13.

Tabelul 3.16 Comparație între rezultatele obținute în Thermoptim și EES pentru o MFA îmbunătățită cu schimbător recuperator

t_{Cd}	COP		eroare COP	\dot{Q}_{Ab} [kW]		eroare \dot{Q}_{Ab}	\dot{Q}_{Cd} [kW]		eroare \dot{Q}_{Cd}	\dot{Q}_G [kW]		eroare \dot{Q}_G
	Th	EES		Th	EES		Th	EES		Th	EES	
31	0,8	0,781	2,38	56,0	56,1	-0,1	46,5	47,9	-2,9	57,0	58,4	-2,5
32	0,785	0,766	2,42	57,1	57,2	-0,1	46,6	47,9	-2,8	58,1	59,5	-2,5
33	0,764	0,746	2,36	58,6	58,8	-0,2	46,6	47,9	-2,7	59,7	61,2	-2,5
34	0,733	0,714	2,59	61,1	61,4	-0,4	46,7	47,9	-2,7	62,2	63,8	-2,6
35	0,68	0,66	2,94	66,0	66,6	-0,9	46,7	47,9	-2,6	67,1	69,1	-3,0
36	0,563	0,539	4,26	79,8	82,0	-2,7	46,7	47,9	-2,5	81,0	84,5	-4,4

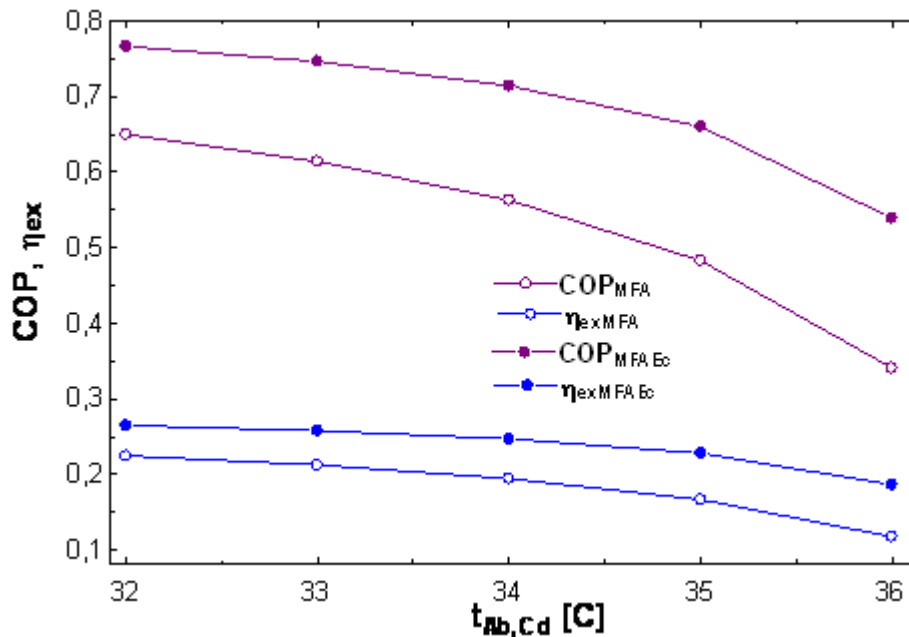


Fig.3.10 Comparație între performanțele energetice și exergetice înregistrate în cazul MFA simplă și MFA îmbunătățită cu economizor

Din figura 3.10 se poate observa îmbunătățirea adusă sistemului cu absorbție, prin introducerea schimbătorului de căldură recuperator. Astfel performanțele energetice cunosc o creștere medie pe intervalul de temperatură studiat de 32%.

Din punct de vedere exergetic, îmbunătățirea este de până la 58% pentru $t_{Ab,Cd}$ de 36°C. Acest lucru se întâmplă datorită înlăturării principalelor distrugerii care afectează absorbitorul și generatorul. În figura 3.11 sunt prezentate distrugerile de exergie din principalele componente ale MFA îmbunătățită cu economizor.

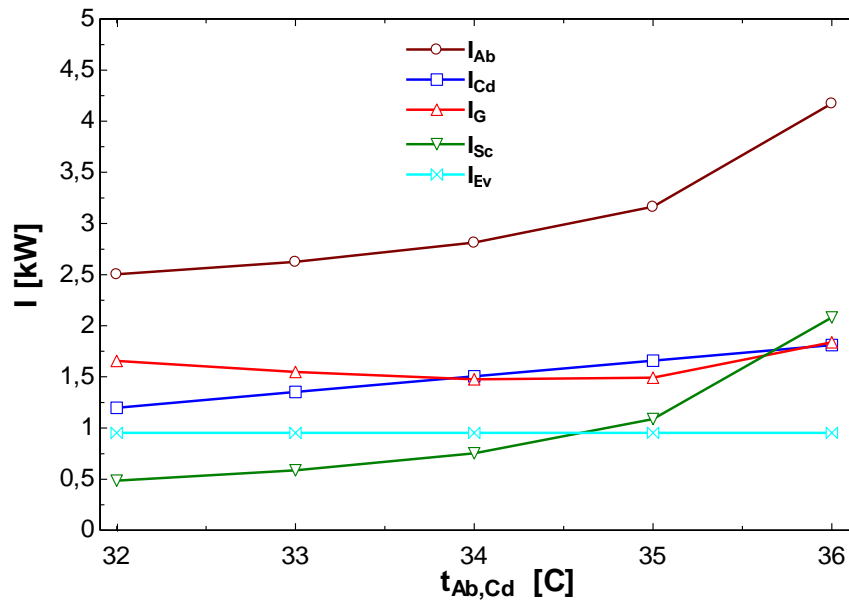


Fig. 3.11 Distrugerile de exergie pe componente la MFA îmbunătățită cu economizor

Se poate observa o reducere a distrugerilor de până la 30% în cazul absorbitorului, respectiv 50% la generator comparativ cu situația MFA simplă. Această îmbunătățire apare datorită reducerii necesarului de căldură de la sursă ca urmare a utilizării preîncălzirii soluției de la starea 1' la starea 1a cu aproximativ 14°C. Același efect benefic îl are schimbătorul recuperator și în cazul absorbitorului, de această dată prin reducerea temperaturii ce pătrunde în absorbitor, realizându-se o economie în privința potențialului termic ce trebuie asigurat de apa de răcire.

În vederea validării modelului matematic, s-au comparat rezultatele obținute cu cele prezentate în alte studii. Aphornratana și Sriveerakul [80] au obținut un COP teoretic de 0,745 pentru $t_{Ab,Cd}=30^\circ\text{C}$. O valoare similară, respectiv 0,780 a fost obținută și de Kaushik și Arora [46] în urma unei simulări în EES. Aceste rezultate sunt în acord cu valoarea de 0,781 obținută pentru $t_{Ab,Cd}=31^\circ\text{C}$.

Rezultatele de mai sus sunt confirmate și de evoluțiile randamentelor exergetice (figura 3.12) și ale distrugerilor de exergie relative la potențialul combustibilului de la sursă (figura 3.13).

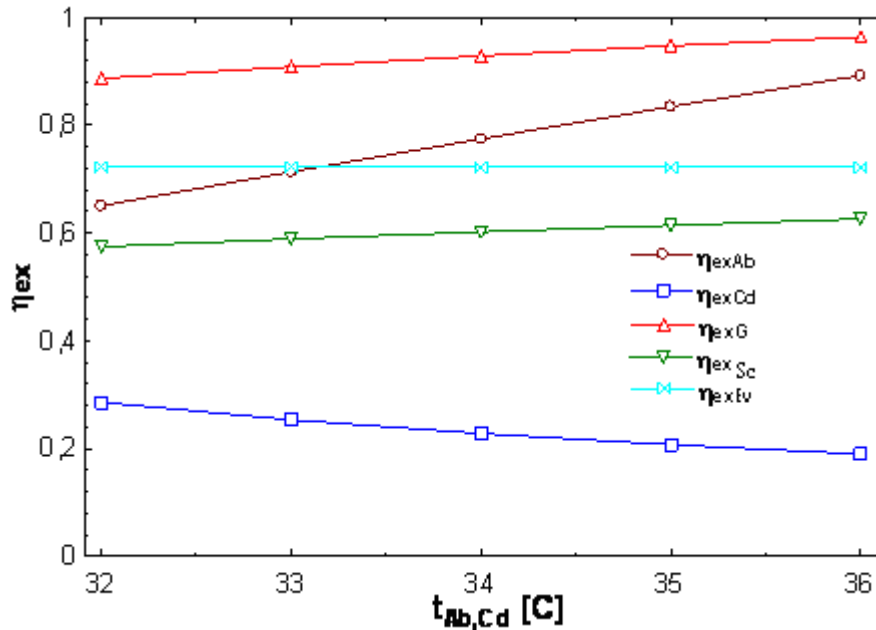


Fig. 3.12 Randamentul exergetic pe componente la MFA îmbunătățită cu economizor

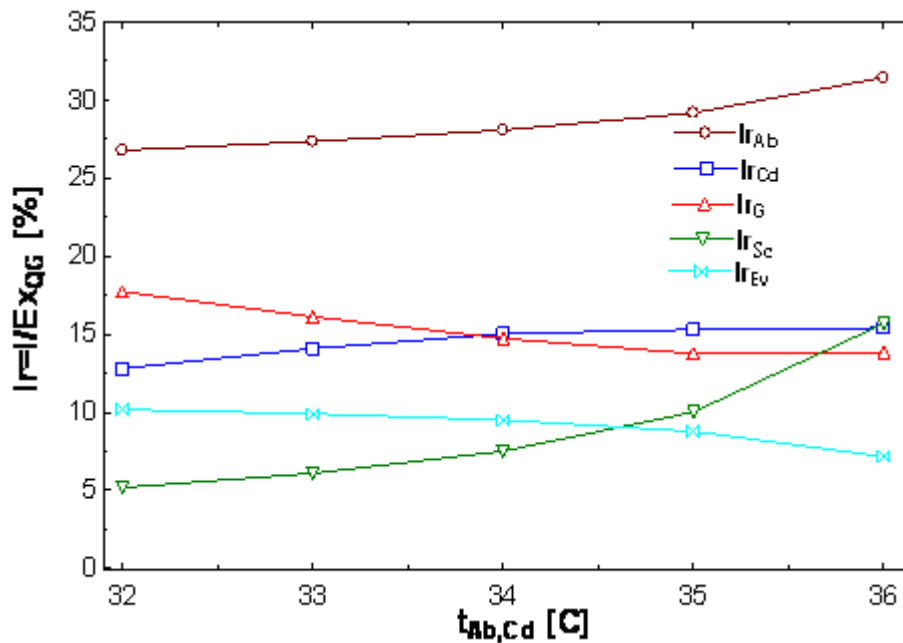


Fig. 3.13 Distrugerea relativă pe componente la MFA îmbunătățită cu economizor

Într-o analiză a sistemului cu absorbție făcută conform celui de al doilea principiu al termodinamicii, Sencan [79] a obținut o eficiență exergetică de 0,175 pentru $t_{Ab,Cd}=36^{\circ}\text{C}$, iar Kaushik și Arora [46] 0,155. Pentru aceiași parametri, în prezenta lucrare s-a obținut o eficiență de 0,183. În figura 3.12 se poate observa o variație destul de mare a eficienței exergetice la absorbtor. Analizând comparativ figurile 3.12 și 3.13, se poate observa o creștere a eficienței exergetice a absorbtorului cu creșterea temperaturilor de absorbție respectiv condensare. Acest lucru poate părea paradoxal deoarece în același timp se înregistrează și o creștere a distrugerilor de exergie. În vederea verificării corectitudinii acestei observații vom analiza în continuare funcționarea absorbtorului.

3.4.2.2. Analiza funcționării absorbitorului

În tabelul 7 sunt prezentate valorile exergiilor termo-mecanice și chimice, pentru stările 1 și 3a, calculate conform metodologiei prezentate în secțiunea 3.2.2.2.

Tabelul 3.17 Exergia termo-mecanică și chimică corespunzătoare stărilor 1 și 3a pentru $t_{Ab,Cd}=32^{\circ}\text{C}$

$\dot{E}x_{3a}^{CH}$ [kW]	$\dot{E}x_{3a}^{TM}$ [kW]	$\dot{E}x_1^{CH}$ [kW]	$\dot{E}x_1^{TM}$ [kW]
10,530	0,178	4,636	0,029

Se poate observa din tabelul 3.17, că valorile exergiei chimice sunt de peste o sută de ori mai mari decât cele ale componentei termo-mecanice. Având în vedere acest fapt, studiarea componentei chimice este suficientă, cu excepția stării 6, unde este apă pură și nu există decât componenta termo-mecanică. Studiul a fost făcut de asemenea cu varierea temperaturii de la absorbitor/condensator.

Considerând constantă temperatura generatorului, creșterea t_{Cd} și implicit a p_{Cd} (tabelul 3.18), conduce la o creștere a concentrației ζ_M la sfârșitul procesului de degazare. Acest fapt duce la scăderea exergiei chimice ex_{3a}^{CH} , de la intrarea în absorbitor.

Tabelul 3.18 Variația debitelor și a exergiilor la absorbitor

$t_{Ab,Cd}$	$\dot{m}_1 = \dot{m}$	\dot{m}_0	$\dot{m}_{3a} = \dot{m}_{LiBr}$	ζ_m	ζ_M	ex_{3a}^{CH}	ex_1^{CH}	$\dot{E}x_{3a}^{CH}$	$\dot{E}x_1^{CH}$
K	kg s^{-1}	kg s^{-1}	kg s^{-1}			kJ kg^{-1}	kJ kg^{-1}	kW	kW
32	0,216	0,019	0,197	0,543	0,596	53,37	21,41	10,53	4,63
33	0,269	0,019	0,250	0,548	0,591	50,07	24,15	12,52	6,50
34	0,357	0,019	0,337	0,554	0,585	46,84	26,94	15,80	9,61
35	0,531	0,019	0,511	0,559	0,580	43,67	29,77	22,34	15,81
36	1,049	0,019	1,030	0,564	0,574	40,55	32,65	41,76	34,26

Creșterea t_{Cd} , cu menținerea constantă a p_{Ev} conduce la creșterea concentrației ζ_m . Creșterea exergiei specifice a produsului absorbitorului ex_1^{CH} și scăderea ex_{3a}^{CH} , unul dintre combustibilii absorbitorului, nu produce scăderea așteptată a distrugerii de exergie. Acest lucru este urmarea scăderii intervalului de degazare, ceea ce conduce la o creștere a factorului de circulație, implicit a debitelor de soluție săracă și bogată. Creșterea acestor debite face ca exergiile totale ale stărilor 1 și 3a să crească.

Tabelul 3.19 Variația parametrilor exergetici la absorbitor

t_{Ab}	Cb_{Ab}	P_{Ab}	η_{exAb}	I_{Ab}	$\dot{E}x_{Q_G}$	I_{rAb}
K	kW	kW		kW	kW	%
32	7,16	4,66	0,650	2,503	9,34	26,78
33	9,17	6,55	0,713	2,626	9,60	27,35
34	12,50	9,69	0,775	2,813	10,02	28,07
35	19,12	15,90	0,834	3,164	10,84	29,18
36	38,80	34,60	0,892	4,172	13,27	31,44

Distrugerea de exergie de la nivelul absorbitorului, crește cu t_{Ab} , deoarece diferența de temperatură la nivelul acestui component crește.

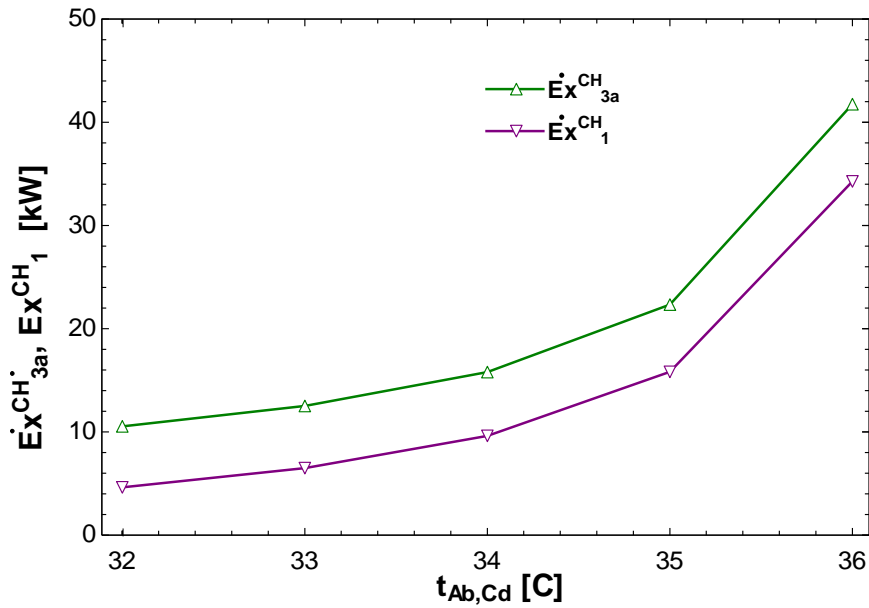


Fig. 3.14 Variația exergiei chimice totale vs $t_{Ab,Cd}$ la MFA îmbunătățită cu economizor

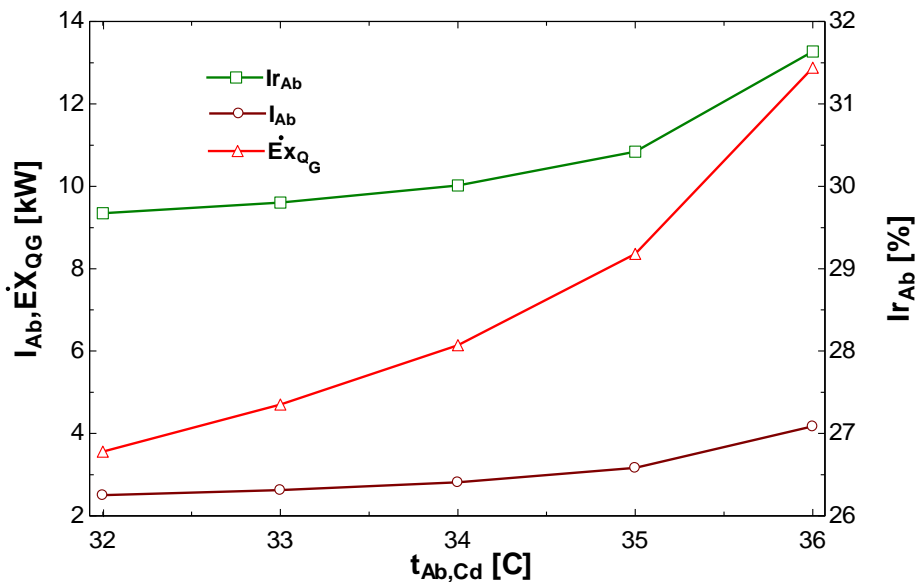


Fig. 3.15 Exergia caldurii de la generator și distrugerea de exergie absolută și relativă vs $t_{Ab,Cd}$ la MFA îmbunătățită cu economizor

Sporirea eficienței exergetice a absorbitorului se datorează factorului de creștere mai mare al produsului $\dot{E}x_1^{CH}$ comparativ cu cel al combustibilului $\dot{E}x_{3a}^{CH}$. Temperatura de la generator este recomandabil să fie crescută, în vederea evitării reducerii intervalului de degazare sub limita admisibilă.

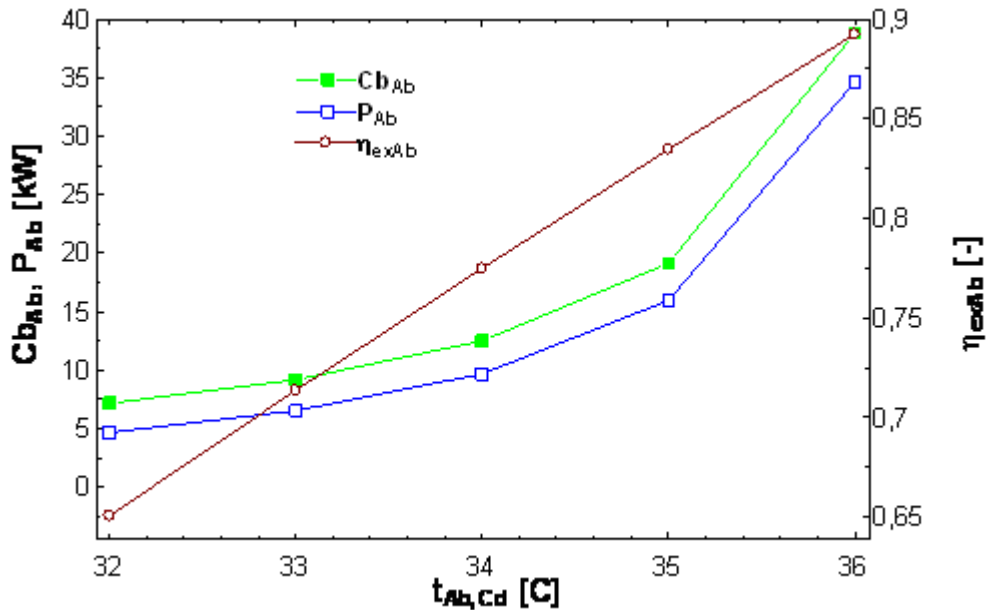


Fig. 3.16 Variația consumului de combustibil, a produsului și a eficienței exergetice a absorbitorului vs $t_{Ab,Cd}$ la MFA îmbunătățită cu economizor

3.4.2.3. Analiza funcționării cu variația t_G

În acest subcapitol, se studiază variația performanțelor energetice și exergetice ale sistemului și ale componentelor unei MFA îmbunătățită, funcție de temperatura de la generator. S-a considerat o variație a temperaturii agentului de la sursă t_{Gi} în intervalul 78-108°C, cu un increment de 1°C, respectiv în intervalul 70-100°C a t_G . Pentru aceeași sarcină frigorifică, creșterea temperaturii la generator implică o creștere a disponibilului de căldură ceea ce conduce la o creștere a COP-ului (figura 3.17). Se poate de asemenea observa că de la valoarea t_G de 88°C, performanța energetică nu mai crește, ea limitându-se la valoarea de 0,78.

Rezultate similare au fost obținute și de Kaushik și Arora [46], ei obținând un COP maxim de 0,75 pentru $t_G=91^\circ\text{C}$. Aphornratana și Sriveerakul [80] au obținut un COP de 0,77 pentru $t_G=85^\circ\text{C}$, în vreme ce Kilic și Kaynakli [84] pentru $t_G=90^\circ\text{C}$ au obținut un COP de 0,75.

Eficiența exergetică a sistemului este influențată negativ de creșterea temperaturii de la generator, rezultate de asemenea confirmate de diferiți cercetători [79] și [46].

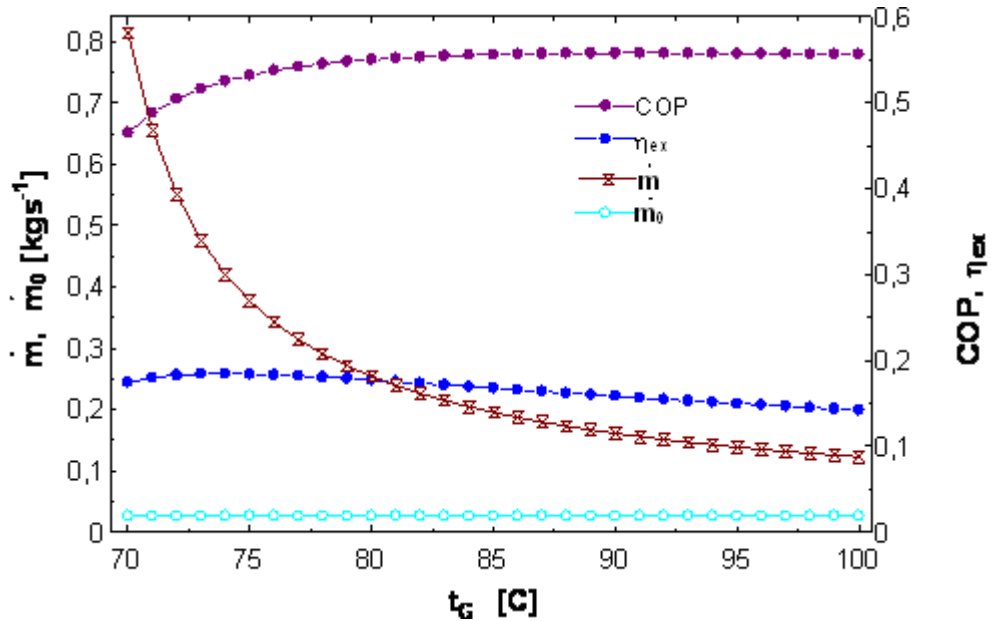


Fig. 3.17 Variația COP , η_{ex} , m , m_0 cu t_G la MFA îmbunătățită cu economizor

Analiza exergetică a componentelor a urmărit două direcții: studiul eficienței energetice și studiul distrugerilor relative la potențialul combustibilului. Din figura 3.18 rezultă că o creștere a t_G a avut ca rezultat o scădere a eficienței exergetice a absorbitorului și a generatorului. Acest lucru este cauzat de creșterea diferențelor de temperatură dintre fluxurile termice, ceea ce cauzează o creștere a ireversibilităților și implicit o scădere a eficienței la aceste componente (figurile 3.18, 3.19).

Ponderea distrugerilor introduse de absorbitor și generator este de aproximativ 50%. Astfel absorbitorul este responsabil de aproximativ 25-30% din totalul distrugerilor de exergie, în vreme ce la generator apar 15-20% din distrugerile MFA-ului, fapt confirmat și de rezultatele obținute de Kaushik și Arora [46]. Așadar scăderea eficienței sistemului este justificată de o depreciere a funcționării componentelor absorbitor și generator.

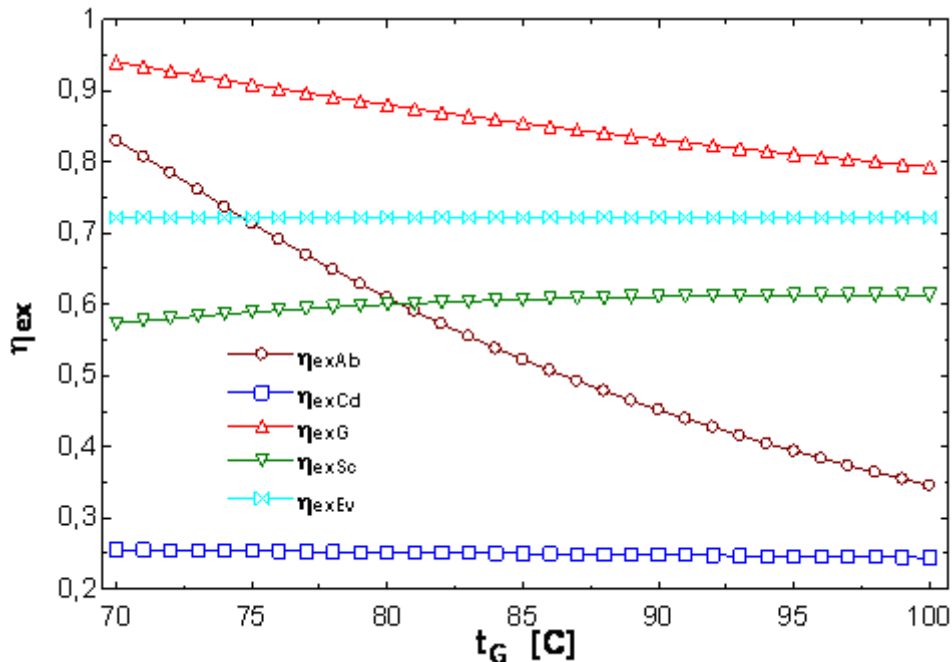


Fig. 3.18 Variația randamentului exergetic cu t_G la MFA îmbunătățită cu economizor

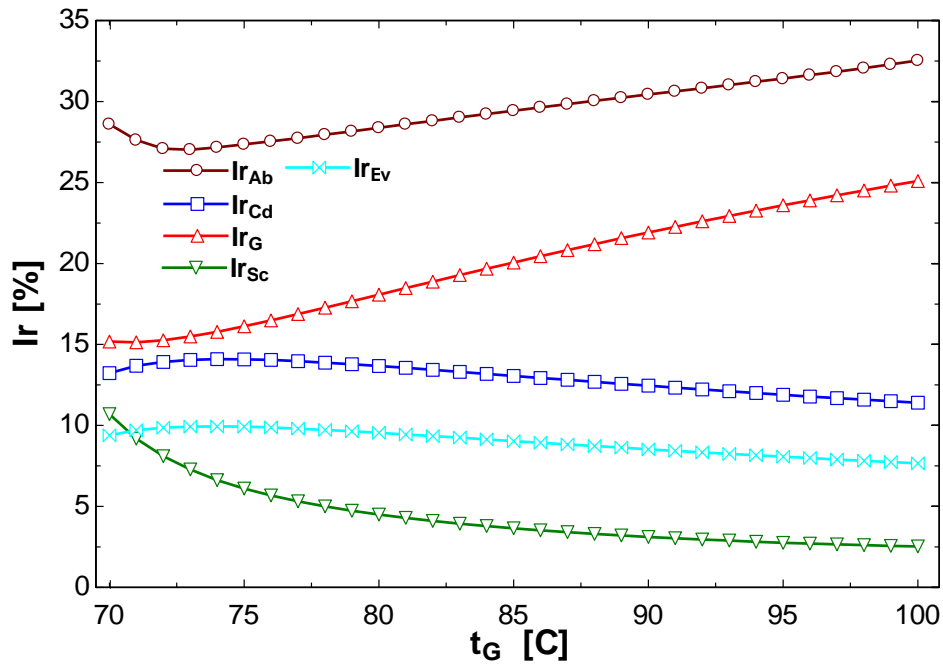


Fig. 3.19 Variația distrugerilor de exergie relative cu t_G

3.4.3. Studiul MFA cu absorbție într-o treaptă îmbunătățită cu schimbător recuperator și cu recircularea unei fracțiuni de debit la absorbitor

Deoarece absorbitorul este elementul cu cele mai mari distrugerii de exergie, este de așteptat ca orice îmbunătățire a funcționării acestui element să aducă beneficii întregului sistem. În acest subcapitol este studiat efectul pe care îl are recircularea unei fracțiuni din debitul vehiculat la absorbitor.

La ieșirea din absorbitor, soluția săracă în sare cu concentrația ζ_m este expedită pe două circuite separate:

- debitul \dot{m} trimis către schimbătorul recuperator ;
- $\dot{m}_{rec} = \dot{m}_{Ab} - \dot{m}$ este recirculat la absorbitor

Debitul recirculat se combină în nodul N, înainte de intrarea în absorbitor cu fluxul $\dot{m} - \dot{m}_0$, de concentrație ζ_M . Rezultă debitul de amestec $\dot{m}_{Ab} - \dot{m}_0$, definit ca fiind punctul 7 de stare, de concentrație ζ_{am} .

Înainte de reintroducerea în absorbitor, debitul de amestec este laminat la starea 8.

Noua schema a instalației este prezentată în figura 3.20.

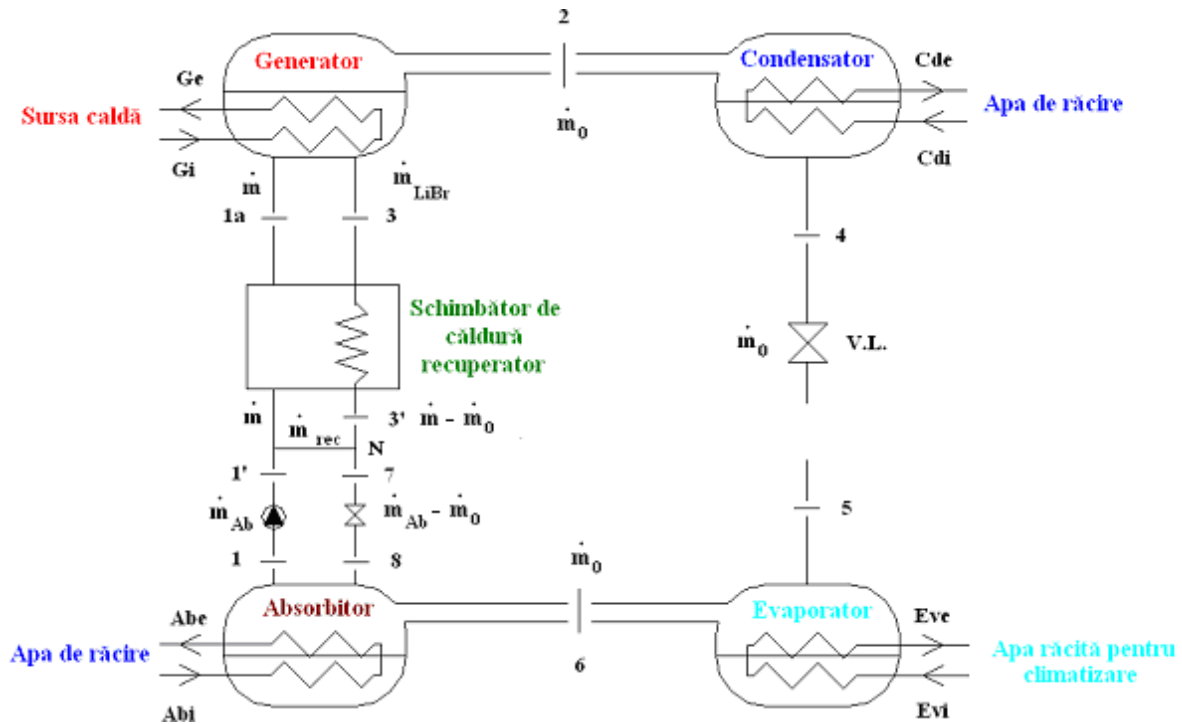


Fig. 3.20 Schema instalației cu absorbție cu recircularea unei cantități din debit la absorbitor

În continuare sunt prezentate relațiile de calcul prin care sunt determinate stările 7 și 8, nou introduse față de modelul prezentat în subcapitolul 3.2.

Factorul de recirculare poate lua valori în intervalul 15-20. În acest calcul, valoarea lui a fost fixată la 17 și este definit conform cu [45] ca fiind:

$$a = \frac{\dot{m}_{rec}}{\dot{m}_0} \quad (3.87)$$

Recircularea unei fracțiuni din debitul de soluție la absorbitor are ca scop: intensificarea procesului de absorbție (care se produce cu viteză mai mică decât la soluția de amoniac-apă), precum și evitarea creșterii presiunii din absorbitor datorită creșterii înălțimii coloanei de lichid [45].

Punctul 7 rezultă aplicând relația de bilanț termic pe nodul de intersecție:

$$(\dot{m}_{Ab} - \dot{m})h_1 + (\dot{m} - \dot{m}_0)h_{3'} = (\dot{m}_{Ab} - \dot{m}_0)h_7 \quad (3.88)$$

$$h_7 = \frac{ah_1 + (f-1)h_{3'}}{a + f - 1} \quad (3.89)$$

Ecuția de bilanț material de LiBr pe nod este :

$$(\dot{m}_{Ab} - \dot{m})\xi_m + (\dot{m} - \dot{m}_0)\xi_M = (\dot{m}_{Ab} - \dot{m}_0)\xi_{am} \quad (3.90)$$

Concentrația soluției de amestec rezultă :

$$\xi_{am} = \frac{a\xi_m + (f-1)\xi_M}{a + f - 1} \quad (3.91)$$

Punctul 7 rezultă la intersecția h_7 cu ξ_{am} .

