



UNIUNEA EUROPEANĂ



GUVERNUL ROMÂNIEI  
MINISTERUL MUNCII, FAMILIEI  
ȘI PROTECȚIEI SOCIALE  
AMPCSDRU



Fondul Social European  
POSDRU 2007-2013



Instrumente Structurale  
2007-2013



MINISTERUL  
EDUCAȚIEI,  
CERCETĂRII  
ȘI SPORTULUI

OIPOSDRU



UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"  
din BUCUREȘTI

FONDUL SOCIAL EUROPEAN

Investește în oameni!

Programul Operațional Sectorial pentru Dezvoltarea Resurselor Umane 2007 – 2013

Proiect POSDRU/88/1.5/S/60203 – Dezvoltarea de cariere științifice competitive prin programe de burse doctorale (COMPETE)



**UNIVERSITATEA POLITEHNICA DIN BUCUREȘTI**  
Facultatea de Inginerie Mecanică și Mecatronică  
Departamentul Termotehnică, Motoare, Echipamente termice și frigorifice  
**UNIVERSITÉ PARIS OUEST NANTERRE LA DÉFENSE**  
Pôle Scientifique et Technologique de Ville d'Avray

université  
**Paris Ovest**  
Nanterre La Défense

Nr. Decizie Senat 218 din 24.07.2012

# TEZĂ DE DOCTORAT

Contribuții la dezvoltarea unor Metode ale Termodinamicii Ireversibile  
Inginerești, aplicate în studiul analitic și experimental al mașinilor Stirling  
și cvasi-Carnot

Développement de méthodes thermodynamiques pour l'ingénieur: étude  
analytique et expérimentale de machines quasi-Carnot et Stirling

**Autor:** Ing. DOBRE CĂTĂLINA GEORGIANA

## COMISIA DE DOCTORAT

Președinte	Alexandru Dobrovicescu	de la	UPB
Conducător de doctorat-1	Stoian Petrescu	de la	UPB
Conducător de doctorat-2	Pierre Rochelle	de la	Université Paris Ovest Nanterre La Défense, France
Referent	Gheorghe Dumitrașcu	de la	Universitatea Gheorghe Asachi, România
Referent	Michel Feidt	de la	Université de Lorraine – LEMTA Nancy, France
Referent	Monica Costea	de la	UPB
Referent	Lavinia Grosu	de la	Université Paris Ovest Nanterre La Défense, France

București 2012



*Mamei mele, pentru că nu a putut să facă școala pe care ar fi meritat-o,  
Fratelui meu, pentru criticile constructive,  
Lui George, pentru tot restul..*





## **Rezumat**

Lucrarea prezintă ansamblul rezultatelor cercetărilor desfășurate de autoare, referitoare la :

- ☞ Analiza generării de entropie și evaluarea performanțelor ciclului ireversibil Carnot;
- ☞ Aplicarea Metodei Directe, Metodei Termodinamicii cu Dimensiuni Fizice Finite (TDFF), Metodei Izoterme a lui Schmidt și a modelului adiabat al lui Finkelstein, în studiul mașinilor Stirling – motoare și mașini ce funcționează după cicluri inversate (receptoare), și confruntarea rezultatelor analitice cu cele experimentale.

**Prima parte** a tezei cuprinde studiul ciclului ireversibil Carnot, direct și inversat, ținând cont de viteza finită a proceselor. Studiul este bazat pe o nouă metodă de optimizare a proceselor și ciclurilor cu viteză finită, Metoda Directă de studiu și evaluare a ireversibilităților. Performanțele acestor cicluri sunt evaluate prin relații analitice, ținând cont de ireversibilitățile interne generate de viteza finită, mai cu seamă, pierderile de presiune datorate (1) laminării (2) vitezei finite a pistonului (3) frecărilor interne și mecanice (4) ireversibilitatea datorată pierderilor de căldură.

Aceste ireversibilități sunt conținute de expresia Primului Principiu al Termodinamicii pentru procesele ce se desfășoară cu viteză finită, iar aplicarea acesteia conduce direct și pe cale analitică la expresia randamentului sau a coeficientului de performanță și a generării de entropie în funcție de viteză finită a proceselor și a altor parametri geometrici și funcționali ai mașinii.

**Cea de a doua parte** a tezei prezintă aplicarea modelelor de analiza termodinamică (Metoda Directă, Metoda Termodinamicii cu Dimensiune Fizică Finită, modelul izoterm al lui Schmidt și modelul adiabat al lui Finkelstein) în studiul mașinilor Stirling –motoare și receptoare, și confruntarea rezultatelor analitice cu cele experimentale. Aceste trei modele de analiză termodinamică au fost adaptate și aplicate în studiul ireversibilităților generate în timpul funcționării unei mașini termice Stirling tip  $\beta$ , caracterizată printr-un aranjament al pistonului motor, cel motor și al schimbătoarelor de căldură într-un singur cilindru. Dispozitivul experimental analizat poate funcționa după un ciclu direct sau inversat (motor sau receptor) între două surse de căldură aflate la temperatura constantă.

Analiza proceselor de transfer de căldură și de curgere a gazului de lucru, ce au loc în motorul Stirling tip  $\alpha$ , cu care este echipat micro-cogeneratorul analizat, este efectuată utilizând un model adiabatic monodimensional. Această analiză este caracterizată de divizarea motorului în cinci volume de control, cărora li se aplică ecuațiile gazelor perfecte și ecuațiile conservării masei și energiei.

Unitatea de micro-cogenerare utilizează un motor Stirling cu combustie externă a gazului natural. Motorul utilizat este un motor Stirling cu patru pistoane dublu-efect. Geometria complexă a schimbătoarelor de căldură a fost determinată prin măsurători optice.

Dimensiunile geometrice au servit de asemenea la alimentarea algoritmului propus de Metoda Directă și a modelului izoterm al lui Schmidt.

Rezultatele experimentale originale obținute pentru cele două motoare Stirling analizate permit evidențierea capacităților fiecărei metode studiate de a simula funcționarea reală a mașinii Stirling analizate și de a propune variante constructive îmbunătățite. Rezultatele modelelor de analiză studiate evidențiază influența ireversibilităților asupra performanțelor mașinii.

Pe baza rezultatelor cercetării întreprinse în prezenta teză de doctorat, se conturează comparații obiective și clare între posibilitățile și limitele fiecăreia dintre cele patru metode de analiză termodinamică studiate.

Au fost dezvoltate studii de sensibilitate și optimizare a parametrilor geometrici și funcționali, cu scopul de a propune îmbunătățirea sistemului, în vederea obținerii puterii sau randamentului maxim.

## *Résumé*

Le travail représente les résultats de l'auteur, obtenus dans le cadre de l'étude doctorale concernant:

✎ L'analyse de la génération d'entropie et l'évaluation des performances du cycle Carnot irréversible.

✎ L'application de la Méthode Directe, de la Méthode de la Thermodynamique en Dimensions Physiques Finies, de la méthode isotherme de Schmidt et du modèle adiabatique de Finkelstein, dans l'étude des machines Stirling – moteurs et récepteurs et confrontation avec l'expérience.

*La première partie* de la thèse comporte l'étude des machines à froid, en tenant compte de la vitesse finie des processus. L'approche est basée sur une nouvelle méthode d'optimisation des processus et cycles à vitesse finie, la Méthode Directe d'étude et évaluation des irréversibilités. Les performances de ces cycles sont évaluées en prenant en compte les irréversibilités internes générées par la vitesse finie, notamment (1) les pertes de pression dues au laminage, (2) les pertes de pression dues à la vitesse finie du piston, (3) les pertes de pression dues aux frottements interne et mécanique et (4) l'irréversibilité due aux pertes de chaleur. On obtient ainsi directement l'expression du rendement ou du coefficient de performance et de la génération d'entropie en fonction de la vitesse des processus et d'autres paramètres géométriques et fonctionnels.

*La deuxième partie* du mémoire présente l'application des modèles thermodynamiques (la Méthode Directe, la Méthode de la Thermodynamique en Dimensions Physiques Finies (TDPF), la méthode isotherme de Schmidt, la méthode adiabatique de Finkelstein) dans l'étude des machines Stirling – moteurs et récepteurs et confrontation avec l'expérience. La Méthode de la TDPF est une méthode qui regroupe les techniques de la thermodynamique en temps, vitesse et dimensions géométriques finies. Cette méthode introduit les exo-irréversibilités dues aux transferts de chaleur finis entre les réservoirs (source chaude, puits froid, régénérateur) et le fluide de travail et, de plus, considère les contraintes qui se présentent à l'ingénieur (la pression maximale, le volume maximum, les températures des réservoirs chaud et froid, la vitesse de rotation). La méthode isotherme de Schmidt est une méthode zéro-dimensionnelle qui permet l'étude de la machine divisée en trois volumes isothermes. Elle permet de décrire l'évolution de paramètres, comme le volume instantané (chaud, froid ou de régénération) ou la pression en fonction du temps. L'analyse des processus de transfert de la chaleur et d'écoulement du gaz de travail, ayant lieu dans le moteur Stirling d'un micro-cogénérateur, est effectuée en utilisant un modèle adiabatique monodimensionnel. Cette analyse repose sur la division du moteur Stirling en 5 volumes de contrôle auxquels on applique les équations des gaz parfaits et les équations de conservation de masse et d'énergie. Les résultats expérimentaux seront confrontés à ceux obtenus par les quatre méthodes de calcul, ce qui permettra de définir les paramètres d'ajustage afin de valider les modèles thermodynamiques. Cette confrontation permettra le développement d'une autre méthode, une combinaison des trois approches utilisées afin de modéliser au mieux le fonctionnement du système, préservant les avantages de chacune sur des intervalles de vitesse de rotation donnés. Des études de sensibilité et d'optimisation de paramètres géométriques et fonctionnels seront effectuées afin de proposer des améliorations de mise au point système pour fournir puissance et de rendement plus élevés.

## Cuprins

INTRODUCERE GENERALĂ	13
STUDIUL CICLULUI CVASI-CARNOT	
<b>Capitolul 1. INTRODUCERE</b>	<b>19</b>
1.1. Necesitatea dezvoltării unei noi ramuri a Termodinamicii –Termodinamica cu Viteză Finită	21
1.2. Elemente introductive în Termodinamica cu Viteză Finită	21
1.3. Noi concepte introduse de Termodinamica Ireversibilă cu Viteză Finită	23
1.4. Modele pentru exprimarea matematică a Principiului I pentru transformările de stare cu viteză finită (ireversibile)	26
1.4.1. <i>Cazul sistemelor închise (mașini cu piston)</i>	26
1.4.2. <i>Transformări de stare cu viteză finită (ireversibile) în mașinile cu piston</i>	28
1.5. Termodinamica ireversibilă cu viteză finită pentru sistemele complexe	29
1.5.1. <i>Determinarea lucrului mecanic în procesele termodinamice de viteză finită folosind Metoda Termodinamicii Ireversibile Fenomenologice</i>	29
1.5.2. <i>Principiul I combinat cu Principiul al II lea pentru studiul proceselor ireversibile cu viteză finită</i>	33
1.5.3. <i>Metoda Directă. Considerente generale</i>	34
<b>2. ANALIZA CICLULUI DIRECT CARNOT IREVERSIBIL CU AJUTORUL METODEI DIRECTE DEZVOLTATĂ ÎN CADRUL TERMODINAMICII CU VITEZĂ FINITĂ (TVF)</b>	<b>35</b>
2.1. Introducere	35
2.2. Diagrama T-S originală propusă de Metoda Directă	37
2.3. Analiza și optimizarea ciclului direct Carnot cu ireversibilități interne și externe	40
2.4. Rezultate ale optimizării ciclului direct Carnot ireversibil cu ajutorul Metodei Directe	45
2.5. Concluzii	50
<b>3. APLICAREA METODEI DIRECTE, DEZVOLTATĂ ÎN CADRUL TVF, ÎN STUDIUL CICLULUI INVERSAT CVASI-CARNOT IREVERSIBIL</b>	<b>52</b>
3.1. Introducere	52
3.2. Ecuații fundamentale ale TVF	53
3.3. Evaluarea performanțelor unui ciclu inversat cvasi-Carnot (în care faza de comprimare e tratată cu gaz perfect)	55

3.3.1. <i>Algoritmul Metodei Directe aplicat în studiul ciclului inversat cvasi-Carnot (în care faza de comprimare e tratată cu gaz perfect)</i>	55
3.3.2. <i>Rezultate ale aplicării modelului analitic dezvoltat cu ajutorul Metodei Directe</i>	58
3.4. Calculul performanțelor ( <i>COP</i> și <i>putere</i> ) și evaluarea generării de entropie internă într-un ciclu inversat cvasi-Carnot ce funcționează cu vapori (IFV)	60
3.4.1. <i>Introducere</i>	60
3.4.2. <i>Algoritmul Metodei Directe aplicat în studiul ciclului inversat cvasi-Carnot ce funcționează cu vapori</i>	61
3.4.2.1. <i>Expresii analitice pentru calculul performanțelor ciclului cvasi-Carnot inversat ce funcționează cu vapori</i>	62
3.4.2.2. <i>Expresii analitice pentru calculul generării interne de entropie în ciclul cvasi-Carnot ce funcționează cu vapori</i>	72
3.4.3. <i>Rezultate ale aplicării algoritmului de calcul dezvoltat cu ajutorul Metodei Directe</i>	74
3.4.4. <i>Studiu de sensibilitate</i>	77
3.5. Concluzii	81
<b>4. STUDIUL MAȘINILOR STIRLING</b>	<b>82</b>
4.1. <i>Introducere</i>	82
4.2. <i>Scurt istoric</i>	82
4.3. <i>Caracteristici esențiale ale motorului Stirling</i>	84
4.4. <i>Companii implicate în progresul mașinilor Stirling</i>	91
4.5. <i>Avantaje</i>	93
4.6. <i>Dezavantaje</i>	94
4.7. <i>Aplicații ale motoarelor Stirling</i>	95
<b>5. MODELE DE ANALIZĂ EXISTENTE ALE MOTORULUI STIRLING</b>	<b>98</b>
5.1. <i>Introducere</i>	98
5.2. <i>Analiza aproximativă</i>	99
5.3. <i>Analiza de ordin I</i>	100
5.4. <i>Analiza de ordin II</i>	100
5.4.1. <i>Analiza izotermă</i>	101
5.4.2. <i>Analiza adiabată</i>	101
5.4.3. <i>Analiza semi-adiabată</i>	101
5.5. <i>Analiza de ordin III sau cuplată</i>	101
5.6. <i>Descrierea diferitelor pierderi ale motorului</i>	103
5.7. <i>Concluzii</i>	108
<b>6. PREZENTAREA DISPOZITIVULUI EXPERIMENTAL (mașina Stirling tip beta)</b>	<b>109</b>

6.1. Descrierea elementelor constitutive ale motorului Stirling tip beta studiat	109
6.2. Ciclul descris de motorul Stirling de tip beta	111
6.3. Ciclul descris de mașina frigorifică Stirling de tip beta	112
6.4. Ciclul descris de pompa de căldură Stirling de tip beta	114
<b>7. STUDIU EXPERIMENTAL ȘI ANALITIC AL MOTORULUI STIRLING</b>	<b>115</b>
7.1. Exploatarea datelor experimentale	115
7.2. Aplicarea Metodei Directe (MD) în studiul motorului Stirling	120
7.2.1. <i>Introducere</i>	120
7.2.2. <i>Prezentarea Metodei Directe aplicată unui motor Stirling, prin luarea, progresivă, în calcul a ireversibilităților</i>	122
7.2.3. <i>Aplicarea Metodei Directe în studiul motorului Stirling de tip beta. Rezultate numerice</i>	127
7.3. Aplicarea Termodinamicii cu Dimensiuni Fizice Finite (TDFF) în studiul motorului Stirling	133
7.3.1. <i>Descrierea generală a metodei de analiză</i>	133
7.3.2. <i>Algoritmul de calcul al TDFF, aplicat motorului Stirling de tip beta</i>	134
7.4. Confruntarea progresivă a rezultatelor MD cu cele ale TDFF	137
7.5. Aplicarea metodei Schmidt cu regenerare imperfectă în studiul motorului Stirling tip beta	141
7.5.1. <i>Ipotezele modelului</i>	141
7.5.2. <i>Expresiile utilizate în calculul volumelor instantanee</i>	142
7.5.3. <i>Expresii utilizate în calculul temperaturilor</i>	143
7.5.4. <i>Expresii utilizate în calculul presiunilor</i>	144
7.5.5. <i>Expresii utilizate pentru calculul căldurilor și lucrului mecanic</i>	146
7.6. Modelarea 0-D în Simulink. Rezultate și discuții	147
7.7. Confruntarea rezultatelor obținute prin aplicarea modelelor de analiză termodinamică	148
7.8. Concluzii	150
<b>8. STUDIU EXPERIMENTAL ȘI ANALITIC AL MAȘINII FRIGORIFICE STIRLING</b>	<b>151</b>
8.1. Descrierea instalației și principiul de funcționare	151
8.2. Aplicarea Metodei Directe în studiul mașinii frigorifice Stirling tip beta	154
8.2.1. <i>Introducere</i>	154
8.2.2. <i>Aplicarea Metodei Directe în studiul mașinii frigorifice Stirling</i>	155
8.3. Aplicarea TDFF în studiul mașinii frigorifice Stirling	157
8.3.1. <i>Descrierea generală a metodei Termodinamicii cu Dimensiuni Fizice Finite (TDFF) aplicată în studiul mașinii frigorifice Stirling</i>	157
8.3.2. <i>Adaptarea și aplicarea algoritmului de calcul al metodei TDFF</i>	159

8.4. Aplicarea Metodei Schmidt cu regenerare imperfectă în studiul mașinii frigorifice Stirling tip beta	160
8.5. Aplicarea metodei entropice și exergetice în studiul mașinii frigorifice Stirling tip beta	163
8.5.1. <i>Metoda entropică. Noțiuni fundamentale</i>	163
8.5.2. <i>Metoda exergetică. Noțiuni fundamentale</i>	164
8.5.3. <i>Analiza entropică și exergetică aplicată în studiul mașinii frigorifice Stirling</i>	165
8.5.4. <i>Studiul schimbătoarelor de căldură</i>	167
8.5.5. <i>Rezultate ale aplicării metodei entropice și metodei exergetice, în studiul mașinii frigorifice Stirling</i>	171
8.6. Concluzii	173
<b>9. STUDIUL UNUI MICRO-COGENERATOR ECHIPAT CU MOTOR STIRLING (tip alpha)</b>	<b>174</b>
9.1. Micro-cogenerarea. Noțiuni introductive	174
9.2. Micro-cogenerator echipat cu motor Stirling de tip alpha. Avantajele utilizării	175
9.3. Caracteristici ale unității de micro-cogenerare studiate	176
9.4. Componentele cogeneratorului	177
9.5. Principiu de funcționare	179
9.6. Studiul schimbătoarelor de căldură ale motorului Stirling	182
9.7. Exploatarea datelor experimentale	192
9.8. Aplicarea Metodei Directe în studiul motorului Stirling tip alpha	192
9.8.1. <i>Algoritmul Metodei Directe adaptat la specificul motorului Stirling tip alpha</i>	192
9.8.2. <i>Rezultate ale aplicării Metodei Directe în studiul motorului Stirling tip alpha</i>	198
9.8.3. <i>Concluzii asupra studiului</i>	199
9.9. Aplicarea metodelor de analiză de ordin II (metoda adiabată și metoda izotermă) în studiul motorului Stirling tip alpha	200
9.9.1. <i>Analiza adiabată</i>	200
9.9.2. <i>Analiza izotermă</i>	203
9.9.3. <i>Rezultate și discuții. Studiu parametric</i>	203
9.10. Confruntarea rezultatelor obținute prin aplicarea celor trei modele de analiză (Metoda Directă, Metoda Izotermă și Metoda Adiabată)	206
9.11. Concluzii	206
CONCLUZII GENERALE, CONTRIBUȚII PERSONALE ȘI PERSPECTIVE	207
BIBLIOGRAFIE	212
ANEXE	
A1. Listă de lucrări publicate	221

## MULȚUMIRI

*Această teză de doctorat reprezintă tot ceea ce am putut să fac pentru a mulțumi celor care au avut constant încredere în mine, chiar și atunci când eu mi-o pierdusem complet, și celor care au acceptat prezența mea fizică, gândurile fiindu-mi pierdute printre modelele de analiză termodinamică.*

*Elaborarea și fundamentarea științifică a unei teze de doctorat este posibilă doar prin prisma unei îndrumări științifice de calitate realizată cu profesionalism și exigență. Deosebită recunoștință și mulțumiri datorez domnului Prof. Univ. Dr. Ing. Stoian PETRESCU, atât în calitatea sa de îndrumător științific cât și de susținător moral în finalizarea acestei teze, domnia sa punându-mi la dispoziție atât cunoștințele și experiența sa, cât și un material bibliografic personal foarte prețios.*

*Țin să îi mulțumesc pentru onoarea pe care mi-a făcut-o acceptând această cotutelă, domnului profesor Pierre ROCHELLE, pe care am avut ocazia să îl cunosc în 2009, în timpul primului meu stagiu de pregătire la Universitatea Paris Ouest Nanterre La Défense (ca student Erasmus în DEA).*

*Deosebită recunoștință și mulțumiri datorez doamnei profesoare (HDR) Lavinia GROSU, atât în calitatea sa de co-director al tezei pe partea franceză, cât și de susținător moral, domnia sa facilitându-mi șederea la Paris și punându-mi la dispoziție atât cunoștințele practice și teoretice și materiale bibliografice foarte prețioase prin conținut, sferă de cuprindere și interes, cât și baza logistică și materială a departamentului din care face parte.*

*Totodată, doresc să-i mulțumesc doamnei profesoare Monica COSTEA, pentru ajutorul necondiționat oferit în finalizarea tezei, pentru promptitudinea răspunsurilor, pentru observațiile și sugestiile făcute și pentru încurajările permanente.*

*O mențiune specială o adresez doamnei șl.dr.ing. Camelia STANCIU, pentru că a găsit timp să-mi vorbească, să mă ajute când ezitam, să mă înțeleagă când exageram. Îi mulțumesc pentru sfaturile neprețuite, venite dintr-o experiență similară.*

*Mulțumesc respectuos domnului profesor Alexandru DOBROVICESCU, decan al Facultății de Inginerie Mecanică și Mecatronică, pentru că a acceptat să prezideze această comisie, precum și pentru tot sprijinul acordat pe parcursul perioadei de pregătire.*

*Mulțumirile mele se îndreaptă și către ceilalți membri ai comisiei de evaluare, care au acceptat să citească și să evalueze această teză. În acest sens, adresez respectuoase mulțumiri domnului profesor Gheorghe DUMITRAȘCU și domnului profesor Michel FEIDT, raportori oficiali, pentru că au binevoit să accepte această sarcină.*

*Domnului profesor Alexandru CHISACOF îi sunt profund recunoscătoare pentru tot sprijinul oferit și pentru toate intențiile bune manifestate de-a lungul timpului.*

*Gânduri de recunoștință se îndreaptă și către întregul colectiv al Departamentului Termotehnică, Motoare și Instalații Frigorifice, pentru îndrumările de specialitate acordate în toată perioada de pregătire.*

*Mulțumesc colegului meu drd.ing. Alexandru Pătulea, care m-a ajutat să suport mai ușor distanța care mă separa de prieteni și familie, în timpul stagiilor efectuate la Paris. Cele mai calde mulțumiri le adresez, kolegei și prietenei mele Georgiana Țircă-Dragomirescu pentru colaborarea profesională de înaltă calitate, și prietenei mele Lily, care mi-a dat putere prin încurajările, gândurile bune transmise, și aprecierea de care aveam nevoie în momentele de deznădejde.*

*În final, aș vrea să mulțumesc persoanelor care îmi sunt cele mai apropiate și cele mai dragi, familiei mele. Doresc să mulțumesc mamei mele, pentru toate sacrificiile făcute pentru a-mi oferi tot ce aveam nevoie, pentru că m-a învățat să cinstesc valorile și principiile, să respect critica și să acord importanță discuțiilor corecte și argumentelor. Fratelui meu, Răzvan, doresc să-i mulțumesc pentru încurajarea permanentă și pentru criticile constructive. Nu în ultimul rând, țin să-i mulțumesc prietenului meu, George, pentru sprijinul, dragostea oferită și pentru că a înțeles cât de important este acest proiect pentru mine. Îi mulțumesc pentru că mi-a acordat suport necondiționat în toate deciziile mele, multe bune și nenumarate rele.*

*Mulțumirile mele se îndreaptă apoi către organismele care pe parcursul studiilor mele au contribuit financiar sau tehnic la buna lor desfășurare: POSDRU, Universitatea Politehnică din București, Université Paris Ouest Nanterre La Défense, Laboratorului LEME de la Ville d'Avray.*

„Natura nu poate fi păcălită, poți doar să te pui de acord cu ea”

*Albert Einstein.*



## INTRODUCERE

Prezenta teză de doctorat este încadrată în mișcarea de revitalizare și dezvoltare a Termodinamicii Ireversibile din ultimii ani, mișcare corelată cu progresul științei, dar și cu problemele actuale ale energiei mondiale din contextul diminuării accentuate a resurselor energetice fosile (convenționale). Încadrată într-un domeniu de larg interes Energie-Mediu Înconjurător, prezenta teză de doctorat are ca deziderat găsirea de mijloace, modele și metode de optimizare a mașinilor termice în vederea realizării economiei de combustibili fosili și diminuării poluării.

Optimizarea mașinilor termice este în momentul de față una dintre prioritățile esențiale urmărite în cadrul cercetărilor din acest domeniu, numit în general **Termodinamica Ireversibilă**. Motivarea acestor cercetări este legată desigur de prețul mașinilor, de prețul combustibililor folosiți, dar și de problemele legate de poluarea produsă de mașinile termice, în special poluarea cu dioxid de carbon - care produce efectul de seră pe întreaga planetă.

Inginerii din întreaga lume sunt preocupați în consecință, să proiecteze și să producă mașini termice din ce în ce mai performante, dar totodată din ce în ce mai ieftine și cu poluare cât mai mică.

Au apărut în consecință diverse abordări ale tuturor tipurilor de mașini termice reale, care desigur funcționează ireversibil, pentru elaborarea de modele și metode de studiu ale acestora, în vederea optimizării lor, în ideea creșterii efectului util și scăderii puterii consumate.

De real ajutor ar fi o metodă analitică pe baza căreia să se facă studii ale dependenței performanțelor motorului sau instalației, de anumiți parametri, urmărindu-se găsirea valorilor optime pentru aceștia din urmă, necesare în faza de proiectare.

Pentru a realiza acest deziderat, se impune necesitatea de a corela cât mai eficient rezultatele analitice cu cele experimentale, iar acest lucru înseamnă luarea în considerare a ireversibilităților ce sunt în mod inevitabil generate în interiorul mașinii în timpul funcționării.

Teza de doctorat propusă prezintă ansamblul rezultatelor cercetărilor dezvoltate de autoare, cu privire la :

Analiza generării ireversibilităților și evaluarea performanțelor ciclului Carnot ireversibil direct și inversat.

✓ *Dezvoltarea unei scheme de calcul pentru studiul ciclului motor Carnot endo și exo-ireversibil bazat pe Metoda Directă dezvoltată în cadrul TVF ;*

### Obiective



- ✓ Dezvoltarea unui model general de studiu și optimizare a ciclurilor cvasi-Carnot inversate (instalații frigorifice cu comprimare mecanică de vapori), în totalitate analitic, cu scopul evitării utilizării tabelor de proprietăți ale vaporilor sau alte programe specializate în calculul acestora.

Aplicarea Metodei Directe, Metodei Termodinamicii cu Dimensiuni Fizice Finite (TDF), Metodei Izoterme a lui Schmidt și a Modelului Adiabat al lui Finkelstein, în studiul mașinilor Stirling – motoare și mașini ce funcționează după cicluri inversate (receptoare), și confruntarea rezultatelor analitice cu cele experimentale.

- ✓ Realizarea unui amplu studiu bibliografic asupra metodelor de analiză și optimizare termodinamică a mașinilor termice;

### Obiective



- ✓ Prezentarea detaliată a metodelor de analiză studiate, descrierea acestora, ipotezele de lucru și capacitatea de optimizare a performanțelor termodinamice, luând în considerare diversele tipuri de ireversibilități ce sunt generate inevitabil în timpul funcționării mașinii;
- ✓ Adaptarea și aplicarea acestor metode în studiul ciclurilor ireversibile Stirling și confruntarea rezultatelor analitice obținute cu cele experimentale, în vederea determinării metodei care furnizează rezultatele cele mai apropiate de realitatea experimentală, și evidențierii capacității fiecăreia de a simula funcționarea reală a mașinii Stirling analizate și de a propune variante constructive îmbunătățite.

Prima direcție de cercetare abordată în cadrul tezei prezintă analiza ciclului Carnot ireversibil cu viteză finită. Studiile sunt bazate pe o nouă metodă de optimizare a proceselor și a ciclurilor ireversibile, descrisă amănunțit în **capitolul I**, Metoda Directă de studiu și evaluare a ireversibilităților generate de viteza finită. Performanțele acestor cicluri sunt evaluate prin relații analitice, ținând cont de ireversibilitățile interne generate de viteza finită, mai cu seamă pierderile de presiune datorate (1) laminării (2) vitezei finite a pistonului (3) frecărilor interne și mecanice (4) ireversibilitatea datorată pierderilor de căldură.

Aceste ireversibilități sunt conținute de expresia Primului Principiu al Termodinamicii pentru procesele ce se desfășoară cu viteză finită, iar aplicarea acesteia conduce direct și pe cale analitică la expresia randamentului sau a coeficientului de performanță și a generării de entropie în funcție de viteza finită a proceselor și a altor parametri geometrici și funcționali ai mașinii.

Prima etapă a studiului, prezentată în **capitolul II**, o constituie analiza și optimizarea ciclului motor Carnot cu ireversibilități externe (datorate diferenței de temperatură între surse) și ireversibilități interne (datorate vitezei finite a proceselor).

Scopul acestui studiu este prezentarea punctului de pornire al procesului de unificare al Termodinamicii cu Viteză Finită (TVF) cu Termodinamica în Timp Finit (TTF).

Prima încercare de unificare a acestor două ramuri ale Termodinamicii Ireversibile este caracterizată prin modificarea expresiei obținute de Chambadal-Novikov-Curzon-Ahlborn (« nice radical») și aplicabile în studiul ciclului închis exo-ireversibili, în scopul îmbunătățirii acesteia prin introducerea ireversibilităților interne.

Ciclul ireversibil Carnot este reprezentat într-o diagramă  $T-S$  originală, unde se prezintă lucrul mecanic pierdut (*exergia*) din cauza diverselor ireversibilități, generate în timpul funcționării mașinii cu viteză finită.

Pornind de la ecuația fundamentală a TVF - *expresia Primului Principiu al Termodinamicii pentru procesele ce se desfășoară cu viteză finită*, se dezvoltă o schemă de calcul analitic bazată pe Metoda Directă, cu ajutorul căreia se evidențiază efectul pe care îl are viteza pistonului în cadrul ireversibilităților interne, asupra performanțelor mașinii (randament și putere, exprimate analitic ca funcție de viteză), prin introducerea unor «corecții» analitice în aceste formule.

Se obțin expresii pentru calculul analitic al randamentului ciclului Carnot ireversibil și al temperaturii optime necesare obținerii unui randament maxim al ciclului Carnot, în funcție de viteza pistonului.

Analiza prezentată pentru ciclul direct Carnot a fost extinsă și adaptată pentru studiul ciclului cvasi-Carnot inversat, în **capitolul III**.

Se definește *ciclul cvasi-Carnot* ca un ciclu reversibil/ireversibil, direct/ inversat, care diferă « puțin » de un ciclu Carnot. Astfel, ciclul Rankine și ciclul instalațiilor frigorifice (și ciclul pompelor de căldură) sunt cicluri cvasi-Carnot, deoarece acestea diferă de un ciclu Carnot (2 procese adiabatice și 2 izoterme) doar pe o porțiune mică, care este izobară (la presiune înaltă) și nu izotermă. Nu este de neglijat însă faptul că o etapă importantă a acestui proces izobar se desfășoară la temperatură constantă (în domeniul vaporilor saturați umezi), iar toate celelalte 3 transformări se identifică cu transformările ciclului Carnot, respectiv una în întregime izotermă (la presiune scăzută) și două procese adiabatice.

Se prezintă inițial studiul ciclului cvasi-Carnot inversat într-o variantă simplificată, admitând ipoteza că în faza de comprimare ireversibilă din compresorul cu piston, vaporii saturați se comporă precum gazul perfect. Procesul de comprimare ireversibilă are loc în zona supraîncălzită, unde cu cât gradul de supraîncălzire al vaporilor este mai ridicat, cu atât comportamentul vaporilor se apropie de cel al gazului perfect. Ulterior a fost dezvoltată o schemă complet analitică, care să țină cont de comportamentul diferit al vaporilor față de cel al gazului perfect.

În cea de a doua etapă a studiului se analizează generarea ireversibilităților într-o mașină termică funcționând după un ciclu cvasi-Carnot inversat ce funcționează cu vapori (Instalație Frigorifică cu Comprimare Mecanică de Vaporii - IFV) și se propune o schemă de calcul complet analitică (bazată pe Metoda Directă), ce ia în considerare diferențele esențiale ale comportamentului vaporilor în comparație cu cel al gazului perfect.

Metoda Directă implică integrarea directă a ecuației Principiului I al Termodinamicii pentru procesele ce se desfășoară cu viteză finită, aplicată fiecărei transformări a ciclului inversat al instalației frigorifice cu comprimare mecanică de vapori. Expresia matematică a Principiului I al Termodinamicii pentru Procese cu Viteză Finită include principalele surse de ireversibilitate internă și este folosită aici cu scopul de a obține ecuații care descriu proprietățile vaporilor pentru fiecare proces ireversibil care se desfășoară cu viteză finită în compresor, în cazul unei IFV. Aceste ecuații sunt utilizate ulterior pentru calculul analitic al performanțelor ciclului (*COP* și *putere*) și analiza generării de entropie, în funcție de viteza pistonului și de alți parametri, precum: temperatura și presiunea în vaporizator, respectiv, în condensator, raportul presiunilor, debitul masic și proprietățile reale ale vaporilor în ciclu, prin utilizarea unei „corecții” pentru deviația comportamentală a vaporilor în comparație cu gazul perfect. Pentru a dezvolta acest model analitic de calcul au fost considerate ireversibilitățile generate în timpul comprimării adiabate, respectiv viteza finită a pistonului, frecarea și laminarea în supapele compresorului, și ireversibilitățile generate de laminarea gazului la trecerea în ventilul de laminare.

Inovația introdusă de acest capitol constă în dezvoltarea într-o manieră originală a unei scheme de calcul complet analitic pentru evaluarea performanțelor (coeficient de performanță,

*COP* și *putere*) și analiza generării de entropie, în vederea optimizării mașinilor frigorifice cu comprimare mecanică de vapori (IFV). În cadrul studiului au fost obținute expresii originale pentru calculul complet analitic al randamentului izentropic al compresorului mașinii frigorifice, formulă esențială în optimizarea acestor tipuri de mașini.

Cu ajutorul acestei scheme de calcul s-au dezvoltat studii de sensibilitate și optimizare a IFV-urilor, fără a mai fi necesară utilizarea tabelelor de vapori saturați sau apelarea la softuri specializate în calculul proprietăților vaporilor. Ținând cont de proprietățile reale ale vaporilor utilizați în ciclu și introducând o corecție pentru abaterea vaporilor de la comportamentul gazelor perfecte, aceste rezultate pot fi folosite după validare, pentru proiectarea optimizată a mașinilor frigorifice și pompelor de căldură.

Pornind de la analiza ciclului Carnot, ale cărui performanțe reprezintă limitele superioare pentru orice mașină reală, fie că este motor sau mașină receptoare, cea de a doua parte a tezei abordează o direcție de investigație de actualitate, legată de optimizarea mașinii Stirling. În cadrul dezvoltării durabile, motorul Stirling constituie o alternativă de luat în seamă, pentru o conversie eficientă a energiei regenerabile în lucru mecanic, cu un randament teoretic egal cu cel al ciclului Carnot, și o mare capacitate de adaptare a surselor variate de căldură la niveluri scăzute sau ridicate de temperatură.

În **capitolul IV** sunt prezentate principalele considerații asupra mașinilor Stirling: încardarea în contextul istoric, clasificarea și soluțiile constructive propuse, domeniul de aplicabilitate și principalele companii implicate în producerea, dezvoltarea și comercializarea mașinilor Stirling.

Datorită faptului că ipotezele ciclului Stirling ideal nu se regăsesc în funcționarea reală a motorului, randamentul termic al ciclului real este inferior celui realizat de ciclul Carnot. Restricțiile impuse de funcționarea reală a mașinii provoacă reducerea importantă a performanțelor față de cele realizate în cazul considerării ciclului ideal. Pentru abordarea studiului mașinii Stirling de o manieră mai realistă și obținerea unor rezultate mai apropiate de cele reale, de funcționare, analiza ciclului pe baza Termodinamicii Ireversibile se impune fără echivoc.

O clasificare a acestor studii ale motoarelor Stirling în funcție de gradul de perfecțiune este prezentată în **capitolul V**: analiza aproximativă, analiza de ordin I, (ciclul teoretic), analiza de ordin II, (ciclul practic), analiza de ordin III (analiza cuplată).

În prezenta teză de doctorat, pentru a studia ciclul Stirling se recurge la analiza de ordinul I (Metoda Directă și Metoda Termodinamicii cu Dimensiune Fizică Finită – TDFF) și la analiza de ordinul II (metoda izotermă a lui Schmidt cu regenerare imperfectă și metoda adiabată a lui Finkelstein).

Obiectivul acestor studii este adaptarea și aplicarea modelelor de analiză termodinamică mai sus menționate, la specificul mașinilor Stirling – motoare și receptoare, și confruntarea rezultatele obținute pe cale analitică cu cele experimentale, în vederea determinării metodei care furnizează cele mai apropiate rezultate de realitatea experimentală. Rezultatele obținute permit evidențierea capacităților fiecărei metode studiate de a simula funcționarea reală a mașinii Stirling analizate și de a propune variante constructive îmbunătățite. Rezultatele modelelor de analiză studiate evidențiază influența ireversibilităților asupra performanțelor mașinii. Pe baza rezultatelor cercetării întreprinse în prezenta teză de doctorat, se conturează comparații obiective și clare între posibilitățile și limitele fiecăreia dintre cele patru metode de analiză termodinamică studiate. Metodele de analiză termodinamică studiate, au fost adaptate pentru studiul mașinii Stirling tip  $\beta$  și pentru studiul motorului Stirling tip  $\alpha$ . Aceste două

dispozitive experimentale sunt disponibile în Laboratoire Energétique, Mécanique, Electromagnétisme (LEME) de la Ville d'Avray, al Universității Paris Ouest Nanterre La Défense.

În **capitolul VI** se prezintă detaliat mașina Stirling tip  $\beta$  studiată și ciclul termodinamic parcurs de aceasta. Dispozitivul experimental utilizat este o mașină termică cu aer cald care poate funcționa după un ciclu direct sau inversat (motor sau receptor), între două surse de căldură aflate la temperatură constantă. Funcționarea ca motor se datorează unui aport de căldură prin efect Joule, la camera caldă situată în partea superioară a motorului. Funcționarea ca mașină consumatoare de lucru mecanic se face fie ca pompă de căldură, fie ca mașină frigorifică. Volantul de inerție este antrenat în acest caz de un motor electric, iar transferul de căldură se efectuează de la chiulasă spre circuitul de apă sau invers, în funcție de sensul de rotație al motorului electric.

Pornind de la ipotezele ciclului ideal s-a adoptat într-o primă etapă, ca referință a cercetării întreprinse ciclul endo și exoreversibil al motorului și mașinii frigorifice Stirling tip  $\beta$ , pentru ca apoi să fie introduse succesiv diverse ireversibilități termodinamice.

În **capitolul VII** se analizează dependența performanțelor motorului Stirling tip  $\beta$  în funcție de turația  $n$  (respectiv viteza finită), care este variabilă comună pentru cele trei metode de analiză aplicate în acest caz (Metoda Directă, TDFP și Metoda Izotermă (a lui Schmidt) cu regenerare imperfectă a căldurii).

Metoda Termodinamicii cu Dimensiune Fizică Finită (TDFP) este o metodă care regrupează tehnicile Termodinamicii în timp finit, viteză finită, și dimensiuni geometrice finite. Această metodă introduce exo-ireversibilitățile datorate transferului finit de căldură între surse (sursa caldă, sursa rece, regenerador) și fluidul de lucru, și în plus ține cont de constrângerile cu care se confruntă inginerul (presiune maximă, volum maxim, temperaturile surselor caldă sau rece, turație).

Metoda Izotermă a lui Schmidt este o metodă zero-dimensională care permite studiul mașinii divizate în 3 volume izoterme. Ea permite descrierea evoluției parametrilor, precum volumul instantaneu (cald, rece sau al regeneradorului) sau presiunea în funcție de timp.

Având avantajul furnizării unor expresii analitice pentru calculul performanțelor motorului, Metoda Directă, dezvoltată în cadrul Termodinamicii cu Viteză Finită, permite calculul analitic al influenței fiecărei pierderi generate în timpul funcționării motorului asupra performanțelor acestuia. Prin introducerea relațiilor analitice pentru calculul pierderilor de presiune generate de viteza finită a proceselor, de *frecarea mecanică* dintre elementele mobile ale sistemului și peretele cilindrului, de *laminarea gazului* la trecerea sa prin regenerador, dar și a relației pentru calculul pierderilor datorate transferului de căldură la diferență finită de temperatură, se realizează o îmbunătățire a Metodei TDFP, și totodată se face o primă încercare de combinare (*unificare*) a celor două metode (Metoda Directă și Metoda TDFP).

În **capitolul VIII**, se prezintă studiul analitic și experimental al mașinii frigorifice Stirling tip  $\beta$  și rezultatele obținute prin aplicarea celor trei metode de analiză termodinamică: Metoda Directă, Metoda Termodinamicii cu Dimensiuni Fizice Finite – TDFP și Metoda Izotermă cu regenerare imperfectă a căldurii.

Pentru a completa rezultatele Metodei Izoterme (Schmidt) cu regenerare imperfectă se dezvoltă o *analiză exergetică* a schimbătoarelor de căldură, care să ia în considerație nivelurile de temperatură și să estimeze exergiile distruse, datorate ireversibilităților interne și externe (regenerare imperfectă și căderi de temperatură între sursele de căldură și gazul de

lucru). Studiul a fost completat cu o *analiză entropică* a degradărilor de energie în schimbătoarele de căldură ale mașinii Stirling. Interesul principal al bilanțului exergetic este de a permite, pe de o parte, studierea repartiției ireversibilităților într-un sistem, și de a pune în evidență contribuția relativă a fiecărui component al sistemului la producerea pierderilor globale, pe de alta parte, ținând cont de nivelul temperaturii ambiante.

Se poate constata că ireversibilitățile generate la nivelul regeneratoarelor sunt mai importante în comparație cu ireversibilitățile generate la nivelul schimbătoarelor de căldură.

Rezultatele obținute cu ajutorul celor două metode de analiză de ordin I (Metoda Directă și TDFP) sunt foarte asemănătoare în ceea ce privește evaluarea pierderilor datorate regenerării imperfecte a căldurii, chiar dacă modalitatea de evaluare a acestor pierderi diferă atât ca ecuații (din cauza introducerii unor mărimi diferite precum  $k$ , respectiv  $X$ ). Cu TDFP se evaluează factorul de pierderi în regenerator pornind de la datele experimentale, în timp ce cu Metoda Directă,  $X$  se calculează analitic.

**Capitolul IX** prezintă studiul celui de al doilea dispozitiv experimental, unitatea de micro-cogenerare echipată cu motor Stirling tip alpha cu combustie externă a gazului natural. Motorul utilizat este un motor Stirling cu patru pistoane dublu-efect. Măsurătorile optice ale pieselor demontate dintr-un micro-cogenerator Stirling identic cu cel ce funcționează în laboratorul LEME, au condus la determinarea geometriei diferitelor spații ale motorului, fapt ce a permis alimentarea celor trei modele de analiză termodinamică adaptate acestui caz (Metoda Directă, Modelul Izoterm al lui Schmidt și Modelul Adiabat propus de Finkelstein).

Analiza proceselor de transfer de căldură și de curgere a gazului de lucru, ce au loc în motorul Stirling tip  $\alpha$ , cu care este echipat micro-cogeneratorul analizat, este efectuată utilizând Modelul Izoterm (Schmidt) și Modelul Adiabat (Finkelstein). Această analiză este caracterizată de divizarea motorului în trei, respectiv cinci volume de control, cărora li se aplică ecuațiile gazelor perfecte și ecuațiile conservării masei și energiei. Sistemul de ecuații diferențiale rezultat a fost rezolvat prin iterații succesive în mediul Matlab/Simulink.

Metoda Directă de studiu și evaluare a ireversibilităților în mașinile termice, permite obținerea, într-o manieră directă, a expresiei randamentului și puterii motorului, în funcție de viteza de derulare a proceselor și de alți parametri geometrici și funcționali ai ciclului. Rezultatele analitice obținute prin aplicarea modelelor de analiză termodinamică sunt confruntate cu cele experimentale obținute pe standul experimental.

Pentru a dezvolta studiile parametrice și pentru a realiza o analiză extrapolată a rezultatelor furnizate de cele trei metode de analiză termodinamică, se variază turația  $n$  (respectiv viteza pistonului), și temperatura gazului ce se găsește în volumul cald. Rezultatele experimentale măsurate pe standul experimental se suprapun grafic cu rezultatele obținute cu ajutorul Metodei Directe, asigurând validarea modelului de analiză. În consecință, motorul Stirling analizat, devine cel de al 13 motor pentru care Metoda Directă a fost validată, după validarea pe cele 12 motoare Stirling, cele mai performante din lume. Este cu totul remarcabil faptul că validarea pentru acest al 13-lea motor Stirling, realizată în prezenta teză de doctorat, s-a făcut fără a schimba *parametrii de ajustare* ( $y$  și  $z$ ), deja obținuți anterior și folosiți pentru cele 12 motoare Stirling.

Ultima parte a tezei este dedicată prezentării concluziilor generale ce pot fi trase pe marginea subiectelor tratate, evidențierii aportului științific original la dezvoltarea diverselor metode de analiză termodinamică studiate, și conturării perspectivelor deschise pentru cercetările viitoare.

## CAPITOLUL I

### INTRODUCERE

Termodinamica Ireversibilă cu cele trei ramuri importante ale sale, Termodinamica în Timp Finit, Termodinamica cu Viteză Finită și Termodinamica cu Dimensiune Finită, a cunoscut o dezvoltare fără precedent în ultimele decenii, fapt care se datorează metodelor și mijloacelor puse la dispoziție de acestea în vederea optimizării funcționale și dimensionale a mașinilor termice, cu scopul declarat al eficientizării lor.

Optimizarea rezultă pe de o parte, din apropierea modelării proceselor din mașina de cele reale prin introducerea ireversibilităților interne și externe, iar pe de altă parte, prin considerarea consecințelor limitării celor trei parametri esențiali de funcționare și proiectare, și anume : timpul, viteza de desfășurare a proceselor, respectiv, aria de transfer de căldură [1].

Termodinamica Ireversibilă se impune tot mai pregnant în atenția cercetătorilor prin numeroase cărți și articole publicate recent, lucru care denotă conștientizarea necesității economisirii energiei prin orice mijloace în condițiile epuizării surselor de combustibil convențional și a dificultăților, în special economice, ale implementării noilor sisteme bazate pe energii regenerabile.

Cercetările în domeniu sunt motivate de prețul mașinilor, de prețul combustibililor folosiți, dar și de problemele legate de poluarea produsă de mașinile termice, în special de poluarea cu CO<sub>2</sub> – principalul producător al efectului de seră pe întreaga planetă. În acest context se justifică interesul deosebit în proiectarea și producerea unor mașini performante, ieftine și cu grad de poluare cât mai mic.

*“Cum poate ajuta Termodinamica Ireversibilă la îndeplinirea acestor obiective esențiale?”* este o întrebare care frământă lumea științifică și inginerească în mod constant, sistematic și “exploziv” după criza energetică din anii 1970.

Au apărut, în consecință, diverse abordări ale tuturor tipurilor de mașini termice reale, prin dezvoltarea unor modele și metode de studiu ale acestora, în vederea unei proiectări optimizate.

Numeroase lucrări recente, având ca obiectiv studiul și înțelegerea mecanismelor de generare a ireversibilităților în mașini și instalații termice, denotă actualitatea, respectiv interesul acordat în tratarea acestor probleme, dar mai ales importanța pierderilor generate de acestea și necesitatea considerării lor în analiza mașinii reale.

Renumitul profesor chinez L. CHEN a realizat în anul 2000 o culegere ce numără peste 1500 de lucrări publicate (cărți, teze de doctorat, articole recenzate) într-una din ramurile principale ale Termodinamicii Ireversibile, numită **Termodinamica în Timp Finit** [2-5], (R.S. BERRY, P. SALAMON, B. ANDRESEN).

Acest curent al Termodinamicii Ireversibile, se identifică și sub alte denumiri [2-26], în funcție de contribuțiile fondatorilor: **Termodinamica cu Dimensiune Finită** (M. FEIDT [6]), **Termodinamica Diferențelor Finite de Temperatură** [GRAZZINI], **Termodinamica Endoreversibilă și Exoireversibilă** (A. De VOS [7], K.H. HOFFMANN), **Minimizarea generării de entropie** (A. BEJAN [8], R.J. KRANE, D. P. SEKULIC, M. FEIDT, V. RADCENCO[9]), **Modelare și optimizare matematică** (A. BEJAN [10], K.C. NG), **Termodinamica cu Suprafață Finită** [LU], **Termodinamica cu Dimensiune Fizică Finită** (P. ROCHELLE, L.GROSU [11]).

Această ramură a Termodinamicii Ireversibile, numită **Termodinamica în Timp Finit** are ca punct de plecare o lucrare devenită foarte renumită și citată în aproape toate articolele din domeniu, a lui F.L. CURZON și B. AHLBORN (profesori de fizică din Canada)[27], din 1975.

În ciuda “dezvoltării explozive” a acestei ramuri a Termodinamicii Ireversibile, în anii 1997-1998, doi renumiți profesori de Termodinamică, ingineri americani: E. GYFTOPULOUS (în lucrarea:” *Fundamentals of analysis of processes*” [28]) și M. MORAN (în lucrările: “*A Critique of Finite Time Thermodynamics*” [29] și “*On Second Law Analysis and the failed Promises of Finite Time Thermodynamics*” [30]), observau, critic și direct, faptul că Termodinamica în Timp Finit (TTF) nu a reușit “să-și țină promisiunile”, cel puțin din punctul de vedere al inginerilor. Principalul motiv al acestei situații este acela că TTF nu reușește să țină cont de ireversibilitățile interne din mașinile termice pe baza unor concepte și ecuații fundamentale. Cele mai multe studii și cercetări din acest domeniu fie ignoră complet aceste ireversibilități, studiind cicluri așa numite endoreversibile, fie iau în considerare ireversibilitățile interne folosind un “factor de ireversibilitate -  $I$ ” [31], sau sursa internă de entropie [32-34] - ca parametru. Această abordare, deși interesantă și utilă ca orientare generală a direcțiilor de proiectare optimizată, nu a reușit totuși să ajungă la nivelul dorit și necesar în momentul de față, în activitatea de concepere și construcție a unor mașini termice mai eficiente.

Înainte de declanșarea crizei energiei din anii 1970, în cadrul Catedrei de Termotehnică a Institutului Politehnic București, prin lucrările de pionerat ale lui L. STOICESCU și S. PETRESCU [35-44], publicate între 1964-1974, s-au pus bazele unei noi ramuri a Termodinamicii Ireversibile, numită chiar de la început: **Termodinamica cu Viteză Finită**.

Recent (2009-2011) același renumit profesor chinez L. CHEN, împreună cu colectivul de coautori, au publicat 5 articole [45-49] în care afirmă hotărât că numai Termodinamica cu Viteză Finită (TVF) [35-44,34,50-88] a dezvoltat “instrumentele necesare” optimizării mașinilor termice, prin considerarea atât a ireversibilităților externe, cât și a celor interne, dezvoltând totodată **Metoda Directă** [52-59], bazată pe Primul Principiu pentru procesele cu viteză finită din sistemele complexe [50-56,89] (mașini Stirling, cicluri Carnot și cvasi-Carnot, motoare cu ardere internă, mașini frigorifice și pompe de căldură).

Pe baza acestor observații, ei [44-48] au ajuns la concluzia că realizările TVF combinate cu cele ale TTF pot fi benefice și mai realiste pentru studiul și optimizarea mașinilor termice.



## 1.1. NECESITATEA DEZVOLTĂRII UNEI NOI RAMURI A TERMODINAMICII – TERMODINAMICA CU VITEZĂ FINITĂ.

Scopul cercetărilor în domeniu este acela de a aduce îmbunătățiri mașinilor existente, în ideea creșterii efectului util și a scăderii puterii consumate. În acest sens, de real ajutor ar fi o metodă analitică pe baza căreia să se facă studii ale dependenței coeficienților de performanță de anumiți parametri, urmărindu-se găsirea valorilor optime pentru aceștia din urmă, în condițiile de funcționare reală (deci luând în calcul ireversibilitățile mașinii), iar în faza de proiectare a mașinii să se poată indica aceste valori optime [34].

Pentru a realiza acest lucru, se impune necesitatea de a corela cât mai bine rezultatele analitice cu cele experimentale, iar acest lucru înseamnă luarea în considerare a ireversibilităților ce sunt inevitabil generate în interiorul mașinii în timpul funcționării.

Avantajul pe care îl oferă Termodinamica cu Viteză Finită constă în optimizarea vitezei de desfășurare a proceselor, implicit a turației mașinii și a parametrilor pentru diverse funcții obiectiv. Aceste funcții obiectiv sunt reprezentate grafic, în funcție de turație sau de viteza pistonului mașinii (la mașinile cu piston), iar prin extensie, funcție de temperatură agentului de lucru din mașină.

## 1.2. ELEMENTE INTRODUCATIVE ÎN TERMODINAMICA CU VITEZĂ FINITĂ

Procesele din mașinile termice sunt studiate de Termodinamica Tehnică. Aceasta adoptă fundamentele teoretice ale Termodinamicii Clasice (termodinamica proceselor reversibile) și prin urmare admite ipoteza desfășurării cu viteză infinit de lentă a proceselor studiate.

În realitate, procesele din mașinile termice se desfășoară întotdeauna cu o anumită viteză finită, determinată de valoarea finită a turației mașinii. Odată cu dezvoltarea tehnicii, turația unor mașini termice tinde să crească. Cu creșterea turației, crește viteza pieselor mobile care vin în contact cu agentul de lucru și odată cu aceasta crește viteza de desfășurare a proceselor termice ce au loc în mașină (ex: comprimarea și destinderea din mașinile cu piston se desfășoară cu viteza de deplasare a pistonului).

Cu cât viteza procesului real este mai mică, cu atât ne apropiem mai mult de ipotezele Termodinamicii Clasice și deci relațiile acesteia descriu mai exact acest proces. Pe măsură ce viteza procesului real este mai mare, ne îndepărtăm tot mai mult de ipotezele Termodinamicii Clasice. În consecință, este probabil ca la un moment dat (pentru viteze mari ale proceselor) relațiile de calcul furnizate de Termodinamica Clasică să devină insuficient de exacte pentru descrierea proceselor reale.

Având în vedere faptul că procesele reale din mașinile termice decurg cu o viteză finită, și că se tinde spre mărirea ei, se impune cercetarea următoarei probleme [50]: «*În ce măsură viteza finită a procesului afectează desfășurarea acestuia și cum trebuie modificate relațiile de calcul ce descriu aceste procese pentru a se apropia mai mult de realitate ?*»

Pentru a răspunde la această problemă, este necesar să găsim ecuațiile proceselor termodinamice fundamentale, în care, spre deosebire de Termodinamica Clasică, trebuie să ținem cont de viteza finită de desfășurare a acestora. Procesele termodinamice fundamentale sunt: izocora, izobara, izoterma, adiabata, politropa.

Întrucât în procesul izocor nu intervin elemente mobile, viteza de desfășurare a acestuia este determinată doar de considerente de transfer de căldură sau de termodinamica chimică (ex : cazul arderii izocore). Ecuația izocorei rezultă din ecuația generală de stare în care se impune condiția de definiție  $V=constant$ .

Dacă stările, inițială și finală, sunt stări de echilibru, indiferent de modul în care a decurs procesul, și de viteza sa, ecuația acestuia va fi:

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{p_1}{p_2}$$

iar căldura schimbată de gaz cu exteriorul, în decursul procesului, va fi dată de relația:

$$Q_{12} = U_2 - U_1$$

ambele relații fiind aceleași cu cele din Termodinamica Clasică.

În toate celelalte procese, dacă sunt fără curgere, intervine lucrul mecanic. Pentru efectuarea acestuia este necesară existența unei piese mobile ce vine în contact direct cu gazul din sistem. În aceste cazuri, viteza procesului este determinată fie de viteza pistonului, dacă aceasta este impusă din exterior, fie de interacțiunea gaz-piston, dacă sistemul este lăsat să evolueze liber. Aceasta înseamnă că, în aceste procese, interacțiunea mecanică între piston și gaz joacă un rol foarte important în determinarea desfășurării procesului.

Lucrul mecanic, care este tocmai măsura acestei interacțiuni, va depinde probabil de viteza pistonului. O experiență imaginară simplă justifică imediat acest punct de vedere.

Se consideră un proces de destindere adiabată a unui gaz închis într-un cilindru de un piston mobil. Dacă pistonul se deplasează cu o viteză mai mare sau cel puțin egală cu viteza celei mai rapide molecule de gaz, nici o moleculă nu va ajunge din urmă pistonul, și deci nu se va ciocni de el. În aceste condiții, interacțiunea gaz-piston este suprimată, iar lucrul mecanic efectuat de gaz asupra pistonului va fi zero. Gazul nu va ceda nimic din energia sa internă pistonului, prin urmare procesul va avea loc simultan, adiabat și izoterm (pentru gazul perfect).

Desigur că între acest caz limită și cazurile reale, în care viteza pistonului nu este chiar așa de mare (dar are o valoare finită apreciabilă), lucrul mecanic va avea o valoare intermediară între zero și lucrul mecanic dat de relațiile Termodinamicii Clasice.

Aceste considerații sunt valabile pentru transformările în care intervine lucrul mecanic, deci pentru izotermă, izobară, adiabată și politropă. În toate aceste transformări se vor modifica deci expresiile de calcul ale lucrului mecanic și ale căldurii, față de cele din Termodinamica Clasică. În ceea ce privește ecuațiile acestor procese, situația este diferită pentru izotermă și izobară, față de adiabată și politropă.

Izoterma și izobara fiind definite prin constanța unui parametru de stare, ecuațiile lor vor rezulta, pentru orice condiții de desfășurare a procesului, din ecuația generală de stare. Prin urmare aceste ecuații nu depind de viteza de desfășurare a procesului.

Spre deosebire de cazul izocorei, lucrul mecanic și căldura schimbată de gaz cu exteriorul, în aceste transformări, vor depinde de viteza de desfășurare a procesului, deci de viteza de deplasare a pistonului.

În cazul adiabatei și al politropei, ecuațiile acestora se deduc din expresia matematică a Primului Principiu al Termodinamicii. În această expresie intră lucrul mecanic care depinde de interacțiunea gaz-piston. Prin urmare, se va modifica corespunzător și expresia adiabatei și politropei [50].

Pentru a găsi aceste modificări se analizează în primul rând elementul care le determină și anume modul în care are loc interacțiunea între gaz și piston, când acesta din urmă posedă o viteză finită. Astfel expresia lucrului mecanic elementar într-un proces cu viteză finită se va modifica în concordanță cu aceste procese, ceea ce va permite modificarea corespunzătoare a expresiei matematice a Primului Principiu al Termodinamicii.

### 1.3. NOI CONCEPTE INTRODUSE DE TERMODINAMICA IREVERSIBILĂ CU VITEZĂ FINITĂ [77]

În Termodinamica Ireversibilă cu Viteză Finită, caracterizată de condițiile de neechilibru termodinamic al sistemului, noi concepte și condiții se impun pentru descrierea stării sistemului și a proceselor ireversibile.

a) Distribuția presiunii instantanee în sistem

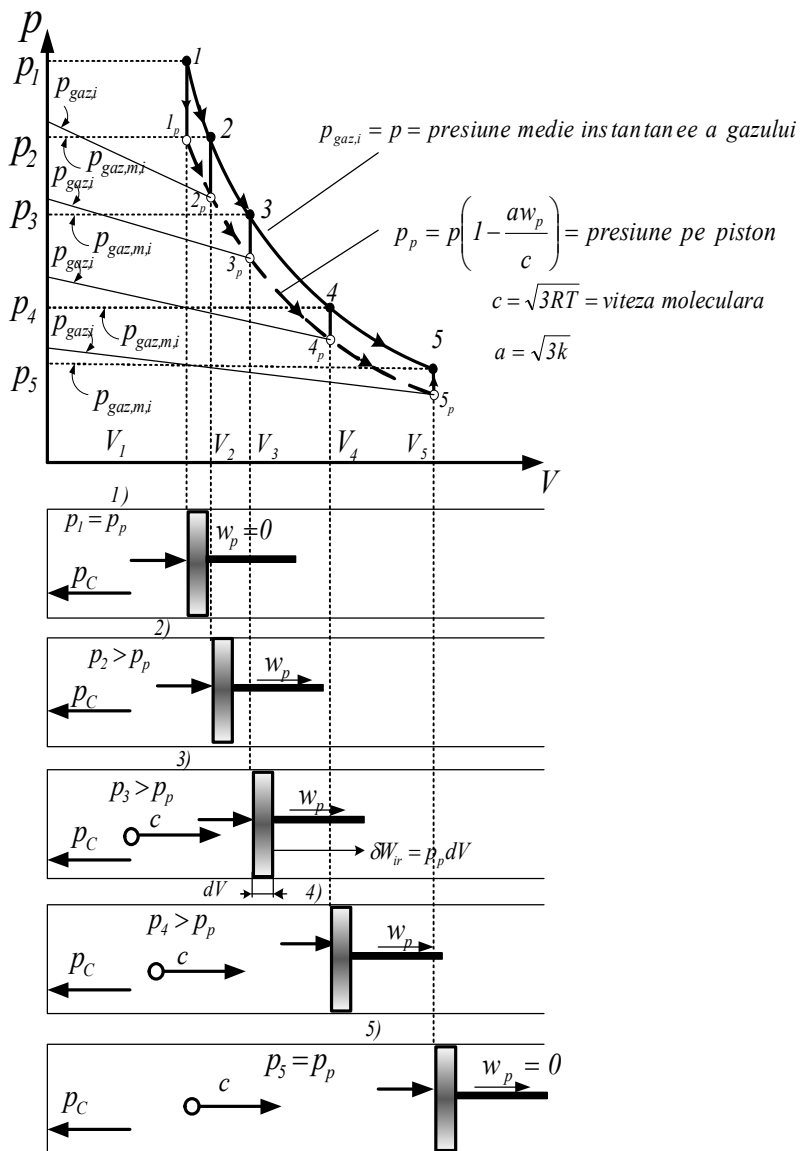


Fig. 1.1. Proces de destindere ireversibilă ce se desfășoară cu viteză finită [56]

Curba denumită  $p_{gas,i}$  descrie în noua diagramă  $p$ - $V$  introdusă de Termodinamica cu Viteză Finită, presiunea instantanee a gazului în cilindru (sistem), la un moment dat, în timpul

deplasării pistonului cu viteza  $w_p$ . Nu se cunoaște distribuția exactă a acesteia, însă într-o primă aproximație se consideră a fi liniară, așa cum este reprezentată în **Fig. 1.1**, pentru o mai ușoară înțelegere a noilor concepte introduse.

b) *Presiunea medie instantanee a gazului*

Linia orizontală indică distribuția uniformă a presiunii gazului, obținută în sistem, dacă pistonul este oprit și timpul finit de relaxare al sistemului este atins. Această presiune  $p_{gaz,m}$ , va fi utilizată ca bază în descrierea proceselor în locul presiunii de echilibru, din Termodinamica Reversibilă de echilibru. Diferența dintre procesele cu viteză finită și procesele de echilibru reversibile ( $w_p \rightarrow 0$ ) constă în faptul că se utilizează două presiuni, în locul uneia, pentru a descrie procesele cu viteză finită. Aceasta se datorează faptului că în Termodinamica cu Viteza Finită, presiunea în sistem (gaz)  $p_{gaz,m,i}$  și presiunea pe piston  $p_p$  sunt diferite.

c) *Presiunea pe piston diferă de presiunea gazului în orice punct al sistemului, așa cum se poate vedea și în Fig. 1.1.*

În timpul procesului de comprimare, presiunea pe piston  $p_p$  va fi mai mare decât presiunea în oricare alt punct al sistemului. Presiunea gazului în sistem este minimă în capul cilindrului  $p_c$ . În timpul procesului de destindere, presiunea pe piston  $p_p$ , va fi mai mică decât presiunea în oricare alt punct al sistemului, în timp ce presiunea gazului în capul cilindrului este maximă, așa cum se poate observa în **Fig. 1.1**.

Deoarece este imposibilă utilizarea **presiunii instantanee în orice punct al sistemului** în orice moment al procesului, se introduce **presiunea medie instantanee a gazului**  $p_{gaz,m,i}$ . Această presiune diferă de **presiunea instantanee pe piston în orice moment**. În timpul comprimării  $p_p > p_{gaz,m,i}$ , iar în timpul destinderii  $p_p < p_{gaz,m,i}$ .

d) Doi parametri vor fi utilizați ca bază a analizei sistemului:

-presiunea medie instantanee din gaz (în sistem)  $p_{m,i} = p_{gaz,m,i}$

-presiunea medie pe piston  $p_p$ .

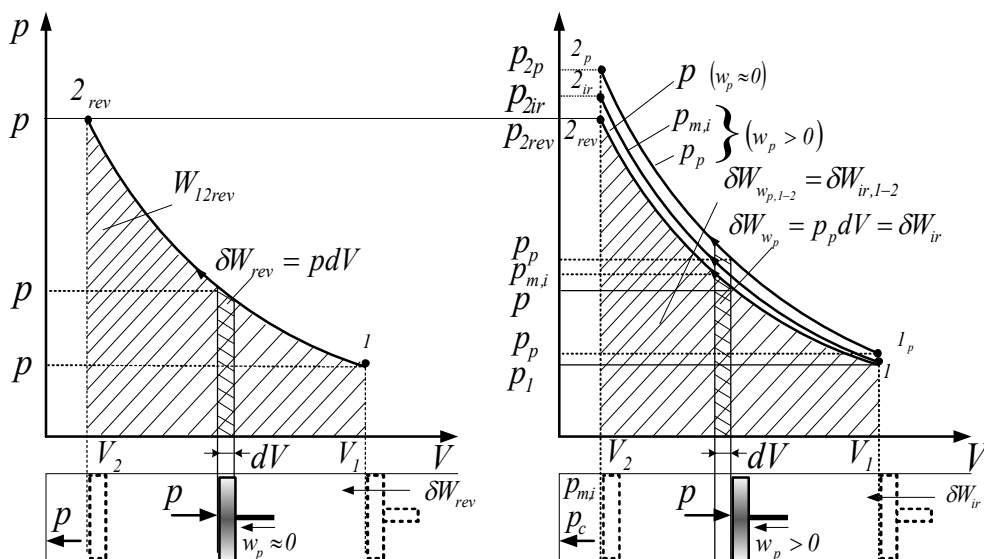
În timpul unui proces de destindere  $p_p < p_{m,i}$ , iar pe parcursul unui proces de comprimare  $p_p > p_{m,i}$ . Asimetria dintre procesul de comprimare și cel de destindere generează ireversibilități interne și externe. Pentru evidențierea diferențelor importante între Termodinamica Reversibilă de echilibru și Termodinamica cu Viteză Finită se analizează în **Fig. 1.2**.

Variația presiunii în timpul unui proces simplu de comprimare și de destindere reversibilă este arătată în **Fig. 1.2a** și **Fig. 1.2c**. Acestea pot fi comparate cu distribuțiile complexe ale presiunii din timpul procesului de comprimare și destindere adiabate ireversibile, ca în **Fig. 1.2b** și **Fig. 1.2d**.

Procesul de comprimare adiabată reversibilă  $1 - 2_{rev}$  este inversul procesului de destindere adiabată reversibilă. În consecință, aria de sub cele două curbe, care reprezintă lucrul mecanic

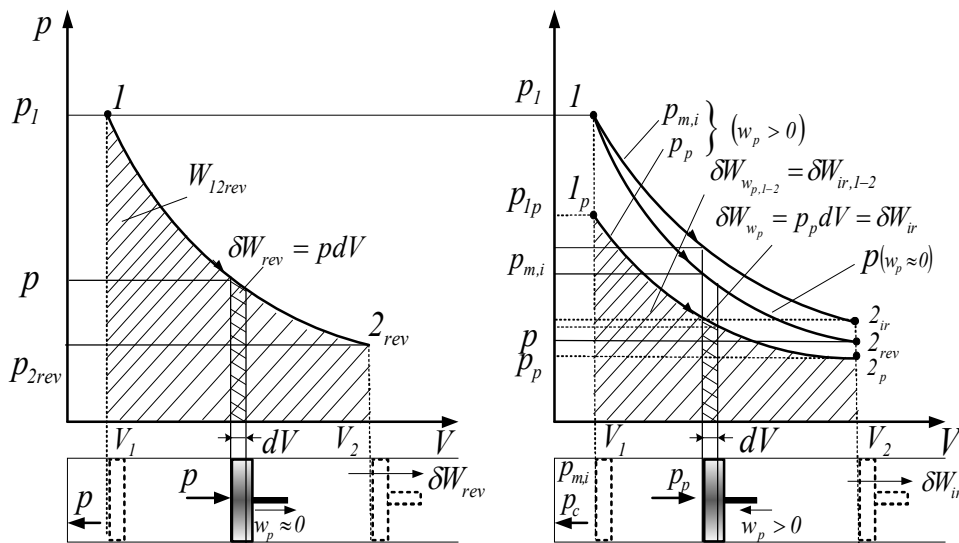
de comprimare, respectiv lucrul mecanic de destindere sunt egale, iar lucrul mecanic net este egal cu 0.