Punctul 8 are aceeași entalpie și concentrație a soluției saline cu punctul 6. În urma laminării el este la presiunea p_{Ab} .

În urma simulării funcționării MFA în care o parte din debitul de soluție este recirculat la absorbitor se observă o îmbunătățire a performanțelor energetice și exergetice între 2,6% și 0,5% în intervalul de variere a t_G 70-100°C. Variația acestor performanțe este reprezentată în figura 3.21.

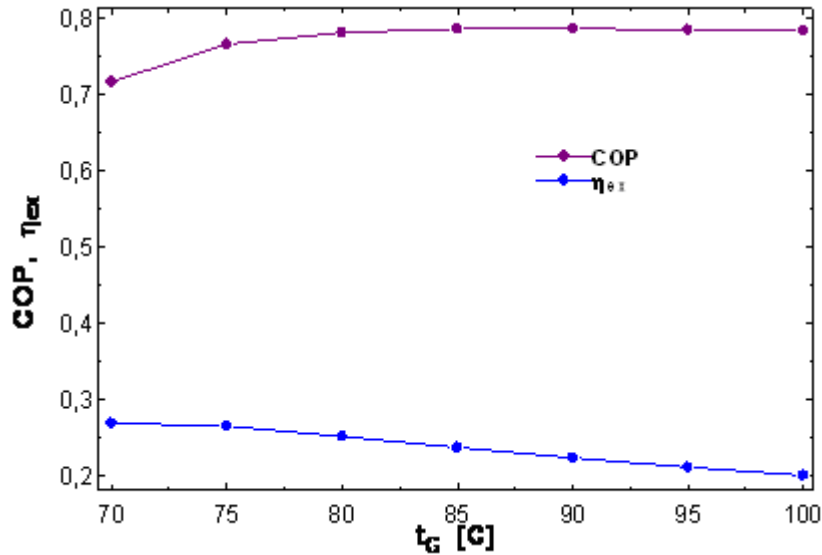


Fig. 3.21 Variația COP , η_{ex} cu t_G pentru M.F.A cu economizor și cu recirculare

Dacă analizăm performanțele componentelor se observă o îmbunătățire a randamentului exergetic la nivelul absorbitorului. Astfel dacă în subcapitolul 4.2. performanțele absorbitorului scad cu creșterea t_G de la 0,85 la 0,35, în această varianta cu recirculare randamentul variază de la 0,88 la 0,82.

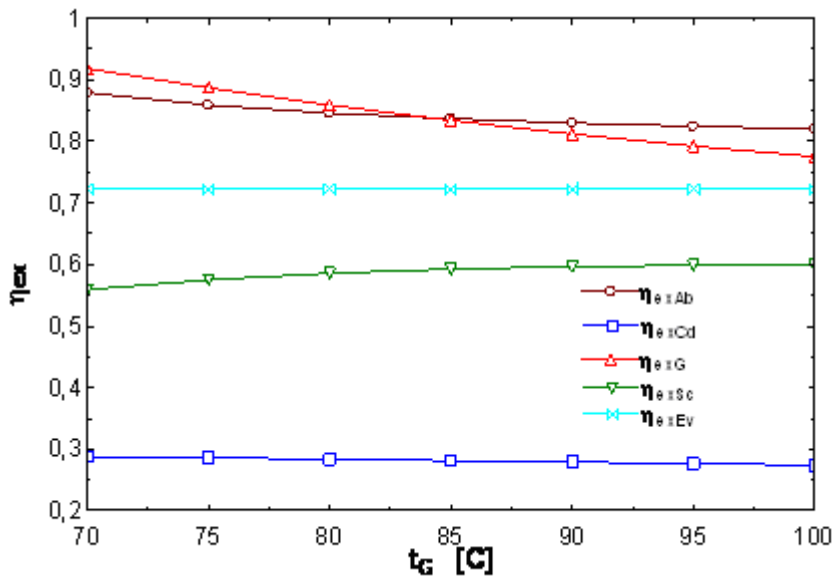


Fig. 3.22 Variația randamentului exergetic cu t_G pentru M.F.A cu economizor și cu recirculare

Acest lucru este confirmat de valorile distrugerilor de exergie pe componente, prezentate în tabelul 20, care se reduc în cazul absorbitorului cu peste 50% pentru t_G de 100°C. În ceea ce privește celelalte componente variațiile nu sunt semnificative.

Tabelul 3.20 Variația comparativă a distrugerilor pe componente, în varianta cu și fără recirculare

t_G [°C]	I_{Abrec} [kW]	I_{Cdrec} [kW]	I_{Grec} [kW]	I_{Screc} [kW]	I_{Evrec} [kW]	I_{Ab} [kW]	I_{Cd} [kW]	I_G [kW]	I_{Sc} [kW]	I_{Ev} [kW]
70	2,07	1,19	1,48	0,72	0,95	2,90	1,34	1,54	1,08	0,95
75	1,92	1,20	1,66	0,48	0,95	2,63	1,35	1,55	0,59	0,95
80	1,89	1,21	1,94	0,40	0,95	2,83	1,36	1,80	0,45	0,95
85	1,89	1,22	2,27	0,35	0,95	3,10	1,38	2,11	0,38	0,95
90	1,91	1,23	2,60	0,33	0,95	3,40	1,39	2,45	0,35	0,95
95	1,92	1,25	2,95	0,31	0,95	3,71	1,40	2,78	0,33	0,95
100	1,93	1,26	3,28	0,30	0,95	4,04	1,42	3,12	0,31	0,95

Tabelul 3.21 Variația comparativă a distrugerilor relative pe componente, în varianta cu și fără recirculare

t_G [°C]	I_{rAbrec} [%]	I_{rCdrec} [%]	I_{rGrec} [%]	I_{rScrec} [%]	I_{rEvrec} [%]	I_{rAb} [%]	I_{rCd} [%]	I_{rG} [%]	I_{rSc} [%]	I_{rEv} [%]
70	22,46	12,88	16,07	7,80	10,34	28,60	13,23	15,18	10,70	9,40
75	20,57	12,82	17,72	5,19	10,20	27,35	14,09	16,12	6,10	9,92
80	19,23	12,29	19,74	4,05	9,67	28,38	13,67	18,07	4,50	9,54
85	18,13	11,69	21,70	3,38	9,12	29,44	13,06	20,06	3,65	9,04
90	17,19	11,13	23,49	2,94	8,59	30,43	12,45	21,91	3,12	8,53
95	16,37	10,63	25,10	2,63	8,11	31,42	11,89	23,59	2,76	8,07
100	15,62	10,20	26,54	2,45	7,70	32,53	11,40	25,09	2,53	7,66

Se poate concluziona că introducerea recirculării unei fracții din debit la absorbitor are efecte benefice asupra funcționării acestui component. Acest fapt se repercutează pozitiv la nivelul întregului sistem, ca urmare a ponderii însemnate din punctul de vedere al consumului resurselor exergetice pe care o are absorbitorul în funcționarea MFA.

3.5. CONCLUZIILE STUDIULUI MAȘINII FRIGORIFCE CU ABSORBȚIE

În acest capitol a fost studiată funcționarea mașinii frigorifice cu absorbție ce utilizează soluție de bromură de litiu. Studiul a fost făcut atât din punct de vedere energetic cât și exergetic pentru trei variante ale MFA: MFA simplă, MFA îmbunătățită cu schimbător de căldură recuperator și MFA îmbunătățită cu schimbător de căldură recuperator și cu recircularea unei fracții din debit la absorbitor. După conceperea modelului matematic al MFA s-a simulat funcționarea celor trei variante ale mașinii prin varierea $t_{Ab,Cd}$ și t_G .

Rolul mașinii frigorifice este acela de a asigura necesarul de frig pentru ultimul nivel al clădirii IUT – din Ville d'Avray. În acest scop a fost elaborat un bilanț energetic al clădirii analizate, prin intermediul programului de calcul TTH, determinându-se necesarul de frig ce trebuie asigurat de mașina frigorifică.

În urma simulării funcționării MFA simple s-au remarcat distrugerii mari de exergie la nivelul absorbitorului și generatorului, totalizând peste 75% din totalul sistemului. Acest fapt este dat de diferențele mari de temperatură dintre curenții care intră/ies în cele două componente. Urmare a acestei constatări s-a considerat utilă introducerea unui schimbător de căldură recuperator.

Îmbunătățirea la nivel energetic este de până la 32%, iar exergetic de până la 58%. La nivelul componentelor se poate observa o reducere a distrugerilor de până la 30% în cazul absorbitorului, respectiv 50% la generator comparativ cu situația MFA simplă.

La nivelul sistemului, COP -ul optim este de 0,78 și se obține pentru o valoare a t_G de 88° C. Exergetic, maximul randamentului se obține pentru t_G de 74° C și are valoarea de 0,26. Crescând valoarea temperaturii la generator peste valorile mai sus menționate se poate observa o ușoară degradare a performanțelor sistemului.

În urma simulării funcționării MFA cu recircularea unei fracții din debitul de soluție la absorbitor, îmbunătățirea performanțelor energetice și exergetice este între 2,6% și 0,5% în intervalul de variere a t_G 70-100°C. Performanțele absorbitorului cresc ca urmare a introducerii recirculării, iar efectul negativ al creșterii t_G este neutralizat. Astfel dacă în varianta fără recirculare performanțele absorbitorului scad cu creșterea t_G de la 0,85 la 0,35, în varianta cu recirculare randamentul exergetic variază de la 0,88 la 0,82.

În urma acestui studiu este pusă în evidență importanța pe care o are analiza exergetică în diagnosticarea corectă a componentelor ce funcționează deficient. Pe baza analizei exergetice se pot stabili soluțiile și regimurile de funcționare optime în vederea îmbunătățirii performanțelor sistemului.

CAPITOLUL 4

STUDIUL ENERGETIC ȘI EXERGETIC AL MAȘINII FRIGORIFICE CU EJEȚIE

4.1 PREZENTAREA INSTALAȚIEI

4.1.1. Stadiul actual al cercetării

Sistemele frigorifice cu ejeție fac parte alături de sistemele cu absorbție din categoria mașinilor frigorifice triterme. Domeniul principal de utilizare al acestor sisteme este în cel al climatizării clădirilor. Din acest punct de vedere mașinile frigorifice cu ejeție se constituie într-o alternativă la chillerele cu compresie mecanică, modalitatea cea mai răspândită de obținere a frigului însă al cărui dezavantaj este consumul mare de energie electrică.

Ca și în cazul MFA principalul avantaj al sistemelor cu ejeție constă în utilizarea căldurii ca sursă de energie. Astfel existența unei surse de căldură reziduală cum ar fi: aburul de la centralele electrice de termoficare, gazele de evacuare provenite de la motoare termice etc., constituie principalul element care recomandă introducerea în schema sistemului centralizat a MFE în vederea recuperării acestui potențial termic și transformarea lui în efect util fără alte consumuri importante de combustibil. Pe lângă efectul util, producerea de frig care reprezintă un scop în sine, întregul sistem de trigenerare astfel creat prin introducerea MFE are de beneficiat prin reducerea consumului de apă de răcire.

Ejectorul este principalul element al sistemelor frigorifice cu ejeție ce folosesc pentru funcționare vaporii motori care se destina în acest component, realizându-se astfel antrenarea vaporilor reci produși în vaporizator.

Principalele avantaje aduse de utilizarea ejectoarelor sunt următoarele:

- ejectorul este o piesă fără componente în mișcare, ceea ce implică o lipsă aproape totală de uzură;
- construcția ejectorului este simplă și are costuri reduse;
- materialele implicate nu necesită calități deosebite care să le crescă prețul;
- lipsa trepidațiilor și a zgomotului produse de compresor;
- cost de investiție mai redus decât cel al instalației cu absorbție.

De asemenea utilizarea apei ca agent de lucru prezintă avantajul lipsei de toxicitate și deci absența riscului de impurificare a aerului tratat cu agent frigorific.

Dezavantajele ejectoarelor constau în:

- consum specific mare de abur de lucru;
- adaptare dificilă față de condițiile exterioare de temperatură (temperatura apei de răcire și a mediului răcit)
- adaptare dificilă față de variațiile presiunii aburului;
- reglarea dificilă a puterii frigorifice;
- randament redus al ejectorului. [85]

Toate aceste dezavantaje pot fi însă limitate dacă instalația cu ejeție este utilizată în condiții care o recomandă ca varianta optimă din punct de vedere tehnico-economic.

Scopul urmărit în acest capitol constă în optimizarea unei mașini frigorifice cu ejeție al cărei rol este de a asigura climatizarea clădirii prezentate în capitolul 3, unde același efect frigorific a fost studiat în cazul sistemului cu absorbție. Prima parte a studiului se concentrează asupra alegerii fluidului frigorific al sistemului, în condițiile de lucru date. După

stabilirea fluidului de lucru se optimizează MFE în scopul obținerii unui regim de funcționare care să producă un COP și o eficiență exergetică maxime, raportat la condițiile de lucru.

În decursul timpului sistemele frigorifice au fost studiate de mai mulți cercetători.

Heymann și Resnick [86] au efectuat un experiment în 1964 și au concluzionat că o valoare a t_G de 90°C este recomandabilă pentru utilizarea energiei solare drept combustibil.

Tyagi și Murty [87] în 1985 au făcut un studiu parametric al MFE utilizând R11 și R113. Au stabilit valori ale COP , factorului de eiecție și ale capacităților termice ale condensatorului și evapoaratorului, pentru diverse valori ale t_G , t_{Cd} și t_{Ev} . În urma interpretării rezultatelor au concluzionat că performanța energetică crește odată cu creșterea valorilor ale t_G , t_{Ev} și cu scăderea t_{Cd} . Chen și Hsu [100] au obținut rezultate similare în studiul unei MFE cu R11.

Huang și Jiang [88] au studiat o MFE pentru valori fixe ale $t_G=93,3^\circ\text{C}$, $t_{Cd}=43,3^\circ\text{C}$ și $t_{Ev}=10^\circ\text{C}$ și au obținut o creștere a COP de 17% cu introducerea unui regenerat și a unui precool. Tot ei au studiat implicațiile modificărilor eficiențelor la diferitele părți ale ejectorului și au concluzionat că COP -ul este sensibil la varierea eficienței ajutorului.

Dorantes și Lallemand [90] au studiat implicațiile utilizării amestecurilor de agenți frigorifici și au introdus în studiu R142b. Bounfarat și Lallemand [91] au studiat teoretic efectul mai multor amestecuri realizate din combinarea în diferite procente a: R22, R152a, R134a, RC318, R142b și R124 asupra COP , factorului de eiecție și al eficienței exergetice. Cele mai bune rezultate au fost obținute pentru $t_G=90^\circ\text{C}$, $t_{Cd}=25^\circ\text{C}$ și $t_{Ev}=15^\circ\text{C}$ în cazul utilizării R134a și R142b.

Dorantes et al. [92] a efectuat un studiu comparativ al MFE pe bază de R142b și al unui sistem de absorbție într-o treaptă. Ambele sisteme au fost alimentate cu energie termică provenită de la colectoarele solare. Concluzia studiului a fost că performanțele MFE, deși mai slabe decât în cazul MFA, îl recomandă ca fiind o alternativă interesantă dacă sunt luate în considerare simplitatea construcției și costul inițial de investiție.

Nehad Al-Khalidy [93] în urma unui studiu teoretic în care a evaluat performanțele înregistrate în urma utilizării mai multor agenți de lucru, a concluzionat că greutatea moleculară a fluidului are un impact considerabil asupra COP , fapt confirmat ulterior și de Kanjanapon și Satha [94].

În 1999, Sun [95] a realizat un studiu teoretic în care a comparat coeficienții de performanță obținuți în cazul unei MFE ce funcționează cu diferite fluide, cum ar fi R718, R123, R134a, R11, R12, R113, R21, R142b, R152a, R318 și R500. Rezultatele obținute au arătat că sistemele cu eiecție au COP -uri relativ scăzute. Dintre toate fluidele studiate, rezultatele cele mai bune au fost obținute în cazul utilizării R152a.

Rogdakis și Alexis [96], au făcut o investigație teoretică asupra unui sistem cu eiecție pe bază de amoniac. Autorii au dezvoltat un model matematic și au simulat într-un program de calcul efectul variației temperaturilor la diferite componente cheie: generator, condensator și evaporator asupra COP -ului și a performanței ejectorului.

Studii comparative au fost făcute și de Cizung et al. [97], Selvaraju și Mani [98]. Ei au concluzionat că performanța sistemului depinde mai ales de geometria ejectorului, de indicele de compresie și de tipul agentului frigorific.

Riffat și Omer [99] au prezentat rezultatul unei analize teoretice și experimentale desfășurate cu o MFE ce funcționează cu metanol. Valorile experimentale ale COP -ului au variat în intervalul 0,2 – 0,4, în condițiile utilizării unei surse de căldură de parametri scăzuți, rezultată prin transformarea energiei solare în energie termică în colectoarele solare.

Jianlin et al. [100] au prezentat un studiu teoretic asupra unui sistem cu eiecție ce funcționează cu R142b, îmbunătățit cu un răcitor intermediar amplasat după ventilul de laminare. Rezultatele au arătat o îmbunătățire a performanțelor energetice cu 10% față de varianta clasică, fără însă a fi menționate eventualele deficiențe ce pot apare.

Sankaral și Mani [101] în 2007 au publicat rezultatele unui experiment ce s-a desfășurat cu o mașină cu ejecție ce utilizează amoniacul. Rezultatele obținute au arătat că atât factorul de ejecție cât și *COP*-ul, cresc odată cu aria ejectorului.

Ziapour și Abbasy [50] au studiat un sistem cu ejecție ce funcționează cu apă, conform cu cel de al doilea principiu al termodinamicii și au concluzionat că eficiența exergetică a sistemului este influențată pozitiv de creșterea temperaturii de evaporare și de scăderea temperaturii de condensare.

Jianlin și Zhenxing [102] au efectuat un studiu teoretic comparativ al unei MFE ce utilizează R134a în condiții supracritice și subcritice. Rezultatele au indicat o utilizare mai eficientă a căldurii de parametri scăzuți în varianta în care agentul frigorific se află la parametrii supracritici. S-a obținut un *COP* de 0,75 pentru prima variantă, în vreme ce pentru varianta clasică *COP*-ul a înregistrat o valoare de 0,45. Cele trei niveluri de temperatură au fost: $t_G=80^\circ\text{C}$, $t_{Cd}=30^\circ\text{C}$ și $t_{Ev}=15^\circ\text{C}$. Au fost remarcate mai multe avantaje, în timp ce o potențială problemă ar fi legată de presiunea de 8MPa ce impune materiale și condiții de execuție destul de restrictive și costisitoare.

Sokolov și Hershgal [103] au propus un ciclu hibrid îmbinând o MFE și un chiller cu compresie mecanică. S-a reușit o ameliorare a limitărilor sistemului cu ejecție în vreme ce consumul de electricitate al chillerului cu compresie mecanică a scăzut ca urmare a preluării unei părți din sarcina de răcire de către MFE. Randamentul întregului sistem a fost îmbunătățit.

Petrenko et al. [104] au prezentat un studiu teoretic al unui sistem de trigenerare format dintr-un sistem de cogenrerare și un MFE hibrid ce produce efectul de răcire. Sistemul hibrid de răcire utilizează R744 ca agent frigorific pentru partea cu compresie mecanică, în vreme ce fluidul de lucru al MFE este R600. Pentru teste a fost utilizat un model matematic ce a fost validat experimental luând în considerare diferiți agenți de lucru. Capacitatea sistemului hibrid a fost de 10kW și pentru regimul de funcționare proiectat s-a obținut un *COP* cumulat de 1,4.

4.1.2. Descrierea funcționării

Schema mașinii frigorifice cu ejecție este prezentată în figura 4.1., iar ciclul termodinamic este reprezentat în figura 4.2. Mai jos este descrisă funcționarea acestui sistem luând în considerare fiecare component.

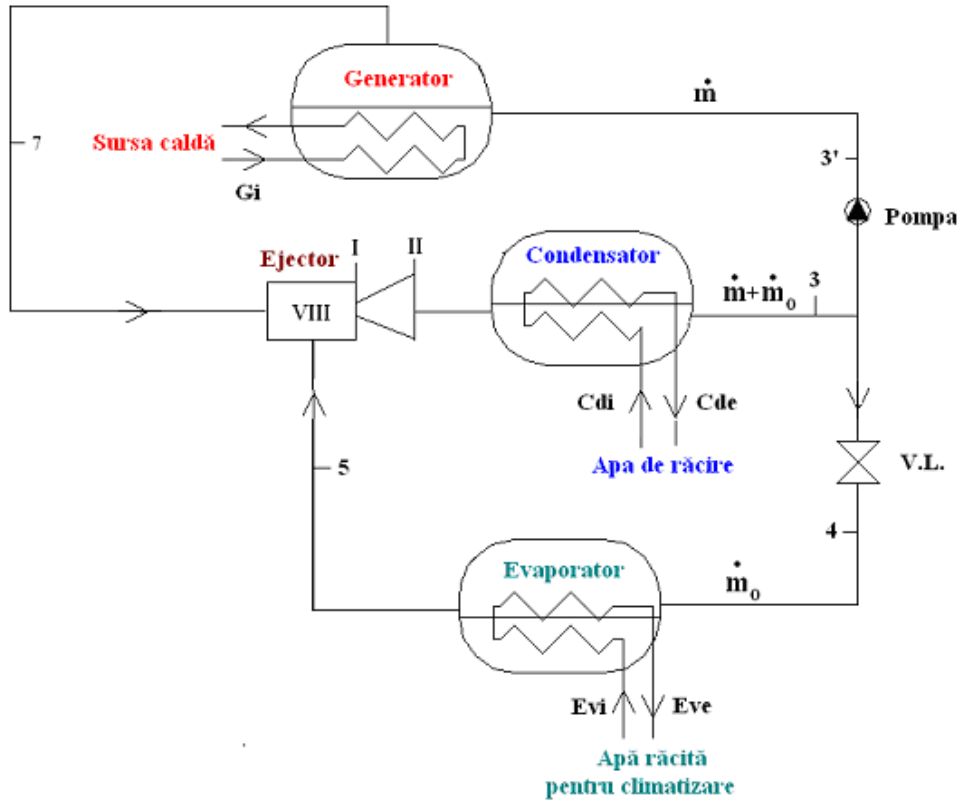


Fig. 4.1. Schema mașinii frigorifice cu ejecție

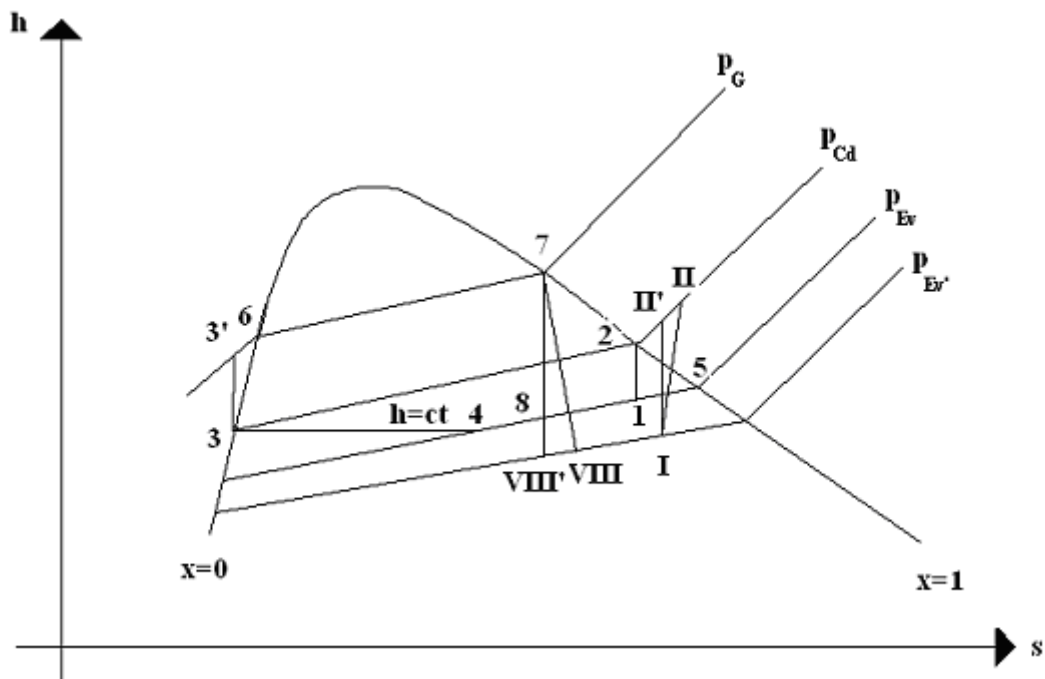


Fig.4.2. Reprezentarea ciclului real și teoretic al MFE

În figura 4.2 sunt prezentate suprapuse în diagrama $h-s$ ciclul real și cel teoretic. Notațiile cu cifre romane reprezintă stările reale similare celor notate cu cifre arabe care sunt varianta din ciclul teoretic. Stările care nu au corespondent în cifre romane sunt comune atât ciclului teoretic cât și celui real.

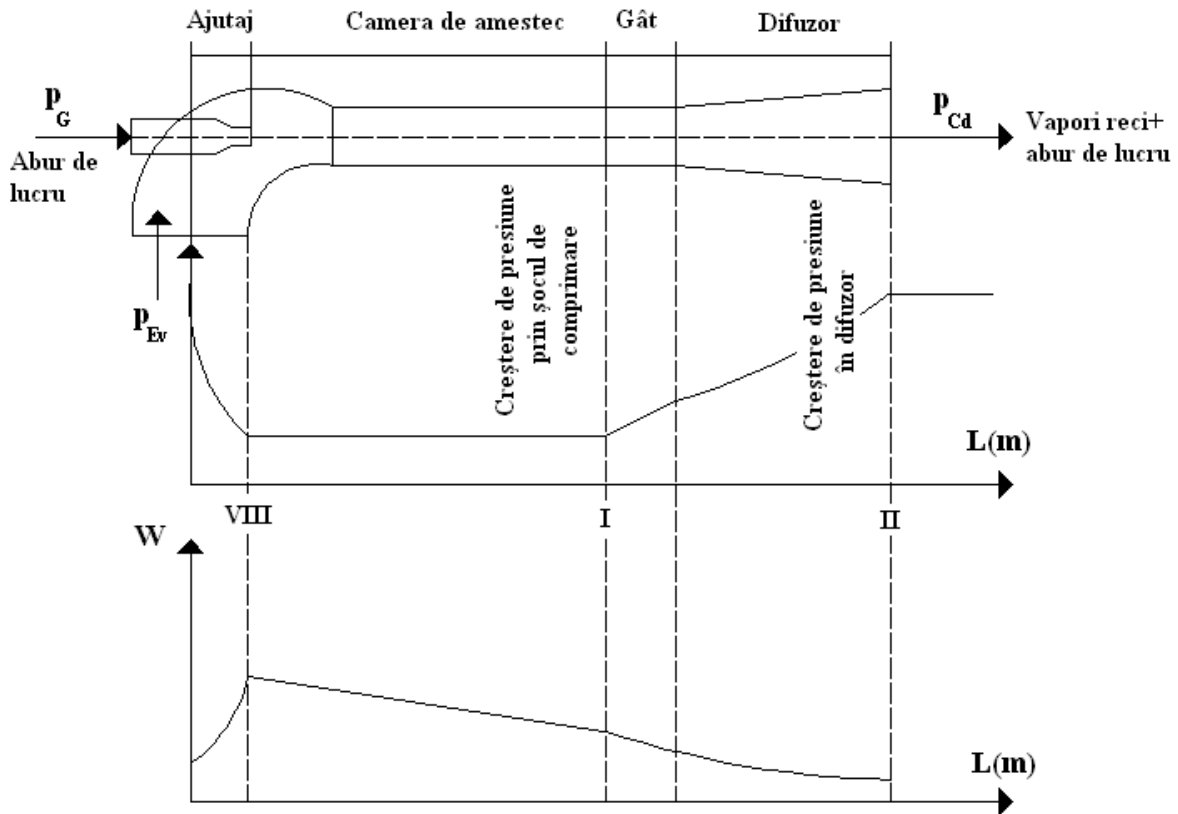


Fig. 4.3. – Detaliu ejector

La fel ca și în cazul sistemului cu absorbție există două cicluri parcurse. Primul ciclu, motor, este parcurs de \dot{m} care antrenează debitul \dot{m}_0 ce produce efectul frigorific, în urma parcurgerii celui de al doilea ciclu inversat.

Descrierea funcționării, pe componente:

- Ejectorul

Ejectorul este componentul cheie, el fiind menționat și în denumirea sistemului de răcire. El are un dublu rol atât de antrenare a debitului de agent frigorific cât și de recompresie a vaporilor de agent frigorific ce părăsesc evaporatorul. Comportamentul ejectorului este dictat de geometria sa, odată conceput el nemaiputând fi modificat. La intrarea în ajutorul convergent-divergent al ejectorului, aburul de lucru se destinde de la starea 7 până la starea 8 unde are presiunea p_{Ev} , energia cinetică crescându-i ajungând la viteze supersonice cuprinse între 800-1000 m/s. Datorită diferenței de presiune astfel creată, debitul secundar de agent frigorific este antrenat în camera de amestec energia sa cinetică scade transformându-se în energie de presiune. Amestecarea celor două debite începe însă la finalul camerei de amestec, iar în momentul în care părăsesc camera de amestec există un singur debit de agent aflat la starea 1. Ulterior debitul este comprimat prin intermediul difuzorului până la nivelul presiunii de condensare și adus în starea 2, la care părăsește ejectorul [105].

- Condensatorul

Urmărind cursul agentului frigorific, acesta pătrunde în condensator, unde are loc răcirea și condensarea izobară a cantității totale de agent de lucru până la starea 3. Condensarea are loc la p_{Cd} constantă și este evacuată căldura de condensare. După ce părăsește condensatorul, debitul total ajunge în nodul N, unde are loc o separare a celor două

debite. Astfel debitul \dot{m} este repompat către generatorul de abur, iar debitul \dot{m}_0 este trimis către ventilul de laminare și vaporizator, în vederea realizării efectului frigorific.

- Pompa

Acest element asigură pomparea adiabatică de la starea (3) la starea (3') a debitului \dot{m} de condens, în generatorul de abur.

- Generatorul de abur

În această componentă aportul de căldură exterior se transferă condensatului aducându-l în starea de abur. În prima parte are loc un proces de preîncălzire izobară până la starea de saturație, iar ulterior are loc fierberea până la starea (7), la care părăsesc generatorul și reintră în ejector.

- Ventilul de laminare

Prin intermediul ventilului de laminare agentul de lucru este laminat de la p_{Cd} (3) la p_{Ev} (4) fiind astfel pregătit pentru intrarea în evaporator.

- Evaporatorul

Agentul frigorific la starea (4) intră în evaporator unde preia căldura de la fluidul ce trebuie răcit și are loc procesul de vaporizare izoterm-izobară până la starea (5). Cu aceste proprietăți agentul frigorific intră în ejector pentru a relua ciclul.

4.2. CALCULUL TERMIC AL INSTALAȚIEI CU EJECTIE

4.2.1. Calculul energetic

4.2.1.1. Stabilirea temperaturilor ciclului

În acest capitol este studiată MFE al cărei rol este de a asigura aceeași sarcină de frig $Q_{Ev}=45,6$ kW și la aceeași parametrii cu mașina frigorifică cu absorbție studiată în capitolul precedent, pentru a se putea realiza și un studiu comparativ. Parametrii principali de la care pornește studiul sistemului cu ejectie sunt prezentați în tabelul 4.1.

Tabelul 4.1 Temperaturile principale ale ciclului MFE

t_{Ev} [°C]	4
t_{Cd} [°C]	30
t_{Evi} [°C]	12
t_{Eve} [°C]	7
t_{Cdi} [°C]	25
t_{Cde} [°C]	29

4.2.1.2. Stabilirea presiunilor ciclului

Nivelurile de presiune ce caracterizează evaporatorul, condensatorul, respectiv generatorul de abur rezultă din tabelele sau din programele de calcul ce returnează aceste valori. În cazul acestui studiu, ele au fost extrase din programul EES, fiind însă comparate cu valorile tabelate pentru o mai mare siguranță asupra valorilor utilizate.

$$P_{Ev} = P_{sagent}(t_{Ev}) \quad (4.1)$$

$$P_{Cd} = P_{sagent}(t_{Cd}) \quad (4.2)$$

$$P_G = P_{sagent}(t_G) \quad (4.3)$$

4.2.1.3. Stabilirea punctelor caracteristice ale ciclului teoretic

Pentru a se putea prezenta un calcul cât mai explicit, inițial sunt stabilite punctele caracteristice ale ciclului teoretic în care nu sunt luate în calcul pierderile de energie datorate frecărilor gazodinamice și hidrodinamice și nici pierderile în ejectorul MJE. Acestea din urmă sunt pierderi de energie cinetică datorate frecării gazodinamice și procesului de amestecare ireversibil ce este însoțit de șocuri de comprimare și de turbioane [45].

- punctul 3 – definește starea agentului la ieșirea din condensator. Acest punct se află pe curba de saturație având $x_3=0$; $p_3=p_{Cd}$ și $t_3=t_{Cd}$.
- punctul 5 – definește starea agentului la ieșirea din evaporator. Această stare este cea a vaporilor saturați și are parametrii: $x_5=1$; $p_5=p_{Ev}$ și $t_5=t_{Ev}$.
- punctul 4 – definește starea agentului la ieșirea din ventilul de laminare. Parametrii acestei stări sunt: $p_4=p_{Ev}$, $t_4=t_{Ev}$, $h_4=h_3$.
- punctul 3' – definește starea debitului \dot{m} la ieșirea din pompă. Considerând procesul de pompare ca fiind izentropic, parametrii punctului 3' sunt: $s_3=s_3$; $p_3=p_G$ și $t_3=t_{Cd}$.
- punctul 6 - începerea fierberii în generatorul de abur are parametrii: $x_6=0$; $p_6=p_G$ și $t_6=t_G$.
- punctul 7 - reprezintă aburul de lucru ce părăsește generatorul și este definit de parametrii cu care intră în ajutorul ejectorului: $x_7=1$; $p_7=p_G$ și $t_7=t_G$.
- punctul 8 - definește starea debitului cumulat de agent, la ieșirea din ajutorul ejectorului: $s_8=s_7$; $p_8=p_{Ev}$ și $t_8=t_{Ev}$.
- punctul 2' - definește starea agentului la începutul condensării: $x_2=1$; $p_2=p_{Cd}$ și $t_2=t_{Cd}$.
- punctul 2 – definește starea fluidului la sfârșitul comprimării

În relația (4.4) este prezentat bilanțul termic pe ejector:

$$\dot{m}h_7 + \dot{m}_0 h_8 = (\dot{m} + \dot{m}_0)h_2 \quad (4.4)$$

Conform cu [97] și [54] se definesc următorii termeni:

$$a_t = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} \text{ [kg abur viu/kg vaporii reci]} - \text{consumul specific de abur viu} \quad (4.5)$$

$$u_t = \frac{1}{a_t} \text{ [kg vaporii reci/kg abur viu]} - \text{coeficientul de eiecție} \quad (4.6)$$

Prin divizarea relației (4.4) cu debitul de vaporii reci, \dot{m}_0 rezultă:

$$a_t = \frac{h_5 - h_7}{h_2 - h_7} \quad (4.7)$$

Relația de bilanț entropic pe ejector în ipoteza considerării tuturor proceselor ca fiind reversibile este:

$$\dot{m}s_7 + \dot{m}_0 s_8 = (\dot{m} + \dot{m}_0)s_2 \quad (4.8)$$

Prin divizarea relației (4.8) cu debitul \dot{m}_0 rezultă:

$$a_t = \frac{s_5 - s_7}{s_2 - s_7} \quad (4.9)$$

Din relațiile (4.7) și (4.9) rezultă $\frac{h_5 - h_7}{h_2 - h_7} = \frac{s_5 - s_7}{s_2 - s_7}$, așadar în figura 4.2 care este o reprezentare a ciclului în diagrama h-s, punctul 2 se află pe dreapta definită de punctele 5 și 6. Cum știm faptul că punctul 2 se află pe izobara p_{Cd} , acest punct rezultă la intersecția izobarei cu dreapta 5-6.

- punctul 1 – definește starea fluidului la începutul comprimării izentropice în difuzor și are parametrii: $p_1=p_{Ev}$, $t_1=t_{Ev}$, $s_1=s_2$

4.2.1.4. Stabilirea sarcinilor termice, bilanțul masic, bilanțurile energetice și coeficientul de performanță

- sarcina specifică a absorbitorului este:

$$q_{Ev} = h_5 - h_4 \quad (4.10)$$

- debitul de vapori reci care produc efectul frigorific

$$\dot{m}_0 = \frac{\dot{Q}_{Ev}}{q_{Ev}} \quad (4.11)$$

- debitul de abur de lucru

$$\dot{m} = \dot{m}_0 a_t \quad (4.12)$$

- sarcina termică la condensator

$$\dot{Q}_{Cd} = (\dot{m} + \dot{m}_0)(h_2 - h_3) \quad (4.13)$$

- sarcina termică la generator

$$\dot{Q}_G = \dot{m}(h_7 - h_3) \quad (4.14)$$

- puterea de pompare

$$P_p = \dot{m}(h_3 - h_3') \quad (4.15)$$

- coeficientul de performanță

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Ev}}{\dot{Q}_G + \dot{W}_{pompa}} \quad (4.16)$$

4.2.1.5. Calculul energetic al procesului real din MFE

În această secțiune este prezentat calculul procesului real al MFE, în care sunt luate în considerare pierderile de energie datorate frecărilor ce apar în ejector. Calculul este conform cu [85] și [45] și este cel pe baza căruia s-a realizat modelarea parametrică a instalației în EES.

Principalele corecturi aduse modelului teoretic se referă la procesele ce decurg în ejector, care în secțiunea 4.2.1.4. au fost idealizate. În figura 4.3. este prezentat un ejector cu părțile componente și stările fluidului.

Procesele ce suportă corecții față de varianta din ciclul teoretic sunt următoarele:

- 7-VIII' procesul de destindere izentropă a aburului în ajutorul ejectorului;
- 7-VIII procesul real de destindere a aburului în ajutorul ejectorului. Față de procesul 7-VIII' este luată în considerare creșterea entropiei datorată frecărilor;
- I-II' procesul de comprimare izentropă a agentului de lucru în difuzorul ejectorului ;

- I-II procesul real de comprimare în difuzorul ejectorului. Față de procesul 1-II' este luată în considerare creșterea entropiei datorată frecărilor.

1- Calculul termic al ajutorului

- ecuația conservării energiei la curgerea unui fluid este:

$$h_f - h_i + \frac{w_f^2 - w_i^2}{2} = 0 \quad (4.17)$$

- rezultă că viteza la starea finală are expresia:

$$w_f = \sqrt{2(h_f - h_i) + w_i^2} \quad (4.18)$$

- viteza teoretică la ieșirea din ajutoraj, fără a considera creșterea de entropie:

$$w_{VIII'} = \sqrt{2(h_7 - h_{VIII'}) + w_7^2} \quad (4.19)$$

Ținând cont că $w_{VIII'}$ este mult mai mare decât w_7 , valoarea acestui ultim termen practic nu influențează calculul și poate fi ignorat.

- viteza reală la ieșirea din ajutoraj:

$$w_{VIII} = \sqrt{2(h_7 - h_{VIII})} = \varphi_I w_{VIII'} \quad (4.20)$$

φ_I este un coeficient de reducere a vitezei datorită frecărilor din ajutoraj pentru care Radcenco et al. [85] recomandă valori cuprinse în intervalul 0,92-0,96. În acest calcul valoarea φ_I a fost aleasă 0,95.

2- Calculul termic al camerei de amestec

- ecuația conservării impulsului pe CA:

$$\dot{m} w_{VIII} + \dot{m}_0 w_V = (\dot{m} + \dot{m}_0) w_{I'} \quad (4.21)$$

Starea I' este o stare teoretică ce rezultă prin amestecarea celor două debite fără a considera însă pierderile de energie.

Considerând factorul de ejecție în procesul real ca fiind:

$$u = \frac{\dot{m}_0}{\dot{m}} \quad (4.22)$$

- relația (4.21) devine:

$$w_{VIII} + u w_V = (1 + u) w_{I'} \quad (4.23)$$

Dar știind că w_V este mult mai mică față de w_{VIII} care se află în domeniul supersonic, rezultă:

$$w_{I'} = \frac{w_{VIII}}{1 + u} \quad (4.24)$$

- viteza reală la ieșirea din camera de amestec

$$w_I = \varphi_2 \varphi_3 w_{I'} \quad (4.25)$$

Viteza reală este mai mică deoarece sunt luate în considerare șocul de amestecare care este introdus în calcul prin coeficientul φ_2 a cărei valoare recomandată este de 0,925 și coeficientul de pierdere datorită frecărilor $\varphi_3 = 0,975$.

Rezultă expresia vitezei reale la ieșirea din camera de amestec:

$$w_I = \varphi_1 \varphi_2 \varphi_3 \frac{\sqrt{2(h_7 - h_{VIII})}}{1+u} \quad (4.26)$$

- Calculul pierderii de energie cinetică în camera de amestec:

$$\Delta H_{CA} = E_{ci} - E_{cf} = (\dot{m} + \dot{m}_0)(h_I - h_{I'}) \quad (4.27)$$

valoarea energiei cinetice la intrare are valoarea

$$E_{ci} = \frac{\dot{m} w_{VIII}^2}{2} + \frac{\dot{m}_0 w_V^2}{2} \quad (4.28)$$

$$E_{cf} = \frac{(\dot{m} + \dot{m}_0) w_I^2}{2} \quad (4.29)$$

- prin divizarea cu \dot{m} a relației (4.27) rezultă:

$$(1+u)(h_I - h_{I'}) = \frac{w_{VIII}^2}{2} + \frac{u w_V^2}{2} - \frac{(1+u) w_I^2}{2} \quad (4.30)$$

- pierderea de energie specifică are relația

$$\Delta h_{CA} = \frac{\Delta H_{CA}}{\dot{m} + \dot{m}_0} \quad (4.31)$$

- ținând cont că w_V este în domeniul subsonic și poate fi ignorat, relația (4.30) devine

$$(1+u)\Delta h_{CA} = \frac{w_{VIII}^2}{2} - (1+u) \left(\frac{\varphi_2 \varphi_3}{1+u} \right)^2 \frac{w_{VIII}^2}{2} \quad (4.32)$$

$$\Delta h_{CA} = \frac{w_{VIII}^2}{2(1+u)} \left(1 - \frac{\varphi_2^2 \varphi_3^2}{1+u} \right) \quad (4.33)$$

- înlocuind relația w_{VIII} din relația (4.20) în relația (4.33) obținem expresia pierderii specifice de energie cinetică în camera de amestec

$$\Delta h_{CA} = \frac{\varphi_1^2 (h_7 - h_{VIII})}{(1+u)} \left(1 - \frac{\varphi_2^2 \varphi_3^2}{1+u} \right) \quad (4.34)$$

- bilanțul energetic pe camera de amestec are relația:

$$\dot{m} h_{VIII} + \dot{m}_0 h_V + (\dot{m} + \dot{m}_0) \Delta h_{CA} = (\dot{m} + \dot{m}_0) h_I \quad (4.35)$$

- entalpia stării reale I are expresia:

$$h_I = \frac{h_{VIII} + u h_V + (1+u) \Delta h_{CA}}{1+u} \quad (4.36)$$

3- Calculul termic al difuzorului

În difuzor are loc comprimarea agentului de lucru, el ținând locul compresorului din sistemele cu compresie mecanică.

- creșterea de entalpie pentru procesul teoretic de comprimare

$$H_{II'} - H_I = (\dot{m} + \dot{m}_0)(h_{II'} - h_I) \quad (4.37)$$

- creșterea de entalpie pentru procesul real de comprimare

$$H_{II} - H_I = (\dot{m} + \dot{m}_0)(h_{II} - h_I) \quad (4.38)$$

Dacă împărțim relațiile (4.37) și (4.38) cu debitul \dot{m} de abur de lucru, rezultă relațiile ce definesc lucrul mecanic specific de comprimare în difuzor [54].

$$l_{Dideal} = (1 + u)(h_{II'} - h_I) \quad (4.39)$$

$$l_{Dreal} = (1 + u)(h_{II} - h_I) \quad (4.40)$$

- ecuațiile conservării energiei în procesele I-II' și I-II dau relațiile:

$$h_{II'} - h_I = \frac{w_{II'}^2}{2} - \frac{w_e^2}{2} = l_{Dideal} \quad (4.41)$$

- știind că w_e este mult mai mică decât $w_{II'}$, rezultă expresia $w_{II'}$

$$w_{II'} = \sqrt{2(h_{II'} - h_I)} \quad (4.42)$$

- pentru procesul real:

$$h_{II} - h_I = \frac{w_I^2}{2} - \frac{w_e^2}{2} = l_{Dreal} \quad (4.43)$$

Din figura 4.2, rezultă că $h_{II} > h_{II'}$, ceea ce implică $l_{Dreal} > l_{Dideal}$. Acest fapt arată necesitatea existenței unei viteze mai mari în procesul real decât în cel ideal pentru a putea obține același efect. Introducând un coeficient φ_4 care să țină cont de procesul real de comprimare, relația de legătură între $w_{II'}$ și w_I .

$$w_{II'} = \varphi_4 w_I \quad (4.44)$$

Coeficientul φ_4 ia valori în intervalul 0,88-0,92. În prezenta lucrare este ales $\varphi_4 = 0,9$.

4- Calculul coeficientul real de ejecție, u

- expresia vitezei reale la intrarea în difuzor:

$$w_I = \frac{w_{II'}}{\varphi_4} = \frac{\sqrt{2(h_{II'} - h_I)}}{\varphi_4} \quad (4.45)$$

Ținând cont că viteza la intrarea în difuzor este egală cu vitezei la ieșirea din camera de amestec, relația (26), rezultă:

$$\frac{2(h_{II'} - h_I)}{\varphi_4^2} = \frac{\varphi_1^2 \varphi_2^2 \varphi_3^2 2(h_7 - h_{VIII})}{(1 + u)^2} \quad (4.46)$$

- expresia coeficientului real de ejecție este:

$$u = \varphi_1 \varphi_2 \varphi_3 \varphi_4 \sqrt{\frac{h_7 - h_{VIII}}{h_{II'} - h_I}} - 1 \quad (4.47)$$

În această relație se poate observa ca numărătorul reprezintă căderea de entalpie specifică teoretică pe ajutoraj, iar numitorul creșterea de entalpie specifică în difuzor.

După aflarea coeficientului real de ejecție se recalculează debitele de agent de lucru, sarcinile termice ale procesului și coeficientul de performanță.

Forma finală a ecuației de bilanț energetic pe MFE are expresia:

$$\dot{Q}_{Ev} + \dot{Q}_G + \Delta \dot{H}_{Ej} = \dot{Q}_{Cd} \quad (4.48)$$

4.2.2. Calculul exergetic

Analiza exergetică se bazează pe cel de al doilea principiu al termodinamicii și prin determinările distrugerilor de energie în procesele termodinamice joacă un rol important în sistemele energetice. Literatura științifică nu abundă în studii exergetice ale sistemelor cu ejecție [57], fiind un domeniu încă neexploatat conform cu potențialul. Prezentul model exergetic a fost realizat ținând cont și compeltând studii anterioare [85], [4], [106].

S-a procedat similar cu capitolul precedent, în care a fost studiată mașina frigorifică cu absorbție. S-a utilizat modelul „cutiei negre”, bilanțul fiind realizat luând în considerare intrările reprezentate de combustibil (Cb), ieșirile reprezentate de produs (P) și rezultând distrugerea de exergie (I) și pierderea (Pi).

Ecuția generală de bilanț are relația:

$$Cb = P + I + Pi \quad (4.49)$$

Starea de referință este apa de răcire la parametrii $p_0=1 \text{ atm}$ și $t_0=t_{Cdi}=25^\circ\text{C}$ ei i se asociază relația (4.50):

$$A = h_{Cdi} - T_0 s_{Cdi} \quad (4.50)$$

În continuare sunt prezentate relațiile pentru fiecare component.

Evaporator (Ev)

- produsul evaporatorului și de fapt produsul întregului sistem cu ejecție este frigul transferat apei răcite:

$$P_{Ev} = \dot{E} x_{Eve} - \dot{E} x_{Evi} = \dot{m}_{af} (ex_{Eve} - ex_{Evi}) \quad (4.51)$$

$$ex_{Eve} = h_{Eve} - T_0 s_{Eve} - A \quad (4.52)$$

$$ex_{Evi} = h_{Evi} - T_0 s_{Evi} - A \quad (4.53)$$

- combustibilul este căldura

$$Cb_{Ev} = \dot{E} x_4 - \dot{E} x_5 = \dot{m}_0 (ex_4 - ex_5) \quad (4.54)$$

$$ex_4 = h_4 - T_0 s_4 - A \quad (4.55)$$

$$ex_5 = h_5 - T_0 s_5 - A \quad (4.56)$$

- randamentul exergetic

$$\eta_{exEv} = \frac{P_{Ev}}{Cb_{Ev}} \quad (4.57)$$

Se face ipoteza simplificatoare conform căreia pierderile de căldură către mediul ambiant nu sunt luate în calcul. În această ipoteză valoarea distrugerii are expresia:

$$I_{Ev} = Cb_{Ev} - P_{Ev} \quad (4.58)$$

- ponderea distrugerii de exergie introdusă de component, relativ la distrugerea totală înregistrată în sistem, se calculează după relația:

$$Ir_{Ev} = \frac{I_{Ev}}{I_{tot}} 100 \quad (4.59)$$

Condensator (Cd)

- produșii condensatorului sunt agentul de lucru condensat și căldura transferată apei de răcire

$$P_{Cd} = \dot{E}x_3 + \dot{E}x_{Q_{cd}} = (\dot{m} + \dot{m}_0)ex_3 + \dot{E}x_{Q_{cd}} \quad (4.60)$$

Ținând cont că starea de referință este considerată a fi temperatura apei de răcire, rezultă că exergia căldurii latente de condensare este nulă.

$$\dot{E}x_{Q_{cd}} = \dot{Q}_{Cd} \left(1 - \frac{T_0}{T_0}\right) = 0 \quad (4.61)$$

- combustibilul este întreaga cantitate de agent de lucru aflat în starea II, așa cum a părăsit difuzorul ejectorului

$$Cb_{Cd} = \dot{E}x_{II} = (\dot{m} + \dot{m}_0)ex_{II} \quad (4.62)$$

$$ex_4 = h_4 - T_0s_4 - A \quad (4.63)$$

Generator de abur (G)

- produsul generatorului este reprezentat de aburul viu aflat la starea (7)

$$P_G = \dot{E}x_7 = \dot{m}ex_7 \quad (4.64)$$

- combustibilul generatorului este reprezentat de căldura transferată de la sursă la care se adaugă exergia fluxului agent în stare lichidă ce vine de la pompă

$$Cb_G = \dot{E}x_{3'} + \dot{E}x_{QG} = \dot{m}ex_{3'} + \dot{E}x_{QG} \quad (4.65)$$

$$\dot{E}x_{QG} = \dot{Q}_G \left(1 - \frac{T_0}{T_G}\right) \quad (4.66)$$

Ejector (Ej)

- produsul ejectorului este debitul total de agent comprimat

$$P_{Ej} = \dot{E}x_{II} = (\dot{m} + \dot{m}_0)ex_{II} \quad (4.67)$$

- combustibilul ejectorului este obținut din însumarea exergiilor debitului de abur viu ce provine de la generator și a debitului de vapori reci ce au ca sursă evaporatorul

$$Cb_{Ej} = \dot{E}x_5 + \dot{E}x_7 = \dot{m}_0ex_5 + \dot{m}ex_7 \quad (4.68)$$

Pompa (P)

Exergia pompei este reprezentată de lucrul mecanic consumat, \dot{W}_{pompa} .

Sistemul (MFE)

Combustibilul, sau exergiile introduse în sistem provin de la exergia căldurii \dot{Q}_G transferată de la sursă și lucrul mecanic consumat de către pompă. Produsul este reprezentat de către produsul evaporatorului, respectiv de exergia frigului transferat către apa răcită.

Eficiența exergetică a întregului sistem de ejecție este prezentată în relația de mai jos:

$$\eta_{exMFE} = \frac{P_{Ev}}{\dot{E}x_{Q_G} + \dot{W}_{pompa}} \quad (4.69)$$

4.3. REZULTATELE SIMULĂRII FUNCȚIONĂRII MAȘINII FRIGORIFICE CU EJECTIE

În acest capitol este studiată funcționarea mașinii frigorifice cu ejecție a cărei sursă de căldură este reprezentată de către gazele de ardere recuperate din galeria de evacuare și apa de răcire a unui motor cu combustie internă. Scopul este reprezentat de găsirea unui regim de funcționare optim. În vederea simulării a fost dezvoltat modelul matematic prezentat în secțiunea 2 a acestui capitol, care apoi a fost implementat în programul Engineering Equation Solver (EES).

În prima parte a acestei secțiuni este prezentat un studiu comparativ al mai multor agenți de lucru, în urma cărora s-a stabilit fluidul ce trebuie utilizat având în vedere parametrii de lucru. După stabilirea agentului de lucru sistemul de ejecție și componentele sale sunt analizate din punctul de vedere al eficienței energetice și exergetice considerând diferite regimuri termice de funcționare. În acest scop s-au făcut simulări pentru diferite valori ale temperaturilor de fierbere de la generatorul de vapori, de condensare și vaporizare.

4.3.1. Stabilirea agentului de lucru

Așa cum s-a putut vedea și în partea de început a acestui capitol, păreriile cercetătorilor sunt variate relativ la un agent de lucru prin a cărui utilizare, sistemele cu ejecție să înregistreze cele mai bune performanțe. Concluzia ce rezultă în urma studierii literaturii de specialitate este că în funcție de regimul de funcționare al MFE și scopul pentru care a fost concepută trebuie utilizat fluidul frigorific optim din punct de vedere tehnico-economic.

În acest sens în prezentul capitol ținând cont de parametrii prezentați în tabelul 4.1, de faptul că sursa de căldură sunt gazele de ardere și apa de răcire a motorului, precum și având în vedere faptul că frigul produs este destinat climatizării s-a făcut un studiu comparativ în care sunt evaluate performanțele MFE ce ar funcționa cu următorii agenți: apă (R718), metanol, amoniac (R717) și R134a.

Eficiența energetică și exergetică a sistemului a fost studiată pentru diferite valori ale t_G și pentru $t_{Cd}=30^\circ\text{C}$ și $t_{Ev}=5^\circ\text{C}$. Rezultatele obținute sunt prezentate în tabelul 4.2.

Se poate observa din rezultatele obținute că sistemele ce utilizează apă și metanol au cele mai bune performanțe energetice, iar randamentul exergetic cel mai bun este obținut în cazul metanolului. Cu creșterea t_G , performanțele exergetice ale metanolului scad și se apropie de valorile înregistrate în cazul utilizării apei.

Tabelul 4.2. Variația COP și a η_{ex} funcție de variația t_G

t_G °C	Apă		Metanol		Amoniac		R134a	
	η_{ex}	COP	η_{ex}	COP	η_{ex}	COP	η_{ex}	COP
70	0,0597	0,1442	0,4572	0,1435	0,01736	0,1309	0,0146	0,0968
80	0,07088	0,2033	0,2592	0,2025	0,02337	0,1877	0,0198	0,1402
90	0,07725	0,2546	0,2076	0,2538	0,02786	0,2376	0,0232	0,1762
100	0,08094	0,2996	0,1823	0,2988	0,03121	0,282	0,0240	0,2037
110	0,08303	0,3392	0,166	0,3381	0,03364	0,3223		
120	0,08414	0,3744	0,1558	0,3746	0,03529	0,36		
130	0,08462	0,4058	0,1478	0,407	0,03613	0,3982		
140	0,08469	0,4341	0,141	0,4357				
160	0,08416	0,4829	0,1327	0,4896				
180	0,08323	0,5242	0,1255	0,5325				
200	0,08226	0,5601	0,1202	0,5694				
220	0,08142	0,5928	0,1178	0,6044				
240	0,08084	0,6236	0,1194	0,6391				

În tabelul 4.3. sunt prezentate temperaturile de fierbere ale celor patru agenți.

Tabelul 4.3. Variația presiunii de saturație funcție de variația t_G

t_G [°C]	70	80	90	100	110	120	130	140	160	180	200	220	240
p_G Apă [bar]	0,31	0,47	0,70	1,01	1,4	1,9	2,7	3,6	6,2	10,0	15,5	23,2	33,5
p_G Metanol [bar]	1,2	1,8	2,5	3,5	4,7	6,3	8,3	10,7	17,3	26,7	39,7	57,2	80,7
p_G Amoniac [bar]	33,1	41,4	51,2	62,6	75,8	91,2	108						
p_G R134a [bar]	21,2	26,3	32,5	39,7									

Din rezultatele prezentate în tabelul 4.3. se poate observa că pentru metanol, amoniac și R134a valorile presiunilor de fierbere cresc exponențial odată cu t_G , până la valori ce nu pot fi puse în practică din considerente tehnice și economice. Astfel pentru $t_G=100^\circ\text{C}$, presiunea de saturație are valorile: 1 bar pentru apă, 62 bar pentru amoniac și aproape 40 bar pentru R134a. În cazul metanolului valoarea de 3,5 bar nu prezintă inconveniențe, însă pentru t_G peste 160°C , presiunea crește considerabil.

Ținând seama de rezultatele prezentate în această secțiune precum și faptul că una din sursele de căldură este reprezentată de gazele de ardere ce au temperaturi ridicate, se poate stabili că agentul de lucru potrivit acestei aplicații este apa.

4.3.2. Validarea modelului matematic

În vederea validării modelului matematic au fost urmărite mai multe studii teoretice și experimentale. În această secțiune sunt prezentate rezultatele obținute de diferiți cercetători [98,99,101,50] și comparate cu rezultatele obținute în prezenta lucrare.

În figura 4.4., sunt prezentate comparativ rezultatele obținute de către Ziapour și Abbasy [50] cu cele obținute în acest studiu. MFE funcționează cu apa ca agent frigorific, la parametrii $t_{Cd}=15^\circ\text{C}$ și $t_{Ev}=5^\circ\text{C}$. Temperatura de la generatorul de abur variază în intervalul ($80-110^\circ\text{C}$). Se poate observa că diferențele între COP-urile înregistrate sunt minime.

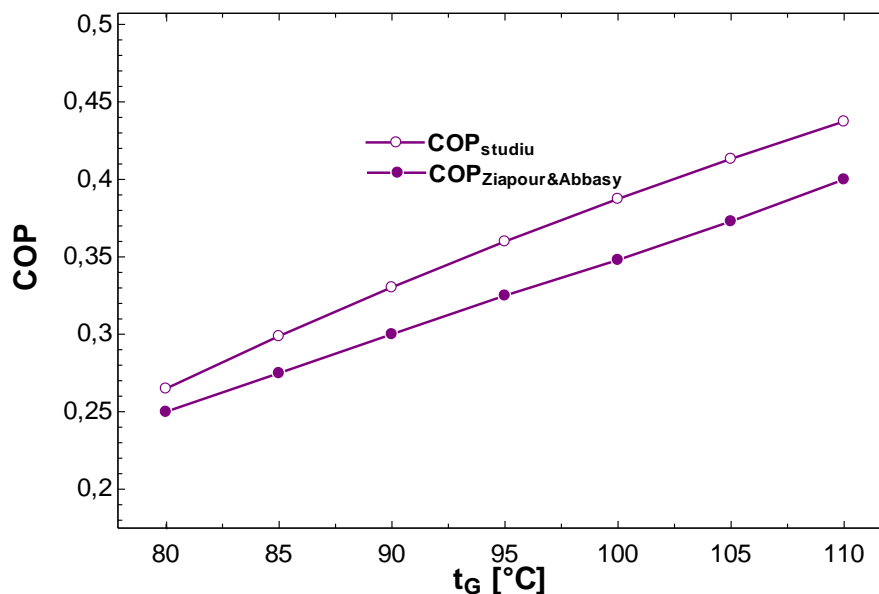


Fig. 4.4. – Comparație a COP-ului între prezentul studiu și rezultatele prezentate de Ziapour și Abbasy [57]

Aceiași autori [50] au studiat sistemul și componentele sale din punctul de vedere al celui de al doilea principiu. În tabelul 4.4. sunt prezentate ponderile distrugerilor de exergie înregistrate la principalele componente ale sistemului pentru $t_G=100^\circ\text{C}$ și aceleași valori ale temperaturii de condensare și evaporare ca cele prezentate mai sus.

Tabel 4.4 Procentul de exergie distrusă în componentele MFE comprate prezentul studiu și rezultatele prezentate de Ziapour și Abbasy [57]

Ponderea distrugerii pe component [%]	Condensator	Ejector	Evaporator	Generator
Studiu prezent	11	81	2,5	5,5
Ziapour și Abbasy [19]	14	79	2	5

Riffat și Omer în 2001 [99] au efectuat un studiu teoretic al unei MFE ce utilizează metanol. Pentru parametrii: $t_G=180^\circ\text{C}$, $t_{Cd}=28^\circ\text{C}$ și $t_{Ev}=-2^\circ\text{C}$ valoarea COP-ului a fost de 0,4 în timp ce simularea în EES a modelului propus în această lucrare dă o performanță energetică de 0,42.

Selvaraju și Mani în 2004 [98] au dezvoltat un studiu experimental al unei mașini frigorifice cu eiecție în care au utilizat diferiți agenți de lucru. Pentru R134a considerând $t_G = 80^\circ\text{C}$, $t_{Cd} = 25^\circ\text{C}$ și $t_{Ev} = 5^\circ\text{C}$ autorii au raportat un COP de 0,26. Pentru aceleași valori ale parametrilor, în urma acestui studiu a rezultat o valoare de 0,246.

Sankaral și Mani în 2007 [101] tot într-un studiu experimental, dar de această dată utilizând o MFE pe bază de amoniac au obținut un COP de 0,29 pentru $t_G = 72^\circ\text{C}$, $t_{Cd} = 27^\circ\text{C}$ și $t_{Ev} = 15^\circ\text{C}$. Simulând funcționarea MFE în EES în aceleași condiții, a rezultat un COP de 0,35.

Rezultatele prezentate în această secțiune confirmă validitatea modelului matematic al MFE dezvoltat în acest capitol. Valorile obținute în urma analizei energetice și exergetice se corelează bine cu cele prezentate în studii precedente [98,99,101,50] pentru toate cele patru variante de fluid de lucru.

4.3.3. Analiza funcționării MFE cu variația t_G, t_{Cd}, t_{Ev}

În primele două părți ale acestui capitol a fost studiat modelul matematic al MFE în vederea stabilirii agentului de lucru optim luând în considerare condițiile de lucru și a validării lui prin compararea rezultatelor obținute cu alte lucrări publicate în literatură.

În următoarele subcapitole se studiază variația performanțelor MFE funcționând cu apă luând în considerare diferite regimuri de lucru impuse prin modificarea parametrilor.

Primul parametru studiat este t_G a cărui modificare poate proveni din variații ale debitului sau temperaturii sursei calde. Pentru a se putea urmări strict influența acestui parametru asupra sistemului și a componentelor sale, ceilalți parametri sunt menținuți constanți.

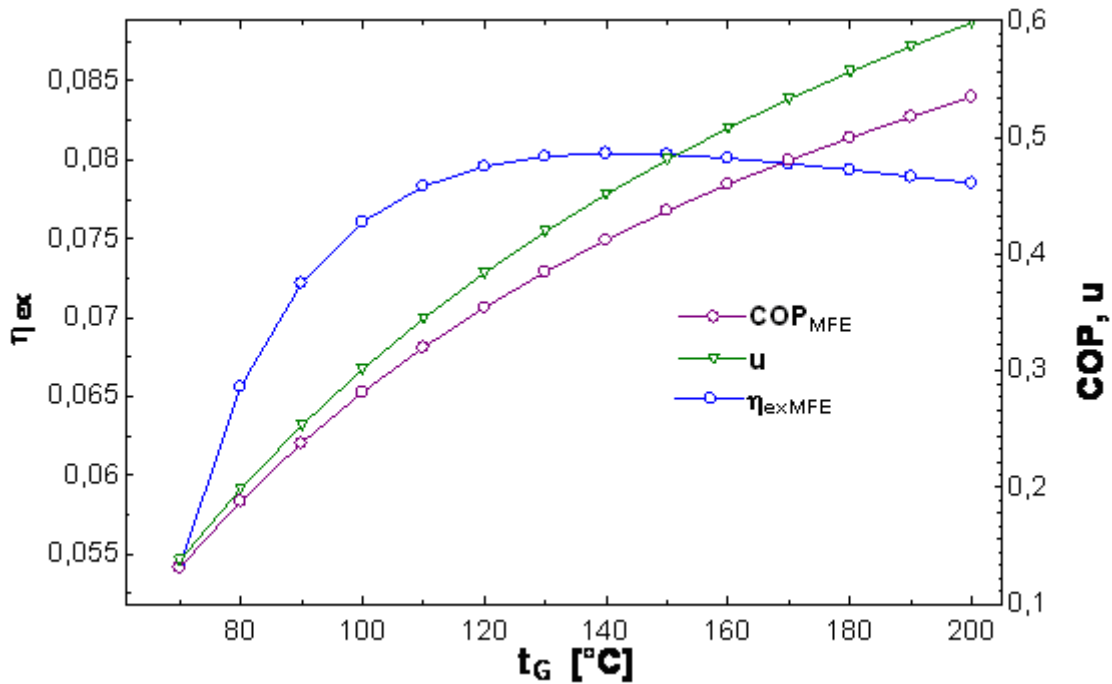


Fig. 4.5. – Variația COP, u și η_{ex} cu t_G

În figura 4.5. se poate observa că performanța exergetică a sistemului prezintă un maxim în jurul valorii de 140°C. Din punctul de vedere al primului principiu, performanța energetică (COP) și factorul de ejecție (u) cresc odată cu sporirea temperaturii de fierbere. Acest lucru se explică prin creșterea vitezei aburului viu la ieșirea din ajutorul convergent-divergent. Acest fapt conduce la o scădere a presiunii în camera de amestec. Știind că viteza și presiunea sunt invers proporționale, aceasta implică o creștere a ecartului între presiunea de evaporare, respectiv presiunea vaporilor reci și cea a aburului. Astfel cantitatea de vapori antrenați crește și deci capacitatea de a produce efect frigorific, respectiv COP-ul.

Așadar o creștere a coeficientului de ejecție înseamnă o scădere a debitului necesar de abur \dot{m} , pentru producerea aceluiași efect frigorific, deci o sporire a capacității de a produce frig.

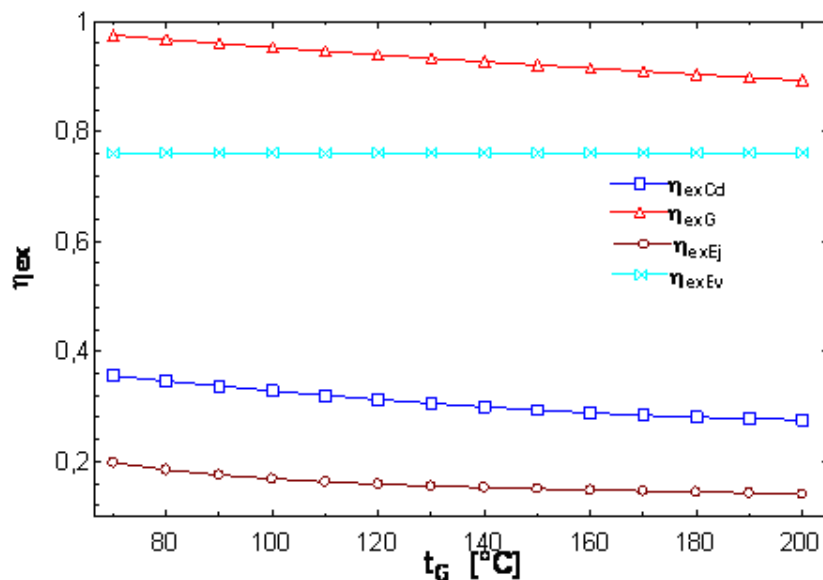


Fig. 4.6. Variația randamentului exergetic cu t_G

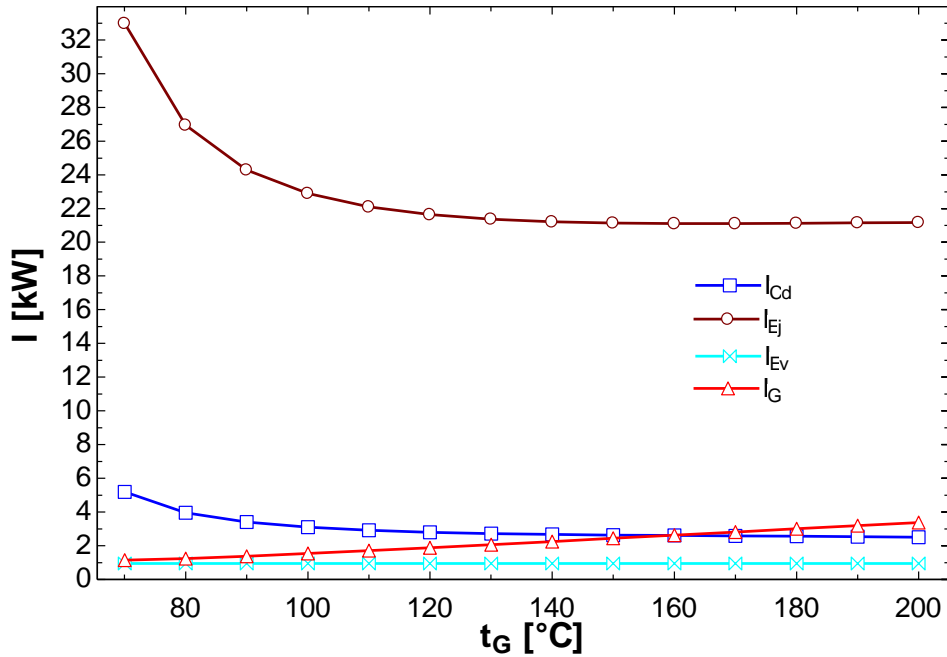


Fig. 4.6. Variația distrugerilor de exergie cu t_G

După cum se poate observa în figurile 4.6. și 4.6., ejectorul este componenta cheie a întregului sistem. El are cel mai mic randament exergetic, variind în intervalul (0,3-0,15), figura 4.6. și cea mai mare distrugere de exergie, figura 4.6. Rezultă că orice îmbunătățire a funcționării acestui component influențează major performanțele întregului sistem. De altfel dacă se analizează figurile 4.6 și 4.7 se poate observa o bună corelație între creșterea η_{exMFE} care atinge un maxim la $t_G = 140$ ° C și scăderea distrugerii de exergie în ejector, la aceeași temperatură. Scăderea performanței exergetice a sistemului peste această valoare a temperaturii de fierbere poate fi explicată prin creșterea distrugerii în generator, în timp ce în ejector rămâne aproape constantă.