Când se ține seama de ireversibilitatea datorată vitezei finite, sunt necesare câte două curbe pentru a descrie fiecare proces, după cum urmează  $1_p-2_p$  și  $1-2_{ir}$ . Aceste curbe diferă pentru comprimare și destindere.



a. Comprimare reversibilă ( $w_p \approx 0$ )

b. Comprimare ireversibilă ( $w_p > 0$ )



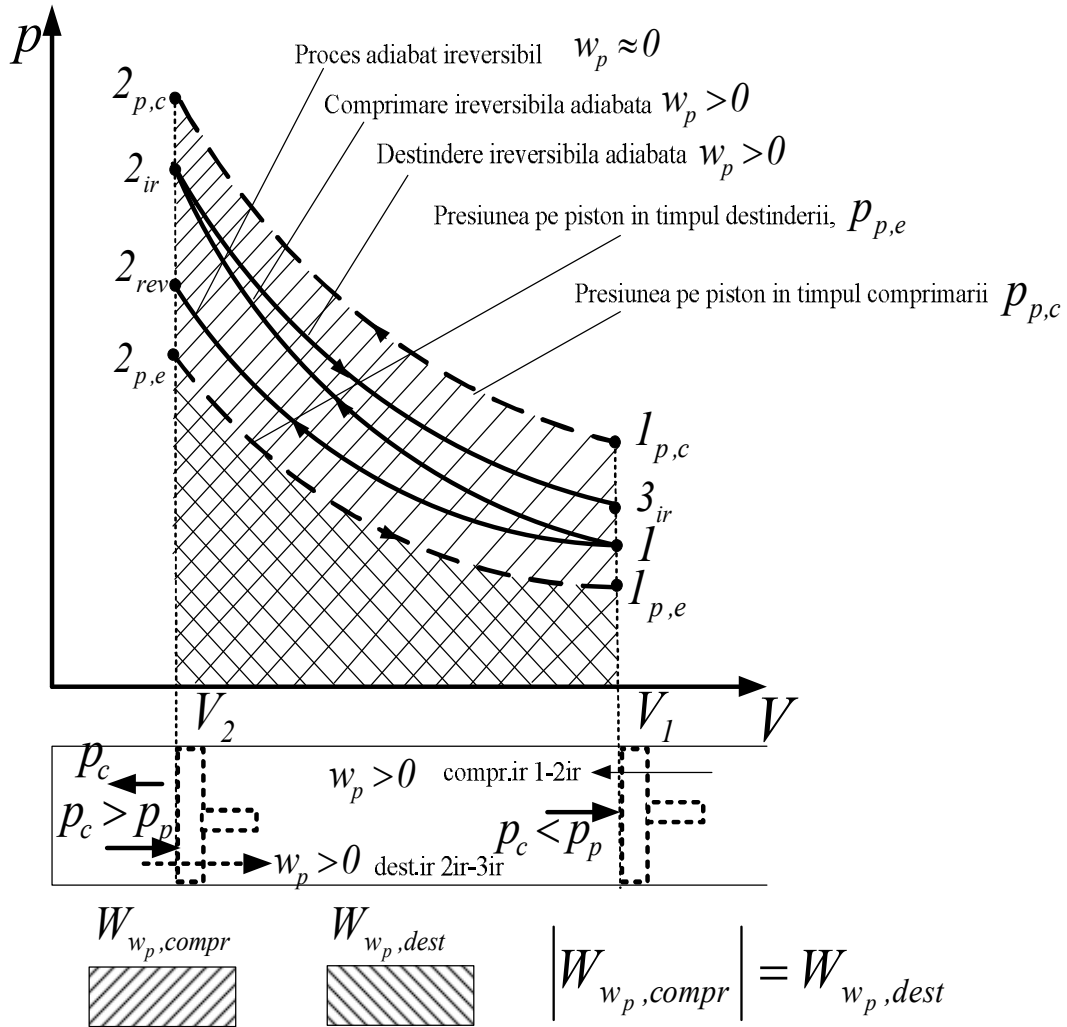
c. Destindere reversibilă ( $w_p \approx 0$ )

d. Destindere ireversibilă ( $w_p > 0$ )

Fig. 1.2. Comparația diagramei  $P-V$  pentru procesele reversibile și ireversibile [56]

Astfel punctul  $2_{ir}$  din Fig. 1.2d diferă de punctul 1 din Fig. 1.2b, și în particular, aria de sub curba de presiune din timpul comprimării diferă de aria de sub curba de presiune din timpul destinderii.

Diferența între lucrul mecanic al comprimării adiabate și cel al destinderii adiabate, este reprezentată în **Fig. 1.3** ca diferența între aria de sub curba  $1_{p,c}$ - $2_{p,c}$  în timpul procesului de comprimare și aria de sub curba  $2_{p,e}$ - $3_{p,e}$  în timpul procesului de destindere.



**Fig. 1.3.** Comprimare adiabată cu viteză finită,  $1-2_{ir}$ , urmată de destindere adiabată cu viteză finită,  $2_{ir}-3_{ir}$ , comparate cu comprimarea și destinderea adiabate reversibile ( $w_p \approx 0$ ),  $1-2_{rev}$  [56]

#### 1.4. MODELE PENTRU EXPRIMAREA MATEMATICĂ A PRINCIPIULUI I PENTRU TRANSFORMĂRILE DE STARE CU VITEZĂ FINITĂ (IREVERSIBILE).

##### 1.4.1. Cazul sistemelor închise (mașini cu piston) [35,36, 40,72, 88]

Pornind de la modelul de explicare cinetico-moleculară a lucrului mecanic reversibil folosit de Macke [89] și Sommerfeld [90] au fost dezvoltate [36-38] câteva modele cinetico-

moleculare și fenomenologice de exprimare matematică a *lucrului mecanic al interacțiunii de viteză finită piston-gaz*, pentru sistemele închise (mașini cu piston):

✎ Model cinetico-molecular elementar sugerat de Sommerfeld și Macke care, acceptând ipoteza haosului molecular, conduce la [36]:

$$\delta W_{ir} = p_{m,i} \cdot \left[ 1 \pm \frac{aw_p}{c} + \frac{bw_p^2}{c^2} \pm \dots \right] \cdot dV = p_p \cdot dV \quad (1.1)$$

unde  $a = 2$ ;  $b = 5$ .

✎ Model cinetico-molecular avansat (statistic, bazat pe distribuția Maxwell-Boltzmann și pe acceptarea timpului de relaxare finit [36,37]):

$$\delta W_{ir} = p_{m,i} \cdot \left[ 1 \pm 2,764 \frac{w_p}{c} + 3 \frac{w_p^2}{c^2} \pm 1,283 \frac{w_p^3}{c^3} + \dots \right] \cdot dV \quad (1.2)$$

✎ Model fenomenologic al interacțiunii piston-gaz, bazat pe ipoteza propagării undelor de presiune (generate de mișcarea cu viteză finită a pistonului  $w_p$ ) cu viteza sunetului, care a condus la [36,37]:

$$\delta W_{ir} = p_{m,i} \cdot \left[ 1 \pm \frac{aw_p}{c} \right] \cdot dV \quad (1.3)$$

unde:  $a = \sqrt{3k}$ ; ( $k = 1,66 \rightarrow a = 2,23$ ;  $k = 1,4 \rightarrow a = 2,05$ ;  $k = 1,3 \rightarrow a = 1,975$ ).

✎ Model bazat pe *Termodinamica fenomenologică ireversibilă liniară* (Onsager [92]) – aplicat la studiul interacțiunii cu viteză finită piston-gaz:

$$\delta W_{ir} = p_p dV = p_{m,i} (1 \pm Kw_p) dV \quad (1.4)$$

Cu expresia *lucrului mecanic ireversibil* (1.3) astfel obținută, înlocuită în expresia Principiului I, se obține *expresia matematică a Principiului I pentru procesele ireversibile cu viteză finită (comprimare și destindere cu viteză finită în sistemele închise)* [36,37]:

$$dU = \delta Q_{ir} - p_{m,i} \left( 1 \pm \frac{aw_p}{c} \right) dV = mc_v dT \quad (1.5)$$

Expresia (1.5) reprezintă punctul de plecare al dezvoltării *Termodinamicii cu Viteză Finită*.

Expresia cantitativă a lucrului mecanic ireversibil, reprezentat de termenul al doilea din membrul drept al ec. (1.5) este [36-38]:

$$\delta W_{ir} = p_{m,i} \left( 1 \pm \frac{aw_p}{c} \right) dV \quad (1.6)$$

În aceste expresii:  $w_p$  este viteza pistonului;  $p_p$  – presiunea pe piston;  $p_{m,i}$  – presiunea medie instantanee a gazului din cilindru;  $c$  – viteza medie moleculară a gazului  $c = \sqrt{3RT_{med}}$ , la temperatura medie instantanee  $T_{med}$ , corespunzătoare lui  $p_{m,i}$  și  $V$ ;  $K$  – o constantă pe care teoria nu o poate prevedea;  $a$  și  $b$  – constante prevăzute de teorie, care depind de exponentul adiabatic al gazului,  $k$ .

Semnul (+) se ia pentru comprimare; semnul (–) se ia pentru destindere.

În procesele cu viteză finită  $p_{m,i}$  în sistem este diferită de presiunea măsurată pe piston (care produce sau consumă lucru mecanic în interacțiunea cu mediul înconjurător), și este dată de relația [36]:

$$p_p = p_{m,i} \left( 1 \pm \frac{aw_p}{c} \right) \quad (1.7)$$

#### 1.4.2. Transformări de stare cu viteză finită (ireversibile) în mașinile cu piston

Întreaga dezvoltare a Termodinamicii cu Viteză Finită este bazată pe ecuația (1.5), și pe noile concepte prezentate anterior, și absolut necesare pentru descrierea proceselor ireversibile.

Această ecuație se poate folosi pentru studiul *transformărilor de stare și a ciclurilor ireversibile din mașinile cu piston*, ca urmare a vitezei finite a interacțiunii mecanice piston-gaz.

Redăm aici, pentru exemplificare, cazul *adiabatelor de comprimare și destindere cu viteză finită*. Se obțin prin integrarea expresiei (1.5), cu condiția  $\delta Q_{ir} = 0$ , următoarele ecuații ale **adiabatei ireversibile** [72]:

$$T_1 \left( 1 \pm aw_p/c_1 \right)^2 \cdot V_1^{k-1} = T_2 \left( 1 \pm aw_p/c_2 \right)^2 \cdot V_2^{k-1} \quad (1.8)$$

$$p_1 \left( 1 \pm aw_p/c_1 \right)^2 \cdot V_1^k = T_2 \left( 1 \pm aw_p/c_2 \right)^2 \cdot V_2^k \quad (1.9)$$

$$\frac{T_1 \left( 1 \pm aw_p/c_1 \right)^{2/k}}{p_1^k} = \frac{T_2 \left( 1 \pm aw_p/c_2 \right)^{2/k}}{p_2^k} \quad (1.10)$$

Din ecuația (1.8) se poate obține:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{\left( 1 \pm aw_p/c_1 \right)^2}{\left( 1 \pm aw_p/c_2 \right)^2} \cdot \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = \delta_{ir} \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} \quad (1.11)$$

Deoarece entropia este o mărime de stare, aceasta se poate exprima cu formula [72]:

$$\Delta S_{rev} = S_2 - S_1 = mc_v \ln \frac{T_2}{T_1} + mR \ln \frac{V_2}{V_1} \quad (1.12)$$

Utilizând relația (1.12) și cunoscând că  $c_v = \frac{R}{k-1}$  pentru gazul perfect, rezultă:

$$\Delta S_{ir} = mc_v \ln \delta_{ir} + m \frac{R}{k-1} \ln \left( \frac{V_2}{V_1} \right)^{k-1} + mR \ln \frac{V_2}{V_1} \quad (1.13)$$

Anulând ultimii doi termeni, se obține pe baza Principiului II *variația de entropie în procesele adiabate de viteză finită*:



$$\Delta S_{ad.ir.w} = mc_v \ln \left[ \left( 1 \pm \frac{aw_p}{c_1} \right) \mp \frac{aw_p}{c_1} \left( \frac{V_2}{V_1} \right)^{\frac{k-1}{2}} \right]^2 > 0 \quad (1.14)$$

și se pot studia toate *ciclurile ireversibile care conțin adiabate cu viteză finită*, ca de exemplu: ciclul Carnot ireversibil, ciclul Otto ireversibil, ciclul Diesel ireversibil, ciclul Brayton ireversibil.

## 1.5. TERMODINAMICA IREVERSIBILĂ CU VITEZĂ FINITĂ PENTRU SISTEMELE COMPLEXE

### 1.5.1. Determinarea lucrului mecanic în procesele termodinamice de viteză finită folosind metoda Termodinamicii Ireversibile Fenomenologice [41,72,91]

Se știe deja că Termodinamica Clasică a condus, din punctul de vedere al adevărului științific, numai la stabilirea unui cadru limită, în care se desfășoară fenomenele termice din natură. Fenomenele au trebuit căutate fie cu ajutorul experienței, fie cu ajutorul unor teorii ale căror ipoteze să se apropie mai mult de realitate.

Preocupări legate de elaborarea unor asemenea teorii au existat chiar la creatorii Termodinamicii Clasice. Astfel Thomson Kelvin a dezvoltat o metodă de studiu a proceselor ireversibile termoelectrice. Deși rezultatele calitative și cantitative erau promițătoare, domeniul de aplicabilitate al metodei era foarte limitat, iar principiile care stăteau la baza ei erau introduse formal, fără nici un suport fizic. Din cauza acestor limite, metoda lui Thomson nu a putut conduce la dezvoltarea unei teorii coerente și suficient de generale a proceselor ireversibile.

Abia începând cu lucrările remarcabile ale lui Onsager din 1931, Termodinamica fizică și cea chimică pășesc pe o nouă linie de dezvoltare, care se conturează treptat (prin contribuțiile lui I. Prigogine, P. Mazur, S.R. de Groot etc.), conducând la crearea unei noi ramuri a termodinamicii, și anume *Termodinamica Fenomenologică a Proceselor Ireversibile*, care ia în considerare realitatea vitezei finite de desfășurare a proceselor fizico-chimice [92-96].

Această metodă de tratare, deși a condus la rezultate remarcabile în fizică și chimie, nu și-a găsit încă o largă aplicare în termodinamica proceselor din mașinile termice.

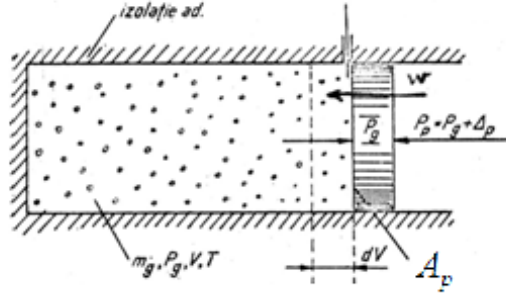
În lucrarea [41], S. Petrescu folosește pentru prima dată, *Metoda Termodinamicii Fenomenologice Ireversibile*, prezentată mai sus, la rezolvarea unei probleme din termodinamica tehnică, și anume găsirea expresiei *lucrului mecanic în procesele de comprimare și destindere cu viteză finită* din mașinile termice cu piston.

Se consideră un gaz de masă  $m$ , în starea caracterizată de  $p_g, V, T$ , aflat într-un cilindru adiabat, obturat cu un piston etanș și fără frecare (**Fig. 1.4**). În starea inițială, pistonul este acționat din exterior de presiunea:

$$p_p = p_g + \Delta p \quad (1.15)$$

iar din interior de presiunea gazului  $p_g$ . În această stare, pistonul este fixat cu un opritor. Ridicând opritorul, pistonul se va deplasa sub acțiunea surplusului de presiune  $\Delta p$ , cu viteza medie  $w_p$ , pe parcursul  $dV / A_p$  (unde  $A_p$  este aria pistonului).

În cazul unui proces ireversibil aplicarea teoriei termodinamice conduce la găsirea expresiei sursei de entropie pentru procesul respectiv, apoi la identificarea din această expresie a forțelor și fluxurilor termodinamice conjugate care intervin în proces. În final se folosesc relațiile de liniaritate între forțele termodinamice și fluxurile termodinamice, precum și relațiile de reciprocitate ale lui Onsager.



**Fig. 1.4.** Cilindru închis de către un piston deplasat sub acțiunea unei diferențe de presiune  $\Delta p$ , cu viteză finită  $w_p$  [41].

În acest mod se procedează și pentru procesul considerat anterior, obținând astfel expresia sursei de entropie:

$$\Delta \dot{S}_i = \frac{dS_i}{d\tau_i} \quad (1.16)$$

care reprezintă viteza de creștere în timp a entropiei sistemului datorită ireversibilității interne care apare în sistem.

Conform Principiului al doilea al Termodinamicii pentru procesele ireversibile, se poate scrie:

$$dS = dS_e + dS_i \quad (1.17)$$

adică variația de entropie a sistemului este datorată, pe de o parte, schimbului de căldură cu exteriorul ( $dS_e$ ) și, pe de altă parte, ireversibilității interne care apare în sistem ( $dS_i$ ).

În cazul procesului studiat, adiabata cu viteză finită, schimbul de căldură este inexistent, deci:

$$dS_e = \frac{\delta Q}{T} = 0 \quad (1.18)$$

Prin urmare,

$$dS = dS_i \quad (1.19)$$

Raportând la  $d\tau$  - diferențiala timpului, se obține *sursa de entropie*:

$$\Delta \dot{S}_i = \frac{dS_i}{d\tau_i} = \frac{dS}{d\tau} \quad (1.20)$$

în care, conform definiției matematice a entropiei,  $dS$  este:

$$dS = \frac{dU + p_g dV}{T} \quad (1.21)$$

Folosind expresia matematică a Primului Principiu pentru procesele adiabate, rezultă [41]:

$$dU = -\delta W \quad (1.22)$$

Evident, lucrul mecanic efectuat din exterior asupra gazului (în ipoteza că masa pistonului este zero) va fi:

$$\delta W = p_p dV \quad (1.23)$$

Cu acestea, expresia (1.21) devine:

$$dS = \frac{-p_p dV + p_g dV}{T} = -\frac{\Delta p}{T} dV \quad (1.24)$$

Înlocuind în (1.20) obținem expresia *sursei de entropie* pentru procesul considerat:

$$\Delta \dot{S}_i = \frac{dS_i}{d\tau} = -\frac{\Delta p}{T} \frac{dV}{d\tau} \quad (1.25)$$

Conform Principiului al doilea în formularea locală, introdusă de Termodinamica Fenomenologică Ireversibilă, *sursa de entropie trebuie să fie întotdeauna pozitivă*. Într-adevăr se verifică în relația (1.25) că atât pentru comprimare ( $dV < 0, \Delta p > 0$ ), cât și pentru destindere ( $dV > 0, \Delta p < 0$ ) sursa de entropie este pozitivă.

Înlocuind în (1.25) expresia variației de volum  $dV$  funcție de viteza pistonului  $w_p$  și de aria pistonului  $A_p$ :

$$dV = -w_p A_p d\tau \quad (1.26)$$

se obține:

$$\Delta \dot{S}_i = \frac{\Delta p}{T} A_p w_p \quad (1.27)$$

În relația (1.26) s-a admis următoarea convenție de semne pentru viteza  $w_p$ : semnul plus pentru comprimare și semnul minus pentru destindere.

Din expresia sursei de entropie (1.27) se identifică factorul care reprezintă *forța termodinamică*, o mărime care să prindă *cauza desfășurării procesului*, în cazul de față o mărime care să-l conțină pe  $\Delta p$ , deci:

$$X = \frac{A_p \Delta p}{T} \quad (1.28)$$

iar *fluxul termodinamic*, o mărime care să prindă *efectul forței termodinamice*,

$$J = w_p \quad (1.29)$$

Folosind una dintre ipotezele de bază ale termodinamicii ireversibile fenomenologice, și anume, relația de liniaritate dintre fluxurile și forțele termodinamice, putem scrie:

$$J = KX \quad (1.30)$$

adică pentru cazul considerat:

$$w_p = \frac{A_p \Delta p}{T} \quad (1.31)$$

Exprimând  $\Delta p$  din relația de mai sus și înlocuindu-l în expresia presiunii pe piston, se obține [41]:

$$p_p = p_g + \frac{T}{KA_p} w_p \quad (1.32)$$

sau:

$$p_p = p_g \left( 1 + \frac{T}{KA_p p_g} w_p \right) \quad (1.33)$$

Pentru a scoate în evidență diferența dintre cazul comprimării și cel al destinderii, putem considera că  $w_p$  cuprinde numai valoarea vitezei pistonului, punând semnele corespunzătoare în fața liniei fracției:

$$p_p = p_g \left( 1 \pm \frac{T}{KA_p p_g} w_p \right) \quad (1.34)$$

în care vom lua semnul (+) pentru comprimare și semnul (-) pentru destindere.

Trebuie să remarcăm că, pentru procesul infinitesimal studiat,  $T$  și  $p_g$  pot fi considerate constante și, prin urmare, este de așteptat ca mărimea  $K$  (coeficientul fenomenologic din relația liniară forță-flux) să depindă de  $T$  și  $p$ . De asemenea, această mărime va depinde și de celelalte proprietăți ale sistemului. Relația (1.34) se poate scrie deci:

$$p_p = p_g (1 \pm K_1 w_p) \quad (1.35)$$

în care am notat:

$$K_1 = f(T, p_g, A_p, \dots) \quad (1.36)$$

Cu aceasta *lucrul mecanic în procesele adiabate de viteză finită* [41] devine din ec.(1.23) :

$$\delta W_{ir} = p_g (1 \pm K_1 w_p) dV \quad (1.37)$$

Relația la care s-a ajuns este în concordanță cu aspectele calitative semnalate de majoritatea lucrărilor de termodinamică tehnică cu privire la comprimarea și destinderea de viteză finită. Astfel se știe că, în cazul comprimării cu viteză finită, lucrul mecanic consumat va fi mai mare decât lucrul mecanic reversibil ( $w_p = 0$ ), iar în cazul destinderii cu viteză finită lucrul mecanic dezvoltat va fi mai mic decât cel reversibil.

La fel ca în cazul tuturor relațiilor deduse folosind metoda termodinamicii fenomenologice ireversibile, expresia (1.34) nu se poate folosi cantitativ direct, deoarece metoda utilizată nu poate conduce la explicitarea coeficientului fenomenologic  $K$  și deci a funcției  $K_1$ .

Pentru a deduce această funcție  $K_1$  este necesar să se recurgă fie la experiență, fie la o teorie structurală (cinetică sau statistică) prin care să ne apropiem mai mult de realitățile fizice care determină desfășurarea procesului considerat.

Plecând de la unele raționamente calitative ale lui Macke [89] și Sommerfeld [90] cu privire la interacțiunea gaz-piston [36,41], problema de mai sus a fost tratată pe cale cinetico-moleculară rezultând:

$$\delta W_{ir} = p_{m,i} \left( 1 \pm \frac{aw_p}{c_m} + \frac{bw_p^2}{c_m^2} \pm \dots \right) dV \quad (1.38)$$

care, pentru  $w_p \ll c_m$ , se poate scrie :

$$\delta W_{ir} = p_{m,i} \left( 1 \pm \frac{aw_p}{c_m} \right) dV \quad (1.39)$$

unde:  $p_{m,i}$  este presiunea medie instantanee din gaz;  $c_m$  - viteza medie moleculară din gaz ( $c_m = \sqrt{3RT_m}$ );  $a$  - coeficientul care depinde de natura gazului și de configurația geometrică a sistemului ( $a = \sqrt{3k}$ ).

Comparând relația (1.39) cu (1.37) se poate obține expresia funcției  $K_1$  [36,42]:

$$K_1 = \frac{a}{c_m} = \frac{a}{\sqrt{3RT_m}} \quad (1.40)$$

în care:  $R$  este constanta generală a gazului;  $T_m$  - temperatura medie momentană a gazului.

În concluzie, se constată că metoda Termodinamicii Fenomenologice Ireversibile este aplicabilă unor procese de viteză finită din mașinile termice, conducând la relații care descriu corect din punct de vedere calitativ aceste procese, însă obținerea unor relații utilizabile cantitativ nu se poate face decât recurgând în continuare fie la experiență, fie la o teorie structurală (cinetică sau statistică). Extrem de important este, totuși, faptul că *lucrul mecanic* în *procesele cu viteză finită*, dat de ecuația (1.37), conține viteza finită a procesului  $w_p$ , ca și ecuația (1.39) obținută pe cale cinetico-moleculară sau statistică.

### 1.5.2. Principiul I combinat cu Principiul al II lea pentru studiul proceselor ireversibile cu viteză finită [72].

Întrucât ecuația (1.37) a fost obținută utilizând Metoda Termodinamicii Fenomenologice Ireversibile, care face apel la formularea locală a Principiului al II lea, rezultă că această ecuație conține în sine ”originea ireversibilității interne” a proceselor cu viteză finită, tocmai prin termenul  $(\pm K_1 w_p)$ , din paranteză. Același lucru va fi valabil și pentru termenul  $(\pm aw/c_m)$  din ecuația (1.39), dedusă cinetico-molecular, cu deosebirea că acest termen din urmă conține, prin coeficientul  $a = \sqrt{3k}$ , și natura fluidului de lucru, care este ”prinsă” de asemenea și prin viteza medie moleculară  $c_m = \sqrt{3RT_m}$ , prin intermediul constantei  $R$  a gazului perfect care evoluează în sistem. În plus aici mai apare în mod explicit și influența directă a temperaturii medii din gaz  $T_m$ . Se vede că odată cu scăderea acesteia, ireversibilitatea va crește. La limită, când  $T_m \rightarrow 0K$ , se observă că ireversibilitatea ”prinsă” de termenul  $aw_p/c_m$  devine infinită, ceea ce ar putea explica intangibilitatea temperaturii absolute de  $0K$ .

Dacă în expresia bine cunoscută a Principiului I se introduce ecuația (1.39), pentru un proces cu viteză finită se obține:

$$dU = \delta Q_{ir} - p_{m,i} \left( 1 \pm \frac{aw_p}{c_m} \right) dV \quad (1.41)$$

Această ecuație este de fapt *ecuația fundamentală a proceselor cu viteză finită*, care combină Principiul I cu Principiul II, partea a doua, care include ireversibilitatea în sistem [36].

Un pas important în dezvoltarea Termodinamicii cu Viteză Finită îl constituie generalizarea, în anul 1992, a ecuației (1.38) pentru cazul sistemelor complexe, care conține trei cauze de generare a ireversibilității [51], și anume:

- ✓ Viteza finită, prin termenul  $(\pm aw_p/c)$ ;
- ✓ Laminarea internă, prin termenul  $(\pm \Delta p_{th}/p_{m,i})$ ;

- ✓ Frecarea internă piston-cilindru, prin termenul  $(\pm \Delta p_f / p_{m,i})$ .

$$dU = \delta Q_{ir} - p_{m,i} \left( 1 \pm \frac{a w_p}{c_m} \pm \frac{b \Delta p_{th}}{2 p_{m,i}} \pm \frac{f \Delta p_f}{p_{m,i}} \right) dV \quad (1.42)$$

Ecuția (1.42) a devenit astfel *ecuația fundamentală a proceselor cu viteză finită, care conține toate cele trei cauze esențiale care generează ireversibilitățile interne din mașinile termice* [51].

Ea a condus la dezvoltarea unei noi ramuri a Termodinamicii Ireversibile, numită **Termodinamica cu Viteză Finită** (TVF) pentru sistemele complexe [68], în cadrul căreia s-a elaborat Metoda Directă de studiu și optimizare a mașinilor termice. Această metodă a fost aplicată la studiul mai multor cicluri (Otto, Carnot, Stirling, Diesel). În cazul motoarelor Stirling, Metoda Directă a fost validată pe baze experimentale, rezultate din studiul a 12 motoare Stirling și a 16 regimuri de funcționare.

### 1.5.3. Metoda Directă. Considerente generale

**Metoda Directă** [34-44,53,68,73-76] este o metodă de analiză și optimizare a proceselor și ciclurilor care se desfășoară cu viteză finită. Baza acestei metode o reprezintă Principiul I al Termodinamicii pentru procesele cu viteză finită, care este aplicat fiecărui proces al ciclului. Metoda a fost dezvoltată și aplicată până în prezent în studiul mai multor cicluri (Otto, Carnot, Stirling, Diesel) [73-75,83].

Performanțele ciclurilor sunt evaluate luând în considerare ireversibilitățile interne și externe generate în interiorul mașinii, ca de exemplu:

- ✓ pierderi de presiune datorate laminării gazului la trecerea prin regenerator (la motoarele Stirling) sau supape (la motoarele cu ardere internă, sau la compresoarele cu piston);
- ✓ pierderi de presiune datorate vitezei finite a pistonului;
- ✓ pierderi de presiune datorate frecărilor mecanice interne;
- ✓ regenerarea imperfectă a căldurii în regenerator (la motoarele Stirling).

Metoda constă în identificarea, înțelegerea și cuantificarea cauzelor și mecanismelor care generează ireversibilități cu ajutorul ecuației fundamentale a Termodinamicii pentru procesele ireversibile, și anume expresia matematică a Principiului I al Termodinamicii pentru procesele cu viteză finită.

Partea grafică joacă un rol important în cercetare și optimizare, precum și în prezentarea rezultatelor prin diagrame putere-viteză/temperatură și randament/coeficient de performanță-viteză/ temperatură, pe baza relațiilor analitice obținute prin integrarea pe fiecare transformare a ciclului a expresiei matematice a Principiului I pentru procesele cu viteză finită.

Metoda Directă, dezvoltată în cadrul Termodinamicii cu Viteză Finită, va fi adaptată în capitolele II și III, pentru optimizarea unui ciclu Carnot ireversibil [71,77] și pentru elaborarea unei scheme de calcul în vederea optimizării mașinilor frigorifice cu comprimare mecanică de vapori (IFV), mașini care funcționează după un ciclu pe care l-am numit *ciclu cvasi-Carnot* [86,98,99].

## CAPITOLUL II

### **ANALIZA CICLULUI DIRECT CARNOT IREVERSIBIL CU AJUTORUL METODEI DIRECTE DEZVOLTATĂ ÎN CADRUL TERMODINAMICII CU VITEZĂ FINITĂ**

#### 2.1. INTRODUCERE

Analiza și optimizarea ciclului Carnot cu ireversibilități interne și externe, a reprezentat o prioritate esențială a cercetărilor de renume [12,15,27,31,100-102]. Astfel, începând cu anul 1990, atenția cercetătorilor s-a îndreptat către analiza ciclului Carnot cu ireversibilități externe. [55,57,103]

În 1994 a fost publicată o lucrare extrem de importantă pentru dezvoltarea Termodinamicii cu Viteză Finită și a Metodei Directe de analiză a ireversibilităților [57], din punct de vedere al evaluării analitice a performanțelor ciclurilor ireversibile.

Dezvoltarea acestui capitol este bazată pe lucrarea [57,71], care deschide o serie de publicații [34,45-49,70,71,75,105,106] cu privire la analiza ciclului Carnot ireversibil cu viteză finită, și care contribuie într-un mod esențial la dezvoltarea Termodinamicii cu Viteză Finită și a Metodei Directe [72,107,108].

În cele ce urmează, se analizează un ciclu Carnot direct cu *ireversibilități externe* (datorate diferențelor de temperaturi la surse), cât și cu *ireversibilități interne* (datorate vitezei finite). Ciclu ireversibil Carnot este reprezentat într-o diagramă  $T-S$  originală, unde se evidențiază *lucrul mecanic pierdut* (exergia) din cauza diverselor ireversibilități, generate în timpul funcționării mașinii cu *viteză finită*.

Se dezvoltă o *metodă de calcul analitic* bazată pe Metoda Directă din Termodinamica cu Viteză Finită, cu ajutorul căreia se evidențiază efectul pe care îl are *viteza pistonului* în cadrul ireversibilităților interne, asupra performanțelor mașinii (*randament* și *putere*, exprimate analitic ca funcție de viteză). Se prezintă un exemplu de rezultate pentru o serie de valori ale vitezei unui ciclu Carnot, caracterizat de o temperatură ridicată la sursa caldă ( $2000\text{ K}$ ).

Se determină expresia analitică a *temperaturii optime* necesare obținerii unui *randament maxim* al ciclului Carnot, în funcție de *viteza pistonului*. Exemplul este dezvoltat și în scopul determinării unei temperaturi optime, necesare obținerii unei *puteri maxime* a ciclului Carnot, într-un anumit interval de valori ale vitezei pistonului.

În cele mai multe cărți și articole publicate înainte de apariția lucrării [57] în 1994, comparația între un ciclu Carnot complet reversibil și un ciclu Carnot doar cu ireversibilități externe (endoreversibil) s-a făcut folosind o figură similară cu Fig. 2.1.

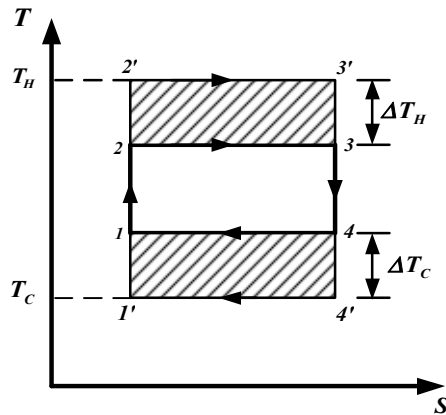


Fig. 2.1. Ciclul Carnot cu ireversibilități externe (endoreversibil)

În această figură, ciclul Carnot complet reversibil, (fără ireversibilități interne sau externe) este  $1'-2'-3'-4'-1'$ , unde temperatura sursei calde este  $T_H$  și temperatura sursei reci este  $T_C$ .

Tot în această diagramă, era reprezentat și un ciclu Carnot  $1-2-3-4-1$ , care ar funcționa între aceleași niveluri de temperatură, dar care ar ține cont de ireversibilitățile externe generate de diferențele de temperatură, necesare la surse, pentru a asigura transferul de căldură.

Cele două arii hașurate „ar reprezenta” lucrul mecanic pierdut datorită ireversibilităților externe, necesare pentru efectuarea transferului de căldură între surse și gazul din ciclu, ilustrând astfel grafic „cât ne costă” ca pierdere de lucru mecanic funcționarea ireversibilă raportată la cea complet reversibilă.

Analizând această figură, cei trei profesori (S. Petrescu, C. Harman, A. Bejan) autori ai lucrării [57] au constatat că această comparație „nu are sens” (pentru ingineri) dacă observăm că în cele două cicluri „nu intră” aceeași cantitate de căldură. În consecință, ei au propus pentru prima oară în lucrarea [57], o nouă diagramă T-S complet originală (Fig. 2.2) în care se compară două cicluri în care intră aceeași cantitate de căldură, considerând că numai o astfel de comparație are sens (pentru ingineri).

În prezentul capitol vom adopta aceeași poziție, considerând că în activitatea de proiectare optimizată, inginerul și cercetătorul compară de obicei o mașină ireversibilă (reală) cu o mașină total reversibilă, în ambele intrând aceeași cantitate de căldură pe ciclu.

Autorii lucrării [57] „nu au pretins” la acea vreme (în 1994) că prin aceasta s-a realizat „prima unificare” între Termodinamica în Timp Finit (marcată de cercetarea Chambadal-Novikov-Curzon-Ahlborn [12,27,100,101]) și Termodinamica cu Viteză Finită (dezvoltată de S. Petrescu, et.al), care tocmai „se naște” [34,36,37,45-51,57,68,70-72,75,104-114] și urma să se dezvolte până la validare [62,68]. În cartea recentă [107], în care este descrisă această dezvoltare a Termodinamicii cu Viteză Finită și a Metodei Directe, S. Petrescu notează că lucrarea [57] realizează unificarea între cele două ramuri ale Termodinamicii Ireversibile, respectiv Termodinamica în Timp Finit cu Termodinamica cu Viteză Finită.

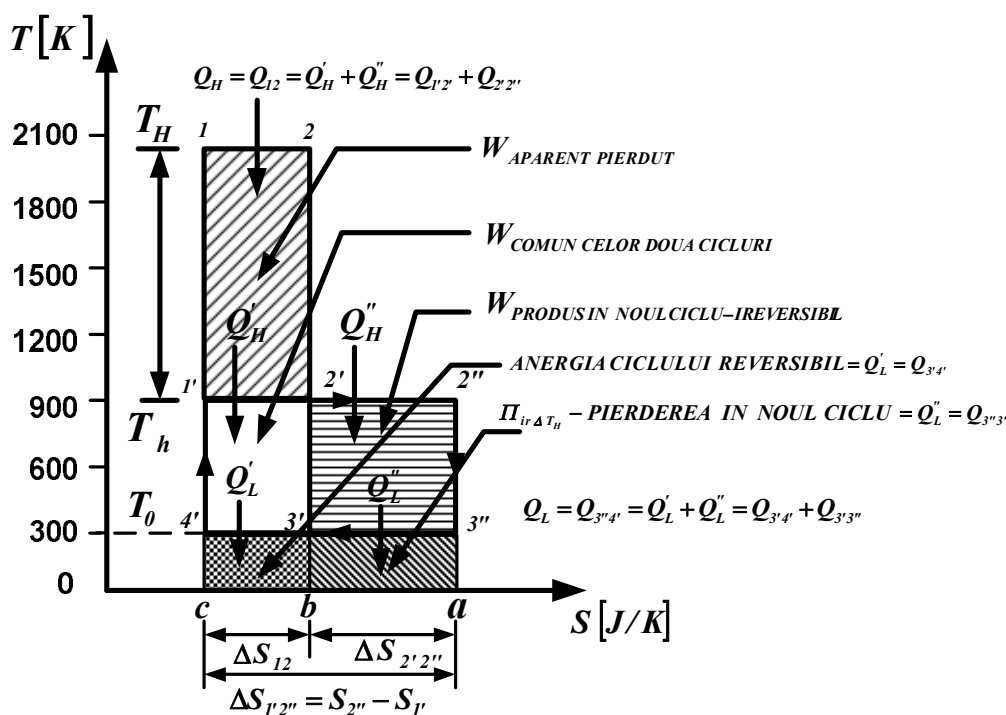
În lucrarea foarte recentă [108], care se bazează pe lucrarea [57] dar cu o amplă dezvoltare și reinterpretare în noul cadru istoric al dezvoltării TTF și TVF la nivelul anilor



2012, se afirmă același lucru (după 20 de ani de dezvoltare a TVF), anume că lucrarea [57] a avut o influență determinantă asupra dezvoltării Termodinamicii cu Viteză Finită și a Metodei Directe, precum și asupra tendințelor de unificare între TTF și TVF. Toate lucrările după 1994 ale colectivului S. Petrescu et al., s-au axat pe încercarea de a exprima, cu ajutorul Metodei Directe din TVF, performanțele ciclurilor ireversibile (*randament, COP, putere*) în funcție de viteza procesului și de alți parametri constructivi și funcționali. În aceasta constă importanța lucrării [57] reluată și dezvoltată în [108], pentru explicarea originii și dezvoltării Metodei Directe din TVF.

## 2.2. DIAGRAMA $T$ - $S$ ORIGINALĂ [57, 108]

Lucrul mecanic pierdut într-un proces poate fi, de altfel, definit ca *exergie pierdută*. **Fig. 2.2** arată un ciclu Carnot fără ireversibilități interne, dar cu ireversibilități externe, care primește căldura  $Q_H$  de la o sursă de căldură având temperatura  $T_H$ .



**Fig. 2.2.** Ciclul Carnot cu ireversibilități externe și fără ireversibilități interne[57,108].

Căldura este transferată la o diferență finită de temperatură  $\Delta T_H$ , gazului de lucru aflat la temperatura  $T_{H,g}$ . Acest transfer ireversibil de căldură provoacă o creștere a entropiei fluidului din ciclu,  $S_{2''} - S_2$ .

Aria descrisă de  $c-1-2-b-c$  este proporțională cu căldura totală transferată, atât timp cât nu există pierderi de energie. Această arie trebuie să fie egală cu aria descrisă de  $c-1'-2''-a-c$ .

Dacă aria  $c-1'-2'-b-c$  este conținută de ambele arii descrise anterior, rezultă că ariile  $1'-1-2-2'-1'$  și  $b-2'-2''-a-b$  trebuie să fie egale.

Astfel  $T_H \Delta S_{12} = T_h \Delta S_{1'2''}$ , iar lucrul mecanic pierdut în procesul de transfer de căldură  $Q_H - Q'_H$  este convertit în căldură  $Q_{2'2''} = Q_H''$ . Acesta este lucrul mecanic generat de ireversibilitățile externe cauzate de transferul de căldură la diferență finită de temperatură.

O diagramă  $T-S$  prezentată ca în **Fig. 2.2** arată pierderile într-o proporție directă (la scară), permițând o analiză mult mai atentă a importanței acestora.

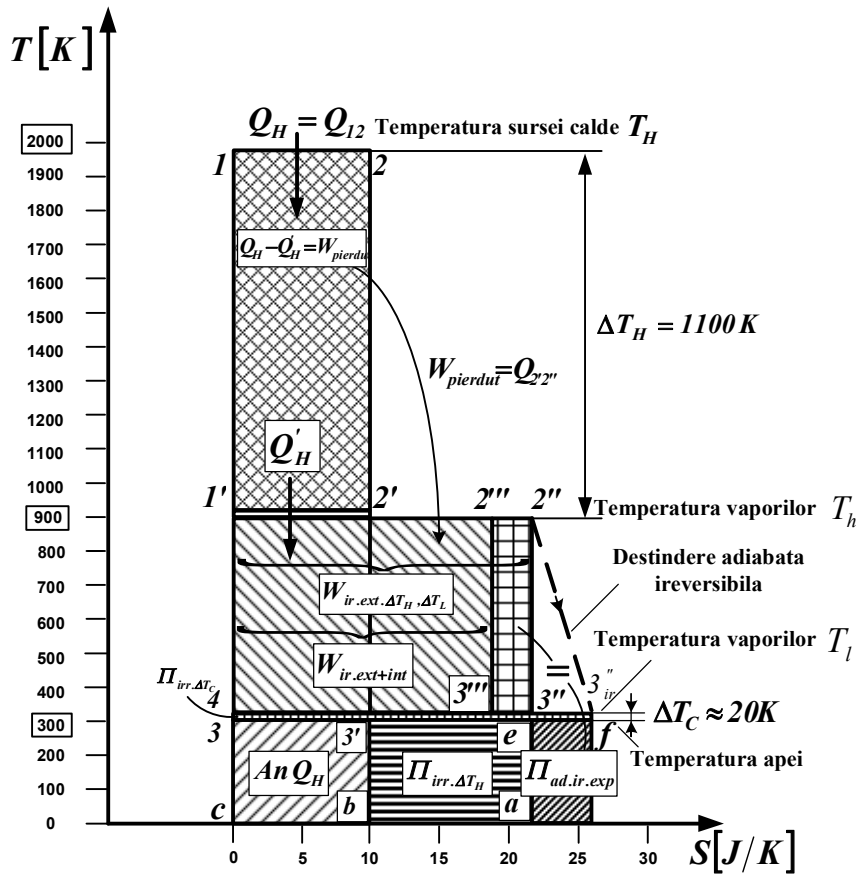
Această diagrama  $T-S$ , prezentată în **Fig. 2.2**, este dimensionată astfel încât să furnizeze un exemplu numeric. În acest exemplu o cantitate de căldură de  $20000 J$  este transferată de la sursa aflată la temperatura de  $2000K$ . Motorul primește această căldură însă la  $900K$ , iar la  $300K$  cedează căldură sursei reci.

Entropia la sursa caldă scade, așa cum se poate vedea în figură devenind  $10 J/K$ , iar entropia în timpul procesului de încălzire crește în ciclul Carnot la  $20000J/400K$  sau  $22.2 J/K$ .

Ireversibilitatea externă este de  $12.2 J/K$ . Această ireversibilitate externă va produce:

$$T_0 \Delta S_{2'2''} = 300K \cdot 12.2 J/K = 3666 J \rightarrow \text{anergie}$$

Un ciclul direct Carnot poate funcționa cu ireversibilități externe produse atât pe parcursul procesului de încălzire, cât și pe cel de răcire, și în plus poate genera ireversibilități interne în timpul procesului de destindere adiabată.



**Fig. 2.3.** Ciclul Carnot cu ireversibilități interne și externe [57,108].

Diagrama  $T-S$  pentru un ciclu funcționând cu toate aceste tipuri de ireversibilități este reprezentată în **Fig. 2.3**. Ciclul prezentat în această diagrama are același ordin de mărime al căldurii transferate, ca în **Fig. 2.2**.

Totodată, ciclul prezintă temperatura fluidului în contact cu sursa rece,  $T_l = 320K$ , iar aria ce reprezintă căldura pierdută prin transferul termic la diferență de  $20K$ ,  $\Pi_{ir\Delta T_L}$ , reprezentat în **Fig. 2.3**.

Această arie  $3-4-3''-e-3$  este mult mai mică în comparație cu aria care reprezintă transferul termic în sistem, deoarece diferența de temperatură la care se realizează transferul de căldură este relativ mică. Această diferență de temperatură are corespondent în aplicațiile practice, deoarece spre exemplu un ciclu cu vapori primește căldura de la gazele de ardere, și cedează căldura în condensator. Efectul ireversibilităților interne generate în timpul destinderii adiabate, este prezentat în **Fig. 2.3**. (punctul  $3''_{ir}$ ).

Ireversibilitățile generate în procesul adiabat produc o creștere de entropie și o *anergie*  $\Pi_{ad,ir.exp}$ , care poate fi evidențiată de aria descrisă de punctele:  $3'''-2'''-2''-3''-3'''$  în **Fig. 2.3**.

Aceasta ilustrează clar lucrul mecanic pierdut din cauza ireversibilităților generate de destinderea adiabată.

Diagrama  $T-S$  este dimensionată astfel încât să illustreze pierderile generate de transferul de căldură ireversibil de la temperatura rece  $T_C$  a ciclului la temperatura  $T_0$  a sursei reci.

$$Pierdere_1 = (T_L - T_0)\Delta S_{ac} = 20 \cdot 22.5 = 450 \text{ J} \rightarrow \text{anergie}$$

În aceeași manieră, pierderea din procesul de destindere adiabată, pentru o eficiență a procesului de 90%, este:

$$Pierdere_2 = (T_L - T_0)\Delta S_{ad} = 300 \cdot 4.5 = 1350 \text{ J} \rightarrow \text{anergie}$$

Comprimarea ireversibilă adiabată nu este reprezentată în **Fig. 2.3**, însă analiza este similară cu cea pentru destinderea adiabată ireversibilă. De exemplu, pentru o eficiență a procesului de comprimare de 90%, va rezulta o creștere a entropiei de  $4.5 \text{ J/K}$  și o anergie de  $1350 \text{ J}$ .

Temperatura apei este considerată în exemplul grafic, ca fiind puțin mai mică decât temperatura gazului de lucru din ciclu, având un ordin de mărime similar cu cel din centralele termoelectrice cu turbine cu abur.

Alegerea nu a fost întâmplătoare, dorindu-se să se arate că această diferență de temperatură e mult mai mică la sursa rece, față de cea de la sursa caldă, motiv pentru care într-o primă aproximație chiar poate fi neglijată. Motivul pentru care acest  $\Delta T_C$  e mult mai mic decât  $\Delta T_H$ , rezidă în faptul că la sursa rece se introduce căldura într-un gaz, provenită de obicei tot dintr-un gaz (ex: gaze arse), caz în care coeficienții de transfer de căldură sunt foarte scăzuți, în comparație cu situația de la sursa rece, unde căldura trece de la gaz la apă, caz în care coeficientul de transfer de căldură e mult mai mare.

2.3. ANALIZA ȘI OPTIMIZAREA CICLULUI DIRECT CARNOT CU IREVERSIBILITĂȚI INTERNE ȘI EXTERNE [57].

Un ciclu Carnot direct închis este descris în coordonate  $T$ - $S$  în Fig. 2.4. Motorul generează ireversibilități externe datorate transferului de căldură de la sursa caldă cu temperatura fixă  $T_H$ , ciclului de înaltă temperatură  $T_X$ , în timpul procesului izoterm de încălzire 2-3.

Se produc ireversibilități interne datorate vitezei finite a pistonului doar pe parcursul proceselor de comprimare și destindere adiabată.

Temperatura sursei reci și temperatura gazului din ciclu în contact cu sursa rece, sunt considerate aceleași. Această temperatură  $T_0$ , este fixată, însă temperatura gazului din ciclu în contact cu sursa caldă  $T_X$  este un parametru variabil.

Procesele ireversibile de comprimare și destindere adiabată sunt descrise prin utilizarea expresiei Principiului I a Termodinamicii pentru procese ce se desfășoară cu viteză finită [34,70,75,104-106].

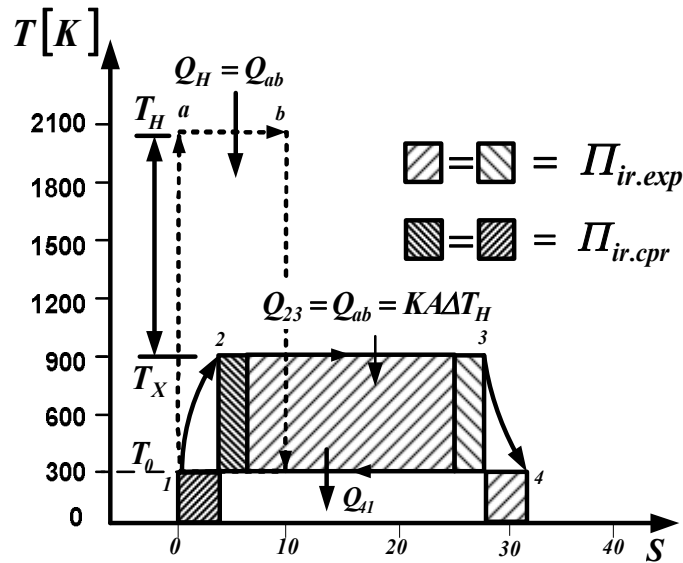


Fig. 2.4. Ciclu Carnot cu ireversibilități interne [57,108].

$$dU = \delta Q_{ir} - p_{m,i} \left( 1 \pm \frac{aw_p}{c} \right) dV \quad (2.1)$$

unde:  $\frac{aw_p}{c}$  - contribuția vitezei finite ( $a = \sqrt{3k}$ ;  $c = \sqrt{3RT}$ ) și  $p_{m,i}$  - presiunea medie instantanee.

Ecuatiile proceselor adiabate ireversibile pentru gaze ideale sunt obținute făcând ipoteza  $\delta Q = 0$ , în ec. (2.1) și integrând-o [37-50,51,68,109-111]:

$$T_2 \left( 1 \pm \frac{aw_p}{c_2} \right)^2 V_2^{k-1} = T_1 \left( 1 \pm \frac{aw_p}{c_1} \right)^2 V_1^{k-1} \quad (2.2)$$

Din această ecuație  $T_2$  poate fi exprimat astfel :

$$T_2 = \frac{\left(1 \pm \frac{aw_p}{c_1}\right)^2}{\left(1 \pm \frac{aw_p}{c_2}\right)^2} T_1 \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} = \delta_{ir} T_1 \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} \quad (2.3)$$

Această ecuație a rezultat prin integrarea Principiului I pentru procesele cu viteză finită. Ea a fost ulterior copletată și cu temenii de ireversibilitate generată de frecare, reprezentând un rezultat remarcabil al Termodinamicii cu Viteză Finită.

Pentru un proces cu viteză finită,  $w_p \ll c$ , se poate exprima  $\delta_{ir.cpr}$ , după cum urmează:

$$\delta_{ir.cpr} = \frac{\left(1 \pm \frac{aw_p}{c_1}\right)^2}{\left(1 \pm \frac{aw_p}{c_2}\right)^2} \cong \left[ \left(1 + \frac{aw_p}{c_1}\right) \left(1 - \frac{aw_p}{c_2}\right) \right]^2 \quad (2.4)$$

sau mai simplu:

$$\delta_{ir.cpr} = \left[ 1 + \frac{aw_p}{c_1} - \frac{aw_p}{c_2} - \frac{a^2 w_p^2}{c_1 c_2} \right]^2 \quad (2.5)$$

În cazul în care  $a^2 w_p^2 \ll c_1 c_2$ , ultimul termen poate fi neglijat prin comparația cu celelalte, rezultând:

$$\delta_{ir.cpr} = \left[ 1 + \frac{aw_p}{c_1} - \frac{aw_p}{c_2} \right]^2 \quad (2.6)$$

în care:  $c_1 = \sqrt{3RT_1}$  și  $c_2 = \sqrt{3RT_2}$ .

Făcând o primă aproximație,  $\delta_{ir.cpr} = 1$ , pentru  $T_2$  din procesul ireversibil de comprimare adiabată, se obține:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1}$$

$$c_2 = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\frac{k-1}{2}} \sqrt{3RT_1} = c_1 \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\frac{k-1}{2}} \quad (2.7)$$

Introducând  $c_2$  în  $\delta_{ir.cpr}$ , se obține într-o primă aproximație:

$$\delta_{ir.cpr} = \left[ 1 + \frac{aw_p}{c_1} - \frac{aw_p}{c_1} \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\frac{k-1}{2}} \right]^2 \quad (2.8)$$

Pentru o mai bună estimare, se poate calcula  $T_2$  din ecuația procesului de comprimare adiabată:

$$T_2 = \delta_{ir.cpr} T_1 \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} \quad (2.9)$$

$$c_2' = \sqrt{3RT_2} = \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{\frac{k-1}{2}} (\delta_{ir.cpr})^{\frac{1}{2}} \sqrt{3RT_1} \quad (2.10)$$

Introducând de această dată valoarea lui  $c_2'$  din ec. (2.10) în ec. (2.6) se obține o estimare mai realistă pentru  $\delta_{ir.cpr}$ :

$$\delta_{ir.cpr}' = \left[ 1 + \frac{aw_p}{c_1} - \frac{aw_p}{c_1} \left( \frac{V_2}{V_1} \right)^{\frac{k-1}{2}} (\delta_{ir.cpr})^{-\frac{1}{2}} \right]^2 \quad (2.11)$$

unde  $\delta_{ir.cpr}$  este dat de ec (2.8).

În cele ce urmează, vom folosi rezultatele calculului variației de entropie în studiul unui proces de comprimare adiabată ireversibilă cu viteză finită.

Deoarece entropia este un parametru de stare, aceasta se poate exprima astfel:

$$\Delta S = S_f - S_i = mc_v \ln \frac{T_f}{T_i} + mR \ln \frac{V_f}{V_i} \quad (2.12)$$

Din ec. (2.3) rezultă:

$$\frac{T_2}{T_1} = \delta_{ir} \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} \quad (2.13)$$

Înlocuind ec. (2.13) în ec. (2.12), și cunoscând  $c_v = \frac{R}{k-1}$  pentru gazele perfecte, rezultă:

$$\Delta S_{ir} = mc_v \ln \delta_{ir} + m \frac{R}{k-1} \ln \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} + mR \ln \frac{V_2}{V_1}$$

Ultimii doi termeni se anulează reciproc, și se obține în final:

$$\Delta S_{ir} = mc_v \ln \delta_{ir} \quad (2.14)$$

În această expresie, se poate folosi fie ec. (2.11), fie ec. (2.8), în funcție de gradul de aproximare dorit.

Deci, într-o prima aproximare, cu  $\delta_{ir}$  luat din ec. (2.8), se obține:

$$\Delta S_{ir.cpr} = mc_v \ln \left[ 1 + \frac{aw_p}{c_1} - \frac{aw_p}{c_1} \left( \frac{V_2}{V_1} \right)^{\frac{k-1}{2}} \right]^2 \quad (2.15)$$

Într-o manieră similară, dacă procesul analizat anterior, este un proces ireversibil de destindere adiabată, se poate calcula  $\delta_{ir.exp}$  astfel:

$$\delta_{ir.exp} = \left[ 1 - \frac{aw_p}{c_1} + \frac{aw_p}{c_1} \left( \frac{V_2}{V_1} \right)^{\frac{k-1}{2}} \right]^2 \quad (2.16)$$

și:

$$\Delta S_{ir.exp} = mc_v \ln \left[ 1 - \frac{aw_p}{c_3} + \frac{aw_p}{c_3} \left( \frac{V_2}{V_1} \right)^{\frac{k-1}{2}} \right]^2 \quad (2.17)$$

Ecuțiile (2.15) și (2.17) se pot combina într-o manieră generală, după cum urmează:

$$\Delta S_{ad.ir}^{w_p} = mc_v \ln \left[ 1 \pm \frac{aw_p}{c_1} \mp \frac{aw_p}{c_1} \left( \frac{V_2}{V_1} \right)^{\frac{k-1}{2}} \right]^2 \quad (2.18)$$

în care semnul de deasupra indică comprimarea, iar semnul inferior indică destinderea. Pentru procesul de comprimare 1-2, ec. (2.18) devine:

$$\Delta S_{ad.ir.cpr}^{w_p} = mc_v \ln \left[ 1 + \frac{aw_{cpr}}{c_1} - \frac{aw_{cpr}}{c_1} \left( \frac{V_2}{V_1} \right)^{\frac{k-1}{2}} \right]^2 \quad (2.19)$$

iar pentru procesul de destindere adiabată 3-4, ec. (2.18) devine:

$$\Delta S_{ad.ir.exp}^{w_p} = mc_v \ln \left[ 1 - \frac{aw_{exp}}{c_3} + \frac{aw_{exp}}{c_3} \left( \frac{V_4}{V_3} \right)^{\frac{k-1}{2}} \right]^2 \quad (2.20)$$

Pentru procesul izoterm 2-3, ec. (2.12) devine:

$$\Delta S_{23} = S_3 - S_2 = mR \ln \frac{p_2}{p_3} \quad (2.21)$$

Rezultă randamentul termic al unui ciclu Carnot ireversibil:

$$\eta_{act} = 1 - \frac{|Q_C|}{Q_H} = 1 - \frac{T_C \Delta S_{14}}{T_X \Delta S_{23}} = 1 - \frac{T_0 (\Delta S_{23} + \Delta S_{12} + \Delta S_{34})}{T_X \Delta S_{23}} \quad (2.22)$$

După înlocuirea expresiei variației de entropie din ec. (2.19)-(2.21), și cunoscând că  $R = c_v(k-1)$ , randamentul ciclului ireversibil reprezentat în **Fig. 2.4**, devine:

$$\eta_{act} = 1 - \frac{T_0}{T_X} \left\{ 1 + \frac{2 \ln \left[ 1 + \frac{aw_{cpr}}{c_1} - \frac{aw_{cpr}}{c_1} \left( \frac{T_0}{T_X} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \left[ 1 + \frac{aw_{exp}}{c_3} - \frac{aw_{exp}}{c_3} \left( \frac{T_X}{T_0} \right)^{\frac{1}{2}} \right]}{(k-1) \ln \frac{p_2}{p_3}} \right\} \quad (2.23)$$

Atunci când viteza pistonului este mult mai mică decât viteza sunetului în gaz sau când  $aw_{cpr} \ll c_1$  și  $aw_{exp} \ll c_3$ , ecuația (2.23) poate fi simplificată astfel:

$$\eta_{act} = 1 - \frac{T_0}{T_X} \left\{ 1 + \frac{2 \left[ \frac{aw_{cpr}}{c_1} \left( 1 - \sqrt{\frac{T_0}{T_X}} \right) + \frac{aw_{exp}}{c_3} \left( \sqrt{\frac{T_X}{T_0}} - 1 \right) \right]}{(k-1) \ln \frac{p_2}{p_3}} \right\} \quad (2.24)$$

Cunoscând:  $c_3 = \sqrt{3RT_3}$ ,  $c_1 = \sqrt{3RT_1}$ ,  $T_3 = T_X$ , și  $T_1 = T_0$ , rezultă:  $c_3 = c_1 \sqrt{\frac{T_X}{T_0}}$ .

Înlocuind această expresie a lui  $c_3$  în ecuația (2.24) și considerând că atunci când viteza pistonului în timpul comprimării este aceeași cu viteza pistonului în timpul destinderii, ec. (2.24) devine:

$$\eta_{act} = 1 - \frac{T_0}{T_X} \left\{ 1 + \frac{4aw_p}{c_1} \frac{\left( 1 - \sqrt{\frac{T_0}{T_X}} \right)}{(k-1) \ln \frac{p_2}{p_3}} \right\} \quad (2.25)$$

Puterea mecanică produsă, acceptând că transferul de căldură este generat de diferența finită de temperatură  $\Delta T = T_H - T_X$ , este:

$$\dot{W}_{act} = \dot{Q}_H \eta_{act} = KA(T_H - T_X) \eta_{act} \quad (2.26)$$

unde  $K$  este coeficientul global de schimb de căldură, iar  $A$  este aria de schimb de căldură.

Se definesc următorii termeni:

☞ Putere adimensională

$$P_{ND} = \frac{\dot{W}_{act}}{KAT_H} \quad (2.27)$$

☞ Randamentului ciclului Carnot reversibil

$$\eta_{CC} = \left( 1 - \frac{T_0}{T_H} \right) \quad (2.28)$$

☞ Coeficient care indică ireversibilitatea

$$\eta_{IIad.ir}^w = \left[ 1 - \frac{C \left( \frac{T_0}{T_X} \right)}{\left( 1 + \sqrt{\frac{T_0}{T_X}} \right)} \right] \quad (2.29)$$



unde:

$$C = \frac{4aw_p}{c_1(k-1) \ln \frac{p_2}{p_3}} \quad (2.30)$$

După înlocuirea ec. (2.25)-(2.29) în ec. (2.27), se obține:

$$P_{ND} = \left(1 - \frac{T_X}{T_H}\right) \eta_{CC} \eta_{IIad,ir}^{w_p} \quad (2.31)$$

Ec. (2.31) poate fi dealtfel scrisă:

$$P_{ND} = \left(1 - \frac{T_X}{T_H}\right) \left(1 - \frac{T_0}{T_X \Phi}\right) \quad (2.32)$$

unde :

$$\Phi = \frac{1}{1 + C \left(1 - \sqrt{\frac{T_0}{T_X}}\right)} \quad (2.33)$$

#### 2.4. REZULTATE ALE OPTIMIZĂRII CICLULUI DIRECT CARNOT IREVERSIBIL CU AJUTORUL METODEI DIRECTE

Puterea adimensională va fi optimizată utilizând rezultatele analitice prezentate anterior, aplicate în studiul unui ciclu direct Carnot funcționând asemenea ciclului prezentat în **Fig. 2.4**.

Coeficientul de ireversibilitate  $\eta_{II}$ , pentru un fluid de lucru impus, depinde doar de temperatura gazului din ciclu aflat în contact cu sursa caldă  $T_X$ , și de viteza pistonului,  $w_p$ . Valoarea sa a fost determinată utilizând aerul ca fluid de lucru, iar rezultatele au fost reprezentate în **Fig. 2.5** pentru un interval de valori ale lui  $T_X$  de la 300K la 2000K, și pentru o viteză a pistonului de la 0 m/s la 50 m/s.

Această figură arată că coeficientul de ireversibilitate scade cu creșterea vitezei, așa cum era dealtfel de așteptat, și că acest coeficient scade mai rapid cu viteza pistonului  $w_p$ , la temperaturi mai scăzute ale fluidului de lucru din ciclu, în contact cu sursa caldă.

Puterea adimnesională determinată cu ec. (2.32) este reprezentată în **Fig. 2.6**, în funcție de viteza pistonului  $w_p$ , și de temperatura gazului din ciclu, în contact cu sursa caldă.

Randamentul ciclului Carnot reversibil este prezentat în aceeași figură, în scopul evidențierii diferențelor.

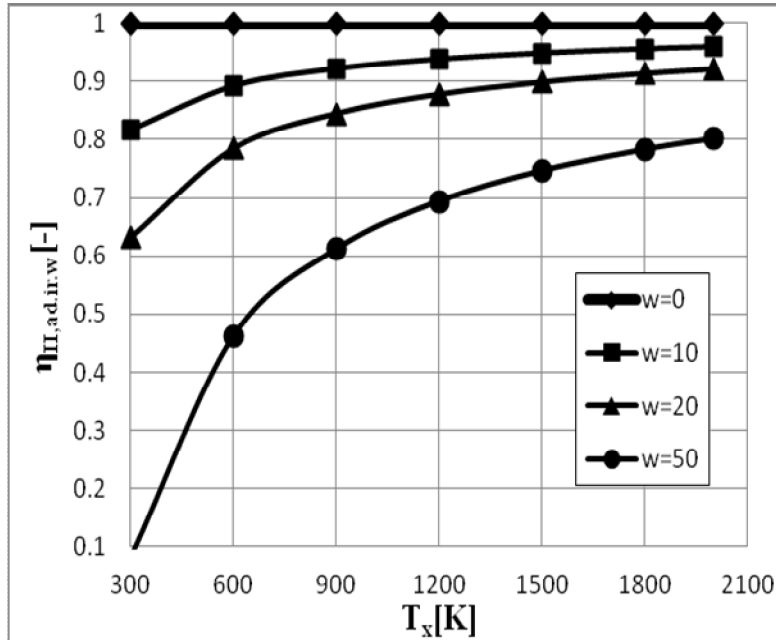


Fig. 2.5. Influența vitezei pistonului  $w_p$ , și a temperaturii  $T_x$  asupra coeficientului de ireversibilitate [57,108].

Se observă că pentru orice valoare fixată a vitezei pistonului  $w_p$ , puterea adimensională prezintă o valoare maximă și că generarea ireversibilităților determină deplasarea acestui maxim spre temperaturi  $T_x$  mai mari, atunci când viteza pistonului sau ireversibilitățile cresc. Totodată aceste valori maxime scad cu creșterea vitezei pistonului.

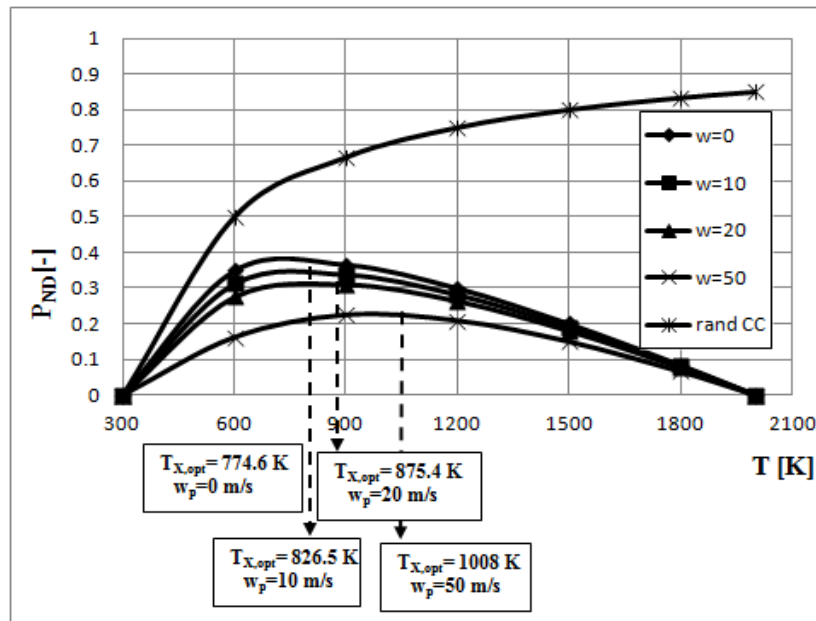
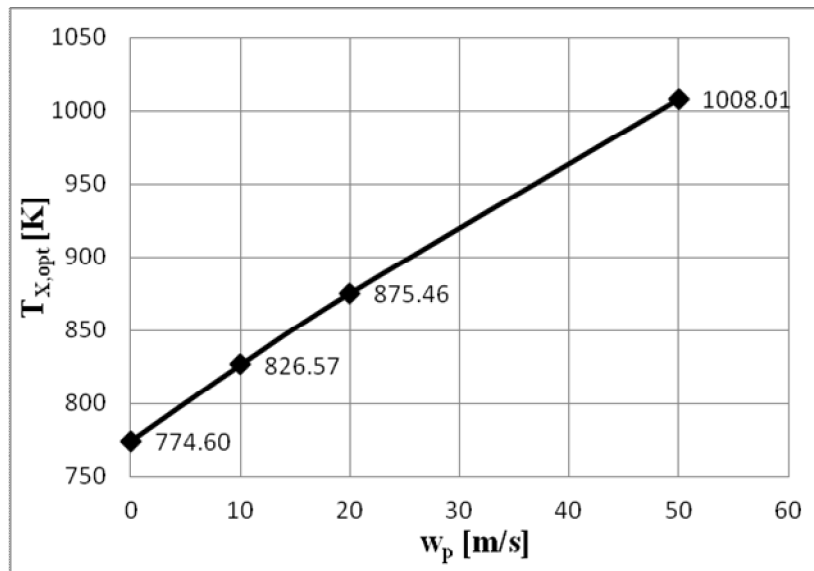


Fig. 2.6. Puterea adimensională în funcție de temperatura ridicată a gazului din ciclu, și de viteza pistonului,  $w_p$  [57,108].