Variația distrugerilor procentuale de exergie prezentate în figura 4.8., reconfirmă ponderea majoră, peste 80%, pe care o are ejectorul în distrugerea potențialului exergetic al combustibilului.

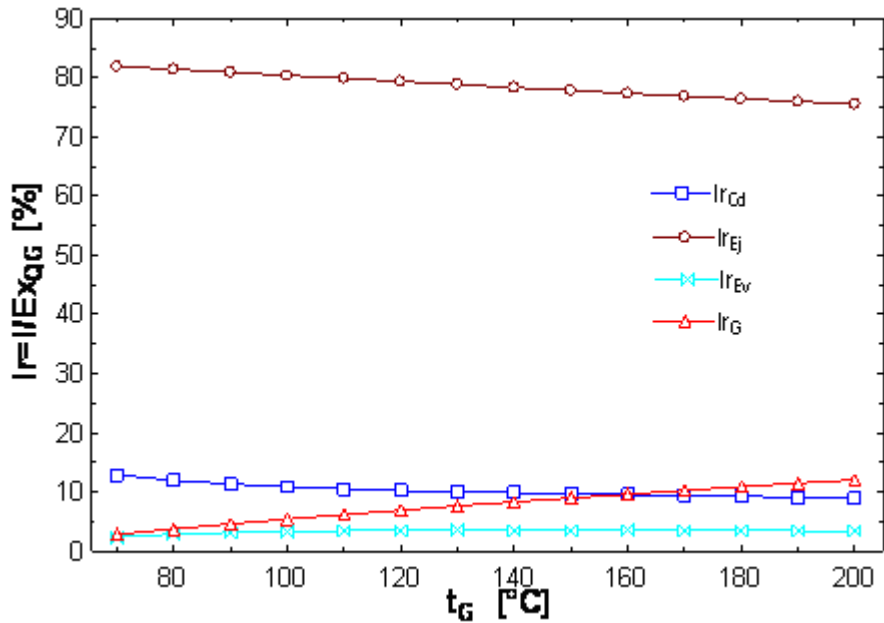


Fig. 4.8. Variația distrugerilor procentuale de exergie cu t_G

În figura 4.9. este prezentată influența pe care o are modificarea temperaturii de condensare asupra performanțelor energetice și exergetice ale sistemului în condițiile menținerii constante a $t_{Ev} = 4^\circ \text{C}$ și pentru 4 valori ale t_G , respectiv 100° , 120° , 140° și 160°C .

Se poate observa că o creștere a temperaturii de condensare influențează în sens negativ performanțele sistemului. Din punct de vedere energetic cea mai bună performanță este atinsă pentru perechea de temperaturi $t_{cd}=30^\circ \text{C}$ și $t_G=160^\circ \text{C}$. Dacă analizăm din punctul de vedere al celui de al doilea principiu, cel mai bun regim de funcționare este înregistrat pentru $t_{cd}=30^\circ \text{C}$ și $t_G=140^\circ \text{C}$.

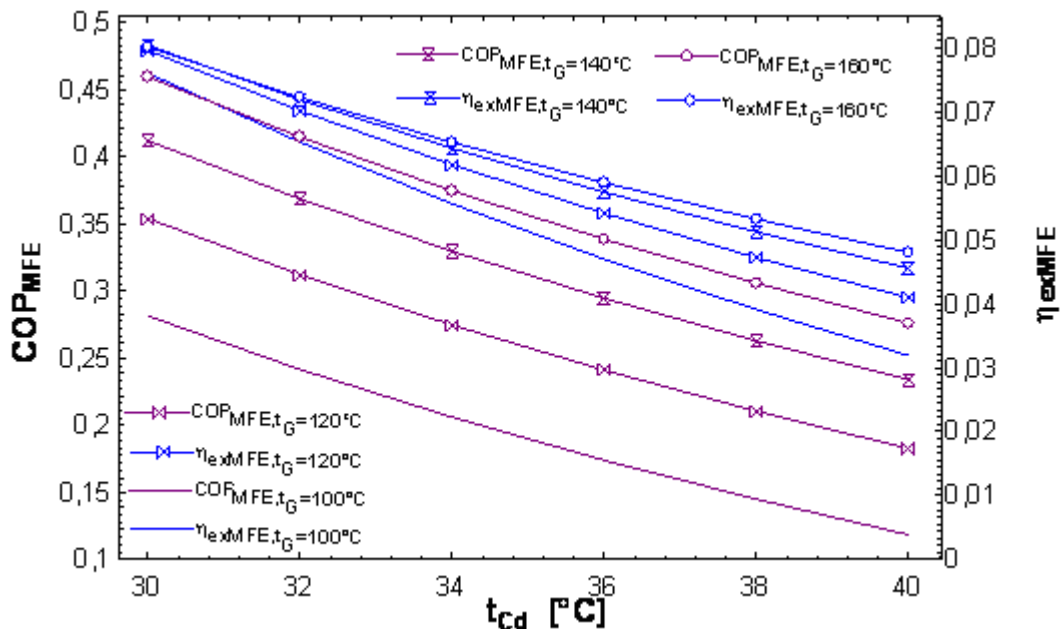


Fig. 4.9. – Efectul modificării temperaturii de condensare asupra COP și η_{exMFE}

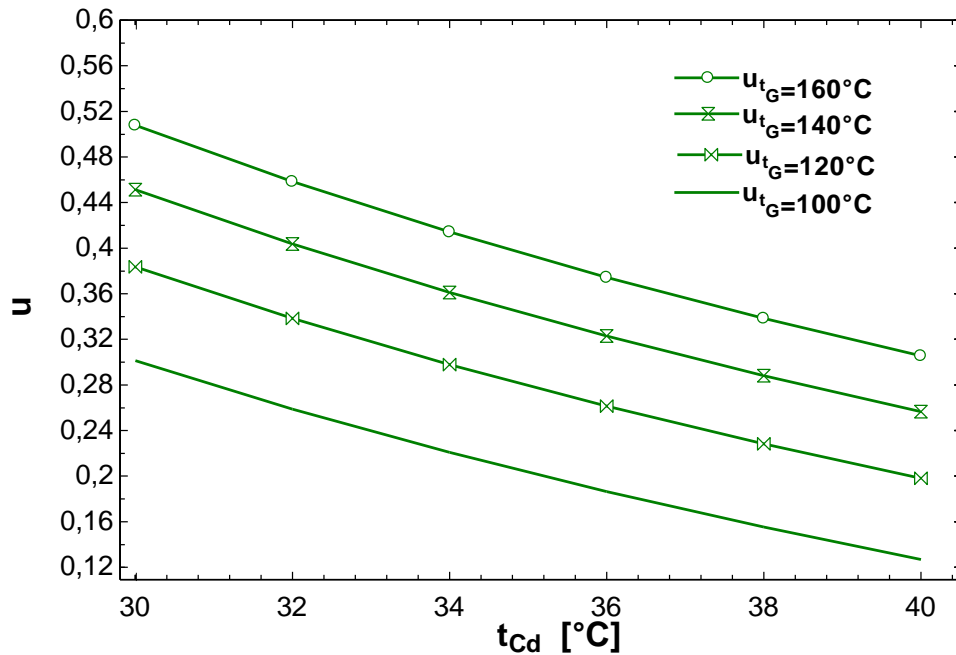


Fig. 4.10. – Efectul modificării temperaturii de condensare asupra factorului de ejecție, u

În figura 4.10. este prezentat efectul pe care îl are creșterea t_{cd} asupra factorului de ejecție în aceleași condiții de studiu ca în figura 4.9. Această variație poate fi interpretată și ca o influență a factorului de compresie, care este definit ca raportul dintre presiunea de condensare și cea de evaporare care în condițiile creșterii t_{cd} și ale menținerii t_{Ev} la valori constante, crește. Energia cinetică a aburului la ieșirea din ajutor are două roluri: acela de a extrage debitul secundar al vaporilor reci și de a comprima ulterior debitul total format din amestecarea celor două fluxuri. O creștere a factorului de compresie înseamnă că un procent mai mare din energia cinetică deservește cel de al doilea scop, al comprimării, în vreme ce pentru extragerea debitului secundar rămâne o cantitate mai mică, deci debitul de vaporii antrenat va scădea. Acest lucru are ca efect imediat scăderea COP-ului și a coeficientului de ejecție.

Pe de altă parte situația inversă în care coeficientul de compresie scade, simulată în figura 4.11. prin creșterea t_{Ev} și menținerea constantă a $t_{cd}=30^\circ\text{C}$ și $t_G=140^\circ\text{C}$, conduce la o îmbunătățire a factorului de ejecție și a performanțelor sistemului.

O creștere a temperaturii de evaporare, conduce la o scădere a ireversibilităților la nivelul sistemului, mai ales datorită reducerii necesarului de căldură la nivelul generatorului, implicit a căldurii evacuate la condensator.

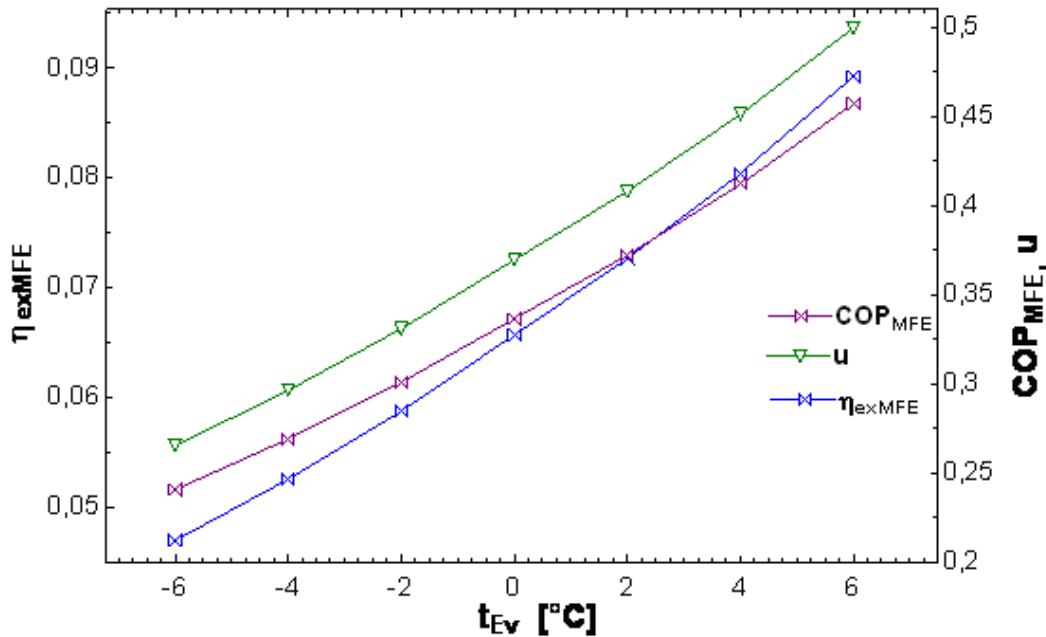


Fig. 4.11. – Variația COP, u și η_{ex} cu t_{Ev} pentru $t_G=140^\circ\text{C}$ și $t_{Cd}=30^\circ\text{C}$

4.4. CONCLUZII

În acest capitol a fost studiată din punctul de vedere al primelor două principii ale termodinamicii, funcționarea unui sistem frigorific cu ejecție. În prima parte s-a făcut un studiu comparativ asupra mai multor fluide frigorifice. O primă concluzie trasă este aceea că performanțele sistemului se îmbunătățesc odată cu creșterea temperaturii sursei calde, indiferent de agentul de lucru. Considerând valorile presiunii de fierbere, performanțele și faptul că sursa caldă are temperaturi ridicate (aproximativ 400°C) reprezentată de gazele de evacuare ale unui motor, s-a optat pentru utilizarea apei ca agent de lucru.

În continuare s-au evaluat performanțele sistemului funcționând pe bază de apă, pe baza modelului matematic creat în EES. Simularea a implicat varierea parametrilor t_G , t_{Cd} și t_{Ev} .

Concluziile simulării sunt:

- COP-ul mașinii frigorifice cu ejecție crește odată cu valorile temperaturilor la generator și evaporator, dar este influențat negativ de valori crescute ale temperaturii de condensare;
 - un indicator al creșterii performanței sistemului este factorul de ejecție. O creștere a acestuia, implică un consum mai redus de abur de lucru;
 - curba care indică variația eficienței exergetice este similară cu cea a COP-ului, cu excepția variației determinate de t_G , unde înregistrează un maxim la valoarea de 140°C . Pentru valori mai mari ale t_G , eficiența exergetică scade ușor;
 - eficiența exergetică crește odată cu temperatura de evaporare și scade cu cea de condensare;
 - ejectorul este componentul cheie al sistemului, aproape 80% din distrugerea de exergie având loc aici.

CAPITOL 5

ANALIZA ENERGETICĂ ȘI EXERGETICĂ A UNEI CENTRALE DE COGENERARE ȘI A SISTEMULUI AFERENT DE DISTRIBUȚIE A ENERGIEI TERMICE - STUDIU DE CAZ

Sistemele de termoficare sunt o tehnologie intrată în uz de peste 130 de ani, în anul 1882 Thomas Edison punând în funcțiune prima centrală ce producea energie electrică și termică în cogenerare. Sistemele de termoficare sunt des întâlnite în țările est europene, fiind însă necesară o re tehnologizare a lor atât la nivelul surselor cât și la nivelul rețelelor de transport și distribuție a energiei termice. Țările scandinave constituie un vârf de lance în privința dezvoltării sistemelor de termoficare, în Danemarca 42,8% din electricitate fiind produsă prin cogenerare și 60% din necesarul de încălzire fiind asigurat prin intermediul rețelelor termice districtuale. De altfel Directiva Europeană 92/62/EEC promovează utilizarea cogenerării și a sistemelor de termoficare ca soluție pentru asigurarea securității energetice și a reducerii gazelor cu efect de seră.

România este o țară cu tradiție în domeniul termoficării, rețeaua de distribuție a energiei termice ce deservește Municipiul București, fiind a doua din lume ca întindere și complexitate. Energia termică este produsă în 8 centrale termice în cogenerare, însumând o cantitate de 2335,72 Gcal/h, în regim de iarnă.

Acest capitol se constituie într-un studiu de caz ce analizează eficiența producerii în cogenerare a energiei electrice și termice în CET Vest Energo, evaluând totodată performanțele sistemului combinat producător-consumator. Studiul a fost realizat pe baza parametrilor medii înregistrați în sezonul de încălzire 2011-2012.

5.1 PREZENTAREA INSTALAȚIEI

5.1.1. Sistemul de termoficare

Pentru analiza sistemului combinat producător-consumator, s-a optat pentru divizarea în trei subsisteme: producere, rețea de distribuție și consumator. Din punct de vedere funcțional apa fierbinte de parametri ridicați este transportată prin rețeaua primară de termoficare pâna la punctul termic unde are loc prepararea agentului secundar și a apei calde de consum. Aceste utilități sunt distribuite prin rețeaua secundară către consumator. În figura 6.1. este prezentată schema sistemului de termoficare analizat, fiind totodată notați parametrii medii înregistrat în timpul sezonului de încălzire, considerat între lunile octombrie – aprilie.

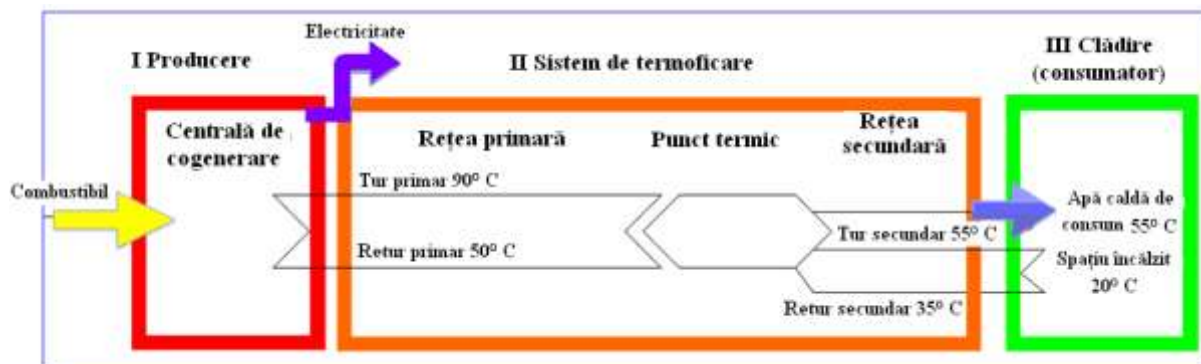


Fig. 5.1 Schema sistemului producător - consumator

Sistemul este analizat utilizând bilanțuri energetice și exergetice. În vederea evidențierii diferențelor dintre cele două abordări, sistemul districtual de termoficare este idealizat, fiind neglijate pierderile termice și volumice pe rețeaua de transport și distribuție.

5.1.2. Centrala de producere a energiei electrice și termice

CET Vest Energo produce în prezent energie electrică și termică în cogenerare, utilizând două tipuri de motoare pe gaz, model Jenbacher, diferențiate în funcție de capacitate. Caracteristicile nominale de producere de energie electrică și termică pentru cele două modele sunt prezentate în tabelul 5.1. În figura 5.2 este prezentată o imagine din interiorul sălii motoarelor, în partea stângă fiind surprins motorul Jenbacher J 620 GS – E02 de 3 MW.

Tabelul 5.1 Caracteristici nominale ale motoarelor

Motor	Putere electrică [kW]	Putere termică [kW]
J 624 GS –G02	4034	3852
J 620 GS –E02	3045	3006



Fig. 5.2 Imagine din sala motoarelor, CET Vest Energo, detaliu cu un motor de 3 MW

Centrala este echipată cu două boilere auxiliare a căror capacitate termică totalizează 12,5 MW. Atât motoarele cât și boilerele sunt alimentate cu gaz natural, furnizat de sistemul național. Schema tehnologică a centralei și parametrii nominali sunt prezentați în figura 5.3.

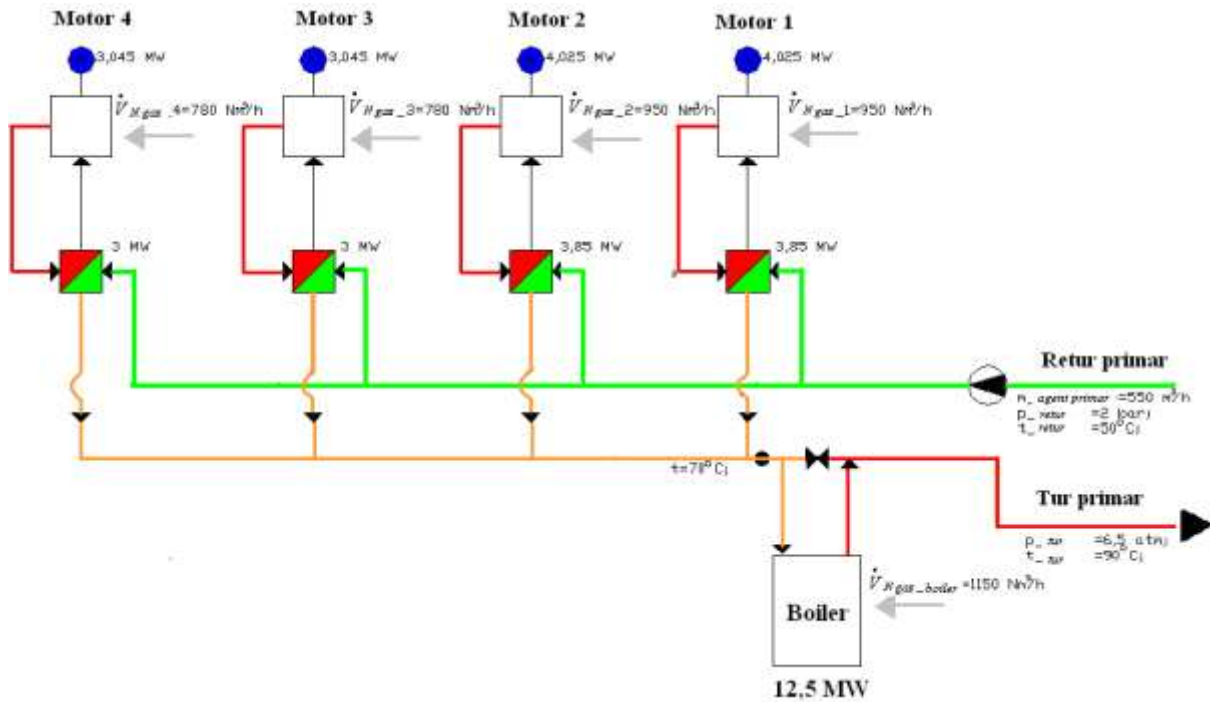


Fig. 5.3 Schema centralei de cogenerare CET Vest Energo

5.2. BILANȚ ENERGETIC

Pe baza datelor înregistrate în centrală s-a întocmit bilanțul energetic la nivelul centralei, conform cu Primul Principiu, raportând efectul util la energia combustibilului.

Realizația generală este:

$$EnergieCombustibil = (Electricitate + Caldura) + Pierderi \quad (5.1.)$$

Rezultatele înregistrate sunt prezentate în figura 5.4.

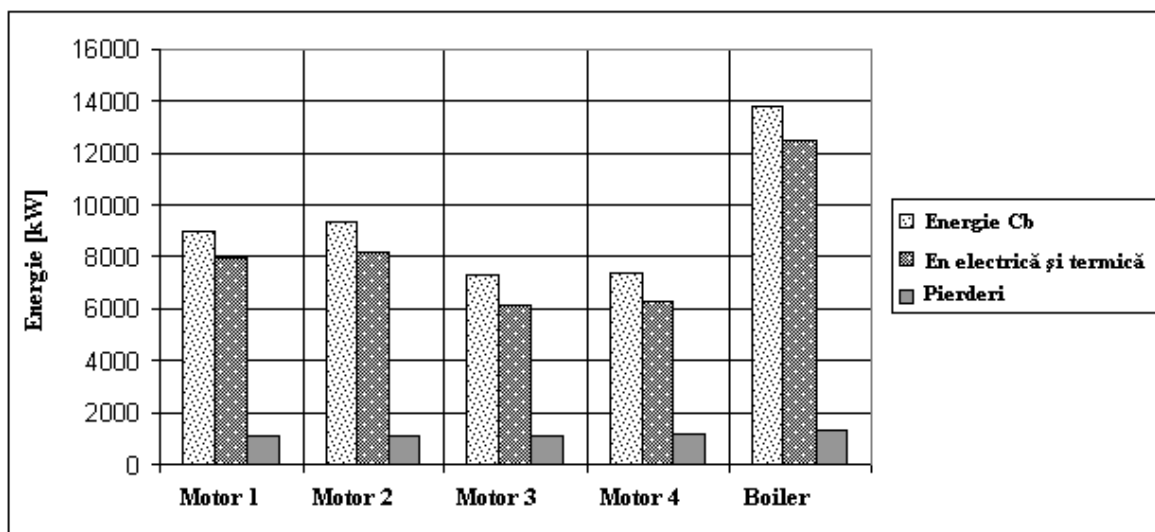


Fig. 5.4 Bilanțul energetic al centralei de cogenerare

În figura 5.5 este prezentată distribuția procentuală a utilizării energiei combustibilului în cele două tipuri de motoare. Bilanțul energetic nu face diferență între calitatea celor două utilități produse electricitate și energie termică. Componenta calitativă este pusă în evidență în capitolul următor, prin utilizarea analizei exergetice.

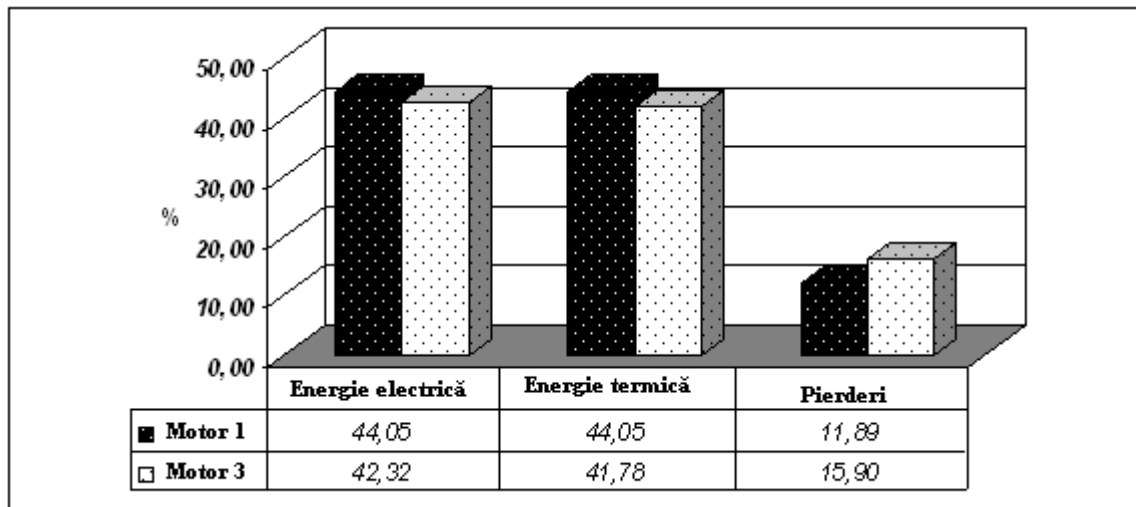


Fig. 5.5 Reprezentarea procentuală a bilanțului energetic pentru cele două tipuri de motoare

Rezultatele bilanțului energetic arată o eficiență totală a centralei de cogenerare de 87,52, pierderile reprezentând 12,48%.

5.3. ANALIZA EXERGETICĂ

5.3.1. Stabilirea potențialului exergetic al combustibilului

Un sistem ce se găsește la presiunea p_0 și temperatura T_0 , a mediului ambiant se află în starea moartă restrictivă. Din această stare, în cazul în care compoziția chimică a sistemului diferă de cea a mediului ambiant, o cantitate suplimentară de lucru poate fi eliberată când sistemul trece de la compoziția sa inițială la compoziția mediului ambiant. Această cantitate de lucru se numește *exergie chimică a sistemului*.

Exergia chimică a combustibililor reprezintă lucrul maxim care se poate obține prin oxidarea combustibilului ce se găsește în starea moartă restrictivă, cu oxigenul luat din mediul ambiant. În urma acestui proces combustibilul se transformă în produși finali care se vor regăsi printre componentii mediului ambiant.

Considerând un volum de control reprezentat de o cameră de reacție chimică (fig.5.6) în care reactanții și produșii ies la p_0 și T_0 , prin aplicarea primului și celui de al doilea principiu pentru un proces staționar reversibil, se obține:

$$Q = H_0^P - H_0^R + L_{\max}^{CH} \quad (5.2)$$

$$Q = T_0(S_0^P - S_0^R) \quad (5.3)$$

Din ambele relații rezultă:

$$L_{\max}^{CH} = - \left[H_0^P - T_0 \times S_0^P \right] - \left[H_0^R - T_0 \times S_0^R \right] \quad (5.4)$$

, respectiv

$$L_{\max}^{CH} = -\Delta G_0 \quad (5.5)$$

unde, ΔG_0 , reprezintă variația funcției Gibbs standard a reacției chimice.

5.3.1.1. Exergia chimică a unei hidrocarburi de tipul C_aH_b

Pentru a calcula exergia combustibilului se apelează la un dispozitiv cunoscut sub numele de cutia de echilibru a lui Van't Hoff (fig. 5.6).

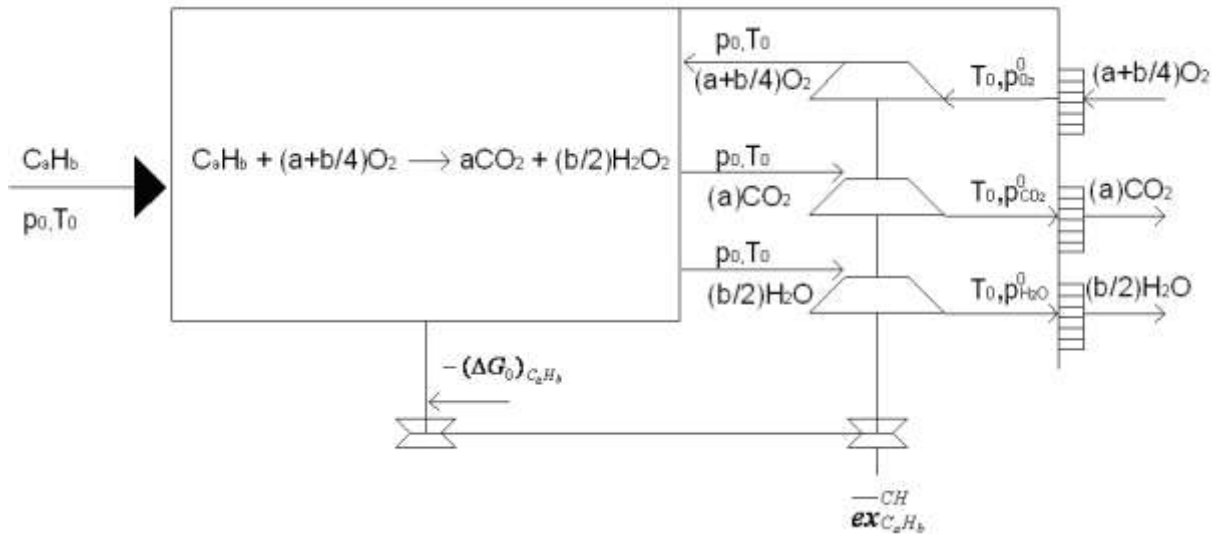


Fig. 5.6. Model pentru calculul exergiei chimice a unui combustibil gazos

Pentru a pune în evidență lucrul maxim al reacției chimice, reactanții intră și produșii ies din camera de reacție la p_0 și T_0 . Oxigenul necesar reacției de ardere este luat din mediul ambiant la presiunea sa parțială $p_{O_2}^0$ și trebuie comprimat la p_0 . În vederea unui consum minim de lucru mecanic, comprimarea trebuie să fie reversibilă și realizată izotermic la T_0 . Produsul combustiei trebuie să ajungă în mediul ambiant și trebuie să se destindă reversibil la T_0 , de la presiunea p_0 la $p_{CO_2}^0$ și respectiv la $p_{H_2O}^0$.

Exergia chimică este o sumă a tuturor acestor lucruri schimbate cu sistemele exterioare.

$$-CH \text{ ex}_{C_aH_b}(p_0, T_0) = -\Delta G^0 + \left(a + \frac{b}{4}\right) RT_0 \ln \frac{p_{O_2}^0}{p_0} + a RT_0 \ln \frac{p_0}{p_{CO_2}^0} + \frac{b}{2} RT_0 \ln \frac{p_0}{p_{H_2O}^0} \quad (5.6)$$

Relația (5.6) reprezintă exergia chimică molară a combustibilului, și are două componente. Prima componentă, ce reprezintă lucrul maxim al reacției chimice desfășurată în condiții de echilibru termo-mecanic cu mediul ambiant (p_0, T_0), este redată în relația (5.7), iar cea de a doua componentă, reprezintă lucrul mecanic izoterm consumat pentru comprimare (în cazul O_2), respectiv produs prin destindere (în cazul CO_2 și H_2O).

$$-\Delta G^0 = g_{f, C_aH_b}^{-0} + \left(a + \frac{b}{4}\right) g_{f, O_2}^{-0} - a g_{f, CO_2}^{-0} - \frac{b}{2} g_{f, H_2O}^{-0} \quad (5.7)$$

În relația (5.7) $g_{f, substanta}^{-0}$ reprezintă funcția Gibbs de formare a substanței, considerând starea de referință $T_0=25^\circ C$ și $p_0=1,013$ bar.

Pentru elementele simple ce se găsesc în stare naturală în mediul ambiant, valoarea funcției Gibbs de formare a substanței este nulă. Așadar, relația (5.7) devine:

$$-\Delta G^0 = g_{f, C_aH_b}^{-0} - a g_{f, CO_2}^{-0} - \frac{b}{2} g_{f, H_2O}^{-0} \quad (5.8)$$

5.3.1.2. Exergia chimică a combustibilului

Un combustibil este format din mai mulți compuși aflați în diferite procente în compoziție. Conform buletinului de analiză cromatografică a gazului figura 5.7, compoziția molară a combustibilului este prezentată în tabelul 5.2.