Temperatura optimă  $T_{X,opt}$  este prezentată în **Fig. 2.7**, în funcție de viteza pistonului  $w_p$ .

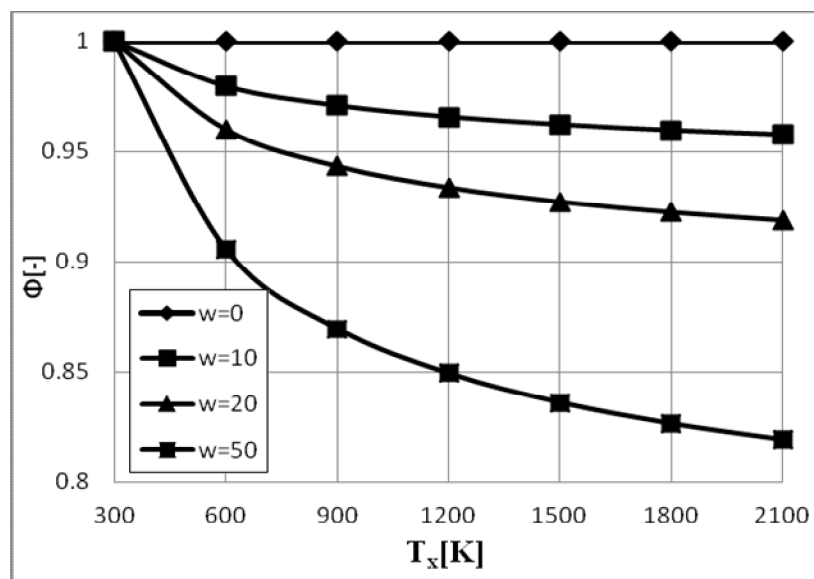


**Fig. 2.7.** Influența vitezei pistonului  $w_p$ , asupra temperaturii optime  $T_{X,opt}$  [57,108].

Parametrul  $\Phi$  este reprezentat în funcție de  $T_X$  și de viteza pistonului  $w_p$ , în **Fig. 2.8**.

Valoarea parametrului  $\Phi$  se schimbă puțin în zona temperaturilor optime (de la  $800K$  la  $1000K$ ).

Totodată, într-o primă aproximație, în ec. (2.33)  $\Phi$  este presupus constant, în scopul obținerii unei expresii analitice a temperaturii optime, pentru maximizarea puterii adimensionale.



**Fig. 2.8.** Influența temperaturii  $T_X$  și a vitezei pistonului,  $w_p$  asupra parametrului  $\Phi$  [57,108].

Ibrahim [31] a arătat că pentru un factor de ireversibilitate  $\Phi$  constant, valoarea temperaturii  $T_X$  pentru care se maximizează puterea descrisă de ec. (2.32) este:

$$T_X \rightarrow T_{X,opt} = \sqrt{\frac{T_H T_0}{\Phi}} \quad (2.34)$$

Se obține o expresie simplă, în care  $\Phi$  nu este cunoscut. Pentru obținerea unei valori aproximative a lui  $T_{X,opt}$ , se apelează la metode iterative.

Valoarea lui  $T_{X,opt}$  este aproximată făcând o primă ipoteză, în cazul în care  $w_p = 0$ .

Când  $w_p = 0$ ,  $\Phi = 1$  rezultă din ecuația (2.33) că ciclul are doar ireversibilități externe.

Astfel se reduce ec. (2.34) la:

$$T_{X,opt} = \sqrt{T_H T_0} \quad (2.35)$$

Dacă ec. (2.35) este introdusă în ec. (2.33), rezultatul după rearanjarea termenilor este:

$$\Phi_w = \left[ 1 + C \left( 1 - 4 \sqrt{\frac{T_0}{T_H}} \right) \right]^{-1} \quad (2.36)$$

După înlocuirea ec. (2.36) în expresia  $T_{X,opt}$  dată de ec. (2.34), se obține:

$$T_{X,opt}^{(w_p \neq 0)} = \sqrt{T_H T_0 \left[ 1 + C \left( 1 - 4 \sqrt{\frac{T_0}{T_H}} \right) \right]} \quad (2.37)$$

Această nouă valoare optimă a temperaturii, este prima aproximare a temperaturii necesare pentru a maximiza puterea adimensională atunci când viteza pistonului este diferită de 0, și când ambele ireversibilități, interne și externe, sunt luate în calcul. Valori ale lui  $T_{X,opt}$  au fost obținute grafic și ilustrate în **Fig. 2.9**.

O aproximare mai riguroasă poate fi făcută prin utilizarea valorii lui  $T_{X,opt}$  obținută din ec. (2.37) în locul lui  $T_X$  în ec. (2.33).

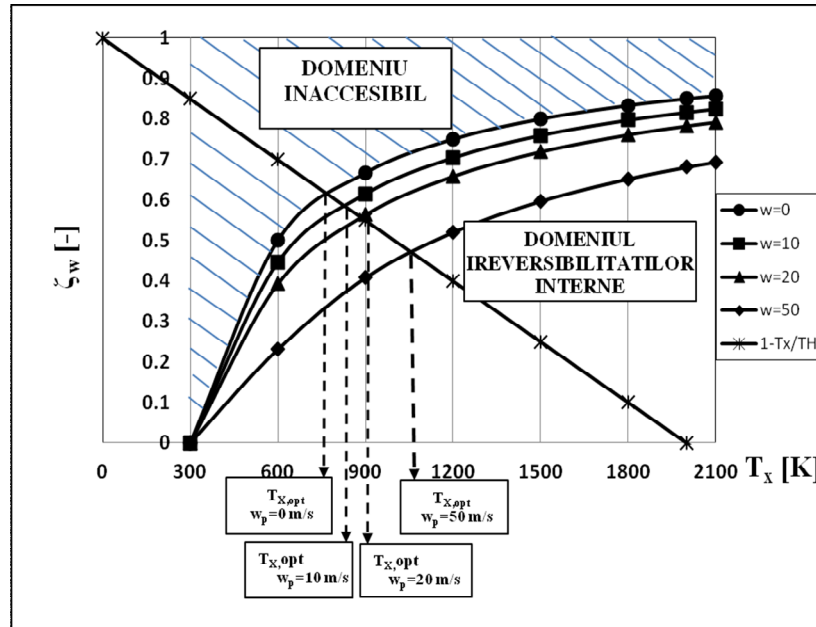


Fig. 2.9. Determinarea grafică a temperaturii optime  $T_{X,opt}$  [57,108].

Atunci când se procedează în maniera descrisă anterior, ec. (2.33) devine:

$$\Phi'_w = \left[ 1 + C \left( 1 - \sqrt{\frac{T_0}{T_{opt}^{(w_p \neq 0)}}} \right) \right]^{-1} \quad (2.38)$$

care rearanjată, poate avea forma:

$$\Phi'_w = \left[ 1 + C \left( 1 - \sqrt[4]{\frac{T_0 \Phi_w}{T_H}} \right) \right]^{-1} \quad (2.39)$$

Atunci când ține cont și de efectul vitezei pistonului, ec. (2.34) devine:

$$T'_{X,opt(w_p \neq 0)} = \sqrt{\frac{T_H T_0}{\Phi'_w}} \quad (2.40)$$

Înlocuind ec. (2.39) în ec. (2.40) se obține o aproximare mai riguroasă a valorii  $T'_{opt,w_p}$ .

Puterea maximizată a ciclului direct Carnot cu ireversibilități interne, poate fi acum calculată folosind expresia  $T'_{X,opt(w_p \neq 0)}$ .

Aceasta este evaluată cu expresia (2.37) sau (2.40), și înlocuită în ec. (2.32) în locul lui  $T_X$ . Rezultă, astfel, puterea maximă adimensională:

$$P_{ND,max} = \left( 1 - \frac{T'_{X,opt(w_p \neq 0)}}{T_H} \right) \left( 1 - \frac{T_0}{\Phi'_w T'_{X,opt(w_p \neq 0)}} \right) \quad (2.41)$$

În mod similar, randamentul ciclului Carnot, poate fi calculat înlocuind  $T'_{X,opt(w \neq 0)}$  din ec. (2.40) în ec. (2.25), rezultând:

$$\eta_{act} = 1 - \frac{T_0}{\sqrt{\frac{T_H T_0}{\Phi'_w}}} \left[ 1 + C \left( 1 - \sqrt{\frac{T_0}{\sqrt{\frac{T_H T_0}{\Phi'_w}}}} \right) \right] \quad (2.42)$$

După rearanjare, ec. (2.41) devine:

$$\eta_{act} = 1 - \frac{T_0}{\sqrt{\frac{T_H T_0}{\Phi'_w}}} \sqrt{\Phi'_w} \left[ 1 + C \left( 1 - \sqrt[4]{\frac{T_0 \Phi_w}{T_H}} \right) \right] \quad (2.43)$$

Randamentul unui ciclu Carnot fără ireversibilități interne, însă cu ireversibilități externe rezultă din (2.43) ca fiind (expresia Curzon-Ahlborn [27,100,101]):

$$\eta_{CNCA} = 1 - \sqrt{\frac{T_0}{T_H}} \quad (2.44)$$

Trebuie menționat însă că, din punct de vedere istoric formula (2.44) a fost descoperită anterior lui Curzon-Ahlborn, de alți doi cercetători, anume de către Chambadal [101], care obține același rezultat analizând o instalație energetică alimentată cu abur, și de către Novikov

[100], din studiul unei instalații nucleare cu turbine cu gaz, în 1957. Această problemă a fost reluată, dezvoltată și publicată în 1975 de Curzon și Ahlborn [27].

Descoperind acest fapt istoric Prof. Michel Feidt a propus ca această formulă să fie atribuită tuturor celor 4 cercetători: Chambadal-Novikov-Curzon-Ahlborn, de unde simbolul CNCA. Importanța acestei expresii, (2.44) a randamentului CNCA este datorată faptului că ea stabilește o limită pentru randamentul unui motor Carnot funcționând la putere maximă [102].

Această expresie se folosește atunci când nu există ireversibilități interne datorate vitezei pistonului ( $w_p = 0$ ) și când  $\Phi'_w = 1$ .

Atunci când există însă ireversibilități interne, când  $w_p \neq 0$ , ec. (2.45) poate fi modificată după cum urmează:

$$\eta_{act} = 1 - \sqrt{\frac{T_0}{T_H}} \zeta_w \quad (2.46)$$

unde  $\zeta_w \geq 1$  (depinde de viteza pistonului).

Utilizând ec. (2.43) și ec. (2.45), rezultă:

$$\zeta_w = \Phi'_w \left[ 1 + C \left( 1 - \sqrt{\frac{T_0 \Phi'_w}{T_H}} \right) \right] \quad (2.47)$$

## 2.5. CONCLUZII

Scopul studiului întreprins a fost analiza și optimizarea unui ciclu direct Carnot cu ireversibilități interne și externe. Ireversibilitățile interne analizate au fost generate de viteza finită de desfășurare a proceselor.

S-a modificat expresia Chambadal-Novikov-Curzon-Ahlborn (CNCA), aplicată unui ciclu închis Carnot cu ireversibilități externe, cu scopul îmbunătățirii acesteia prin introducerea ireversibilităților interne.

Capitolul prezentat are la bază o lucrare fundamentală [57], publicată în 1994 de către S. Petrescu, C. Harman și A. Bejan, ce stă la baza dezvoltării TVF și a Metodei Directe referitoare la optimizarea ciclului Carnot cu ireversibilități interne și externe. Această lucrare a fost reluată recent și reanalizată în contextul actual, date fiind progresele realizate pe linia unificării celor două ramuri ale Termodinamicii Ireversibile, respectiv TVF și TTF, prin lucrările dezvoltate în cadrul tezei de doctorat a șl.as.dr.ing Camelia Petre [34]. În lucrarea menționată s-a arătat că fluxul de entropie generată într-o mașină frigorifică cu comprimare mecanică de vapori, depinde totodată de temperaturi și de turație (și deci de viteza procesului). Publicațiile asociate ale Prof. M. Feidt, et.al.[32-34], introduc *sursa de entropie* ca parametru foarte important care să țină cont de pierderile prin ireversibilități interne, în cadrul tratărilor folosind Metodele din TFT. Folosirea *sursei de entropie*, în locul *factorului de irevesibilitate I* al lui Ibrahim [31] (care nu avea nici o semnificație fizică) a constituit un progres extrem de important pe linia unificării TTF cu TVF, care continuă și în prezent.

Așa cum a arătat analiza prezentată anterior, din punct de vedere istoric, primul pas al procesului de unificare a TVF cu TTF a pornit cu lucrarea [57], în care « nice radical » apare în expresia randamentului ciclului cvasi-Carnot, în forma dată de ec. (2.44), ce conține temperatura optimă în gaz, ec. (2.34).

Așadar, cum se știe, aceste formule iau în seamă doar ireversibilitățile externe. Pornind de la ecuația fundamentală a TVF- *expresia Primului Principiu al Termodinamicii*

*pentru procesele ce se desfășoară cu viteză finită*, « corecțiile » analitice introduse în aceste formule, țin cont de ireversibilitățile interne generate de viteza finită a pistonului, la care se adaugă ireversibilități externe prezentate anterior, obținându-se astfel ecuații pentru:

☞ Randamentul ciclului Carnot cu ireversibilități externe și interne generate de viteza finită a pistonului, ec. (2.25),

☞ Temperatura optimă, la care ireversibilitatea internă generată de viteza finită  $w_p$ , este luată în calcul, și la care se adaugă și ireversibilități externe, ec (2.37).

Prin efectuarea unui amplu studiu parametric, s-a arătat că factorii de corecție, cresc odată cu creșterea vitezei pistonului, și devin semnificativi la viteze mari, dar realizabile, ale pistonului. De asemenea, s-a evidențiat faptul că temperatura optimă corespunzătoare puterii maxime crește odată cu creșterea vitezei.

## CAPITOLUL III

### **APLICAREA METODEI DIRECTE, DEZVOLTATĂ ÎN CADRUL TVF, ÎN STUDIUL CICLULUI INVERSAT CVASI-CARNOT IREVERSIBIL**

#### 3.1. INTRODUCERE

Optimizarea ciclului Carnot și calculul generării de entropie au fost abordate și în lucrări precedente [34,53,55,68,70,71,75,104-106,112,113,115] dezvoltate de autori pentru ciclurile mașinilor Carnot și Stirling. În lucrările [34,53,55,68,70,71,104-106,112,113,115] s-au dezvoltat scheme de calcul bazate pe Metoda Directa de analiză a ireversibilităților produse într-un ciclu Carnot ireversibil, ce funcționează cu gaz perfect ca fluid de lucru, și care circulă prin patru componente separate ale instalației (o componentă în care are loc destinderea izotermă la  $T_H$ , o componentă în care are loc destinderea adiabată, o componentă în care se desfășoară comprimarea izotermă la  $T_L$  și una cu comprimare adiabată). Toate aceste componente sunt legate între ele prin țevi și supape, păstrând raportul de destindere constant pe parcursul procesului izoterm, ce se desfășoară la temperatură ridicată,  $T_H$ .

Rezultatele analitice au fost obținute variind diverși parametri funcționali și constructivi ai mașinii. Aceștia au vizat viteza optimă a pistonului corepunzătoare puterii maxime, și viteza optimă corespunzătoare randamentului maxim.

Recent s-a dezvoltat un model similar pentru un ciclu inversat Carnot [113,115]. Obiectivul aceluși studiu a fost găsirea unei expresii analitice pentru calculul generării interne de entropie pe ciclu și al fluxului generării de entropie [113] și compararea acestora cu expresiile propuse în literatură [116]. Schema de calcul obținută a fost validată [115] prin comparația cu datele experimentale preluate de la o mașină frigorifică reală [117].

În cele ce urmează se analizează influența ireversibilităților într-un ciclu ireversibil inversat cvasi-Carnot, pornind de la lucrările anterioare [75,97,115] în care s-a studiat un ciclu reversibil inversat Carnot cu viteză finită, ce funcționează cu gaz perfect ca fluid de lucru.

Se definește *ciclul cvasi-Carnot* ca un ciclu reversibil/ireversibil, direct/ inversat, care diferă « puțin » de un ciclu Carnot. Astfel, ciclul Rankine și ciclul instalațiilor frigorifice (sau ciclul pompelor de căldură) sunt cicluri cvasi-Carnot, deoarece acestea diferă de un ciclu Carnot (2 procese adiabatice și 2 izoterme) doar pe o porțiune mică, care este izobară (la presiune înaltă) și nu izotermă. Nu este de neglijat însă faptul că o etapă importantă a acestui proces izobar se desfășoară la temperatură constantă (în domeniul vaporilor saturați umezi),



iar toate celelalte 3 transformări se identifică cu transformările ciclului Carnot, respectiv una în întregime izotermă (la presiune scăzută) și două procese adiabate [97].

Preocupată de propunerea unor metode de optimizare a coeficienților de performanță ai mașinilor frigorifice și a pompelor de căldură reale, a fost și L. GROSU [118,119], acordând o atenție specială analizei pierderilor de presiune în sistemul de distribuție (supape de aspirație și refulare) al compresorului cu piston cu ajutorul Termodinamicii în Timp Finit. În aceste lucrări [118,119] se determină valoarea optimă a acestor pierderi de presiune ce corespunde puterii minime consumate de compresorul mașinii frigorifice, știind că generarea de entropie internă în compresor este datorată în mare parte pierderilor de presiune din supape.

Schemele de calcul prezentate în acest capitol sunt bazate pe algoritmul Metodei Directe dezvoltată în cadrul Termodinamicii cu Viteză Finită (TVF) [107].

A aplica Metoda Directă în studiul unui ciclu ireversibil presupune adaptarea expresiei matematice a Principiului I al Termodinamicii pentru procesele ce se desfășoară cu viteză finită și integrarea ei pe întreg ciclul. Aceasta conduce la ecuații pentru procesele ireversibile ale ciclului, care țin cont de viteza finită și de alți parametri caracteristici (raportul presiunilor, raportul temperaturilor, etc.) Pornind de la aceste ecuații se obțin expresii analitice ale performanțelor mașinii (*COP* și *putere*) [97] și *generării de entropie internă* [98].

Expresia Primului Principiu pentru procesele cu viteză finită include trei dintre principalele surse de ireversibilități interne, și anume:

- (1) contribuția vitezei finite la interacțiunea piston-gaz/vapori,
- (2) frecarea datorată vitezei finite a pistonului în cilindru,
- (3) procesele de laminare în supape.

Această expresie este folosită aici pentru a deduce ecuațiile fiecărui proces ireversibil ce compune ciclul inversat cvasi-Carnot ireversibil cu viteză finită.

### 3.2. ECUAȚII FUNDAMENTALE ALE TVF

Evaluarea generării de entropie și calculul performanțelor (*COP* și *putere*) unui ciclu inversat cvasi-Carnot ireversibil, se realizează pornind de la expresia matematică a Principiului I al Termodinamicii pentru procese cu viteză finită [36,51]:

$$dU = \delta Q_{ir} - p_{m,i} \left( 1 \pm \frac{aw_p}{\sqrt{3RT}} \pm \frac{f \Delta p_f}{p_{m,i}} \pm \frac{\Delta p_{th}}{p_{m,i}} \right) dV \quad (3.1)$$

în care:

$dU$  - variația elementară a energiei interne a sistemului,

$\delta Q_{ir}$  - cantitatea elementară a căldurii schimbate de sistem cu mediul înconjurător,

$w_p$  - viteza finită a pistonului,  $w_p = \frac{2C_p n}{60}$ , unde  $C_p$  este cursa pistonului, iar  $n$  este turația

exprimată în [rot/min],

$dV$  - variația elementară a volumului de lucru,

$a$  - coeficient ce depinde de natura agentului de lucru,  $a = \sqrt{3k}$ ,

$k$  - exponent adiabatic,

$p_{m,i}$  - este un nou concept introdus în TVF, prin comparația cu Termodinamica Reversibilă, numit *presiune medie instantanee în sistem* [36, 77],

$c$  - viteza medie moleculară determinată la temperatura medie instantanee a fluidului de lucru, conform formulei lui Clausius,  $c = \sqrt{3RT}$ ,

$f$  - procentul din cantitatea de căldură care este generată prin frecare și care contribuie la variația energiei interne; aceasta depinde de configurația internă a sistemului ( $0 < f < 1$ ). Când  $f = 0$ , se consideră că toată căldura provenită prin frecare e cedată mediului exterior, iar atunci când se consideră  $f = 1$  se presupune că toată căldura provenită din frecare rămâne în sistem.

Lucrul mecanic elementar schimbat în procesul ireversibil este:

$$\delta W_{ir} = p_{m,i} \left( 1 \pm \frac{aw_p}{\sqrt{3RT}} \pm \frac{\Delta p_f}{p_{m,i}} \pm \frac{\Delta p_{th}}{p_{m,i}} \right) dV \quad (3.2)$$

În ecuațiile (3.1) și (3.2), fiecare termen din paranteză ia în calcul câte un tip de ireversibilitate [51,52,56,77]:

- ✓ contribuția vitezei finite a pistonului -  $\frac{aw_p}{c}$
- ✓ contribuția frecării între părțile mecanice ale sistemului -  $\frac{\Delta p_f}{p_{m,i}}$
- ✓ contribuția procesului de laminare la trecerea prin supape -  $\frac{\Delta p_{th}}{p_{m,i}}$

În aceste ecuații semnul (+) este utilizat pentru comprimare, iar semnul (-) este utilizat pentru destindere.

Frecarea între părțile mecanice și pierderile prin laminare sunt exprimate într-o manieră similară cazului motoarelor cu ardere internă propus de Heywood [120], și adaptate astfel încât să poată fi incluse în expresia Primului Principiu pentru procesele cu viteză finită ce au loc în mașinile cu piston de S. Petrescu și M. Costea în [34,36,51,56,71,120].

Pierderile de presiune datorate frecării, respectiv laminării sunt date de:

$$\Delta p_f = A + B' \cdot w_p \quad \Delta p_{th} = C \cdot w_p^2 \quad (3.3)-(3.4)$$

unde:  $A=0.94$ ,  $B=0.045$  și  $C=0.0045$ . [120]

Astfel, mașinile Stirling, compresoarele cu piston, detentoarele cu piston și motoarele cu ardere internă pot fi analizate cu Metoda Directă, obținându-se pentru prima dată, «o tratare unitară» a acestor tipuri de mașini.

*Observație!* Atunci când  $A = 0$  nu se ia în calcul frecarea la limita  $w_p \rightarrow 0$ , dar se ține cont de variația frecării în funcție de viteza pistonului  $w_p$ , iar în cazul în care  $A = 0.94$ , se ține seama de existența frecării, chiar și la limita  $w_p \rightarrow 0$ .

### 3.3. EVALUAREA PERFORMANTELOR UNUI CICLU INVERSAT CVASI-CARNOT (în care faza de comprimare ireversibilă este tratată cu gaz perfect) [86,97]

Acest paragraf prezintă analiza generării ireversibilităților într-un ciclu inversat cvasi-Carnot ireversibil. În faza de comprimare ireversibilă, fluidul de lucru utilizat este considerat a se comporta precum un gaz perfect, deoarece această fază are loc în zona supraîncălzită, unde cu cât gradul de supraîncălzire al vaporilor este mai ridicat, cu atât comportamentul acestora se apropie de cel al gazului perfect. Punctul de plecare al acestei analize îl constituie lucrările publicate recent [75,115]. Această analiză este bazată pe algoritmul de calcul al Metodei Directe [27,28,97,116,117] dezvoltată în cadrul TVF.

Studiul propune o tratare complet analitică a ciclului cvasi-Carnot, care funcționează conform ciclului descris de mașina frigorifică, și în care raportul presiunilor extreme (la intrarea și la ieșirea din compresor) înlocuiește raportul volumetric utilizat în lucrările precedente.

Ne propunem să comparăm ciclul ireversibil 1-2<sub>r</sub>-3-4<sub>r</sub>-1 (Fig. 3.1) cu ciclul ireversibil 1-2<sub>ir</sub>-3-4<sub>ir</sub>-1, evidențiind astfel efectul ireversibilităților asupra *COP-ului* și *puterii*.

#### 3.3.1. Algoritmul Metodei Directe aplicat în studiul ciclului inversat cvasi-Carnot (în care faza de comprimare ireversibilă este tratată cu gaz perfect)

Ecuțiile (3.1) și (3.2) pot fi integrate (analitic) pentru fiecare proces ireversibil al ciclului ce se desfășoară cu viteză finită, cu scopul de a obține ecuațiile procesului și expresiile lucrului mecanic ireversibil și căldurii schimbate în aceste procese.

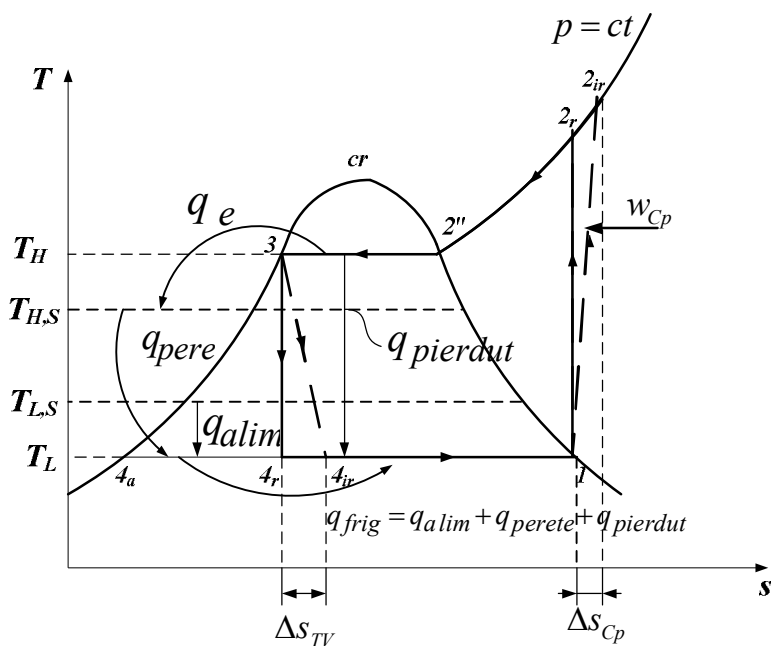


Fig. 3.1 Ciclul ireversibil cvasi-Carnot inversat în coordonate *T-s*. [97]

Pentru ciclul descris în **Fig. 3.1**, ec. (3.1) se integrează doar pentru procesul adiabat ireversibil  $1-2_{ir}$  din compresor. Astfel se obține ecuația procesului adiabat ireversibil de comprimare. Această ecuație va conține originea ireversibilităților interne, respectiv:

- ✓ viteza finită a pistonului,
- ✓ frecarea între piston și cilindru.

Pornind de la această ecuație, devine posibil calculul temperaturii în starea  $2_{ir}$ .

Făcând ipoteza că fluidul de lucru este un gaz perfect, și impunând condiția procesului adiabat  $\delta Q_{ir} = 0$ , din ec. (3.1), rezultă:

$$mc_v dT = -p_{m,i} \left( 1 \pm \frac{aw_p}{\sqrt{3RT}} \pm \frac{f \Delta p_f}{p_{m,i}} \pm \frac{\Delta p_{th}}{p_{m,i}} \right) dV \quad (3.5)$$

Ec. (3.5) poate fi integrată prin asumarea ipotezelor impuse. Cea mai simplă metodă de integrare este descrisă în cele ce urmează.

Se notează factorii care conțin cauzele ireversibilităților cu  $B = ct = f(T_{med,1-2}, p_{med,1-2}, w_p)$ . Acest termen se calculează cu temperatura medie  $T_{med,1-2}$ , și presiunea medie  $p_{med,1-2}$  pe procesul  $1-2_{ir}$ .

$$B = 1 \pm \frac{aw_p}{\sqrt{3RT_{med,1-2}}} \pm \frac{f \cdot \Delta p_f}{p_{med,1-2}} \quad (3.6)$$

unde temperatura medie este exprimată ca:

$$T_{med,1-2} = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (3.7)$$

Cu scopul de a estima  $T_2$  din ec. (3.7) se acceptă ca primă aproximație :  $T_2 \cong T_{2r}$ .

Atunci ecuația procesului adiabat reversibil  $1-2_r$ , devine:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \lambda_p^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.8)$$

unde:  $\lambda_p = p_2/p_1$ , iar  $k$  este exponentul adiabatic,  $k = 1.3$  (pentru gazul perfect).

Pentru evaluarea presiunii medii  $p_{med,1-2}$ , se folosește media aritmetică a presiunilor din starea inițială și starea finală.

$$p_{med,1-2} = \frac{p_1 + p_2}{2} = \frac{p_1}{2} \left( 1 + \frac{p_2}{p_1} \right) = \frac{p_1}{2} (1 + \lambda_p) \quad (3.9)$$

După înlocuirea ecuațiilor (3.8) și (3.9) în (3.6), rezultă:

$$B = 1 \pm \frac{aw_p}{\sqrt{1.5RT_1 \left( 1 + \lambda_p^{\frac{k-1}{k}} \right)}} \pm \frac{2f \cdot (A + B' w_p)}{p_1 (1 + \lambda_p)} \quad (3.10)$$

În această expresie se ține cont, așa cum am menționat anterior, doar de contribuția vitezei finite a pistonului și de frecare. Pierderile de presiune datorate laminării la trecerea prin supapele compresorului vor fi luate în considerare separat.

Semnul (+) utilizat în ec. (3.10) se folosește pentru comprimare, iar semnul (-) pentru destindere.

Odată ce coeficientul  $B$  este exprimat în funcție de viteza pistonului și de alți parametri ai gazului, se pot separa variabilele în ec. (3.5) :

$$\frac{mc_v dT}{pB} = - dV \quad (3.11)$$

unde presiunea este exprimată din ecuația de stare a gazelor perfecte:

$$p = \frac{mRT}{V} \quad (3.12)$$

Știind că:

$$c_v = \frac{R}{k-1} \quad (3.13)$$

ec.(3.11) devine:

$$\frac{1}{B(k-1)} \frac{dT}{T} = - \frac{dV}{V} \quad (3.14)$$

Această ecuație este diferită față de ecuația diferențială a procesului adiabat din Termodinamica Clasică. Termenul  $B$  ia în considerare ireversibilitățile interne generate de viteza pistonului  $w_p$ . Toate ecuațiile derivate din ecuația (3.14) vor conține această corecție.

Înlocuind volumul în funcție de temperatură și presiune în procesul 1-2<sub>ir</sub> în relația anterioară, rezultă ecuația procesului ireversibil adiabat cu viteză finită:

$$\frac{T_{2_{ir}}}{T_1} = \left( \frac{p_{2_{ir}}}{p_1} \right)^{\frac{B(k-1)}{1+B(k-1)}} \quad (3.15)$$

Din această ecuație se poate calcula  $T_{2_{ir}}$ .

Dat fiind faptul că 1-2<sub>ir</sub> este un proces de comprimare, în expresia lui  $B$  apare semnul (+). Pentru procesul de comprimare ireversibilă în compresorul cu piston 1-2<sub>ir</sub>, diferența de entalpie, a fost exprimată ca produsul dintre variația temperaturii pe procesul respectiv, și căldura specifică izobară  $c_p$ .

$$h_f - h_i = c_p (T_f - T_i)$$

Astfel se obțin expresiile analitice ale  $COP$ -ului și  $puterii$ , introducându-se succesiv diversele pierderi.

Pentru celelalte stări caracteristice ale ciclului se utilizează corelațiile disponibile în **Fig. 3.5-3.13** și în **Tabelul 3.2**.

Formulele obținute, le-am structurat în **Tabelul 3.1**, modul în care au fost obținute fiind prezentat în subcapitolul următor (**3.4.1**)

**Tabel 3.1.** Expresii analitice pentru calculul *COP* și *putere*

<b>Cauza ireversibilităților</b>	<b><i>COP</i></b>	<b><i>Power</i></b>
Viteza finită în compresor	$(COP)_I = \frac{h_1 - h_{4r}}{[(h_{2ir})_w - h_1] - (h_3 - h_{4r})}$	$P_{irI} = \dot{m} \{ [(h_{2ir})_w - h_1] - (h_3 - h_{4r}) \}$
Viteza finită și frecare în compresor	$(COP)_{II} = \frac{h_1 - h_{4r}}{[(h_{2ir})_{w,f} - h_1] - (h_3 - h_{4r})}$	$P_{irII} = \dot{m} \{ [(h_{2ir})_{w,f} - h_1] - (h_3 - h_{4r}) \}$
Viteza finită și frecarea în compresor și laminarea în ventilul de laminare	$(COP)_{III} = \frac{h_1 - h_{4ir}}{(h_{2ir})_{w,f} - h_1}$	$P_{irIII} = \dot{m} [(h_{2ir})_{w,f} - h_1]$
Viteza finită, frecarea în compresor, laminarea în ventilul de laminare și laminarea în compresor	$(COP)_{IV} = \frac{h_1 - h_{4ir}}{(w_{cpr})_{w,f} + w_{thcp}}$ cu: $(w_{cpr})_{w,f} = (h_{2ir})_{w,f} - h_1$ $w_{thcp} = \Delta p_{thR} \cdot v_{2ir} + \Delta p_{thA} \cdot v_1$	$P_{irIV} = \dot{m} \{ [(h_{2ir})_{w,f} - h_1] + w_{thcp} \}$
Viteza finită și frecare în compresor, laminarea în ventilul de laminare și laminarea în compresor, dar și pierderile de căldură între surse	$(COP)_V = \frac{q_{ref} - q_{lost}}{ w_{cpr}  + w_{thcp}} = \frac{\dot{m}(h_1 - h_{4ir}) - \dot{Q}_{lost}}{\dot{m} \{ [(h_{2ir})_{w,f} - h_1] + w_{thcp} \}}$ unde: $\dot{m} = \rho_1 \frac{\pi D^2}{4} w_p$ , $\rho_1 = \frac{1}{v_1}$ $\dot{Q}_{lost} = KA(T_H - T_L)$ $A$ – aria medie între vaporizator și condensator $A = 0.5 \cdot (A_{ev} + A_{cd})$	$P_{irV} = \dot{m} \{ [(h_{2ir})_{w,f} - h_1] + w_{thcp} \}$ $= P_{irIV}$

### 3.3.2. Rezultate ale aplicării modelului analitic dezvoltat cu ajutorul Metodei Directe [86,97]

Calcululele au fost efectuate, considerând următoarele dimensiuni și proprietăți:  $L=1m$ ,  $D=0.05m$ ,  $N_{levi}=8$ ,  $\alpha_e = 7W/m^2K$ ,  $\alpha_i = 5W/m^2K$ ,  $\lambda_{ins} = 0.044W/mK$ ,  $\delta_{ins} = 0.1m$  și  $A_{Ev} = A_{Cd} = 0.176m^2$ . Utilizând expresiile obținute anterior (complet analitic) se poate ilustra influența fiecărei ireversibilități studiate asupra *COP* și *puterii*, în **Fig. 3.2-3.3**.

Astfel cea mai mare diminuare a coeficientului de performanță, *COP* a fost înregistrată atunci când au fost considerate pierderile prin frecare (*COP<sub>II</sub>*), respectiv laminarea în supapele compresorului (*COP<sub>IV</sub>*). Contrar, *puterea necesară* compresorului crește odată cu introducerea unei noi ireversibilități. Comparând variația celor două performanțe analizate în funcție de viteza pistonului, se observă că valorile mici ale vitezei pistonului caracterizează un regim economic de funcționare, mai ales din punct de vedere al puterii consumate.

Puterea necesară compresorului nu este afectată de pierderile de căldură dintre schimbătoarele de căldură, însă *COP* depinde de fiecare ireversibilitate, astfel justificându-se existența a 4 curbe pentru putere ( $P_V = P_{IV}$ ) corespunzătoare celor 5 curbe ale *COP*-ului.

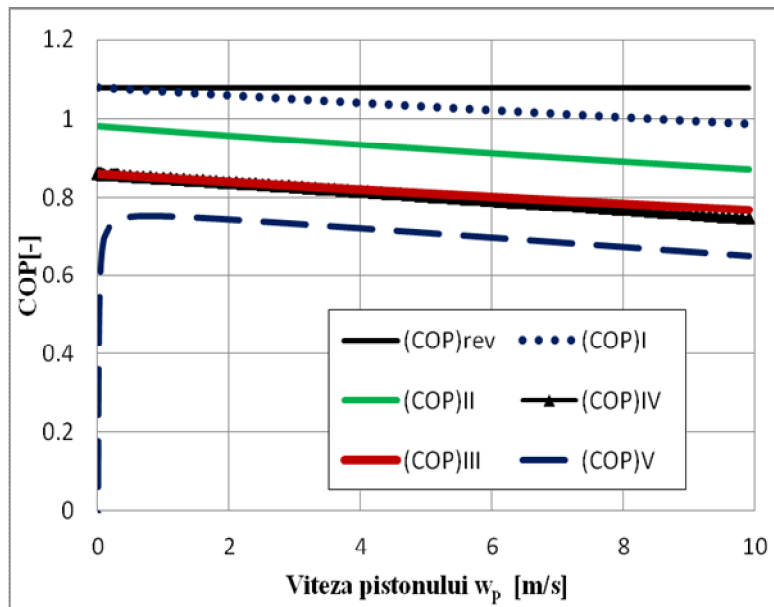


Fig. 3.2. Influența diferitelor ireversibilități asupra  $COP$ . [86,97]

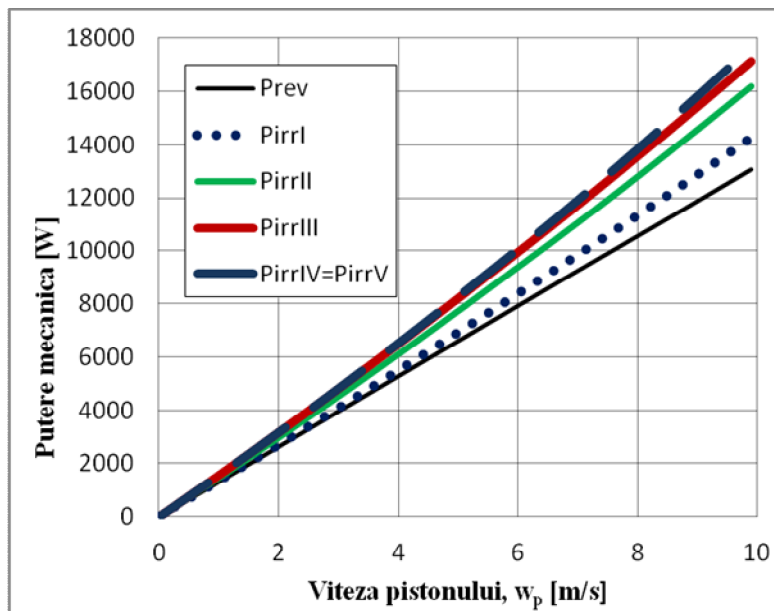


Fig. 3.3. Influența diferitelor ireversibilități asupra puterii consumate [86,97].

### 3.4. CALCULUL PERFORMANTELOR (*COP* ȘI *PUTERE*) ȘI EVALUAREA GENERĂRII DE ENTROPIE INTERNĂ ÎNTR-UN CICLU INVERSAT CVAASI-CARNOT CE FUNCȚIONEAZĂ CU VAPORI (IFV) [98]

#### 3.4.1. Introducere

Diferența între sistemele termodinamice simple și cele complexe constă în prezența schimbătoarelor de căldură suplimentare sau a supapelor (în cazul motoarelor, compresoarelor, detentoarelor cu piston), pentru sistemele complexe.

Instalațiile frigorifice cu comprimare mecanică de vapori (IFV) fac parte din categoria mașinilor termice care funcționează după un ciclu termodinamic cu viteză finită în sisteme închise complexe.

Obiectivul cercetării, comparativ cu alte studii disponibile în literatură și cu cel prezentat în paragraful anterior, îl constituie luarea în considerare a diferențelor esențiale dintre comportamentul vaporilor față de cel al gazului perfect, și analiza schimbărilor necesare cu scopul de a dezvolta o nouă metodologie pentru calculul complet analitic al ireversibilităților (*generarea de entropie*) și evaluarea performanțelor (*COP* și *putere*) pentru fiecare ciclu analizat.

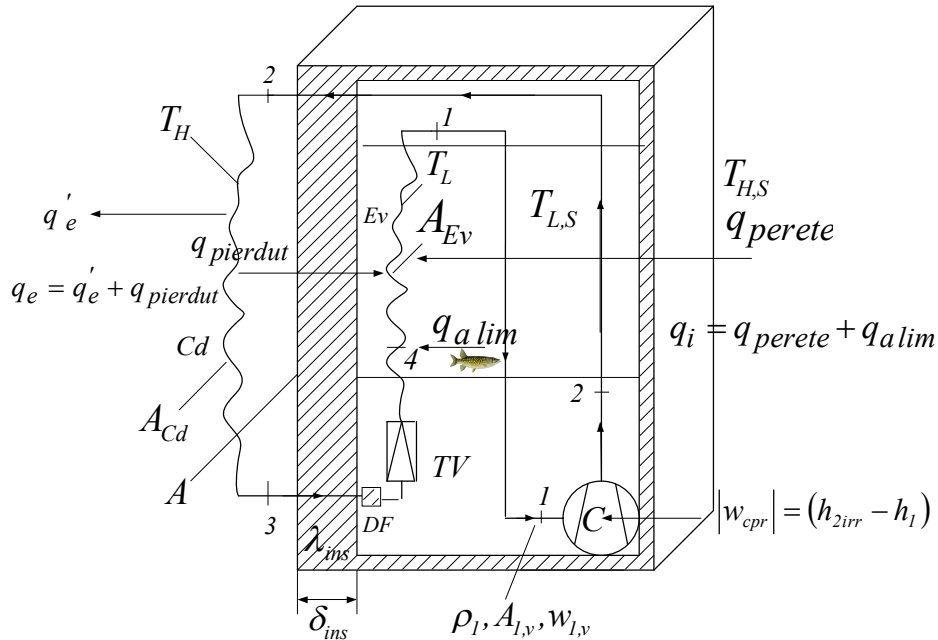
Analiza generării de entropie este un instrument important în evaluarea ireversibilităților interne și externe produse în timpul funcționării mașinii, și din acest motiv devine necesară dezvoltarea unui model analitic de calcul pentru aceasta.

În literatură sunt disponibile lucrări [75] în care generarea de entropie este considerată ca un parametru ce include ireversibilitățile interne, cu scopul optimizării ciclului Carnot, prin folosirea Termodinamicii cu Viteza Finită. De curând, s-a dezvoltat un model analitic, similar celui propus în acest subcapitol, pentru studiul ciclului Carnot al unei mașini frigorifice [75,115]. Obiectivul acestor lucrări a fost găsirea unor expresii analitice pentru generarea internă de entropie [113,115], dar și compararea rezultatelor obținute [75] cu cele propuse în literatură [116]. Astfel s-a realizat validarea modelului propus, prin confruntarea rezultatelor obținute analitic, cu datele experimentale disponibile pentru o mașina frigorifică reală, în funcțiune.

Modelul de calcul analitic al performanțelor și generării de entropie, propus aici, are ca punct de plecare lucrările [75,115], în care s-a studiat un ciclu inversat Carnot ireversibil cu viteză finită, ce funcționează cu gaz perfect ca fluid de lucru. În aceste lucrări, expresiile de calcul ale generării interne de entropie depind de mai mulți factori, precum temperatura gazului, raportul volumic de comprimare, fluxul de căldură și de proprietățile gazului în procesul adiabatic ireversibil cu viteză finită al ciclului Carnot inversat [107].

Noua expresie a Primului Principiu pentru procesele cu viteză finită este folosită aici în scopul de a obține ecuații care descriu proprietățile vaporilor pentru fiecare proces ireversibil care se desfășoară cu viteză finită în compresor, în cazul unei IFV. Aceste ecuații vor fi utilizate ulterior pentru calculul analitic al performanțelor ciclului (*COP* și *putere*), al *generării interne de entropie pe ciclu* și al *fluxului generării de entropie*, în funcție de viteza finită a pistonului și de alți parametri, precum: temperatura și presiunea în vaporizator, respectiv, în condensator, raportul de comprimare în compresor și debitul masic, proprietățile reale ale vaporilor din ciclu, folosind o corecție pentru abaterea comportamentului vaporilor de la comportamentul gazelor perfecte.





**Fig. 3.4.** Instalația frigorifică cu comprimare mecanică de vapori : C- Compresor, Cd-Condensator, DF- Filtru deshidrator, TV- Ventil de laminare, Ev- Vaporizator [97]

Scopul final al acestei cercetări, este evitarea utilizării tabelor de proprietăți, prin obținerea unei scheme de calcul în totalitate analitică pentru ciclul ireversibil 1-2<sub>ir</sub>-3-4<sub>ir</sub>-1, într-o manieră similară dezvoltării disponibile în Termodinamica Clasică Reversibilă. O astfel de schemă este disponibilă pentru mașinile Stirling [68].

În acest studiu, în locul raportului volumetric de comprimare (ca în studiile precedente [75,115]) se utilizează raportul presiunilor (de ieșire și intrare) din compresor  $p_2/p_1$ , și se ține cont, în plus, de "abaterea" comportamentului vaporilor față de gazul perfect.

În trecut, s-a realizat un studiu [113] similar acestuia, pentru un ciclu Rankine cu viteză finită. Lucrarea în cauză prezintă, prin confruntarea rezultatelor obținute cu ajutorul a două metode de calcul, diferența între expresiile randamentului și puterii. De asemenea se prezintă modul în care expresiile obținute pot fi folosite pentru a calcula performanțele ciclului, astfel încât să se apropie cât mai mult de realitatea experimentală prin evaluarea ireversibilităților, grație Metodei Directe dezvoltată în cadrul Termodinamicii cu Viteză Finită.

### 3.4.2. Algoritmul Metodei Directe aplicat în studiul IFV

Modelul analitic dezvoltat în acest paragraf este similar celui descris anterior, dar mult mai detaliat și ușor de validat, prin confruntare cu datele experimentale. În urma validării modelului analitic de calcul, acesta va putea fi utilizat în proiectarea mașinilor frigorifice printr-o metodă complet analitică, Metoda Directă.

Pornind de la modelul descris în paragraful anterior, se compară ciclul reversibil 1-2<sub>r</sub>-3-4<sub>r</sub>-1 (**Fig. 3.1**) cu ciclul ireversibil 1-2<sub>ir</sub>-3-4<sub>ir</sub>-1, din punct de vedere al *COP*-ului, *puterii* și *generării interne de entropie*.

Prin integrarea (analitică) a ec. (3.1) și (3.2) pentru fiecare proces ireversibil al ciclului ce se desfășoară cu viteza finită, se pot obține ecuațiile procesului și expresiile lucrului mecanic ireversibil și căldura schimbată în aceste procese.

Fiecare proces al ciclului cvasi-Carnot ireversibil, descris în **Fig. 3.1**, se produce în componente diferite: compresor (1-2<sub>ir</sub>), condensator (2<sub>ir</sub>-3), ventil de laminare (3-4<sub>ir</sub>) (**Fig. 3.4**), toate acestea fiind conectate prin țevi.

Pentru a obține o expresii pentru calculul *generării interne de entropie*, *COP* și *putere*, s-au considerat doar ireversibilitățile produse în timpul procesului adiabatic de comprimare ce se desfășoară cu viteză finită (1-2<sub>ir</sub>), așa cum se poate observa și în **Fig. 3.1**.

3.4.2.1. *Expresii analitice pentru calculul performanțelor ciclului cvasi-Carnot inversat ce funcționează cu vapori [97]*

În cazul ciclului prezentat în **Fig. 3.1**, se integrează ec. (3.1) doar pe procesul adiabatic ireversibil 1-2<sub>ir</sub> în compresor. Astfel, se obține ecuația procesului adiabatic ireversibil de comprimare în compresor. Pornind de la această ecuație, se poate calcula temperatura în punctul 2<sub>ir</sub>, notată  $T_{2ir}$ . Cu această temperatură se identifică din tabelele de vapori saturați,  $h_{2ir}$  și  $s_{2ir}$ , proprietăți ce sunt necesare pentru a calcula lucrul mecanic consumat în compresor.

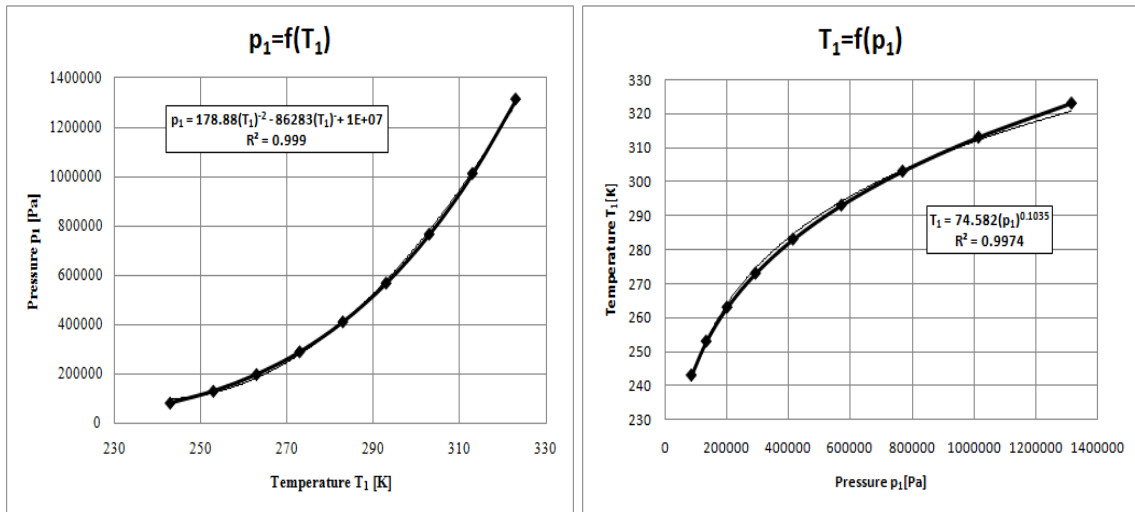
În procesul ireversibil 3-4<sub>ir</sub>, entalpia este constantă:  $h_3=h_{4ir}$ , și datorită acestui lucru nu avem nevoie de o ecuație similară celei pentru procesul de comprimare, în acest caz.

Ținând cont însă, că dezideratul nostru este realizarea unei scheme de calcul analitic, în totalitate, am exprimat proprietățile  $h$  și  $s$  pe curbele limită, în funcție de presiune și de temperatură. (Fig. 3- Fig. 3)

Se prezintă aici cazul procesului adiabatic ireversibil de comprimare 1-2<sub>ir</sub> (**Fig. 3.1**)

Prin asumarea ipotezei că fluidul de lucru este un gaz perfect și impunerea condiției procesului adiabatic,  $\delta Q_{ir} = 0$ , din ec. (3.1) rezultă:

$$m c_v' dT = -p_{m,i} \left( 1 \pm \frac{aw_p}{\sqrt{3RT}} \pm \frac{f \Delta p_f}{p_{m,i}} \pm \frac{\Delta p_{th}}{p_{m,i}} \right) dV = -p_{m,i} B dV \quad (3.16)$$



**Fig. 3.5.** Corelații analitice între presiunea  $p_1$  și temperatura  $T_1$ .

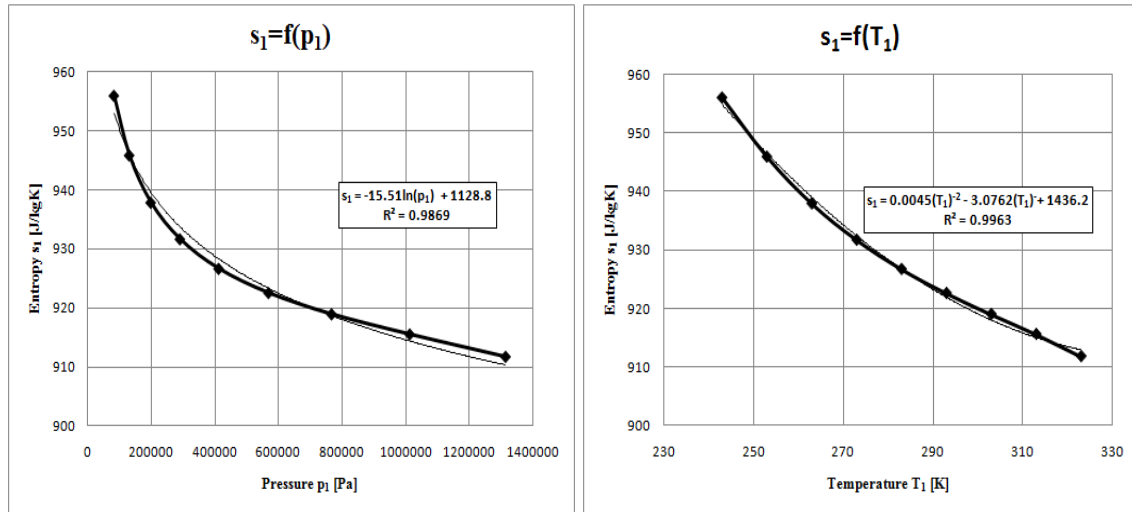


Fig. 3.6. Corelații analitice între entropia  $s_1$  și temperatura  $T_1$ , respectiv presiunea  $p_1$ .

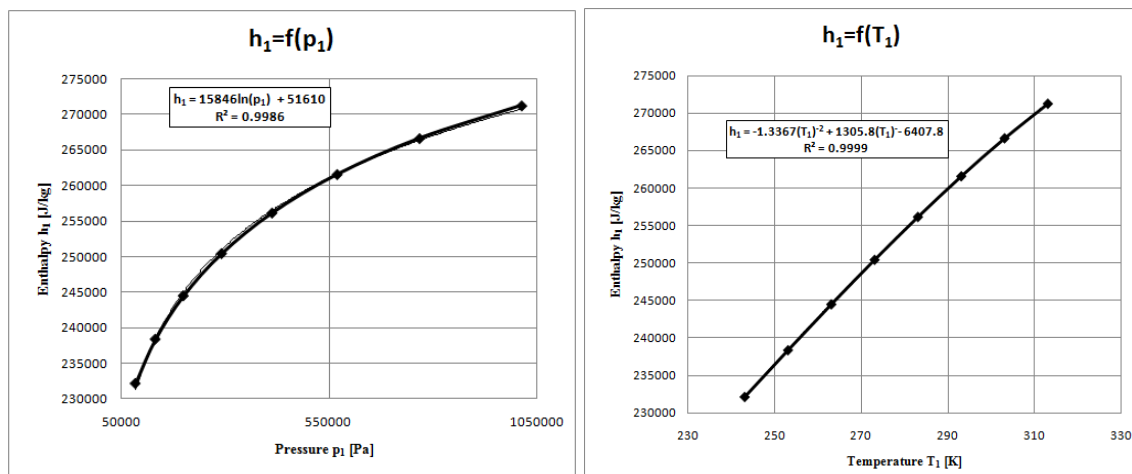


Fig. 3.7 Corelații analitice între entalpia  $s_1$  și temperatura  $T_1$ , respectiv presiunea  $p_1$ .

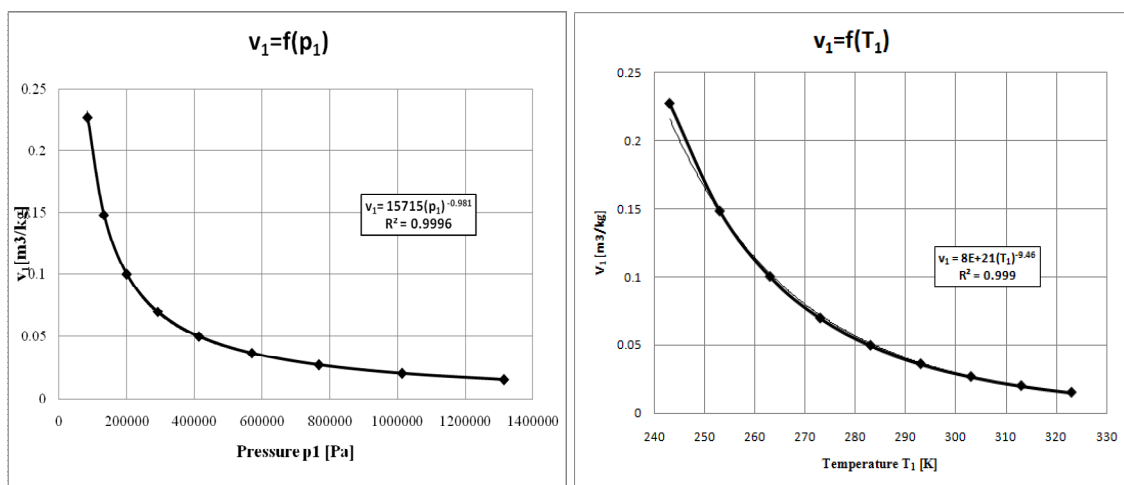


Fig. 3.8. Corelații analitice între volumul specific  $v_1$  și temperatura  $T_1$ , respectiv presiunea  $p_1$ .

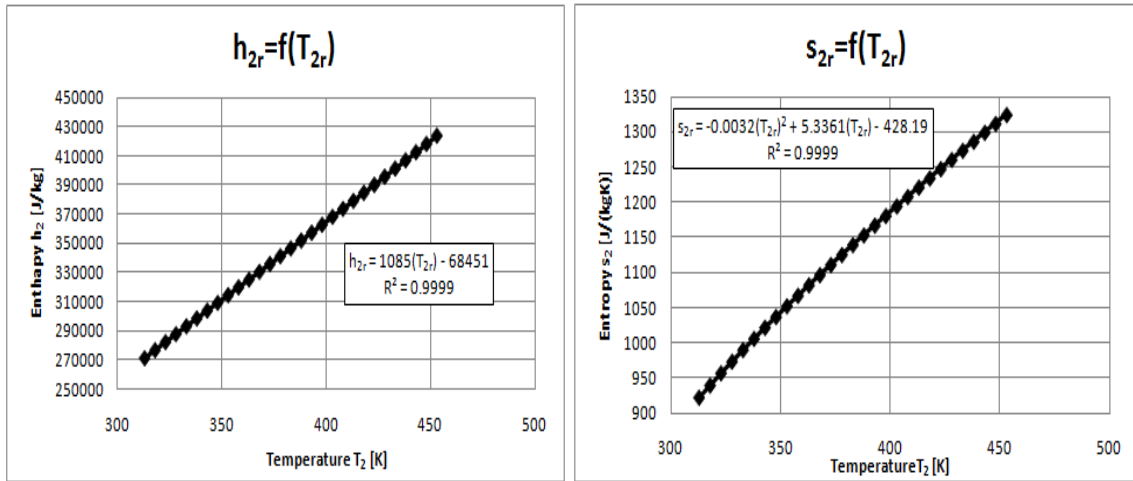


Fig. 3.9. Corelații analitice între entalpia  $h_{2r}$  și entropia  $s_{2r}$  și temperatura  $T_{2r}$ . (obținute prin comprimarea reversibilă 1-2<sub>r</sub>).

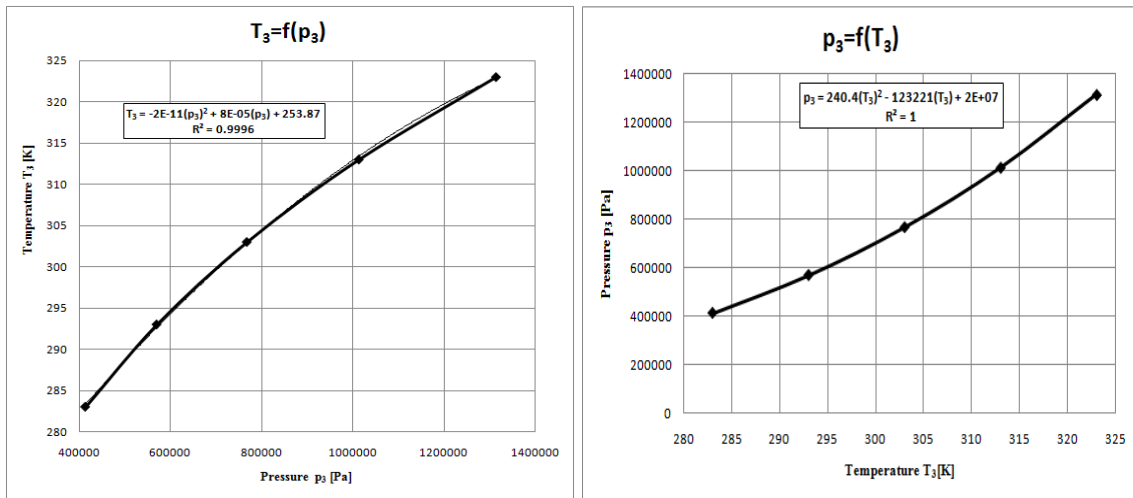


Fig. 3.10. Corelații analitice între temperatura  $T_3$  și presiunea  $p_3$ .

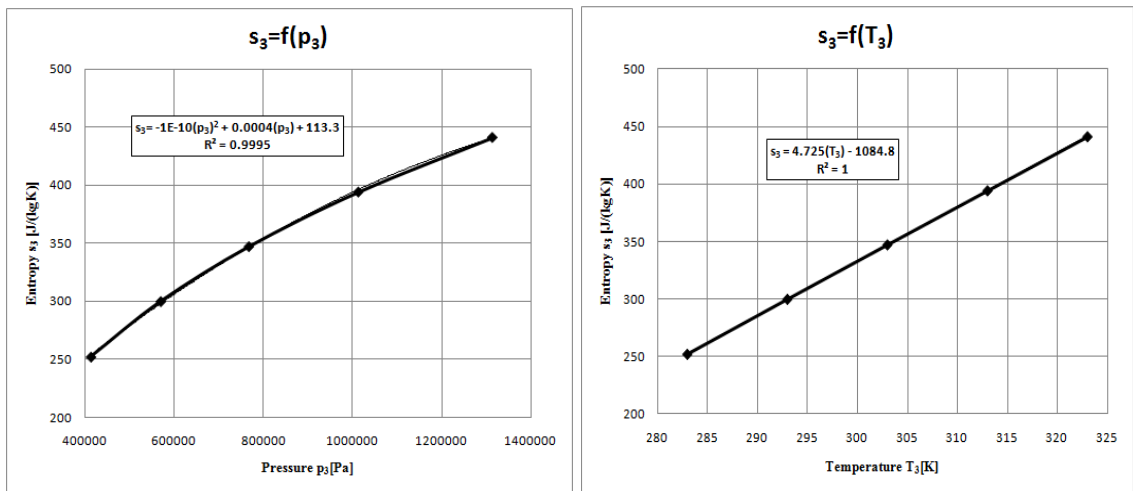


Fig. 3.11. Corelații analitice între entropia  $s_3$  și presiunea  $p_3$ , respectiv temperatura  $T_3$ .

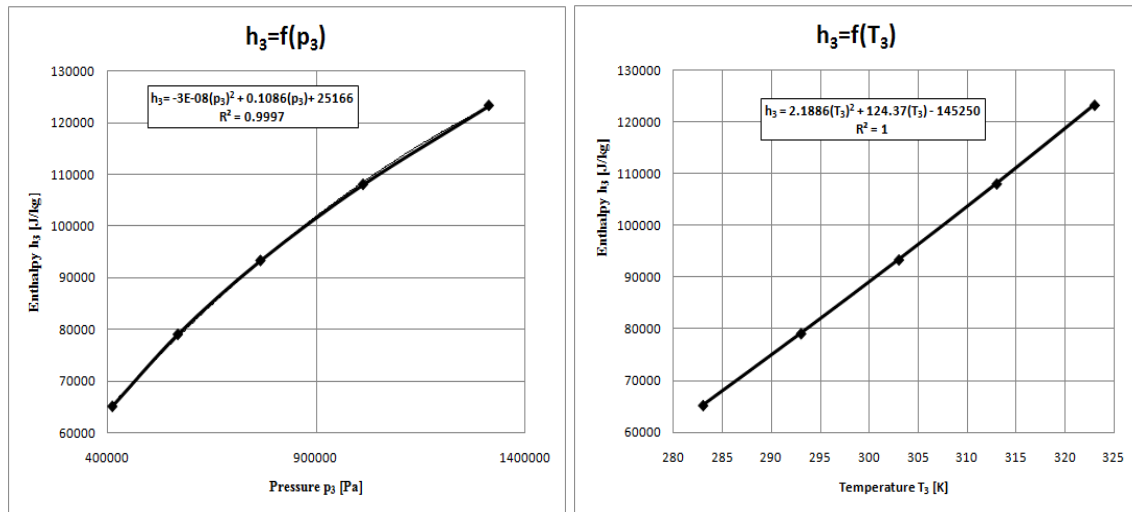


Fig. 3.12. Corelații analitice între entalpia  $h_3$  și presiunea  $p_3$ , respectiv temperatura  $T_3$ .

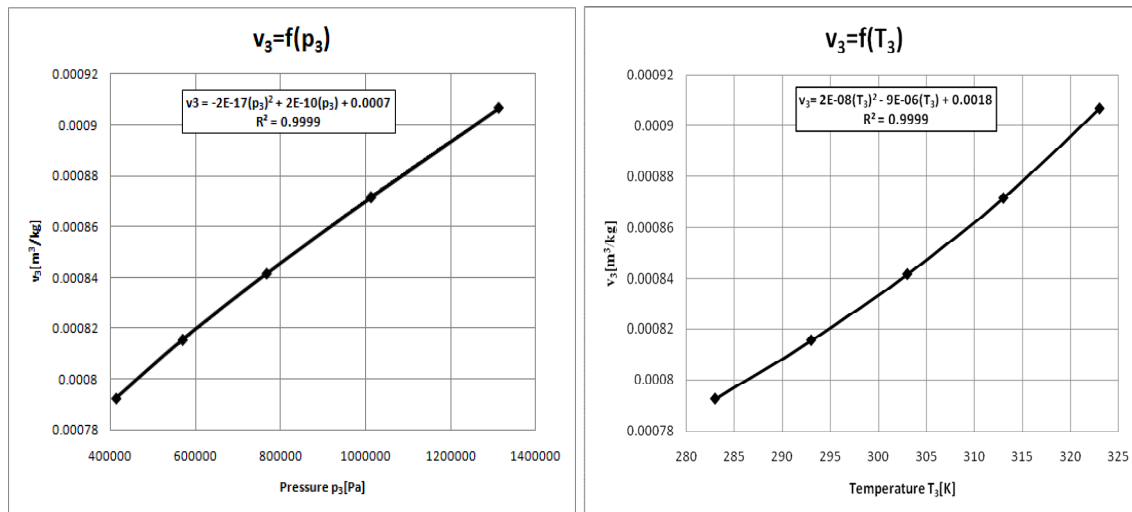


Fig. 3.13. Corelații analitice între volumul specific  $v_3$  și presiunea  $p_3$ , respectiv temperatura  $T_3$ .

Factorul ce cumulează ireversibilități,  $B = ct = f(T_{med,1-2}, p_{med,1-2}, w_p)$ , se calculează cu temperatura medie  $T_{med,1-2}$ , și presiunea medie  $p_{med,1-2}$  pe procesul 1-2<sub>ir</sub>.

$$B = 1 \pm \frac{aw_p}{\sqrt{3RT_{med,1-2}}} \pm \frac{f \cdot \Delta p_f}{p_{med,1-2}} \pm \frac{\Delta p_{th}}{p_{med,1-2}} \quad (3.17)$$

unde temperatura medie și presiunea medie pe procesul 1-2<sub>ir</sub> sunt:

$$T_{med,1-2} = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad \text{și} \quad p_{med,1-2} = \frac{p_1 + p_2}{2} = \frac{p_1}{2} (1 + \lambda_p) \quad (3.18)$$

Cu scopul de a estima  $T_2$  din ec. (3.18) se acceptă ca primă aproximație:  $T_2 \cong T_{2r}$ .

Atunci ecuația procesului adiabat reversibil 1-2<sub>r</sub>, devine:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k'-1}{k'}} = \lambda_p^{\frac{k'-1}{k'}} \quad (3.19)$$

unde:  $\lambda_p = p_2/p_1$ , iar  $k'$  este un exponent adiabatic corectat, care ia în calcul diferența esențială între comportamentul gazului perfect și cel al vaporilor de R134a. (Fig. 3.5). Acest coeficient  $k'$ , corectat a fost obținut prin compararea lui  $T_2$  calculat cu ec. (3.8), și  $T_{2r}$  bazat pe entropia constantă a procesului reversibil adiabatic 1-2<sub>r</sub>, și utilizând tabelele de proprietăți ale vaporilor în starea 2<sub>r</sub>.

Ca rezultate ale acestui studiu comparativ, s-au obținut Fig. 3.5 și formulele analitice de calcul al exponentului adiabatic corectat,  $k'$ . Dat fiind faptul că se analizează influența comportamentului vaporilor asupra performanțelor și generării de entropie, se justifică interesul pentru cercetarea variației exponentului adiabatic în funcție de temperatura vaporilor saturați  $T_{2''}$  și în funcție de presiunea la ieșirea din compresor  $p_{2irr}$ .