BULETIN DE ANALIZA CROMATOGRAFICA NR. 337

Data prelevării : 03.10.2011 Punct de prelevare: SM BUCURESTI 16 FEBRUARIE
 Data analizei: 10.10.2011 Beneficiar : S.N.T.G.N. TRANSGAZ MEDIAȘ
 Executat: Nicusor Constantinescu * Presiunea gazului : 3,9 bar
 Verificat: * Temp. gazului : 15 C

Tabelul nr.1* - Analiza cromatografica cf. SR EN ISO 6975:2005

Nr.crt.	COMPONENT	% vol.	% mol.	% mas.	g / m3N
1	metan	94.7169	94.6453	87.7511	679.2953
2	etan	2.2676	2.2833	3.9679	30.7161
3	propan	0.7282	0.7415	1.8998	14.6293
4	iso-butan	0.1319	0.1372	0.4610	3.5889
5	n-butan	0.1725	0.1796	0.6034	4.6713
6	neo-pentan	---	---	---	---
7	iso-pentan	0.0587	0.0622	0.2596	2.0093
8	n-pentan	0.0534	0.0580	0.2418	1.8717
9	2,2-dimetil-butan	---	---	---	---
10	2,3-dimetil-butan	---	---	---	---
11	3,3-dimetil-butan	---	---	---	---
12	3-metil-pentan	---	---	---	---
13	2-metil-pentan	---	---	---	---
14	hexani	0.1592	0.1779	0.8861	6.8592
15	2,4-dimetil-pentan	---	---	---	---
16	2,2,3-trimetil-butan	---	---	---	---
17	2-metil-hexan	---	---	---	---
18	3-metil-hexan	---	---	---	---
19	3-etil-pentan	---	---	---	---
20	heptani *	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
21	2,2,4-trimetil-penta	---	---	---	---
22	n-octan	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
23	metil-ciclohexan	---	---	---	---
24	ciclohexan	---	---	---	---
25	benzen	---	---	---	---
26	toluen	---	---	---	---
27	hidrogen	---	---	---	---
28	monoxid de carbon	---	---	---	---
29	hidrogen sulfurat	---	---	---	---
30	helu	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
31	argon	---	---	---	---
32	azot	0.4288	0.4277	0.6924	5.3597
33	oxigen	0.0388	0.0387	0.0716	0.5542
34	bioxid de carbon	1.2440	1.2484	3.1753	24.5806
	TOTAL	100.0000	100.0000	100.0000	774.1157

Tabelul nr.2 - Calculate cf. SR EN ISO 6975:2005 / C92:2005

Puterea calorifica calculata		
superioara	inferoara	t(°C)
41079.24 kJ/m3	36992.54 kJ/m3	0
9811.61 kcal/m3	8835.52 kcal/m3	0
11.411 kWh/m3	10.276 kWh/m3	0
38862.04 kJ/m3	35044.86 kJ/m3	15
9282.04 kcal/m3	8370.32 kcal/m3	15
10.795 kWh/m3	9.735 kWh/m3	15

Tabelul nr.3 - Calculate cf. SR ISO 6976 / 1999

Densitatea	Cifra Webbe	t(°C)
0.7741 kg/m3	53089.15 kJ/m3	0
0.5987 ---	12680.13 kcal/m3	0
0.7335 kg/m3	50231.10 kJ/m3	15
0.5988 ---	11997.49 kcal/m3	15

Tabelul nr.4 - Total hidrocarburi C3+

Continut in gazolina	
	grame / m3N
	33.610

Tabelul nr.5 - Calculata din date de literatura, dupa relatiile empirice Southerland si Heming-Zipperer

Vascozitatea dinamica (la 15°C)	
	10.643 micro Pa*s

Presiunea de referinta: 1,01325 bar

Observatii

*Calculiile din tabelul 1 corespund conditiilor normale (0 grade Celsius si 1 01325 bar)
 nC6 si nC7 includ si izomerii corespunzatori
 Prelevarea probei se face conf. SR ISO 10715/2001
 Prelevarea gazului se face in butelii din otel inoxidabil cu capacitatea de 4 litri.
 Proba a fost prelevata in prezenta beneficiarului.

* Nu intră sub incidența acreditării. * * * * *
 Buletinul de analiza contine o singura pagina * * *
 Buletinul de analiza nu poate fi reprodus *
 decat cu acordul laboratorului. * * *
 Analiza se refera strict la proba analizata * * * * *

SEF LABORATOR RESP ANALIZA GAZE
 ing Sgarciu Cristina ing Zagorodnii Mirela

Fig. 5.7 Buletinul de analiză cromatografică a combustibilului gazos

Tabelul 5.2 Compoziția molară a combustibilului

Nr. crt	Component	Formulă chimică component	Participația molară (x)
1	Metan	CH ₄	0,9485
2	Etan	CH ₃ -CH ₃	0,0229
3	Propan	CH ₃ -CH ₂ -CH ₃	0,0074
4	Butan	CH ₃ -CH ₂ -CH ₂ -CH ₃	0,0032
5	Pentan	CH ₃ -CH ₂ -CH ₂ -CH ₂ -CH ₃	0,0012
6	Azot	N ₂	0,0043
7	Oxigen	O ₂	0,0004
8	Bioxid de carbon	CO ₂	0,0121

Exergia chimică a combustibilului gazos se calculează conform relației (5.9):

$$\begin{aligned}
 \overline{ex}_{cb_molar}(p_0, T_0) = & x_{CH_4} \overline{ex}_{CH_4}(p_{CH_4}, T_0) + x_{C_2H_6} \overline{ex}_{C_2H_6}(p_{C_2H_6}, T_0) + x_{C_3H_8} \overline{ex}_{C_3H_8}(p_{C_3H_8}, T_0) \\
 & + x_{C_4H_{10}} \overline{ex}_{C_4H_{10}}(p_{C_4H_{10}}, T_0) + x_{C_5H_{12}} \overline{ex}_{C_5H_{12}}(p_{C_5H_{12}}, T_0) + x_{N_2} \overline{ex}_{N_2}(p_{N_2}, T_0) \\
 & + x_{O_2} \overline{ex}_{O_2}(p_{O_2}, T_0) + x_{CO_2} \overline{ex}_{CO_2}(p_{CO_2}, T_0)
 \end{aligned} \quad (5.9)$$

Așadar exergia chimică a combustibilului gazos rezultă ca o sumă a exergiilor mecano-chimice ale substanțelor componente ale combustibilului, ponderate cu participația fiecărui component în compoziția totală. Analizând compoziția prezentată în tabelul 5.3, rezultă două grupe de componenți: hidrocarburile și alte gaze fără potențial de ardere, respectiv azotul, oxigenul și bioxidul de carbon.

Pentru a calcula exergia chimică a hidrocarburilor se consideră parametrii termodinamici T_0 și presiunea parțială $P_{C_aH_b}$ la care se află componentul respectiv în amestecul ce formează combustibilul.

Exergia mecano-chimică a unui component combustibil se calculează cu relația:

$$\overline{ex}_{C_aH_b}(p_{C_aH_b}, T_0) = \overline{ex}_{C_aH_b}(p_0, T_0) + \overline{RT}_0 \ln x_{C_aH_b} \quad (5.10)$$

Termenul $\overline{ex}_{C_aH_b}(p_0, T_0)$, care reprezintă exergia molară chimică (fig. 5.6) se calculează conform modelului prezentat în subcapitolul 5.3.1.1 cu relația (5.6), iar termenul $\overline{RT}_0 \ln x_{C_aH_b}$ reprezintă lucrul mecanic izoterm consumat pentru compresia componentului de la $P_{C_aH_b}$ la p_0 . Calculul este prezentat în tabelul 5.3. Compoziția molară standard a mediului ambiant este prezentată în tabelul 5.4.

Tabelul 5.3 Calculul exergiei chimice a hidrocarburilor

Component/Mărimă	Metan	Etan	Propan	Butan	Pentan
x_{comp} [-]	0,9485	0,0229	0,0074	0,0032	0,0012
g_{comp} [kJ/kmol]	-50790	-32890	-23490	-15710	-8200
g_{O_2} [kJ/kmol]	0	0	0	0	0
$-g_{CO_2}$ [kJ/kmol]	394380	394380	394380	394380	394380
$-g_{H_2O}$ [kJ/kmol]	228590	228590	228590	228590	228590
$-\Delta G^0$ [kJ/kmol]	800770	1441640	2074010	2704760	3335240
$l_{T_{O_2}}$ [kJ/kmol]	-7889	-13805	-19722	-25639	-31556
$l_{TC_{O_2}}$ [kJ/kmol]	20097	40195	60292	80389	100487
l_{TH_2O} [kJ/kmol]	17181	25771	34362	42952	51543
$ex^{CH}(p_0, T_0)$ [kJ/kmol]	830159	1493801	2148942	2802463	3455714
$\overline{ex}_{C_aH_b}^{CH}(p_{C_aH_b}, T_0)$ [kJ/kmol]	830028	1484442	2136801	2788215	3439065

Tabelul 5.4 Compoziția molară a mediului ambiant

Component	Participație molară
N ₂	0,7667
O ₂	0,2035
H ₂ O	0,0312
CO ₂	0,0003

Calculul exergetic al gazelor fără potențial de ardere din amestecul combustibil are la bază aceleași relații ca în cazul hidrocarburilor, cu următoarele particularități:

- în relația (5.12) apare lucrul mecanic izoterm produs de destinderea de la p_0 la presiunea parțială la care se găsește componentul în mediul ambiant (p_{N_2, O_2, CO_2}^0)
- în relația (5.11) apare lucrul mecanic izoterm consumat pentru comprimarea de la presiunea parțială la care se găsește componentul în amestecul combustibil p_{N_2, O_2, CO_2} la presiunea p_0 ;
- în relația (5.13), valoarea funcției Gibbs este nulă deoarece nu are loc o reacție chimică;

$$\overline{ex}_{N_2, O_2, CO_2}^{CH}(p_{N_2, O_2, CO_2}, T_0) = \overline{ex}_{N_2, O_2, CO_2}^{CH}(p_0, T_0) + \overline{RT}_0 \ln \frac{p_{N_2, O_2, CO_2}}{p_0} \quad (5.11)$$

$$\overline{ex}_{N_2, O_2, CO_2}^{CH}(p_0, T_0) = -\Delta G^0 + \overline{RT}_0 \ln \frac{p_0}{p_{N_2, O_2, CO_2}} \quad (5.12)$$

$$-\Delta G^0 = 0 \quad (5.13)$$

Tabelul 5.5 Calculul exergiei chimice a gazelor fără potențial de ardere

Component	$-\Delta G_0$	$\overline{ex}_{N_2, O_2, CO_2}^{CH}(p_0, T_0)$	$\overline{ex}_{N_2, O_2, CO_2}^{CH}(p_{N_2, O_2, CO_2}, T_0)$
	kJ/kmol	kJ/kmol	kJ/kmol
N ₂	0	690,7183	-12813,1723
O ₂	0	3944,516	-15510,1819
CO ₂	0	20097,39	9156,404075

Considerând calculele prezentate mai sus, rezultă valoarea finală a exergiei combustibilului:

$$\overline{ex}_{cb_molar}^{CH}(p_0, T_0) = 850242 \frac{kJ}{kmol} \quad (5.14)$$

$$\overline{ex}_{cb_volumic}^{CH}(p_0, T_0) = \frac{\overline{ex}_{cb_molar}^{CH}(p_0, T_0)}{22,4} = 37957,23 \frac{kJ}{m^3 N} \quad (5.15)$$

Exergia debitului de combustibil ce alimentează boilerul este:

$$Ex_{Cb} = \dot{m}_{Cb} * \overline{ex}_{cb_volumic}^{CH}(p_0, T_0) = 10,5 kW \quad (5.16)$$

Știind că pentru un debit de combustibil de 1m³N/h, se produc 10,86kW căldură, rezultă că pentru producerea 1kW de căldură în boiler se consumă 0,967 kW exergie.

5.3.2. Bilanțul exergetic al centralei de cogenerare

Bilanțul exergetic al centralei de cogenerare este exemplificat mai jos pentru motorul 1 (figura 5.3). În vederea întocmirii bilanțului exergetic motorul este izolat din sistem și studiat separat, conform schemei prezentate în figura 5.8. Conform cu notațiile din figură: Cb reprezintă intrarea combustibilului, \dot{W} și \dot{Ex}_Q reprezintă produșii motorului, în timp ce P_i și I semnifică pierderile, respectiv distrugerea de exergie.

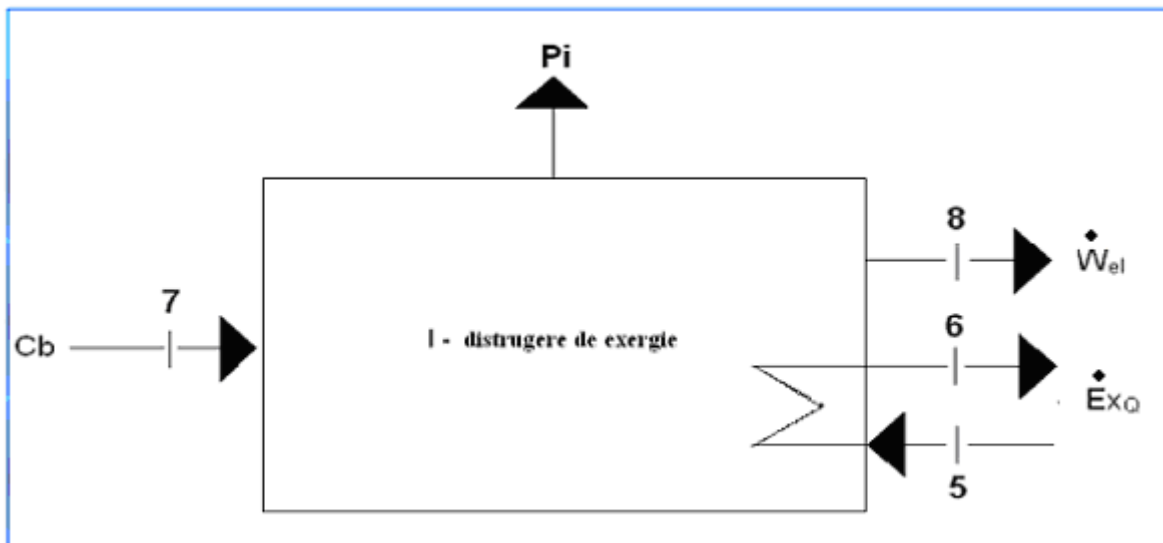


Fig. 5.8. Schemă pentru calculul bilanțului exergetic al motorului

Relațiile de calcul ce alcătuiesc bilanțul sunt :

$$Cb = \dot{V}_{N,gaz} * \overline{ex}_{cb_volume}(p_0, T_0) \quad (5.17)$$

$$P = \dot{W} + \dot{Ex}_Q \quad (5.18)$$

$$\dot{Ex}_Q = \dot{Ex}_6 - \dot{Ex}_5 = \dot{m} * (ex_6 - ex_5) = \dot{m} * [h_6(p = 8bar, T = 90^\circ) - T_0 x s_6] - \dot{m} [h_5 - T_0 x s_5] \quad (5.19)$$

Entalpiile și entropiile au fost calculate cu ajutorul EES și sunt prezentate în tabelul 5.6.

Tabelul 5.6: Entalpiile și entropiile agentului primar tur, retur

Entalpie	Valoare [kJ/kg]	Entropie	Valoare [kJ/kgK]
$h_5(p = 10bar, T = 70^\circ)$	293,8	$s_5(p = 10bar, T = 70^\circ)$	0,954
$h_6(p = 8bar, T = 90^\circ)$	377,7	$s_6(p = 8bar, T = 90^\circ)$	1,192

Rezultatele analizei exergetice aplicate pentru cele patru motoare și boiler sunt prezentate în tabelul 5.6.

Tabelul 5.7: Valori ale mărimilor ce alcătuiesc bilanțul energetic al centralei

Motor	$\dot{V}_{N,gaz}$ m ³ N/h	Cb kW	\dot{W}_{el} kW	\dot{m} kg/h	\dot{Ex}_i kW	\dot{Ex}_e kW	\dot{Ex}_Q kW	P kW	$\dot{P}_i + \dot{I}$ kW	η_{Ex} %
Motor 1	948	9995	4025	165400	431	1033	601	4627	5369	46,29
Motor 2	980	10333	4010	165400	431	1033	601	4612	5721	44,63
Motor 3	771	8129	2980	129100	336	806	470	3450	4679	42,43
Motor 4	782	8245	3010	129100	336	806	470	3480	4765	42,20
Boiler	1151	12136	-	550000	1612	3625	2013	2013	10123	16,59
Centrală cogenerare	4632	48838	14025	550000	3146	7303	4155	18180	30657	37,23

În figura 5.9. este reprezentat grafic, bilanțul exergetic pentru fiecare component principal al centralei. Așa cum se poate observa, din punct de vedere exergetic se utilizează mai puțin de jumătate din potențialul combustibilului, restul fiind distrus. Comparând bilanțurile realizate conform cu primele două principii, se poate observa o discrepanță majoră. Astfel dacă în termeni energetici căldura produsă reprezintă 44% din potențialul combustibilului, exergetic reprezintă doar 6%. Bilanțul exergetic al boilerului relevă o eficiență de 16,59%, aproape de 3 ori mai puțin decât eficiența motorului. Aceste rezultate subliniază importanța cogenerării pentru o utilizare rațională a potențialului combustibilului. Valorile prezentate în tabelul 5.6. sunt similare cu cele prezentate de Favrat [2].

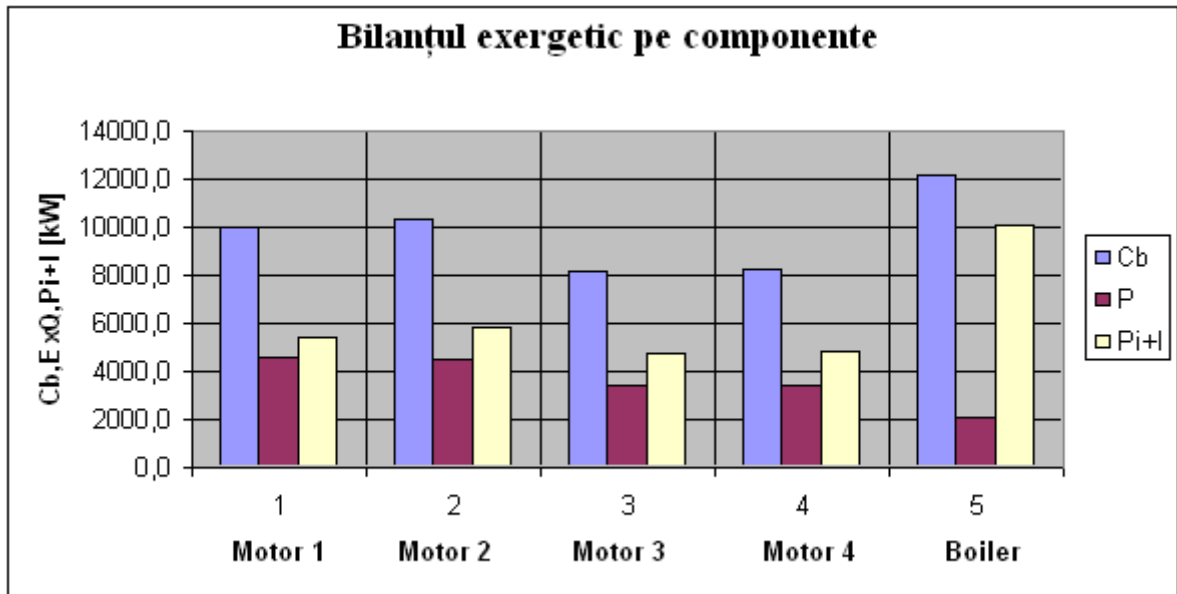


Fig. 5.9. Rezultatele bilanțului exergetic pe componente

5.3.3. Bilanțul exergetic al sistemului combinat producător - consumator

În scopul punerii în evidență a distrugerii de exergie ce apare, se consideră că nu există pierderi termice în sistemul de termoficare. Relațiile sunt prezentate mai jos:

$$T_{agsec}^{lmt} = \frac{T_i - T_e}{\ln \frac{T_i}{T_e}} = 318 K = 45^\circ C \quad (5.20)$$

$$\dot{E}x_Q^{ut} = \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T_{agsec}} \right) = 1681 kW \quad (5.21)$$

$$\dot{E}x_Q^{centrala} - \dot{E}x_Q^{ut} = 2473 kW \quad (5.22)$$

Diferența dintre exergia căldurii la nivelul centralei și cea de la nivelul utilizatorului este de 2473 kW, ceea ce reprezintă o distrugere a potențialului de 59,5%. Așadar mai mult de jumătate din potențialul exergetic al căldurii se distruge datorită diferenței de temperatură între agentul primar și cel secundar. Această distrugere de potențial este insesizabilă în termenii primului principiu al termodinamicii. Dacă se recalculază bilanțul exergetic, pentru sistemul combinat producător-consumator se obține o valoare de 32,1% comparativ cu 37,1% în cazul bilanțului de la punctul anterior, acest lucru datorându-se integral distrugerii potențialului exergetic al căldurii. Relația de calcul este prezentată mai jos.

$$\eta_{ex}^{ut} = \frac{P}{C_b} = \frac{\dot{W}_{el} + \dot{E}x_Q^{ut}}{\dot{E}x_{C_b}} = \frac{15706}{48838} = 0,321 \quad (5.23)$$

5.4. CONCLUZII

În acest capitol a fost analizată funcționarea unei centrale de cogenerare din Municipiul București, CET Vest Energo, precum și eficiența sistemului combinat rezultat producător – consumator. În acest scop s-au considerat valorile medii ale parametrilor înregistrați în

centrală în timpul sezonului de încălzire 2011 – 2012. Datele colectate au fost analizate și interpretate în conformitate cu primele două principii ale termodinamicii. Pentru a putea pune mai bine în evidență diferențele ce apar între cele două abordări, cea energetică și cea exergetică, s-a idealizat sistemul districtual de termoficare, considerându-se a fi perfect izolat. Aplicând această premisă, rezultatele bilanțului energetic efectuate la nivelul sursei coincid cu cele de la nivelul consumatorului. Apare evident faptul că o analiză efectuată pe baza primului principiu nu poate sesiza decât pierderile cantitative de căldură, nu și schimbarea calității acestei forme de energie ce apare ca urmare a diferenței de temperatură între agentul primar și cel secundar.

Două concluzii importante se desprind în urma acestui studiu:

1. Cogenerarea aduce o creștere importantă a randamentului exergetic al sursei, fapt datorat cu precădere producerii de energie electrică, un produs nobil din punctul de vedere al convertibilității în alte forme de energie. Randamentul exergetic al motoarelor ce funcționează în regim de cogenerare este de aproape trei ori mai mare decât al boilerului, deși energetic performanțele celor două echipamente sunt similare.
2. Analiza exergetică pune în evidență degradarea calității energiei pe parcursul transformărilor și este singura tehnică prin care se pot studia simultan, diferite forme de energie.

Studiul exergetic al sistemelor de cogenerare este important și din punct de vedere economic, deoarece o analiză exergo-economică poate stabili corect costul de producție aferent fiecărui produs, indicând totodată rentabilitatea sistemului [107]. Odată stabilit costul de producție se poate rezolva una din principalele probleme ale sistemelor de cogenerare și distribuție a energiei termice și anume estimarea cât mai corectă a prețului de vânzare al celor două utilități: energia electrică și termică.

CAPITOL 6

STUDIUL EXERGETIC AL ANSAMBLULUI FORMAT DIN MOTOR – MAȘINĂ FRIGORIFICĂ TRITERMĂ

6.1. PREZENTAREA INSTALAȚIEI

În capitolele 3 și 4 au fost prezentate studiile energetice și exergetice asupra mașiniilor frigorifice cu absorbție și cu ejecție. Rolul acestor sisteme frigorifice este acela de a asigura climatizarea la ultimului etaj al unei clădiri din sectorul terțiar, prezentată de asemenea în capitolul 3.

În cele două capitole menționate mai sus, s-a avut în vedere printre altele și găsirea unui regim optim de funcționare considerând variații ale temperaturilor la: generator, condensator și evaporator.

În acest capitol, utilizând rezultatele obținute sunt prezentate relațiile ce stau la baza modelului matematic prin care au fost studiate performanțele sistemului combinat motor-mașină frigorifică. Studiul se concentrează asupra optimizării utilizării potențialului gazelor de ardere evacuate de un motor, în vederea transformării în efect frigorific prin intermediul mașinilor triterme. Tot în acest capitol este evaluată performanța trigenerării utilizând ca sursă principală motorul și sursă secundară, un boiler al cărui combustibil este gazul natural.

Datele introduse în calcul, au fost furnizate de producătorul Yanmar al unui motor diesel, turbosupraalimentat.

Căldura ce va asigura funcționarea mașinii frigorifice triterme, provine de la două surse: gazele de ardere evacuate de motorul Diesel și de la un boiler, al cărui combustibil este gazul natural. Gazele de ardere recuperate constituie practic o sursă „gratuită” de energie, în cazul neutilizării lor, potențialul termic ar fi fost pierdut către mediul ambiant. Modul în care această căldură este transformată de la sursele calde în produsul final, frigul, prin intermediul mașinii frigorifice, este prezentat în figura 6.1.



Fig.6.1. Schema de transformare a căldurii de la sursele calde în frig

De asemenea sunt calculate diferite randamente exergetice în diferite combinații de producere a utilităților: electricitate-frig, electricitate-ACC, frig-ACC, precum și trigenerare.

Apa caldă este preparată la diferite temperaturi, funcție de regimul de funcționare a motorului, care influențează disponibilul termic al apei de răcire.

Schema de funcționare a ansamblului este prezentată în figura 6.2.

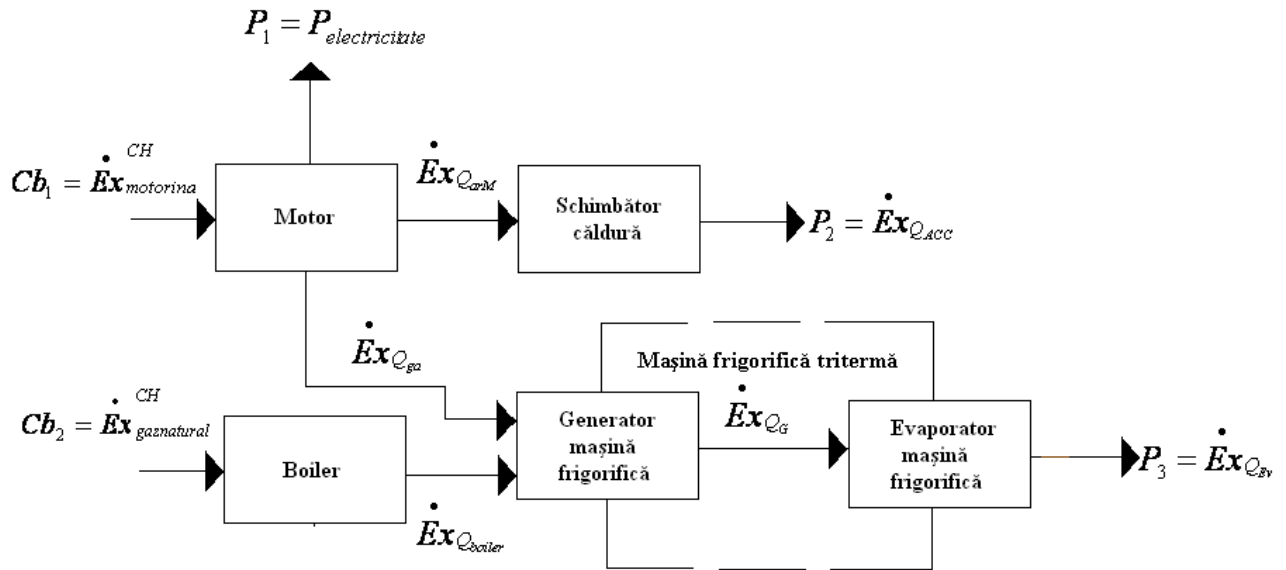


Fig. 6.2 Schema de transformare a exergiei combustibililor în producții: energie electrică, apă caldă de consum, frig

6.2. CALCULUL TERMIC - STABILIREA CANTITĂȚII DE CĂLDURĂ CE POATE FI RECUPERATĂ DE LA GAZELE DE ARDERE

Datele transmise de către producătorul motorului, pentru partea de evacuare a gazelor, sunt prezentate în tabelul 6.1.

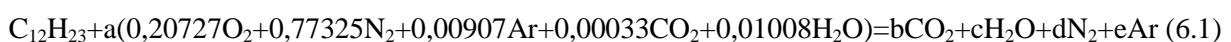
Tabelul 6.1 Caracteristicile gazelor de ardere, pentru un regim de funcționare de 100%

Tip curent cald	c_p	\dot{m}_{ga}	C	t_{iga}	t_{ega}	\dot{Q}
	kJ/kgK	kg/s	kW/K	°C	°C	kW
Gaz ardere	1,115	0,05352	0,05967	480,85	140	20,33

Trebuie menționat faptul că valoarea de 140°C a t_{ega} la care gazele trebuie evacuate este recomandată de producător în vederea evitării condensării vaporilor. Valoarea de 140°C la care gazele ar trebui să părăsescă instalația este totuși o valoare ridicată, cu un însemnat potențial termic, ceea ce impune efectuarea unui calcul pentru determinarea temperaturii reale de condensare a componentelor gazelor de ardere, cu scopul declarat de a putea utiliza la maxim potențialul termic al gazelor.

Pentru obținerea acestei temperaturi se scrie ecuația de ardere cu aerul minim necesar al combustibilului. Combustibilul motorului este un amestec al mai multor hidrocarburi, a cărei formulă chimică poate fi aproximată ca fiind $C_{12}H_{23}$.

- ecuația de ardere cu aerul minim necesar



Sistemul de ecuații pentru stabilirea coeficienților reacției este prezentat mai jos:

- ecuația pentru C

$$12 + a * 0,00033 = b \quad (6.2)$$

- ecuația pentru H₂
 $11,5 + 0,01008 a = c$ (6.3)

- ecuația pentru O₂
 $a(2 * 0,20727 + 2 * 0,00033 + 0,01508) = 2b + c$ (6.4)

- ecuația pentru N₂
 $0,77325 * a = d$ (6.5)

- ecuația pentru Ar
 $0,00907 * a = e$ (6.6)

- prin introducerea ecuației (6.2) în (6.4), rezultă:
 $0,42462 * a = 2(12 + a * 0,00033) + c$ (6.7)

deci :
 $c = 0,42462 * a - 24$ (6.8)

- prin introducerea ecuației (6.8) în (6.3), rezultă:
 $11,5 + 0,01008 * a = 0,42462 * a - 24$ (6.9)

- rezultă:
 $a = 85,637$ (6.10)

În continuare se rezolvă sistemul de ecuații și se determină coeficienții b,c,d, și e, care reprezintă participația molară a fiecărui component în gazele de ardere. Valorile obținute sunt prezentate mai jos:

$$n_{CO_2}^0 = 12,0286 \frac{kmolCO_2}{kmolCb} \quad (6.11)$$

$$n_{H_2O}^0 = 12,36332 \frac{kmolH_2O}{kmolCb} \quad (6.12)$$

$$n_{N_2}^0 = 66,21881 \frac{kmolN_2}{kmolCb} \quad (6.13)$$

$$n_{Ar}^0 = 0,7767 \frac{kmolAr}{kmolCb} \quad (6.14)$$

În cazul arderii cu aer în exces, ecuația molară devine:

$$n_g = n_{CO_2}^0 + n_{H_2O}^0 + n_{N_2}^0 + n_{Ar}^0 + n_{aer}^{ex} \quad (6.15)$$

unde n_{aer}^{ex} are relația:

$$n_{aer}^{ex} = (\alpha - 1)n_{aer}^0 = (\alpha - 1)a = (\alpha - 1) * 85,637 \quad (6.16)$$

În relația de mai sus α reprezintă coeficientul de exces de aer.

Participația molară a fiecărui component al aerului în exces este:

$$n_{O_2}^{ex} = n_{aer}^{ex} * 0,20727 \quad (6.17)$$

$$n_{CO_2}^{ex} = n_{aer}^{ex} * 0,00033 \quad (6.18)$$

$$n_{H_2O}^{ex} = n_{aer}^{ex} * 0,01008 \quad (6.19)$$

$$n_{N_2}^{ex} = n_{aer}^{ex} * 0,77325 \quad (6.20)$$

$$n_{Ar}^{ex} = n_{aer}^{ex} * 0,00907 \quad (6.21)$$

Participația molară totală a fiecărui component devine:

$$n_{CO_2} = n_{CO_2}^0 + n_{CO_2}^{ex} = 12,02826 + n_{aer}^{ex} * 0,00033 \quad (6.22)$$

$$n_{H_2O} = n_{H_2O}^0 + n_{H_2O}^{ex} = 12,36322 + n_{aer}^{ex} * 0,01008 \quad (6.23)$$

$$n_{N_2} = n_{N_2}^0 + n_{N_2}^{ex} = 66,21881 + n_{aer}^{ex} * 0,77325 \quad (6.24)$$

$$n_{Ar} = n_{Ar}^0 + n_{Ar}^{ex} = 0,7767 + n_{aer}^{ex} * 0,00907 \quad (6.25)$$

$$n_{O_2} = n_{O_2}^{ex} = n_{aer}^{ex} * 0,20727 \quad (6.26)$$

Ecuția (6.15) devine:

$$n_g = 91,38669 + n_{aer}^{ex} \quad (6.27)$$

Compoziția gazelor de ardere este:

$$x_{CO_2}^g = \frac{12,02826 + n_{aer}^{ex} * 0,00033}{91,38699 + n_{aer}^{ex}} = \frac{n_{CO_2}}{n_g} \quad (6.28)$$

$$x_{H_2O}^g = \frac{12,36322 + n_{aer}^{ex} * 0,01008}{91,38699 + n_{aer}^{ex}} = \frac{n_{H_2O}}{n_g} \quad (6.29)$$

$$x_{N_2}^g = \frac{66,21881 + n_{aer}^{ex} * 0,77325}{91,38699 + n_{aer}^{ex}} = \frac{n_{N_2}}{n_g} \quad (6.30)$$

$$x_{Ar}^g = \frac{0,7767 + n_{aer}^{ex} * 0,00907}{91,38699 + n_{aer}^{ex}} = \frac{n_{Ar}}{n_g} \quad (6.31)$$

$$x_{O_2}^g = \frac{n_{aer}^{ex} * 0,20727}{91,38699 + n_{aer}^{ex}} = \frac{n_{CO_2}}{n_g} \quad (6.32)$$

Presiunea parțială a vaporilor de apă este:

$$p_v = x_{H_2O}^g * p \quad (6.33)$$

iar $p=1,5$ bar.

Valorile presiunilor și temperaturilor de condensare a vaporilor de apă sunt prezentate în tabelul 6.2, pentru o încărcare a motorului de 100%, respectiv 50%.

Tabelul 6.2 Presiunile și temperaturile de condensare ale vaporilor de apă

Încărcare motor	α	p_v	t_{sat}
	-	bar	°C
100%	2,06	0,10933	47°C
50%	3,5	0,071304	39,35°C

Așadar se poate considera o valoare a temperaturii t_{sat} de 60°C, la care nu condensează vaporii de apă. Se poate valorifica în siguranță potențialul termic al gazelor de ardere de la 140 la 60°C. Cantitatea de căldură ce poate fi recuperată de la gazele de ardere prin răcirea lor până la valoarea de 60°C este:

$$\dot{Q}_{ga} = \dot{m}_{ga} * c_p * (t_{iga} - t_{ega}) = 0,05352 * 1,115 * (480,85 - 60) = 25 kW \quad (6.34)$$

6.3. CALCULUL EXERGETIC AL TRANSFERULUI DE CĂLDURĂ DE LA SURSE LA AGENTUL FRIGORIFIC ÎN GENERATORUL MAȘINII FRIGORIFICE

6.3.1. Relații de calcul: combustibil, produs, randament

Necesarul de căldură la generatorul mașinii frigorifice este asigurat din cele două surse: căldura recuperată de la gazele de ardere și căldura produsă în boiler.

$$\dot{Q}_G = \dot{Q}_{ga} + \dot{Q}_{boiler} \quad (6.35)$$

În prima parte a acestui capitol s-a stabilit cantitatea de energie „gratuită” ce poate fi recuperată de la gazele de ardere. Această căldură va trebui suplimentată cu o cantitate variabilă, în funcție de necesitățile sistemului frigorific. Această căldură notată \dot{Q}_{boiler} , va fi produsă în mod clasic, într-un cazan de apă fierbinte prin arderea unui combustibil gazos. Deoarece această căldură nu este obținută „gratuit” prin recuperare ci este produsă pentru acest scop, este necesar un calcul din care să rezulte în ce proporție potențialul exergetic al combustibilului este utilizat în căldura în care este transformat. Analiza exergetică este în acest caz numitorul comun, prin care se pot evalua cele două cantități de căldură \dot{Q}_{ga} și respectiv \dot{Q}_{boiler} , care diferă nu doar cantitativ, ci mai ales prin modul în care sunt obținute. Astfel prin intermediul analizei exergetice se va putea stabili randamentul de transfer al fiecărui tip de căldură, dar și randamentul combinat al întregii cantități ce este furnizată la generatorul mașinii frigorifice.