După înlocuirea ecuațiilor (3.18) și (3.19) în (3.17), rezultă:

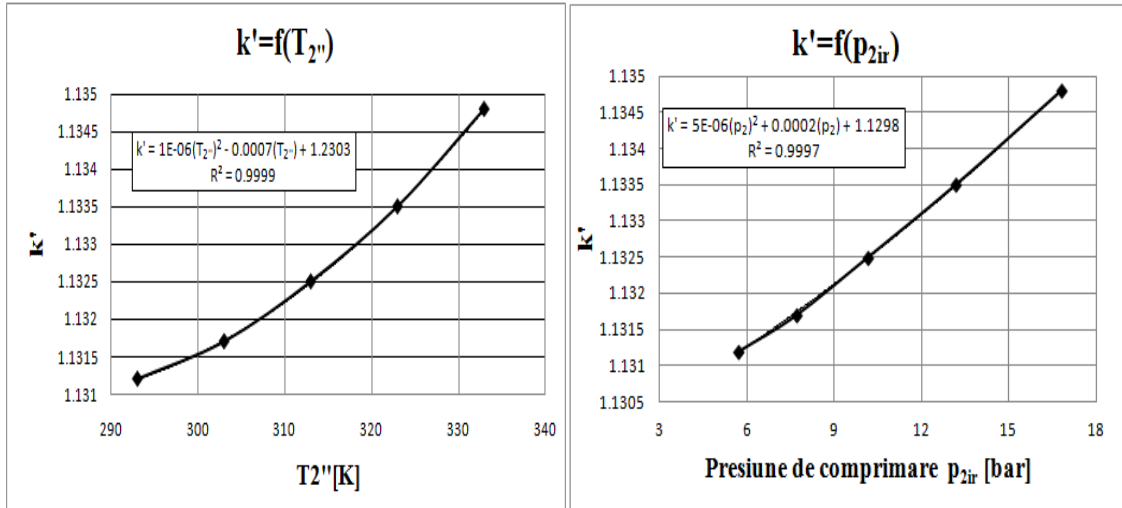


Fig. 3.14. Variația coeficientului adiabatic de comprimare ireversibilă,  $k'$  în funcție de temperatura vaporilor saturați  $T_{2''}$ , și de presiunea  $p_{2irr}$ .

$$B = I \pm \frac{aw_p}{\sqrt{1.5RT_1 \left( I + \lambda_p^{\frac{k'-1}{k'}} \right)}} \pm \frac{2f \cdot (A + B' w_p)}{p_1 (I + \lambda_p)} \quad (3.20)$$

Coeficientul ce introduce ireversibilitățile  $B$ , calculat cu ecuația (3.20), ține cont doar de contribuția vitezei finite a pistonului și de frecare. Pierderile de presiune datorate laminării la trecerea prin supapele compresorului vor fi luate în considerare separat.

În ec. (3.21), semnul (+) se folosește pentru comprimare, iar semnul (-) pentru destindere.

Separând variabilele în ec. (3.16), se obține:

$$\frac{mc_v dT}{pB} = - dV \quad (3.21)$$

în care presiunea este exprimată din ecuația de stare, făcând ipoteza că fluidul de lucru este gaz perfect:

$$p = \frac{mRT}{V} \quad (3.22)$$

și căldura specifică la volum constant, care ține cont de „devierea” comportamentală a vaporilor față de gazul perfect:

$$c_v' = \frac{R}{k'-1} \quad (3.23)$$

Ec. (3.21) devine:

$$\frac{1}{B(k'-1)} \frac{dT}{T} = - \frac{dV}{V} \quad (3.24)$$

Această ecuație este diferită față de ecuația diferențială a procesului adiabat din Termodinamica Clasică, din cauza celor doi termeni  $B$  și  $k'$ . Termenul  $B$  ia în considerare ireversibilitățile interne în funcție de viteza pistonului, iar termenul  $k'$  evidențiază încă de la început diferența dintre comportarea vaporilor supraîncălziți și gazul perfect în compresor.

Toate ecuațiile derivate din ecuația (3.24) vor conține aceste două corecții, și reprezintă rezultate importante în Metoda Directă, unde această ecuație este integrată, iar rezultatele sunt folosite la calculul performanțelor ciclului ireversibil studiat.

Integrând ec. (3.24) pe procesul adiabat 1-2<sub>ir</sub>, se obține:

$$\ln \frac{T_{2ir}}{T_1} = -B(k'-1) \ln \frac{V_{2ir}}{V_1} = \ln \left( \frac{V_1}{V_{2ir}} \right)^{B(k'-1)} \quad (3.25)$$

Această ecuație conduce la relații ce descriu procesul adiabat ireversibil pentru procesele cu viteză finită și frecare:

-în coordonate  $T$ - $V$ :

$$T_1 V_1^{B(k'-1)} = T_{2irr} V_{2ir}^{B(k'-1)} \quad (3.26)$$

Din ecuația de stare:

$$T_1 = \frac{p_1 V_1}{mR}; \quad T_{2irr} = \frac{p_2 V_{2ir}}{mR}$$

- în coordonate  $p$ - $V$ :

$$p_1 V_1^{B(k'-1)+1} = p_{2ir} V_{2ir}^{B(k'-1)+1} \quad (3.27)$$

-în coordonate  $T$ - $p$ :

$$\frac{T_1}{T_{2ir}} = \left( \frac{p_1}{p_{2ir}} \right)^{\frac{B(k'-1)}{1+B(k'-1)}} \quad (3.28)$$

În aceste ecuații  $p_{2ir}$  este presiunea la ieșirea din compresor ( $p_{2ir} = p_2$ -impusă).

Din ec. (3.28) se poate calcula  $T_{2ir}$ .

Odată cu corelarea între  $h$ , respectiv  $s$  cu  $T$  (**Fig.3.5 - 3.13**), se pot obține imediat  $h_{2ir}$  și  $s_{2ir}$  pe procesul izobar 2''-2<sub>ir</sub>, necesare pentru a calcula lucrul mecanic în compresor ( $h_{2ir}-h_1$ ). (**Tabel 3.1**).

Tabelul 3.2. Expresiile proprietăților agentului refrigerant în principalele stări ale ciclului [97]

STAREA 1	STAREA 2r	STAREA 2ir	STAREA 3	STAREA 4a	STAREA 4r	STAREA 4ir
$T_1 = 74.582(p_1)^{0.1035}$	$T_{2r} = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k'-1}{k'}}$	$T_{2ir} = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{B(k'-1)}{B(k'-1)+1}}$	$T_3 = -2 \cdot 10^{-11}(p_3)^2 + 8 \cdot 10^{-5}(p_3) + 253.87$	$T_{4a} = T_1$	$T_{4r} = T_1 = 74.582(p_1)^{0.1035}$	$T_{4ir} = T_1 = 74.582(p_1)^{0.1035}$
$p_1 - impus$	$p_{2r} - impus$	$p_{2ir} = p_{2r}$	$p_3 = p_{2irr} = p_{2r}$	$p_{4a} = p_1$	$p_{4r} = p_1$	$p_{4ir} = p_1$
$s_1 = -15.51 \ln(p_1) + 1128.8 = 0.0045(T_1)^2 - 3.0762(T_1) + 1436.2$	$s_{2r} = -0.0032(T_{2r})^2 + 5.3361(T_{2r}) - 428.19$	$s_{2ir} = -0.0032(T_{2ir})^2 + 5.3361(T_{2ir}) - 428.19$	$s_3 = -10^{-10}(p_3)^2 + 0.0004(p_3) + 113.3 = 4.725(T_3) - 1084.8$	$s_{4a} = -10^{-10}(p_1)^2 + 0.0004(p_1) + 113.3 = 4.725(T_1) - 1084.8$	$s_{4r} = s_3 = -10^{-10}(p_3)^2 + 0.0004(p_3) + 113.3 = 4.725(T_3) - 1084.8$	$s_{4ir} = s_{4a} + (s_1 - s_4) \left( \frac{h_3 - h_{4a}}{h_1 - h_{4a}} \right)$
$h_1 = -1.3367(T_1)^2 + 1305.8(T_1) - 6407.8 = 15846 \ln(p_1) + 51610$	$h_{2r} = 1085(T_{2r}) - 68451$	$h_{2ir} = 1085(T_{2ir}) - 68451$	$h_3 = -3 \cdot 10^{-8}(p_3)^2 + 0.1086(p_3) + 25166 = 2.1886(T_3)^2 + 124.47(T_3) - 145250$	$h_{4a} = -3 \cdot 10^{-8}(p_1)^2 + 0.1086(p_1) + 25166 = 1450.6(T_1) - 1084.8$	$h_{4r} = h_{4a} + x_4 (h_1 - h_{4a})$	$h_{4ir} = h_3 = -3 \cdot 10^{-8}(p_3)^2 + 0.1086(p_3) + 25166 = 1450.6(T_3) - 1084.8$
$v_1 = 8 \cdot 10^{21}(T_1)^{-9.46} = 15715(p_1)^{0.981}$	$v_{2r} = v_1 \left( \frac{T_1}{T_{2r}} \right)^{\frac{1}{k'-1}}$	$v_{2ir} = v_1 \theta^{B(k'-1)}$	$v_3 = -2 \cdot 10^{-17}(p_3)^2 + 2 \cdot 10^{-10}(p_3) + 0.0007 = 2 \cdot 10^{-8}(T_3)^2 - 9 \cdot 10^{-6}(T_3) + 0.0018$	$v_{4a} = -2 \cdot 10^{-17}(p_1)^2 + 2e^{-10} p_1 + 0.0007$	$v_{4r} = v_3 \left( \frac{p_3}{p_4} \right)^{k'}$	$v_{4ir} = v_3 \left( \frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{1}{B(k'-1)}}$
$x_1 = 1$			$x_3 = 0$	$x_{4a} = 0$	$x_{4r} = \frac{s_{4r} - s_{4a}}{s_1 - s_{4a}}$	$x_{4ir} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_1 - h_{4a}}$
$B = 1 \pm \frac{aw_p}{\sqrt{1.5RT_1 \left( \frac{k'-1}{1+\lambda_p k'} \right)}} \pm \frac{2f(A+B'w_p)}{p_1(1+\lambda_p)}$				$k' = 10^{-6}(T_{2r})^2 - 0.0007(T_{2r}) + 1.2303 = 5 \cdot 10^{-6}(p_{2r})^2 + 0.0002(p_{2r}) + 1.1298$		





Prin comparație cu acest raționament [119], în studiul propus în acest capitol pierderile prin laminare sunt exprimate într-o manieră similară cazului motoarelor cu ardere internă propusă de Heywood [120], și adaptate astfel încât să poată fi incluse în expresia Primului Principiu pentru procesele cu viteză finită ce au loc în mașinile cu piston de S. Petrescu și M. Costea în [34,36,51,56,60,71].

Astfel, pierderile prin laminare pot fi calculate cu ajutorul relației (3.34), în funcție de viteza pistonului, respectiv:

$$\Delta p_{th} = C \cdot w_p^2$$

în care:  $C=0.0045$ . [120]

☞ Coeficientul de performanță care ține cont de viteza finită a pistonului compresorului și de frecarea din compresor,  $(COP)_{II}$ :

$$(COP)_{II} = \frac{h_1 - h_{4r}}{[(h_{2ir})_{w,f} - h_1] - (h_3 - h_{4r})} \quad (3.31)$$

iar puterea corespunzătoare acestui caz este:  $P_{irII} = \dot{m} \{ [(h_{2ir})_{w,f} - h_1] - (h_3 - h_{4r}) \}$  (3.32)

Coeficientul de performanță care ține cont de viteza finită a pistonului compresorului, de frecarea din compresor și de laminarea în ventilul de laminare,  $(COP)_{III}$ :

$$(COP)_{III} = \frac{h_1 - h_{4ir}}{(h_{2ir})_{w,f} - h_1} \quad (3.33)$$

iar puterea corespunzătoare acestui caz este:  $P_{irIII} = \dot{m} [(h_{2ir})_{w,f} - h_1]$  (3.34)

☞ Coeficientul de performanță care ține cont de viteza finită a pistonului compresorului, de frecarea din compresor, de laminarea în ventilul de laminare și de laminarea în supapele compresorului  $(COP)_{IV}$ :

$$(COP)_{IV} = \frac{h_1 - h_{4ir}}{(w_{cpr})_{w,f} + w_{th_{Cp}}} \quad (3.35)$$

unde:  $(w_{cpr})_{w,f} = (h_{2ir})_{w,f} - h_1$  (3.36)

și:  $w_{th_{Cp}} = \Delta p_{thR} \cdot v_{2ir} + \Delta p_{thA} \cdot v_1$  (3.37)

iar puterea corespunzătoare este:  $P_{irIV} = \dot{m} \{ [(h_{2ir})_{w,f} - h_1] + w_{th_{Cp}} \}$  (3.38)

☞ COP-ul care “prinde” ireversibilitățile datorate vitezei finite a pistonului, frecării în compresor, laminării în supapele compresorului, laminării în ventilul de laminare, dar și de ireversibilitățile datorate pierderilor de căldură  $q_{lost}$ , dintre sursele de căldură, din **Fig. 3.1**, este calculat după cum urmează:

$$(COP)_V = \frac{q_{ref} - q_{lost}}{|w_{cpr}| + w_{th_{Cp}}} = \frac{\dot{m}(h_1 - h_{4ir}) - \dot{Q}_{lost}}{\dot{m} \{ [(h_{2ir})_{w,f} - h_1] + w_{th_{Cp}} \}} \quad (3.39)$$

unde:  $q_u = q_{ref} - q_{lost} = (h_1 - h_{4ir}) - q_{lost}$  (3.40)

$$q_{ref} = q_{lost} + q_{in} = (h_1 - h_{4ir}) \quad (3.41)$$

$$q_{lost} = \frac{\dot{Q}_{lost}}{\dot{m}} = \frac{KA(T_H - T_L)}{\dot{m}} \quad (3.42)$$

cu:  $K$  - coeficientul global de transfer termic:

$$K = \left[ \frac{1}{\alpha_e} + \frac{\delta_{ins}}{\lambda_{ins}} + \frac{1}{\alpha_i} \right]^{-1} \quad (3.43)$$

și  $A$  - media aritmetică a ariilor vaporizatorului și condensatorului:

$$A = \frac{A_{Ev} + A_{Cd}}{2} \quad (3.44)$$

Ec. (3.39) poate fi scrisă sub forma:

$$\begin{aligned} COP_V &= \frac{h_1 - h_{4ir}}{\left( (h_{2ir})_{w,f} - h_1 \right) + w_{th_{Cp}}} - \frac{q_{lost}}{\left( (h_{2ir})_{w,f} - h_1 \right) + w_{th_{Cp}}} = \\ &= \frac{h_1 - h_{4ir}}{\left( (h_{2ir})_{w,f} - h_1 \right) + w_{th_{Cp}}} \left[ 1 - \frac{q_{lost}}{h_1 - h_{4ir}} \right] \quad (3.45) \\ &\quad \underbrace{\hspace{10em}}_{COP_{w,f,th_{Cp},th_{TV}}} \quad \underbrace{\hspace{10em}}_{\eta_{II,Q_{lost}}} \end{aligned}$$

Prin identificarea termenilor, se obține:

$$COP_V = COP_{IV} \cdot \eta_{II,Q_{lost}} \quad (3.46)$$

unde:

$$\eta_{II,Q_{lost}} = 1 - \frac{\left( \frac{A_{Ev} + A_{Cd}}{2} \right) (T_H - T_L)}{\rho_1 \left( \frac{1}{\alpha_e} + \frac{\delta_{ins}}{\lambda_{ins}} + \frac{1}{\alpha_i} \right) \cdot \frac{\pi D^2}{4} w_p (h_1 - h_{4ir})} \quad (3.47)$$

$\eta_{II,Q_{lost}}$  - randamentul consecință al Principiului II al Termodinamicii, care ține cont de pierderile de căldură între cele două surse de căldură.

În final se obține ecuația:

$$COP_V = \frac{(h_1 - h_{4irr}) - \frac{\left( \frac{A_{Ev} + A_{Cd}}{2} \right) (T_H - T_L)}{\rho_1 \left( \frac{1}{\alpha_e} + \frac{\delta_{ins}}{\lambda_{ins}} + \frac{1}{\alpha_i} \right) \cdot \frac{\pi D^2}{4} w_p}}{(h_{2ir})_{w,f,th} - h_1} \quad (3.48)$$

Utilizând expresiile determinate anterior (**Tabelul 3.2**), ec. (3.45) devine:

$$COP_V = \frac{15846 \ln(p_1) + 3 \cdot 10^{-8} (p_3)^2 + 0.1086 (p_3) + 26444 - A_1}{B_1 - 15846 \ln(p_1) - 120061 + w_{th_{Cp}}} \quad (3.49)$$

în care:

$$A_1 = \frac{11.72 \cdot 10^8 A_{Ev} \frac{(p_2)^{\frac{B(k'-1)}{B(k'-1)+1}}}{\frac{10.7582 B(k'-1)-1}{B(k'-1)+1}}}{\left( \frac{1}{\alpha_e} + \frac{\delta_{ins}}{\lambda_{ins}} + \frac{1}{\alpha_i} \right) \frac{\pi D^2}{4} w_p} \quad (3.50)$$

și

$$B_1 = 80921.47 \frac{(p_2)^{\frac{B(k'-1)}{B(k'-1)+1}}}{(p_1)^{\frac{8.6618 B(k'-1)+1}{B(k'-1)+1}}} \quad (3.51)$$

iar puterea corespunzătoare are formula:  $P_{irV} = \dot{m}[(h_{2ir})_{w,f} - h_1] + w_{th_{Cp}} = P_{irIV}$  (3.52)

Utilizând relația de definiție a randamentului izentropic:  $(\eta_{is} = \frac{h_{2r} - h_1}{h_{2ir} - h_1})$ , în care  $h_{2ir}$  este termenul care ține cont de ireversibilități), cu scopul de a-l calcula pe cale analitică, au fost “prinse” toate cauzele ireversibilităților generate în timpul funcționării mașinii. Se obține expresia analitică a randamentului izentropic:

$$\eta_{is} = \frac{h_{2r} - h_1}{h_{2ir} - h_1} = \frac{80921.47 \frac{p_2^{\left(\frac{k'-1}{k'}\right)} - 15846 \ln(p_1) - 120061}{p_1^{\left(\frac{k'-1}{k'} - 0.135\right)}}}{80921.47 \frac{p_2^{\left(\frac{B(k'-1)}{k'}\right)} - 15846 \ln(p_1) - 120061}{p_1^{\left(\frac{B(k'-1)}{k'} - 0.135\right)}}}$$
 (3.53)

### 3.4.2.2. Expresii analitice pentru calculul generării interne de entropie în ciclul cvasi-Carnot ce funcționează cu vapori [98]

Prin aplicarea bilanțului de entropie pe ciclu, rezultă:

$$\frac{Q_H}{T_H} + \frac{Q_L}{T_L} + S_i = 0$$
 (3.54)

iar prin aplicarea bilanțului entropic la nivelul sistemului, rezultă:

$$\frac{Q_H}{T_{H,S}} + \frac{Q_L}{T_{L,S}} + S_T = 0$$
 (3.55)

Generarea internă și totală de entropie ( $S_i$  și  $S_T$ ), ca și fluxurile de generare totală și internă a entropiei ( $\dot{S}_i$  și  $\dot{S}_T$ ), vor fi calculate din ec. (3.54) și (3.55), combinate cu ec. (3.1) și (3.2).

☞ Pentru a calcula *generarea internă de entropie specifică pe ciclu*, se pornește de la ec. (3.54):

$$\Delta s_{i,ciclu} = -\frac{q_H}{T_H} - \frac{q_L}{T_L} = -\frac{q_{2ir3}}{T_H} - \frac{q_{4ir1}}{T_L}$$
 (3.56)

care conduce la:

$$\Delta s_{i,cicle} = -(s_3 - s_{2ir}) - (s_1 - s_{4ir}) = (s_{4ir} - s_3) + (s_{2ir} - s_1) = \Delta s_{3-4ir} + \Delta s_{1-2ir} \left[ \frac{J}{kgK} \right]$$
 (3.57)

Analizând primul termen  $\Delta s_{3-4ir} = \Delta s_{i,ad.dest}$  se constată că acesta este ușor de determinat, ca și în Termodinamica Clasică, pornind de la observația că în procesul de laminare 3-4<sub>ir</sub>, entalpia este constantă  $h_3 = h_{4ir}$ , și utilizând formulele de dependență ale proprietăților  $h$  și  $s$  pe curbele limită în funcție de presiune și temperatură (Tabel 3.1). Variațiile acestor proprietăți sunt prezentate în Fig. 3.5-3.13.

Analizând cel de al doilea termen,  $\Delta s_{1-2_{ir}} = \Delta s_{i,ad.cpr}$ , se constată că situația este diferită, anume problema e mult mai complicată și nu se poate rezolva în cadrul Termodinamicii Clasice. În acest caz se folosește Metoda Directă din Termodinamica cu Viteză Finită și se obține ecuația procesului adiabat ireversibil de comprimare 1-2<sub>ir</sub>.

Pornind de la ec. (3.28), ecuația procesului adiabat ireversibil de comprimare, se poate calcula  $T_{2_{ir}}$ . Odată cu stabilirea corelațiilor  $h = f(T)$  și  $s = f(T)$  (**Tabelul 3.2**), pe procesul izobar 2''-2<sub>ir</sub>, se poate obține  $s_{2_{ir}}$ , necesară pentru a calcula *variația de entropie* (generarea de entropie) în procesul adiabat ireversibil de comprimare, 1-2<sub>ir</sub>:

$$\Delta s_{cpr} = c'_v \ln \frac{T_{2_{ir}}}{T_1} + R \ln \frac{V_{2_{ir}}}{V_1} = \frac{R}{k' - 1} \ln \frac{T_{2_{ir}}}{T_1} + R \ln \left( \frac{T_{2_{ir}}}{T_1} \right)^{-\frac{1}{B(k'-1)}} = \frac{R}{k' - 1} \ln \frac{T_{2_{ir}}}{T_1} \left[ 1 - \frac{1}{B} \right] \quad \left[ \frac{J}{kgK} \right] \quad (3.58)$$

În final, generarea de entropie pe ciclu devine:

$$\Delta s_{i,ciclu} = \Delta s_{1-2_{ir}} + \Delta s_{3-4_{ir}}, \quad \left[ \frac{J}{kgK} \right] \quad (3.59)$$

în care:  $\Delta s_{3-4_{ir}} = s_{4_{ir}} - s_3$ .

Fluxului generării de entropie internă, în cazul în care nu sunt luate în calcul pierderile interne de căldură între condensator și vaporizator, este dat de relația:

$$\Delta \dot{S}_i = \dot{m} \Delta s_{i,ciclu}. \quad \left[ \frac{J}{Ks} \right] \quad (3.60)$$

Fluxul generării de entropie internă, în cazul în care sunt luate în calcul pierderile interne de căldură între condensator și vaporizator, este dat de relația:

$$\Delta \dot{S}_{i,losses} = \dot{m} \Delta s_{i,ciclu} + KA \frac{(T_H - T_L)^2}{T_H T_L}. \quad \left[ \frac{J}{Ks} \right] \quad (3.61)$$

Ecuția (3.61) va reprezenta fluxul generării de entropie internă care ia în calcul cele trei cauze ale generării ireversibilităților: ireversibilitatea în compresor (cauzată de frecare și viteză finită), generarea internă de entropie datorată pierderilor de căldură la diferență de temperatură între  $T_H$  și  $T_L$  (între condensator și vaporizator), și generarea de entropie pe întreg ciclul.

Coeficientul de performanță corespunzător generării de entropie  $\Delta s_{i,losses}$  este  $COP_V$ , iar puterea necesară funcționării compresorului, corespunzătoare este  $P_{IV} = P_V$ .

Ca și în cazul prezentat anterior pentru  $COP$  și *putere*, se obțin expresii analitice ale generării de entropie internă pe ciclu, prin introducerea succesivă a tuturor celor 5 ireversibilități interne. (**Tabelul 3.3**).

Modelul analitic ține seama de viteza finită a procesului de frecare, de ireversibilitățile generate în timpul procesului de comprimare adiabată (1-2<sub>ir</sub>) și procesului de destindere adiabată (3-4<sub>ir</sub>) în ventilul de laminare (**Tabelul 3.3**).

**Tabelul 3.3** Notății ale generării de entropie interne pe ciclu  $\Delta s_{i,ciclu}$ .

Tipuri de ireversibilități	$\Delta s_{i,ciclu}$
Ireversibilități produse în timpul destinderii adiabate ireversibile în ventilul de laminare, când $A = 0$ și $w_p = 0$	$\Delta s_{i,ciclu I}$
Ireversibilități produse în timpul destinderii adiabate ireversibile în ventilul de laminare, ireversibilități datorate vitezei finite și	

frecării (când $A = 0$ - nu este considerată frecarea la limita $w_p \rightarrow 0$ , dar este luată în considerare variația frecării odată cu creșterea vitezei pistonului $w_p$ )	$\Delta s_{i,ciclu II}$
Ireversibilități produse în timpul destinderii adiabate ireversibile în ventilul de laminare, ireversibilități datorate vitezei finite și frecării (când $A = 0.94$ - este considerată frecarea chiar și la limita $w_p \rightarrow 0$ )	$\Delta s_{i,ciclu III}$

Generarea internă de entropie pe ciclu provocată de ireversibilitățile produse în timpul destinderii adiabate ireversibile în ventilul de laminare, în condițiile considerării funcționării reversibile a compresorului ( $A = 0$  și  $w_p = 0$ ), pot fi calculate cu relația:

$$\Delta s_{i,ciclu I} = s_{4ir} - s_3 \quad (3.62)$$

Generarea internă de entropie pe ciclu provocată de ireversibilitățile produse în timpul destinderii adiabate ireversibile în ventilul de laminare și ireversibilitățile datorate vitezei finite și frecării (când  $A = 0$  - nu este considerată frecarea la limita  $w_p \rightarrow 0$ , dar este luată în considerare variația frecării odată cu creșterea vitezei pistonului  $w_p$ ), se calculează utilizând ecuația:

$$\Delta s_{i,ciclu II} = \Delta s_{i,ciclu I} + \Delta s_{1-2ir} \quad (3.63)$$

în care:

$$\Delta s_{1-2ir I} = \frac{R}{k'-1} \ln \frac{T_{2ir}}{T_1} \left[ 1 - \frac{1}{B(w, f(A=0))} \right] \quad (3.64)$$

Generarea internă de entropie pe ciclu provocată de ireversibilitățile produse în timpul destinderii adiabate ireversibile în ventilul de laminare și de ireversibilitățile datorate vitezei finite și frecării (când  $A = 0.94$  - este considerată frecarea chiar și la limita  $w_p \rightarrow 0$ ) poate fi calculată cu ecuația:

$$\Delta s_{i,ciclu III} = \Delta s_{1-2ir II} + \Delta s_{i,ciclu I} \quad (3.65)$$

în care:

$$\Delta s_{1-2ir II} = \frac{R}{k'-1} \ln \frac{T_{2ir}}{T_1} \left[ 1 - \frac{1}{B(w, f(A=0.94))} \right] \quad (3.66)$$

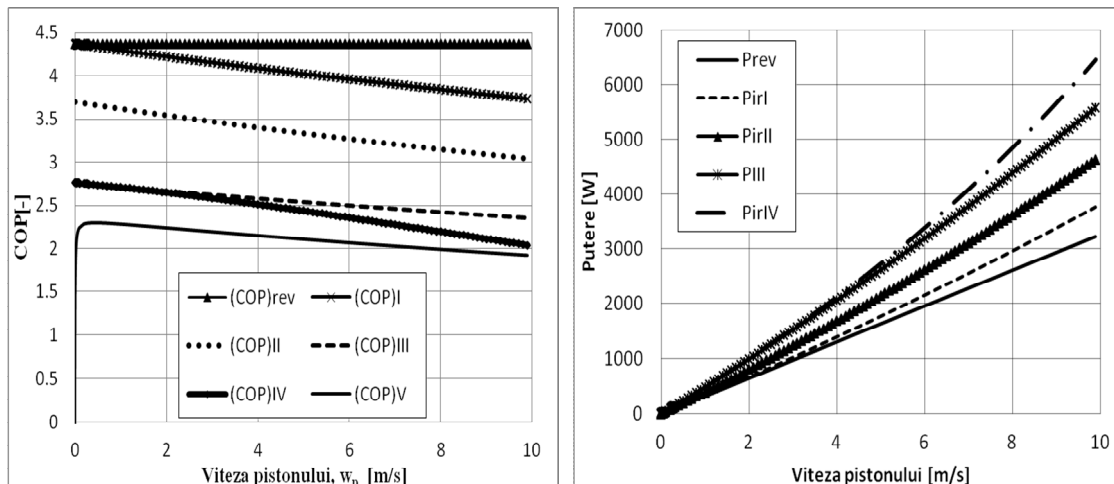
Coeficientul de performanță corespunzător generării de entropie  $\Delta s_{i,ciclu III}$  este  $COP_{III}$ , iar puterea necesară funcționării, corespunzătoare este  $P_{III}$ .

### 3.4.3. Rezultate ale aplicării algoritmului de calcul dezvoltat cu ajutorul Metodei Directe [97,98]

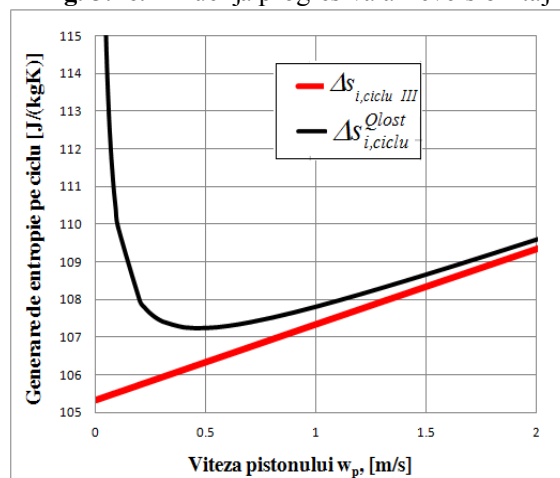
Calcululele au fost efectuate considerând aceleași dimensiuni și proprietati, utilizate și în paragraful precedent:  $L=1m$ ,  $D=0.05m$ ,  $N_{jevi}=8$ ,  $\alpha_e = 7W/m^2K$ ,  $\alpha_i = 5W/m^2K$ ,  $\lambda_{ins} = 0.044W/mK$ ,  $\delta_{ins} = 0.1m$  și  $A_{Ev} = A_{Cd} = 0.176m^2$ ,  $f=0.6$ .

S-a observat că procesul de comprimare adiabată poate fi descris calitativ, printr-o ecuație a procesului adiabatic, similară celei din Termodinamica Reversibilă pentru gazele perfecte, însă corectată cu un exponent adiabatic care include abaterea comportamentului vaporilor față de cel al gazului, notat  $k'$ . Acest nou exponent adiabatic,  $k'$  depinde de  $T_2$  sau de  $p_2$ , și este diferit de exponentul adiabatic reversibil  $k=1.3$ , considerat în cazul ciclului cvasi-Carnot ireversibil ce funcționează cu vapori. **Fig. 3.14** evidențiază variația acestuia.

Utilizând expresiile derivate anterior (complet analitic) ale  $COP$ -ului și  $puterii$ , efectul ireversibilităților interne introduse progresiv în calculul performanțelor ciclului, este ilustrat în **Fig. 3.16**. Se constată că cea mai importantă diminuare a  $COP$  este înregistrată atunci când se consideră pierderile cauzate de frecare ( $COP_{II}$ ), respectiv de laminarea în supapele compresorului ( $COP_{IV}$ ).



**Fig. 3.16.** Influența progresivă a ireversibilităților asupra performanțelor mașinii ( $COP$  și putere).



**Fig 3.17.** Influența vitezei pistonului  $w_p$  asupra generării de entropie pe ciclu  $\Delta s_{i,ciclu}$ .

**Fig. 3.17** prezintă efectul introducerii succesive a ireversibilităților, asupra generării de entropie în ciclu.

Cum era de așteptat, puterea necesară compresorului (**Fig 3.16**) și fluxul generării de entropie pe ciclu (**Fig 3.17**) cresc odată cu introducerea unei noi ireversibilități. Comparând variația celor două performanțe ( $COP$  și  $putere$ ) în funcție de viteza pistonului  $w_p$ , se evidențiază

clar că valorile mici ale vitezei pistonului caracterizează un regim de funcționare economic, mai ales din punct de vedere al consumului puterii, fapt confirmat și de variația fluxului generării de entropie pe ciclu (**Fig. 3.17**). De exemplu, trecând de la 0.5m/s la 1m/s puterea crește de 2 ori, respectiv de la 300W la 600W.

Așa cum am menționat anterior, puterea necesară compresorului nu depinde nici de procesul de destindere ( $3-4_{ir}$ ), nici de pierderile de căldură din schimbătoarele termice, însă  $COP$  depinde de ireversibilitățile generate de fiecare proces. Acest fapt justifică existența a 6 curbe pentru  $COP$  și a 5 curbe pentru putere, în **Fig. 3.16**. Astfel  $P_{IV}$  corespunde curbelor pentru  $COP_{IV}$  și  $COP_V$ .

Studiul prezintă generarea de entropie pe ciclu, și nu în mașină. Variația parametrilor analizați este strict influențată de viteza pistonului  $w_p$  și coeficientul de frecare  $f$ .

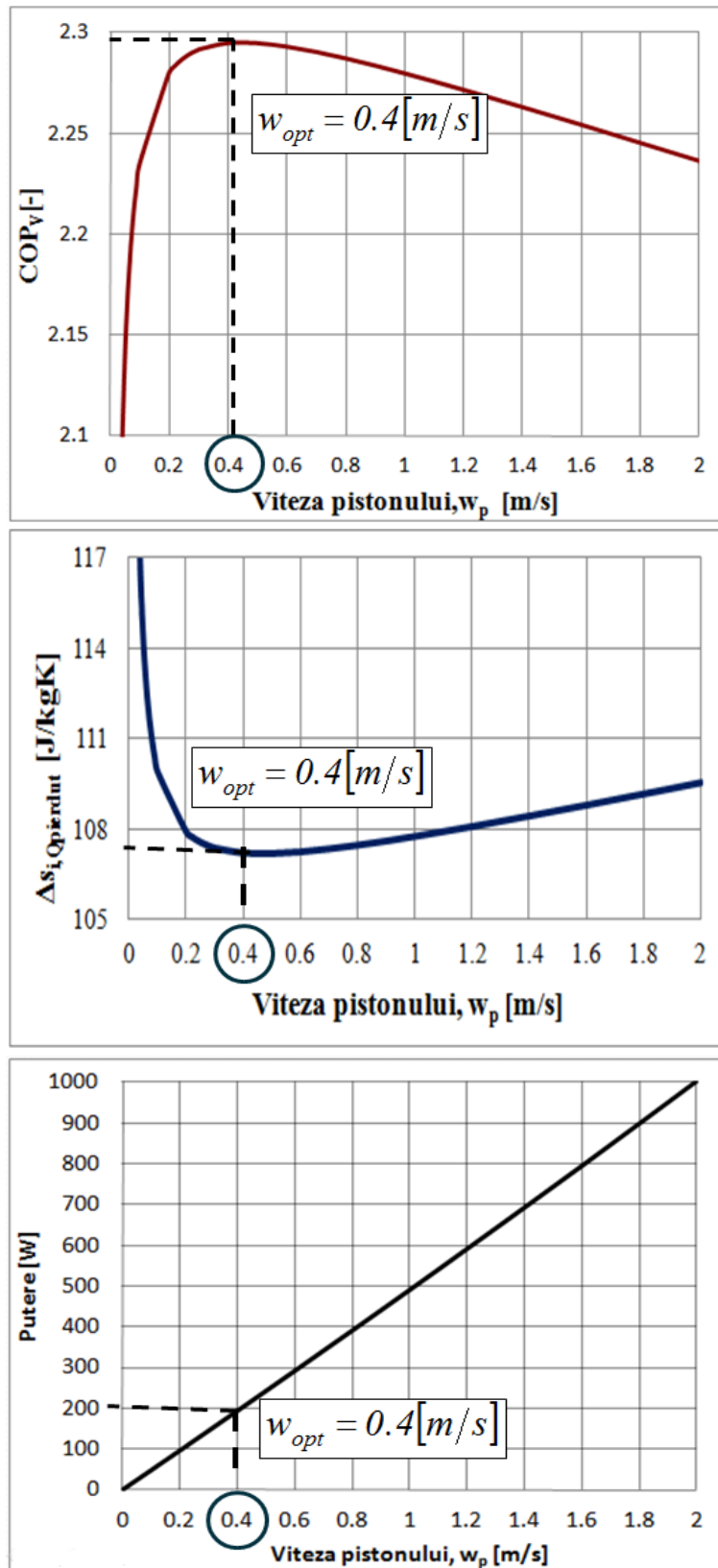


Fig. 3.18. Influența vitezei pistonului  $w_p$ , asupra  $COP_V$ , respectiv asupra generării de entropie internă  $\Delta s_{i, losses}$  și puterii consumate.

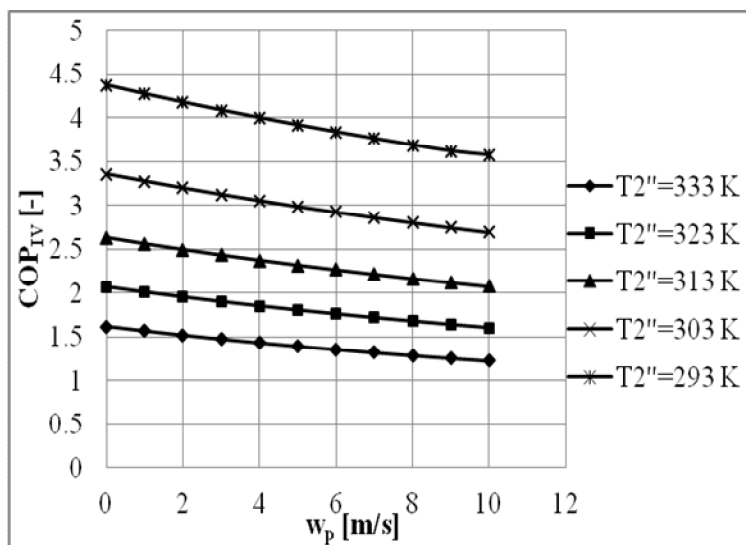


**Fig. 3.18** evidențiază faptul că valoarea maximă a  $COP$  corespunde valorii minime a fluxului generării de entropie pe ciclu. Această figură permite determinarea vitezei optime de desfășurare a proceselor, viteză care caracterizează valoarea maximă a  $COP$ , pentru care generare de entropie pe ciclu este minima. Cunoscând această viteză optimă se poate determina grafic puterea necesară funcționării compresorului.

Se constată că Metoda Directă, este în esență o metodă-grafo-analitică. Partea grafică joacă un rol important în cercetare și optimizare, precum și în prezentarea rezultatelor prin diagrame putere/viteză,  $COP$  (sau randament)/viteză sau generare de entropie/viteză, pe baza expresiilor analitice obținute prin integrarea expresiei matematice a Principiu I al Termodinamicii pentru procesele cu viteză finită, pe fiecare transformare a ciclului.

#### 3.4.4. Studiu de sensibilitate

Pentru a evidenția influența tuturor ireversibilităților generate în timpul funcționării mașinii frigorifice reale, am analizat rezultatele variind temperatura  $T_H = T_2''$  (**Fig. 3.19**).



**Fig. 3.19.** Variația  $COP$  în funcție de viteza pistonului  $w_p$ , pentru diverse valori ale temperaturii de saturație a vaporilor  $T_2''$ .

Se poate observa că pentru o temperatură constantă a spațiului răcit,  $T_L$ , și în condițiile în care temperatura vaporilor saturați scade, lucrul mecanic necesar ciclului cvasi-Carnot inversat și  $COP$ -ul mașinii frigorifice scad, și așa cum era de așteptat, ciclul frigorific este mai eficient atunci când diferența de temperatură între surse scade.

Analizând **Fig. 3.19**, se constată că  $COP$ -ul scade cu creșterea temperaturii  $T_2''$  și cu creșterea vitezei. Ca o consecință, s-ar părea că scăderii temperaturii  $T_2''$  este utilă pentru îmbunătățirea proiectării mașinii frigorifice și creșterea eficienței acesteia. Aceasta concluzie este falsă, deoarece nu s-a luat încă în calcul efectul ireversibilităților externe.

De exemplu, odată cu scăderea lui  $T_2''$ , diferența de temperatură scade progresiv (la sursa caldă, unde căldura este evacuată). Acest lucru ar putea atrage după sine creșterea suprafeței schimbătorului de căldură al condensatorului, lucru ce ar implica costuri adiționale pentru construirea mașinii și totodată spațiu de depozitare mai mare.

Influența factorului  $f$ , care arată partea din căldură produsă prin frecare care rămâne în sistem, asupra  $COP$ -ului, este prezentată în Fig. 3.20.

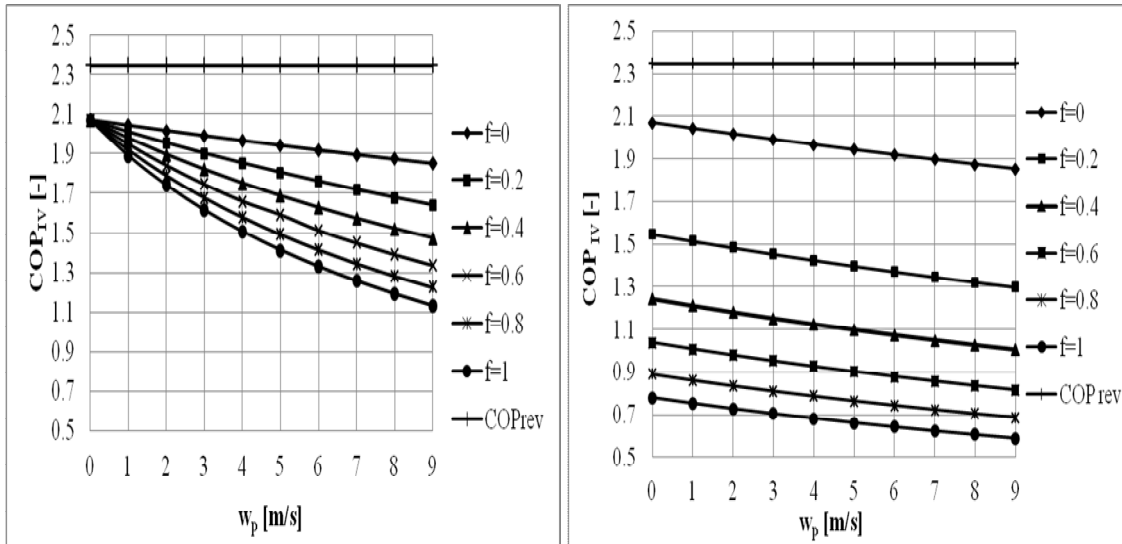


Fig. 3.20. Influența vitezei pistonului  $w_p$  asupra  $COP_{IV}$  pentru diverse valori ale factorului  $f$ . Caz  $A = 0$ , respectiv  $A = 0.94$ ,  $T_2 = 323K$ .

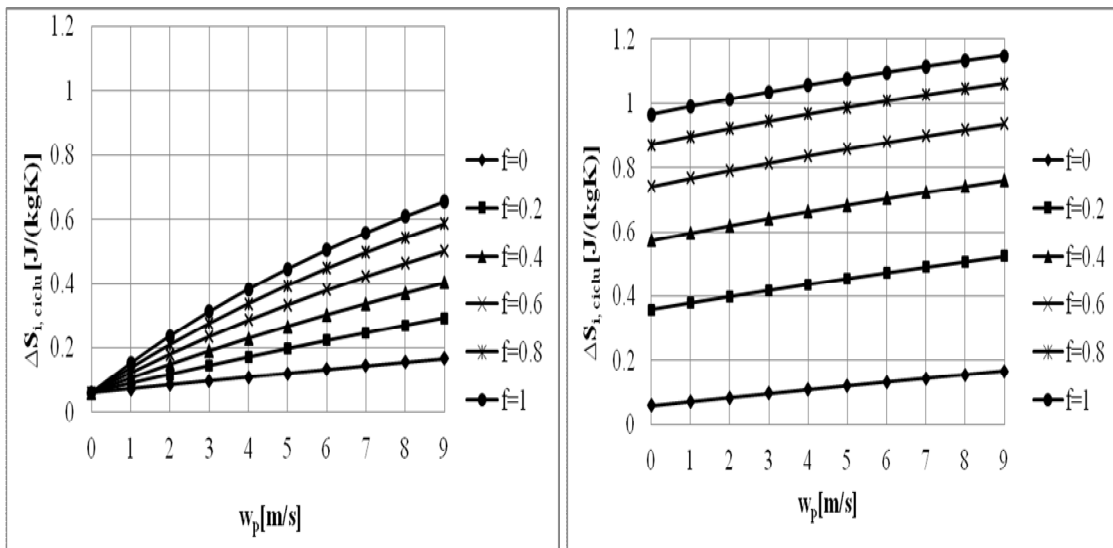


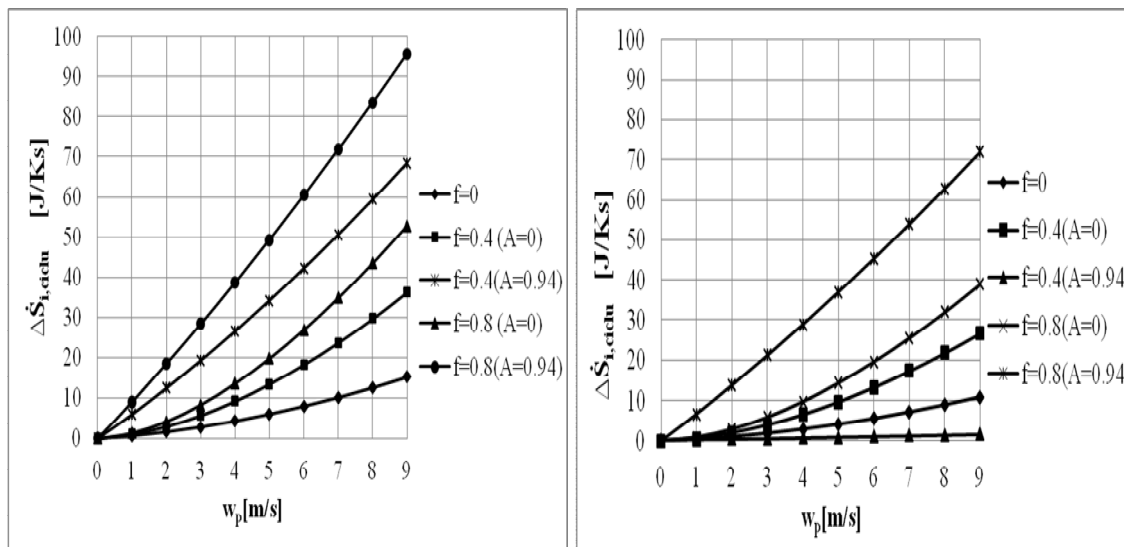
Fig. 3.21. Influența vitezei pistonului,  $w_p$  asupra generării de entropie pe ciclu, pentru diverse valori ale factorului  $f$ . Caz  $A = 0$ , respectiv  $A = 0.94$ ,  $T_2 = 323K$

Fig. 3.20 și Fig. 3.21 ilustrează influența vitezei pistonului  $w_p$ , factorului  $f$ , și coeficientului  $A$ , asupra  $COP_{IV}$ -ului ciclului cvasi-Carnot, și asupra generării de entropie pe ciclu. Se observă o importantă reducere a  $COP$  reprezentat în funcție de viteza pistonului  $w_p$ , atunci când  $f$  ia valori de la 0 la 1.

S-a constatat că atunci când  $w_p = 0$  ( pentru cazul în care  $A = 0$ ), atât curbele  $COP$  cât și cele ale generării de entropie pornesc din același punct, indiferent de procentul din cantitatea de căldură provenită din frecare (dat de valoarea factorului  $f$ ) și rămasă în sistem.

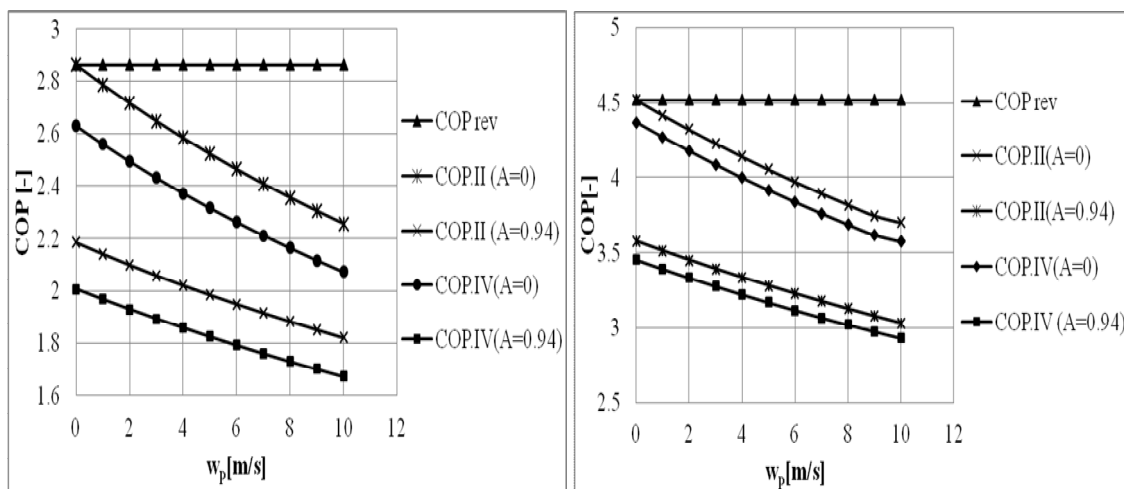
Astfel, odată cu creșterea  $w_p$ , factorul  $f$  produce scăderea  $COP$ , și în același timp creșterea *generării de entropie pe ciclu*.

În cazul sistemelor reale ( $w_p = 2\text{ m/s}$  și  $f \approx 0.6$ ),  $COP$  ține seama de frecarea la limita  $w_p \rightarrow 0$  (adică  $A = 0.94$ ). Față de cazul în care nu este luată în calcul variația frecării la limita  $w_p \rightarrow 0$ , dar este luată în calcul variația frecării cu  $w_p$  (adică  $A = 0$ ), se constată o scădere a valorii reale a  $COP$  cu aproximativ 19%. Aceeași comparație aplicată *generării de entropie pe ciclu* evidențiază o creștere a entropiei cu 26.5%.



**Fig. 3.22.** Influența vitezei pistonului  $w_p$ , asupra fluxului generării de entropie în ciclu  $\Delta\dot{S}_i$ , pentru diverse valori ale factorului  $f$ , pentru două temperaturi de saturație a vaporilor  $T_2'' = 313\text{K}$ , respectiv  $T_2'' = 293\text{K}$ .

Crescând viteza pistonului  $w_p$  și  $f$  (parte a căldurii provenite din frecare și care rămâne în sistem), rezultă o creștere a *fluxului generării de entropie*. Prin comparația valorilor fluxului generării de entropie (**Fig. 3.22**), se poate constata că odată cu creșterea temperaturii vaporilor saturați  $T_2''$ , valorile fluxurilor analizate cresc de asemenea.



**Fig. 3.23.** Efectul vitezei pistonului  $w_p$  asupra  $COP$ , pentru  $T_2'' = 313\text{K}$ , respectiv  $T_2'' = 293\text{K}$

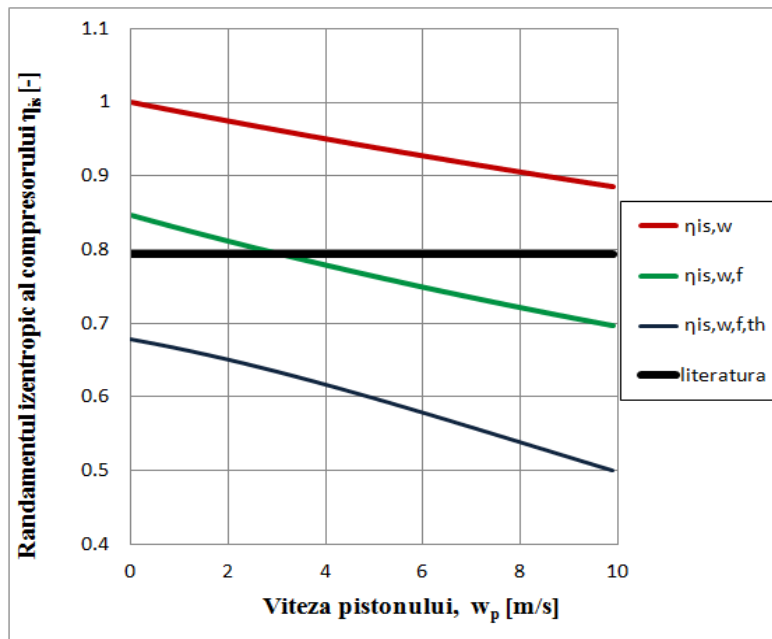
**Fig. 3.23** arată că, odată cu scăderea diferenței de temperatură între sursele de căldură ale mașinii,  $COP$  crește, în timp ce generarea de entropie pe ciclu scade.

În aceste figuri se evidențiază progresiv efectul ireversibilităților produse de viteza finită a proceselor, în timpul destinderii adiabate în ventilul de laminare (3-4<sub>ir</sub>), respectiv în timpul procesului de comprimare adiabata (1-2<sub>ir</sub>). Se examinează deasemenea și influența factorului  $A$  din calculul pierderilor prin frecare asupra  $COP$  și *generării de entropie pe ciclu*.

În ciclul reversibil 1-2r-3-4r, lucrul mecanic consumat este minim,  $COP$  este maxim, prin compararea acestuia cu oricare alt ciclu care poate furniza aceeași putere frigorifică, deoarece în orice alt ciclu apar ireversibilitățile interne și externe.

Utilizând relația (3.54) și introducând succesiv diversele ireversibilități, se observă o reducere graduală a randamentului izentropic al compresorului, reprezentat în **Fig. 3.24**.

Trebuie menționat că ireversibilitățile ce diferențiază cele 3 curbe sunt corespunzătoare celor menționate pentru calcul puterilor  $P_I$ ,  $P_{II}$  și  $P_{IV}$ .



**Fig. 3.24.** Randamentul izentropic al compresorului în funcție de viteza pistonului,  $w_p$ .

Se constată că prin introducerea unei noi ireversibilități, randamentul izentropic scade, odată cu creșterea vitezei pistonului, contrar celor afirmate în literatura de specialitate [122], conform căreia randamentul nu este influențat de viteza de desfășurare a proceselor, ci doar de

temperaturile de condensare și vaporizare, ( $\eta_{is.literatura} = \frac{T_V}{T_C}$ ).

### 3.5. CONCLUZII ȘI PERSPECTIVE ALE STUDIULUI

În acest capitol s-a dezvoltat o analiză a generării ireversibilităților în ciclul cvasi-Carnot ireversibil care funcționează cu viteză finită. Studiul este complet original, fiind prima dată când Metoda Directă este aplicată în analiza unui ciclu inversat cvasi-Carnot ireversibil (IFV) ce funcționează cu vapori.

Exemplul numeric furnizat nu se pretinde a fi foarte apropiat de realitate. Obiectivul studiului a fost dezvoltarea unei metodologii, și exemplificarea numerică a acesteia. Utilizarea acestei metodologii în activități concrete de optimizare și reproiectare, necesită adoptarea unor valori corespunzătoare ale coeficienților de convecție  $\alpha_i$  și  $\alpha_e$ , ale conductivității termice a peretelui  $\lambda_{ins}$  și ale suprafețelor de schimb de căldură, rezultate fie din experiență, fie calculate cu ajutorul ecuațiilor criteriale din transferul de căldură.

Rezultatele obținute utilizând această schemă bazată pe Metoda Directă din TVF, permit evaluarea ireversibilităților și a performanțelor mașinii într-o manieră pur analitică, ținând cont, pentru prima dată, de diferența esențială între comportamentul vaporilor și cel al gazului perfect. De asemenea, este pentru prima dată când se obține o expresie analitică pentru calculul randamentului izentropic.

În dezvoltarea acestui model analitic s-au luat în calcul ireversibilitățile produse în timpul procesului de comprimare adiabată (1-2<sub>ir</sub>), viteza finită a pistonului, procesul de frecare, procesul de laminare în supapele compresorului, respectiv laminarea la destindere în ventilul de laminare, (3-4<sub>ir</sub>).

Analiza a fost realizată într-o manieră complet analitică, ceea ce înseamnă că formulele pentru *COP* și *putere* au fost exprimate în funcție de viteza pistonului în compresor, și de alți parametri (raportul de comprimare  $\lambda_p$ , presiunea și temperatura vaporilor, debitul de agent, etc.). Acest lucru a permis dezvoltarea unor studii de sensibilitate, pas cu pas, evidențiind influența fiecărui factor ce cauzează ireversibilitățile interne.

Această schemă de calcul poate fi îmbunătățită prin introducerea altor ireversibilități interne precum și ireversibilități externe, studiate mai ales în lucrările care folosesc Termodinamica în Timp Finit. Devine astfel posibilă o „unificare” între Termodinamica cu Viteză Finită și Termodinamica în Timp Finit. Odată validată, această schemă de calcul poate ajuta la optimizarea proiectării mașinilor frigorifice și pompelor de căldură.

Doar printr-o analiză combinată, care ia în calcul ambele tipuri de ireversibilități, interne și externe, și printr-o analiză economică și tehnică,  $T_{2r}$  poate fi optimizat asemenea *COP*-ului. Acest obiectiv va fi dezvoltat în studiile următoare. Totodată dezvoltarea unei scheme pentru optimizarea mașinilor frigorifice industriale, care în locul utilizării ventilului de laminare folosesc piston detentor sau turbină, va fi obiectul unei analize similare celei deja dezvoltate pentru compresor, pe baza Metodei Directe, în cercetările viitoare.

## CAPITOLUL IV

### STUDIUL MAȘINILOR STIRLING

#### 4.1. INTRODUCERE

Contextul energetic actual (tensiuni pe piețele energetice) și preocupările continue pentru protejarea și îmbunătățirea calității mediului (prin reducerea efectului de seră, a poluării, etc...) justifică interesul deosebit în dezvoltarea noilor tehnologii de producere a energiei.

Există mai multe tipuri de motoare capabile să transforme energia termică în energie mecanică. Motoarele termice utilizate frecvent sunt motoare cu ardere internă, turbinele cu gaze și instalații ce funcționează după ciclul Rankine cu vapori de apă.

Din nefericire, niciunul dintre aceste sisteme nu este adaptat să valorifice anumite tipuri „de surse calde” (energie solară, biomasă, etc...)

În schimb, motoarele cu aer cald, cu aport de căldură din exterior prin intermediul unui schimbător de căldură, cu sau fără schimbător recuperator, cu mașini care realizează alternativ, comprimarea și destinderea, cu ciclul monofazic deschis sau închis, cu sau fără supape sau clapete, sunt capabile să valorifice energia regenerabilă [123]

#### 4.2. SCURT ISTORIC

Secolul XIX a fost marcat de numeroase descoperiri științifice și tehnice. Toată această activitate științifică intensă l-a îndrumat pe pastorul Robert Stirling (1790-1878) să inventeze „motorul cu aer cald”, al cărui brevet de invenție a fost depus în 1816. În 1818, motorul a fost pus în funcțiune.

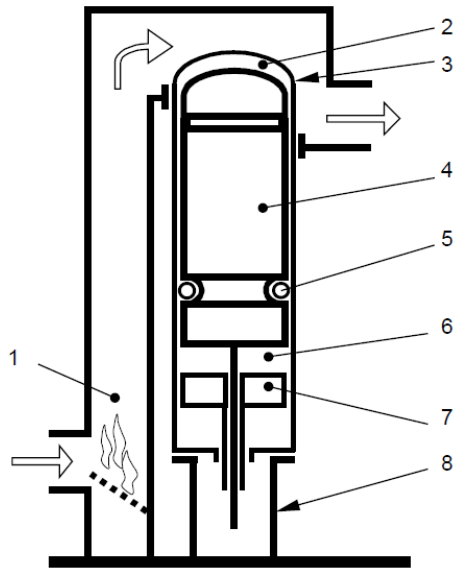
O analiză succintă a primului motor cu aer cald construit de Robert Stirling, arată că inventatorul a intuit necesitatea și importanța recuperării unei părți din căldura conținută de aerul cald ce părăsește camera caldă, urmată de folosirea căldurii recuperate pentru preîncălzirea aerului ce trece din camera rece în camera caldă. În acest scop, Stirling a introdus un schimbător de căldură (subdimensionat față de cel al motoarelor actuale) cu masa de acumulare a căldurii-*regeneratorul*- pe care l-a plasat pe la mijlocul pistonului cald.

Motorul folosea drept combustibil cărbune, furniza o putere de 2 CP și era folosit la pomparea apei dintr-o carieră de piatră.

Introducerea motorului în industrie, a avut loc în 1843, când fratele inventatorului James Stirling l-a pus în funcțiune într-o uzină în care el era inginer. Până în 1922, invenția a fost utilizată în ferme și în industrie, pentru pomparea apei sau antrenarea altor mașini, astfel că în Marea Britanie și Statele Unite ale Americii se aflau în exploatare peste 10.000 de astfel de motoare.

De la începutul secolului XX, motorul a întâmpinat dificultăți majore în impunerea în fața motoarelor cu ardere internă și a motoarelor electrice, din cauza dificultăților tehnologice legate de lubrifiere, de etanșitate, etc.

În mod similar au fost înlocuite și motoarele cu piston cu abur, foarte răspândite în acea vreme.



**Fig. 4.1.** Schema constructivă a primului motor Stirling (1818) [124]:

1 - focar; 2 - cameră caldă; 3 - cilindru; 4 - piston cald; 5 - schimbător de căldură regenerativ; 6 - cameră rece; 7 - piston rece; 8 - suporturi

În 1938, societatea Philips a acordat încredere acestei invenții, pe care l-a numit „**motor Stirling**”, și a început proiectarea unui mic motor termic silențios, destinat pentru antrenarea unor generatoare electrice care să încarce bateriile stațiilor de emisie-recepție din zonele izolate. Utilizând materiale și tehnologii moderne, inginerii firmei Philips au adus motorul inventat de Robert Stirling la performanțe tehnice absolut remarcabile. Astfel, randamentul efectiv al unui astfel de motor depășea 40% [124].

După anul 1950, multe firme prestigioase, precum ar fi MAN-MWM, General Motors, Ford, United Stirling A.B. (Suedia), dar și altele, au cumpărat licență pentru motoarele Stirling Philips. Ulterior au dezvoltat programe de cercetare în domeniul motoarelor Stirling și alte firme și organizații, între care se evidențiază NASA.

Și România a fost implicată în tendința de dezvoltare a acestei tehnologii, între anii 1985 și 1989, prin activitatea de cercetare desfășurată la Institutul Național de Motoare Termice din București.

Evoluția mașinii Stirling ca mașina frigorifică este strâns legată de evoluția mașinilor frigorifice în general. Funcționarea unei mașini frigorifice Stirling a fost evidențiată de John Herschel în anul 1834. Acesta a arătat că un motor Stirling care este antrenat din exterior,

realizează transferul de căldură de la camera de destindere către camera de comprimare, de unde căldura este transmisă către agentul de răcire. Bineînțeles, trebuie ca spațiul de destindere să nu fie încălzit (în cazul motoarelor Stirling spațiul camerei de destindere este încălzit). Primele mașini frigorifice Stirling au început să fie folosite în 1870 [124-127].

Dintre mașinile frigorifice cele mai cunoscute sunt mașinile criogenice pentru lichefierea aerului și pentru fabricarea azotului lichid, mașini produse începând cu anul 1955, de firma olandeză Philips. Astfel de mașini crigeneratoare au fost importate și în țara noastră. Începând cu anul 1975, mașini criogenice Stirling au fost realizate la I.C.P.I.A.F din Cluj Napoca, sub numele comercial C-77 [125].

Mai nou, au fost experimentate mașini frigorifice Stirling, destinate să echipeze frigidere de uz casnic. Deoarece aceste mașini folosesc ca agenți de lucru gaze inerte, ele sunt alternativă nepoluantă a mașinilor frigorifice clasice cu comprimare mecanică de vapori ai agentului de lucru (freoni, amoniac, etc.) Este vorba de mașinile Stirling duplex, compuse dintr-un motor Stirling cu pistoane libere și dintr-o mașină frigorifică Stirling cu pistoane libere. Cele două mașini folosesc în comun același piston de lucru și sunt amplasate într-o carcasă comună [128].

#### 4.3. CARACTERISTICI ESENȚIALE ALE MOTORULUI STIRLING

În cadrul dezvoltării durabile, motorul Stirling constituie o alternativă de luat în serios pentru o conversie eficientă a energiei regenerabile în lucru mecanic, cu un randament teoretic egal cu cel al ciclului Carnot, și o mare capacitate de adaptare a surselor variate de căldură la niveluri scăzute sau ridicate de temperatură.

Analiza informațiilor existente în literatura de specialitate disponibilă permite distingerea mai multor criterii de clasificare uzuale, dintre care pot fi reținute următoarele, apreciate ca generale:

- 1) sensul de parcurgere a ciclului termodinamic Stirling;
- 2) modul de interacțiune energetică dintre pistoane și mediul din exteriorul mașinii Stirling;
- 3) tipul mecanismului motor (configurații disponibile);
- 4) modul în care interacționează pistoanele cu agentul de lucru;
- 5) numărul de cilindri.

Alături de criteriile generale (sensul de parcurgere a ciclului termodinamic și schema constructivă echivalentă) sunt foarte importante criteriile ce permit evidențierea particularităților schemelor constructive.

- 1) După sensul de parcurgere a ciclului termodinamic Stirling se deosebesc:

❖ **motoare Stirling**, când ciclul este parcurs în sens direct (în sens antitrigonometric) – când absorb energia termică furnizată de o sursă caldă și o transformă în energie mecanică.

❖ **mașini frigorifice și pompe de căldură** Stirling (mașini receptoare), când ciclul este parcurs în sens invers (în sens trigonometric) – absorb energia mecanică și o transformă în energie termică, din care o parte este primită de rezervorul rece iar cealaltă parte este redată rezervorului cald.

Această categorie poate fi completată cu **mașinile cuplate** Stirling, care utilizează două sisteme termice Stirling - un motor ce antrenează o mașină frigorifică Stirling. Mașina Stirling duplex rezultată poate fi instalată pe orice ladă frigorifică, în exteriorul ei, cu schimbătorul de căldură în



care se produce frigul introdus în spațiul răcit și cu schimbătoarele de căldură care evacuează căldura din mașină, plasate pe suprafața exterioară a lăzii.

2) După modul de interacțiune energetică dintre pistoane și exteriorul mașinii Stirling se deosebesc:

- ❖ **mașini cinematice**, la care pistoanele interacționează energetic cu exteriorul prin intermediul unui mecanism motor;

- ❖ **mașini dinamice**, numite și „cu pistoane libere“, care nu au mecanism motor, interacțiunea cu exteriorul făcându-se electromagnetic, termic sau mecanic;

- ❖ **mașini combinate**, la care pistonul motor este cuplat la un mecanism, iar pistonul împingător este piston liber.

3) După tipul mecanismului motor (configurații disponibile).

Mașinile cinematice se subclasifică în mașini tip *Alpha*, *Beta* și *Gamma*, subcategoriile care la rândul lor pot fi proiectate în diverse asocieri în funcție de creativitatea inginerului proiectant. Clasificarea originală a lui Kirkley-Walker [123,129] indică, însă, cele trei variante constructive principale menționate anterior.

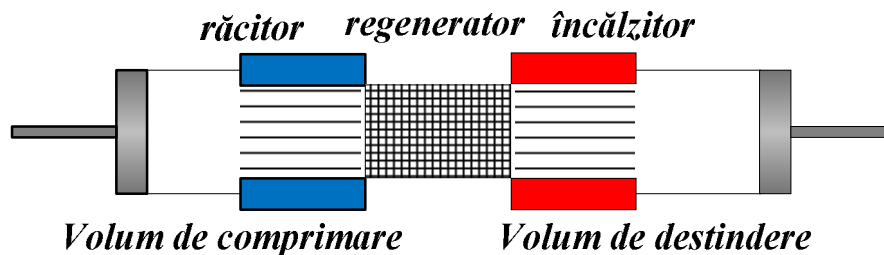
Configurația elementară, *Alpha*, este caracterizată de dispunerea celor două pistoane de o parte și de alta a schimbătoarelor de căldură, fiecare evoluând în doi cilindri separați, dispuși în linie sau în (V).

În configurația *Beta*, pistoanele (pistonul de lucru și deplasatorul) lucrează în cilindri coaxiali, ambele spații (de comprimare și destindere) fiind generate în același cilindru.

În configurația *Gamma*, pistonul deplasator și pistonul de lucru evoluează în cilindri separați, păstrând însă spațiul de comprimare comun.

#### Configurația Alpha

Interesul pentru o astfel de configurație provine din faptul că deține un volum măsurat în spațiul de destindere, diferit de cel din spațiul de comprimare. Configurația elementară *Alpha* este mai nefavorabilă decât celelalte, din punct de vedere al randamentului mecanic, din cauza legăturii cinematice necesare între pistonul „consumator” și pistonul producător de lucru mecanic.



**Fig. 4.2.** Motorul Stirling tip Alpha.

Totuși ea prezintă ca avantaje principale:

- ❖ costul scăzut de fabricație și de întreținere, cilindrii și pistoanele provenind din producție standard.

- ❖ volumul mort – diferența între volumul total al fluidului de lucru și volumul măturat - este mai mic. Un volum mare, implică o variație de presiune mai scăzută și, prin urmare, un lucru mecanic produs la nivelul pistonului corespunzător, mai mic.