Pentru căldura produsă în boiler se utilizează rezultatele obținute în capitolul 5, secțiunea 5.3.1.2., unde s-a obținut că pentru un debit de combustibil de $1\text{m}^3\text{N/h}$, se produc $10,86\text{kW}$ căldură, rezultând că pentru producerea 1kW de căldură în boiler se consumă $0,967$ kW exergie.

Revenind la căldura ce poate fi recuperată de la gazele de ardere, această cantitate variază în funcție de temperatura ce trebuie asigurată la generator. Pentru a putea avea loc transferul de căldură între cele două fluide, trebuie să existe o diferență minimă de temperatură între temperatura de evacuare a gazelor de ardere și temperatura din generatorul mașinii frigorifice. Se alege o temperatură de pinch de 10° .

$$\Delta t = t_{ega} - t_G = 10 \quad (6.36)$$

Căldura recuperată de la gazele de ardere se determină cu relația:

$$\dot{Q}_{Ga} = \dot{m}_{ga} * c_p * (t_{iga} - t_{ega}) \quad (6.37)$$

unde:

$$\dot{m}_{ga} = 0,0532 \text{ [kg/s]} \quad \text{și} \quad c_p = 1,115 \text{ [kJ/kgK]} \quad (6.38)$$

Rezultă că valoarea Q_{boiler} va fi:

$$\dot{Q}_{boiler} = \dot{Q}_G - 25\text{kW} \quad (6.39)$$

Știind că necesarul de căldură variază cu temperatura t_G , ce trebuie asigurată la generatorul mașinii frigorifice, așa cum a rezultat din capitolele 3 și 4, rezultă că și Q_{boiler} variază.

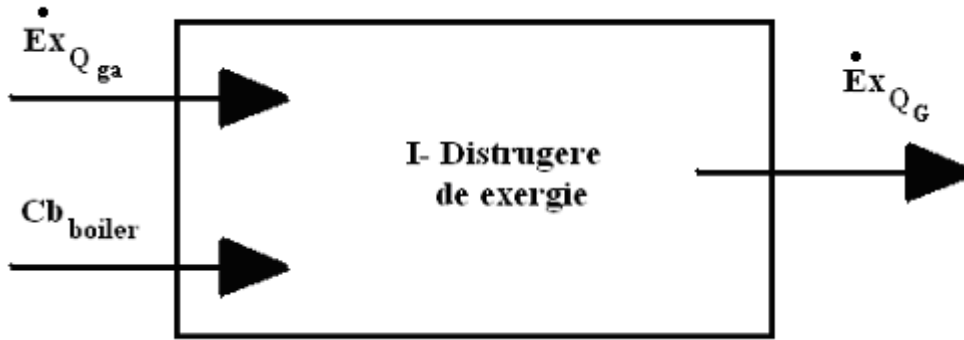


Fig. 6.3 Reprezentarea bilanțului exergetic la nivelul generatorului

$$Cb = \dot{Ex}_{Q_{ga}} + Cb_{boiler} \quad (6.40)$$

$$\dot{Ex}_{Q_{ga}} = \dot{Q}_{ga} \left(1 - \frac{T_0}{T_{ga}}\right) \quad (6.41)$$

- temperatura gazelor de ardere este media termodinamică între temperaturile de intrare și ieșire a gazelor de ardere din schimbătorul de căldură

$$T_{ga} = \frac{480,85 - t_{ega}}{\ln\left(\frac{480,85 + 273,15}{t_{ega} + 273,15}\right)} \quad (6.42)$$

$$Cb_{boiler} = 0,967 * \dot{Q}_{boiler} \quad (6.43)$$

Produsul sistemului este reprezentat de exergia căldurii transferate la generatorul mașinii frigorifice.

$$Ex_{Q_G} = \dot{Q}_G * \left(1 - \frac{T_0}{T_G}\right) \quad (6.44)$$

- randamentul exergetic al sistemului

$$\eta_{extotal} = \frac{\dot{Ex}_{Q_G}}{\dot{Ex}_{Q_{ga}} + Cb_{boiler}} \quad (6.45)$$

Este interesant de cuantificat randamentul pe fiecare sursă de căldură în vederea identificării componentului ce introduce distrugerii mai mari. În acest scop se definesc următoarele randamente exergetice:

$$\eta_{exga} = \frac{\dot{Q}_{ga} * \left(1 - \frac{T_0}{T_G}\right)}{\dot{Ex}_{Q_{ga}}} \quad (6.46)$$

$$\eta_{exboiler} = \frac{\dot{Q}_{boiler} * \left(1 - \frac{T_0}{T_G}\right)}{Cb_{boiler}} \quad (6.47)$$

6.3.2. Rezultatele calculului exergetic al transferului de căldură la agentul frigorific în generatorul MFA, pentru o încărcare de 100% a motorului

În continuare sunt prezentate rezultatele simulării transferului de căldură de la cele două surse, gazele de ardere și căldura produsă în boiler, către generatorul MFA cu soluție de bromură de litiu, îmbunătățită cu economizor și cu recirculare, al cărei model a fost prezentat anterior în capitolul 3.4.3. În tabelul 6.3 se regăsesc datele complete ale analizei exergetice, diferențiate în funcție de tipul sursei, dar și efectul cumulat, resimițit la nivelul generatorului mașinii frigorifice.

Tabelul 6.3 Combustibil, Produs, Randament exergetic

t_G	Gaze de ardere			Boiler			Cumulat		
	C_b	P	η_{ex}	C_b	P	η_{ex}	C_b	P	η_{ex}
°C	kW	kW	-	kW	kW	-	kW	kW	-
70	10,37	3,13	0,302	38,51	5,24	0,136	48,88	8,37	0,171
75	10,32	3,38	0,328	34,85	5,19	0,149	45,17	8,57	0,190
80	10,27	3,62	0,352	34,01	5,49	0,161	44,28	9,11	0,206
85	10,22	3,84	0,376	33,95	5,90	0,174	44,17	9,74	0,220
90	10,16	4,05	0,399	34,22	6,35	0,185	44,38	10,40	0,234
95	10,10	4,25	0,421	34,61	6,82	0,197	44,70	11,07	0,248
100	10,03	4,43	0,441	34,96	7,28	0,208	44,99	11,71	0,260

Așa cum se poate observa din datele prezentate mai sus, randamentul exergetic al utilizării căldurii recuperate de la gazele de ardere este dublu în medie, pe intervalul de temperatură studiat, comparativ cu cel al boilerului. Aceasta se explică prin faptul că pentru producerea de căldură în boiler se utilizează transformarea exergiei chimice înglobată în combustibilul gazos. Așadar acesta nu este cel mai util mod de utilizare a combustibililor, din punctul de vedere al analizei exergetice, căldura nefiind un produs cu mare valoare exergetică. O utilizare mai eficientă a exergiei chimice a combustibilului gazos, ar fi presupus introducerea lui într-un ciclu combinat de producere a electricității și căldurii. Astfel potențialul exergetic al combustibilului ar fi fost mult mai bine pus în evidență, știut fiind faptul că energia electrică este o formă „nobilă de energie”, ea împreună cu lucrul mecanic având cel mai mare grad de convertibilitate.

Eficiența exergetică a căldurii recuperate de la gazele de ardere este superioară celei din boiler datorită faptului că este energie recuperată, pentru a cărei producere nu se distruge exergie.

Așadar deși din punct de vedere energetic cele două tipuri de călduri sunt egale kWatt cu kWatt, din punct de vedere exergetic acest lucru nu mai este valabil. Aceasta se datorează tocmai faptului că cele două călduri diferă ca mod de producere și deci ca potențial exergetic înglobat.

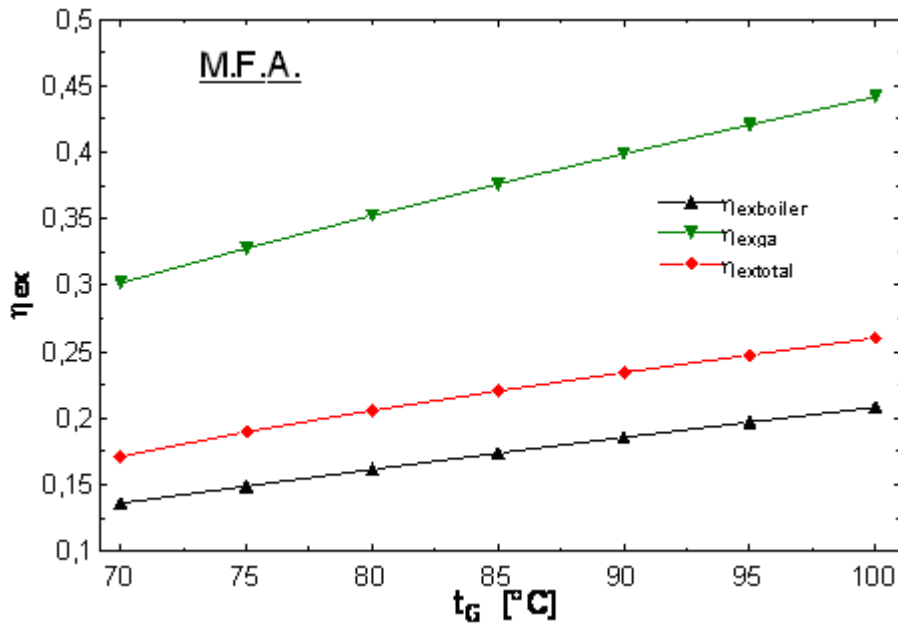


Fig. 6.4 Eficiențele exergetice ale transferului de căldură

Din figura 6.4 se poate observa că toate cele trei randamente cresc cu t_G , respectiv temperatura medie la care are loc transferul termic. Explicația în cazul η_{exga} provine din faptul că o utilizare a produsului căldură la o temperatură cât mai apropiată de potențialul sursei, reduce distrugerile de exergie. În cazul $\eta_{exboiler}$ transferul exergiei chimice a combustibilului într-o căldură cu o temperatură mai ridicată, semnifică transferul într-un produs cu un potențial exergetic superior, de aici rezultând creșterea randamentului.

Având în vedere că $\dot{E}x_{Q_G}$ este un cumul al produșilor celor două surse de căldură, și traseul randamentului exergetic total este unul ascendent, la creșterea η_{extot} contribuind și reducerea necesarului de căldură \dot{Q}_G , ceea ce se traduce într-o scădere a ponderii \dot{Q}_{boiler} (figura 6.5) și implicit a randamentului mai scăzut pe care aceasta o introduce. Pentru o mai bună corelare a variației celor două mărimi η_{extot} și \dot{Q}_{boiler} , variațiile lor au fost reprezentate în figura 6.6.

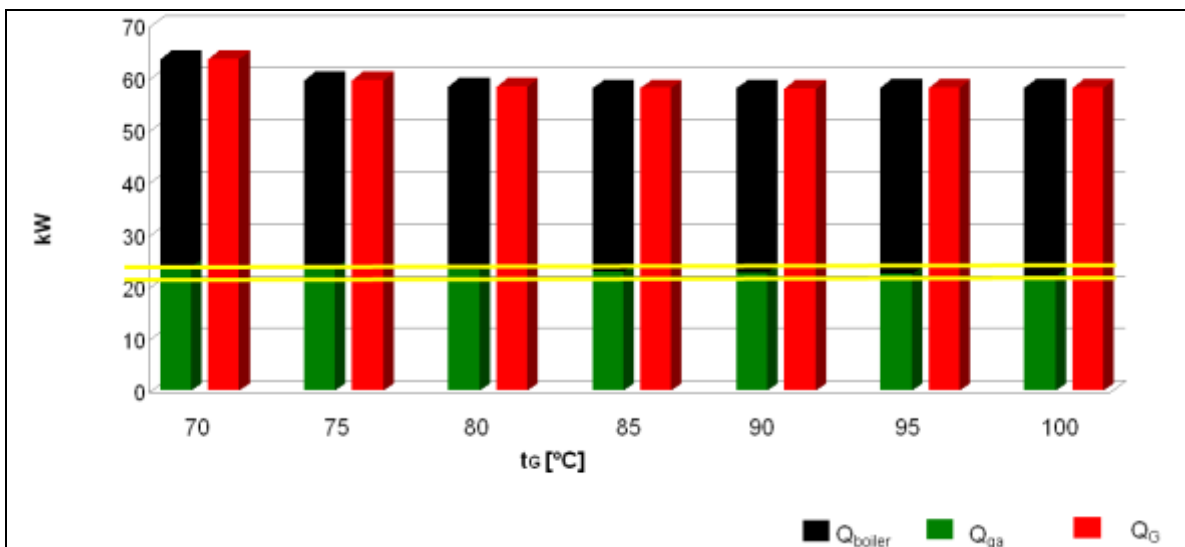


Fig.6.5 Variația \dot{Q}_G , \dot{Q}_{ga} , \dot{Q}_{boiler} cu t_G

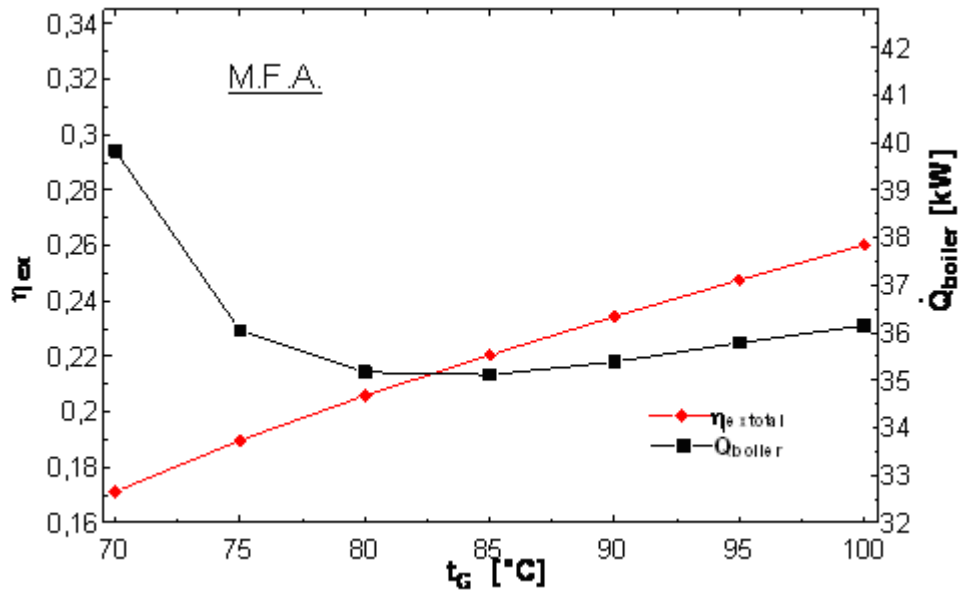


Fig. 6.6 Corelația $\eta_{exttotal}$ și \dot{Q}_{boiler} cu variația t_G

6.3.3. Rezultatele calculului exergetic al transferului de căldură la agentul frigorific în generatorul MFE, pentru o încărcare de 100% a motorului

În această secțiune sunt prezentate rezultatele aceleiași simulări ca în secțiune precedentă, însă pentru cazul mașinii frigorifice cu ejecție, ce funcționează cu apa ca agent frigorific.

Tabelul 6.4 Combustibil, Produs, Randament exergetic

t_G	Gaze de ardere			Boiler			Cumulat		
	C_b	P	η_{ex}	C_b	P	η_{ex}	C_b	P	η_{ex}
°C	kW	kW	-	kW	kW	-	kW	kW	-
80	10,27	3,62	0,352	211,9	34,22	0,161	222,2	37,84	0,171
100	10,03	4,43	0,442	135,3	28,19	0,208	145,4	32,62	0,228
120	9,74	5,04	0,517	104,4	26,12	0,250	114,1	31,16	0,281
140	9,41	5,47	0,581	88,0	25,36	0,288	97,41	30,83	0,330
160	9,04	5,75	0,636	78,0	25,20	0,323	87,13	30,95	0,376
180	8,64	5,91	0,684	71,5	25,33	0,354	80,18	31,24	0,419
200	8,20	5,95	0,725	66,9	25,62	0,383	75,12	31,56	0,459

Așa cum se poate observa în tabelul 6.4 și figura 6.7, față de cazul MFA apar două diferențe majore:

- valorile temperaturilor la nivelul generatorului MFE sunt mult mai ridicate comparativ cu cazul precedent;
- necesarul de căldură ce trebuie asigurat este de asemenea mult crescut față de MFA.

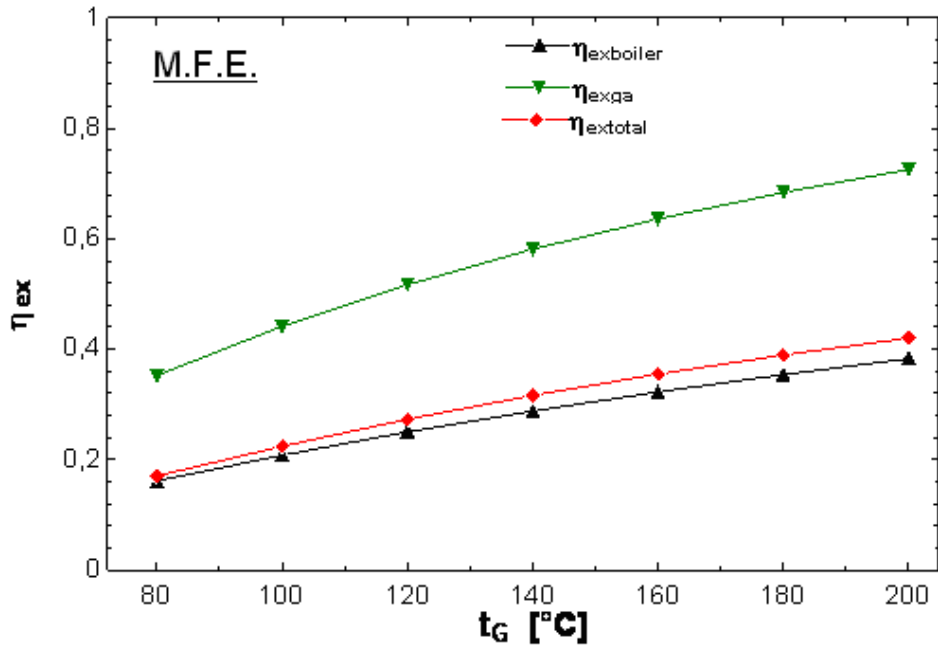


Fig.6.7 Eficiențele exergetice ale transferului de căldură

O valoare a \dot{Q}_G mai mare, implică o cantitate crescută de căldură ce trebuie asigurată de boiler, ceea ce conduce la o influență mai mare a acestui produs în exergia totală a căldurii transferate la generator. Acest fapt este vizibil în figura 6.7, prin apropierea dintre curbele $\eta_{extotal}$ și $\eta_{exboiler}$. Acest proces de transfer de la combustibilul boilerului la căldura generatorului fiind un proces cu o distrugere mare de exergie, scade valoarea $\eta_{extotal}$. Însă chiar și așa, $\eta_{extotal}$ este mai mare în cazul MFE, datorită valorilor mai mari ale $\eta_{exboilerMFE}$ comparativ cu $\eta_{exboilerMFA}$.

Valorile mai mari ale temperaturii t_G , comparativ cu MFA, au o influență pozitivă asupra randamentului exergetic, prin micșorarea distrugerilor de exergie. Astfel se înregistrează valori ale η_{exga} de până la 72% pentru $t_G=200^\circ\text{C}$.

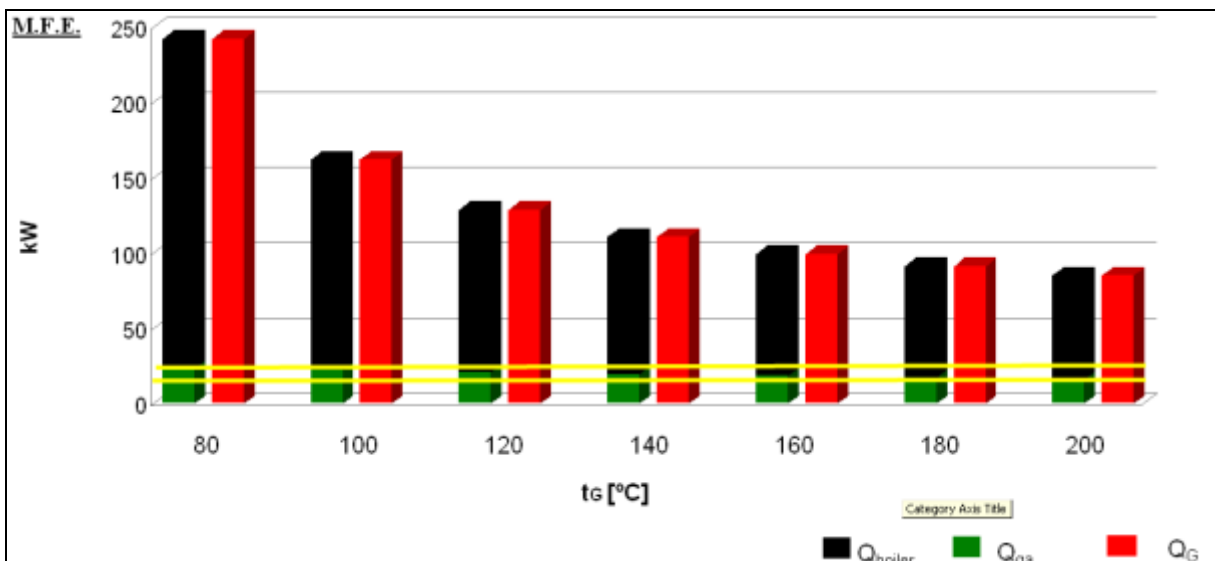


Fig. 6.8 Variația \dot{Q}_G , \dot{Q}_{ga} , \dot{Q}_{boiler} cu t_G

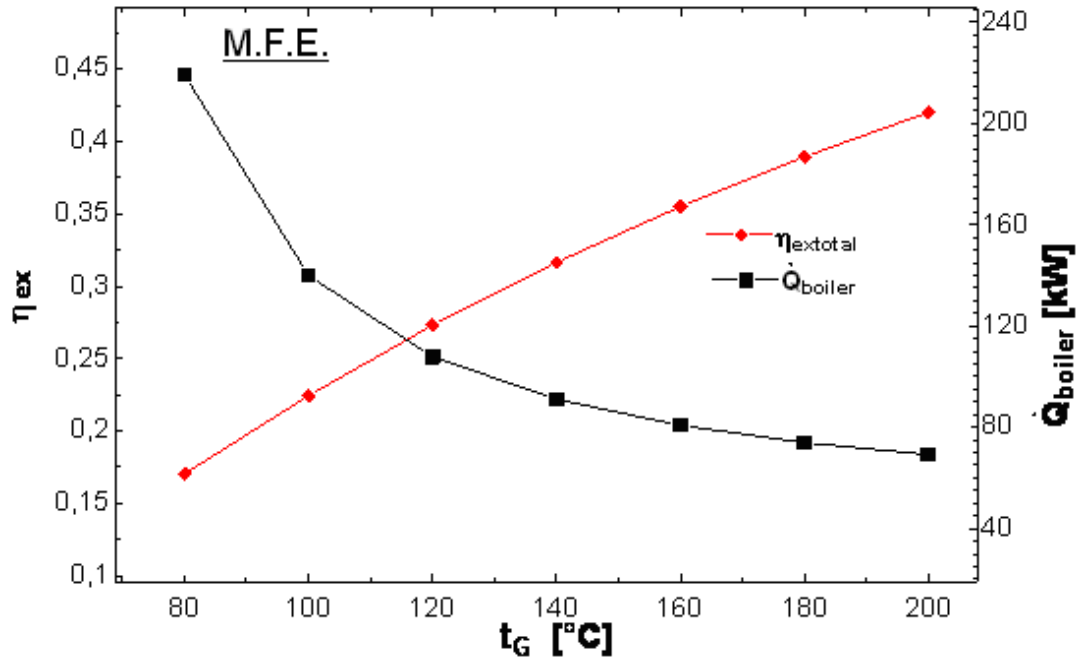


Fig.6.9 Corelația $\eta_{exttotal}$ și \dot{Q}_{boiler} cu variația t_G

6.3.4. Comparație între rezultatele înregistrate în cazul celor două mașini frigorifice

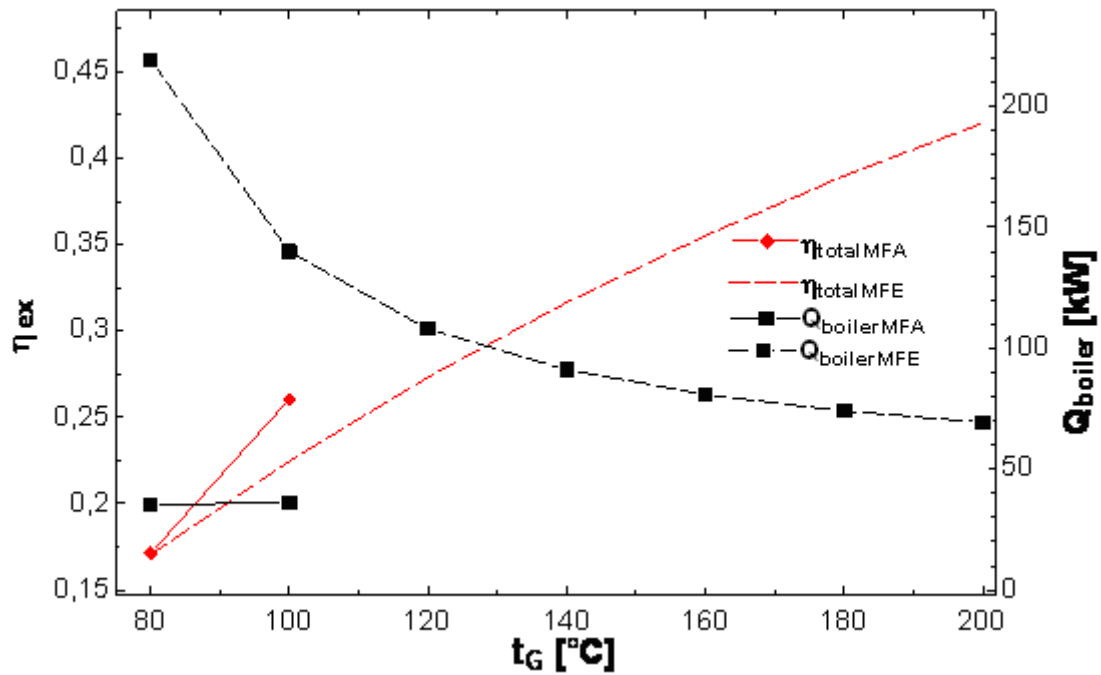


Fig. 6.10 Comparație între $\eta_{exttotal}$ și \dot{Q}_{boiler} MFA și MFE

Așa cum se poate observa din figura 6.10, pe intervalul de temperatură [80-100°C], mașina frigorifică cu absorbție are un randament mai bun, datorită necesarului mai mic de căldură ce trebuie asigurat de boiler. Astfel dacă pentru valoarea t_G de 100°C, $\eta_{extotalMFA}=0,275$ în timp ce $\eta_{extotalMFE}=0,228$. Randamentul exergetic în cazul mașinii frigorifice cu ejecție crește foarte mult pentru niveluri mai mari ale t_G , ceea ce implică o limitare a distrugerilor potențialului exergetic al gazelor de ardere.

Și din punct de vedere energetic, mașina frigorifică cu absorbție este mai eficientă decât cea cu ejecție. Astfel pentru o t_G de 100°C, $\dot{Q}_{boilerMFA}$ este de 36,15 kW în timp $\dot{Q}_{boilerMFE}$ este de 140 kW. Chiar pentru valoarea de t_G de 200°C, necesarul de căldură suplimentară de boiler este de 69,2kW.

6.4. PERFORMANȚELE EXERGETICE ALE ANSAMBLULUI INTEGRAT MOTOR – BOILER – MAȘINĂ FRIGORIFICĂ TRITERMĂ

În această secțiune este analizată influența pe care o are funcționarea motorului la diferite încărcări, asupra randamentului exergetic al întregului sistem. De asemenea sunt studiate diferite combinații de producere a utilităților și sunt prezentate randamentele exergetice pentru aceste situații.

Valorile disponibile energetic al: combustibilului, gazelor de ardere și al apei de răcire, precum și puterea electrică produsă sunt prezentate în tabelul 6.5. Aceste valori au fost transmise de producător. În cazul gazelor de ardere, \dot{Q}_{ga} , reprezintă căldura maximă disponibilă, în cazul în care temperatura de evacuare a gazelor ar fi de 60°C.

Tabelul 6.5 Date furnizate de producător referitoare la diferiți parametri ai motorului

Regimul de funcționare	Încărcare [%]	\dot{Q}_{cb} [kW]	P [kW]	\dot{Q}_{ga} [kW]
1.	100	93,54	35,85	25,00
2.	75	69,5	26,88	18,50
3.	50	49,4	17,92	11,80

În realitate nu se poate recupera întregul potențial al gazelor de ardere, deoarece temperatura de pinch este de 10°C, iar cea mai mică temperatură ce trebuie atinsă la nivelul generatorului este de 70°C. Așadar temperatura minimă la care gazele de ardere părăsesc sistemul este de 80°C. Caracteristicile gazelor de ardere sunt prezentate în tabelul 6.6, iar în figura 6.11 sunt prezentate cantitățile de căldură ce pot fi recuperate în funcție de încărcarea motorului și de temperatura la care ele părăsesc schimbătorul de căldură.

Tabelul 6.6 Parametrii gazelor de ardere - la funcționarea motorului în diferite regimuri

Regimul de funcționare	Încărcare [%]	\dot{m}_{ga} [kg/s]	t_{iga} [°C]
1.	100	0,0532	480,85
2.	75	0,0448	430
3.	50	0,0336	375

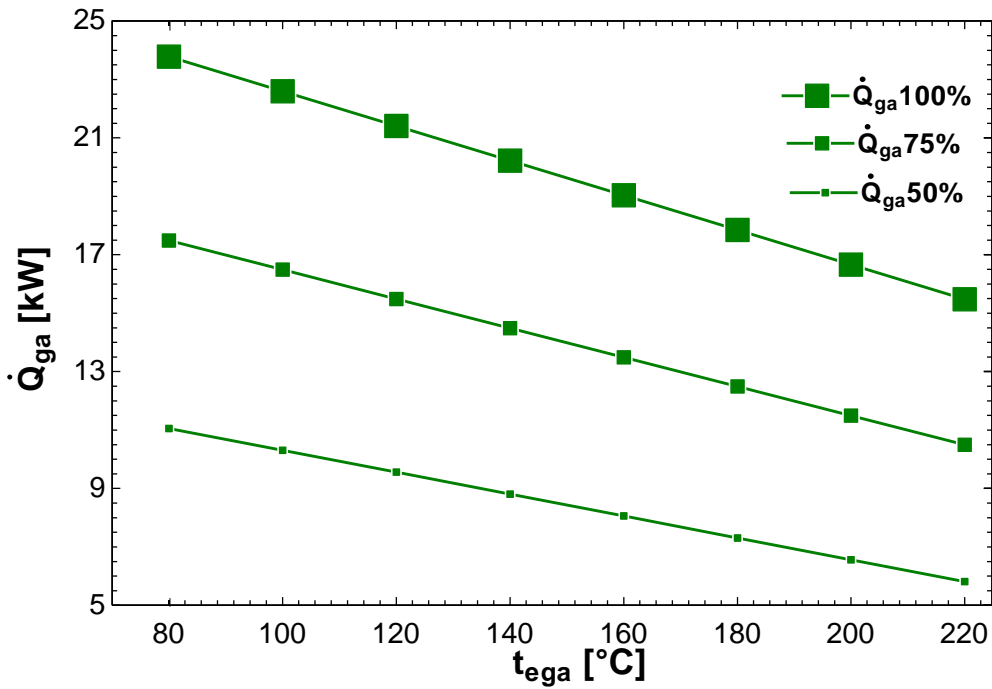


Fig. 6.11. Variația \dot{Q}_{ga} recuperată cu temperatura de evacuare pentru diferite regimuri de funcționare

6.4.1. Performanțele cuplajului căldură motor – mașină frigorifică tritermă

Dacă în secțiunea 6.3 a fost analizat randamentul exergetic al transferului de căldură de la gazele de ardere la generatorul mașinii frigorifice triterme, în acest subcapitol este integrat întregul sistem frigorific.

Pentru cele trei regimuri de funcționare au fost calculate următoarele randamente, similar cu secțiunea precedentă:

$$\eta_{exgaMF} = \frac{Ex_{Q_{Evga}}}{Ex_{Q_{ga}}} \quad (6.48)$$

$$\eta_{extotalgaMF} = \frac{Ex_{Q_{Ev}}}{Ex_{Q_{ga}} + Cb_{boiler}} \quad (6.49)$$

Diferența între cele două randamente constă în aceea că dacă prin relația (6.48) este evaluată strict eficiența transformării căldurii gazelor de ardere în efect frigorific, în cea de a doua situație se suplimentează sarcina termică cu căldura produsă în boiler, pentru realizarea necesarului de frig rezultat din calculul prezentat în capitolul 3.3. În funcție de regimul de funcționare al motorului, acest supliment crește ca urmare a diminuării disponibilului din gazele de ardere. Analiza a fost efectuată pentru cele două mașini frigorifice studiate, cu absorbție și cu ejecție.