- ❖ design-ul său este flexibil. Se pot utiliza unul sau mai mulți cilindri.

Modelul *Alpha* este singurul în care nu există piston deplasator, gazul deplaseazăându-se între pistoane identice aparținând unor cilindri diferiți.

În acest caz se pot distinge două situații:

- ❖ *simplu efect* (V-161 de la SOLO), în care o singură față a pistonului intră în contact cu gazul de lucru. În acest caz, un piston servește la comprimare, iar celălalt la destindere.

Pentru V-161, cilindrii de comprimare și de destindere sunt configurați în (V), astfel încât să formeze un unghi de  $90^\circ$  între cele două axe, permițând, astfel, defazajul unghiului de vibrochen al pistoanelor de destindere și de comprimare.

- ❖ *dublu efect* în care pistoanele comprimă gazul și primesc lucru mecanic (STM4-120 și PP16AC, - **Tabelul 4.2**) pe cele două fețe ale lor; modelele dublu efect (4 pistoane) prezintă o configurație simetrică față de vibrochen.

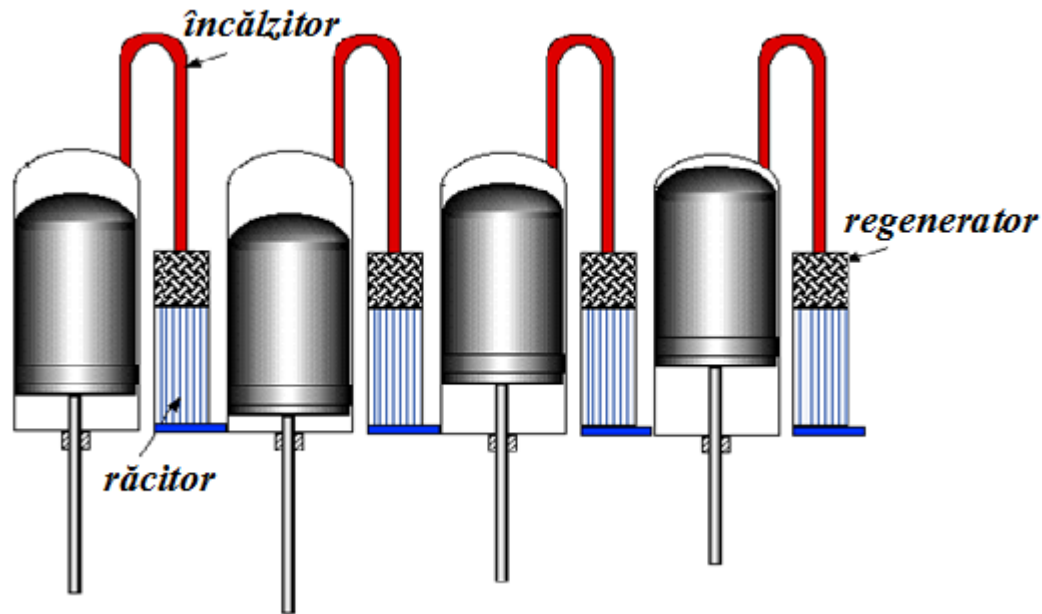


Fig. 4.3. Motor Stirling cu pistoane dublu efect.



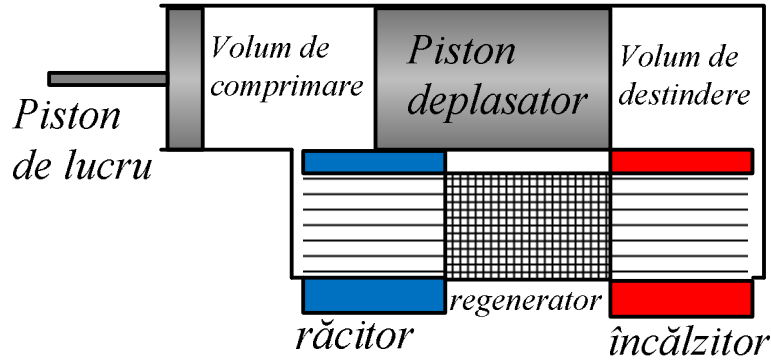
### Configurația Beta

Mai compactă decât cea a modelului *Alpha*, configurația *Beta* este caracterizată de un volum mort minim. Această configurație este afectată de mai puține vibrații și frecări mecanice, decât modelul *Alpha*, însă prezintă și câteva inconveniente:

- ❖ complexitatea sistemului cinematic: biela pistonului deplasator trebuie să traverseze pistonul.

- ❖ problemele conducției între sursa rece și cea caldă prin cilindru

- ❖ design mai puțin flexibil



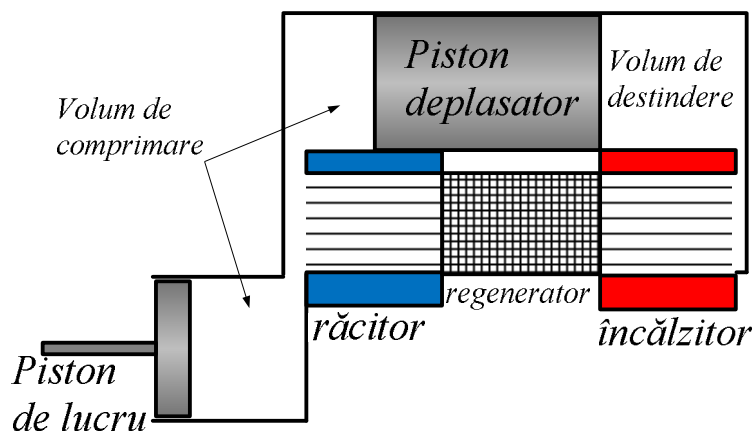
**Fig. 4.4.** Motor Stirling tip Beta

Modelul *Beta* este cel mai compact dintre modelele cinematice, deoarece pistonul de lucru și deplasatorul sunt în același cilindru. Pistonul de lucru, prin intermediul oscilațiilor sale, generează comprimarea și destinderea, iar pistonul deplasator servește la transferul gazului de la o sursă la alta. Alegerea materialului pentru cilindru și pentru deplasator este esențială, deoarece pot apărea fenomene de conducție prin cilindru și deplasator.



#### Configurația Gamma

În modelul *Gamma*, pistonul și deplasatorul sunt dispuși în cilindri diferiți. Acest model este utilizat mai ales pentru aplicații de cercetare sau de putere scăzută. Această configurație prezintă un inconvenient major, și anume acela al existenței unui volum mort de comprimare foarte important, nefiind, în consecință, posibilă plasarea simultană a pistonului deplasator în punctul său mort inferior, iar a pistonului de lucru în punctul său mort superior. În consecință, motoarele sunt mai voluminoase și grele, în timp ce puterea produsă este similară celei obținute cu celelalte configurații prezentate.



**Fig. 4.5.** Motor Stirling tip Gamma.

Configurația *Gamma* posedă un cilindru ce conține deplasatorul, și unul închis de pistonul motor. Configurațiile *Beta* și *Gamma* posedă două piese mobile, deplasator și piston de lucru, dar doar o singură piesă produce sau consumă lucru mecanic, respectiv pistonul de lucru.

4) După modul în care interacționează pistoanele cu agentul de lucru, mașinile Stirling se clasifică în:

- ❖ mașini cu pistoane cu simplă acțiune;
- ❖ mașini cu pistoane cu dublă acțiune;
- ❖ mașini cu piston de lucru cu simplă acțiune și piston deplasator cu dublă acțiune.

Clasificarea după modul de interacțiune dintre pistoane și agentul de lucru se referă atât la pistoanele de lucru cât și la pistoanele deplasatoare care intră în construcția unui monocilindru funcțional Stirling (unitate funcțională echivalentă cu monocilindrul de la motoarele cu ardere internă).

5) După numărul de cilindri se disting:

- ❖ mașini Stirling monocilindrice - acestea au cilindrul plin de gaz și două pistoane. Un capăt al cilindrului este ținut în contact cu sursa, iar celălalt capăt cu sursa rece. Pistonul deplasator are rolul de a muta gazul dintr-un volum în celălalt, în timp ce pistonul de lucru se mișcă alternativ, determinând încălzirea sau răcirea gazului;

- ❖ mașini Stirling policilindrice. Gazul de lucru evoluează între capul cald și cel rece al motorului, lucrul mecanic fiind dezvoltat prin încălzirea gazului de lucru.

Această clasificare este utilă în special dacă se studiază comportarea dinamică a mașinii.

6) Tipul mecanismului motor

Se disting trei tipuri de cuplaje:

- ❖ cuplaj rigid (motoare cinematice)
- ❖ cuplaj gazos
- ❖ cuplaj lichid

În primul caz, cel al *cuplajului rigid*, pistoanele de lucru și/sau deplasatoarele sunt legate între ele și la un arbore cotit printr-un mecanism, determinând astfel fazele ciclului și permițând transformarea mișcării liniare a pistonului sau pistoanelor, într-o mișcare circulară. Principala condiție a alegerii unui mecanism de cuplaj între pistoane este cercetarea unui sistem simplu, și deci, mai ieftin din punct de vedere al fabricației și întreținerii.

Principalele tipuri de **cuplaje rigide** sunt [123,131,132]:

☞ *cu platou oscilant* (swash-plats)

Platoul oscilant este un disc montat pe un arbore, prin intermediul unui rulment, a cărui axă face un unghi cu cea a arborelui. Astfel este „animat” de mișcarea oscilantă.

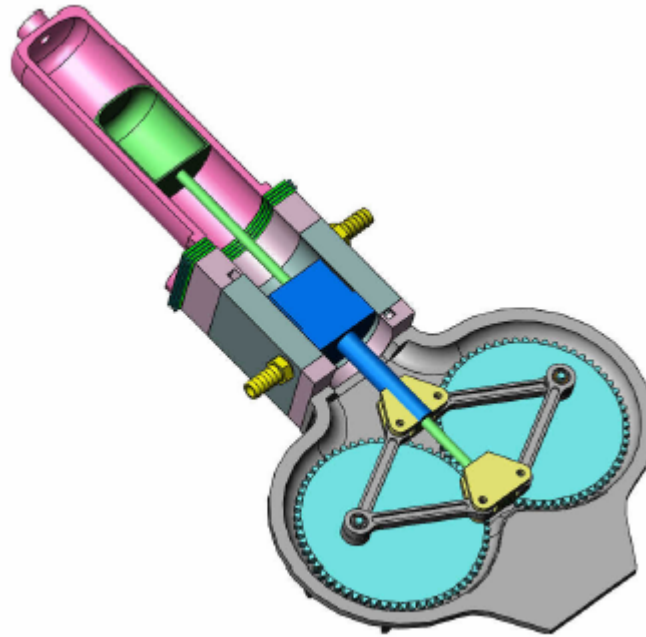
☞ *culisant* (scotch yoke)

Mecanismele cele mai utilizate sunt sistemele bielă-manivelă, cuplajul rombic și platoul oscilant.

☞ *rombic* (**Fig. 4.6**)

Mecanismul a fost brevetat în 1953 și a devenit public în 1971. Acest sistem permite evitarea presurizării carterului, echilibrarea inerției motorului, și eliminarea frecărilor care apar în mecanismele clasice. Este un sistem mecanic simetric față de axul cilindrului. Două manivele

legate la două angrenaje se rotesc în sens opus. Între ele există două legături pe care sunt atașate pistonul de lucru și deplasatorul.



**Fig. 4.6.** Mecanism cu cuplaj rombic [123].

În cazul *cuplajului gazos*, diferența de presiune de deasupra și de dedesubtul deplasatorului și pistonului, determină fazele ciclului. Pistonul nu este, deci, legat din punct de vedere mecanic de un arbore.

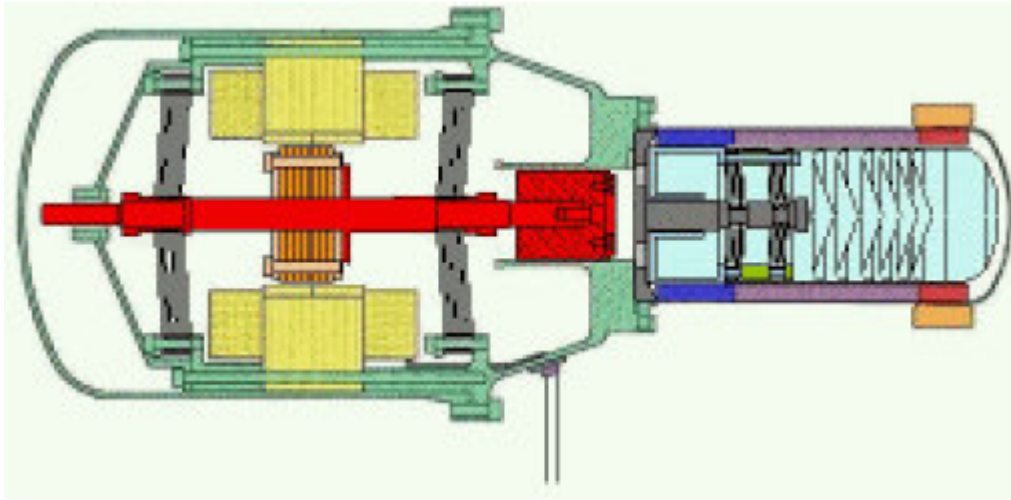
În cazul particular al unui generator, generarea de electricitate este obținută datorită unui alternator liniar inclus în cilindru.

Principalele tipuri de **cuplaje gazoase** sunt:

☞ *pistoane libere* (ambele pistoane, de lucru și deplasator sunt libere);

Motorul Stirling cu pistoane libere a fost inventat de William Beale în deceniul al șaselea al secolului trecut. Acest motor nu are mecanism pentru transformarea mișcării de translație în mișcare de rotație și nici pentru corelarea pistoanelor. Aceste motoare pot fi construite etanș, lucru care constituie un avantaj, pot funcționa în orice poziție și pornesc singure.

Pistonul deplasator și cel motor, dispuse în același cilindru, sunt concepute astfel încât să aibă o funcționare similară unui oscilator armonic. Pistonul motor și deplasator „flotează” pe palierile cu gaz și oscilează datorită unor arcuri mecanice plane. Mișcarea liniară a pistonului nu este transformată în mișcare circulară, contrar celorlalte modele. Producerea electricității este posibilă datorită unui generator liniar, inclus direct în motor. Pistonul trece printr-o bobina electromagnetică fixă, producând o frecvență cvasi-constantă (frecvența de oscilare a sistemului mobil).



**Fig. 4.7.** Motor Stirling cu pistoane libere [123]

Gazul plasat între fluidul de lucru și deplasator are rol de arc. Rezistența arcului, adică presiunea gazului, este reglată cu ajutorul unei electrovalve. Cu cât rezistența este mai mare, cu atât deplasatorul este mai strâns legat de pistonul motor. Reglarea presiunii gazului din volumul tampon, permite controlul defazajului și amplitudinea pistonului deplasator.

☞ *pistonul deplasator liber*

Acestea sunt mașini cu deplasator liber și piston cinematic (numite „Ringbom”). Ringbom-ul este un model hibrid, aflat între modelul Gamma și cel cu piston liber. Pistonul de lucru și deplasatorul sunt plasate în doi cilindri diferiți, dar deplasatorul nu este legat mecanic la arborele cotit. El este activat de diferența presiunii, variabilă, de la extremitățile tijei de ghidaj [133].

☞ *piston de lucru liber*

În acest caz pistonul motor este liber și deplasatorul cinematic (mașinile lui MARTINI). În cazul cuplajului lichid, pistoanele sunt conectate prin intermediul unui lichid sau chiar ambele pistoane fiind constituite din lichid. Acesta este cazul motorului numit „fluidyne”, în care cele două pistoane sunt reprezentate de coloane de lichid oscilant.

Pentru **mașinile Stirling frigorifice** este utilă și o clasificare după un criteriu specific.

7) Valoarea temperaturii utile produse:

- + 40 °C ... + 60 °C - pompe de căldură;
- - 40 °C ... + 10 °C - mașini frigorifice (pentru frigider casnice, etc.);
- - 180 °C ... - 70 °C - mașini criogenice.

## 4.4. COMPANII IMPLICATE ÎN PROGRESUL MAȘINILOR STIRLING

De studiul și dezvoltarea mașinilor Stirling, sunt preocupate un număr impresionant de companii și organizații guvernamentale din lume: SUA, Rusia, Germania, Canada, China, Japonia, India, Slovacia, Croația, Franța, Marea Britanie, Suedia, Olanda, România, Israel, Africa de Sud, Danemarca.

În anul 1958, compania americană General Motors din Detroit a achiziționat licența motoarelor Philips-Stirling, fiind primii care au avansat cercetări pentru adaptarea motoarelor Stirling pentru automobile și motociclete, pentru submarine, și pentru aplicații în cosmos.

În anul 1967 și 1968 consorțiul german MAN-MWM și firma suedeză United Stirling A.B. au cumpărat licența companiei Philips, colaborând pentru realizarea motoarelor Stirling pentru automobile și pentru grupuri energetice destinate unor nave de suprafață sau a unor submarine [124].

**Tabelul 4.1.** Motoare Stirling din perioada modernă [124]

Firma	Anul	Nume motor	Număr cilindri	Volum cilindru	Putere	Turație	Utilizare	Felul mecanismului motor
				$10^{-6} \text{ m}^3$	kW	rot/min		
Philips (Olanda)	1967	2-235	2	235	85	3000	Iahturi	romboidal
	1968	4-235	4-opuși	235	147	3000	Iahturi	romboidal
	1968-1972	4-235 D.A.	4-linie	235	74	3000	Autobuze DAF S3200	romboidal
	1968	4-S-1210	4		265	1500	Nave	romboidal
	1968-1971	4-65 D.A.	4	65	45		Nave	placa inclinată
	1975	4-215 D.A.	4	215	127		Autoturismul Ford Torino	Placa inclinată
United Stirling (Suedia)	1968	4-615	4	615	150	2400	Nave, automobile	romboidal
	1972	V4X	4		40	4500	automobile	Biela-manivelă
	1975	P40	4-linie		40	4500	autovehicule	
		P150V 8	8		150	2400	camioane	Biela-manivelă
	1984	4-95 MKII	4	95	25 52	1800 4000		
General Motors	1959	GPU-3	1		3	3600	Generator electric	romboidal
	1960				425		Nave	romboidal
			4	50	16.2	2400		Placa inclinată
Ford	1972		4		150	5000	automobile	Placa inclinată
MAN-MWM	1967		1	95	7.4	3000	laborator	Biela-manivelă

	1968	1-400	1	400	22	1500	laborator	romboidal
Mechanical Technology Inc. (SUA)	1978	Mod I			50	4000	automobile	Biela- manivelă
	1986	Mod II			63		automobile	Biela- manivelă
Stirling Power Systems (Suedia)	1978	V160		160		1800	Cogenerare casnică, generator electric	Biela- manivelă
SOLO Kleinmo- toren GmbH (Germania)	1993	SOLO 161	1	160	11		cogenerare	Biela- manivelă
Stirling Technology Inc. (SUA)	1995	ST-5	1		3		Cogenerare (poli-carburant)	Pistoane libere
Whisper Tech. Inc. (Noua Zeelanda)	1995	WG- 800	4		0.8		Cogenerare	„wobble- yoke”
SIGMA Elektrot- eknisk A.S. Norvegia		PCP		133	3	1600	cogenerare	

La această centralizare mai pot fi adăugate următoarele companii:

❖ **Sunpower Inc.**-lider mondial în producerea motoarelor și mașinilor frigorifice Stirling cu pistoane libere și compresoarelor liniare. A fost înființată în 1974 de William Beale pornind de la invenția sa, motoarele Stirling cu pistoane libere, brevetate în 1971.

❖ **Global Cooling** este o filială a Sunpower, destinată dezvoltării mașinilor frigorifice Stirling cu pistoane libere pentru aplicațiile casnice. Sunt mai eficiente decât instalațiile frigorifice cu comprimare mecanică de vapori obișnuite, și au avantajul că sunt compacte, portabile și folosesc ca agent de lucru heliu.

❖ După 1970 guvernul SUA, prin Departamentul de Energie (DOE) a finanțat **NASA Glenn Research Center** pentru a efectua cercetări în domeniul instalațiilor energetice cu motoare Stirling de mare putere (370-1500kW). NASA, în prezent, continuă cercetările (peste 5000 de activități curente de cercetare) privind instalațiile energetice cu motoare Stirling cu pistoane libere și cu generatoare electrice liniare, instalații destinate navelor cosmice.

În România primele mașini Stirling aduse din Olanda și URSS, au fost mașinile criogenice Stirling-Philips, ce au fost folosite la lichefierea aerului și separarea azotului lichid folosit pentru conservarea materialului biologic în zootehnie. Începând cu 1975, acest tip de mașini a fost fabricat la ICPIAF, Cluj Napoca. În 1984 INMT- Institutul National de Motoare Termice din București, a demarat primul program de cercetare pentru construirea unor motoare



Stirling policarburante, care să antreneze generatoare electrice staționare, program la care au colaborat numeroase instituții și întreprinderi, între care membrii Catedrei de Termotehnică, Mașini Termice și Frigorifice (UPB), ICPIAF Cluj Napoca și ICEMENERG București.

De asemenea, activitatea intensă de cercetare în cadrul Catedrei de Termotehnică, Mașini Termice și Frigorifice, în domeniul mașinilor Stirling poate fi cuantificată și în efortul depus și lucrările rezultate ale cadrelor didactice și ale studenților implicați: Victor Pimsner, Lazăr Stoicescu, Vsevolod Radenco, Stoian Petrescu, Gheorghe Popescu, Monica Costea, Traian Florea, Alexandru Dobrovicescu, Camelia (Petre) Stanciu.

#### *Ofertele constructorilor pentru fiecare tip de motor*

Domeniile de aplicabilitate ale mașinilor Stirling, atât ca motoare termice, cât și ca mașini frigorifice, sunt vaste și în continuă expansiune, fapt pentru care numărul organizațiilor implicate în analiza, îmbunătățirea, dezvoltarea și comercializarea unor astfel de sisteme este în continuă creștere.

Ofertele constructorilor pentru fiecare tip de motor sunt reunite în **Tabelul 4.2**.

**Tabelul 4.2.** Constructorii diferitelor tipuri de motoare Stirling [123]

	<b>Model</b>	<b>Tip</b>
TAMIN	TESE001	Beta
	TESE002	Beta
	TESE004	Beta
WHISPER TECH	WG800	Alpha
	PP16DC	Alpha
	PP16AC	Alpha
SIGMA	PCP1-130	Beta
SUNPOWER	Biowatt	Piston Liber
STIRLING TECHNOLOGIE INC.	ST-5	Beta
STM	STM4-120	Alpha
STIRLING TECHNOLOGIE COMPANY	Remote Gen 350	Piston Liber
SOLO	V-161	Alpha
SIG	SEM	Piston Liber

#### 4.5. AVANTAJE

Avantajele principale ale acestui tip de motor sunt:



Posibilitatea utilizării a diverse surse de energie termică (convenționale și surse noi regenerabile);

Principali combustibili utilizați de constructori sunt: gaz natural, propan, motorină, biomasă și energie solară. Câțiva constructori, precum WhisperTech sau Stirling Thermal Motors, propun motoare care pot utiliza mai mulți combustibili prin schimbarea arzătorului.



Nivelul scăzut de poluare;

Emisiile poluante scăzute constituie un avantaj major comparativ cu cele ale motoarelor cu ardere internă.

**Tabelul 4.3.** Comparația emisiilor [129]

Emisii (mg/s pe kW)	Motor Stirling	Motor Diesel
<i>CO</i>	0.15-0.4	0.25-6.5
<i>Hidrocarburi</i>	0.004-0.008	0.78-15.6
<i>NOx</i>	0.15-0.25	0.5-2.6

**Tabelul 4.4.** Valorile emisiilor, furnizate de producătorii motoarelor Stirling [123]

Emisii (ppm/kW)	SIGMA(gaz)	STM(biomasă)	STC(metan)	SOLO(gaz)
<i>CO</i>	8.3-16.6	6.66	28.57	2.22
<i>Hidrocarburi</i>	0.1-0.33	-	-	-
<i>NOx</i>	1.16-1.33	4.33	14.29	1.11

👍 Nivelul scăzut al zgomotului produs, asigurat de lipsa exploziei, de regularitatea cuplului produs de arborele cotit și de posibilitatea echilibrării perfecte a motorului;

👍 Durată de viață ridicată;

👍 Menținută redusă: în absența contaminării lubrifiantului cu produșii de ardere, lagărele și garniturile fiind poziționate în principal pe partea rece a mașinii, nu este necesară o întreținere regulată;

👍 Sunt cele mai eficiente sisteme din punct de vedere al performanțelor atinse. NASA raportează un randament de conversie de 40% (raportul dintre puterea mecanică produsă și puterea termică necesară antrenării. Un motor Stirling real atinge 50% din randamentul teoretic;

👍 Motoarele Stirling sunt motoare cu ardere externă, ceea ce conduce la o destindere a agentului de lucru către mediul exterior, și nu către un cilindru de răcire. De asemenea, procesul de ardere poate fi mai ușor controlat din exterior, evitând riscul producerii unor explozii;

👍 Ca mașini frigorifice, nu utilizează agenți de lucru din clasa compușilor chimici carbofluoroclorurați (CFC și freoni- a căror prezență în atmosfera Pământului are grave efecte poluante), ci agenți de lucru convenționali „curați” (aer, hidrogen, azot și heliu), ceea ce le recomandă în instalații de aer condiționat sau instalații frigorifice portabile;

👍 Pot fi utilizate și în sistemele de cogenerare. O instalație de cogenerare a energiei electrice și termice cu motor Stirling este capabilă să înlocuiască simultan în locuință, sistemul de alimentare cu energie electrică de la rețea și sistemul de încălzire a locuinței și de producere a apei calde de tip centralizat, sau sistemul de producere a energiei termice cu microcentrale de apartament.

#### 4.6. DEZAVANTAJE

Pe lângă numeroase avantaje, motorul Stirling prezintă și anumite obstacole tehnologice. Notăm dintre acestea:



Probleme legate de fenomenele extrem de complexe referitoare la mecanica fluidelor compresibile, de termodinamică și transferul de căldură în schimbătoarelor și regenerator.



Absența cvasi-totală a metodelor și analizelor de modelare termodinamică pentru simularea câmpurilor instantanee de presiuni și temperaturi.



Rezistența materialelor utilizate în procesul de fabricare (bazate pe aliaje de nichel), la temperaturi și presiuni ridicate ( $\approx 500 - 1000^{\circ}C$ ,  $60 - 150bar$ ).

Se remarcă un nivel ridicat al solicitării mecanice datorită faptului că agentul de lucru din mașină este comprimat la presiuni ridicate, în scopul obținerii unei puteri specifice satisfăcătoare (putere mecanică obținută raportată la greutate și volum) pentru a reduce costul de fabricare (prin evitarea dimensiunilor de gabarit foarte mari) [34,134]

Schimbătoarele de căldură trebuie să reziste unor solicitări continue (față de motoarele cu ardere internă la care aceste solicitări sunt intermitente și, deci, se pot utiliza și materiale de genul fontei) și în special efectelor corozive ce apar la temperaturi ridicate [34,134].



La mașinile cu pistoane libere, apare problema pornirii cu întârziere, ceea ce implică un timp de încălzire suplimentar față de motoarele cu ardere internă.



Puterea produsă de un motor Stirling este constantă și nu poate fi ușor variată. Pentru a varia puterea ar fi necesar să se modifice fie volumele maturate, fie masa de agent de lucru din motor, lucru care implică costuri suplimentare pentru butelii de stocare a gazului sau generatoare de gaz [34,134]



Dificultatea asigurării etanșeității volumelor de lucru cu un cost energetic mic, ca și în cazul motoarelor cu ardere internă.

#### 4.7. APLICAȚII ALE MOTOARELOR STIRLING

Printre aplicațiile acestui tip de mașină, cele mai importante sunt:



*Încărcătoare pentru baterii;*

WhisperTech a comercializat deja în Europa, WhisperGen DC, utilizat pentru încărcarea bateriilor vapoarelor;



*Producerea electricității la putere scăzută pentru nevoile locale:* camping-uri, lucrări publice, etc.;



*Propulsia navelor și submarinelor;*


Unul dintre avantajele majore ale motoarelor Stirling, pe lângă sursă de putere a sub-marinelor, constă în faptul că, pe de o parte emisiile sonore sunt reduse, și pe de altă parte camera de ardere poate fi presurizată. Astfel gazele de ardere pot fi aruncate în apa mării (pentru orice scufundare de minim 200m);



*Producerea electricității pentru vehiculele hibride;*

Motorul Stirling poate fi inversat și utilizat în vehiculele hibride. STM (Stirling Thermal Motors) a colaborat cu DOE și cu General Motors Corporation, pentru crearea unui vehicul hibrid,


funcționând cu un motor Stirling de 40 kW<sub>e</sub>, numit HEV. Compania SIGMA face deasemenea cercetări în acest sector.

 *Unități pentru producerea frigului criogenic;*

Ciclul motor Stirling poate fi deasemenea utilizat pentru producerea frigului criogenic de  $\approx -200^{\circ}C$ . Stirling Technology Company a dezvoltat sistemul BeCOOL având o capacitate de 15W și realizând  $-96^{\circ}C$ .

 *Instalații de ventilare;*


Motorul Stirling poate avea aplicații pe piața ventilatoarelor. Stirling Technology Company a realizat un ventilator care recuperează căldura și care funcționează cu un motor Stirling. Sistemul se numește RecupAerator.

 *Producerea electricității pornind de la biomasă în zonele rurale;*

Produsul arderii biomasei este trimis către schimbătorul cald unde se încălzește gazul de lucru. Aceste produse de ardere pot obtura tuburile încălzitorului, mai ales din cauza faptului că gazul produs prin ardere intră în contact direct cu schimbătorul cald. Centrifugarea gazelor la ieșirea din arzător, este o soluție pentru evitarea obturării tuburilor încălzitorului. Această tehnică impune un design al motorului foarte complex, prețul unității devenind astfel mai crescut.

O altă soluție care este, de asemenea, obiectul cercetărilor, este design-ul unui schimbător mai ușor de curățat. Cei mai avansați producători ai acestei tehnologii sunt:

- Stirling Thermal Motors, cu Bio Stirling
- Sunpower, cu BioWatt

 *Producerea electricității pornind de la energia solară pentru aplicații terestre;*

Această tehnologie, utilizează în prezent oglinzile parabolice pentru concentrarea energiei soarelui într-un receptor situat în punctul focal al discului. Fluidul, în receptor, încălzit până la  $750^{\circ}C$ , este utilizat într-un motor de tip Stirling atașat receptorului, pentru a produce electricitate. Puterea electrică medie obținută prin utilizarea unui motor Stirling este de  $\approx -25kW$ . Încercări experimentale pentru motoare Stirling de la 5 la 10kW au furnizat rezultate satisfăcătoare.


Motoarele Stirling sunt propice pentru „dish/engines” pentru combustia lor externă și randamentul lor ridicat. Există numeroase cercetări în domeniul Dish/Stirling, mai ales în Statele Unite ale Americii, mai precis în Arizona, unde compania electrică APS este foarte activă.

În Europa, se pot distinge 2 proiecte principale:

- HYHPIRE (Receptor, hybrid sodium heat pipe receiver) pentru Dish/Stirling în universitățile germane (Universitatea din Essen, Osnabruck, Dortmund)
- proiect pe Dish/ Stirling în Spania, între Universitățile din Oviedo și Centrul de Cercetări Energetice, de Mediu și Tehnologice (CIEMAT)

Constructorii motoarelor Dish/Stirling sunt:

- SOLO, cu V-161 (11kW)
- SES/KOCKMUS, cu 4-95(25 kW)
- Stirling Thermal Motors, cu STM-4-10 (25kW)

 *Producerea electricității pornind de la energie solară, pentru aplicațiile spațiale;*

Producerea electricității din energie solară, pentru aplicațiile spațiale a fost obiectul multor studii din Statele Unite și Japonia. Panourile fotovoltaice ce captează radiația solară pentru alimentarea cu energie a sateliților, prezintă două inconveniente majore:

- dificultăți în asigurarea unei înclinații precise spre soare;

-volumul lor mare din cauza randamentului scăzut al celulelor fotovoltaice.

Contrar, motorul Stirling este foarte bine adaptat pentru astfel de aplicații datorită performanțelor sale energetice.



*Cogenerarea în sistemul terțiar și rezidențial.*

Calitățile intrinseci referitoare la curățenia, fiabilitatea și lipsa necesității întreținerii, dar mai ales silențiozitatea, recomandă motorul Stirling ca element de cogenerare la scara locuințelor rezidențiale.

**Tabelul.4.5** Caracteristici de cogenerare cu motoarele Stirling

	<b>Putere</b>	<b>Randament</b>
<i>Energie electrica</i>	0.55-9 $kW_e$	10-25
<i>Energie termica</i>	5-25 $kW_{th}$	62-83

Caracteristicile motoarelor Stirling disponibile pe piață, pentru aceste aplicații sunt rezumate în **Tabelul 4.5.**

**Tabelul 4.6.** Aplicații ale motoarelor Stirling

<b>Model</b>	<b>Tip</b>
TESE001	Rezidențial
TESE002	Rezidențial
TESE004	Rezidențial
WG800	Rezidențial, vapoare
PP16DC	Încărcător de baterie
PP16AC	Rezidențial
PCP1-130	Militar, automobile, rezidențial
BioWatt	Rezidențial
ST-5	Rezidențial
STM4-120	Automobile
Remote Gen 350	Rezidențial, și unități frigorifice
V-161	Rezidențial
SEM	Rezidențial
Kockmus 4-95	Rezidențial

Posibilitățile de utilizare a mașinilor Stirling, sunt departe de a fi epuizate, dar pentru valorificarea lor sunt necesare atât noi cercetări pentru perfecționarea lor, cât și răspândirea informațiilor despre aceste mașini, pentru ca ele să fie cunoscute de potențialii utilizatori.

## CAPITOLUL V

### MODELE DE ANALIZĂ EXISTENTE ALE MOTORULUI STIRLING

#### 5.1. INTRODUCERE

Datorită faptului că ipotezele ciclului Stirling ideal nu se regasesc în funcționarea reală a motorului, randamentul termic al ciclului real este inferior celui realizat de ciclul Carnot. El este estimat la o fracție din randamentul ciclului Carnot, numit *randament relativ* și definit ca fiind [127]:

$$\eta_{rel} = \frac{\text{randament termic real}}{\text{randament termic al ciclului Carnot}} \quad (5.1)$$

Acest randament mai este numit și randament consecință a Principiului al II-lea al Termodinamicii,  $\eta_{II}$ .

Calitatea termodinamică a unui motor termic poate fi analizată prin prisma randamentului exergetic, care permite luarea în considerare a nivelului de temperatură la sursa caldă, iar lucrul mecanic furnizat de motor este comparat cu potențialul exergetic al sursei calde. Cu alte cuvinte pentru a compara în mod coerent două motoare nu este suficientă confruntarea randamentelor termice, nivelul de temperatură al sursei calde fiind un parametru important ce trebuie luat în calcul. Exergia reprezintă o măsură a lucrului mecanic maxim care poate fi obținut de un ciclu reversibil. Astfel randamentul exergetic al unui motor se exprimă după cum urmează [136-139]:

$$\eta_{ex} = \frac{\text{lucrul mecanic furnizat}}{\text{potentialul exergetic al sursei calde}} \quad (5.2)$$

Ceea ce numim ciclu practic [1] contrazice ipotezele ce au servit idealizării prin:

- ✓ mișcarea continuă (sinusoidală) mai degrabă decât discontinuă a celor două pistoane în cilindru;
- ✓ distribuția de o manieră ciclică și dependența de timp a fluidului pe diferitele nivele de temperatură;
- ✓ transferul de căldură limitat în schimbătoarele de căldură, datorită suprafețelor lor finite;

- ✓ comprimarea și destinderea, sunt în realitate, evoluții adiabatice mai degrabă decât izotermice, ceea ce impune prevederea unor schimbătoare de căldură adiacente spațiului de comprimare și celui de destindere;
- ✓ consecințele luării în considerare a spațiului mort asupra performanțelor motorului;
- ✓ existența pierderilor termice către mediul înconjurător, a pierderilor aerodinamice și prin frecare, a pierderilor de fluid prin neetanșeități;
- ✓ regenerarea imperfectă a căldurii în regeneratorul mașinii.

Toate aceste aspecte sunt dovada restricțiilor impuse de funcționarea reală a mașinii, al căror rezultat îl constituie reducerea importantă a performanțelor față de cele realizate în cazul considerării ciclului ideal. Rezultă, astfel că dacă se dorește abordarea studiului mașinii Stirling de o manieră mai realistă și obținerea unor rezultate mai apropiate de cele reale, de funcționare, analiza ciclului pe baza Termodinamicii Ireversibile se impune fără echivoc.

Până în prezent au fost dezvoltate diverse analize teoretice ale ciclului practic, precum și simulări pe calculator. Studiile existente ale motoarelor Stirling pot fi clasificate în 3 analize [1] folosind un număr de ordine corespunzător, cuprins între 0 și 3.

O clasificare a acestor analize în funcție de gradul de perfecțiune, inspirată din lucrări anterioare [123,140,141], și completată de noi, poate fi următoarea:

- ✎ analiza aproximativă
- ✎ analiza de ordin I, (ciclul teoretic)
- ✎ analiza de ordin II, (ciclul practic)
- ✎ analiza de ordin III (analiza cuplată)

## 5.2. ANALIZA APROXIMATIVĂ

O metodă aproximativă, bazată pe date experimentale, a fost propusă de William Beale în anii 70 [142]. Beale arăta că puterea unui motor Stirling ar putea fi exprimată cu ajutorul unei relații semi-empirice de forma:

$$\dot{W}_m = h\tilde{p}fV_c f(T) \quad (5.3)$$

cu:  $\dot{W}_m$  - puterea mecanică produsă de motorul Stirling [W];

$h$  - constantă ce trebuie determinată în funcție de tipul mașinii [-];

$\tilde{p}$  - presiunea medie a gazului pe parcursul ciclului [Pa];

$f$  - frecvența de rotație a mașinii [ $s^{-1}$ ];

$V_c$  - volumul de gaze măturat în timpul comprimării [ $m^3$ ];

$f(T)$  - funcție a temperaturii sursei calde [-].

Senft [143] și West [144] confirmă validarea modelului semi-empiric al lui Beale. West propunea pentru puterea mecanică a motorului, expresia:

$$\dot{W}_m = 0.0025\tilde{p}fV_c \frac{T_h - T_c}{T_h + T_c} \quad (5.4)$$

Aceste analize furnizează un mod simplu și rapid pentru a estima puterea motorului, pornind de la geometria acestuia, însă ele rămân totuși limitate și aproximative.

### 5.3. ANALIZA DE ORDIN I

*Modelarea de ordin I* este utilizată pentru a descrie într-o manieră *simplă și rapidă (timp de calcul redus)*, performanțele motorului. Metodele de analiză de ordin I se bazează pe analiza fiecărui proces al ciclului ce se desfășoară într-un timp limitat, punctul de plecare fiind ciclul teoretic (două izoterme și două izocore).

Analizele ciclului teoretic sunt bazate pe ipoteza reversibilității proceselor termodinamice și sunt completate (corectate) prin luarea în considerare a pierderilor interne și externe ale sistemului studiat. Două metode de analiză de ordin I au reținut atenția noastră: metoda **Termodinamicii în Dimensiune Fizică Finită (TDFF)** și **Metoda Directă**.

Analiza TDFF ține cont de ireversibilitățile interne și externe care însoțesc procesele reale în timpul funcționării motorului. Ea este reprezentată în general de „*analiza ciclului endo- și exo-irreversibil*”. Această metodă ia în considerare: diferența de temperatură la schimbătoarele de căldură (timp de contact finit între fluidul motor și sursa de căldură), suprafețele de schimb de căldură finite (sau conductanțe finite), viteza finită de deplasare a elementelor mobile ale mașinii ceea ce imprimă o viteză finită de derulare a proceselor termodinamice și regenerarea imperfectă în regenerator. De asemenea, este studiat impactul dinamic suplimentar datorat dependenței coeficientului de schimb de căldură, de viteza de rotație a motorului [137], [102].

Metoda Directă este o metodă de analiză și optimizare a ciclurilor care se desfășoară cu viteză finită. Baza acestei metode o reprezintă Principiul I al Termodinamicii pentru procesele cu viteză finită, care este aplicat fiecărui proces al ciclului. Performanțele ciclului sunt evaluate luând în considerare ireversibilitățile interne și externe generate în interiorul mașinii, ca de exemplu:

- ☞ Pierderi de presiune datorate laminării gazului, la trecerea prin regenerator;
- ☞ Pierderi de presiune datorate vitezei finite a pistonului;
- ☞ Pierderi de presiune datorate frecărilor mecanice interne;
- ☞ Regenerarea imperfectă a căldurii în regenerator.

### 5.4. ANALIZA DE ORDIN II

Metodele de ordin II țin cont de cinematica pistoanelor și, în plus, de ireversibilitățile interne și externe ale mașinii. De asemenea, se ia în considerare și neuniformitatea spațio-temporală a fluidului de lucru în motor, prin divizarea lui în trei, cinci sau mai multe volume cărora li se asociază câte o temperatură caracteristică.

Aceste metode folosesc ca ipoteză independența pierderilor de energie și sunt clasificate în trei categorii, în funcție de modul în care este descrisă evoluția termodinamică a gazului conținut în volumele variabile ale cilindrilor, în cadrul unei analize simplificate a ciclului: *izotermă*, *adiabată* și *semi-adiabată*.

☞ *analiza izotermă* consideră destinderea și schimbul de căldură cu sursa caldă în același volum cald, izoterm, iar comprimarea și schimbul de căldură cu sursa rece în același volum rece, izoterm;

☞ *analiza adiabată* consideră un coeficient de transfer de căldură nul în volumele de destindere și de comprimare, schimbătoarele de căldură fiind separate;



✎ *analiza semi-adiabată* consideră un coeficient de transfer de căldură finit în spațiile de destindere și de comprimare.

#### 5.4.1. Analiza izotermă

Analiza izotermă, sau analiza lui Schmidt (1871), are ca ipoteză principală, evoluțiile izoterme ale comprimărilor și destinderilor și regenerarea perfectă a căldurii la nivelul regeneratoarelor.

Analiza izotermă permite determinarea puterii motorului în funcție de 6 variabile, după cum urmează: unghiul de defazaj, raportul temperaturilor volumelor de comprimare și de destindere, raportul volumelor extreme, volumul spațiului mort, presiunea medie și turația. Această analiză a fost preluată și modificată în lucrări recente: [123,145-149] în scopul dimensionării mașinilor frigorifice și motoarelor Stirling. Se arată că analiza lui Schmidt, chiar dacă idealizată, constituie un instrument analitic util care ia în considerare principalele variabile de proiectare și de funcționare ale motorului.

#### 5.4.2. Analiza adiabată

Analiza adiabată, se bazează pe ipoteza că spațiile de destindere și de comprimare sunt perfect izolate și că volumele schimbătoarelor de căldură în comunicare între ele sunt izoterme. Regenerarea este, de asemenea, considerată perfectă.

Analiza adiabată este mai realistă decât analiza lui Schmidt, mai ales în cazul motoarelor de mari dimensiuni și care operează la viteze mari (în general motoare de tip *Alpha*). Pentru motoarele de mici dimensiuni și care funcționează la viteze mici, o analiză izotermă poate fi la fel de precisă ca o analiză adiabată.

Citez aici câteva lucrări care au fost bazate pe această analiză [151-153].

#### 5.4.3. Analiza semi-adiabată

În analiza semi-adiabată, coeficienții de transfer de căldură au valori finite. Cea mai simplă analiză, introdusă de Finkelstein [154] ține cont de transferul de căldură în spațiile de destindere și comprimare.

Temperaturile pereților acestor volume sunt presupuse a fi constante și egale cu cele ale sursei calde și ale sursei reci. Schimbătoarele de căldură și regeneratoarele sunt considerate a fi perfecte.

### 5.5. MODELĂRI DE ORDIN III SAU CUPLATE

Cu scopul realizării unei analize mai fine a numeroaselor fenomene locale ce se produc într-un motor Stirling, este necesară recurgerea la o analiză cuplată, care este mai realistă și „completă” decât analizele precedente (simulând procesele termodinamice și aerodinamice care au loc în mașină), ceea ce implică și un timp de calcul mai mare.

Metodele cuplate analizează numeroasele fenomene locale care au loc într-un motor Stirling, simulând la un nivel ridicat de complexitate, procesele termodinamice și aerodinamice ce se produc pe parcursul funcționării acestuia.

În acest sens au fost elaborate programe foarte « puternice » și sofisticate (cunoscute sub numele de « *coduri* »).



### Simulare de ordin III, modelare 0-D

ex : program **SNAPpro** (Stirling Numerical Analysis Program). Este un program de simulare a mașinii Stirling, dezvoltat în Excel de Altman [155]. Programul este bazat pe modelul propus de Martini [140,141].



### Simulări de ordin III, modelare 1-D

❖ **Code MS\*2**. Codul de simulare MS\*2 este un model de ordin III, bazat pe o discretizare în diferențe finite în spațiul 1-D. Modelul utilizează o grilă Euler (grilă cu noduri fixe). Proprietățile numerice ale codului au fost descrise în numeroase alte coduri [156,157]. Validarea codului prin compararea cu rezultate experimentale a fost, de asemenea, publicată [158].

❖ **Simularea lui Kühl**, program **kpsim**. Kühl [159] a descris acest program dezvoltat în scopul de a simula analizele de ordin II și III ale ciclului Stirling cu regenerare. Componentele mașinii sunt reprezentate într-un reper 1-D cu ajutorul grilelor euleriene. Programul a fost validat cu măsurători la viteze ridicate, la temperaturi instantanee ale gazului în interiorul unei pompe de căldură Vuilleumier [160].

❖ **HFAST, GLIMPS, SAGE**. NASA a participat la cercetări pe motoarele Stirling încă de la începutul anilor 70 (NASA Glenn Research Center). Aceste lucrări sunt bazate pe analiza 1-D și au fost prezentate de Ibrahim în [161].

❖ **AMESim** [123] a utilizat codul AMESim, 1-D, pentru simularea funcționării unui motor LDT (Low Difference Temperature) tip *Gamma*. Transferul de căldură este considerat de tip convectiv, presiunea este neuniformă, iar temperaturile gazului de lucru nu mai sunt considerate constante în diferitele spații ale motorului.

Dezvoltarea modelelor 1-D cunoaște o creștere în anii 70 și începutul anilor 80. NASA a achiziționat programul GLIMPS (dezvoltat de Gedeon) pe care l-a îmbunătățit cu programul HFAST. În funcție de configurația motoarelor, utilizarea acestor 2 coduri (GLIMPS și HFAST) a condus la rezultate ale simulării conforme cu rezultatele experimentale [162,163].

În 1994, Gedeon a prezentat un alt program de simulare numit SAGE, dezvoltat pornind de la codul GLIMPS. Conform [164], NASA a simulat mai multe motoare Stirling și un motor termoacustic cu acest program. SAGE a devenit astfel, primul instrument de proiectare și optimizare în tehnologia Stirling [161].



### Simulări de ordin III, modelări 2-D

Simularea CFD în 2-D a fost dezvoltată la începutul anilor 80, pentru simularea componentelor motoarelor Stirling. Gedeon [165] a simulat un regenerador utilizând un cod de calcul numit MANIFEST.

Ibrahim et al. [166] au modelat în 2-D schimbătoarele de căldură ale motoarelor Stirling cu CAST și CFD-ACE+. În acest studiu, ei au comparat rezultatele simulării pentru pierderile de histeresis într-o mașină cu pistoane libere cu rezultatele experimentale. Ei descriu, deasemenea, cum codul CAST a fost adaptat pentru a dezvolta o metodă empirică cu scopul de a prevedea tranziția între curgerea laminară și cea turbulentă în motorul Stirling. Această metodă a fost imediat preluată de SAGE.

NASA a stabilit prin intermediul Universității din Cleveland, utilizând CFD ACE+, un model 2-D al unui motor complet în 2003, [164].

Martaj et al. [167,168] au folosit codul multifizic cu discretizare mobilă, COMSOL, pentru simularea 2D a transferului de căldură, de cantitate de mișcare și de masă, în curgerile compresibile dintr-un motor Stirling LTD. Rezultatele codului de calcul sunt valorile instantanee ale parametrilor locali: presiune, temperatură, viteză și volum.



### Simulări de ordin III, modelare 3-D

În 2003, Mahkamov a dezvoltat un model CFD în 3-D (curgere cvasi-permanentă) pentru 2 motoare Stirling, utilizând codul CFD Fluent [169,170]. Aceste 2 articole prezintă rezultatele de calcul ale analizei 3-D, care pot fi folosite pentru a identifica rezistențele de curgere responsabile pentru pierderile semnificative.

Chow și Mahkamov, [171] au elaborat un studiu de fezabilitate asupra unei simulări în 3-D a unui sistem cuplat cu un arzător și un motor Stirling. 64 de cicluri motoare au fost simulate corect.

## 5.6. DESCRIEREA DIFERITELOR PIERDERI ALE MOTORULUI

Metodele bazate pe ciclul termodinamic teoretic sau practic constau în evaluarea puterilor schimbate, pornind de la o analiză simplificată a ciclului teoretic, respectiv practic. Aceste puteri sunt apoi corectate pentru a ține cont de imperfecțiunile motorului: pierderile de căldură sunt adăugate căldurii de bază primite, iar diferitele pierderi prin frecare sunt luate în considerare în expresia lucrului mecanic.

Pierderile de putere mecanică pot include frecările mecanice și viscoase, pierderile datorate transferului tranzitoriu în cilindri și cele datorate frecării gazului de lucru cu pereții cilindrilor.

Pierderile de căldură includ pierderile datorate mișcărilor pistonului deplasator cele datorate condukției și unei regenerări imperfecte.

Puterea mecanică netă, furnizată de motor este egală cu puterea calculată de o analiză ideală din care se sustrag pierderile [147].

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{th} - \sum \dot{W}_{win} - \sum \dot{W}_{fr} \quad (5.5)$$

$\dot{W}_{th}$  - puterea mecanică calculată cu metoda ideală;

$\sum \dot{W}_{win}$  - suma pierderilor de putere datorate frecărilor viscoase ale gazului de lucru;

$\sum \dot{W}_{fr}$  - suma pierderilor de putere generate prin frecare.

De asemenea, puterea calorică furnizată motorului  $\dot{Q}_{in}$  poate fi scrisă sub forma:

*puterea calorică de bază + puterea corespunzătoare căldurii pierdute în motor – lucrul mecanic generat de frecările viscoase, convertit în căldură și primit de gaz*

$$\dot{Q}_{in} = \dot{Q}_{th} + \sum \dot{Q}_r + \sum \dot{Q}_{cond} + \dot{Q}_{ts} + \dot{Q}_{app} + \dot{Q}_{sh} - \dot{W}_{wh} - \frac{\dot{W}_{wr}}{2} \quad (5.6)$$

unde:

$\dot{Q}_{th}$  - puterea calorică de bază calculată pornind de la o analiză ideală;

$\dot{Q}_r$  - suma pierderilor de putere datorate funcționării imperfecte a regeneratorului;

$\dot{Q}_{cond}$  - pierderile de putere prin conducție la trecerea prin diferitele părți solide ale motorului (regenerator, piston, pereții cilindrului, etc.) din partea caldă către partea rece;

$\dot{Q}_{ts}$  - pierderile datorate variației de temperatură în matricea regeneratoarei;

$\dot{Q}_{app}$  - pierderea de putere datorată trecerii gazului între piston și peretele cilindrului (*appendix* sau *pump loss*);

$\dot{Q}_{sh}$  - pierdere de putere termică datorată mișcării pistonului (*shuttle heat transfer loss*);

$\dot{W}_{wh}$  - pierdere de putere cauzată de frecările viscoase în schimbătorul de căldură;

$\dot{W}_{wr}$  - pierdere de putere cauzată de frecările viscoase în regenerator.

### ***Pierderile datorate unei regenerări imperfecte***

Ipotezele analizei ideale presupun o regenerare perfectă. Regenerarea totală sau perfectă impune condiții dificil de realizat în realitate. Pentru ca transferul de căldură în regenerator să se realizeze în vecinătatea echilibrului termic, este necesar ca suprafața de schimb de căldură a acestuia sau timpul de contact dintre fluidul de lucru și matricea poroasă, să fie infinite. Aceasta nu se întâmplă într-o mașină reală având dimensiuni date și funcționând în timp finit. Drept consecință, fluidul cald nu poate ceda întreaga sa căldură matricii regeneratoarei în timpul trecerii către spațiul de comprimare și, de asemenea, el nu poate atinge temperatura spațiului de destindere la sfârșitul procesului de încălzire, în urma contactului cu matricea caldă a regeneratoarei. Concret, din cauza ineficienței regeneratoarei, gazul este reîncălzit de la  $T_l$  la  $T_h - \Delta T_h$  în loc de  $T_h$ , și răcit de la  $T_h$  la  $T_l + \Delta T_l$  în loc de  $T_l$  (vezi **Fig. 7.11**)

Această pierdere trebuie compensată cu un aport suplimentar de căldură la nivelul schimbătorului de căldură de înaltă temperatură.

Reader și Hooper [142] propun o expresie pentru această pierdere, în funcție de eficiența regeneratoarei  $\eta_{reg}$ :

$$\dot{Q}_{reg} = \dot{m}_r c_p (T_{wh} - T_{wl}) (1 - \eta_{reg}) \quad (5.7)$$

unde eficiența regeneratoarei  $\eta_{reg}$ , este evaluată cu ajutorul expresiei [142]:

$$\eta_{reg} = \frac{U_r A_s}{U_r A_s + 2 \dot{m}_r c_p} \quad (5.8)$$

în care:  $c_p$  - căldura specifică la presiune constantă a gazului de lucru,  $\left[ \frac{J}{kgK} \right]$ ;

$\dot{m}_r$  - debitul masic al gazului de lucru la interfețele regeneratoarei,  $\left[ \frac{kg}{s} \right]$ ;

$U_r$  - coeficientul de transfer de căldură convectiv,  $\left[ \frac{W}{m^2 K} \right]$ ;

$A_s$  - aria suprafeței de schimb de căldură,  $[m^2]$ .

În regenerator, gazul schimbă căldură cu materialul solid al matricii. Capacitatea calorică a matricii regeneratoarei este, în general, mai ridicată decât cea a gazului de lucru. În consecință, variația de temperatură a matricii regeneratoarei, într-un punct dat, va fi mai mică față de

temperatura absolută. Această variație de temperatură va introduce o pierdere suplimentară. Aceasta este egală cu căldura preluată de matricea regeneratoarelor datorită capacității calorice finite.

Variația de temperatură a matricii regeneratoarelor de-a lungul unei perioade de timp în care gazul trece din schimbătorul cald în regeneratoare, poate fi scrisă conform [141]:

$$\Delta T = \dot{m}_r c_p (T_{wh} - T_{wl}) \frac{1}{f c_{pm} m_m} \quad (5.9)$$

unde :  $f$  - frecvența motorului ;

$m_m$  - masa matricii regeneratoarelor ;

$c_{pm}$  - căldura specifică la presiune constantă.

Pierderea datorată variației de temperatură a matricii regeneratoarelor este :

$$\dot{Q}_{IS} = m_r c_p \frac{\Delta T}{2} \quad (5.10)$$

Doar perioada de timp în care fluidul se încălzește la trecerea din spațiul rece în spațiul cald, trebuie luată în considerare, deoarece acest proces va necesita un aport suplimentar de căldură, datorat ineficienței regeneratoarelor.

### ***Pierderile de căldură prin conducție***

Aceste pierderi sunt datorate transferului de căldură prin conducție între spațiul cald și spațiul rece, prin :

- ☞ pereții cilindrului
- ☞ matricea regeneratoarelor
- ☞ țevile de conexiune

Acestea au ca expresie generală [142]:

$$\dot{Q}_{cond,i} = k_i A_i \frac{T_h - T_l}{L_i} \quad (5.11)$$

unde:  $k_i$  - conductivitatea materialului în care are loc transferul de căldură  $\left[ \frac{W}{mK} \right]$  ;

$A_i$  - secțiune perpendiculară pe fluxul conductiv  $[m^2]$  ;

$L_i$  - lungimea segmentului pe care se produce conducția  $[m]$  ;

$T_h$  și  $T_l$  - temperaturile volumelor cald, respectiv rece.

### ***Pierderile prin pompare*** (pumping loss sau appendix loss)

Utilizarea jocurilor largi între cilindru și piston permite reducerea pierderilor de căldură datorate mișcării tur/retur a pistonului (shuttle loss), însă acestea contribuie la creșterea pierderilor prin pompare. Gazul de lucru curge ciclic în cilindru spre spațiul inelar creat de jocul între piston și peretele cilindrului, și invers de la acest spațiu către cilindru.

Temperatura pistonului pe partea caldă este  $T_h$  și cea de pe partea rece este  $T_l$ , în timp ce gazul aflat în spațiul inelar are o temperatură intermediară. Când timp presiunea din motor este ridicată, gazul are tendința să curgă spre spațiul inelar, trecând astfel de la temperatura  $T_h$  a volumului de destindere, la o temperatură intermediară a spațiului inelar, inferioară lui  $T_h$ .

Această scădere a temperaturii are drept consecință o pierdere de căldură ce trebuie compensată de sursa caldă [147]:

$$\dot{Q}_{app} = \left[ \frac{\pi D_d}{k_g} \right]^{0.6} \left[ \frac{2L_d(T_h - T_l)}{1.5} \right] \left[ \frac{2(p_{max} - p_{min})fc_p}{R(T_h - T_l)} \right]^{1.6} x_g^{2.6} \quad (5.12)$$

$f$  - frecvența motorului ;

$p_{max}$  și  $p_{min}$  - presiunea maximă, respectiv minimă în ciclu ;

$L_d$  - lungimea deplasatorului ;

$D_d$  - diametrul deplasatorului ;

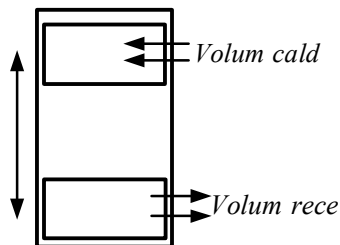
$k_g$  - conductivitatea termică ;

$c_p$  - căldura specifică masică la presiune constantă ;

$x_g$  - jocul între piston și cilindru [  $m$  ].

### ***Pierderi datorate mișcării pistonului***

Această pierdere se produce între punctul mort superior și punctul mort inferior al ciclului motor. Temperatura cilindrului în spațiul de destindere este superioară celei din spațiul de comprimare.



**Fig. 5.1.** Principiul de mișcare dus-întors al pistonului [123].

În consecință, pistonul absoarbe căldura din volumul cald pentru a o restitui volumului rece. Aceasta se traduce printr-o pierdere de căldură ce trebuie compensată de sursa caldă.

Ongsworth și Ziemmermann au studiat în detaliu acest efect și au propus ecuații ce permit calculul pierderilor. Una dintre aceste ecuații, citată de [142] este :

$$\dot{Q}_{sh} = \frac{0.4C_d^2 k_g D_p (T_h - T_l)}{x_g L_p} \quad (5.13)$$

$C_d$  - cursa pistonului deplasator [  $m$  ];

$k_g$  - conductivitatea termică a gazului în jocul format între piston și cilindru  $\left[ \frac{W}{mK} \right]$ ;

$D_p$  - diametrul pistonului [  $m$  ];

$L_p$  - lungimea pistonului [ m ];

$x_g$  - jocul creat între piston și cilindru [ m ].

### ***Pierderile de putere datorate frecărilor viscoase ale gazului de lucru***

Pentru analiza ideală se presupune că presiunea este uniformă în ansamblul motorului; în realitate, ipoteza nu se verifică din cauza pierderilor de sarcină ale fluidului de lucru în timpul trecerii sale prin diferitele elemente ale motorului (schimbătorul cald, schimbătorul rece, regenerator, țevi de conexiune). Puterea disipată prin frecările viscoase are ca expresie [132] :

$$\dot{W}_{wi} = \frac{\Delta p_i m_i}{\rho_i} \quad (5.14)$$

unde :  $i$  - caracterizează diferitele schimbătoare de căldură.

Pierderea de sarcină  $\Delta p_i$  poate fi calculată pornind de la ecuația :

$$\Delta p_i = f_i \frac{l_i}{2D_i} u_i^2 \rho_i \quad (5.15)$$

unde:  $\rho_i$  - densitatea fluidului de lucru;

$u_i$  - viteză medie a gazului;

$l_i$  - lungimea schimbătorului de căldură;

$D_i$  - diametrul țevii în schimbătorul de căldură  $i$ ;

$f_i$  - coeficientul de pierderi de sarcină în schimbătorul de căldură  $i$ .

Pierderea de sarcină în regenerator este evaluată cu metoda [132]:

$$\Delta p_i = f_r N \frac{u_r^2}{2} \rho_r \quad (5.16)$$

unde :

$N$  - numărul de site ale matricii ;

$f_r$  - coeficient de pierderi de sarcină, care are expresia:

$$f_r = \frac{33.6}{Re_l} + 0.337 \quad (5.17)$$

În această expresie numărul lui Reynolds,  $Re_l$ , se poate scrie :

$$Re_l = \frac{\rho u l}{\mu} \quad (5.18)$$

unde  $l$  este distanța între două fire ale regeneratorului.

Pierderea de sarcină poate fi, de asemenea, determinată în funcție de fenomenele care o generează [172]. Această pierdere de presiune este datorată în principal vitezei finite, laminării gazului la trecerea sa prin regenerator și frecării interne. Ea este dată de formulele următoare, în funcție de fenomenul considerat [173,60,65].

✓ pierdere datorată vitezei finite a proceselor (pistonului), exprimată cu relația :

$$\Delta p = \frac{a w_p}{c} \quad (5.19)$$

unde :  $a = \sqrt{3\gamma}$  și  $c = \sqrt{\gamma RT}$ , iar  $w_p$  - viteza pistonului  $\left[ \frac{m}{s} \right]$ .

✓ pierderi de presiune datorate laminării gazului la trecerea prin regenerador, în timpul celor două procese izocore, date de relația:

$$\Delta p_{th} = 5 p_{m,i} \left( \frac{w_g}{w_{SL}} \right)^2 N \quad (5.20)$$

cu:  $w_g$  - viteza gazului la trecerea prin regenerador;

$w_{SL}$  - viteza sunetului la temperatura sursei reci;

$N$  - numărul de site din care este constituit regeneradorul;

$p_{m,i}$  - presiunea medie instantanee a ciclului [ $Pa$ ].

✓ pierderea de presiune datorată frecării mecanice interne a motorului:

$$\Delta p_f = \frac{(0.94 + 0.0045 w_p)}{4 p_{m,i}} \quad (5.21)$$

## 5.7. CONCLUZII

În acest capitol s-a prezentat contextul actual al diferitelor analize existente pentru motoarele Stirling, cât și al diferitelor programe de analiză pentru a simula funcționarea lor. Analizele aproximative constau în stabilirea, pornind de la o serie de experimente, a unei formule empirice care să descrie puterea motorului. Această putere, proprie fiecărui motor, nu ține cont de geometria acestuia. Această formulă care nu conține parametrii termodinamici (temperaturi ale surselor, coeficienți de transfer termic, etc.) nu permite îmbunătățirea performanțelor, și nici proiectarea motorului.

Metodele de analiză a ciclului teoretic sau practic utilizează legile termodinamice permițând stabilirea unor expresii pentru calculul cantităților de căldură schimbate. Pornind de la acestea se pot deduce relații de calcul pentru putere, randament și lucru mecanic, ceea ce permite dimensionarea unui motor. Totodată, aceste formule trebuiesc corectate pentru a lua în considerare diferitele pierderi termice și mecanice cu scopul de a descrie cât mai realist funcționarea motorului Stirling. Interesul acestor metode intervine în momentul în care motoarele Stirling sunt integrate într-un sistem energetic global (centrală solară, de exemplu) și timpul de calcul al codului de calcul asociat motorului Stirling în vederea unui control de comandă, trebuie minimizat. O optimizare a funcționării unui sistemului global poate fi realizată pe baza unor coduri de calcul (sub Simulink) interactive. Două metode de ordin I (TDFE și MD) și două metode de ordin II (izotermă și adiabetică) au reținut atenția noastră și au fost aplicate atât pe motor, cât și pe mașina frigorifică Stirling.

Desigur, metodele de ordin III sunt cele mai precise și complete, însă în detrimentul timpilor de calcul necesari, mult mai importanți.

Pentru ca aceste analize termodinamice să fie complete, o analiză exergetică a sistemului se dovedește a fi necesară. Analiza exergetică permite considerarea nivelelor de temperatură (surse și mediu înconjurător). În acest scop, am completat metoda izotermă (Schmidt) cu analiza exergetică pentru o mașina frigorifică Stirling tip *Beta*.



## CAPITOLUL VI

### PREZENTAREA DISPOZITIVULUI EXPERIMENTAL

#### 6.1. DESCRIEREA ELEMENTELOR CONSTITUENTE ALE MOTORULUI STIRLING

Dispozitivul experimental utilizat este o mașină termică cu aer cald care poate funcționa după un ciclu direct sau inversat (motor sau receptor), între două surse de căldură.

Funcționarea ca motor se datorează unui aport de căldură prin efect Joule, la camera caldă situată în partea superioară a motorului.

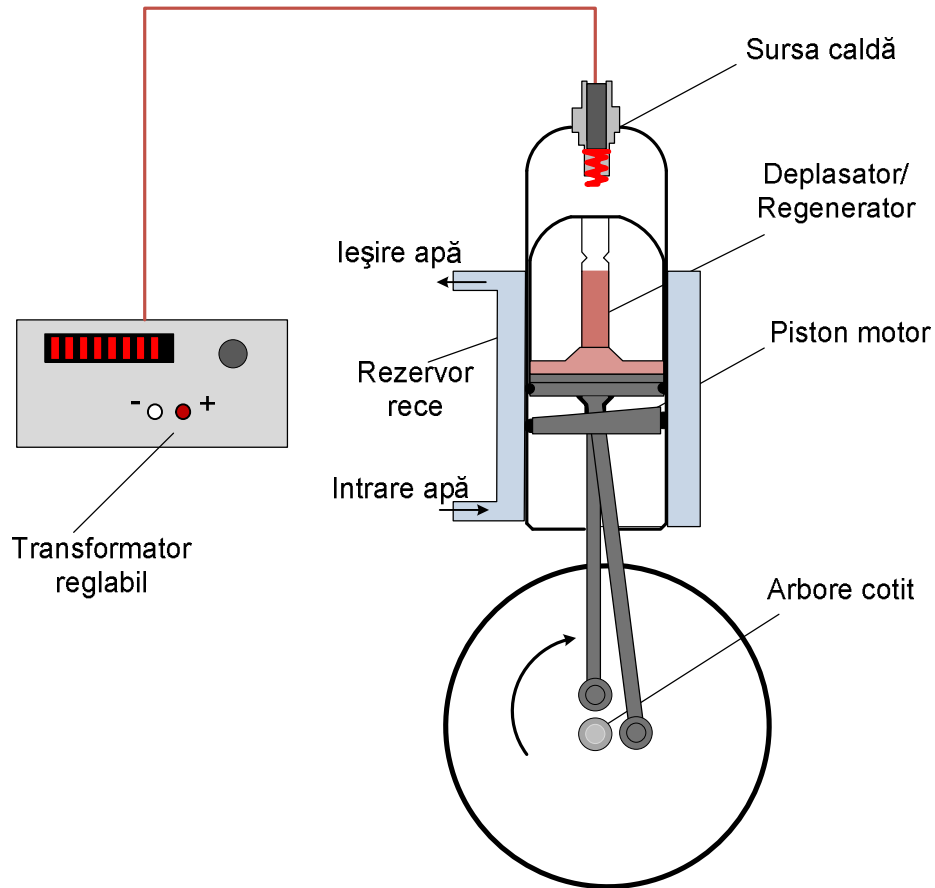
Partea inferioară a cilindrului este înconjurată de o cămașă din sticlă, prin care circulă apă de răcire în circuit deschis, și constituie rezervorul de căldură de joasă temperatură.

Pentru funcționarea motorului, aerul care se găsește în partea superioară a cilindrului poate fi încălzit cu ajutorul unei rezistențe montate pe capacul chiulasei, și alimentată de un transformator cu tensiune variabilă. Această rezistență are rol de sursă de căldură la temperatură ridicată.

Funcționarea ca mașină consumatoare de lucru mecanic se face fie ca pompă de căldură, fie ca mașină frigorifică. Volantul de inerție este antrenat de un motor electric, iar transferul de căldură se efectuează de la chiulasă spre circuitul de apă sau invers, în funcție de sensul de rotație al motorului electric. Inversarea sensului de rotație permite inversarea proceselor ce au loc în partea superioară, respectiv inferioară a cilindrului.

Motorul Stirling tip  $\beta$  se caracterizează prin dispunerea elementelor constituente într-un singur cilindru. Cele două pistoane sunt definite în funcție de rolul pe care îl au. Pistonul deplasator forțează transvazarea gazului din partea superioară în partea inferioară a cilindrului, și invers. Pistonul motor asigură etanșeitatea cilindrului. Prin intermediul acestui piston se poate furniza sau prelua lucrul mecanic al sistemului. Pistonul motor provoacă variațiile de volum ale camerei reci. Pistonul deplasator controlează variațiile de volum ale camerei calde.

Aceste două pistoane se deplasează împreună, iar volumele variabile, cald și rece, sunt create prin acțiunea conjugată a pistoanelor. Pistoanele sunt legate la arborele cotit prin biele, iar mișcările lor sunt defazate cu  $110^\circ$ .

Fig. 6.1. Schema motorului Stirling tip  $\beta$ 

Tabelul.6.1 Dimensiuni geometrice ale dispozitivului experimental

$A_h[m^2]$	$A_l[m^2]$	$V_{\min}[m^3]$	$V_{\max}[m^3]$	$R_p = R_d[m]$	$C_p = C_d[m]$	$\varphi_0[^\circ]$
0.01885	0.03717	0.0001906	0.0003278	0.03	0.0484	110

Pistonul deplasator este constituit din două tuburi coaxiale din sticlă, și are în partea inferioară un disc metalic prevăzut cu fante radiale, care permit trecerea gazului în timpul transformărilor izocore. Pistonul deplasator posedă o cavitate axială umplută parțial cu fire de cupru, ce constituie regeneratorul.

Regeneratorul are rolul de a ameliora randamentul mașinii, prin acumularea și destocarea căldurii în timpul transformărilor izocore. La trecerea fluidului cald prin regenerator către camera rece a cilindrului, acesta cedează o parte din căldura sa regeneratorului. Atunci când fluidul rece este deplasat în partea superioară, el absoarbe căldura stocată în regenerator. În jurul regeneratorului există o zonă inelară vidă, care asigură izolarea acestuia și limitează pierderile termice.

Fluidul de lucru utilizat este aerul, despre care se consideră că se comportă ca un gaz perfect.


## 6.2. CICLUL DESCRIS DE MOTORUL STIRLING TIP $\beta$ STUDIAT

Mașina Stirling reprezintă o mașină termică care funcționează după un ciclu închis, cu comprimare și destindere ciclică a agentului de lucru între nivele diferite de temperaturi.

Diferența între ciclul Stirling și ciclul Carnot constă în faptul că cele două procese adiabate (din ciclul Carnot) au fost înlocuite prin două procese izocore (în ciclul Stirling), ceea ce are ca efect creșterea ariei în diagrama  $pV$ , deci a efectului util în condițiile în care pentru a obține o putere mecanică rezonabilă, nu este necesară atingerea unei presiuni foarte ridicate și a unei curse foarte lungi (cum este cazul ciclului Carnot). Ciclul Stirling atinge teoretic, un randament egal cu cel a ciclului Carnot, dacă dispune de un regenerador perfect.

Ciclul termodinamic al motorului cu aer cald constă deci, într-un aport de căldură izocoră, o destindere izotermă la temperatură ridicată  $T_h$ , o pierdere de căldură izocoră și o comprimare izotermă la temperatură joasă  $T_l$ .

Pentru a descrie ciclul ideal de funcționare al motorului Stirling studiat, se plasează pistonul motor în punctul mort superior, iar deplasatorul la jumătatea cursei sale.

 **a-b** – În timpul destinderii, pistonul motor și cel deplasator coboară. Temperatura tinde să scadă, însă gazul de lucru este în contact cu sursa caldă, ceea ce ajută la menținerea constantă a temperaturii, presiunea acestuia scade, iar volumul crește.

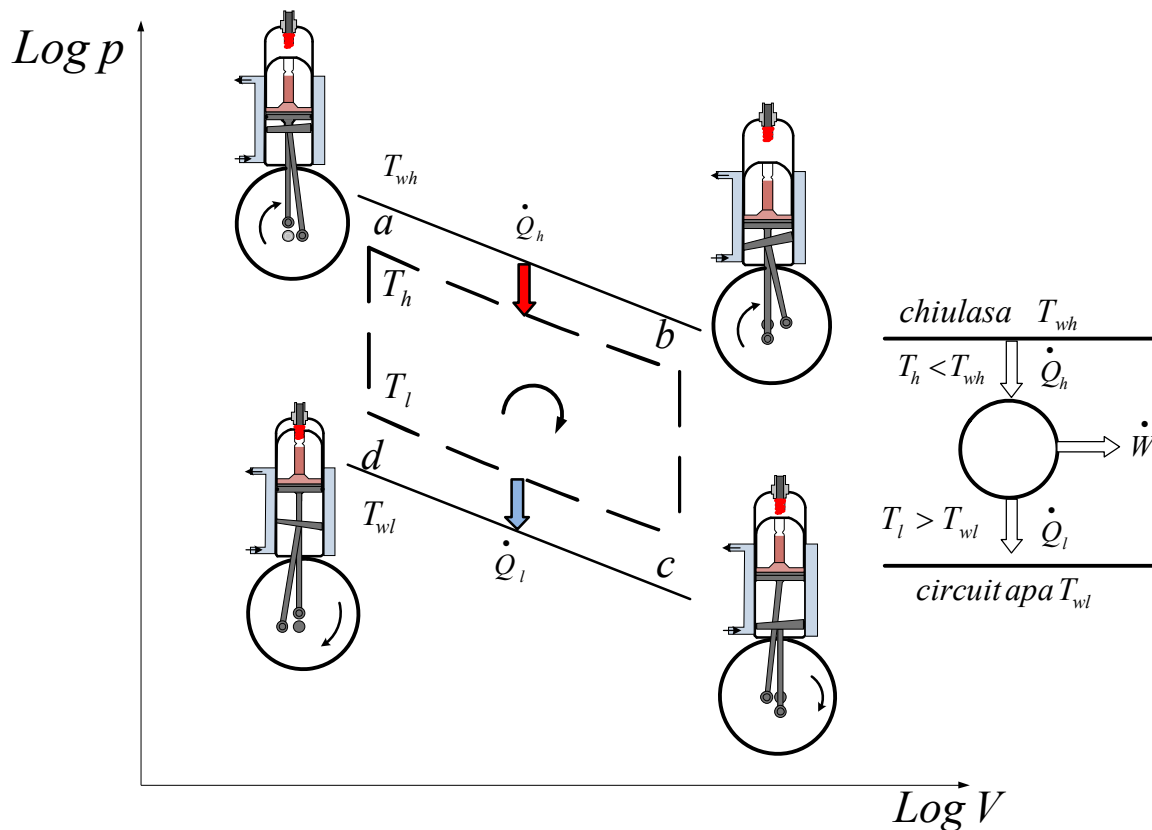


Fig 6.2. Ciclul Stirling motor.



***b-c*** – Cele două pistoane se deplasează în opoziție: pistonul motor coboară, iar pistonul deplasator urcă. Pistonul deplasator obligă gazul să treacă în partea inferioară a cilindrului, cedând căldură regeneratorului. Temperatura gazului scade de la  $T_h$  la  $T_l$ , în timpul acestei răcirii izocore.



***c-d*** – Pistonul motor și deplasatorul urcă. Gazul este comprimat și răcit în același timp de rezervorul rece, căruia îi cedează căldura  $Q_l$ . Prin urmare, procesul de comprimare este considerat izoterm.



***d-a*** – Cele două pistoane se deplasează în opoziție: pistonul motor urcă, iar pistonul deplasator coboară. Sub efectul pistonului deplasator, gazul trece în partea superioară a cilindrului. El se reîncălzește până la temperatura  $T_h$ , la traversarea regeneratorului (încălzire izocoră).

Doar transformarea ***a-b*** produce lucru mecanic  $W$ . Celelalte transformări se produc datorită inerției motorului (volantului de inerție).

Funcționarea reală a motorului Stirling se bazează pe același principiu descris pentru ciclul ideal, cu mențiunea că cele două izocore sunt înlocuite de transformări reale, datorate mișcării continue a pistoanelor. În plus, trebuie luate în considerare atât ireversibilitățile interne cât și cele externe. Aceste ireversibilități sunt cauzate de regenerarea imperfectă a căldurii, de laminarea gazului la trecerea prin regenerator, de pierderile de presiune datorate frecărilor între pistoane și pereții cilindrului, de viteza finită de desfășurare a proceselor, etc...

Alura diagramei indicate a ciclului real Stirling este prezentată în paragraful următor. (**Fig. 7.2**)

### 6.3. CICLUL DESCRIS DE MAȘINA FRIGORIFICĂ STIRLING

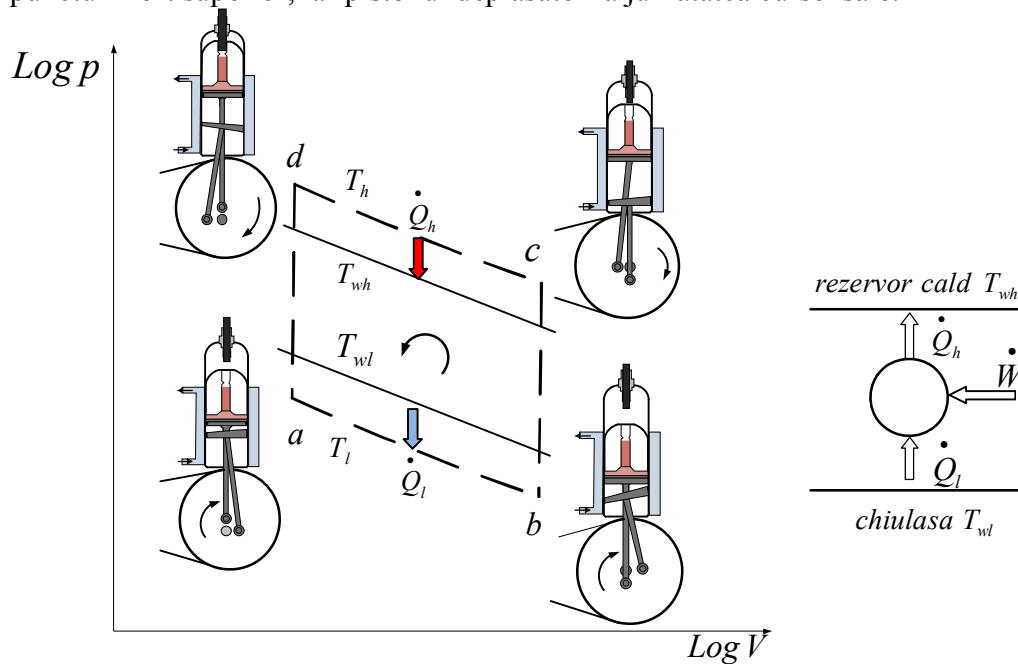
Spre deosebire de ciclul motor, la care comprimarea se face la temperatura minimă din ciclu (temperatură apropiată de temperatura mediului ambiant), în ciclul frigorific comprimarea se realizează la temperatura maximă din ciclu (de asemenea, apropiată de temperatura mediului ambiant). În ciclul frigorific destinderea agentului se realizează la temperatura minimă din ciclu și reprezintă procesul în care agentul preia căldură de la mediul răcit (chiulasa).

Din ciclul frigorific Stirling fac parte și două transformări izocore, ce se desfășoară la volumul maxim și la volumul minim din ciclu. În transformarea izocoră la volum maxim, agentul de lucru primește căldură de la regenerator, pentru a-și mări temperatura, de la temperatura minimă  $T_l$  până la temperatura maximă  $T_h$  din ciclu, temperatură la care, în procesul de comprimare izotermă, agentul cedează căldură circuitului de apă. În transformarea izocoră la volum minim, agentul cedează căldură regeneratorului, micșorându-și temperatura de la valoarea maximă până la cea minimă. Lucrul mecanic de comprimare este mai mare decât lucrul mecanic de destindere. Ca urmare, pentru realizarea ciclului este necesar să se introducă din exterior diferența dintre lucrul mecanic de comprimare și cel de destindere.


În consecință, montajul experimental analizat se compune dintr-un motor electric auxiliar care prin intermediul unei curele de transmisie, antrenează volantul de inerție furnizându-i acestuia lucrul mecanic necesar pentru funcționarea ca mașină frigorifică.


Motorul electric poate comuta pe două sensuri de rotație, ceea ce permite ansamblului să funcționeze fie ca mașină frigorifică, fie ca pompă de căldură.


Pentru a descrie ciclul ideal de funcționare al mașinii frigorifice Stirling studiate (**Fig. 6.3**), se plasează pistoanele în aceeași poziție inițială ca și pentru funcționarea ca motor: pistonul motor în punctul mort superior, iar pistonul deplasator la jumătatea cursei sale.




**Fig. 6.3.** Ciclul Stirling descris de mașina frigorifică Stirling.

 **a-b** - Cele două pistoane coboară împreună, ceea ce implică creșterea volumului de gaz. Menținerea temperaturii constante în timpul micșorării presiunii din interiorul cilindrului, este datorată contactului gazului cu pereții și chiulasa cilindrului, care sunt la temperatură mai ridicată decât gazul de lucru.

 **b-c** - Pistonul deplasator urcă, în timp ce pistonul motor își continuă mișcarea descendentă. Încălzirea izocoră presupune că în timp ce viteza pistonului motor tinde spre zero la schimbarea sensului de mișcare, volumul total de agent poate fi considerat cvasi-constant. Pistonul deplasator mută agentul din camera de destindere în camera de comprimare, ceea ce face ca temperatura acestuia să crească de la  $T_l$  la  $T_h$ .

 **c-d** - Cele două pistoane se deplasează împreună în sus realizând comprimarea izotermă a gazului. Menținerea constantă a temperaturii în camera de comprimare se face prin răcirea agentului, care cedează căldura  $Q_h$  rezervorului cald.


 **d-a** - Pistonul motor urcă în timp ce pistonul deplasator coboară. În procesul de răcire izocoră, agentul este mutat din camera de comprimare în cea de destindere. La trecerea prin regenerator, gazul este răcit până la temperatura  $T_l$ . Viteza pistonului motor tinde din nou spre zero, dirijându-se spre punctul mort superior, astfel că volumul minim ocupat de agent se consideră cvasi-constant.

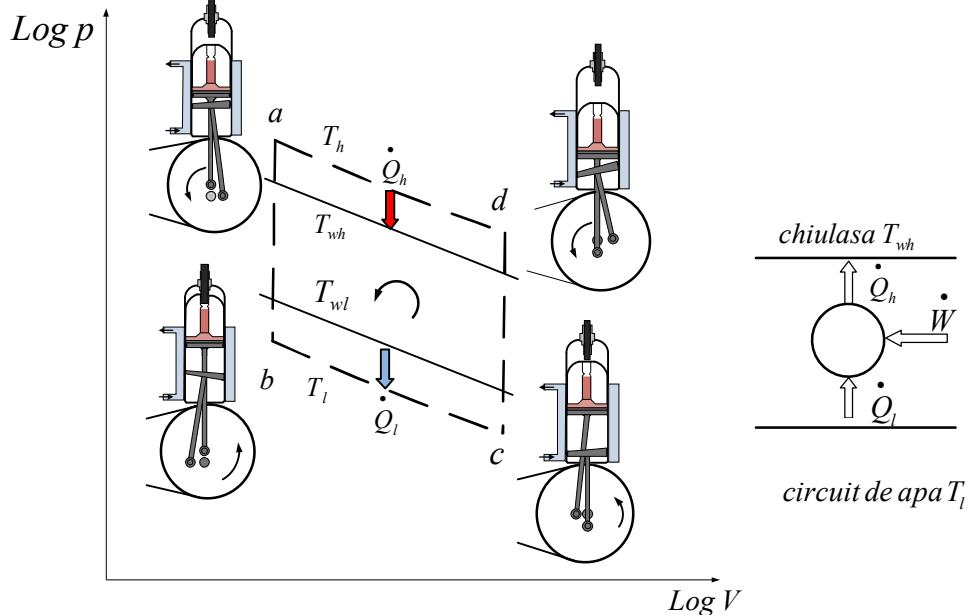
## 6.4. CICLUL DESCRIS DE POMPA DE CĂLDURĂ STIRLING

Montajul este constituit dintr-un motor electric auxiliar, care prin intermediul unei curele de transmisie, antrenează volantul de inerție al mașinii în sens invers față de motorul Stirling. Astfel, distribuția volumelor este diferită și se poate realiza un transfer de căldură inversat, dinspre partea inferioară a cilindrului spre chiulasă.


Transferul de căldură de la sursa rece la sursa caldă este posibil, cu un consum de lucrul mecanic. Cu cât diferența de temperatură între sursa caldă și sursa rece este mai mare, cu atât pompa de căldură este mai puțin eficientă.


Ciclul de funcționare, descris de **Fig. 6.4**, se compune din următoarele transformări:


 **a-b** - Cele două pistoane se deplasează în opoziție. Pistonul motor coboară, în timp ce pistonul deplasator urcă, forțând gazul să traverseze regeneratorul, cărui îi cedează o cantitate de căldură. Temperatura gazului scade astfel până la  $T_l$ .



**Fig. 6.4.** Ciclul Stirling descris de pompa de căldură.

 **b-c** - Pistonul motor își continuă mișcarea descendentă, în timp ce pistonul deplasator începe cursa descendentă. Pistonul motor provoacă o destindere izotermă în cursul căreia o cantitate de căldură este preluată de gaz de la rezervorul rece (circuitul de apă).

 **c-d** - Cele două pistoane se deplasează în opoziție. Gazul traversează regeneratorul și absoarbe o cantitate de căldură stocată în regenerator în timpul transformării izocore anterioare, și astfel ajunge la temperatura  $T_h$ .

 **d-a** - Cele două pistoane urcă. Gazul este comprimat și cedează rezervorului cald (chiulasa) cantitatea de căldură  $Q_h$  produsă în urma procesului de comprimare. Acest proces se poate considera izoterm, la temperatura  $T_h$ .

## CAPITOLUL VII

## STUDIUL EXPERIMENTAL ȘI ANALITIC AL MOTORULUI STIRLING

## 7.1. EXPLOATAREA DATELOR EXPERIMENTALE

Ciclurile termodinamice sunt reprezentate sub forma unor curbe închise, într-o diagramă  $p$ - $V$ . Lucrul mecanic preluat de sistem sau cedat sistemului, în funcție de sensul de parcurgere al ciclului, corespunde ariei delimitate de această curbă. Astfel se determină lucrul mecanic și în cazul motorului termic Stirling studiat.

Motorul este prevăzut cu un senzor de presiune care indică presiunea în cilindru în funcție de timp, și cu un senzor de poziție instantanee a pistonului motor. Pornind de la poziția pistonului se poate calcula volumul închis. Valorile măsurate sunt reprezentate direct prin intermediul programului de achiziție de date (CassyLab), în diagrama  $p$ - $V$ .

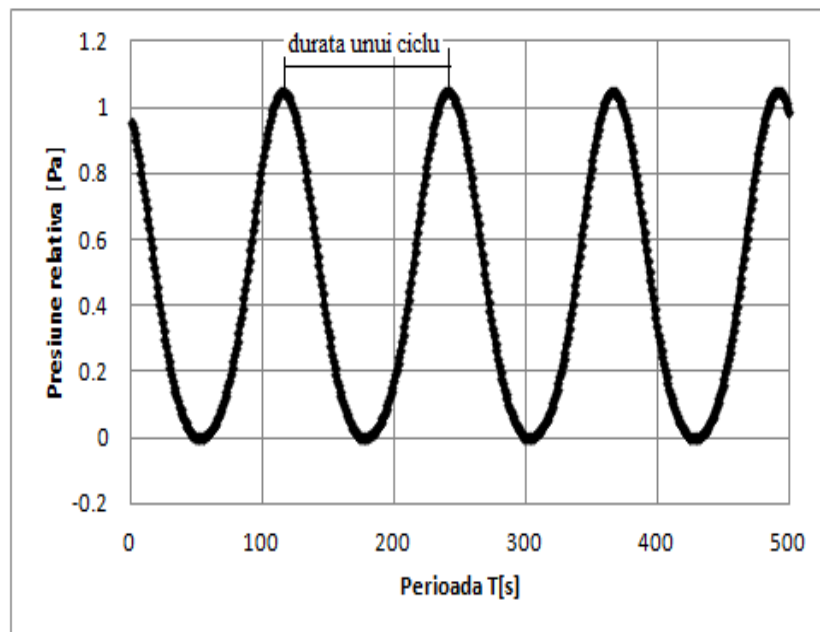
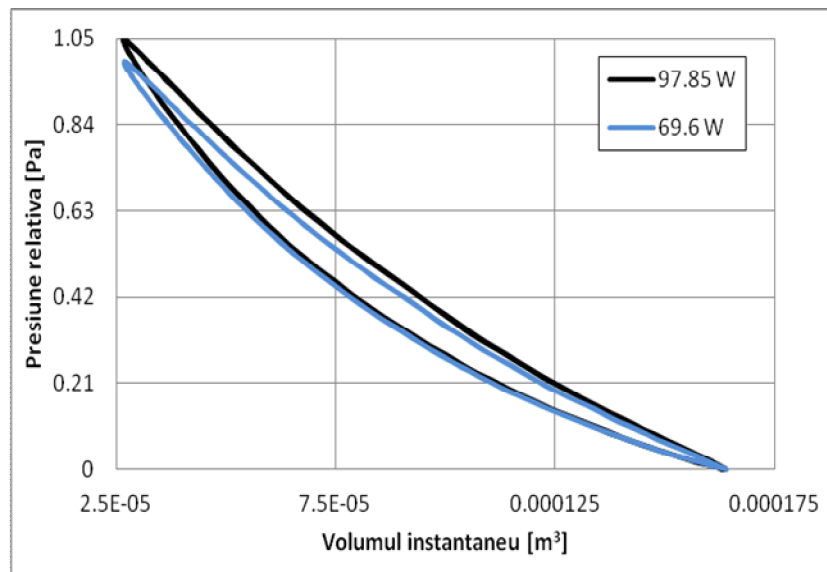


Fig. 7.1. Evoluția presiunii relative în funcție de timp.

Pentru a măsura frecvența, există posibilitatea recurgerii la spectrul de frecvență, prin trasarea a două linii verticale corespunzătoare a două puncte extreme de presiune (două maxime sau două minime) și a unei cote între ele, care reprezintă durata unui ciclu complet.

De asemenea, frecvența poate fi determinată cu ajutorul a două fotodiode care produc o bandă luminoasă ce este întreruptă de un disc găurit montat pe arborele motorului. Viteza de rotație a mașinii este dedusă pornind de la un semnal emis de acest dispozitiv, care reprezintă frecvența găurilor discului.

**Măsurarea puterii mecanice indicate.** Lucrul mecanic poate fi calculat pe un ciclu, determinând valoarea integralei  $W = \oint pdV$  (conform convenției de semne adoptată de partea franceză). Acest lucru mecanic depinde de variațiile simultane de presiune și de volum. Pornind de la achiziția semnalelor de presiune și volum la fiecare  $2ms$ , se poate obține acest lucru mecanic, trasând diagrama  $p-V$  pentru un ciclu, el reprezentând aria curbei închise.



**Fig. 7.2.** Diagrama  $p-V$  obținută cu ajutorul CassyLab. Influența puterii electrice aplicate rezistenței electrice, asupra lucrului mecanic.

În ceea ce privește lucrul mecanic produs pe ciclu, se constată că acesta are o ușoară variație, odată cu creșterea puterii electrice aplicate rezistenței electrice  $Q_h$ , implicit odată cu creșterea vitezei de rotație a arborelui motorului.

**Tabelul. 7.1.** Valori ale vitezei de rotație și lucrului mecanic produs de motor, în funcție de puterea furnizată rezistenței electrice.

$\dot{Q}_h [W]$	$n [rot / s]$	$W [J]$
69.6	2.85	0.94
74.7	3.04	1.08
79.98	3.31	1.16
85.44	3.47	1.22
91.08	3.59	1.24
97.85	3.86	1.36



Diagrama indicată obținută experimental pe motorul Stirling, este diferită de diagrama teoretică. Ea are o formă rotunjită, fapt care se datorează mișcării continue a pistoanelor (diferită de mișcarea teoretică), temperaturii neuniforme în schimbătoarele de căldură (așa cum presupune ciclul teoretic), dar și numeroaselor ireversibilități ce se produc în timpul funcționării motorului.

Aria ciclului real (obținut pe diagrama indicată) este mai mică decât aria ciclului teoretic. Această diferență implică o reducere a puterii furnizate de motor, deoarece lucrul mecanic este reprezentat de aria diagramei închise.

☞ **Măsurarea puterii la sursa caldă.** Rezistența electrică este alimentată cu un curent alternativ cu tensiune reglabilă printr-un transformator variabil. Măsurând tensiunea  $U[V]$  și intensitatea curentului electric  $I[A]$ , puterea este dată de relația:

$$\dot{Q}_h = UI \quad (7.1)$$

☞ **Măsurarea fluxului de căldură cedat rezervorului rece.** Căldura cedată de gazul de lucru în partea inferioară a cilindrului (rezervorul rece) este preluată de apa de răcire. Dacă măsurăm debitul de apă vehiculat  $\dot{m}_{apa}$  [kg/s], diferența de temperatură între intrarea  $T_{apa}^i$  și ieșirea apei  $T_{apa}^e$  în schimbătorul de căldură rece (peretele cilindrului), și cunoscând valoarea căldurii specifice la presiune constantă a apei,  $c_p$  [J/kgK], se obține puterea de răcire:

$$\dot{Q}_l = \dot{m}_{apa} c_p \Delta T_{apa} = \dot{m}_{apa} c_p (T_{apa}^e - T_{apa}^i) \quad (7.2)$$

☞ **Determinarea lucrului mecanic de frecare al pistonului motor cu peretele cilindrului, pe ciclu.**

Lucrul mecanic de frecare al pistonului cu peretele cilindrului este convertit în energie termică (căldură). El poate fi determinat cantitativ, datorită faptului că produce încălzirea apei de răcire, în absența alimentării sursei calde.

Pentru determinarea lucrului mecanic de frecare, se măsoară în timpul experienței, creșterea de temperatură a apei de răcire, în timp ce motorul cu aer cald are chiulasa deschisă și este antrenat de un motor electric.

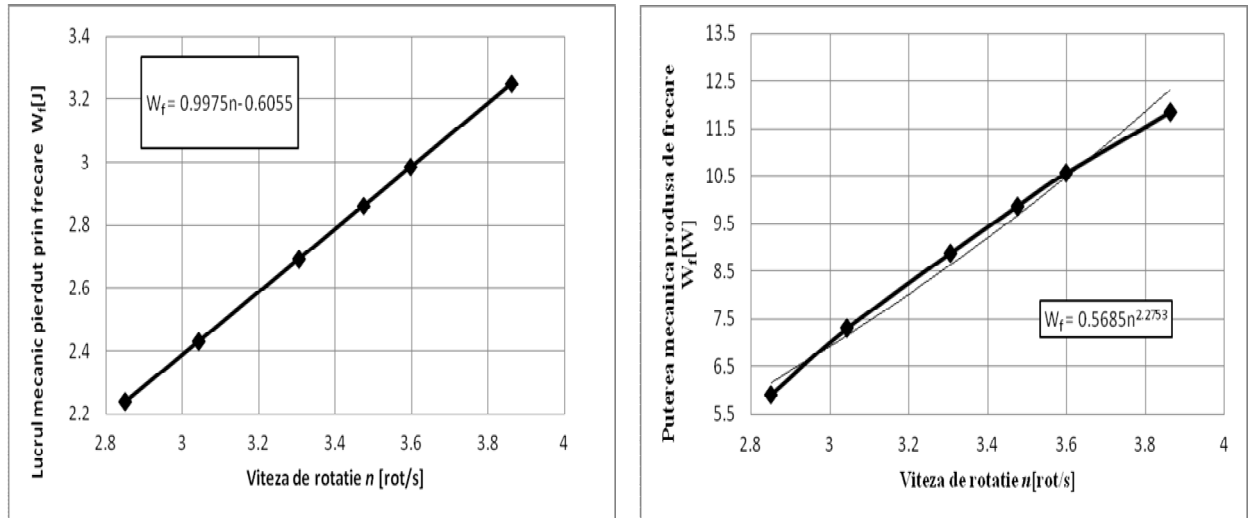
Puterea termică furnizată apei de răcire, caracterizată prin încălzirea apei de răcire provocată de frecarea pistonului cu peretele cilindrului, în absența alimentării sursei calde, devine:

$$\dot{Q}_{lf} = \dot{m}_{apa} c_p \Delta T_{apa,f} = \dot{m}_{apa} c_p (T_{apa,f}^e - T_{apa,f}^i) \quad (7.3)$$

Rezultatul obținut permite calculul lucrului mecanic de frecare pe ciclu, al motorului Stirling tip  $\beta$ , utilizând formula:

$$W_f = \frac{\dot{Q}_{lf}}{n} \quad (7.4)$$

unde  $n$  este turația motorului [rot/s].

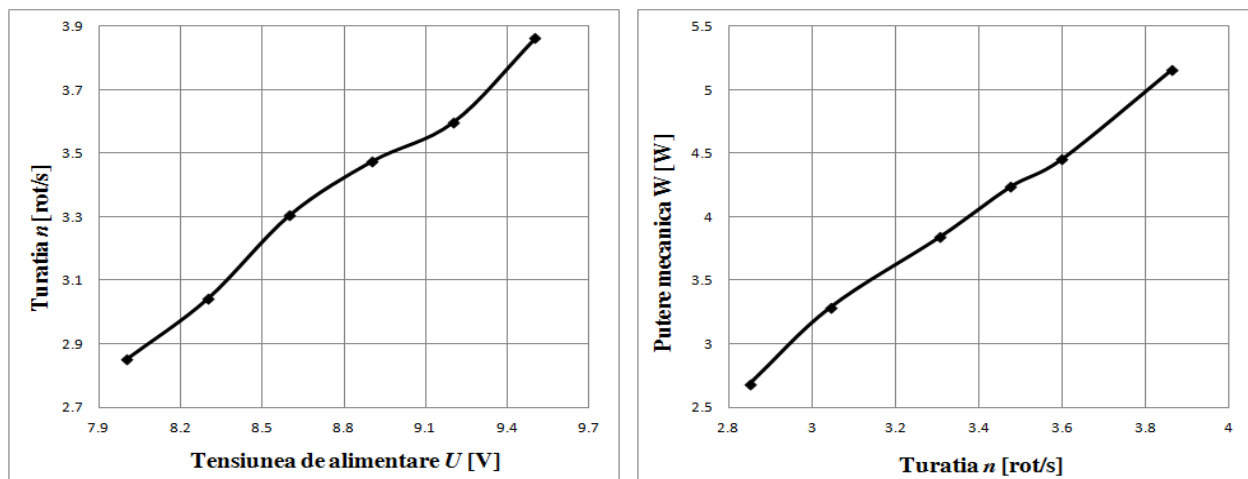


**Fig.7.3.** Influența turației  $n$  asupra lucrului mecanic  $W_f$ , respectiv asupra puterii mecanice pierdute prin frecarea piston-perete  $\dot{W}_f$ .

Conform literaturii de specialitate, lucrul mecanic de frecare poate fi scris sub forma  $W_f = a + bn$ . Lucrul mecanic pierdut prin frecarea pistonului cu pereții cilindrului, în motorul Stirling tip  $\beta$ , este dat de expresia (**Fig. 7.3**):  $W_f = 0.99754n - 0.6055$ . În consecință, coeficienții caracteristici motorului studiat sunt:  $a = -0.6055$  și  $b = 0.99754$ .

**Observație!** Această corelație este valabilă numai în condițiile de funcționare considerate, o extrapolare nu ar fi judicioasă.

Atunci când funcționează ca motor termic, motorul cu aer cald preia într-un ciclu o cantitate de căldură  $Q_h$  de la rezervorul cald, produce un lucru mecanic  $W$ , și furnizează o cantitate de căldură  $Q_l$  unui rezervor de căldură rece. Bilanțul energetic permite calculul energiei termice pierdute spre mediul înconjurător, în mare parte datorată lipsei izolării părții superioare a cilindrului.



**Fig.7.4.** Influența tensiunii de alimentare asupra turației, respectiv a turației asupra puterii mecanice furnizate  $\dot{W}$

Există posibilitatea de a varia tensiunea aplicată rezistenței electrice (sursa caldă). Pe măsură ce tensiunea  $U$  crește, turația  $n$  la mersul în gol crește.

Odată cu creșterea tensiunii de încălzire a rezistenței, se aduce în sistem o putere termică din ce în ce mai mare. Mașina poate dezvolta o putere mecanică mai mare și atinge deci, la mersul în gol, o turație mai ridicată.

**Determinarea temperaturii gazului în volumul cald.** Din considerente tehnice, temperatura gazului în volumul cald,  $T_h$  n-a putut fi măsurată experimental, iar pentru a o calcula, se aplică ecuația de bilanț energetic (Pr. I), conform căreia:

$$\dot{Q}_h = \dot{Q}_l + \dot{W} + \dot{Q}_{losses} \quad (7.5)$$

iar:

$$\dot{Q}_{losses} = \dot{Q}_h - \dot{Q}_l - \dot{W} = hA_h\Delta T_h \quad (7.6)$$

unde :  $\Delta T_h = T_h - T_{wh}$  ;  $T_{wh}$  - temperatura peretelui, măsurată cu ajutorul unui termocuplu, pe parcursul tuturor încercărilor experimentale;

$A_h$  - aria suprafeței de schimb de căldură aflată la  $T_h$ , [m<sup>2</sup>];

$h$  - coeficient global de schimb de căldură [W/m<sup>2</sup>K].

Coeficientul global de schimb de căldură  $h$ , a fost determinat experimental pe aceeași mașină Stirling, funcționând ca mașină frigorifică, printr-o metodă de compensare a pierderilor către exterior. Așa cum era de așteptat,  $h$  crește odată cu creșterea turației  $n$ , conform corelației:

$$h = 4.0079n^{1.98}. \quad (\text{Fig. 8.2})$$

Utilizând variația obținută pentru coeficientul global de schimb de căldură  $h$ , se poate estima  $T_h$  din (ec. 7.6) ca fiind:

$$T_h = T_{wh} + \frac{\dot{Q}_{losses}}{hA_h} \quad (7.7)$$

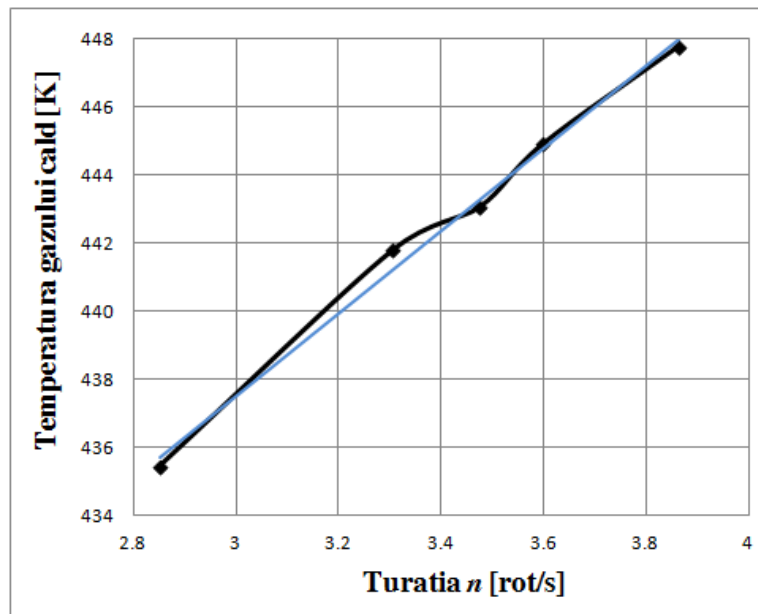


Fig. 7.5. Variația temperaturii gazului cald  $T_h$  în funcție de turația  $n$ .

În urma analizei rezultatelor experimentale, se constată că atunci când turația motorului  $n$  crește, gradientul de temperatură între perete și aer în volumul superior al cilindrului  $\Delta T_h$  scade. În schimb, puterea termică schimbată la acest nivel,  $\dot{Q}_h$  crește, la fel și  $\eta_{MS}$ .

**Tabelul 7.2.** Centralizarea rezultatelor experimentale obținute pentru motorul Stirling

$n$ [rot/s]	$\dot{Q}_h$ [W]	$\dot{Q}_l$ [W]	$\dot{W}_f$ [W]	$\dot{Q}_{losses}$ [W]	$T_l$ [K]	$T_h$ [K]	$\Delta T_h$ [K]	$\eta_{MS}$ [%]
2.85	69.6	42.44	5.92	24.48	329.83	435.43	40.23	3.85
3.04	74.7	43.43	7.30	27.99	328.08	440.76	41.36	4.39
3.31	79.98	47.38	8.88	28.77	327.19	441.79	36.79	4.80
3.47	85.44	52.31	9.87	28.9	326.76	443.05	33.78	4.89
3.59	91.08	55.27	10.56	31.36	326.24	444.91	32.05	4.96
3.86	97.85	56.26	11.84	36.43	325.43	447.78	31.81	5.27

Acest lucru se datorează creșterii coeficientului global de schimb de căldură, cu creșterea turației arborelui cotit  $n$ .

## 7.2. APLICAREA METODEI DIRECTE ÎN STUDIUL MOTORULUI STIRLING.

### 7.2.1. Introducere

Metoda studiului separat al pierderilor [1] este adeseori folosită ca alternativă la modelele numerice laborioase, complexe ca modelare, dar complicate și foarte specifice tipului de sistem pentru care au fost concepute. Această metodă permite decuplarea și studiul separat al efectului fiecărei pierderi asupra performanțelor sistemului, respectiv asamblarea lor, în vederea evaluării efectului global. Aceasta asigură un instrument de rezolvare rapidă a problemei propuse, cu rezultate acceptabile, în ciuda caracterului lor aproximativ.

Qvale și Smith au propus un model matematic care reduce complexitatea problemei prin analizarea separată a diverselor componente (schimbătoare de căldură, regenerator), în condițiile funcționării ciclice în regim staționar a motorului, pornind de la performanțele determinate în cazul unui ciclu Stirling:

- fără diferențe de temperatură la cele două surse;
- fără pierderi datorate frecării;
- cu comprimări și destinderi adiabaticice;
- cu luarea în considerare a volumului mort în schimbătoarele de căldură. Modelul, având ca variabile presiunea, temperatura și masa fluidului de lucru din ciclu, permite stabilirea, într-o primă etapă, a deplasării cerute a pistoanelor, urmând ca performanțele inițiale să fie corectate ulterior ținând seama de pierderile prin frecare și de cele datorate fluxurilor de căldură finite schimbate cu mediul înconjurător.

Compararea performanțelor calculate cu ajutorul modelului cu rezultatele experimentale disponibile pentru un motor Stirling tip Allison PD-67A indică faptul că modelul supraestimează valorile efectiv realizabile și că lucru mecanic furnizat, randamentul termic și căldura introdusă în ciclu scad odată cu turația motorului [1].

Organ [174] propune o asemenea tratare liniarizată pentru un motor Stirling funcționând după un ciclu ireversibil, alegând ca punct de plecare parametri locali instantanei furnizați de ciclul ideal. Aceasta constă în reducerea succesivă a puterii furnizate de motor prin scăderea puterii evaluate corespunzătoare fiecărei pierderi. Studiul separat al pierderilor permite evidențierea surselor de ireversibilități, interne și externe ale ciclului, și compararea efectului fiecărei pierderi asupra performanțelor globale ale motorului.

Metoda separării pierderilor este, de asemenea, utilizată în studiul transferului de căldură cuplat în medii poroase [175], ea permițând decuplarea diverselor moduri de transfer de căldură și determinarea, astfel, a diferiților coeficienți de transfer de căldură care intervin în procesul studiat.

Având la baza aceeași idee ca și tratarea lui Organ, dar transpunând, în final, efectul pierderilor la nivelul randamentului bazat pe Principiul al doilea al Termodinamicii [15], Metoda Directă de optimizare a proceselor ireversibile [15,36,50,56,176] poate fi considerată ca fiind parțial o metodă de studiu prin separarea pierderilor. Termenul de parțial se referă la faptul că efectul fiecărei pierderi nu este analizat separat decât la începutul analizei, ele fiind cuplate progresiv, astfel încât rezultă, în final, un model care ține seama de toate pierderile ce pot fi cuantificate.

Metoda Directă de studiu și optimizare a proceselor termodinamice [15,36,50-53,56,176], are meritul de a reuni și cuantifica principalele cauze care generează ireversibilitățile din mașinile termice într-o singură ecuație fundamentală a Termodinamicii, cea a Principiului I pentru procesele ce se desfășoară cu viteză finită. Aceste cauze sunt, după cum urmează:

- ❖ viteza finită de desfășurare a interacțiunii mecanice gaz-piston;
- ❖ laminarea internă a gazului;
- ❖ frecarea între piston-cilindru și între piston-gaz.

Noua expresie a Principiului I al Termodinamicii pentru procese cu viteză finită reunește aceste cauze într-o structură matematică similară a termenilor, după cum urmează [1]:

$$dU = \delta Q - p_{m,i} \left( 1 \pm \frac{aw_p}{c} \pm \frac{b\Delta p_{th}}{p_{m,i}} \pm \frac{f\Delta p_f}{p_{m,i}} \right) dV \quad (7.8)$$

unde:

$p_{m,i}$  - presiunea medie instantanee a gazului;

$a$  - coeficient ce depinde de natura gazului,  $a = \sqrt{3k}$  ;

$w_p$  - viteza pistonului, deci și a proceselor termodinamice din cilindrul mașinii;

$c$  - viteza sunetului în gaz;

$b$  - coeficient care depinde de configurația geometrică a dispozitivelor de laminare din sistem,  $0 < b < 2$  ;

$\Delta p_{th}$  - pierderile de presiune datorate laminării interne a gazului;

$f$  - coeficient care depinde de configurația internă a sistemului,  $0 < f < 1$  ;

$\Delta p_f$  - pierderile de presiune datorate frecării.

(+) - corespunde comprimării;

(-) - corespunde destinderii.

Integrarea ecuației (7.8) conduce la exprimarea lucrului mecanic ireversibil produs pe ciclu, respectiv a puterii reale furnizate de motor, în condițiile considerării pierderilor menționate anterior.

### 7.2.2. Prezentarea Metodei Directe aplicată în studiul unui motor Stirling, prin luarea progresivă în calcul a ireversibilităților

Aplicarea Metodei Directe se face în acest caz prin pași succesivi, care au ca punct de plecare ciclul ideal, ale cărui performanțe sunt diminuate progresiv, prin luarea în considerare separat și apoi cuplat a pierderilor datorate ireversibilităților interne și externe ale motorului [50,176,177].

Cauzele acestor ireversibilități sunt după cum urmează:

- ♣ regenerarea parțială a căldurii în regeneratorul mașinii (ireversibilitate internă);
- ♣ transferul de căldură la diferență finită de temperatură, luat în considerare la sursa caldă;
- ♣ pierderile de presiune datorate vitezei finite a proceselor și frecării interne.

Se prezintă în continuare modul în care aceste pierderi sunt luate în considerare în expresia randamentului termic al ciclului.

#### 1) Ciclul ideal al motorului Stirling

Reprezentarea ciclului ideal al motorului Stirling apare în Fig. 7.5.

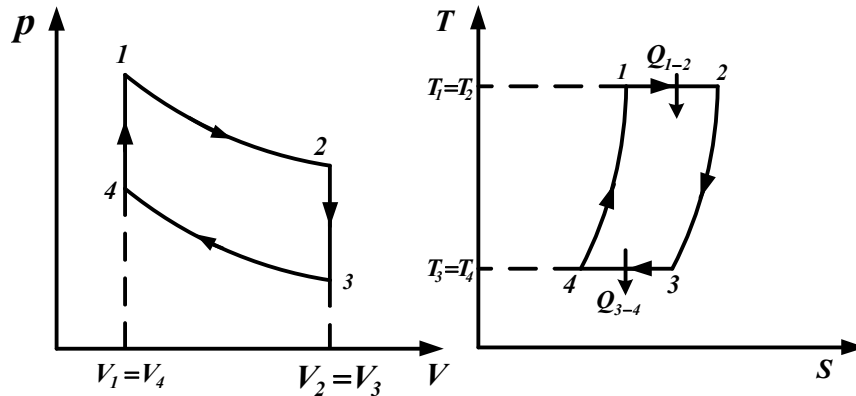


Fig. 7.5. Ciclul Stirling ideal ilustrat în diagrama  $p-V$ , respectiv  $T-S$

Ecuțiile de bază ale ciclului ideal sunt după cum urmează:

- ◆ fluxul de căldură primit de agentul de lucru de la sursa caldă:

$$\dot{Q}_{1-2} = mRT_1 \ln \frac{V_3}{V_4} \cdot n \quad (7.9)$$

- ◆ fluxul de căldură cedat de agentul de lucru sursei reci:

$$\dot{Q}_{3-4} = mRT_4 \ln \frac{V_4}{V_3} \cdot n \quad (7.10)$$

unde  $V_1 = V_4$  și  $V_2 = V_3$ , iar  $n$  turația mașinii.

- ◆ puterea produsă de motor conform convenției de semne adoptată de România:

$$\dot{W} = \dot{Q}_{1-2} - |\dot{Q}_{3-4}| \quad (7.11)$$

- ◆ randamentul termic al ciclului:

$$\eta_{MS} = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_h} = 1 - \frac{T_4}{T_1} = \eta_C \quad (7.12)$$

unde  $\eta_C$  - randamentul ciclului Carnot funcționând între aceleași temperaturi.

## 2) Ciclul cu regenerare parțială a căldurii

În acest caz se ține seama de modul în care se definește randamentul de regenerare

$$\eta_{reg} = \frac{\dot{Q}_{reg}}{\dot{Q}_{disp}} = \frac{T_x - T_1}{T_3 - T_1}$$

unde  $\dot{Q}_{reg}$  - fluxul de căldură efectiv regenerat;

$\dot{Q}_{disp}$  - fluxul de căldură teoretic disponibil.

În condițiile regenerării parțiale, aportul de căldură de la sursa caldă crește corespunzător cantității neregenerate, care se poate exprima ca fiind:

$$\dot{Q}_{x-1} = X \cdot |\dot{Q}_{2-3}| = X \cdot \dot{Q}_{1-4} \quad (7.13)$$

unde:

$$X = 1 - \eta_{reg} \quad (7.14)$$

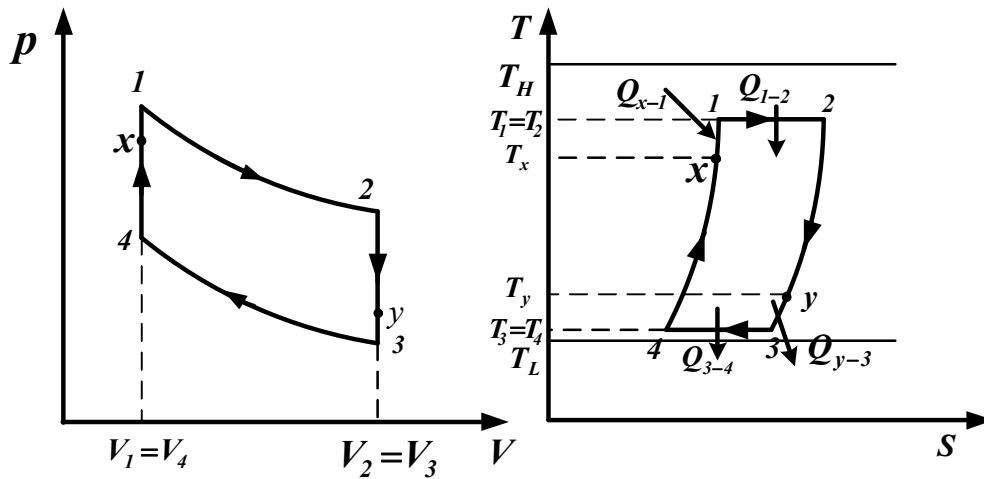


Fig. 7.6. Ciclul Stirling ireversibil reprezentat în diagramele  $p$ - $V$  și  $T$ - $S$

În aceste condiții, randamentul termic al ciclului este dat de raportul:

$$\eta_{MS,ir_{int}(X)} = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_{1-2} + \dot{Q}_{x-1}} = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_{1-2} + X \cdot |\dot{Q}_{2-3}|} = \frac{mR(T_1 - T_4) \cdot \ln \varepsilon}{mRT_1 \cdot \ln \varepsilon + X \cdot mc_v(T_1 - T_4)} \quad (7.15)$$

cu  $\varepsilon$  -raport de comprimare,  $\varepsilon = \frac{V_3}{V_4}$ , rezultând după cum urmează:

$$\eta_{MS,ir_{int}(X)} = \frac{1 - \frac{T_4}{T_1}}{1 + \frac{X}{(\gamma - 1) \cdot \ln \varepsilon} \cdot \left(1 - \frac{T_4}{T_1}\right)} \quad (7.16)$$

Se observă că această expresie poate fi pusă sub forma:

$$\eta_{MS,ir_{int}(X)} = \eta_C \cdot \eta_{II,ir_{int}(X)} \quad (7.17)$$

unde expresia randamentului bazat pe Principiul al II-lea al Termodinamicii rezultă ca fiind:

$$\eta_{II,ir_{int}(X)} = \frac{1}{1 + \frac{X}{(k-1) \cdot \ln \varepsilon} \cdot \left(1 - \frac{T_4}{T_1}\right)} \quad (7.18)$$

3) *Ciclul cu considerarea transferului de căldură la diferență finită de temperatură la sursa caldă a motorului Stirling*

Considerând transferul de căldură la diferență finită de temperatură,  $T_H - T_2$ , la sursa caldă a motorului se poate scrie:

$$\dot{W} = \eta_{MS} \cdot \dot{Q}_h = \left(1 - \frac{T_4}{T_2}\right) \cdot kS(T_H - T_2) \quad (7.19)$$

unde:  $T_H$  - temperatura sursei caldă, considerată constantă;  
 $kS$  - conductanța termică a încălzitorului motorului.

Se impune ca  $T_3 = T_4 = T_l = T_L$ , ceea ce implică  $\Delta T_l = 0K$ . În consecință, ireversibilitățile externe datorate diferenței finite de temperatură se concentrează doar la nivelul schimbătorului cald.

*Observație:* transferul de căldură la sursa caldă a mașinii a fost considerat de tip convectiv liniar (conform legii lui Newton).

Dacă temperatura se exprimă în funcție de diferența de temperatură existentă la sursa caldă a mașinii, după cum urmează:

$$T_1 = T_H - \Delta T_h \quad (7.20)$$

apare posibilitatea determinării lui  $\Delta T_{opt}$  pentru care  $\partial \dot{W} / \partial \Delta T = 0$ . Rezultă astfel:

$$T_1 = \sqrt{T_H \cdot T_L} \quad (7.21)$$

În final, expresia randamentului ciclului asociat regimului de putere maximă rezultă ca fiind:

$$\eta_{MS,ir_{ext}(\Delta T)} = 1 - \frac{T_4}{T_1} = 1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}} \quad (7.22)$$

relație similară randamentului Chambadal-Novikov-Curzon-Ahlborn (CNCA) pentru ciclul Carnot [27,102,178-180].

4) *Ciclul cu regenerare parțială a căldurii și considerare a transferului de căldură la diferență finită de temperatură la sursa caldă a motorului Stirling*

În cazul cuplării celor două pierderi, ținând seama de relațiile (7.17) și (7.19), puterea maximă furnizată de motor rezultă ca fiind:



$$\dot{W}_{\max} = \eta_{II,ir_{\text{int}}(X)} \cdot \left( 1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}} \right) \cdot \dot{Q}_h \quad (7.23)$$

iar randamentul termic al ciclului asociat lui  $\dot{W}_{\max}$ , prin adaptarea relației (7.17) la noile condiții de desfășurare a ciclului, după cum urmează:

$$\eta_{MS,ir_{\text{ext}}(\Delta T),\text{int}(X)} = \frac{1}{1 + \frac{X}{(\gamma - 1) \cdot \ln \varepsilon} \cdot \left( 1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}} \right)} \cdot \left( 1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}} \right) \quad (7.24)$$

Ținând seama de (7.21), puterea maximă produsă de motor în acest caz, relația (7.23), devine:

$$\dot{W}_{\max,ir_{\text{ext}}(\Delta T),\text{int}(X)} = \frac{1}{1 + \frac{X}{(\gamma - 1) \cdot \ln \varepsilon} \cdot \left( 1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}} \right)} \cdot \left( 1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}} \right) \cdot mR\sqrt{T_H \cdot T_L} \cdot \ln \varepsilon \cdot n \quad (7.25)$$

5) *Ciclul cu regenerare parțială a căldurii, cu considerarea transferului de căldură la diferență finită de temperatură la sursa caldă și cu pierderi de presiune datorate vitezei finite a proceselor și frecării în motorul Stirling*

Acest ultim caz grupează ansamblul de pierderi luate în considerare în modelarea ciclului ireversibil al motorului Stirling. Față de cazul precedent, luarea în considerare a ireversibilităților interne datorate vitezei finite și frecării se face pe baza expresiei Principiului I pentru procese ireversibile în sisteme închise, relația (7.8). Într-o primă etapă se exprimă puterea reală furnizată de motor în condițiile considerării tuturor pierderilor menționate, după cum urmează:

$$\dot{W}_{\max,ir_{\text{ext}}(\Delta T),\text{int}(X),(\Delta p)} = \dot{W}_{\max,ir_{\text{ext}}(\Delta T),\text{int}(X)} - \dot{W}_{\text{pierd}(\Delta p)} = \dot{W}_{MD} \quad (7.26)$$

Pierderea de putere datorată pierderilor de presiune se exprimă astfel [36]

$$\dot{W}_{\text{pierd}(\Delta p)} = 3\mu \cdot \sum (\Delta p_i) \cdot V_2 \cdot n \quad (7.27)$$

unde:

$$\mu = 1 - \frac{1}{3 \cdot \varepsilon}$$

(7.28)

$\sum(\Delta p_i)$  - suma pierderilor de presiune pe o cursă a pistonului:

$$\sum(\Delta p_i) = \Delta p_{med_g} + \Delta p_f + \Delta p_{w_p} \quad (7.29)$$

Pierderile de presiune luate în considerare sunt după cum urmează:

- pierderi datorate laminării agentului de lucru la curgerea prin motor,  $\Delta p_{med_g}$  ;
- pierderi datorate frecării interne,  $\Delta p_f$  ;
- pierderi datorate vitezei finite a pistonului  $w_p$ , care se exprimă astfel [68]:

$$\Delta p_{w_p} = \frac{1}{2} \left( p_{med.cpr} \cdot \frac{a \cdot w_{cpr}}{c_{cpr}} + p_{med.exp} \cdot \frac{a \cdot w_{exp}}{c_{exp}} \right) \quad (7.30)$$

unde:

$$c = \sqrt{kRT} \quad (7.31)$$

și  $w_{cpr} \cong w_{exp} = w_p$  - viteza pistonului;

$p_{med.cpr}$  - presiunea medie a gazului în timpul comprimării izoterme 3-4:

$$p_{med.cpr} = \frac{W_{3-4}}{V_3 - V_4} = p_3 \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \ln \varepsilon \quad (7.32)$$

$p_{med.exp}$  - presiunea medie a gazului în timpul destinderii izoterme 1-2, a cărei expresie, ținând seama de relația (4.21), rezultă ca fiind:

$$p_{med.exp} = \frac{|W_{1-2}|}{V_2 - V_1} = p_3 \frac{T_1}{T_4} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \ln \varepsilon = p_3 \sqrt{\frac{T_H}{T_L}} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \ln \varepsilon \quad (7.33)$$

Combinând relațiile (7.26) și (7.27) și raportând puterea maximă reală care rezultă la fluxul de căldură primit de agent de la sursa caldă, se obține expresia randamentului termic al ciclului ireversibil asociat regimului de putere maximă al motorului, după cum urmează:

$$\eta_{MS,ir_{ext}(\Delta T),int(X),(\Delta p_i)} = \left( 1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}} \right) \cdot \frac{1}{1 + \frac{X}{(\gamma - 1) \cdot \ln \varepsilon} \cdot \left( 1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}} \right)} \left[ 1 - \frac{3\mu \cdot \sum(\Delta p_i) / p_3}{\eta' \cdot \sqrt{\frac{T_H}{T_L}} \cdot \ln \varepsilon} \right] \quad (7.34)$$

În mod similar cazurilor precedente, se poate pune în evidență randamentul bazat pe Principiul II (randament relativ, [15]), după cum urmează:

$$\eta_{MS,ir_{ext}(\Delta T),int(X),(\Delta p_i)} = \eta_C \cdot \eta_{II,ir} = \eta_{MD} \quad (7.35)$$

cu:

$$\eta_{II,ir} = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{T_L}{T_H}}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{X}{(\gamma - 1) \cdot \ln \varepsilon} \cdot \left( 1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}} \right)} \cdot \left[ 1 - \frac{3\mu \cdot \sum(\Delta p_i)}{\eta' \cdot \sqrt{\frac{T_H}{T_L}} \cdot \ln \varepsilon \cdot p_3} \right] \quad (7.36)$$

$\eta_{II,ir_{ext}(\Delta T)} \quad \eta_{II,ir_{int}(X)} \quad \eta_{II,ir_{int}(\Delta p_i)}$

și  $\eta_C$  - randamentul ciclului ideal al motorului Stirling, egal cu cel al ciclului Carnot.

Randamentul notat  $\eta'$  se poate calcula astfel:

$$\eta' = \left( 1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}} \right) \cdot \frac{1}{1 + \frac{X}{(\gamma - 1) \cdot \ln \varepsilon} \cdot \left( 1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}} \right)} = \eta_{MS,ir_{ext}(\Delta T),int(X)} \quad (7.37)$$

Rezultă astfel un model de optimizare complex al motorului Stirling, capabil să desemneze regimurile de putere maximă și corespunzător acestora, parametrii optimi ai motorului în condițiile cuplării mai multor cauze ale ireversibilităților interne și externe ale ciclului. Deși prezentat aici doar pentru cazul motorului Stirling, acesta este un model general, aplicabil oricărui tip de mașină funcționând după un ciclu Stirling [177].

Acest model va fi particularizat în continuare pentru motorul Stirling tip  $\beta$  prezentat anterior.

### 7.2.3. Aplicarea Metodei Directe în studiul motorului Stirling tip $\beta$ . Rezultate numerice

#### a) Determinarea caracteristicilor regeneratorului

Pornind de la o analiză atentă a proceselor cu viteză finită din regenerator și folosind expresia Principiului I al Termodinamicii pentru procese cu viteză finită, s-a dedus o formulă analitică pentru  $X$ , care a fost validată pentru 12 motoare și 16 regimuri de funcționare. [64,65,68].

Expresia coeficientului de pierderi regenerative a fost dedusă luând în considerare doi algoritmi diferiți, și anume unul „optimist” pentru care a fost dedus un coeficient  $X_1$ , și altul „pesimist” pentru care a fost calculat  $X_2$ .

Combinând acești doi algoritmi s-a obținut următoarea expresie de calcul a coeficientului de pierderi regenerative [62,64,68,]:

$$X = X_1 y + X_2 (1 - y) \quad (7.38)$$

unde:

$y$  este parametru de ajustare al metodei, având valoarea 0.72 stabilită pe baza corelării rezultatelor analitice cu cele experimentale.

coeficientul de pierderi regenerative în versiunea « pesimistă » de estimare [62,65]:

$$X_1 = \frac{1 + 2M + e^{-B}}{2(1 + M)} \quad (7.39)$$

coeficientul de pierderi regenerative în versiunea « optimistă » de estimare [62,65]:

$$X_2 = \frac{M + e^{-B}}{1 + M} \quad (7.40)$$

raportul capacităților termice ale gazului și matricii regeneratorului:

$$M = \frac{m_g c_{v,g}}{m_R c_R} \quad (4.41)$$

în care :  $m_g$ ,  $m_R$  – masa gazului, respectiv, masa matricii regeneratorului;

$c_{v,g}$ ,  $c_R$  – căldura specifică la volum constant a gazului, respectiv, a materialului regeneratorului.

factorul  $B$  ține cont de caracteristicile de transfer de căldură în regenerator [62,64,68]:

$$B = (1 + M) \frac{h A_R}{m_g c_{v,g}} \cdot \frac{C_p}{w_p} \quad (7.42)$$

cu:  $A_R$  - suprafața de schimb de căldură a regeneratorului,

$C_p$  – cursa pistonului,

$w_p$  - viteza pistonului.

☞ coeficientul de transfer termic convectiv în regenerator [62,64,68]:

$$h = \frac{0.395(4p_m / RT_l)w_g^{0.424} \cdot c_p(T_m) \cdot v(T_m)^{0.576}}{(1+\tau) \left[ 1 - \frac{\pi}{4[(b/d)+1]} \right] D_R^{0.576} \cdot Pr^{2/3}} \quad (7.43)$$

Mărimile care intervin în relațiile de mai sus au următoarea semnificație:

$p_m$  - presiunea medie a gazului în ciclu,

$T_m$  - temperatura medie a gazului în ciclu,

$T_l$  – temperatura gazului în contact cu sursa rece,

$v(T_m)$  - viscozitatea cinematică a gazului la temperatura medie din ciclu,  $T_m$ ,

$c_p(T_m)$  – căldura specifică la presiune constantă, calculată la temperatura medie din ciclu,

$\tau$  - raportul temperaturilor extreme,

$d, b$  - diametrul sârmei, respectiv distanța dintre două sârme ale sitelor regeneratoarei,

$D_R$  - diametrul regeneratoarei.

Expresia coeficientului de transfer convectiv în regenerator a fost dedusă [62-66,182,182] pe baza unei corelații pentru transferul între gaz și matricea poroasă [183]:

$$St \cdot Pr^{2/3} = \frac{0.79}{p \cdot Re^{0.576}} \quad (7.44)$$

în care:

$$Re = \frac{wD}{\nu} \quad St = \frac{h}{\rho w c_p} \quad Pr = \frac{\rho c_p \nu}{\lambda} \quad (7.45)-(7.47)$$

unde:  $\rho$  - densitatea gazului,

$\lambda$  - conductivitatea termică a gazului.

Pentru regeneratorul constituit din  $N$  site, având fire cu diametrul  $d$ , și  $b$ , distanța între două fire, porozitatea matricii este data de:

$$p = 1 - \frac{\pi d}{4(d+b)} \quad (7.48)$$

Toate valorile care intervin în relațiile (7.45)-(7.47) sunt evaluate în funcție de valorile medii ale presiunii și temperaturii gazului din ciclu.

În cazul motorului Stirling tip  $\beta$  studiat, regeneratorul este plasat în interiorul pistonului deplasator, și este constituit dintr-un mănunchi de fire de cupru.

Pentru a determina caracteristicile regeneratoarei plasat în interiorul pistonului deplasator, se poate estima distanța dintre fire  $b$ , dacă se cunoaște diametrul unui fir  $d$ .

În scopul determinării numărului aproximativ de site care constituie regeneratorul, se estimează că distanța între două fire este:

$$b = 1.5d \quad (7.49)$$

În consecință, numărul de site poate fi calculat cu relația :

$$N_S = \frac{L_R}{2d} \quad (7.50)$$

unde :  $L_R$  este lungimea regeneratoareului.

✎ Suprafața de schimb de căldură a regeneratoareului (aria totală a firelor din care este constituit regeneratoareul), poate fi calculată utilizând relația:

$$A_R = \frac{\pi^2 D_R^2 L_R}{(b+d)} \quad (7.51)$$

unde:  $D_R$ - diametrul echivalent al regeneratoareului.

✎ Aria de curgere a regeneratoareului,  $A_r$ , se poate calcula astfel [64,66,68]:

$$A_r = \frac{\pi D_R^2}{4} \quad (7.52)$$

✎ Masa firelor ce constituie regeneratoareul poate fi calculată cu relația [64,66,68]:

$$m_R = \frac{\pi D_R^2 L_R d \rho}{16(b+d)} \quad (7.53)$$

În **Tabelul 7.3** sunt centralizate valorile obținute prin aplicarea formulelor anterioare (7.41)-(7.45).

**Tabelul 7.3.** Caracteristici ale regeneratoareului.

$d$ [m]	$b$ [m]	$L_R$ [m]	$D_R$ [m]	$N_S$	$A_R$ [m <sup>2</sup> ]	$m_R$ [kg]	$A_r$ [m <sup>2</sup> ]
0.00004	0.00006	0.0485	0.025	606.25	0.74793096	0.06671544	0.00049087

### b) Determinarea performanțelor motorului cu ajutorul Metodei Directe

Pentru calculul masei de gaz  $m_g$ , care trece prin matricea poroasă a regeneratoareului, se utilizează ecuația de stare, pentru valorile medii instanataneee, astfel:

$$p_m V_m = m_g R T_m \quad (7.54)$$

de unde rezultă:

$$m_g = \frac{p_m V_m}{R T_m} \quad (7.55)$$

Pentru a calcula viteza gazului  $w_g$ , ce trece prin regeneratoareul cilindric, se aplică ecuația continuității:

$$A_r w_g = A_d w_d \quad (7.56)$$

de unde rezultă:

$$w_g = \frac{A_d w_d}{A_r} \quad (7.57)$$

cu :  $A_p$  aria proiectată a pistonului deplasator,  $A_d = \frac{\pi D_d^2}{4}$ ,

$w_d$  este viteza pistonului deplasator, care conține regeneratoareul,  $w_d = 2C_d n$ . În cazul motorului studiat, viteza pistonului deplasator este egală cu viteza pistonului motor,  $w_d = w_p$ .

Pornind de la mărimile calculate cu ajutorul relațiilor precedente, și introducându-le în relația (7.18), se calculează  $\eta_{II,ir,x}$ .

Expresia randamentului motorului Stirling, în care se iau în considerare pierderile de presiune generate de ireversibilitățile interne și externe (viteza finită a proceselor, laminarea gazului la trecerea prin regenerator, frecarea internă între piston și cilindru), după înlocuirea rezultatelor obținute din calculul pierderilor de presiune, este următoarea [68]:

$$\eta_{II,ir,\sum \Delta P_i} = \frac{1 - \left(\frac{w_p}{w_{SL}}\right)^\gamma (1 + \tau) \ln \varepsilon + 5 \left(\frac{w_g}{w_{SL}}\right)^2 N + \frac{3(0.94 + 0.045w_p)10^5}{4p_{\min}}}{\tau \eta' \ln \varepsilon} \quad (7.58)$$

unde :

$w_{SL}$  - viteza sunetului la temperatura sursei reci,  $w_{SL} = \sqrt{\gamma RT_l}$  ;

$\tau$  - raportul temperaturilor extreme,  $\tau = \frac{T_h}{T_l}$  ;

$w_g$  - viteza gazului la trecerea prin regenerator,  $w_g = \frac{A_p w_p}{A_r}$ .

Prin utilizarea relației (7.36) se poate calcula randamentul motorului Stirling studiat.

În **Tabelul 7.4** sunt prezentate pe scurt rezultatele analitice obținute aplicând Metoda Directă, în studiul motorului Stirling tip  $\beta$ , în corelație cu performanțele experimentale ale acestuia.

**Tabelul 7.4.** Influența vitezei asupra diferitelor pierderi din motorul Stirling

$n$	$w_p = w_d$	$X \cdot 10^{-4}$	$\eta_{II,ir,X}$	$\eta'$	$\eta_{II,ir,\Delta T}$	$\eta_{II,ir,\sum \Delta P_i}$
[rot/s]	[m/s]	[-]	[%]	[%]	[%]	[%]
2.85	0.28	3620.282	71.18	17.26	56.90	48.41
3.04	0.29	3620.189	70.09	17.92	57.33	45.81
3.31	0.32	3620.185	69.79	18.10	57.45	45.10
3.47	0.34	3620.164	69.54	18.25	57.55	44.53
3.60	0.35	3620.129	69.19	18.46	57.69	43.77
3.86	0.37	3620.076	68.68	18.77	57.91	42.64

**Tabelul 7.5.** Valorile performanțelor motorului, conform rezultatelor aplicării Metodei Directe.

$w_p = w_d$	$\eta_C$	$\eta_{MD}$	$\eta_{exp}$	$\dot{W}_{MD}$	$\dot{W}_{exp}$
[m/s]	[%]	[%]	[%]	[W]	[W]
0.28	24.25	4.75	3.85	3.50	2.68
0.29	25.56	4.71	4.39	3.93	3.28
0.32	25.94	4.69	4.80	4.31	3.84
0.34	26.25	4.68	4.96	4.58	4.23
0.35	26.67	4.66	4.89	4.81	4.45
0.37	27.32	4.63	5.27	5.27	5.16

Date fiind particularitățile de construcție ale motorului Stirling studiat, diferite în esență de cele performante ale motoarelor pentru care Metoda Directă a fost validată, se justifică diferențele obținute între valorile analitice și cele experimentale.