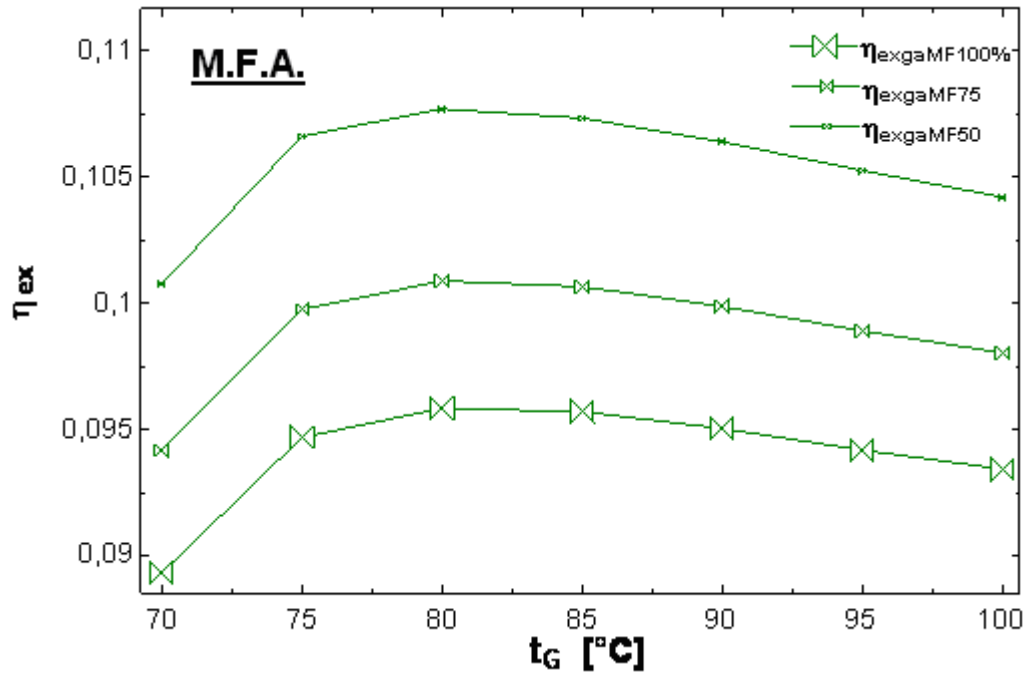


Fig. 6.12. Variația η_{ex} a cuplajului combustibil- $\dot{Ex}_{Q_{ga}}$ și produsul- $\dot{Ex}_{Q_{Evga}}$, cazul MFA

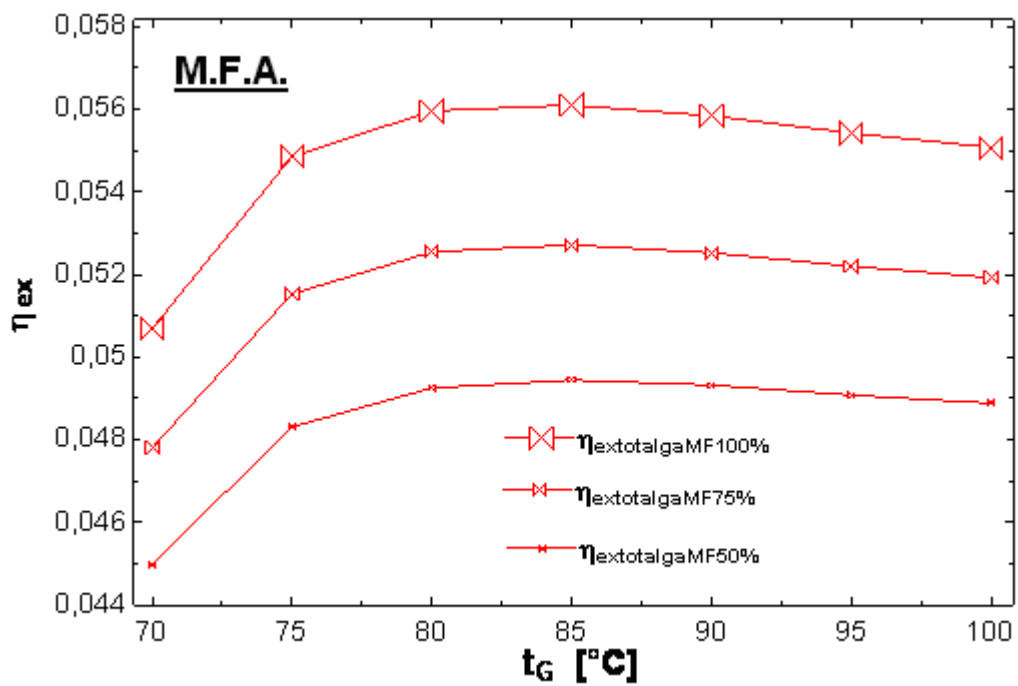


Fig. 6.13. Variația η_{ex} a cuplajului combustibil- $\dot{Ex}_{Q_{total}}$ și produsul- $\dot{Ex}_{Q_{Ev}}$, cazul MFA

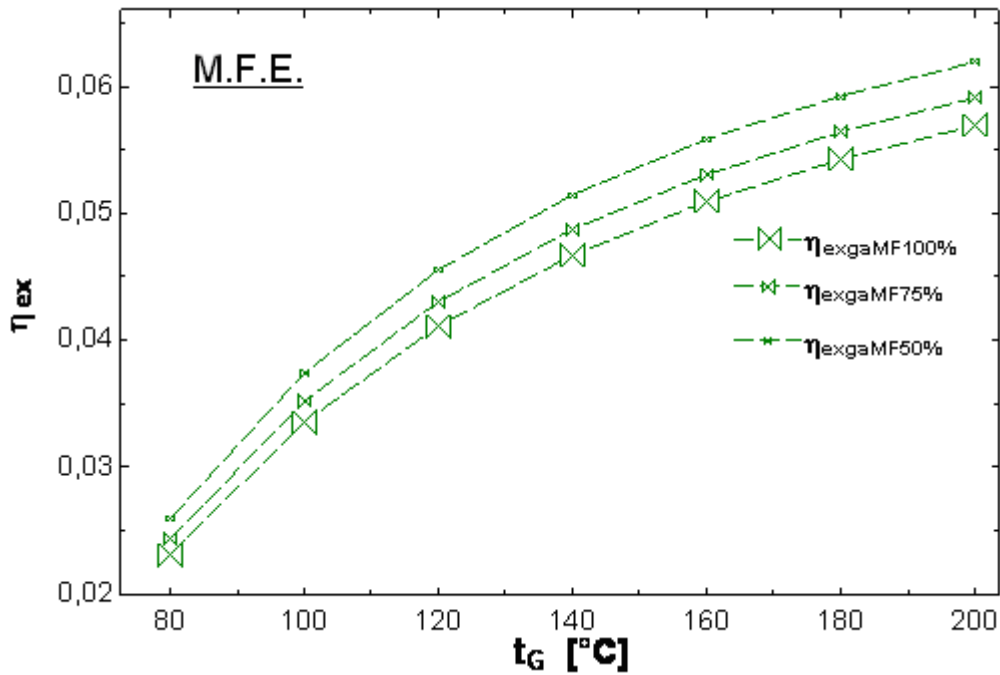


Fig. 6.14. Variația η_{ex} a cuplajului combustibil- $\dot{Ex}_{Q_{ga}}$ și produsul- $\dot{Ex}_{Q_{Evga}}$, cazul MFE

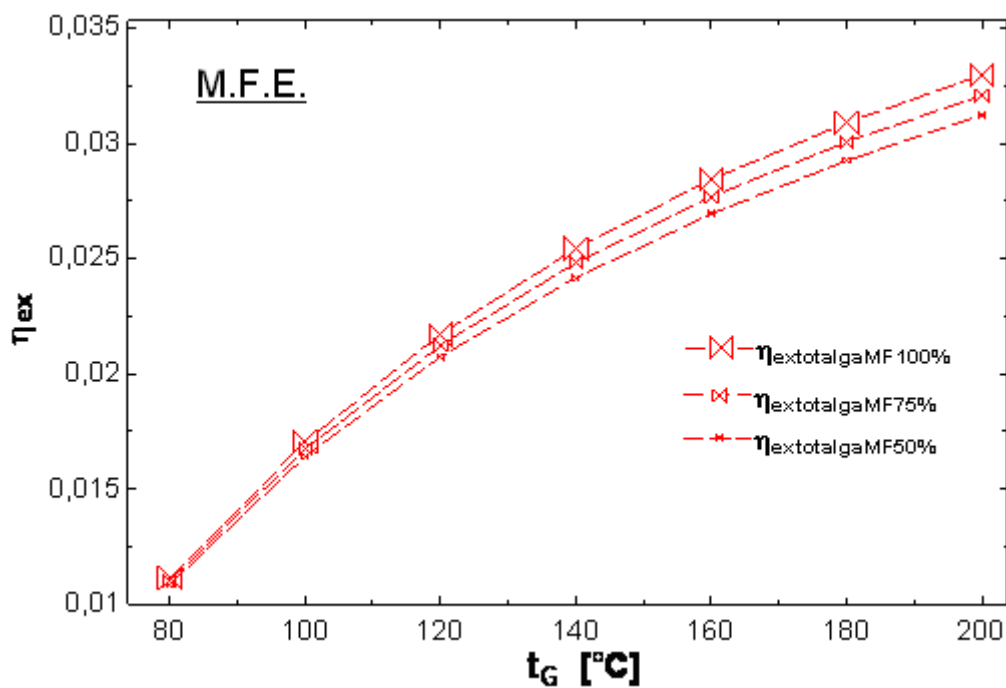


Fig. 6.15. Variația η_{ex} a cuplajului combustibil- $\dot{Ex}_{Q_{total}}$ și produsul- $\dot{Ex}_{Q_{Ev}}$, cazul MFE

Se observă că în cazul MFA o creștere a temperaturii la nivelul generatorului are un efect negativ datorită creșterii distrugerii în generator și absorbitor, fapt observat în capitolul 3.4.2.3. În cazul în care este evaluat strict efectul transferului exergiei gazelor de ardere, se

observă că o funcționare la sarcini parțiale a motorului, are un randament exergetic mai bun, deoarece chiar dacă se produce efect util mai puțin, randamentul este mai bun. Aceasta se explică prin faptul că la sarcini parțiale, temperatura gazelor de ardere scade și deci, distrugerea de potențial (fig. 6.12, fig. 6.14). Ponderea pe care o reprezintă însă gazele de ardere în realizarea produsului final scade, datorită scăderii cantității de căldură ce poate fi extrasă. Acest lucru implică o suplimentare din ce în ce mai mare cu căldură produsă în boiler, care nu mai este gratuită ci se produce prin consum de combustibil. Așadar, în vederea atingerii sarcinii fixe dorite, la nivelul evaporatorului, este mai eficient regimul de funcționare de 100% al motorului, deoarece presupune o cantitate mai mică de căldură ce trebuie asigurată de boiler, (fig. 6.13, 6.15).

6.4.2. Performanțele producerii în cogenerare a electricității și a efectului frigorific

În acest subcapitol se studiază varianta de funcționare a motorului, în care sunt produse doar două utilități respectiv electricitatea și frigul. Pentru acest lucru se introduc două randamente exergetice. În relația (6.50) producția se raportează la exergia combustibilului motorului, respectiv motorina. În relația (6.51), producția se raportează la potențialele motorinei și al gazului natural, în cazul funcționării cu boiler pentru preluare surplusului de sarcină ce trebuie asigurat la generatorul mașinii frigorifice.

$$\eta_{exgacogelMF} = \frac{P + \dot{Ex}_{Q_{Evg}}}{Cb_{Motor}} \quad (6.50)$$

$$\eta_{extotalcoglMF} = \frac{P + \dot{Ex}_{Q_{Ev}}}{Cb_{Motor} + Cb_{boiler}} \quad (6.51)$$

$$Cb_{Motor} = \dot{m}_{motorina} * ex_{motorina} \quad (6.52)$$

Valoare exergiei unitare a motorinei a fost preluată din Szargut et al. [108] și este:

$$ex_{motorina} = 45540 \text{ kJ/kg} \quad (6.53)$$

Rezultatele simulării sunt prezentate în figurile 6.20-6.24.

Eficiențele rezultate în varianta în care căldura gazelor de ardere și a apei de răcire a motorului nu ar fi recuperate, respectiv motorul ar fi utilizat doar pentru producerea de energie electrică, sunt prezentate în tabelul 6.7.

Tabel 6.7 Eficiența producerii de energie electrică - la funcționarea motorului în diferite regimuri

Regimul de funcționare	Încărcare [%]	P [kW]	η_{exel} [-]
1.	100	35,85	0,333
2.	75	26,88	0,329
3.	50	17,92	0,311

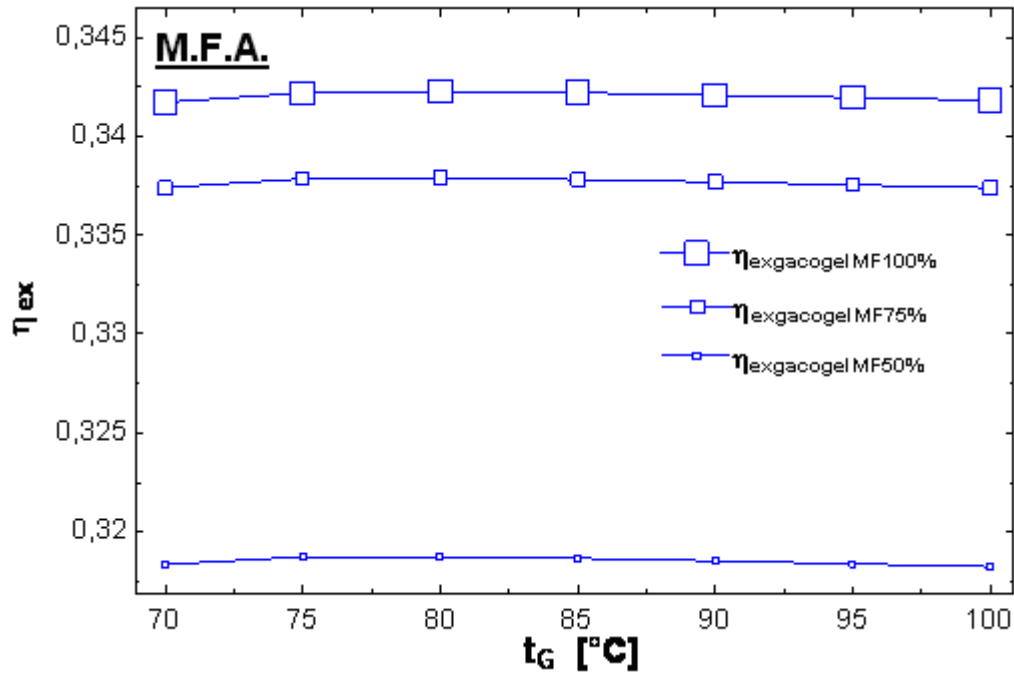


Fig. 6.16 Variația η_{ex} a cuplajului exergie combustibil motor- Cb_{Motor} , și producții electricitate + frig, cazul MFA

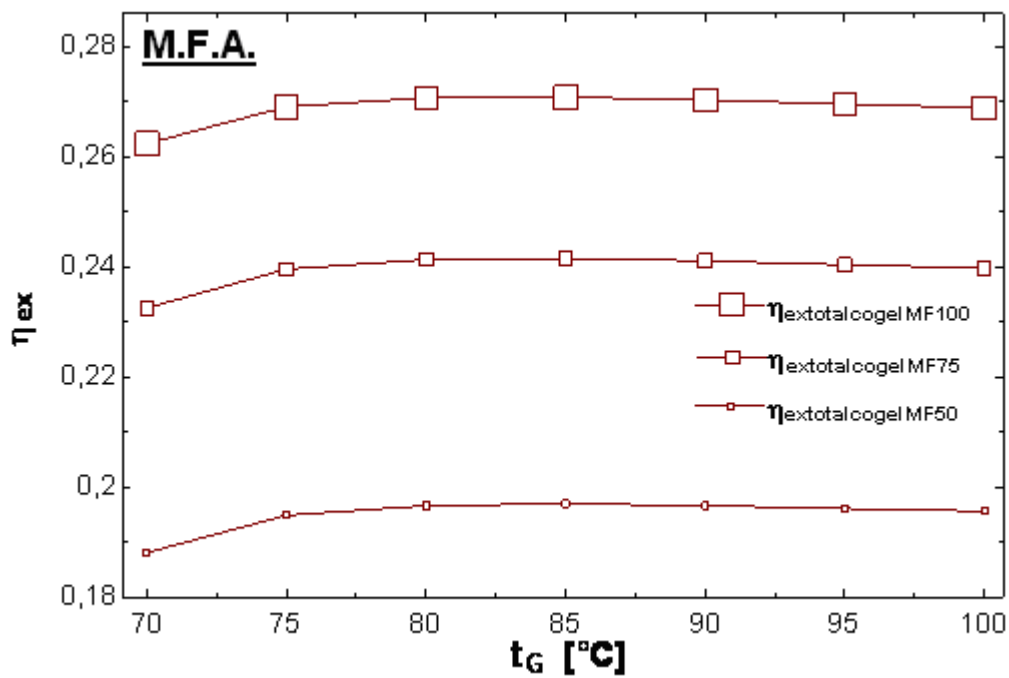


Fig. 6.17. Variația η_{ex} a cuplajului exergie combustibil motor și boiler- Cb_{Motor} , Cb_{boiler} și producții electricitate + frig, cazul MFA

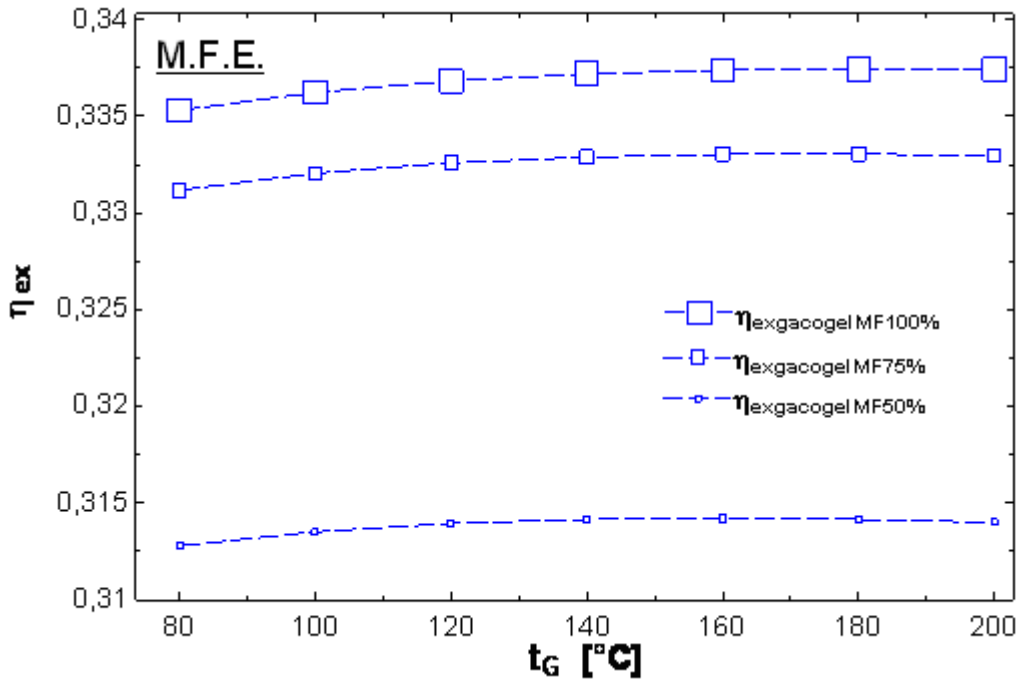


Fig. 6.18. Variația η_{ex} a cuplajului exergie combustibil motor- Cb_{Motor} , și producții electricitate + frig, cazul MFE

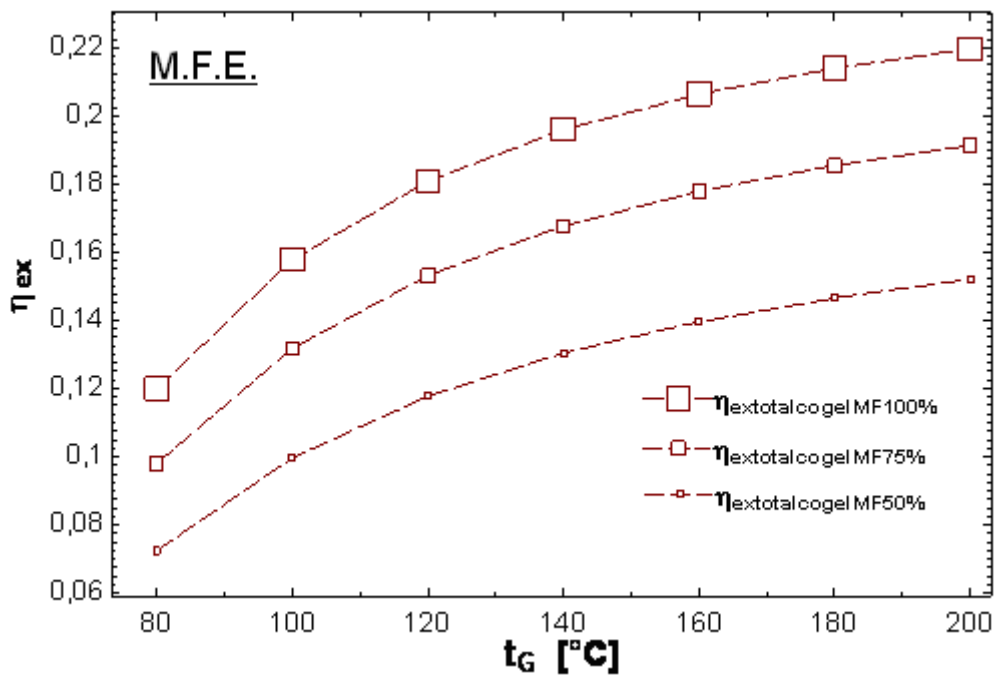


Fig. 6.19 Variația η_{ex} a cuplajului exergie combustibil motor și boiler- Cb_{Motor} , Cb_{boiler} și producții electricitate + frig, cazul MFE

Se poate observa în figurile 6.16 și 6.18, faptul că valorile randamentelor sunt aproape constante pe întregul interval de variație a temperaturii generatorului. Acest lucru indică faptul că electricitatea domină din punct de vedere exergetic produsul rezultat în urma

cogenerării. Acest lucru era de așteptat având în vedere că energia electrică este se încadrează în categoria energiilor ordonate, integral convertibile în exergie.

În cazul graficelor prezentate în figurile 6.17 și 6.19, se observă influența temperaturii de la generator, a cărei creștere este favorabilă radamentului exergetic, prin diminuarea necesarului de căldură ce trebuie asigurată suplimentar. Acest lucru este vizibil mai ales în cazul mașinii frigorifice cu ejecție, unde boilerul trebuie să asigure o căldură suplimentară mult mai mare decât în cazul MFA, figurile 6.5 și 6.8.

6.4.3. Performanțele producerii în trigenerare a electricității, efectului frigorific și apei calde de consum

În acest capitol au fost studiate până în prezent eficiența producerii utilităților separat sau în cogenare, prin raportarea la exergia căldurii sau la exergia chimică a hidrocarburilor. În această secțiune se stabilește eficiența exergetică în cazul utilizării întregului potențial al motorului, pentru producerea celor trei utilități: electricitate, apă caldă de consum și frig.

Apa caldă de consum va fi preparată, prin recuperarea căldurii de parametrii mai scăzuți ai apei de răcire a motorului, respectiv $t_{iarM}=74,9^{\circ}\text{C}$ și $t_{earM}=53,71^{\circ}\text{C}$.

Debitul necesar de apă caldă de consum ce trebuie asigurat este de 0,1627 kg/s. Pentru o funcționare la sarcină de 100% a motorului, acest debit poate fi încălzit de la temperatura apei reci considerate a fi 15°C , până la 55°C . Pentru celelalte regimuri de funcționare, temperatura apei calde scade, proporțional cu disponibilul sursei

Relațiile calcului exergetic sunt prezentate mai jos.

$$\eta_{exACC} = \frac{Ex_{Q_{ACC}}}{Ex_{Q_{arM}}} \quad (6.54)$$

$$Ex_{Q_{ACC}} = \dot{Q}_{ACC} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{ACC}}\right) \quad (6.55)$$

$$Ex_{Q_{arM}} = \dot{Q}_{arM} * \left(1 - \frac{T_0}{T_{arM}}\right) \quad (6.56)$$

$$T_{arM} = \frac{74,9 - 53,71}{\ln\left(\frac{74,9 + 273,15}{53,71 + 273,15}\right)} \quad (6.57)$$

Relațiile pentru calculul eficiențelor funcționării în regim de trigenerare:

$$\eta_{extrigga} = \frac{P + \dot{Ex}_{Q_{Evga}} + \dot{Ex}_{Q_{ACC}}}{Cb_{Motor}} \quad (6.58)$$

$$\eta_{extrigtot} = \frac{P + \dot{Ex}_{Q_{Ev}} + \dot{Ex}_{Q_{ACC}}}{Cb_{Motor} + Cb_{boiler}} \quad (6.59)$$

Variația eficienței exergetice a transformării exergiei chimice a combustibililor în cei trei produși, pentru diferite regimuri de funcționare ale motorului și ale mașinilor frigorifice sunt prezentate în figurile 6.20-6.23.

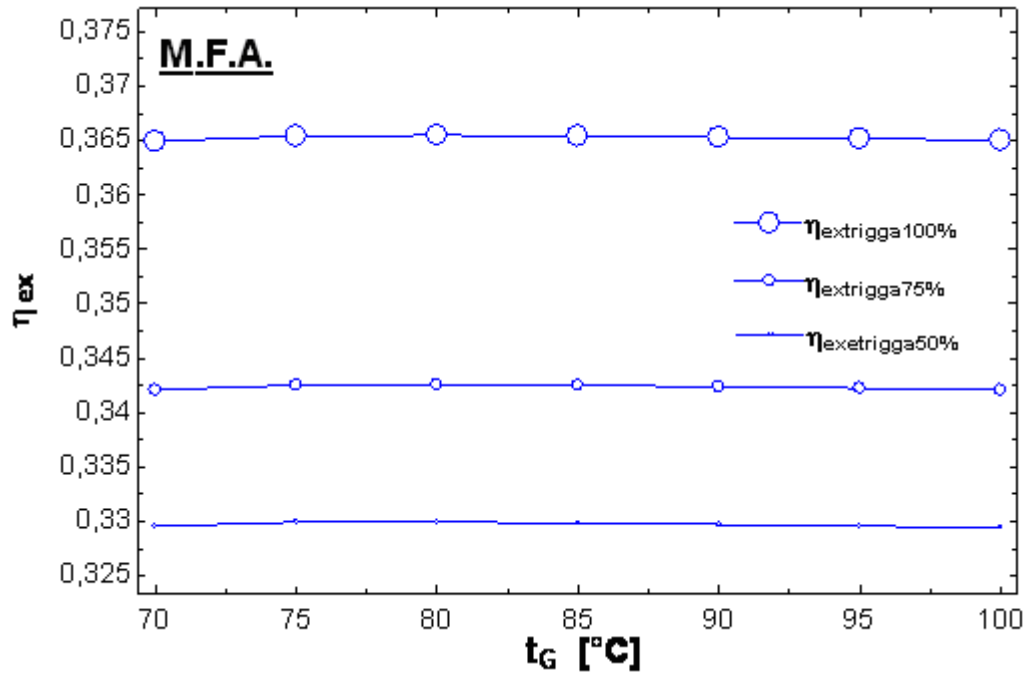


Fig. 6.20. Variația η_{ex} a cuplajului exergie combustibil motor- Cb_{Motor} , și produșii electricitate + frig +ACC, cazul MFA

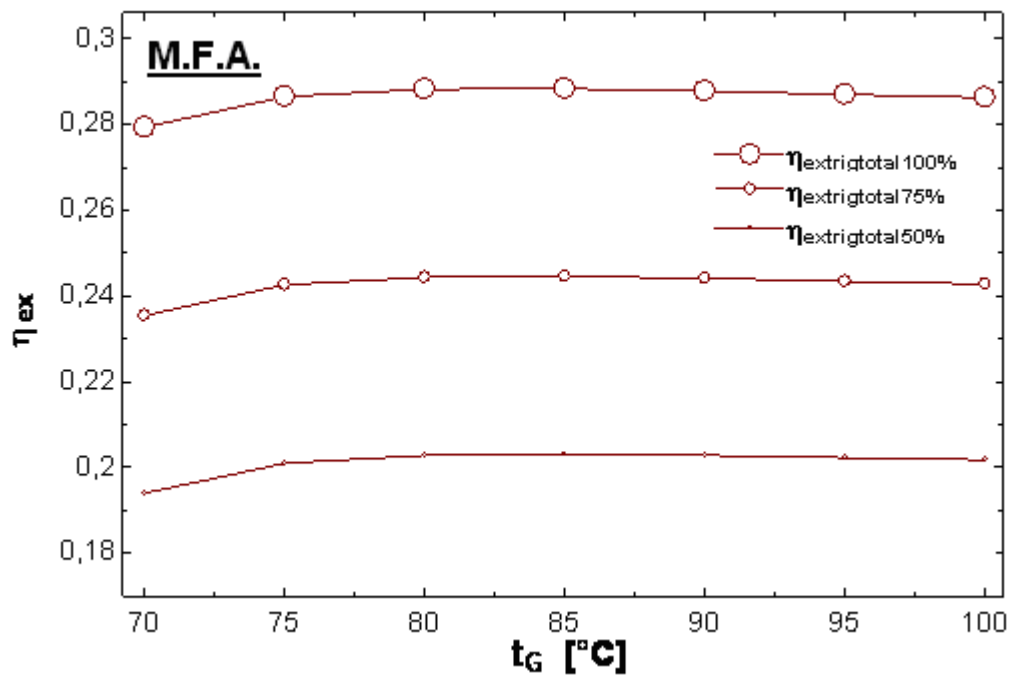


Fig. 6.21 Variația η_{ex} a cuplajului exergie combustibil motor și boiler- Cb_{Motor} , Cb_{boiler} și produșii electricitate + frig +ACC, cazul MFA

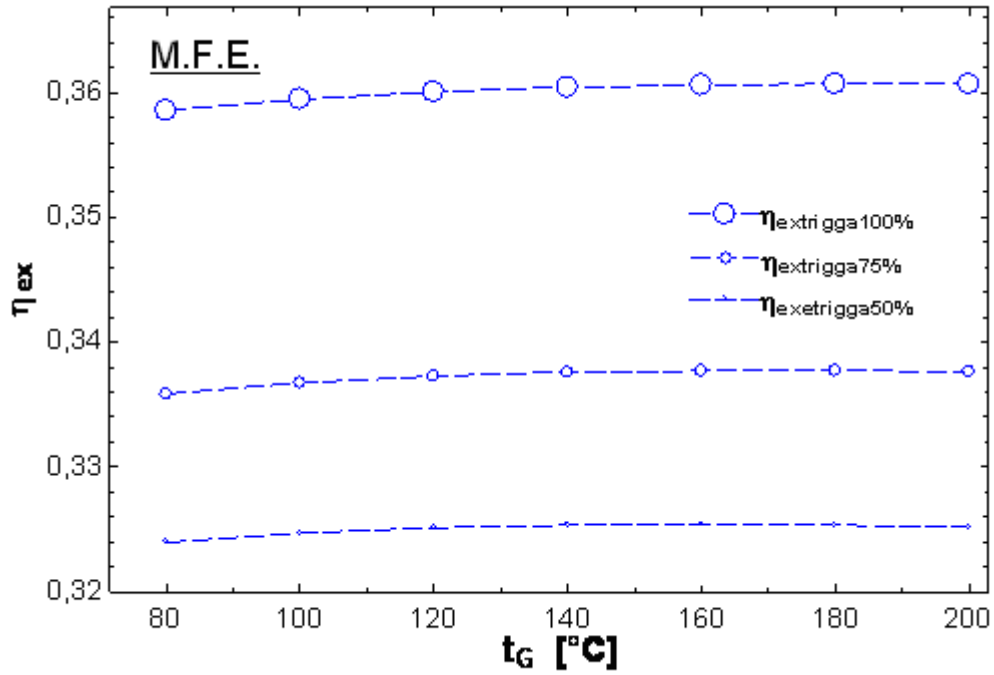


Fig. 6.22. Variația η_{ex} a cuplajului exergie combustibil motor- Cb_{Motor} , și producții electricitate + frig +ACC, cazul MFE

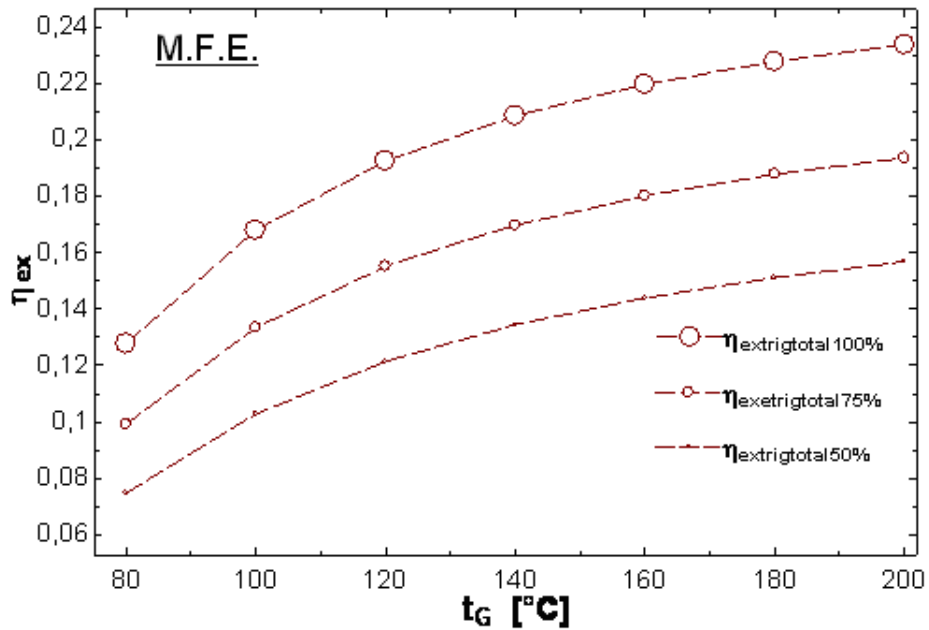


Fig. 6.23. Variația η_{ex} a cuplajului exergie combustibil motor și boiler- Cb_{Motor} , Cb_{boiler} și producții electricitate + frig +ACC, cazul MFE

Tabelul 6.9 Eficiența producerii utilităților - la funcționarea motorului în diferite regimuri

Regimul de funcționare	Încărcare [%]	η_{exel} [-]	$\eta_{excogelACC}$ [-]	$\eta_{exgacogelMFA}$ ($t_G=85^\circ\text{C}$) [-]	$\eta_{extrigMFA}$ ($t_G=85^\circ\text{C}$) [-]	$\eta_{exgacogelMFE}$ ($t_G=200^\circ\text{C}$) [-]	$\eta_{extrigMFE}$ ($t_G=200^\circ\text{C}$) [-]
1.	100	0,333	0,356	0,342	0,365	0,338	0,361
2.	75	0,329	0,334	0,338	0,342	0,333	0,338
3.	50	0,311	0,322	0,319	0,330	0,314	0,335

În tabelul 6.9 sunt prezentate cu scop centralizator, eficiențele exergetice ale producerii eficiențelor în diferite regimuri de funcționare și combinații. Așa cum se poate observa, introducerea trigenerării prin recuperarea potențialului gazelor de ardere și al apei de răcire a motorului conduce la o creștere a eficienței exergetice raportate la combustibilul motorului de până la 3,2%.

6.5. CONCLUZII

În capitolele precedente au fost studiate din punct de vedere energetic și exergetic mașina frigorifică cu absorbție și cu eiecție. S-au înregistrat performanțele lor și s-au găsit regimuri optime de funcționare. În acest capitol, utilizând rezultatele obținute în capitolele precedente prin simulări în EES, precum și datele transmise de producător în cazul motorului, s-a realizat modelul matematic prin care au fost studiate performanțele sistemului combinat motor-mașină frigorifică.

În prima parte a capitolului s-a stabilit temperatura minimă la care pot fi evacuate gazele de ardere fără a exista pericolul condensării și au fost calculate potențialele exergetice ale căldurii gazelor de ardere și al combustibilului care alimentează boilerul ce furnizează căldura suplimentară necesară funcționării mașinii frigorifice triterme.

În subcapitolul 6.3 a fost studiat potențialul exergetic, precum și randamentul exergetic de transfer al căldurii de la două surse: gaze de ardere recuperate din galeria de evacuare a unui motor cu ardere internă și căldura produsă în boiler, către generatoarele mașinilor frigorifice cu absorbție, respectiv eiecție. Au fost prezentate relațiile de calcul ce stau la baza analizei exergetice a transferului de căldură, precum și rezultatele simulării efectuate. S-au efectuat simulări pentru valori ale t_G în intervalul $[70-100^\circ\text{C}]$, pentru MFA și $[80-200^\circ\text{C}]$ în cazul MFE, pentru fiecare valoare a temperaturii variind implicit sarcina termică ce trebuie asigurată la generator.