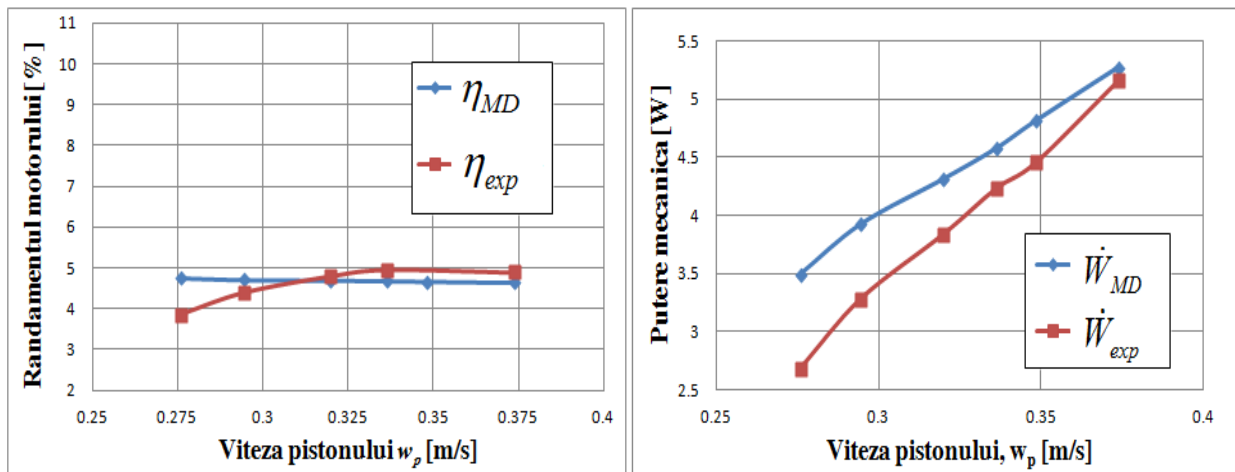
Pentru a ajusta aceste valori, se introduce un parametru de ajustare care să corecteze pierderile de presiune ( $p_{aj} = 0.06$ ) și se recalculează performanțele motorului. Noile valori obținute pentru pierderile de presiune vor fi diminuate, fapt ce va conduce la diminuarea randamentului, și apropierea acestuia de valorile experimentale. Necesitatea introducerii parametrului de ajustare, se datorează faptului că dispozitivul experimental este unul cu performanțe reduse, confecționat din sticlă termorezistentă, și destinat cercetărilor în laborator în vederea înțelegerii principiului de funcționare și eventual a verificării diferitelor modele de analiză termodinamică ce-i pot fi adaptate și aplicate. Diferența între valorile analitice și cele experimentale, este evidențiată prin calculul erorilor, conform **Tabelului 7.6**.

**Tabelul 7.6.** Valorile performanțelor corectate cu ajutorul parametrului de ajustare introdus

$n$	$\eta_{exp}$	$\eta_{MD}$	eroare
[rot/s]	[%]	[%]	[%]
2.85	3.85	4.75	18.97
3.04	4.39	4.71	6.61
3.31	4.80	4.69	-2.33
3.47	4.96	4.68	-5.95
3.60	4.89	4.66	-4.88
3.86	5.27	4.63	-13.79

Se constată că odată cu creșterea turației motorului, eroarea de calcul scade, fapt ce confirmă că Metoda Directă este concepută pentru studiul motoarelor performante ce funcționează la turații mari, pentru care aceasta a fost și validată.

În consecință, această metodă a fost aplicată cu succes și în cazul studiului și optimizării motorului Stirling și s-a obținut o bună corelare între rezultatele analitice și performanțele experimentale. Odată validat parametrul de ajustarea propus pentru aceste tipuri de motoare, Metoda Directă va putea fi aplicată și în studiul mașinilor Stirling mai puțin performante.

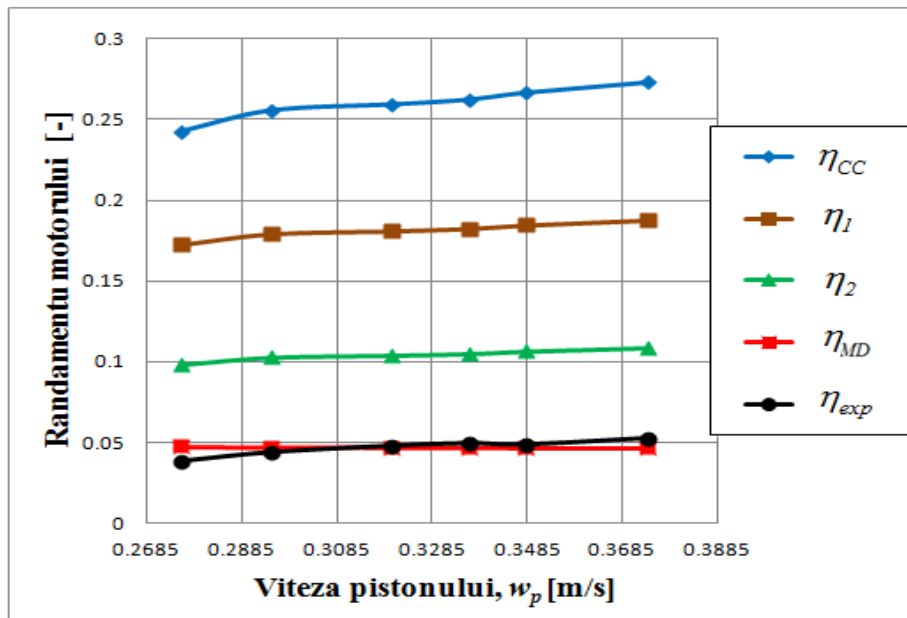


**Fig. 7.7.** Variația randamentului corectat  $\eta_{MD}$  și a puterii mecanice furnizate  $\dot{W}_{MD}$ , în funcție de viteza pistonului,  $w_p$ .

**Tabelul. 7.7.** Centralizarea randamentelor în funcție de tipul de ireversibilitate.

<i>Tipul de ireversibilitate</i>	<i>Randament ireversibil al motorului</i>
Regenerare parțială a căldurii	$\eta_1 = \eta_{CC}\eta_{II,ir,X}$
Regenerare parțială a căldurii și considerarea transferului de căldură la diferență finită de temperatură la sursa caldă	$\eta_2 = \eta_{CC}\eta_{II,ir,X}\eta_{II,ir,\Delta T}$
Regenerare parțială a căldurii, considerarea transferului de căldură la diferență finită de temperatură la sursa caldă, și a pierderilor de presiune datorate vitezei finite a proceselor și frecării.	$\eta_3 = \eta_{CC}\eta_{II,ir,X}\eta_{II,ir,\Delta T}\eta_{II,ir,\Sigma \Delta P_i} = \eta_{MD}$

Introducerea succesivă a diverselor ireversibilități (**Tabelul 7.7**) în calculul randamentului termic al motorului Stirling, este evidențiată în **Fig 7.8**.



**Fig. 7.8.** Introducerea succesivă a ireversibilităților în calcul randamentelor consecință a Principiului II al Termodinamicii.

Se constată că asupra randamentului global al motorului, pierderile datorate regenerării imperfecte, cât și pierderile datorate transferului de căldură la diferență finită de temperatură la sursa caldă, au o influență importantă, conducând la diminuarea performanțelor mașinii. Pierderile datorate ireversibilităților interne (laminare, frecare și viteza finită a pistonului) sunt subestimate în acest calcul, de unde necesitatea aplicării coeficientului de ajustare.



### 7.3. APLICAREA TERMODINAMICII CU DIMENSIUNI FIZICE FINITE (TDFE) ÎN STUDIUL MOTORULUI STIRLING

#### 7.3.1. Descrierea generală a metodei de analiză

Ca și pentru Metoda Directă, punctul de plecare al metodei TDFE este ciclul teoretic și Primul Principiu al Termodinamicii. Energiile schimbate de gazul de lucru sunt exprimate în funcție de parametrii de referință mai practici necesari inginerului într-o proiectare optimizată a unui motor termic, precum: presiunea maximă, volumul maxim, raportul de comprimare, temperaturile surselor, etc. Ireversibilitățile considerate în modelul de mai jos sunt cele datorate diferenței de temperatură la schimbătoarele de căldură și regenerării imperfecte.

Ciclul reversibil Stirling se descrie printr-un aport de căldură  $Q_{h,rev}$ , de la sursa caldă la gazul cald având temperatura  $T_h$ , o cedare izotermă a căldurii  $Q_{l,rev}$  de către gazul rece la temperatura  $T_l$ , și un lucru mecanic produs  $W$ . (capitolul VI, Fig. 6.2)

În cazul ciclului ideal Stirling, cantitățile de căldură transferate în procesele izoterme, în interiorul surselor de căldură, sunt:

$$Q_{h,rev} = Q_{a-b} = mRT_h \ln \varepsilon = p_{\max} V_{\min} \ln \varepsilon = p_{\max} V_{\max} \frac{\ln \varepsilon}{\varepsilon} = E_\varepsilon \quad (7.59)$$

$$|Q_{l,rev}| = |Q_{c-d}| = mRT_l \ln \varepsilon = p_{\max} V_{\max} \frac{\ln \varepsilon}{\varepsilon} \frac{T_l}{T_h} = E_\varepsilon \frac{T_l}{T_h} \quad (7.60)$$

unde :  $R$  este constanta caracteristică a gazului de lucru,  $m$  este masa sa despre care se presupune că este transferată în totalitate de la volumul cald către volumul rece și invers (se neglijează volumul mort), și  $\varepsilon$  - raportul volumic de comprimare,  $p_{\max}$  și  $V_{\max}$  sunt presiunea și volumul maxim al ciclului, iar  $E_\varepsilon$  energia de referință a modelului TDFE.

Căldura provenită dintr-o regenerare perfectă  $Q_{reg\_T}$ , stocată în regenerator în timpul transformării  $d-a$  și destocată în procesul reversibil  $b-c$ , este :

$$Q_{reg\_T} = mc_v(T_h - T_l) = \frac{mRT_h}{\gamma - 1} \left(1 - \frac{T_l}{T_h}\right) = \frac{p_{\max} V_{\max}}{\varepsilon(\gamma - 1)} \left(1 - \frac{T_l}{T_h}\right) \quad (7.61)$$

în care :  $c_v$  - căldura specifică la volum constant,  
 $\gamma$  - exponentul adiabatic al gazului de lucru.

Dacă regenerarea este imperfectă ( $\eta_{reg} < 1$ ), se impune compensarea pierderilor [11,137] printr-un aport de căldură  $Q_{p,reg}$  de la sursa caldă către gazul evacuat în volumul de destindere. Se presupune că se pierde aceeași cantitate de căldură și în rezervorul rece, în timpul procesului de comprimare:

$$Q_{p,reg} = (1 - \eta_{reg}) Q_{reg\_T} = E_\varepsilon k \left(1 - \frac{T_l}{T_h}\right) \quad (7.62)$$

$$\text{în care :} \quad k = \frac{1 - \eta_{reg}}{\ln \varepsilon (\gamma - 1)} \quad (7.63)$$

$$\text{iar :} \quad \eta_{reg} = \frac{Q_{reg\_T} - Q_{p,reg}}{Q_{reg\_T}} \quad (7.64)$$

În consecință, căldura totală  $Q_h$  furnizată gazului de lucru, este egală cu căldura izotermă  $Q_{h,rev}$  la care se adaugă căldura  $Q_{p,reg}$  datorată regenerării imperfecte. Căldura totală  $Q_l$  cedată de gaz sursei reci este căldura cedată în timpul transformării izoterme, la care se adaugă cantitatea  $Q_{p,reg}$  datorată regenerării imperfecte [11,137]. Astfel:

$$Q_h = Q_{h,rev} + Q_{p,reg} = E_\varepsilon \left[ 1 + k \left( 1 - \frac{T_l}{T_h} \right) \right] \quad (7.65)$$

$$|Q_l| = |Q_{l,rev}| + Q_{p,reg} = E_\varepsilon \left[ \frac{T_l}{T_h} + k \left( 1 - \frac{T_l}{T_h} \right) \right] \quad (7.66)$$

Pornind de la ecuația (7.65), fluxul de căldură la sursa caldă poate fi scris astfel:

$$\dot{Q}_h = nQ_h = nE_\varepsilon \left[ 1 + k \left( 1 - \frac{T_l}{T_h} \right) \right] \quad (7.67)$$

unde :  $n$  - turația motorului.

Fluxul de căldură la sursa rece poate fi scris pornind de la ecuația (7.66), astfel:

$$|\dot{Q}_l| = nE_\varepsilon \left[ \frac{T_l}{T_h} + k \left( 1 - \frac{T_l}{T_h} \right) \right] \quad (7.68)$$

Rezultă astfel, lucrul mecanic produs pe ciclu, atunci când nu se ține cont de pierderi, în valoare absolută:

$$|W| = Q_h - |Q_l| \quad (7.69)$$

Trebuie menționat că acest lucru mecanic este independent de randamentul de regenerare  $\eta_{reg}$ , conform ipotezelor conținute în (7.65) și (7.66). Randamentul termic se exprimă astfel:

$$\eta = \frac{|W|}{Q_h} = \frac{1 - \frac{T_l}{T_h}}{1 + k \left( 1 - \frac{T_l}{T_h} \right)} \quad (7.70)$$

### 7.3.2 Algoritm de calcul al TDFE, aplicat motorului Stirling tip $\beta$

Se cunoaște geometria motorului:  $V_{min}$ ,  $V_{max}$ ,  $p_{max}$ ,  $A_l$  și  $A_h$ .

Se măsoară pe bancul experimental următorii parametrii :  $T_{apa}^e$ ,  $T_{apa}^i$ ,  $\dot{m}_{apa}$ ,  $U$ ,  $I$ ,  $n$ ,  $W_{exp}$ ,  $T_{wh}$ .

Cu ajutorul acestora se pot determina:

$$\dot{Q}_h = UI \quad (7.71)$$

$$|\dot{Q}_l| = \dot{m}_{apa} c_p (T_{apa}^e - T_{apa}^i) \quad (7.72)$$

$$|\dot{W}_{exp}| = n |\dot{W}_{exp}| \quad (7.73)$$

de unde rezultă: 
$$\dot{Q}_{losses} = \dot{Q}_h - |\dot{Q}_l| - |\dot{W}_{exp}|. \quad (7.74)$$

Deasemenea, știind că:  $\dot{Q}_{losses} = hA_h(T_h - T_{wh})$ , rezultă temperatura gazului la interiorul camerei calde  $T_h$ :

$$T_h = T_{wh} + \frac{\dot{Q}_{losses}}{hA_h} \quad (7.75)$$

În aceeași manieră se determină și temperatura gazului aflat în volumul rece :

$$|\dot{Q}_l| = hA_l(T_l - T_{wl}) \quad (7.76)$$

De unde rezultă : 
$$T_l = T_{wl} + \frac{|\dot{Q}_l|}{hA_l} \quad (7.77)$$

în care :  $T_{wl} = \frac{T_{apa}^e + T_{apa}^i}{2}$ , iar  $h$ - coeficient global de schimb de căldură determinat

experimental și descris de variația  $h = 4.0079n^{1.98}$  (**Capitolul VIII, Fig. 8.2**).

Din expresia fluxului de căldură la sursa caldă:  $\dot{Q}_h = UI = (Q_{h,rev} + Q_{p,reg})n$ , se poate determina cantitatea de căldură compensată de sursa caldă:

$$Q_{p,reg} = \frac{\dot{Q}_h}{n} - Q_{h,rev}. \quad (7.78)$$

Cu ajutorul relației (7.62) se poate determina factorul de pierderi în regenerator :

$$k = \frac{Q_{p,reg}}{E_\varepsilon \left( 1 - \frac{T_l}{T_h} \right)} \quad (7.79)$$

Astfel randamentul de regenerare poate fi calculat cu relația :

$$\eta_{reg} = 1 - k \ln \varepsilon(\gamma - 1) \quad (7.80)$$

Utilizând formulele  $\dot{Q}_{h,rev} = nQ_{h,rev}$  și  $\dot{Q}_{l,rev} = nQ_{l,rev}$ , se poate calcula puterea mecanică pornind de la algoritmul de calcul al metodei Termodinamicii cu Dimensiuni Fizice Finite (TDFP):

$$|\dot{W}_{TDFP}| = \dot{Q}_{h,rev} - |\dot{Q}_{l,rev}| \quad (7.81)$$

Puterea mecanică pierdută prin frecare piston-perete se calculează cu ajutorul formulei obținute experimental (**Fig. 7.3**):

$$\dot{W}_f = 0.5685n^{2.2753}$$

(7.82)

de unde se obține puterea mecanică disponibilă, prin sustragerea acestei puteri pierdute prin frecare, din expresia dată de Primul Principiu al Termodinamicii:

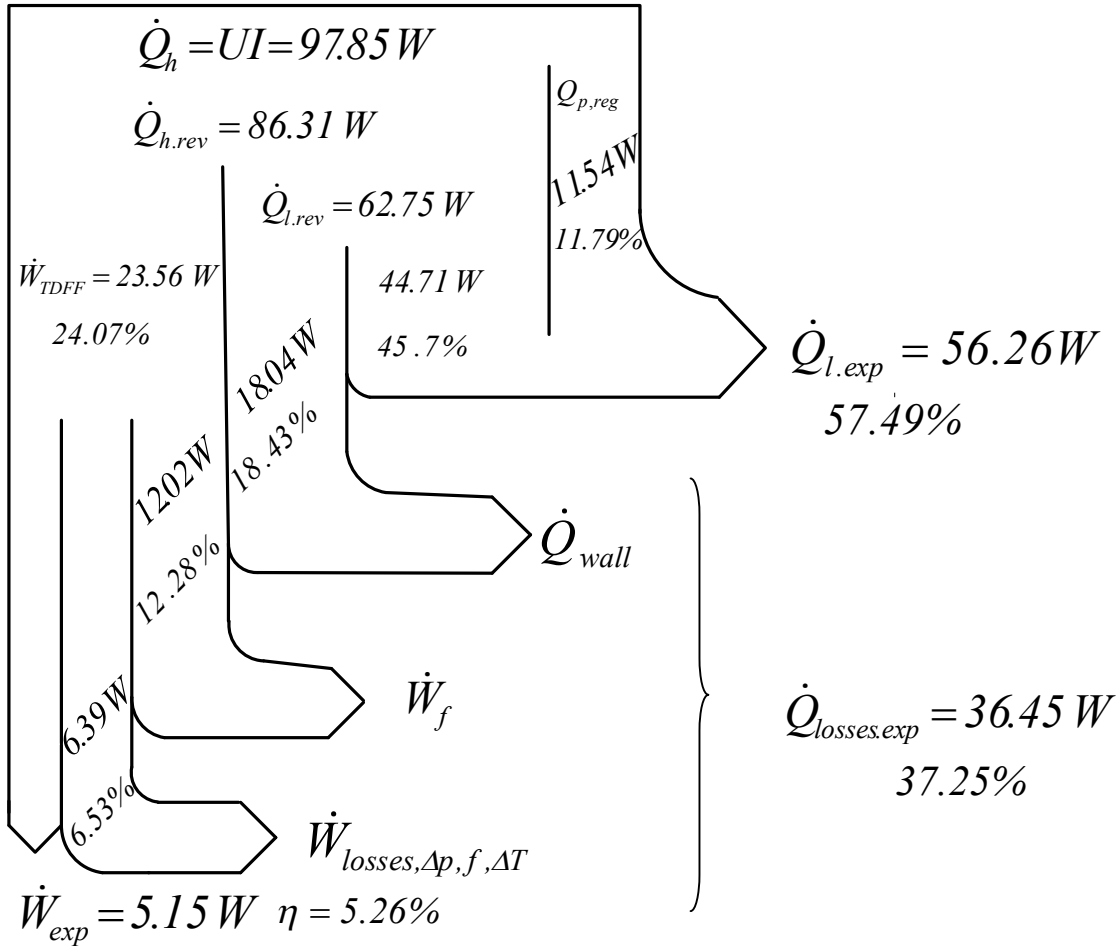
$$|\dot{W}'_{TDFP}| = |\dot{W}_{TDFP}| - \dot{W}_f \quad (7.82')$$

iar randamentul motorului este :

$$\eta_{TDFD} = \frac{|\dot{W}'_{TDFD}|}{\dot{Q}_h}$$

Notăm aici faptul că pierderile de putere mecanică datorate pierderilor de presiune nu sunt luate încă în considerare.

Pentru exemplificarea rezultatelor obținute prin aplicarea acestui model, este prezentată următoarea schema de bilanț energetic, pentru  $n = 3.86$  [rot/s].



**Fig.7.9.** Schema bilanțului energetic (*Diagrama Sankey*)

unde:

$\dot{W}_f$  - puterea mecanică pierdută prin frecarea piston-perete, calculate așa cum am descris anterior, cu relația  $\dot{W}_f = 0.5685n^{2753}$  (**Fig. 7.3**), obținută pe cale experimentală;

$\dot{Q}_{wall}$  - fluxul de căldură pierdut prin pereții cilindrului;

$\dot{W}_{losses, \Delta p, f, \Delta T}$  - puterea mecanică pierdută din cauza pierderilor de presiune, frecării și diferenței finite de temperatură între gazul de lucru și sursele de căldură, rezultat din bilanțul energetic.

Astfel, metoda TDFP, combinată cu datele experimentale permite calculul randamentului de regenerare  $\eta_{reg}$ , și diferitele pierderi ce se produc în timpul funcționării motorului (prin conducție perete/aer, prin convecție și radiație, pierderi datorate frecării între piston și peretele cilindrului, etc.).

Această metodă ca și Metoda Directă, permite previziunea comportamentului motorului Stirling, cu condiția de a determina în mod corect diferitele pierderi de energie. Acest lucru se poate face în mod pertinent în cazul unui motor în faza de optimizare funcțională, cum este cazul nostru, pentru care s-au determinat experimental corelații  $h = f(n)$  și  $W_f = f(n)$ . Pierderile de presiune datorate laminării și frecărilor aerodinamice sunt deduse din bilanțul energetic. O perspectivă interesantă a acestui studiu ar fi determinarea unei relații de tipul  $\Delta p = f(n)$  în condițiile de funcționare ale motorului studiat.

#### 7.4. CONFRUNTAREA PROGRESIVĂ A REZULTATELOR MD CU CELE ALE TDFP

Parametrii comuni celor două metode sunt:

##### ✓ *Parametrii geometrici*

$$V_{\min} = 0.0001906m^3$$

$$V_{\max} = 0.0003278m^3$$

$$\varepsilon = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = 1.78$$

$$A_h = 0.018849m^2$$

$$A_l = 0.03717m^2$$

$$C_d = C_p = 0.484$$

##### ✓ *Parametrii de funcționare*

$$n = 3.86[rot/s]$$

$$\left. \begin{array}{l} T_l = 325K \\ T_h = 448K \end{array} \right\} \text{determinate experimental și cu } h = 4.0079n^{1.98} = 58 \frac{W}{m^2K},$$

pentru turația  $n = 3.86[rot/s]$ .

$$\dot{Q}_h = UI = 97.85W$$

$$\dot{Q}_l = \dot{m}_{apa} c_p (T_{apa}^e - T_{apa}^i) = 56.26W$$

TDFD	Metoda Directă (MD)
<p>Se impune <math>p_{\max} = 211600 Pa</math>  de unde <math>m_g = \frac{p_{\max} V_{\min}}{RT_h} = 0.3 \cdot 10^{-3} kg</math>  din ecuația de stare: <math>p_{\min} = \frac{mRT_l}{V_{\max}} = 86326 Pa</math></p>	<p>Se impune masa gazului  <math>m_g = \frac{p_m V_m}{RT_m} = 0.23 \cdot 10^{-3} kg</math>  În care <math>p_m = 100000 Pa</math>, <math>V_m = \frac{V_{\max} + V_{\min}}{2}</math> și  <math>T_m = \frac{T_l + T_h}{2}</math>  de unde rezultă:  <math>p_{\min} = \frac{mRT_l}{V_{\max}} = 66908.69 Pa</math>  și <math>p_{\max} = \frac{mRT_h}{V_{\min}} = 160797 Pa</math></p>
$\dot{Q}_{h.rev} = np_{\max} V_{\max} \ln \frac{\varepsilon}{\varepsilon} = 86.31 W$	$\dot{Q}_{h.rev} = m_g RT_h \ln \varepsilon \cdot n = 66.97 W$
$\dot{Q}_{p.reg} = \dot{Q}_h - \dot{Q}_{h.rev} = 11.54 W$ $k = \frac{\dot{Q}_{p.reg}}{E_\varepsilon \left(1 - \frac{T_l}{T_h}\right)} = 0.49$ <p>de unde: <math>\eta_{reg} = 0.89</math></p>	$St \cdot Pr^3 = \frac{2}{p \cdot Re^{0.576}}, \text{ de unde rezultă}$ $h = 26.4 \frac{W}{m^2 K}, X = 0.36,$ $\eta_{reg} = 1 - X = 0.64$
$\eta = \frac{1 - \frac{T_l}{T_h}}{1 + \frac{1 - \eta_{reg}}{\ln \varepsilon (\gamma - 1)} \left(1 - \frac{T_l}{T_h}\right)}$ $\eta = 24\%$	$\eta = \frac{1 - \frac{T_l}{T_h}}{1 + \frac{1 - \eta_{reg}}{\ln \varepsilon (\gamma - 1)} \left(1 - \frac{T_l}{T_h}\right)} = \eta_{MS,ir,int} X$ $\eta = 19\%$
<p>Cele două formule reprezintă randamentul termic. Având în vedere valorile diferite ale randamentului de regenerare, 0.89 respectiv 0.64, valorile randamentului termic sunt diferite, dar rămân totuși apropiate ca valoare de randamentul ciclului Carnot <math>\eta_{C_{int}} = 1 - \frac{T_l}{T_h} = 0.27</math></p> $T_H = T_h^2 T_L = 617 K, \eta_C = 1 - \frac{T_L}{T_H} = 1 - \frac{300}{617} = 0.47$	
$\dot{W} = \dot{Q}_{h.rev} - \dot{Q}_{l.rev} = p_{\max} V_{\max} \frac{\ln \varepsilon}{\varepsilon} \left(1 - \frac{T_l}{T_h}\right) = 23.56 W$	$\dot{W} = \eta_{MS,ir,int} X \cdot \dot{Q}_h = 18.74 W$
<p>Aceste valori trebuiesc corectate prin sustragerea puterilor pierdute prin ireversibilități interne (<math>\Delta p_i</math>), conducție perete, diferență finită de temperatură între surse, frecare piston-perete etc.</p>	

$\eta_{II,X} = \frac{1}{1 + \frac{X}{(\gamma - 1) \ln \varepsilon} \left( 1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}} \right)} \left( 1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}} \right) = 0.69$ $\eta_{C_{int}} = 1 - \frac{T_l}{T_h} = 0.27$ $\eta_{II,\Delta T} = \left( 1 + \sqrt{\frac{T_L}{T_H}} \right) = 0.58$ $\eta_{II,\Delta p_i} = 1 - \frac{3\mu \sum \Delta p_i}{\underbrace{\eta_C \eta_{II,X} \eta_{II,\Delta T}}_{\eta} \ln \varepsilon \cdot p_{min} \sqrt{\frac{T_L}{T_H}}} = 0.96$	
$\eta_{TDFE} = \underbrace{\eta_C \eta_{IIreg} \eta_{II,\Delta T} \eta_{II,\Delta p_i}}_{\eta} = 11.9\%$ $\dot{W}_{TDFE} = \eta_{TDFE} \dot{Q}_h = 11.79 \text{ W}$	$\eta_{MD} = \eta_C \eta_{II,X} \eta_{II,\Delta T} \eta_{II,\Delta p_i} = 9.6\%$ $\dot{W}_{MD} = \eta_{MD} \dot{Q}_h = 9.39 \text{ W}$

Analiza TDFE ține cont de ireversibilitățile interne și externe care însoțesc procesele reale în timpul funcționării motorului. Această metoda ia în considerare:

- ✓ diferența de temperatură la schimbătoarele de căldură (timp finit între fluidul motor și sursa de căldură),
- ✓ suprafețele de schimb de căldură finite (sau conductanțe finite),
- ✓ viteza finită de deplasare a elementelor mobile ale mașinii ceea ce imprimă o viteză finită de derulare a proceselor termodinamice,
- ✓ regenerarea imperfectă în regenerator.

Metoda Directă de analiză termodinamică permite evaluarea performanțelor mașinii, prin luarea în considerare a ireversibilităților interne și externe, generate în interiorul mașinii:

- ✓ pierderi de presiune datorate laminării gazului la trecerea prin regenerator,
- ✓ pierderi de presiune datorate vitezei finite a pistonului,
- ✓ pierderi de presiune datorate frecărilor mecanice interne,
- ✓ regenerarea imperfectă,
- ✓ diferența de temperatură de la sursa caldă.

Punctul de plecare al celor două metode de analiză studiate nu este același, masa gazului conținut în motor fiind estimată diferit.

În cadrul TDFE, cunoscându-se volumul minim de gaz din motor,  $V_{min}$  și temperatura gazului în volumul cald  $T_h$ , se impune o presiune maximă  $p_{max}$ . În cadrul Metodei Directe, masa gazului rezultă din ecuația de stare a gazelor perfecte aplicată pentru valorile medii  $(V_m, p_m, T_m)$  ale parametrilor fluidului de lucru, considerat a fi gaz perfect.

Modalitatea de evaluare a pierderilor în cadrul celor două metode de analiză studiate, diferă atât ca ecuații, cât și ca estimare.

În cadrul TDFE se evaluează factorul de pierderi în regenerator  $k$ , pornind de la datele experimentale.

Conform algoritmului Metodei Directe,  $X$  se calculează analitic, în funcție de numeroși parametri și variabile. Coeficientul de pierderi regenerative  $X$ , depinde de viteza pistonului, dimensiunile cilindrului (diametru  $D_c$ , cursa  $C_p$ ), dimensiunile regeneratoarei (diametru  $D_R$ , lungime  $L_R$ ), proprietățile materialului din care este constituit regeneratorul (densitate  $\rho_R$ , căldură specifică a materialului  $c_R$ ), dimensiunile sitelor și firelor din care acestea sunt realizate ( $d, b, N$ ) proprietățile gazului ( $\rho_g, c_p, \gamma, R$ ) și valorile medii ale regimului de funcționare ( $\varepsilon = V_{\max}/V_{\min}, \tau = T_h/T_l, T_m, p_m$ ).

Comparând progresiv cele două metode de analiză termodinamică de ordin I, se constată că utilizând valorile obținute pentru factorul de pierderi provocate de regenerarea imperfectă a căldurii în regeneratoare, se obține randamentul termic al mașinii atât cu Metoda Directă, cât și cu metoda TDFD.

Având în vedere valorile diferite ale randamentului de regenerare: respectiv  $\eta_{reg} = 0.89$  pentru TDFD și  $\eta_{reg} = 0.64$  pentru Metoda Directă, și valorile randamentului termic  $\eta$  vor fi diferite, dar rămân totuși apropiate de randamentul ciclului Carnot  $\eta_c$ , singurele ireversibilități fiind localizate la nivelul regeneratoarei.

Puterea mecanică a mașinii, care „prinde” pierderile datorate regenerării imperfecte, poate fi calculată prin sustragerea puterilor pierdute din cauza ireversibilităților interne.

Se adoptă aceiași factori corectori, atât pentru Metoda Directă, cât și pentru Metoda Termodinamicii cu Dimensiuni Fizice Finite, factori ce pot fi calculați analitic cu ajutorul Metodei Directe, respectiv:

☞ randamentul consecință al celui de al doilea Principiu al Termodinamicii, care ține cont de diferența de temperatură de la sursa caldă,

☞ randamentul consecință al celui de al doilea Principiu al Termodinamicii, care ține cont de pierderile de presiune generate de viteza finită a procesului, respectiv viteza pistonului, viteza gazului la trecerea prin regeneratoare, și prin celelalte schimbătoare de căldură, frecarea elementelor mobile ale sistemului.

În final se obțin atât randamentul motorului calculat cu metoda TDFD corectat cu cei doi factori introduși de Metoda Directă, cât și cel calculat cu Metoda Directă, și puterile mecanice corespunzătoare.

Se realizează astfel o unificare a celor două metode de analiză termodinamică de ordin I, în scopul ameliorării rezultatelor obținute cu TDFD, și apropierea acestora de realitatea experimentală.

Se constată că o mai bună estimare a pierderilor generate în timpul funcționării, prin introducerea a noi cauze ce produc ireversibilități, ar permite apropierea acestor valori de cele experimentale  $\dot{W}_{exp} = 5.15W$ , respectiv  $\eta_{exp} = 5.27\%$ .



## 7.5. APLICAREA METODEI SCHMIDT CU REGENERARE IMPERFECTĂ ÎN STUDIUL MOTORULUI STIRLING DE TIP $\beta$

### 7.5.1. Ipotezele modelului

Un model clasic de studiu al motorului Stirling, mai realist decât cel al ciclului ideal, este modelul Schmidt, care consideră următoarele ipoteze:

- ☞ Presiunea instantanee uniformă în motor,
- ☞ Gazul de lucru - gaz perfect,
- ☞ Masa fluidului constantă în ciclu,
- ☞ Temperatura peretelui schimbătorului de căldură constantă,
- ☞ Mișcare armonică/sinusoidală a pistoanelor,
- ☞ Temperatura gazului uniformă în volumele cald și rece,
- ☞ Regenerare perfectă a căldurii în regenerator.

Această ultimă ipoteză implică un stocaj-destocaj de căldură perfect în materialul regeneratorului, gazul ieșind din regenerator la temperatura volumului adiacent. În cazul modelului izoterm propus, regenerarea este imperfectă, iar această imperfecțiune a procesului din regenerator trebuie compensată [149,150] cu o căldură suplimentară furnizată de sursa caldă la fiecare ciclu,  $Q_{p,reg}$ . (**Fig. 7.11**)

Pentru cele trei tipuri de motoare Stirling, descrise în **Capitolul IV**, volumul de destindere se poate scrie sub forma:

$$V_E = \frac{V_{E0}}{2} (1 - \cos \varphi) \quad (7.83)$$

în care:

$\varphi$  - unghiul vibrochen;

$V_{E0}$  - volumul măsurat în timpul destinderii de pistonul deplasator ;

În cazul motoarelor de tip *beta*, respectiv *gamma*, acest volum este cel măsurat de pistonul deplasator.

Volumul de comprimare este o combinație de volume variabile și poate fi exprimat pentru tipul de motor *beta* și *gamma*, sub forma:

$$V_C = a_j \frac{V_{E0}}{2} (1 + \cos \varphi) + \frac{V_{C0}}{2} [1 - \cos(\varphi - \varphi_0)] - b_j V_{0l} \quad (7.84)$$

$\varphi_0$  - defazajul între cele două pistoane;

$V_{C0}$  - volumul măsurat în timpul comprimării. În cazul motoarelor *beta* și *gamma*, acest volum reprezintă volumul măsurat de pistonul motor.

$V_{0l}$  - volumul de întrepătrundere. În cazul motorului  $\beta$ , acest volum este datorat intruziunii pistonului deplasator în volumul măsurat de pistonul motor.

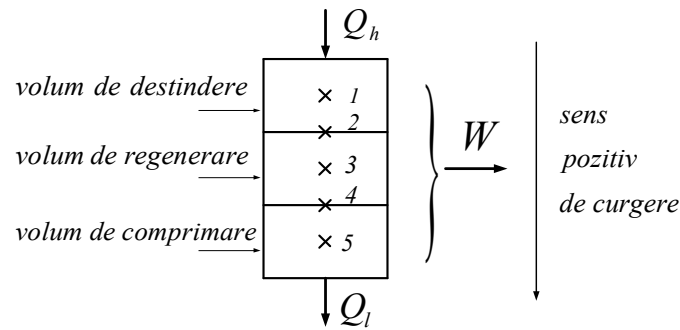
Valorile coeficienților  $a_j$  și  $b_j$  depind de tipul motorului și sunt prezentate în **Tabelul 7.8**.

**Tabelul 7.8.** Valori ale coeficienților  $a_j$  și  $b_j$ , pentru 3 tipuri de motor Stirling [11].

Tip motor	alpha	beta	gamma
$a_j$	0	1	1
$b_j$	0	1	0

### 7.5.2. Expresiile utilizate în calculul volumelor instantanee

Această analiză presupune divizarea motorului în 3 volume de control: un volum de destindere, unul de comprimare și un volum de regenerare.



**Fig. 7.10.** Dispunerea și împărțirea volumelor de gaz, în interiorul motorului.

✎ Volumul de destindere al motorului Stirling tip  $\beta$  se scrie cu ajutorul formulei (7.83), sub forma :

$$V_E = \frac{V_{E0}}{2} [1 - \cos \varphi] + V_{m_e} = V_h \quad (7.85)$$

în care :

$V_{m_e}$  -volumul mort de destindere ;  $V_{m_e} = H_m \cdot \pi R_d^2$ ,

$H_m$  -înălțimea volumului mort.

$R_d$  -raza pistonului deplasator, care este egală cu raza pistonului motor și cu raza cilindrului interior.

Volumul măsurat în timpul destinderii de pistonul deplasator,  $V_{E0}$  este dat de expresia

$V_{E0} = \pi R_d^2 C_d$ , unde  $C_d$  -cursa pistonului deplasator.

Înlocuind expresiile anterioare în ecuația (7.85), se obține:

$$V_h = \frac{V_{E0}}{2} [1 - \cos \varphi] + V_{m_e} = \pi R_d^2 \left[ \frac{C_d}{2} (1 - \cos \varphi) + H_m \right] \quad (7.86)$$

✎ Volumul de comprimare poate fi scris pornind de la relația (7.84) sub forma :

$$V_l = \left\{ \frac{V_{E0}}{2} [1 + \cos \varphi] + \frac{V_{C0}}{2} [1 - \cos(\varphi - \varphi_0)] - V_{0l} \right\} + V_{m_c} \quad (7.87)$$

în care :  $V_{C0}$  -volumul măsurat în timpul comprimării,

Acesta se poate calcula cu relația :

$$V_{C0} = \pi R_p^2 C_p$$

$C_p$  -cursa pistonului motor,

În cazul motorului studiat  $C_p = C_d$

$R_p$  - raza pistonului motor care este egală cu  $R_d$  și cu raza cilindrului interior.

$V_{0l}$  - volumul de întrepătrundere.

În cazul motorului  $\beta$ , acest volum este datorat intruziunii pistonului deplasator în volumul măsurat de pistonul motor. În cazul mașinii studiate de noi, am considerat:  $V_{0l} = 0.008 \cdot S_p$ .

$S_p$  -secțiunea internă a cilindrului

$$S_p = \pi R_p^2.$$

$V_{m_c}$  -volumul mort de comprimare ;

$$V_{m_c} = H_m \cdot \pi R_p^2.$$

$\varphi_0$  -defazajul între cele două pistoane ;

$$\varphi_0 = 110 \cdot \frac{\pi}{180}.$$

Înlocuind expresiile volumelor în ecuația (7.87), se obține:

$$\begin{aligned} V_l &= \left\{ \frac{V_{E0}}{2} [1 + \cos \varphi] + \frac{V_{C0}}{2} [1 - \cos(\varphi - \varphi_0)] - V_{0l} \right\} + V_{m_c} = \\ &= \pi R_p^2 \left[ \frac{C_d}{2} (1 + \cos \varphi) + \frac{C_p}{2} (1 - \cos(\varphi - \varphi_0)) + H_m \right] - V_{0l} \end{aligned} \quad (7.88)$$

### 7.5.3. Expresii utilizate în calculul temperaturilor

Temperaturile spațiului de comprimare și de destindere sunt determinate, pornind de la fluxurile de căldură schimbate și de la coeficienții de schimb de căldură, valori obținute experimental.

Din ecuația generală a transferului de căldură aplicată la:

~~☞~~ *Sursa caldă* :

rezultă :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{losses} &= hA_h \Delta T_h = hA_h (T_h - T_{wh}) \\ T_h &= \frac{\dot{Q}_{losses}}{hA_h} + T_{wh} \end{aligned} \quad (7.89)$$

unde :  $T_{wh}$  este temperatura peretelui la nivelul sursei calde, cunoscută din măsuratori.

~~☞~~ *Sursa rece* :

$$|\dot{Q}_l| = hA_l \Delta T_l = hA_l (T_l - T_{wl})$$

rezultă:

$$T_l = \frac{|\dot{Q}_l|}{hA_l} + T_{wl} \quad (7.90)$$

unde :  $T_{wl}$  este temperatura medie a apei de răcire ;  $T_{wl} = \frac{T_{apa}^i + T_{apa}^e}{2}$ .

Cantitatea de căldură stocată/destocată în materialul regeneratorului, depinde de valoarea randamentului de regenerare.

$$Q_{reg} = mc_v(T_1 - T_4) = mc_v(T_2 - T_5) = \eta_{reg} \cdot mc_v(T_1 - T_5) \quad (7.91)$$

Prin urmare cantitatea de căldură care trebuie asigurată suplimentar de sursa caldă și de rezervorul rece, este  $Q_{p,reg}$  :

$$Q_{p,reg} = mc_v(T_4 - T_5) = mc_v(T_1 - T_2) = (1 - \eta_{reg}) \cdot mc_v(T_1 - T_5) \quad (7.92)$$

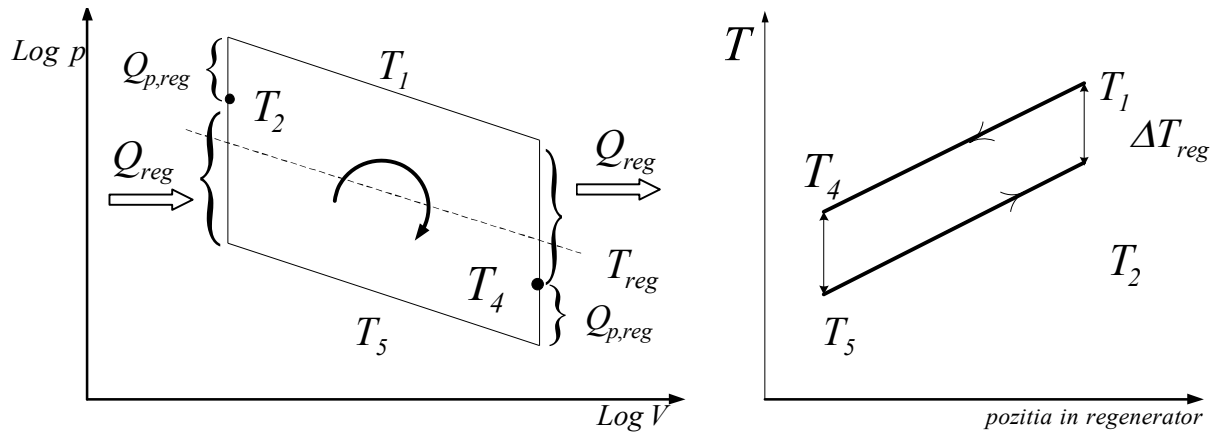


Fig. 7.11. Gradient de temperatură în regenerator.

Rezultă astfel:

$$T_4 = T_5 + (1 - \eta_{reg})(T_1 - T_5) \quad (7.93)$$

$$T_2 = T_1 - (1 - \eta_{reg})(T_1 - T_5) \quad (7.94)$$

În ceea ce privește temperatura în regenerator, se calculează o temperatură caracteristică cu relația:

$$T_3 = T_{reg} = \frac{T_h - T_l}{\ln \frac{T_h}{T_l}} = \frac{T_1 - T_5}{\ln \frac{T_1}{T_5}} \quad (7.95)$$

#### 7.5.4. Expresii utilizate în calculul presiunilor

Pentru a evalua masa de fluid din fiecare volum, se utilizează ecuația gazelor perfecte:

$$\begin{cases} m_h = \frac{V_h p}{RT_1} \\ m_{reg} = \frac{V_{reg} p}{RT_3} \\ m_l = \frac{V_l p}{RT_5} \end{cases} \quad (7.96)$$

Masa totală a gazului din interiorul motorului este suma maselor celor trei volume de control:

$$m = m_h + m_{reg} + m_l \quad (7.97)$$

Presiunea instantanee, presupusă a fi uniformă în motor, se obține astfel:

$$p = \frac{1}{\frac{V_l}{T_5} + \frac{V_{reg}}{T_3} + \frac{V_h}{T_1}} \cdot mR \quad (7.98)$$

în care:  $m = \rho_0 (V_h + V_{reg} + V_l)$ ;  $\rho_0 = \frac{p_0}{RT_{amb}}$ ;  $R = \frac{R_M}{M}$ .

Masele elementare ale gazului în fiecare volum sunt calculate astfel:

$$dm_h = \frac{p \cdot dV_h + V_h \cdot dp}{RT_1} = dm_1 \quad (7.99)$$

$$dm_{reg} = \frac{V_{reg} \cdot dp}{RT_3} = dm_3; \quad dV_{reg} = 0 \quad (7.100)$$

$$dm_l = \frac{p \cdot dV_l + V_l \cdot dp}{RT_5} = dm_5 \quad (7.101)$$

iar masele elementare la interfețe sunt:

$$dm_2 = -dm_h = dm_{reg} + dm_l \quad (7.102)$$

$$dm_4 = -dm_h - dm_{reg} = dm_l \quad (7.103)$$

și temperaturile asociate sunt date de ecuațiile următoare:

$$dm_2 = -dm_h \quad \text{dacă} \quad dm_2 > 0, \quad T_2 = T_1, \quad \text{în caz contrar} \quad T_2 = T_1 - \Delta T_{reg}$$

$$dm_4 = dm_l \quad \text{dacă} \quad dm_4 > 0, \quad T_4 = T_5 + \Delta T_{reg}, \quad \text{în caz contrar} \quad T_4 = T_5.$$

Făcând ipoteza unei etanșeități perfecte:  $\Sigma dm = 0$ , deci  $dm_h + dm_{reg} + dm_l = 0$ , rezultă diferențiala presiunii :

$$dp = \frac{-p \left( \frac{dV_h}{T_1} + \frac{dV_l}{T_5} \right)}{\left( \frac{V_h}{T_1} + \frac{V_{reg}}{T_3} + \frac{V_l}{T_5} \right)} \quad (7.104)$$

### 7.5.5. Expresii utilizate pentru calculul căldurilor schimbate și lucrului mecanic

Cantitățile de căldură schimbate la nivelul celor trei schimbătoare de căldură sunt obținute pornind de la ecuația de conservare a energiei, conform convenției de semne adoptată de partea franceză:

$$dU = \delta W + \delta Q + h_i dm_i - h_e dm_e \quad (7.105)$$

aplicată fiecăruia din cele trei volume, astfel:

$$\text{✎ Sursa caldă:} \quad \frac{c_v}{R} d(pV_h) = -pdV_h + \delta Q_h - c_p T_2 dm_2$$

$$\text{de unde rezultă:} \quad \delta Q_h = \frac{c_v}{R} V_h dp + \frac{c_p}{R} pdV_h + c_p T_2 dm_2 \quad (7.106)$$

$$\text{✎ Sursa rece:} \quad \frac{c_v}{R} d(pV_l) = -pdV_l + \delta Q_l + c_p T_4 dm_4$$

$$\text{de unde rezultă:} \quad \delta Q_l = \frac{c_v}{R} V_l dp + \frac{c_p}{R} pdV_l - c_p T_4 dm_4 \quad (7.107)$$

$$\text{✎ Regenerator:} \quad \frac{c_v}{R} d(pV_{reg}) = -pdV_{reg} + \delta Q_{reg} + c_p T_2 \cdot dm_2 - c_p T_4 dm_4 ; V_r = ct$$

$$\frac{c_v}{R} V_{reg} dp = \delta Q_{reg} + c_p T_2 dm_2 - c_p T_4 dm_4$$

$$\text{de unde rezultă :} \quad \delta Q_{reg} = \frac{c_v}{R} V_{reg} dp - c_p T_2 \cdot dm_2 + c_p T_4 dm_4 \quad (7.108)$$

Lucrul mecanic reprezintă lucrul efectuat de pistonul motor pe parcursul celor două procese, de comprimare și de destindere. El poate fi calculat cu relația:

$$\delta W = \delta W_h + \delta W_l \quad (7.109)$$

$$\text{unde:} \quad \delta W_h = -pdV_h \quad (7.110)$$

$$\delta W_l = -pdV_l \quad (7.111)$$

În urma integrării, rezultă:

$$W = W_h + W_l \quad (7.112)$$

Randamentul termic al motorului se poate exprima deci, prin relația:

$$\eta = \frac{|W|}{Q_h + Q_{reg}^d} \quad (7.113)$$

în care:  $Q_{reg}^d$  este un deficit de căldură ce trebuie compensat de sursa caldă, datorat acumulării de materie în regenerator și diferenței de densitate, ce depinde de temperatura la extremitățile regeneratorului. Acest deficit se calculează însumând cantitățile elementare  $\delta Q_{reg}$  pe un ciclu de funcționare, cu alte cuvinte suma cantităților de căldură stocată și destocată în regenerator, în timpul transformărilor izocore.

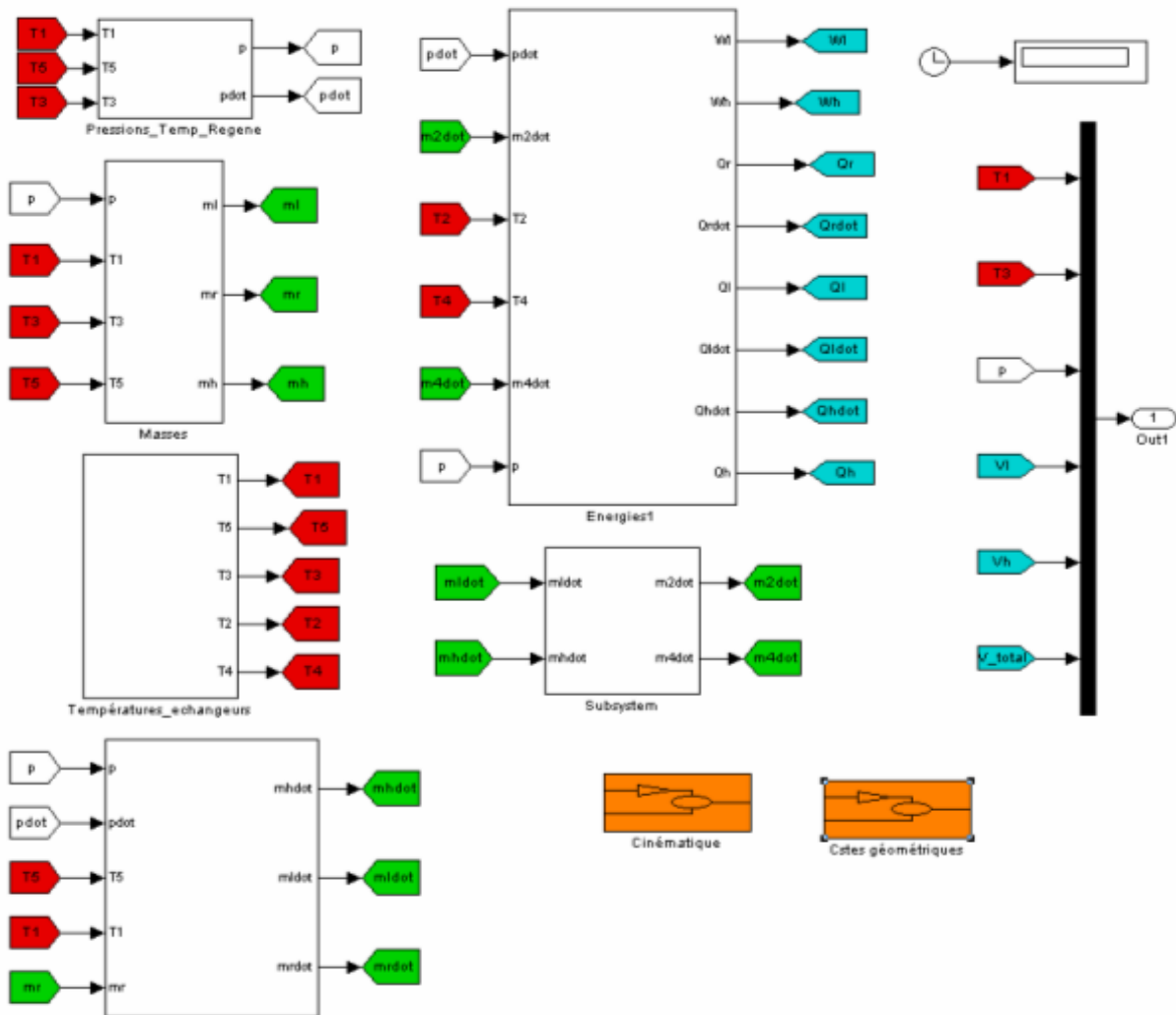
7.6. MODELAREA 0-D ÎN SIMULINK. REZULTATE ȘI DISCUȚII

Pentru simularea numerică s-au folosit datele inițiale prezentate în Tabelul 7.9.

**Tabelul 7.9.** Date caracteristice ale punctului de funcționare simulat.

$T_{wl}$	$T_{wh}$	$n$
$K$	$K$	$rot/s$
299.3	414	3.86

Rezultatele obținute în urma simulării numerice sunt variabilele instantanee (temperatură, presiune, volum, masă).

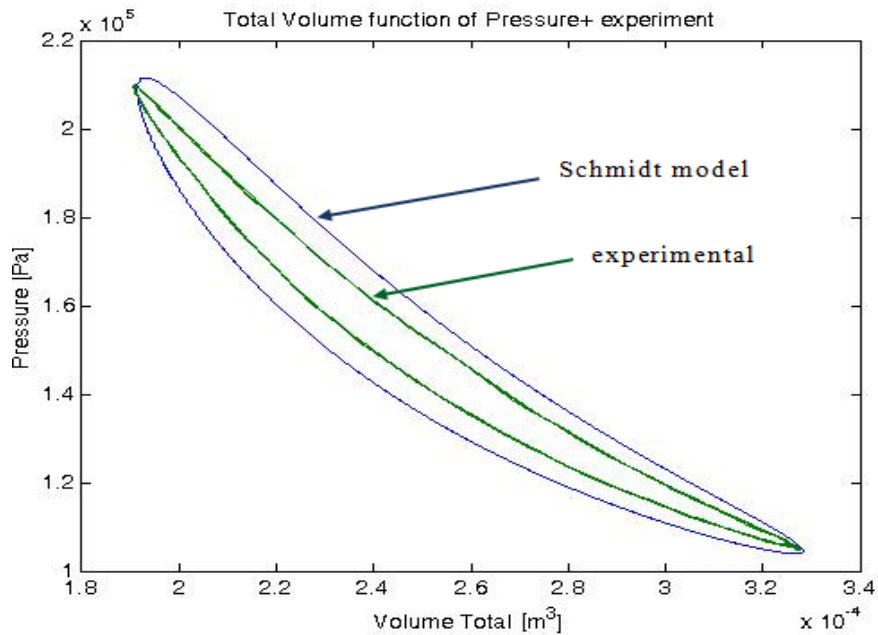


**Fig. 7.12.** Algoritm de calcul adaptat motorului în Simulink.

S-a trasat ciclul obținut cu ajutorul modelului analitic în diagrama  $p-V$ , peste care s-a suprapus ciclul obținut experimental pentru același punct de funcționare, și s-a obținut variația prezentată în **Fig. 7.13**.

Pentru a compara rezultatele experimentale cu cele analitice, obținute cu modelul 0-D, am suprapus pe același grafic ciclurile în coordonate  $p-V$ , lucru care permite compararea valorilor lucrului mecanic indicat.

În condițiile alegerii corecte a coeficienților globali de schimb de căldură, modelul analitic permite o estimare realistă a lucrului mecanic furnizat, dacă îl comparăm cu lucrul mecanic experimental.



**Fig.7.12.** Ciclul motorului Stirling obținut analitic, respectiv experimental, ilustrate în diagrama  $p-V$

Pentru dezvoltarea modelului analitic, coeficienții globali de schimb termic au fost determinați experimental, lucru care explică rezultatele relativ apropiate.

Confruntarea rezultatelor, ar permite validarea modelului analizat, pentru niște coeficienți globali de schimb de căldură riguros analizați.

### 7.7. CONFRUNTAREA REZULTATELOR OBȚINUTE PRIN APLICAREA CELOR TREI MODELE DE ANALIZĂ TERMODINAMICĂ (METODA DIRECTĂ, METODA TDFF, MODELUL IZOTERM CU REGENERARE IMPERFECTĂ)

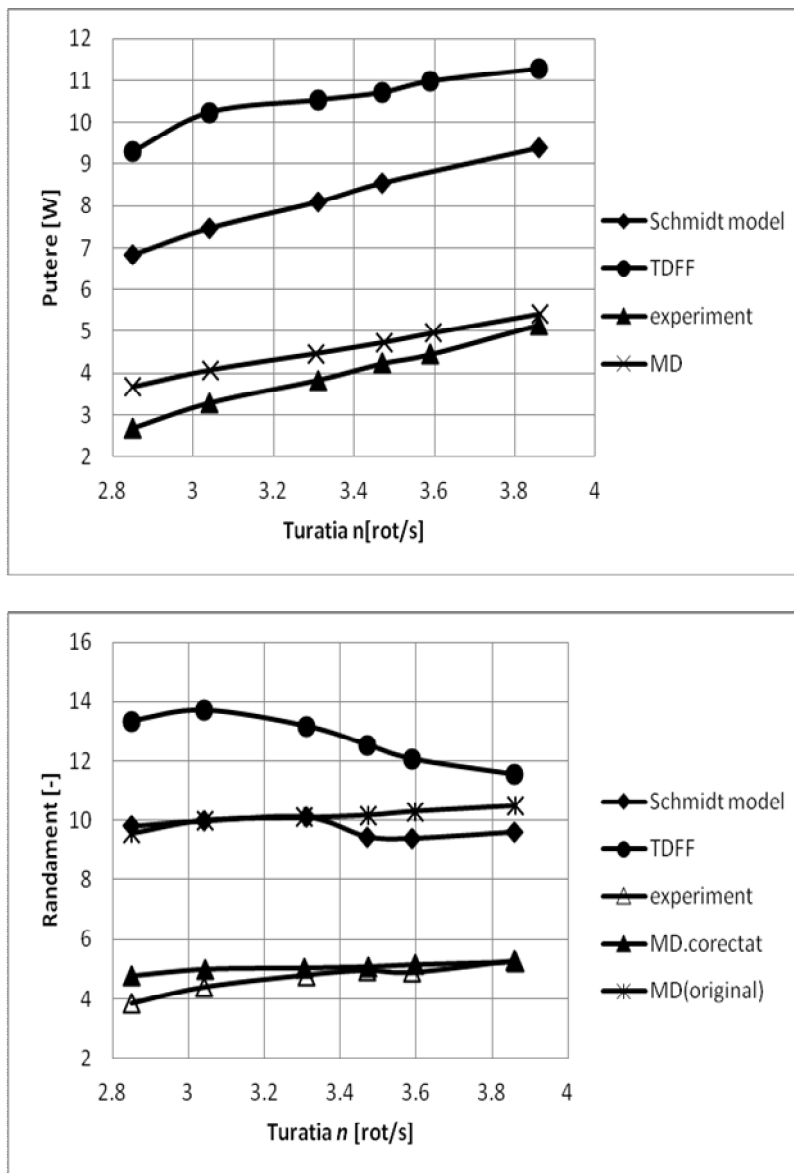
Rezultatele celor trei modele de analiză studiate, sunt prezentate în comparație cu cele experimentale. Scopul acestui studiu este stabilirea metodei de analiză care se apropie cel mai mult de realitatea experimentală.



**Tabelul 7.10.** Confruntarea rezultatelor experimentale cu cele analitice pentru cele 3 metode analizate

<i>n=3.86 [rot/s]</i>							
experimental		TDFD		MD		Model Schmidt	
$\dot{W}_{exp}$	$\eta_{exp}$	$\dot{W}_{TDFD}$	$\eta_{TDFD}$	$\dot{W}_{MD}$	$\eta_{MD}$	$\dot{W}_{O=D}$	$\eta_{O=D}$
[W]	[%]	[W]	[%]	[W]	[%]	[W]	[%]
5.16	5.27	11.29	11.54	5.27	5.24	9.4	9.6

Rezultatele obținute cu Metoda Directă și cu ajutorul modelului Schmidt, sunt surprinzător de asemănătoare, atât din punct de vedere al evaluării puterii furnizate de motor, cât și a randamentului acestuia.



**Fig. 7.13.** Confruntarea valorilor obținute cu cele 3 modele de analiză, din punct de vedere al puterii și randamentului, în funcție de turația  $n$ .

Diferența constatată între valorile experimentale și cele obținute cu ajutorul modelelor termodinamice se justifică în cazul metodelor TDFF și modelului Schmidt, deoarece în acest caz nu au fost considerate ireversibilitățile generate de frecare, și nici pierderile aerodinamice. Metoda Directă ține cont de pierderile generate de frecare, laminarea gazului și de ireversibilitățile generate de viteza pistonului, însă o completare a schemei de calcul cu alte cauze ale ireversibilităților ar fi judicioasă. Rezultatul prezentat poate fi corectat cu ajutorul unui coeficient de ajustare, date fiind caracteristicile constructive ale dispozitivului experimental analizat. Metoda Directă a fost validată pe 12 motoare Stirling dintre cele mai performante, în timp ce motorul analizat este destinat analizei de laborator, performanțele acestuia fiind slabe.

## 7.8. CONCLUZII

În acest capitol s-a analizat dependența performanțelor motorului Stirling în funcție de ținutia motorului,  $n$ , care este variabilă comună pentru cele 3 metode de analiză. (Metoda Directă, metoda Termodinamicii cu Dimensiuni Fizice Finite (TDFF), și metoda izotermă (Schmidt) cu regenerare imperfectă.

În cazul Metodei Directe și a metodei Termodinamicii cu Dimensiuni Fizice Finite (TDFF), punctul de pornire al analizei îl constituie ciclul teoretic. Energiile schimbate de gazul de lucru sunt exprimate în funcție de parametrii practici, precum presiunea maximă, volumul maxim, raportul de comprimare, temperaturile surselor, viteza pistonului, etc.

Modelul numeric 0-D (analiza Schmidt) descrie evoluția variabilelor instantanee (presiune, volume, mase, energii schimbate, ireversibilități) în funcție de unghiul de rotație al arborelui. Modelul include ireversibilitățile datorate regenerării imperfecte și diferenței finite de temperatură între gaz și peretele schimbătoarelor de căldură, cald și rece. Expresiile analitice au fost derivate în funcție de unghiul vibrochen la curgerea gazului prin regenerator și în cazul unei regenerări imperfecte. Adăugând aceste expresii celor obținute analitic anterior (volumele de comprimare și de destindere, lucru mecanic, căldura schimbată izoterm) se permite calculul analitic al fiecărui ciclu, al energiilor transferate și al randamentului, respectând parametrii geometrici și fizici impuși.

Rezultatele obținute pun în evidență capacitățile fiecărei metode studiate de a simula funcționarea reală a motorului Stirling studiat. Date fiind particularitățile lui constructive, diferite în esență față de cele ale unui motor performant, rezultatele obținute permit totuși remarcarea celei mai realiste metode.

Pe lângă avantajul obținerii pe cale analitică a performanțelor motorului, Metoda Directă permite calculul analitic al influenței fiecărei pierderi din motor asupra performanțelor acestuia, fapt care a condus la îmbunătățirea rezultatelor metodei TDFF prin introducerea unor ireversibilități de care aceasta nu ținea cont.

Astfel, prin menținerea punctelor forte ale fiecărei metode analizate și considerarea unor noi cauze ce generează ireversibilități, se poate obține un model de analiză complet, capabil să returneze rezultate analitice cât mai apropiate de realitatea experimentală.

Aceast studiu constituie o perspectivă pentru lucrările viitoare.

## CAPITOLUL VIII

### STUDIU EXPERIMENTAL ȘI ANALITIC AL MAȘINII FRIGOROFICE STIRLING

#### 8.1. DESCRIEREA INSTALAȚIEI ȘI PRINCIPIUL DE FUNCȚIONARE

Motorul cu aer cald poate funcționa ca mașina frigorifică, prin utilizarea unui motor electric care antrenează arborele mașinii, turația acestuia fiind măsurată cu ajutorul unui dispozitiv cu fotodiode și a unui disc găurit.

Apa care circulă în peretele dublu al cilindrului constituie rezervorul cald al sistemului funcționând ca mașină frigorifică. În partea superioară a cilindrului se găsesc un termocuplu care permite măsurarea temperaturii și o rezistență electrică care ajută la determinarea, printr-o metodă de compensare, a puterii frigorifice produse.

Turația  $n$  a motorului electric, poate fi variată cu ajutorul unui aparat de comandă și reglare. Ea este determinată experimental utilizând același dispozitiv cu fotodioade ca și pentru motor.

Pentru fiecare turație, se măsoară temperatura chiulasei cu ajutorul unui termometru, debitul de apă vehiculat și temperaturile de intrare și ieșire ale apei.

Se estimează puterea frigorifică produsă de mașina frigorifică, printr-o metodă de compensare, cu ajutorul unei mici rezistențe electrice plasate în interiorul camerei reci (situată în partea superioară a cilindrului). În acest fel se răcește și încălzește în același timp aerul din partea superioară a cilindrului. Se poate stabili în interiorul cilindrului o temperatură egală cu temperatura mediului ambiant, cu scopul de a limita pierderile prin peretele cilindrului. Se determină în acest fel puterea frigorifică produsă care corespunde fluxului de căldură preluat de la chiulasa mașinii frigorifice prin relația :

$$\dot{Q}_l = UI \quad (8.1)$$

unde :  $U$  este tensiunea [V], iar  $I$  este intensitatea curentului electric [A] corespunzătoare rezistenței electrice de compensare.

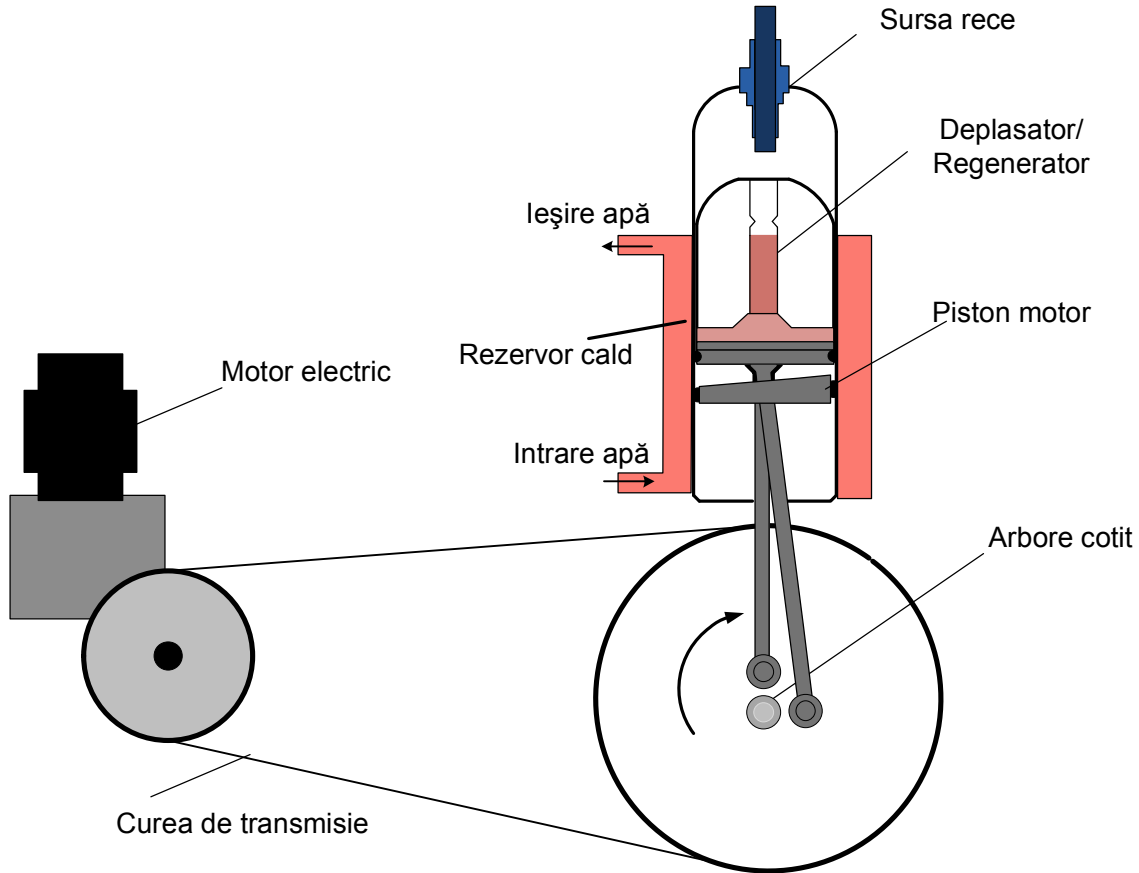


Fig. 8.1. Schema mașinii frigorifice Stirling tip  $\beta$ .

Conductanța termică a peretelui rezervorului rece se poate determina plecând de la relația:

$$\dot{Q}_l = K_l \Delta T_l \quad (8.2)$$

unde :

$\dot{Q}_l$  -puterea frigorifică determinată prin metoda compensației, [W];

$\Delta T_l = T_l - T_{wl}$ ; în care  $T_l$  - temperatura gazului măsurată la interiorul camerei reci, [K];

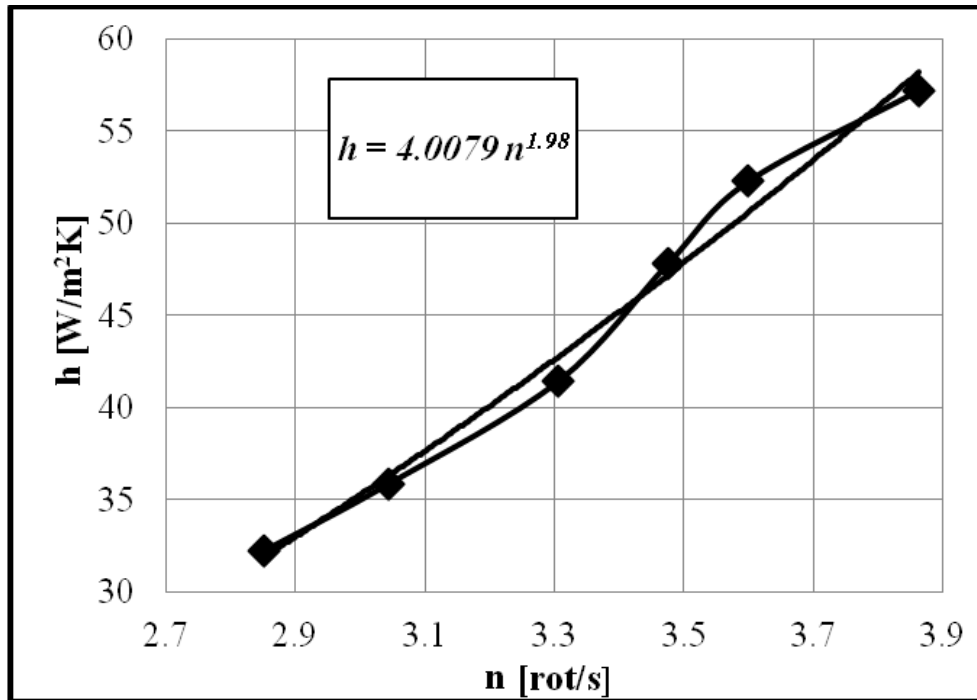
$T_{wl}$  -temperatura peretelui, măsurat cu ajutorul unui termocuplu, [K];

Din relația conductanței termice, se poate calcula, coeficientul global de schimb de căldură:

$$h = \frac{K_l}{A_l} \quad (8.3)$$

în care :  $A_l$  este aria suprafeței de contact a schimbătorului rece (partea superioară a cilindrului), [m<sup>2</sup>].