În subcapitolul 6.4 au fost analizate pentru diferite regimuri de încărcare ale motorului (100%, 75% și 50%) și pentru cazul ambelor mașini frigorifice triterme următoarele aspecte:

- randamentul transformării potențialului gazelor de ardere în frig, precum și modul în care suplimentarea cu căldura produsă în boiler influențează acest randament ;
- găsirea unui regim termic optim la nivelul generatorului, pentru minimizarea necesarului de căldură suplimentară și maximizarea randamentului exergetic ;
- randamentul exergetic de producere al apei calde de consum;
- randamentul exergetic de producere al energiei electrice ;
- randamentele exergetice ale funcționării în regim de cogenerare : producere electricitate–frig ; electricitate–ACC și în regim de trigenerare : electricitate–frig–ACC;

Concluziile simulării sunt:

- cu creșterea valorii t_G și apropierea de valoarea t_{ga} crește randamentul exergetic al căldurii, prin reducerea distrugerilor de potențial exergetic cauzate de scăderea calității căldurii;
- este preferabil un regim de temperatură care să reducă necesarul de căldură ce trebuie produsă suplimentar în boiler;
- o creștere a temperaturii la nivelul generatorului conduce la o scădere a căldurii ce poate fi recuperată de la gazele de ardere, concomitent însă cu scăderea necesarului de căldură ce trebuie asigurată la generator;
- în cazul mașinii frigorifice cu absorbție, s-a constatat că randamentul exergetic optim și necesarul minim de căldură suplimentară se înregistrează pentru o temperatură la nivelul generatorului de 85°C , graficul respectând alura impusă de funcționarea mașinii triterme;
- trigenerarea are un efect pozitiv prin creșterea utilizării potențialului combustibilului motorului, cu 3%;
- o mai bună utilizare a potențialului exergetic al combustibilului ar fi însemnat utilizarea într-o centrală de cogenerare în care energia electrică produsă este integral convertibilă în exergie, iar căldura rezultată ar fi constituit un produs secundar;
- în ciuda randamentului exergetic mai bun înregistrat în cazul MFE pentru convertirea căldurii gazelor de ardere în căldură la nivelul generatorului, este preferabilă utilizarea MFA, deoarece suplimentul de căldură ce trebuie asigurat de boiler este mult mai mic în cazul sistemului cu absorbție, chiar și de 4 ori, pentru $t_G=100^\circ\text{C}$;
- utilizarea unei t_G de valori mai scăzute este mult mai ușor realizabilă tehnic și presupune pierderi mai mici, ce pot apare ca urmare a defectelor de izolație;
- randamentul cel mai bun se înregistrează pentru o funcționare a motorului în regim de încărcare de 100%, în cazul utilizării mașinii frigorifice cu absorbție, rezultând valorile $\eta_{extrigga} = 0,3655$, pentru $t_G=80^\circ\text{C}$ și $\eta_{extriggatal} = 0,2884$, pentru $t_G=85^\circ\text{C}$.

CONCLUZII

Obiectivele elaborării prezentei teze de doctorat au fost următoarele:

- conceperea unei scheme hibride de producere și alimentare cu utilități a unui consumator din sectorul terțiar;
- evaluarea posibilității și a performanțelor de producere în regim de trigenerare a energiei electrice, apei calde de consum și frigului utilizând un motor diesel și mașini frigorifice tritereme;
- optimizarea funcționării componentelor și al ansamblului, utilizând principiile analizei exergetice.

C.1. CONCLUZII GENERALE

În vederea analizării și a optimizării funcționării sistemelor energetice, termodinamica oferă cercetătorilor drept instrumente de lucru, principiile ce stau la baza acestei discipline. În practica inginerescă este utilizat cu preponderență primul principiu al termodinamicii, respectiv analiza sistemelor prin prisma bilanțului energetic. O analiză efectuată doar în conformitate cu acest prim principiu, nu oferă o imagine completă și reală atunci când sunt analizate mai multe forme de energie. Acest lucru se întâmplă deoarece bilanțul energetic este unul cantitativ, neținând cont de calitatea formelor de energie. În prezenta teză s-au utilizat ambele principii ale termodinamicii, însă cu preponderență cel de al doilea principiu. Analiza exergetică a fost utilizată în toate capitolele, indiferent de sistemul sau ansamblul de sisteme studiat dovedindu-se a fi singura tehnică viabilă ce poate pune în evidență distrugerea potențialului de a efectua lucru mecanic.

Dacă prin bilanțul energetic sunt puse în evidență pierderile energetice sensibile, datorate interacțiunii cu mediul ambiant, analiza exergetică reliefează distrugerile interne, ce apar ca urmare a schimbării calității energiei. Se pot depista astfel elementele din sistem unde au loc cu preponderență distrugerile de exergie, precum și influența parametrilor funcționali asupra randamentului final. În urma analizei exergetice rezultă soluții pentru îmbunătățirea funcționării, ce pot implica introducerea de noi echipamente și alegerea unui regim de funcționare optim.

Un prim calcul de pierderi efectuat cu ajutorul programului TTH, a fost făcut asupra ultimului nivel al clădirilor IUT Ville d'Avray, rezultând puterea frigorifică de instalat.

Analiza energetică a mașinii frigorifice cu absorbție cu bromură de litiu a fost realizată prin crearea modelului în softul Thermoptim, în timp ce analiza energo-exergetică a presupus dezvoltarea modelului matematic în EES (Engineering Equation Solver). Tehnica de studiu exergetic al mașinii frigorifice cu absorbție a pus în evidență distrugeri mari de exergie la nivelul absorbitorului și generatorului, însumând mai mult de 75% din totalul sistemului. Rezultatele au indicat ca factor principal al acestor distrugeri, diferența mare de temperatură dintre cei doi curenți ce fac legătura între aceste componente, rezultând utilitatea introducerii unui schimbător recuperator. O altă măsură luată în vederea îmbunătățirii procesului de absorbție a fost recircularea unei fracții din debitul de soluție la absorbitor, rezultând diminuarea distrugerilor de exergie, ce sunt favorizate de creșterea temperaturii la nivelul generatorului. S-au evaluat mai multe regimuri de funcționare ce a implicat modificări ale diferitelor temperaturi la nivelul condensatorului/absorbitorului și generatorului.

Studiul mașinii frigorifice cu eiecție a fost făcut prin implementarea modelului matematic în EES. În prima parte s-a făcut o evaluare a mai multor fluide de lucru. Considerând valorile presiunii de fierbere, performanțele și faptul că sursa caldă reprezentată de gazele de ardere are temperaturi ridicate, s-a optat după un calcul comparativ în care au

fost considerați mai mulți potențiali agenți frigorifici, pentru utilizarea apei. S-a identificat ejectorul ca fiind componentul responsabil de cea mai mare parte a distrugerilor de exergie, fiind evidențiată influența pozitivă pe care o are creșterea temperaturii din generatorul de vapori. A fost studiată modificarea performanțelor mașinii frigorifice la variația parametrilor decizionali. A fost pusă în evidență importanța pe care o are creșterea coeficientului de eiecție asupra sporirii capacității de a produce efect frigorific.

Studiul de caz efectuat asupra centralei de cogenerare CET Vest Energo și a rețelei de termoficare aferente, a fost realizat pe baza parametrilor medii înregistrați în sezonul de încălzire 2011-2012. Pentru efectuarea analizei exergetice s-a calculat potențialul exergetic pe baza compoziției chimice a combustibilului rezultată din buletinul de analiză cromatografică a gazului. S-a putut constata importanța cogenerării care aduce o creștere semnificativă a randamentului exergetic al sursei, fapt datorat cu precădere producerii de energie electrică, un produs nobil din punctul de vedere al convertibilității în alte forme de energie. Randamentul exergetic al motoarelor ce funcționează în regim de cogenerare a rezultat de trei ori mai mare decât al boilerului, deși energetic performanțele celor două echipamente sunt similare. Tot analiza exergetică a pus în evidență degradarea calității energiei ca urmare a modificării parametrilor în punctul termic, fapt insesizabil la bilanțul energetic.

În ultimul capitol s-a realizat integrarea și studierea funcționării sistemului alcătuit dintr-un motor, mașină frigorifică, boiler pentru suplimentarea sarcinii, schimbător pentru prepararea ACC, propunându-se o schemă funcțională. S-a luat în calcul producerea de apă caldă prin recuperarea căldurii de la apa de răcire a motorului, producerea de frig prin recuperarea potențialului gazelor de ardere și suplimentarea acestuia cu o sursă secundară, respectiv un boiler. S-au introdus mai multe tipuri de randamente prin care s-au putut stabili zonele din sistem în care au loc distrugerii mari de exergie. Optimizarea sistemului a presupus o variație a mai multor parametri decizionali ai subsistemelor. Au fost modificate sarcinile de funcționare ale motorului, temperaturile la nivelul generatorului și tipul de mașină frigorifică. S-au calculat randamentele în cazul producerii doar a energiei electrice, randamentele exergetice ale funcționării în regim de cogenerare : electricitate–frig ; electricitate–ACC și în regim de trigenerare : electricitate–frig–ACC. S-a stabilit că o funcționare optimă presupune un regim de încărcare al motorului de 100% și integrarea în sistemul de trigenerare a mașinii frigorifice cu absorbție, în defavoarea celei cu eiecție. Motivarea este dată energetic prin faptul că în această variantă se utilizează minimum de căldură produsă în sursa secundară, căldură care costă și exergetic prin randamentul superior.

Importanța trigenerării este pusă în evidență prin faptul că se maximizează randamentul motorului prin recuperarea potențialului produselor secundare și transformarea lor în efect util.

C.2. CONTRIBUȚII ORIGINALE

Prezenta teză de doctorat, aduce următoarele contribuții originale:

- simularea și analizarea funcționării mașinii frigorifice cu absorbție simplă, îmbunătățită cu schimbător regenerativ și cu recircularea unei fracții din debit la absorbitor cu ajutorul Thermoptim și Engineering Equation Solver, pe baza principiilor analizei exergetice;
- simularea și analizarea funcționării mașinii frigorifice cu eiecție cu ajutorul Thermoptim și Engineering Equation Solver, pe baza principiilor analizei exergetice;
- identificarea echipamentelor ce introduc ireversibilități în funcționarea mașinilor frigorifice, oferirea de soluții de îmbunătățire a performanțelor și găsirea unui regim optim de funcționare;
- calcularea exergiei chimice a unui combustibil gazos real, conform compoziției cromatografice;

- simularea și analizarea funcționării sistemului de trigenerare, pe baza analizei exergetice;
- găsirea schemei funcționale și a regimului de funcționare optim, pentru sistemul de trigenerare.

Considerând cele expuse în această teză, se poate concluziona că analiza exergetică nu este un scop în sine, ci o metodă prin care poate fi obținută o dezvoltare durabilă, chiar în condițiile utilizării surselor de energie neregenerabile. Acest lucru este posibil deoarece principiul analizei exergetice, care înseamnă conștientizarea faptului că exergia spre deosebire de energie nu se transformă, ci doar se distruge, este echivalent cu unul dintre obiectivele dezvoltării durabile și anume minimizarea ireversibilităților.

C.3. PERSPECTIVE DE DEZVOLTARE ULTERIOARĂ

Studiile și rezultatele prezentate în această teză deschid perspective de dezvoltare în viitor a mai multor subiecte, din care pot fi menționate:

- Analiza și simularea funcționării ansamblului de cogenerare în regim de iarnă;
- Efectuarea analizei exergo-energetice a centralelor de cogenerare pentru o estimare corectă costului de producție a electricității și energiei termice, în vederea stabilirii prețului utilităților ținând cont de calitatea formei de energie produse.
- Analiza și simularea mașinii frigorifice cu absorbție de bromură de litiu în două trepte și studierea sistemului rezultat pe principii exergetice;
- Analiza oportunității introducerii în schemă a panourilor solare, în vederea renunțării la utilizarea boilerului și a dezvoltării conceptului de *solar cooling*;
- Efectuarea analizei exergetice a mașinii frigorifice ce utilizează energia solară.

BIBLIOGRAFIE

- [1] EU Energy in figures 2012, European Commission, Luxembourg: Publications Office of the European Union, 2012.
- [2] *D. Favrat, F. Marechal*, „The challenge of introducing an exergy indicator in a local law on energy”, Agia Pelagia, Proceedings of ECOS 2006, Aghia Pelaghia, Crete, Greece, 1996.
- [3] *M.J. Moran, H.N. Shapiro*, Fundamentals of engineering thermodynamics, New York, John Wiley & sons, 2006.
- [4] *A. Dobrovicescu*, Principiile analizei exergoeconomice, Editura Politehnica Press, Bucuresti, 2006.
- [5] *M. A. Rosen, M. N. Le, I. Dincer*, „Efficiency analysis of a cogeneration and district, Applied Thermal Engineering”, **vol. 25**, no. 1, Jan. 2005, pp. 147–159.
- [6] *I. Dincer, M.A. Rosen*, EXERGY: Energy, Environment and Sustainable Development, Elsevier, 2006.
- [7] *D.W. Wu, R.Z. Wang*, „Combined cooling, heating and power: A review”, Progress in Energy and Combustion Science, **vol. 32**, no. 5-6, Sept.-Nov. 2006, pp.459-495.
- [8] *M. Anheden*, Analysis of gas turbine system for sustainable energy conversion. PhD Thesis. Sweden: Royal Institute of Technology; 2000.
- [9] *A. Poullikkas*, “An overview of current and future sustainable gas turbine technologies”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, **vol. 9**, no. 5, Oct. 2005, pp. 409-443.
- [10] *M. Korobitsyn*, New and Advanced Energy Conversion Technologies. Analysis of Cogeneration, Combined and Integrated Cycles , Ph.D. Thesis, Laboratory of Thermal Engineering, University of Twente, the Netherlands, ISBN 90 365 1107 0, 1998.
- [11] *C.F. McDonald*, Large Closed Cycle Gas Turbine Plants, Sawyer’s Gas Turbine Engineering Handbook, 3rd ed., **Vol II**, Ch. 8, Ed. Sawyer, J.W., Turbomachinery International Publications, Norwalk, Con., USA, 1985.
- [12] *J. Janes*, A fully enhanced gas turbine for surface ships. ASME paper 96-GT-527; 1996.
- [13] *C.H. Marston, M. Hyre*, “Gas turbine bottoming cycles: triple-pressure steam versus Kalina”, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, **vol. 117**, 1995, pp. 10–15.
- [14] <http://www.siemenswestinghouse.com>.
- [15] <http://www.gepower.com>.
- [16] *S. Bandyapadhyay, N.C. Bera, S. Bhattacharyya*, “Thermoeconomic optimization of combined cycle power plants”, Energy Conversion and Management, **vol. 42**, 2001, pp. 359–371.
- [17] *A. Franco, C. Casarosa*, “On some perspectives for increasing the efficiency of combined cycle power plants”, Applied Thermal Engineering, **vol. 22**, no. 13, Sept. 2002, pp. 1501-1518.
- [18] *P.A. Valdimarsson, L. Eliasson*, “Factors influencing the economics of the Kalina power cycle and situations of superior performances”, International Geothermal Conference, Reykjavik, Sept. 2003, pp. 32 - 40
- [19] *T. Heppenstall*, Advanced gas turbine cycles for power generation: a critical review. Appl Therm Eng, vol. 18, 1998, pp. 837–46.
- [20] *J. L. Sohn, T. W. Song, J. H. Kim, T. S. Kim and S. T. Ro*, „Exergy-Based Performance Analysis of the Heavy-Duty Gas Turbine in Part-Load Operating Conditions”, Exergy, **vol. 2**, no. 2, 2002, pp. 105-112.
- [21] *S. C. Kaushik, S. K. Tyagi and M. K. Singhal*, „Parametric Study of an Irreversible Regenerative Brayton Cycle with Isothermal Heat Addition”, Energy Conversion and Management, **vol. 44**, no. 12, 2003, pp. 2013-2025.
- [22] *A. Khaliq and S. C. Kaushik*, „Thermodynamic Performance Evaluation of Combustion Gas Turbine Cogeneration System with Reheat”, Applied Thermal Engineering, vol. 24, no. 13, 2004, pp. 1785-1795.
- [23] *D.-C. Sue and C.-C. Chuang*, „Engineering Design and Exergy Analyses for Combustion Gas Turbine Based Power Generation System”, Energy, **vol. 29**, no. 8, 2004, pp. 1183-1205.
- [24] *A. Datta, S. Sengupta and S. Dutttagupta*, “Exergy Analysis of a Coal-Based 210 mw Thermal Power Plant”, International Journal of Energy Research , **vol. 31**, no. 1, 2007, pp. 14-28.

- [25] *Y. Dai, J. Wang and L. Gao*, “Exergy Analyses and Parametric Optimizations for Different Cogeneration Power Plants in Cement Industry”, *Applied Energy*, **vol. 86**, no.6, 2009, pp. 941-948.
- [26] *A. Khaliq*, “Exergy Analysis of Gas Turbine Trigeneration System for Combined Production of Power Heat and Refrigeration”, *Refrigeration*, **vol. 32**, no. 3, 2009, pp 534-545.
- [27] *F. A. Al-Sulaiman, I. Dincer, F. Hamdullahpur*, “Energy and exergy analyses of a biomass trigeneration system using an organic Rankine cycle”, *Energy*, **vol. 45**, no. 1, Sept. 2012, pp. 975-985.
- [28] *A. Marin, A. Untea, L. Grosu, A. Dobrovicescu*, “Parametric and exergy analysis of a combined cooling and power Organic Rankine Cycle”, *Proceedings of the 3rd International Conference on Microgeneration and related Technologies*, Naples, 15-17 April 2013, CD Publication
- [29] *B. Agnew, M. Talbi, M. Mostafavi*, „Combined Power and Cooling, An Analysis of the Combined Diesel-Absorption Cycle”, *Journal of Applied Thermal Engineering*, **vol. 19**, Aug. 1999, pp. 1097-1105.
- [30] *J.L. Silveira, J.A. Carvalho, I.A.Villela*, “Combined cycle versus one thousand diesel power plants: pollutant emissions, ecological efficiency, and economic analysis. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* April 2007, **vol. 11**, no. 3, pp. 524–535.
- [31] *R.J. Primus, P.F. Flynn*, “The assessment of losses in diesel engines using second law analysis. ASME WA-Meeting”, Anaheim CA. *Proceedings of the AES*; 1986. pp. 61–68.
- [32] *C.D. Rakopoulos, E.G. Giakoumis*, “Second-law analyses applied to internal combustion engines operation, *Progress in Energy and Combustion Science*”, **vol. 32**, no. 1, 2006, pp. 2-46.
- [33] *E.P. Gyftopoulos*, “Fundamentals of analyses of processes” *Energy Conversion Management*, **vol. 38**, 1997, pp. 1525–1533.
- [34] *X.Q. Kong, R.Z. Wang, J.Y. Wu, X.H. Huang, Y. Huangfu, D.W. Wu, Y.X. Xu*, “Experimental investigation of a micro-combined cooling, heating and power system driven by a gas engine”, *International Journal of Refrigeration*, **vol. 28**, no. 7, Nov. 2005, pp. 977-986.
- [35] *M. Kanoglu, S. Kazım Işık, A. Abuşoğlu*, “Performance characteristics of a Diesel engine power plant, *Energy Conversion and Management*”, **vol. 46**, no. 11–12, July 2005, pp. 1692-1702.
- [36] *A. Abusoglu, M. Kanoglu*, “First and second law analysis of diesel engine powered cogeneration systems”, *Energy Conversion and Management*, **vol. 49**, no. 8, August 2008, pp. 2026-2031.
- [37] *M. Kanoglu, I. Dincer*, “Performance assessment of cogeneration plants”, *Energy Conversion and Management*, **vol. 50**, no. 1, Jan. 2009, pp 76-81.
- [38] *A. Untea, A. Dobrovicescu, T. Prisecaru, E.C. Mladin, M. Prisecaru*, “Exergetic Analysis of a thermal station in a district heating system”, *Proceedings of SEBUA-12 ICHMT, International Symposium on Sustainable Energy in Buildings and Urban Areas*, July 14-20, 2012, Kusadasi, Turkey, DOI: 10.1615/ICHMT.2012.SEBUA-12.260
- [39] *V. Radenco, A. Florescu, T. Duicu, N. Burchiu, S. Dimitriu, P. Zdrengea, M. Ghițulescu, A. Dobrovicescu, T. Dragomir*, *Instalații de pompe de căldură*, București, Editura Tehnică, 1985.
- [40] *S.M Zubair, M Yaqub, S.H Khan*, Second-law-based thermodynamic analysis of two-stage and mechanical-subcooling refrigeration cycles, *International Journal of Refrigeration*, **vol. 19**, no. 8, Nov. 1996, pp. 506-516.
- [41] *L.Grosu, V. Radenco, M. Feidt, R. Belenmir*, „Thermodynamique en temps fini des machines à production de froid et de chaleur à deux réservoirs. Comparaison avec l’approche thermoéconomique”, *Temotehnica*, no. 1, 2002, pp. 13-25
- [42] *W. Malinowska, L. Malinowski*, „Parametric study of exergetic efficiency of a small-scale cogeneration plant incorporating a heat pump”, *Applied Thermal Engineering*, **vol. 23**, no. 4, March 2003, pp. 459–472.
- [43] *R. Lazzarin, M. Noro*, „District heating and gas engine heat pump: Economic analysis based on a case study”, *Applied Thermal Engineering*, **vol. 26**, no. 2–3, Feb. 2006, pp. 193-199.
- [44] *O. Kwon, D. Cha, C. Park*, „Performance evaluation of a two-stage compression heat pump system for district heating using waste energy”, *energy*, **vol. 30**, no. 1-7, June 2013, <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2013.05.012>
- [45] *E.E. Vasilescu*, *Instalații frigorifice cu absorbție și cu eiecție, teorie și aplicații*, Editura Pritech, București, 2003.
- [46] *S.C. Kaushik, A. Arora*, „Energy and exergy analysis of single effect and series flow double effect water–lithium bromide absorption refrigeration systems”, *International Journal of Refrigeration*, **vol. 33**, no. 6, 2009, pp. 1247 – 1258.

- [47] *L.Grosu, A.Dobrovicescu, A.Untea, P.Rochelle* , „Study of a solar absorption cooling system : size and numerical simulations”, *International Journal of Exergy*, 2013, accepted for publication
- [48] <http://www.fchart.com/ees/>
- [49] <http://www.thermoptim.org>
- [50] *B.M. Ziapour, A.Abbasy*, „First and second laws analysis of the heat pipe/ejector refrigeration cycle”, *Energy*, **vol.** 35, no. 8, Aug. 2010, pp. 3307-3314.
- [51] *A. Untea, A. Dobrovicescu, L.Grosu, E.C. Mladin*, *Energy And Exergy Analysis Of An Ejector Refrigeration System*, *Buletinul UPB, Seria D Inginerie Mecanică*, 2013, accepted for publication
- [52] *J. Nick-Leptin*, *Political framework for research and development in the field of renewable energies*, *International Conference Solar Air conditioning*, Staffelstein, 2005
- [53] *D. S. Kim, C. A. Infante Ferreira*, “Solar refrigeration options - a state of the art review”, *Int. J. Refrigeration*, **vol.** 31, 2008, pp. 3-15.
- [54] *J. P. Praene, O. Marc, F. Lucas, F. Miranville*, “Simulation and experimental investigation of solar absorption cooling system in Reunion Island”, *Applied Energy*, **vol.** 88, no.3, March 2011, pp. 831-839
- [55] *A. Hunter Fanney, M. W. Davis, B. P. Dougherty, D. L. King, W. E. Boyson, J. A. Kratochvil*, “Comparison of Photovoltaic Module Performance Measurements”, *Journal of Solar Energy and Engineering*, **vol.** 128, no. 2, May 2006, pp. 152 – 160.
- [56] *H. M. Henning*, “Solar assisted air conditioning of buildings-an overview”, *Applied Thermal Engineering*, **vol.** 27, no. 10, July 2007, pp. 1734-1749.
- [57] *U. Eicker, D. Pietruschka*, “Optimisation and Economics of Solar Cooling Systems”, *Advances in Building Energy Research*, **vol.** 3, no. 1, 2009, pp. 45-82.
- [58] *F. Ziegler*, “State of the art in absorption heat pumping and cooling technologies”, *International Journal of Refrigeration*, **vol.** 25, no. 4, 2002, pp. 450-459.
- [59] *A. Karno, S. Ajib*, “Thermodynamic analysis of an absorption refrigeration machine with new working fluid for solar applications”, *Heat Mass Transfer*, **vol.** 45, 2008, pp. 71–81.
- [60] *I. Pilatowsky, W. Rivera, R.J. Romero*, “Thermodynamic analysis of monomethylamine–water solutions in a single-stage solar absorption refrigeration cycle at low generator temperatures”, *Solar Energy Mater Solar Cells*, **vol.** 70, 2001, pp. 287–300.
- [61] *R.J. Romero, L. Guillen, I. Pilatowsky*, “Monomethylamine–water vapour absorption refrigeration system”, *Appl Therm Eng*, **vol.** 25, 2005, pp. 867–76.
- [62] *L. Zhu, J. Gu*, “Thermodynamic analysis of a novel thermal driven refrigeration system”. *World Acad Sci Eng Technol*, **vol.** 56, 2009, pp. 351–355.
- [63] *J.T. Safarov*, “The investigation of the (p, r, T) and (ps, rs, Ts) properties of $\{(1 - x)\text{CH}_3\text{OH} + x\text{LiBr}\}$ for the application in absorption refrigeration machines and heat pumps”, *J Chem Thermodyn*, **vol.** 35, 2003, pp. 1929–1936.
- [64] *S. Wu, I.W. Eames*, “Innovations in vapour-absorption cycles”, *Appl Energy*, **vol.** 66, 2000, pp. 251–66.
- [65] *Y. Kaita*, “Thermodynamic properties of lithium bromide–water solutions at high temperatures”, *Int J Refrig*, **vol.** 24, 2001, pp. 374–90.
- [66] *H.T. Chua, H.K. Toh, A. Malek, K.C. Ng, K. Srinivasan*, “Improved thermodynamic property field of LiBr–H₂O solution”, *Int J Refrig*, **vol.** 23, 2000, pp. 412–29.
- [67] *S.Q. Abu-Ein, S.M. Fayyad, W. Momani, M. Al-Bousoul*, “Performance analysis of solar powered absorption refrigeration system”, *Heat Mass Trans*, **vol.** 46, 2009, pp. 137–45.
- [68] *S.El May, I. Boukholda, and A. Bellagi*, “Energetic and exergetic analysis of a commercial ammonia–water absorption chiller”, *International. Journal of Exergy*, **vol.** 8, no. 1, 2011, pp.33–50.
- [69] *M. Venegas, M. Izquierdo, M. de Vega, A. Lecuona*, “Thermodynamic study of multistage absorption cycles using low-temperature heat”, *Int J Energy Res*, **vol.** 26, 2002, pp. 775–791.
- [70] *J.F. Wang, G.C. Gao, G.M. Chen*, “An improved absorption refrigeration cycle driven by unsteady thermal sources below 100 °C”, *Int J Energy Res*, **vol.** 24, 2000, pp. 633–640.
- [71] *J. Fernandez-Seara, J. Sieres, M. Vazquez*, “Compression–absorption cascade refrigeration system”, *Appl Therm Eng*, **vol.** 26, 2006, pp. 502–512.
- [72] *Y. He, G. Chen*, “Experimental study on an absorption refrigeration system at low temperatures”, *Int J Therm Sci*, **vol.** 46, 2007, pp. 294–299.

- [73] A.A. Manzela, S.M. Hanriot, L. Cabezas-Gomez, J.R. Sodre, "Using engine exhaust gas as energy source for an absorption refrigeration system", *Appl Energy*, **vol. 87**, 2010, pp. 1141–8.
- [74] J. Koehler, W.J. Tegethoff, D. Westphalen, M. Sonnekalb, "Absorption refrigeration system for mobile applications utilizing exhaust gases", *Heat Mass Transfer*, **vol. 32**, 1997, pp. 333–340.
- [75] I. Hilali, M.S. Soylemez, "On the optimum sizing of exhaust gas-driven automotive absorption cooling systems", *Int J Energy Res*, **vol. 32**, 2008, pp. 655–60.
- [76] R.D. Misra, P.K. Sahoo, S. Sahoo, A. Gupta, "Thermoeconomic optimization of a single effect water/LiBr vapour absorption refrigeration system", *Int J Refrig*, **vol. 26**, 2003, pp. 158–169.
- [77] F. Asdrubali, S. Grignaffini, "Experimental evaluation of the performances of a H₂O–LiBr absorption refrigerator under different service conditions". *Int J Refrig*, **vol. 28**, 2005, pp. 489–96.
- [78] A. Bejan, *Entropy generation minimization*, CRC Press, New York, 1996.
- [79] A. Sencan, A. Kemal, A. Soteris, "Exergy analysis of lithium bromide/water absorption systems, *Renewable Energy*", **vol. 30**, no. 5, 2005, pp.645-656.
- [80] S. Aphornratana, T. Sriveerakul, "Experimental studies of a single-effect absorption refrigerator using aqueous lithium–bromide: effect of operating condition to system performance", *Experimental Thermal and Fluid Science*, **vol. 33**, no. 2, 2007, pp. 658-669.
- [81] F.P. Zadeh, , N. Bozorgan, "The energy and exergy analysis of a single effect absorbtion chiller, *International Journal Advanced Design and Manufacturing Technology*", **vol. 4**, no. 4, 2011, pp. 19-26.
- [82] M. Izquierdo, S. Aroca, "Lithium bromide high-temperature absorption heat pump: coefficient of performance and exergetic efficiency", *International Journal of Energy Resources*, **vol. 14**, 1990, pp. 281-291.
- [83] MC 001/2006, Metodologie de calcul al performanței energetice a clădirilor, Monitorul Oficial al României, 2006
- [84] M. Kilic and O. Kaynakli, "Second Law Based Thermodynamic Analysis of Water Lithium Bromide Absorption Refrigeration System", *International Journal of Energy*, **vol. 32**, no. 8, August 2007, pp.1505-1512.
- [85] V. Radcenco, S. Porneala, A. Dobrovicescu, *Procese în instalații frigorifice (Refrigeration Processes)*, Editura Didactica si Pedagogica, București, 1983.
- [86] M. Heymann, W. Resnick, "Optimum ejector design for ejector-operated refrigeration", *Israel J. of Tech.*, **vol. 2**, 1964, pp. 242.
- [87] K. Tyagi, K. Murty, "Ejector-compression systems for cooling: utilising low grade waste", *Heat Recovery Syst*, **vol. 5**, 1985, pp. 545-550.
- [88] F. Chen, C. Hsu, "Performance of ejector heat pumps", *Energy Res*, **vol. 11**, 1987, pp. 289-300.
- [89] B. Huang, C.H. Jiang, "Ejector performance characteristics and design analysis of jet refrigeration systems", *Transact. ASME*, **vol. 107**, 1985, pp. 792-802.
- [90] R. Dorantes, A. Lallemand, "Prediction of performance of a jet cooling system operating with pure refrigerants or non-azeotropic mixtures", *Int. J. Refrigerat*, **vol. 18**, no. 1, 1995, pp. 21-30.
- [91] L. Boumaraf, A. Lallemand, "Modeling of an ejector refrigerating system operating in dimensioning and ofdimensioning conditions with the working fluid R142b and R600a", *Appl. Therm. Eng*, **vol. 29**, 2009, pp. 265-274.
- [92] R. Dorantes Rodriguez, C. Estrada Gazca, I. Pilatowsky Figueroa, "Mathematical simulation of a solar ejector-compression refrigeration system", *Appl. Therm. Eng*, **vol. 16**, no. 8/9, 1996, pp. 669-675.
- [93] N. Al-Khalidy, "An experimental study of an ejector cycle refrigeration machine operating on r113, *Int. J. Refrigerat*", **vol. 21**, no. 8, 1998, pp. 617-625.
- [94] C. Kanjanapon, A. Satha, "Ejectors: applications in refrigeration technology", *Renew. Sustain. Energ. Rev*, **vol. 8**, 2004, pp. 129-155.
- [95] D.W. Sun, "Comparative study of the performance of an ejector refrigeration cycle operating with various refrigerants", *Energy Conversion and Management*, **vol. 40**, no. 8, May 1999, pp.873-884.
- [96] E. Rogdakis, G. Alexis, "Design and parametric investigation of an ejector in an air-conditioning system", *Applied Thermal Engineering*, **vol. 2**, no. 20, February 2000, pp.213-226.
- [97] K. Cizung, A. Mani, M. Groll, "Performance comparison of vapour jet refrigeration system with environment friendly working fluids", *Applied Thermal Engineering*, **vol. 21**, no. 5, April 2001, pp. 585-598.

- [98] A. Selvaraju, A. Mani, “Analysis of an ejector with environment friendly refrigerants, Applied Thermal Engineering”, **vol.** 24, no. 5–6, April 2004, pp. 827–838.
- [99] S.B. Riffat, S.A. Omer, “CFD modelling and experimental investigation of an ejector refrigeration system using methanol as the working fluid”, International Journal of Energy Research, **vol.** 25, no. 2, February 2001, pp. 115-128.
- [100] Y. Jianlin, R. Yunfeng, C. Hua, L. Yanzhong, “Applying mechanical subcooling to ejector refrigeration cycle for improving the coefficient of performance”, Energy Conversion and Management, **vol.** 48, 2007, pp. 1193-1199.
- [101] T. Sankaral, A. Mani, “Experimental investigations on ejector refrigeration system with ammonia” Renewable Energy, **vol.** 32, no. 8, July 2007, pp. 1403–1413.
- [102] Y. Jianlin, D. Zhenxing, “Theoretical study of a transcritical ejector refrigeration cycle with refrigerant R143a”, Renewable Energy, **vol.** 35, 2010, pp. 2034-2039.
- [103] M. Sokolov, D. Hershgal, “Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat part1, 2 and3”. Int. J.Refrigerat, **vol.** 13, 1990, pp. 351-356.
- [104] V.O. Petrenko, B.I. Huang, V.O. Ierin, “Design-theoretical study of cascade CO₂ sub-critical mechanical compression/butane ejector cooling cycle”, Int. J. Refrigerat, **vol.** 34, 2011, pp. 1649-1656.
- [105] H. Keenan, E.P. Neumann, F. Lustwerk, “An Investigation of Ejector Design by Analysis and Experiment, Journal of Applied Mechanics Transactions”, **vol.** 72, 1950, pp.299 – 309.
- [106] A. Bejan, G. Tsatsaronis, M. Moran, Thermal Design and Optimization, John Wiley, New-York, 1996.
- [107] G. Tsatsaronis, M.H. Park, “On avoidable and unavoidable exergy destructions and investment costs in thermal systems”, Energy Conversion and Management, **vol.** 43, no.12, 2002, pp. 1259-1270.
- [108] J. Szargut, D.R. Morris, F.R. Stewart, Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical process, Hemisphere Publishing Corp, New York, 1988