Parametrii  $T_l$ ,  $T_{wl}$ ,  $\dot{Q}_l$  se determină experimental pentru mai multe regimuri de funcționare. Se calculează  $h$  pentru fiecare turație și așa cum era de așteptat și în conformitate cu datele existente în literatura de specialitate, coeficientul global de schimb termic  $h$ , crește odată cu creșterea turației  $n$ .



**Fig. 8.2.** Variația coeficientului global de schimb de căldură  $h$ , în funcție de turația  $n$ .

Variația de temperatură a apei de răcire  $\Delta T_{apa}$  și debitul de apă vehiculat  $\dot{m}_{apa}$  permit calculul puterii cedate apei, cu relația:

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_{apa} c_p \Delta T_{apa} \quad (8.4)$$

în care :

$c_p$  -căldura specifică a apei [J/kgK];

$\Delta T_{apa} = T_{apa}^e - T_{apa}^i$ , cu  $T_{apa}^e$  - este temperatura apei măsurată la ieșire [K], și  $T_{apa}^i$  -este temperatura apei la intrare.

Se constată, conform **Tabelului 8.1** că la creșterea turației arborelui  $n$ , temperatura gazului rece  $T_l$  crește, temperatura gazului cald  $T_h$  scade. Diferența de temperatură dintre ele  $\Delta T_{cil}$  scade, ceea ce implică creșterea  $COP$  mașinii frigorifice cu creșterea turației.

**Tabelul 8.1.** Centralizarea datelor experimentale obținute pentru mașina frigorifică Stirling.

$n$	$T_l$	$T_h$	$\Delta T_{cil}$	$\dot{W}_{exp}$	$\dot{Q}_l$	$\dot{Q}_h$	$\dot{W}_{tot}$	$COP_{exp}$
[rot/s]	[K]	[K]	[K]	[W]	[W]	[W]	[W]	[-]
2.85	249	348.69	99.69	10.4	12.35	32.57	20.22	0.61
3.04	249.5	343.99	94.49	10.58	13.4	33.56	20.16	0.66
3.31	250.3	338.03	87.73	9.65	14.7	34.54	19.84	0.74
3.47	250.4	332.72	82.32	9.54	16.5	35.53	19.03	0.87
3.6	249	330.34	81.34	9.71	17.94	37.51	19.57	0.92
3.86	250.7	329.10	78.40	9.54	19.2	39.48	20.28	0.95

## 8.2. APLICAREA METODEI DIRECTE ÎN STUDIUL MAȘINII FRIGORIFICE STIRLING TIP $\beta$ .

### 8.2.1. Introducere

Analizând ciclul mașinii frigorifice descris în **Fig. 3**, se obține eficiența frigorifică a mașinii sub forma:

$$COP_{MD} = \underbrace{\frac{1}{\frac{T_h}{T_l} - 1}}_{COP_{CC}} \cdot \underbrace{\left[ 1 - \frac{X(T_h/T_l - 1)}{R/c_v(T_m) \ln \varepsilon} \right]}_{\eta_{II,ir,X}} \cdot \underbrace{\frac{1}{1 + \frac{3\mu \cdot \sum \Delta p_i}{p_{\min}(T_h/T_l - 1) \ln \varepsilon}}}_{\eta_{II,ir,\sum \Delta p_i}} \quad (8.5)$$

în care:

$COP_{CC}$  - reprezintă eficiența frigorifică a ciclului Carnot frigorific reversibil care ar funcționa între aceleași temperaturi ale gazului,  $T_h$  și  $T_l$ ;

$\eta_{II,ir,X}$  - reprezintă randamentul consecință al Principiului al II-lea al Termodinamicii (introdus de Bejan [15] și Feidt [102]) care ține seama de pierderile prin regenerarea imperfectă a căldurii ( $X$  reprezintă coeficientul de pierderi regenerative);

$\eta_{II,ir,\sum \Delta p_i}$  - reprezintă randamentul consecință al Principiului al II-lea al Termodinamicii care ține seama de pierderile datorate căderilor de presiune generate de viteza finită a proceselor, viteza finită a gazului în regenerator și celelalte schimbătoare de căldură de la cele două surse, respectiv, pierderile generate de frecările dintre părțile mobile ale mașinii [39,50,184].

Puterea ireversibilă consumată de mașina frigorifică cu viteză finită va fi data de relația:

$$\dot{W}_{MD} = z\dot{W}_{MFS,rev} + \dot{W}_{losses,\sum \Delta p_i} = \left[ zmR(T_h - T_l) \ln \varepsilon + 3\mu \cdot V_{\min} \left( \sum \Delta p_i \right) \right] \frac{n}{60} \quad (8.6)$$

$z$  – parametru de ajustare care rezultă din validarea schemei de calcul, ca urmare a comparației rezultatelor experimentale ale mașinilor reale ; ( $z = 0.8$ ).

$\varepsilon$  – raportul volumetric de comprimare;  $\varepsilon = \frac{V_{\max}}{V_{\min}}$ .

$n$  – turația.

Prin integrarea expresiei lucrului mecanic cu viteză finită, prin așa numita Metodă Directă, din expresia Principiului I pentru procese cu viteză finită [50-53, 55-57,185,186] aplicată fiecărui proces din ciclul s-a obținut:

$$\frac{\sum \Delta p_i}{p_{\min}} = \frac{1}{3\mu} \left[ \left( \frac{w_p}{w_{SL}} \right) \gamma (1 + \sqrt{\tau}) \ln \varepsilon + 5 \left( \frac{w_g}{w_{SL}} \right)^2 N_S + \frac{3(0.94 + 0.045w_p)10^5}{4p_{\min}} \right] \quad (8.7)$$

în care:  $w_p$  – viteza pistonului,  $w_{SL}$  - viteza sunetului la temperatura sursei reci,  $\gamma$  - exponent adiabatic,  $\tau = T_h/T_l$ ,  $N_S$  - numărul de site ale matricii regeneratorului,  $\mu = 1 - 1/(3\varepsilon)$ , iar  $w_g$  - viteza gazului la trecerea prin regenerator.

Pornind de la o analiză atentă a proceselor cu viteză finită din regenerator și folosind expresia Principiului I al Termodinamicii, s-a dedus o formulă analitică pentru  $X$ , care a fost

validată pentru 12 motoare și 16 regimuri de funcționare. Se consideră că, pentru mașinile frigorifice și pompele de căldură Stirling, având o aceeași construcție principială ca și motoarele Stirling, este de așteptat ca gradul de pierderi datorită ireversibilităților din regenerator,  $X$ , să aibă o expresie similară, și anume:

$$\eta_{III,ir,X} = \left[ 1 - \frac{[X_1 \cdot y + X_2 \cdot (1-y)](T_h/T_l - 1)}{R/c_v(T_m) \ln \varepsilon} \right] \quad (8.8)$$

Termenii care intervin în ecuațiile (8.8) sunt descriși în capitolul VII (*subcapitol 7.2.3*, punctul *a*).

Pe baza considerațiilor de mai sus asupra similitudinii constructive și funcționale (cu deosebire doar în ce privește sensul de parcurgere a ciclului) între motoarele Stirling și mașinile frigorifice, respectiv pompele de căldură Stirling, se propune păstrarea aceluiași coeficienți de validare în expresia lui  $X$  (adică  $y$ ) și în  $\sum \Delta p_i$ .

### 8.2.2. Aplicarea Metodei Directe în studiul mașinii frigorifice Stirling

**Tabelul 8.2.** Parametrii caracteristici ai gazului de lucru.

$n$	$w_p$	$m_g \cdot 10^{-5}$	$w_g$	$p_{\min}$
[rot/s]	[m/s]	[kg]	[m/s]	[Pa]
2.85	0.28	30.254	1.59	65884.22
3.04	0.29	30.442	1.70	66561.09
3.31	0.32	30.735	1.84	67281.59
3.47	0.34	31.009	1.94	67909.43
3.60	0.35	31.131	2.01	68203.58
3.86	0.37	31.187	2.15	68380.38

Utilizând datele inițiale menționate în **Tabelul 6.1** și **Tabelul 8.2**, se obțin prin aplicarea algoritmului de calcul al Metodei Directe, performanțele mașinii frigorifice Stirling.

**Tabelul 8.3.** Mărimi caracteristice ale algoritmului Metodei Directe

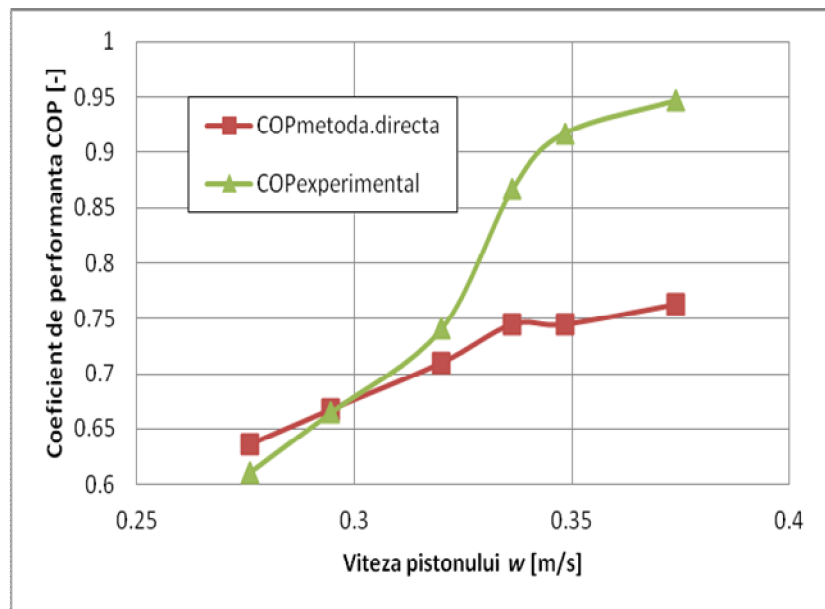
$w_p$	$X \cdot 10^{-5}$	$M \cdot 10^{-4}$	$B$	$h$	$\eta_{II,ir,X}$	$\eta_{II,ir,\sum \Delta p_i}$
[m/s]	[-]	[-]	[-]	[W/(m <sup>2</sup> K)]	[%]	[%]
0.28	63465.94	84.4192	18.32	30.03	65.56	38.85
0.29	63462.64	84.9454	17.65	31.07	67.66	37.37
0.32	63457.53	85.762	16.83	32.49	69.85	35.63
0.34	63452.74	86.5277	16.35	33.47	71.72	34.14
0.35	63450.61	86.8678	16.03	34.11	72.59	33.36
0.37	63449.63	87.0235	15.38	35.21	73.10	32.62

Date fiind particularitățile de construcție ale motorului Stirling studiat, diferite în esență de cele performante pentru care Metoda Directă a fost validată, se justifică diferențele obținute între valorile analitice și cele experimentale.

**Tabelul 8.4.** Valori ale performanțelor mașinii frigorifice

$n$	$COP_{CC}$	$COP_{MD}$	$COP_{exp}$	$\dot{W}_{MD}$	$\dot{W}_{tot}$
[rot/s]	[-]	[-]	[-]	[W]	[W]
2.85	2.497	0.636	0.611	19.72	20.22
3.04	2.659	0.672	0.665	19.97	20.15
3.31	2.853	0.709	0.741	20.44	19.84
3.47	3.041	0.744	0.867	20.34	19.03
3.60	3.137	0.759	0.917	20.51	19.57
3.86	3.197	0.762	0.947	21.66	20.28

În consecință, această metodă a fost aplicată cu succes în cazul studiului și optimizării motorului Stirling și s-a obținut o bună corelare între rezultatele analitice și performanțele experimentale.

**Fig. 8.3.** Variația coeficientului de performanță  $COP$ , în funcție de viteza pistonului,  $w_p$ .

Modelul de optimizare (bazat pe expresia Primului Principiu al Termodinamicii pentru procesele ce se desfășoară cu viteză finită în sistemele închise) a luat în considerare simultan două categorii de pierderi prin ireversibilități interne și externe ale ciclului. Acestea au permis stabilirea regimului termic optim de funcționare al mașinii frigorifice.

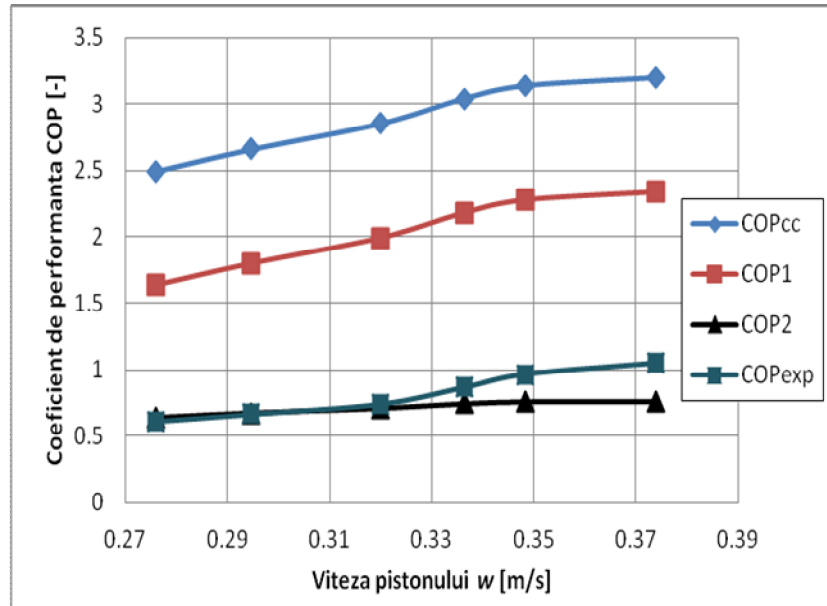
Introducerea succesivă a diverselor ireversibilități (**Tabelul 8.5**) în calculul coeficientului de performanță al mașinii frigorifice Stirling, este evidențiată în **Fig. 8.4**.

**Tabelul 8.5.** Centralizarea randamentelor în funcție de tipul de ireversibilitate.

<i>Tipul de ireversibilitate</i>	<i>Coeficientul de performanță ireversibil al mașinii frigorifice</i>
Regenerarea parțială a căldurii	$COP_1 = COP_{CC}\eta_{II,ir,X}$



Regenerare parțială a căldurii, și pierderi de presiune datorate vitezei finite a proceselor și frecării.	$COP_2 = COP_{CC} \eta_{II,ir} X \eta_{II,ir} \sum \Delta P_i$
---	--



**Fig. 8.4.** Introducerea succesivă a ireversibilităților în calcul randamentelor consecință a Principiului II al Termodinamicii.

Apropierea mare dintre rezultatele analitice și cele experimentale se datorează modului foarte riguros de estimare a pierderilor mașinii. Astfel formulele prezentate în prezentul capitol, pentru coeficientul de performanță au condus la obținerea unor valori ale pierderilor de presiune prin frecare și laminare la curgerea gazului prin regenerator, foarte apropiate de realitate, fapt care verifică modelul de calcul al Metodei Directe, chiar și la specificul unei mașini frigorifice, destinate studiului în laborator, și deci cu performanțe reduse, și cu un regim restrâns de funcționare.

### 8.3. APLICAREA TDFP ÎN STUDIUL MAȘINII FRIGORIFICE STIRLING

#### 8.3.1. Descrierea generală a metodei de analiză a Termodinamicii cu Dimensiuni Fizice Finite (TDFP) aplicată în studiul mașinii frigorifice Stirling

**Observație!** Se utilizează convenția de semne adoptată de partea franceză.

Energiile transferate în ciclu (**Fig. 6.3**) sunt date de relațiile:

☞ Căldura cedată rezervorului cald (apa), de gazul de lucru aflat la temperatura  $T_h$ , în cazul unei regenerări perfecte, în valoare absolută, este:

$$|Q_{h.rev}| = |Q_{c-d}| = p_{\max} V_{\max} \frac{\ln \varepsilon}{\varepsilon} = E_{\varepsilon} > 0 \quad (8.9)$$

unde :  $\varepsilon$  raportul volumic de comprimare,  $p_{\max}$  și  $V_{\max}$  sunt presiunea și volumul maxim al ciclului, iar  $E_\varepsilon$  energia de referință a modelului TDDF.

✎ Căldura preluată de la rezervorul rece de către gazul de lucru, la temperatura  $T_l$ , în cazul unei regenerari perfecte este:

$$Q_{l,rev} = Q_{a-b} = p_{\max} V_{\max} \frac{\ln \varepsilon}{\varepsilon} \frac{T_l}{T_h} = E_\varepsilon \frac{T_l}{T_h} > 0 \quad (8.10)$$

în care:  $T_h, T_l$  -temperaturile gazului cald, respectiv rece.

✎ Căldura schimbată cu regeneratorul (stocată și destocată) în timpul unei transformări izocore este :

$$Q_{reg} = mc_v(T_h - T_l) = m \frac{R}{\gamma - 1} T_h \left( 1 - \frac{T_l}{T_h} \right) > 0 \quad (8.11)$$

unde :  $R$  este constanta caracteristică a gazului de lucru,  $m$  este masa sa despre care se presupune că este transferată în totalitate de la volumul cald către volumul rece, și invers (se neglijează volumul mort),  $c_v$  - este căldura specifică la volum constant a gazului de lucru și  $\gamma$  - exponent adiabatic.

Randamentul de regenerare este descris de relația [11,78] :

$$\eta_{reg} = \frac{Q_{reg} - Q_{p,reg}}{Q_{reg}} \quad (8.12)$$

în care :  $Q_{p,reg}$  -cantitatea de căldură ce trebuie adăugată celei primite de sursa caldă, și celei cedate de sursa rece ( $Q_{p,reg} > 0$ ) care poate fi exprimată [11] astfel:

$$Q_{p,reg} = (1 - \eta_{reg}) Q_{reg} = E_\varepsilon k \left( 1 - \frac{T_l}{T_h} \right) \quad (8.13)$$

Se utilizează notația  $k$  pentru a defini factorul de pierderi în regenerator:

$$k = \frac{1 - \eta_{reg}}{\ln \varepsilon (\gamma - 1)} \quad (8.14)$$

✎ Cantitățile de căldură schimbate în cazul unei regenerari imperfecte :

$$|Q_h| = |Q_{h,rev}| - Q_{p,reg} = E_\varepsilon \left[ 1 - k \left( 1 - \frac{T_l}{T_h} \right) \right] \quad (8.15)$$

$$Q_l = Q_{l,rev} - Q_{p,reg} = E_\varepsilon \left[ \frac{T_l}{T_h} - k \left( 1 - \frac{T_l}{T_h} \right) \right] \quad (8.16)$$

Rezultă lucrul mecanic consumat pe ciclu în valoare absolută:

$$W = |Q_h| - Q_l \quad (8.17)$$

Trebuie menționat aici că lucrul mecanic consumat într-un ciclu, este independent de randamentul de regenerare  $\eta_{reg}$ .

Utilizând formula (8.15), se obține bilanțul fluxurilor de căldură la sursa caldă:

$$|\dot{Q}_h| = n|Q_h| = nE_\varepsilon \left[ 1 - k \left( 1 - \frac{T_l}{T_h} \right) \right] = hA_h(T_h - T_{wh}) \quad (8.18)$$

unde  $T_{wh}$  este temperatura medie a apei. Puterea preluată de apa este determinată experimental:

$$\dot{Q}_{apa} = \dot{m}_{apa}c_p\Delta T_{apa} = |\dot{Q}_h|$$

Bilanțul fluxurilor de căldură la sursa rece poate fi descris prin relația:

$$\dot{Q}_l = nQ_l = nE_\varepsilon \left[ \frac{T_l}{T_h} - k \left( 1 - \frac{T_l}{T_h} \right) \right] = hA_l(T_{wl} - T_l) \quad (8.19)$$

unde  $n$  este turația mașinii și  $h$  este coeficientul de schimb de căldură.

Coeficientul de performanță  $COP$ , al mașinii frigorifice Stirling, poate fi determinat cu formula :

$$COP_{TDF} = \frac{Q_l}{W_{TDF}} \quad (8.20)$$

### 8.3.2. Aplicarea algoritmului de calcul al metodei TDF

Cunoscând principiul de funcționare al mașinii frigorifice, și pornind de la datele obținute experimental și centralizate în **Tabelul 8.1** completate cu cele din **Tabelul 8.5**, se pot calcula parametrii caracteristici ai modelului propus de TDF.

**Tabelul 8.5.** Caracteristici inițiale ale diferitelor turații  $n$  ale arborelui, analizate.

	$p_{\min} = 70000Pa$		$p_{\max} = 211600Pa$
$n[rot / s]$	$T_{wl}[K]$	$T_{wh}[K]$	$K_l[W / K]$
2.85	269.3	295.15	0.61
3.04	269.8	294.35	0.68
3.31	269.1	293.6	0.78
3.47	268.8	292.9	0.90
3.60	268.6	292.25	0.99
3.86	268.5	291.85	1.09

Energiile transferate în ciclul  $|Q_{h.rev}|$ , respectiv  $Q_{l.rev}$  pot fi calculate cu ajutorul relațiilor (8.9) și (8.10).

Înlocuind  $Q_{p,reg}$  din relația (8.15) în relația (8.13) se poate calcula factorul de pierderi în regenerator.

Se obține:

$$k = \frac{1 - \frac{\dot{Q}_h}{n|Q_{h,rev}|}}{\left(1 - \frac{T_l}{T_h}\right)} \quad (8.21)$$

Cunoscând factorul de pierderi în regenerator, cu ajutorul relației (8.13) se poate calcula  $Q_{p,reg}$ .  
Randamentul de regenerare, din relația (8.14), devine :

$$\eta_{reg} = 1 - k\gamma \ln \varepsilon \quad (8.22)$$

Deasemenea, din relația (8.13), rezultă:

$$Q_{reg} = \frac{Q_{p,reg}}{1 - \eta_{reg}} \quad (8.23)$$

Cantitățile de căldură schimbate în cazul unei regenerări imperfecte  $|Q_h|$ , respectiv  $Q_l$ , cât și lucrul mecanic necesar funcționării mașinii frigorifice, pot fi calculate cu relațiile (8.15) - (8.17).

Fluxurile de căldură de la sursa caldă, respectiv rece, pot fi calculate cu relațiile (8.18) și (8.19).

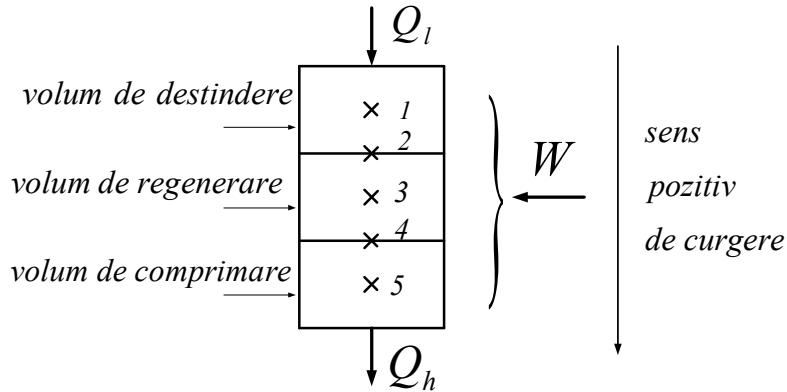
**Tabelul 8.6** Centralizarea rezultatelor obținute cu ajutorul modelului *TDF*

$n$	$Q_{h,rev}$	$Q_{l,rev}$	$k$	$\eta_{reg}$	$Q_{p,reg}$	$Q_{reg}$	$Q_h$	$Q_l$	$W_{TDF}$	$COP_{TDF}$
[rot/s]	[J]	[J]	[-]	[-]	[J]	[J]	[J]	[J]	[J]	[-]
2.85	21.87	15.62	1.67	0.64	10.44	28.83	11.43	5.17	6.25	0.828
3.04	21.87	15.86	1.81	0.61	10.84	27.70	11.03	5.02	6.00	0.846
3.31	21.87	16.19	2.01	0.56	11.42	26.17	10.45	4.77	5.68	0.841
3.47	21.87	16.46	2.15	0.53	11.64	24.95	10.23	4.82	5.41	0.892
3.60	21.87	16.54	2.20	0.52	11.72	24.59	10.15	4.81	5.33	0.937
3.86	21.87	16.77	2.39	0.48	12.16	23.50	9.71	4.61	5.10	0.905

#### 8.4. APLICAREA METODEI SCHMIDT CU REGENERARE IMPERFECTĂ ÎN STUDIUL MAȘINII FRIGORIFICE STIRLING TIP $\beta$

Această analiză se bazează pe divizarea mașinii frigorifice în trei spații: volumul de destindere, volumul regeneratoarei și volumul de comprimare. (**Fig. 8.5**).

Se presupune că fluidul de lucru este un gaz perfect. Se presupune de asemenea că volumele de comprimare și de destindere, în contact cu rezervoarele de căldură sunt izoterme. Temperatura caracteristică a regeneratoarei  $T_3$  este media logaritmică a temperaturilor celorlalte două volume. [11,137]



**Fig. 8.5.** Reprezentarea celor 3 volume ale mașinii și frontierele acestora.

Pentru a evalua masa de fluid din fiecare volum, se utilizează ecuația de stare a gazelor perfecte:

$$m_l = \frac{p V_l}{R T_1} ; m_{reg} = \frac{p V_{reg}}{R T_3} ; m_h = \frac{p V_h}{R T_5} \quad (8.21)$$

de unde presiunea instantanee, presupusă uniformă în motor, se obține cu relația:

$$p = \frac{mR}{\frac{V_h}{T_h} + \frac{V_{reg}}{T_r} + \frac{V_l}{T_l}} \quad (8.22)$$

Masele elementare în fiecare volum sunt calculate cu:

$$\left\{ \begin{array}{l} dm_l = \frac{p dV_l + V_l dp}{R T_1} = dm_1 \\ dm_h = \frac{p dV_h + V_h dp}{R T_5} = dm_5 \\ dm_{reg} = m_{reg} \frac{dp}{p} = dm_3 \end{array} \right. \quad (8.23)$$

iar masele elementare la întrefețe și temperaturile asociate sunt date de ecuațiile următoare:

$$\begin{array}{l} dm_2 = -dm_1 \quad \text{dacă} \quad dm_2 < 0, \text{ atunci} \quad T_2 = T_1 + \Delta T_{reg}, \text{ în caz contrar, } T_2 = T_1 \\ dm_4 = dm_h \quad \text{dacă} \quad dm_4 < 0, \text{ atunci} \quad T_4 = T_5, \text{ în caz contrar, } T_4 = T_5 - \Delta T_{reg}. \end{array}$$

De unde se deduce relația diferențialei presiunii:

$$dp = \frac{-p \left( \frac{dV_l}{T_1} + \frac{dV_h}{T_5} \right)}{\frac{V_l}{T_1} + \frac{V_{reg}}{T_3} + \frac{V_h}{T_5}} \quad (8.24)$$

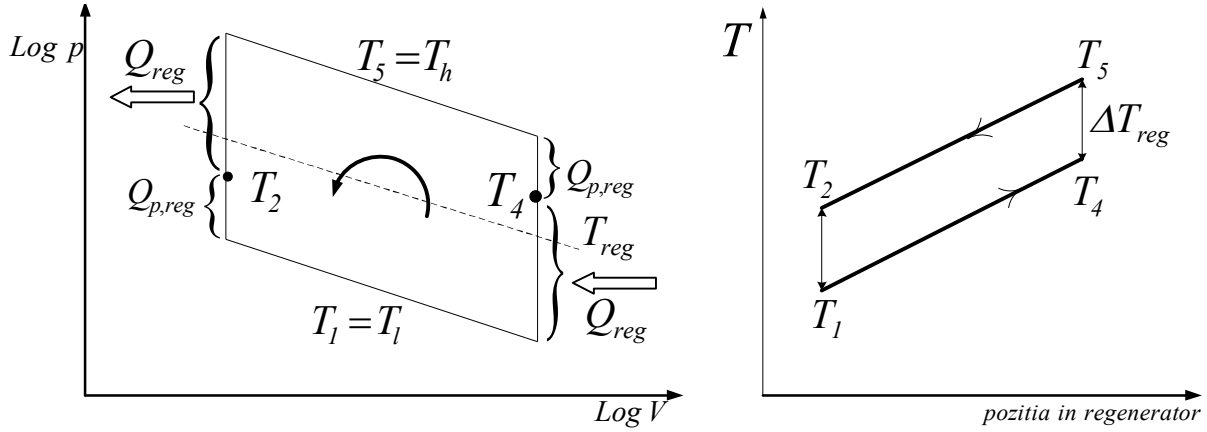


Fig. 8.6. Gradient de temperatură în regeneratorul mașinii frigorifice [11].

Cantitățile de căldură schimbate la nivelul celor 3 volume, sunt obținute pornind de la ecuația conservării energiei, aplicată fiecărui volum.

$$\begin{cases} \delta Q_l = \left( \frac{c_v}{R} + 1 \right) p dV_l + \frac{c_v}{R} V_l dp + c_p T_2 dm_2 \\ \delta Q_{reg} = V_{reg} \frac{c_v}{R} dp + c_p (T_4 dm_4 - T_2 dm_2) \\ \delta Q_h = \left( \frac{c_v}{R} + 1 \right) p dV_h + \frac{c_v}{R} V_h dp - c_p T_4 dm_4 \end{cases} \quad (8.25)$$

Lucrul mecanic elementar în spațiile de comprimare  $\delta W_h = -p dV_h$ , respectiv destindere  $\delta W_l = -p dV_l$ , permit, după integrare, calculul lucrului mecanic consumat într-un ciclu.

$$W = W_l + W_h \quad (8.26)$$

Temperaturile spațiilor de comprimare și destindere sunt determinate pornind de la fluxurile de căldură și de la coeficienții globali de transfer de căldură, obținuți experimental.

$$|\dot{Q}_h| = h A_h (T_h - T_{wh}) \rightarrow T_h = T_{wh} + \frac{|\dot{Q}_h|}{h A_h} \quad (8.27)$$

$$\dot{Q}_l = h A_l (T_{wl} - T_l) \rightarrow T_l = T_{wl} - \frac{\dot{Q}_l}{h A_l} \quad (8.28)$$

Ecuatiile prezentate anterior au fost rezolvate cu ajutorul mediului de simulare Simulink, conform configurației prezentate în Fig. 8.7.

Pentru simularea numerică s-au folosit datele inițiale prezentate în Tabelul 8.7.

Tabelau 8.7. Date caracteristice ale punctului de funcționare simulat.

$T_{wl}$	$T_{wh}$	$n$
$K$	$K$	$rot/s$
268.5	295	3.86

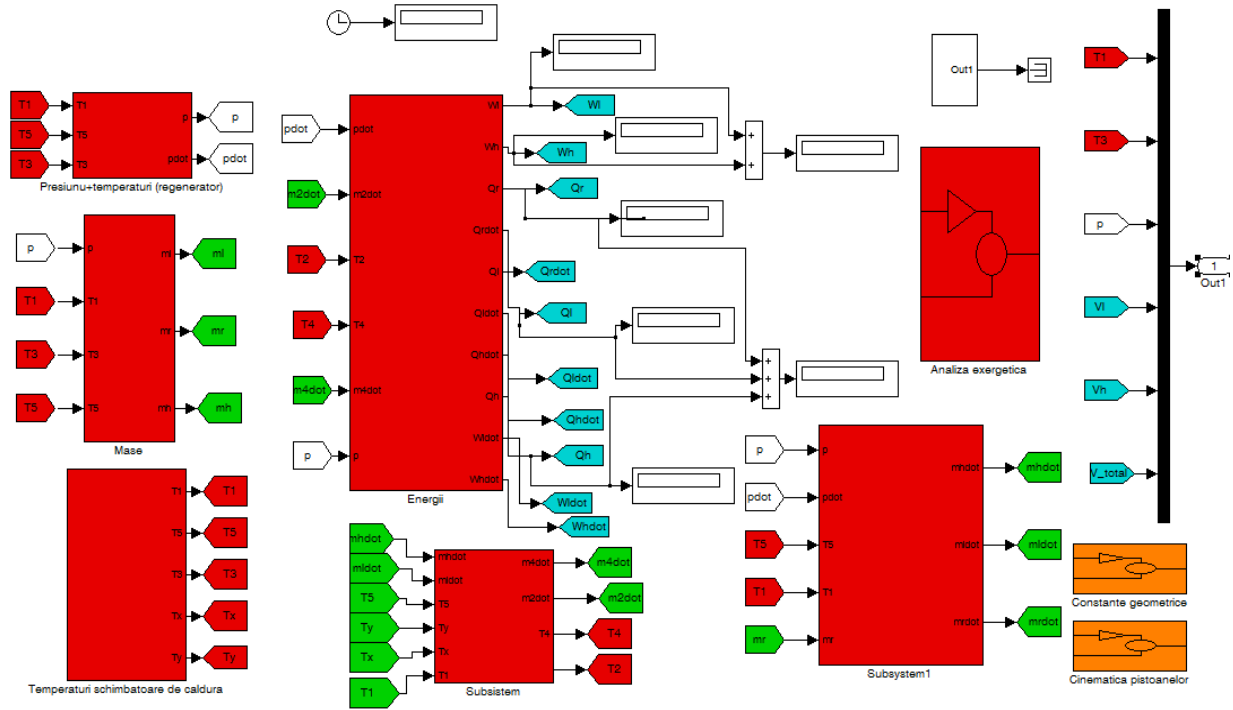


Fig. 8.7. Algoritm de calcul în Simulink pentru mașina frigorifică.

În scopul de a îmbunătăți rezultatele obținute pe baza metodei izoterme (Schmidt) prin luarea în considerare a nivelelor de temperatură, se impune o analiză entropică și exergetică, pentru mașina frigorifică Stirling tip  $\beta$ .

## 8.5. APLICAREA METODEI ENTROPICE ȘI EXERGETICE ÎN STUDIUL MAȘINII FRIGORIFICE STIRLING TIP $\beta$

### 8.5.1. Metoda entropică. Noțiuni fundamentale

Metoda entropică de calcul a pierderilor de energie din ciclurile ireversibile permite, cu ajutorul teoremei Gouy-Stodola calculul pierderilor de capacitate de lucru mecanic (exergie) [187], prin înmulțirea creșterilor de entropie cu temperatura mediului ambiant. Conform teoremei lui Gouy (1889) - Stodola (1910), pierderea provocată de ireversibilitatea internă și externă a proceselor, se poate defini ca:

$$W_{pierdut} = T_0 \Pi \quad [J] \quad (8.29)$$

$$\dot{W}_{pierdut} = T_0 \dot{\Pi} \quad [W] \quad (8.30)$$

În ceea ce privește creșterea entropiei  $\Pi$  datorată ireversibilității transformărilor care se produc în diverse organe ale instalației, valoarea ei se calculează prin metode diferite, pentru fiecare caz în parte.

Valorile  $T_0\Pi$  (în care  $T_0$  este temperatura mediului ambiant) pun în evidență organele ale căror transformări ireversibile produc cele mai importante pierderi de exergie deoarece acestea trebuie după aceea cu prioritate îmbunătățite. În cadrul metodei entropice de analiză termodinamică, gradul de perfecțiune termodinamică al unui organ al instalației este evaluat prin compararea pierderilor de capacitate de lucru mecanic din acest organ cu capacitatea de lucru mecanic a întregului sistem [187].

Bilanțul entropic sub formă diferențială, aplicat unui sistem deschis, se scrie într-o manieră generală, astfel [138]:

$$dS = \frac{\delta Q}{T} + s_i dm_i - s_e dm_e + \delta\Pi \quad (8.31)$$

în care :

$dS$  - variația de entropie în sistem;

$\delta Q$  - căldura schimbată pe o porțiune a ciclului, cu mediul ambiant;

$T$  - temperatura constantă la care are loc schimbul de căldură;

$s_i, s_e$  - entropiile specifice ale fluidului, asociate curgerii de masă.

### 8.5.2. Metoda exergetică. Noțiuni fundamentale

În cadrul metodei exergetice, eficacitatea de funcționare a fiecărui organ poate fi apreciată comparând capacitatea de lucru mecanic pe care o are fluidul motor (sau căldura) la intrarea în organul de mașină cu pierderea de capacitate de lucru mecanic datorată ireversibilităților proceselor din acest organ [187].

În ceea ce privește capacitatea de a produce lucru mecanic, ea este bineînțeles evaluată ca și în cazul metodei entropice, în raport cu mediul exterior.

Avantajul acestei metode este că permite să se analizeze gradul de perfecțiune termodinamică al unui organ sau altul al instalației fără să mai fie nevoie a se aprecia dinainte capacitatea de lucru mecanic a întregii instalații și pierderile din toate organele sale, ceea ce simplifică calculul.

Expresia bilanțului exergetic sub formă diferențială [138], aplicată în studiul unui sistem deschis, și considerând mai multe porți de intrare și ieseire, se scrie astfel:

$$dEx = \delta Ex_Q^T + \delta W + p_0 dV + ex_i^f dm_i - ex_e^f dm_e - T_0 \delta\Pi \quad [J] \quad (8.32)$$

în care:  $\delta Ex_Q^T$  este exergia căldurii la temperatura  $T$  a sistemului, iar  $ex_e^f$  și  $ex_i^f$  reprezintă exergia masică asociată curgerii cantității  $dm_e$  respectiv  $dm_i$ .

Exergiile de curgere depind de temperaturile la interfața schimbătoarelor de căldură și de starea de referință considerată, caracterizată de  $p_0$  și  $T_0$ .

Exergia căldurii la temperatura  $T$  a sistemului,  $\delta Ex_Q^T$  poate fi calculată cu relația :

$$\dot{Ex}_Q^T = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} \quad (8.33)$$

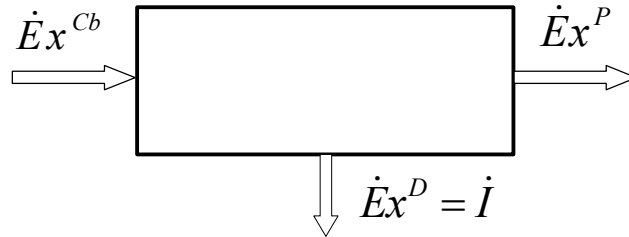
☞ dacă  $T > T_0$ , rezultă:  $Ex_Q^T = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q = \eta_{Carnot} Q = |W_{\max}|$



☞ dacă  $T < T_0$ , rezultă:  $Ex_Q^T = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)Q = \frac{Q}{COP_{Carnot}} = |W_{\min}| > 0$

### Caracteristici exergetice ale mașinii

Se asociază fiecărui component al unui sistem energetic un flux de exergie combustibil  $\dot{Ex}^{Cb}$  (resursă), un flux de exergie produs  $\dot{Ex}^P$  și un flux de exergie disipat  $\dot{Ex}^D = \dot{I}$  (disipație sau ireversibilitate).



Se definesc doi factori de calitate, pentru fiecare component :

- randament exergetic :  $\eta_{ex} = \frac{\dot{Ex}^P}{\dot{Ex}^R}$  (8.34)

Randamentul exergetic este definit într-o manieră generală de raportul: *efect util/consum exergetic*.

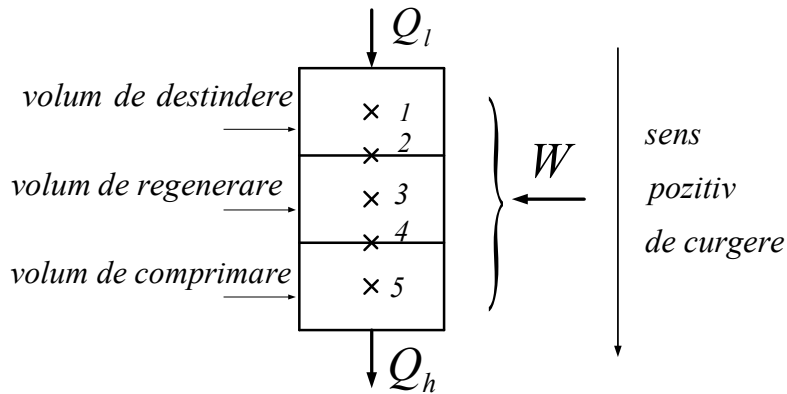
- coeficient de disipație :  $\xi = \frac{\dot{Ex}^D}{\dot{Ex}^R}$  (8.35)

### 8.5.3. Analiza entropică și exergetică aplicată în studiul mașinii frigorifice Stirling

Scopul dezvoltării acestor două metode de analiză termodinamică este stabilirea valorii pierderilor ireversibile din ciclul real al mașinii frigorifice și determinarea componentei ciclului ce trebuie perfecționată în vederea reducerii gradului de ireversibilitate a ciclului (și, în consecință, de creștere a coeficientului de performanță).

Acestea se pot obține pe baza unei aprecieri a creșterilor de entropie corespunzătoare fiecărui proces în parte și de aici necesitatea completării studiului, deja întreprins, cu metoda entropică de analiză termodinamică.

Prelucrarea simplă și rapidă a ecuației de bilanț energetic și a celei de bilanț exergetic, conduce la obținerea ecuațiilor clasice de bilanț exergetic particularizate pe ciclul inversat (instalație frigorifică).



**Fig. 8.8.** Dispunerea și împărțirea volumelor de gaz, în interiorul mașinii frigorifice.

În cele ce urmează se vor stabili bilanțurile entropice și exergetice la nivelul fiecărui element al mașinii Stirling, în funcție de cinematica pistoanelor (deplasator și motor).

Aplicând expresia bilanțului entropic pentru un sistem deschis, dat de relația (8.31), în studiul fiecărui schimbător de căldură, se obține:

$$dS_l = \frac{\delta Q_l}{T_l} + \delta \Pi_l - s_2 dm_2 \quad (8.36)$$

Pentru cazul ciclului reversibil (Schmidt)  $\delta \Pi_l = 0$ .

$$dS_{reg} = \frac{\delta Q_{reg}}{T_{reg}} + s_2 dm_2 - s_4 dm_4 + \delta \Pi_{reg} \quad (8.37)$$

$$dS_h = \frac{\delta Q_h}{T_h} + s_4 dm_4 - \delta \Pi_h \quad (8.38)$$

Pentru cazul ciclului reversibil (Schmidt)  $\delta \Pi_h = 0$ .

Pentru un ciclu, bilanțul entropic se poate scrie astfel :

$$dS_l + dS_{reg} + dS_h = 0 \quad (8.39)$$

echivalent cu:

$$\frac{\delta Q_l}{T_l} + \frac{\delta Q_{reg}}{T_{reg}} + \frac{\delta Q_h}{T_h} + \delta \Pi_{reg} = 0 \quad (8.40)$$

de unde rezultă :

$$\delta \Pi_{reg} = - \left( \frac{\delta Q_l}{T_l} + \frac{\delta Q_{reg}}{T_{reg}} + \frac{\delta Q_h}{T_h} \right) \quad (8.41)$$

și:

$$\Pi_{reg} = \oint \delta \Pi_{reg} \quad (8.42)$$

Aplicând expresia bilanțului exergetic pentru un sistem deschis, dat de relația (8.32), în studiul fiecărui schimbător de căldură, se obține:

$$dEx_{reg} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{reg}}\right) \delta Q_{reg} + \delta W_{reg} + p_0 dV_{reg} + ex_2^f dm_2 - ex_4^f dm_4 - T_0 \delta \Pi_{reg} \quad (8.43)$$

$$dEx_l = \left(1 - \frac{T_0}{T_l}\right) \delta Q_l + \delta W_l + p_0 dV_l - ex_2^f dm_2 \quad (8.44)$$

$$dEx_h = \left(1 - \frac{T_0}{T_h}\right) \delta Q_h + \delta W_h + p_0 dV_h + ex_4^f dm_4 \quad (8.45)$$

Pentru un ciclu, bilanțul poate fi scris astfel:

$$dEx_l + dEx_{reg} + dEx_h = 0 \quad (8.46)$$

Cu ajutorul relațiilor prezentate anterior, se pot calcula  $\delta \Pi_{reg}$  și  $\Pi_{reg}$ .

#### 8.5.4. Studiul schimbătoarelor de căldură (volumul de comprimare și de destindere) și calculul exergiei distruse din cauza diferențelor de temperatură

☞ *Schimbător rece*

În diagrama funcțională a volumului de destindere (Fig. 8.9) se prezintă entropiile și exergiile schimbate de aerul din volumul de destindere al mașinii frigorifice cu sursa rece (chiulasa).

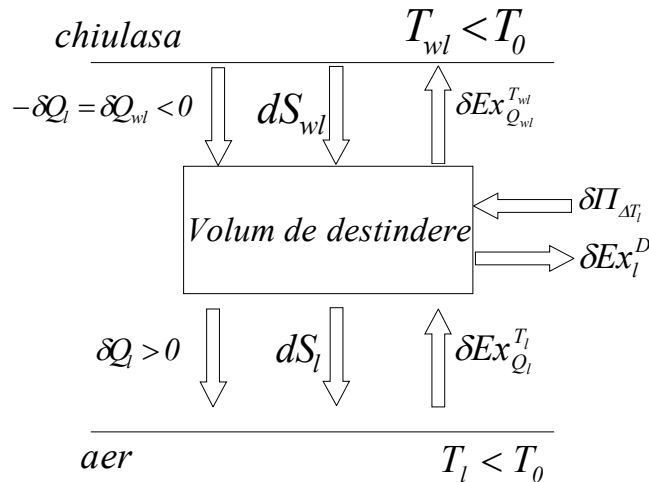


Fig. 8.9. Diagrama funcțională exergetică și entropică a camerei de destindere.

Cum deja se cunoaște, entropiile specifice depind de direcția de curgere.

Fluxul de entropie urmărește transferul de căldură și crește odată cu creșterea diferenței de temperatură.

Generarea de entropie „externă” datorată diferenței de temperatură între sursa rece, reprezentată de chiulasa mașinii frigorifice, și aerul aflat în interiorul camerei reci, reprezintă diferența dintre entropia primită de volumul rece și cea cedată de gazul aflat în volumul de destindere.

Sensul de transfer al exergiei este opus celui de transfer al căldurii, dat fiind nivelul temperaturilor inferior celui al temperaturii ambiante de referință.

Bilanțul exergetic permite determinarea exergiei pierdute din cauza diferențelor de temperatură între volumul de destindere și chiulasa.

$$|\delta Ex_{Q_l}^{T_l}| = \delta Ex_l^D + \delta Ex_{Q_{wl}}^{T_{wl}} \quad (8.47)$$

unde :

$$\delta Ex_{Q_l}^{T_l} = \left(1 - \frac{T_0}{T_l}\right) \delta Q_l < 0 \quad (8.48)$$

reprezintă exergia căldurii  $\delta Q_l$  la temperatura  $T_l$ .

Exergia căldurii  $\delta Q_{wl}$  la temperatura  $T_{wl}$ , este dată de relația :

$$\delta Ex_{Q_{wl}}^{T_{wl}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{wl}}\right) \delta Q_{wl} > 0 \quad (8.49)$$

$\delta Ex_{Q_{wl}}^{T_{wl}}$  este efectul util al mașinii frigorifice, în termeni exergetici.

Înlocuind relațiile (8.48) și (8.49), în ec. (8.47) a bilanțului exergetic, rezultă exergia distrusă la nivelul schimbătorului rece:

$$\delta Ex_l^D = |\delta Ex_{Q_l}^{T_l}| - \delta Ex_{Q_{wl}}^{T_{wl}} = \left(\frac{T_0}{T_l} - 1\right) \delta Q_l - \left(1 - \frac{T_0}{T_{wl}}\right) (-\delta Q_l) \quad (8.50)$$

Prin regruparea termenilor se obține:

$$\delta Ex_l^D = T_0 \delta Q_l \left(\frac{1}{T_l} - \frac{1}{T_{wl}}\right) \quad (8.51)$$

Fluxul de exergie distrusă se calculează prin integrarea relației (8.51) pe întreg ciclul parcurs de mașina frigorifică, în timpul unei rotații complete a arborelui.

$$\dot{Ex}_l^D = n \oint \delta Ex_l^D \quad (8.52)$$

Aceeași expresie este obținută și prin aplicarea bilanțului entropic.

Bilanțul entropic urmărește sensul transferului de căldură și crește odată cu creșterea ecartului de temperatură.

$$|dS_{wl}| + \delta \Pi_{\Delta T_l} = dS_l \quad (8.53)$$

de unde rezultă:

$$\delta \Pi_{\Delta T_l} = dS_l - |dS_{wl}| \quad (8.54)$$

Generarea de entropie datorată căderii de temperatură între gazul de lucru și chiulasa mașinii frigorifice este diferența între entropia primită de gazul de lucru și cea cedată de chiulasa mașinii.

$$\delta\Pi_{\Delta T_l} = \frac{\delta Q_l}{T_l} - \frac{\delta Q_l}{T_{wl}} = \delta Q_l \left( \frac{1}{T_l} - \frac{1}{T_{wl}} \right) \quad (8.55)$$

de unde rezultă:

$$\delta Ex_l^D = T_0 \delta\Pi_{\Delta T_l} \quad (8.56)$$

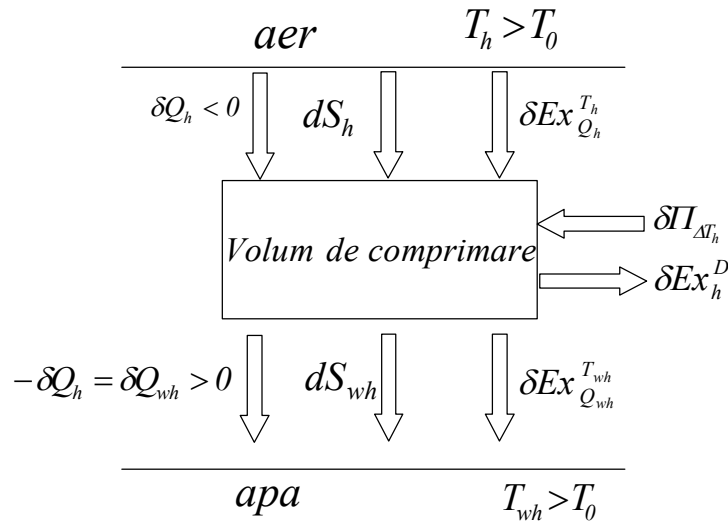
Utilizând relațiile (8.34) și (8.35) se poate calcula randamentul exergetic al schimbătorului rece:

$$\eta_{ex_l} = \frac{\dot{Ex}_{Q_{wl}}^{T_{wl}}}{\left| \dot{Ex}_{Q_l}^{T_l} \right|} \quad (8.57)$$

și coeficientul de disipație:

$$\xi_l = \frac{\dot{Ex}_l^D}{\left| \dot{Ex}_{Q_l}^{T_l} \right|} \quad (8.58)$$

☞ *Schimbător cald*



**Fig. 8.10.** Diagrama funcțională exergetică și entropică a camerei de comprimare.

Temperatura gazului aflat în volumul de comprimare este superioară temperaturii ambiante, și cum gazul este răcit, exergia sa va scădea, astfel fluxul de exergie va avea același sens ca și cel de transfer al căldurii.

Diferența între entropia cedată de aerul cald aflat în volumul de comprimare și cea primită de apa de răcire, constituind sursa rece, reprezintă generarea „externă” de entropie datorată căderii de temperatură (**Fig. 8.10**).

Diagrama funcțională a volumului de comprimare prezintă exergiile schimbate de aer cu sursa rece.

**Bilanțul exergetic** al camerei de comprimare poate fi scris astfel:

$$|\delta Ex_{Q_h}^{T_h}| = \delta Ex_h^D + \delta Ex_{Q_{wh}}^{T_{wh}} \quad (8.59)$$

în care exergia căldurii  $\delta Q_h$  la temperatura  $T_h$ :

$$\delta Ex_{Q_h}^{T_h} = \left(1 - \frac{T_0}{T_h}\right) \delta Q_h < 0 \quad (8.60)$$

Exergia căldurii  $\delta Q_{wh}$  la temperatura  $T_{wh}$  este :

$$\delta Ex_{Q_{wh}}^{T_{wh}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{wh}}\right) \delta Q_{wh} > 0 \quad (8.61)$$

Exergia pierdută la nivelul schimbătorului cald, din cauza diferenței de temperatură între camera de comprimare și sursa caldă, poate fi calculată astfel:

$$\delta Ex_h^D = |\delta Ex_{Q_h}^{T_h}| - \delta Ex_{Q_{wh}}^{T_{wh}} = -\left(1 - \frac{T_0}{T_h}\right) \delta Q_h + \left(1 - \frac{T_0}{T_{wh}}\right) \delta Q_h \quad (8.62)$$

$$\delta Ex_h^D = T_0 \delta Q_h \left(\frac{1}{T_h} - \frac{1}{T_{wh}}\right) \quad (8.63)$$

iar exergia distrusă la nivelul schimbătorului cald este:

$$\dot{Ex}_h^D = n \oint \delta Ex_h^D \quad (8.64)$$

Aceeași expresie este obținută și prin utilizarea bilanțului entropic.

**Bilanțul entropic** al schimbătorului cald poate fi scris astfel:

$$|dS_h| + \delta \Pi_{\Delta T_h} = dS_{wh} \quad (8.65)$$

de unde rezultă:

$$\delta \Pi_{\Delta T_h} = dS_{wh} - |dS_h| \quad (8.66)$$

$$\delta \Pi_{\Delta T_h} = \frac{\delta Q_h}{T_h} - \frac{\delta Q_h}{T_{wh}} = \delta Q_h \left(\frac{1}{T_h} - \frac{1}{T_{wh}}\right) \quad (8.67)$$

de unde rezultă exergia distrusă la nivelul schimbătorului cald:

$$\delta Ex_h^D = T_0 \delta \Pi_{\Delta T_h} \quad (8.68)$$

Utilizând relațiile (8.61) și (8.60) și (8.67) se pot calcula randamentul exergetic al schimbătorului cald :

$$\eta_{ex_h} = \frac{\dot{Ex}_{Q_{wh}}^{T_{wh}}}{|\dot{Ex}_{Q_h}^{T_h}|} \quad (8.69)$$

și coeficientul de disipație al acestuia :

$$\xi_h = \frac{\dot{Ex}_h^D}{|\dot{Ex}_{Q_h}^{T_h}|} \quad (8.70)$$

### 8.5.5. Rezultate ale aplicării metodei entropice și a metodei exergetice în studiul mașinii frigorifice Stirling

Pornind de la aceleași condiții inițiale :

**Tabelul 8.8.** Condiții inițiale ale punctului simulat

$n$ [rot/s]	$T_l$ [K]	$T_{wl}$ [K]	$T_h$ [K]	$T_{wh}$ [K]	$T_0$ [K]
3.86	250.7	268.5	306.8	295	293

Se obțin valori comparabile pentru fluxurile de căldură schimbate și pentru puterea mecanică necesară funcționării mașinii frigorifice, calculate prin prelucrarea datelor experimentale și cu modelul de calcul 0-D:

**Tabelul 8.9.** Fluxuri de căldură analizate

	Experiment	Model 0-D
$\dot{Q}_l$ [W]	19.2	29.17
$ \dot{Q}_h $ [W]	39.47	40.22
$\dot{W}$ [W]	20.28	11.26

Diferența obținută între valorile prelucrate experimental și cele obținute cu ajutorul modelului de analiza Schmidt cu regenerare imperfectă a căldurii (model 0-D), se reflectă și în calculul exergetic al schimbătoarelor.

☞ *Schimbătorul de căldura rece*

**Tabelul 8.10.** Calcul exergetic al schimbătorului rece

	Experiment	Model 0-D
$ \dot{E}x_{Q_l}^{T_l} $ [W]	3.24	4.92
$\dot{E}x_{Q_{wl}}^{T_{wl}}$ [W]	1.75	2.66
$\dot{E}x_l^D$	1.49	2.26
$\eta_{ex_l}$ [%]	54.08	54.06
$\xi_l$ [%]	45.92	45.94

☞ Schimbătorul de căldură cald

**Tabelul 8.11.** Calcul exergetic al schimbătorului cald

	Experiment	Model 0-D
$\dot{E}x_{Q_h}^{T_h} [W]$	1.45	1.81
$\dot{E}x_{Q_{wh}}^{T_{wh}} [W]$	0.22	0.27
$\dot{E}x_h^D$	1.23	1.53
$\eta_{ex_h} [\%]$	15.26	15.07
$\xi_h [\%]$	84.73	84.93

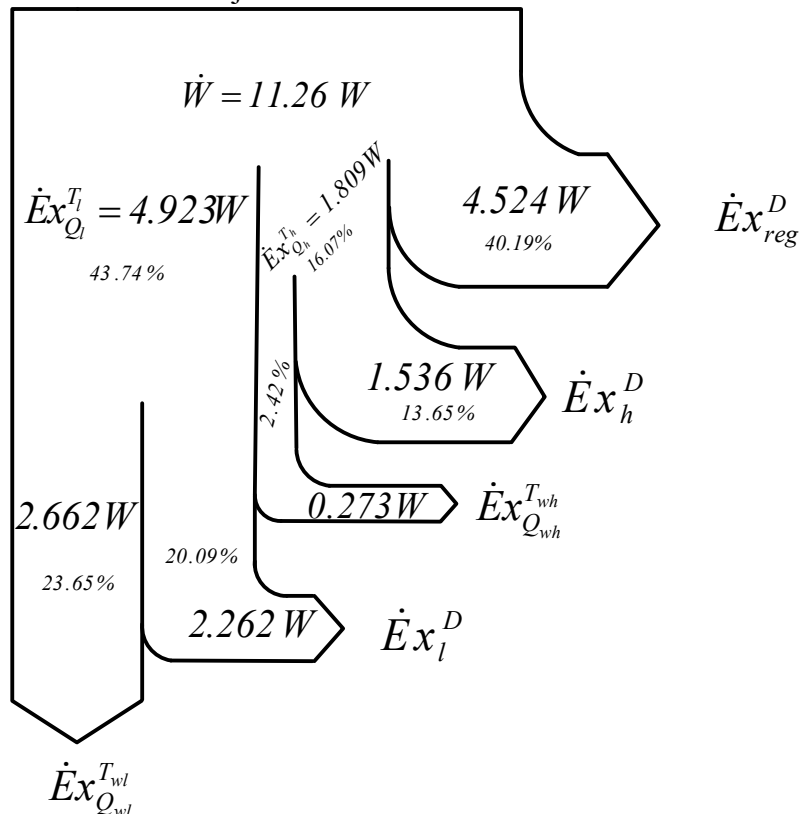
Aplicând formula randamentului exergetic global se obține :

**Tabelul 8.12.** Valori ale randamentului exergetic global

	Experiment	Model 0-D
$\eta_{EX} [\%]$	18.372	23.65

Se constată că valorile obținute sunt foarte apropiate de valorile experimentale, fapt ce permite validarea modelului de analiză propus.

Se obține următoarea schemă bilanț:



**Fig. 8.11.** Schema de bilanț exergetic



## 8.6. CONCLUZII

Pentru ca această analiză izotermă (Schmidt) cu regenerare imperfectă a căldurii să fie completă, **analiza exergetică** a permis luarea în considerare a nivelelor de temperatură și estimarea diferitelor exergii distruse datorate ireversibilităților interne și externe: regenerare imperfectă și diferență de temperatură între surse și gazul de lucru.

Situată tot în domeniul Termodinamicii Irversibile, **analiza entropică** fină a degradărilor de energie în schimbătoarele de căldură ale mașinii Stirling constituie o completare a cercetării.

În acest scop am completat metoda izotermă (Schmidt) cu analiza entropică și cea exergetică, pentru mașina frigorifică Stirling tip  $\beta$ .

**Tabelul 8.13.** Confruntarea rezultatelor experimentale cu cele analitice pentru metodele analizate

$n = 3.86 \text{ [rot / s]}$							
$COP_{exp}$	$\dot{W}_{exp}$	$COP_{MD}$	$\dot{W}_{MD}$	$COP_{TDFE}$	$\dot{W}_{TDFE}$	$COP_{0-D}$	$\dot{W}_{0-D}$
$[-]$	$[W]$	$[-]$	$[W]$	$[-]$	$[W]$	$[-]$	$[W]$
0.947	20.28	0.762	21.66	0.905	19.68	2.57	11.26

Prin compararea rezultatelor, se constată că atât din punct de vedere al evaluării coeficientului de performanță cât și al puterii mecanice consumate, modelele analitice de ordin I dezvoltate, Termodinamica cu Dimensiuni Fizice Finite (TDFE) și Metoda Directă (MD) obțin rezultate foarte apropiate.

În ceea ce privește evaluarea puterii mecanice necesare funcționării mașinii frigorige, modelul izoterm Schmidt, cu regenerare imperfectă a căldurii, se dovedește a fi cel mai depărtat de realitatea experimentală. Acest ultim model, zis de ordin II de complexitate a fost completat cu o analiză exergetică, iar rezultatele sunt verificate prin analiza entropică. Acest studiu permite evaluarea diferitelor exergii pierdute. Se constată că ireversibilitățile la nivelul regeneratorului sunt mai importante decât cele la nivelul schimbătoarelor de căldură.

## CAPITOLUL IX

# STUDIUL UNUI MICRO-COGENERATOR ECHIPAT CU MOTOR STIRLING

### 9.1. MICRO-COGENERAREA

Cogenerarea, care prin definiție desemnează producerea simultană a căldurii și electricității, pornind de la aceeași sursă de energie primară, este o soluție capabilă să satisfacă obiectivele energetice și de protecție a mediului înconjurător.

Principiul cogenerării constă în utilizarea locală a energiei, lucru ce presupune implantarea unităților de cogenerare cât mai aproape de locul de consum al energiei, spre exemplu integrate într-o locuință individuală (cazul micro-cogeneratoarelor). Acest lucru permite reducerea semnificativă a pierderilor de energie în momentul producerii și/sau transportului.

O unitate de micro-cogenerare este compusă dintr-un motor termic cuplat cu un generator electric, care produce până la 50 kW electricitate.

Căldura disipată de motor este recuperată cu ajutorul schimbătoarelor de căldură și alimentează circuitul de încălzire. Generatorul produce electricitate, care poate fi utilizată în locuință sau transmisă în rețeaua de distribuție.

Motoarele Stirling prezintă numeroase caracteristici ce le recomandă în aplicațiile de micro-cogenerare. Ele au o un randament ridicat, sunt silențioase și necesită întreținere la intervale lungi de timp, având o durată lungă de viață. Ele necesită însă o răcire foarte eficientă pentru a funcționa corect. Această ultimă caracteristică a fost exploatată de unitatea de micro-cogenerare studiată [188], pentru că motorul devine în același timp o sursă de apă caldă și electricitate.

Apa utilizată ca lichid de răcire pentru motor este încălzită în procesul de răcire a motorului și utilizată apoi de sistemul central de încălzire al casei.

Micro-cogeneratorul studiat este compus dintr-un motor Stirling de tip alpha cu 4 pistoane dublu-efect, alimentat cu gaz natural. Acesta antrenează un alternator care transformă energia mecanică în energie electrică.

În micro-cogenerator, căldura disipată este recuperată într-un schimbător de căldură și utilizată pentru încălzirea și producerea apei calde sanitare.

Modulul studiat este capabil să satisfacă cererea pentru o locuință de dimensiuni medii, în ceea ce privește încălzirea și furnizarea apei calde menajere. Este interesant mai ales prin producerea energiei sale « verzi ».

## 9.2. MICRO-COGENERATOR ECHIPAT CU MOTOR STIRLING TIP ALPHA. AVANTAJELE UTILIZĂRII.

Dispozitivul studiat, este o unitate de micro-cogenerare, care furnizează până la 14 kW energie termică (atunci când ambele arzătoare funcționează) destinată apei calde și încălzirii centrale, și o putere electrică maximă de 1 kW la tensiunea de 230V cc.

Dat fiind că rolul unității de micro-cogenerare într-un sistem de încălzire este similar cu cel al unei centrale termice ce funcționează cu gaz natural, este simplu de înțeles că, în plus față de aceasta, unitatea studiată produce și energie electrică.

Aceasta ar fi explicația simplă pentru a descrie conceptul unui utilizator, însă, din punct de vedere tehnic, este important să se analizeze unitatea de micro-cogenerare în sens invers, adică este un generator de curent, care poate furniza apă caldă.

În cazul analizat, este vorba de un sistem CHP (*Combined Heat and Power*) de producere combinată a căldurii și electricității, având dimensiuni mici, astfel încât să poată fi instalat într-un mediu domestic, ca alternativă pentru centrala termică obișnuită.

Utilizarea unei unități de micro-cogenerare poate avea o contribuție importantă asupra reducerii poluării atmosferice, principala responsabilă de reducerea emisiilor poluante.

Prin producerea energiei electrice în centralele electrice, 55% din energia primară este pierdută sub formă de căldură și pierderi în transmiterea acesteia către utilizator.

Producând electricitate prin micro-cogenerare în locul în care aceasta urmează a fi consumată, se reduc pierderile la mai puțin de 10%. Astfel, 90% din energia primară este disponibilă pentru consumatorul final. În consecință, prin utilizarea unității de micro-cogenerare studiate, consumatorul poate evita formarea a mai mult de o tonă de CO<sub>2</sub> în fiecare an.

Un sistem de micro-cogenerare exploatează cu o mai mare eficiență combustibilul în comparație cu o centrală termică convențională, deoarece aceasta se confruntă cu pierderile prin transportul către utilizator. Rezultatul este o scădere a cantității de combustibil ars, deci a emisiilor atmosferice de dioxid de carbon, înscriindu-se în tendința actuală de consum rațional al energiei primare.

Pe lângă faptul că reprezintă o soluție pentru diminuarea problemelor mediului, principalul avantaj pentru utilizator constă în reducerea semnificativă a costurilor energetice.

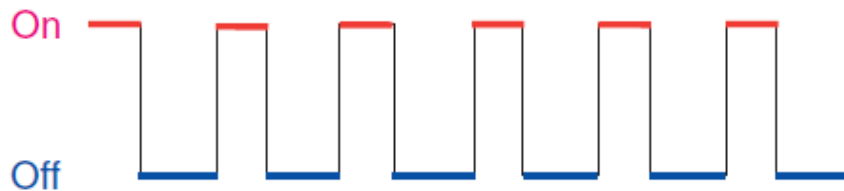
Utilizând electricitatea produsă atunci când unitatea funcționează, se diminuează cantitatea de energie electrică pe care o locuință trebuie să-o plătească în mod normal de la rețeaua de distribuție locală.

Într-o instalație normală, unitatea de micro-cogenerare analizată, produce o putere aproximativă de 1000W electricitate. Cantitatea de energie electrică produsă și câștigurile economice ale utilizatorului depind de factori precum nevoia de căldură a locuinței, eficiența sa energetică, aparatele utilizate și comportamentul ocupanților.

### 9.3. CARACTERISTICI ALE UNITĂȚII DE MICRO-COGENERARE STUDIATE

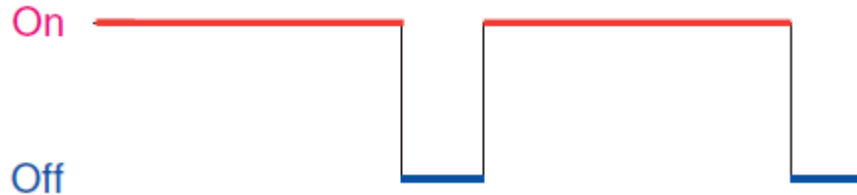
Sistemul de micro-cogenerare echipat cu motor Stirling este construit pentru a funcționa într-o manieră diferită față de sistemele convenționale ale centralelor termice pe gaz. Principala diferență constă în faptul că modulul de micro-cogenerare analizat funcționează intervale mult mai lungi de timp decât o centrală termică convențională.

Conceperea centralelor termice moderne se bazează pe ideea că acestea ar trebui să funcționeze cât mai puțin posibil. Puterea lor termică este în general ridicată (15-25 MW) și sunt construite pentru a crește temperatura apei la nivelul cerut cât mai rapid, pentru ca apoi să scadă. Acest lucru presupune că funcționarea lor pe perioade relativ scurte, respectiv alternarea rapidă a fazelor de funcționare și oprire.



**Fig. 9.1.** Intervale de funcționare ale centralelor termice moderne [188].

În ceea ce privește micro-cogeneratorul studiat, modul de funcționare al acestuia este opus. Puterea termică este relativ mică, și sistemul are nevoie de mai mult timp pentru a obține temperatura maximală. Acest lucru explică tendința de a funcționa pe perioade și cicluri mai lungi și de a alterna fazele de funcționare și oprire mult mai rar.



**Fig. 9.2.** Intervale de funcționare ale unității de micro-cogenerare studiate [188].

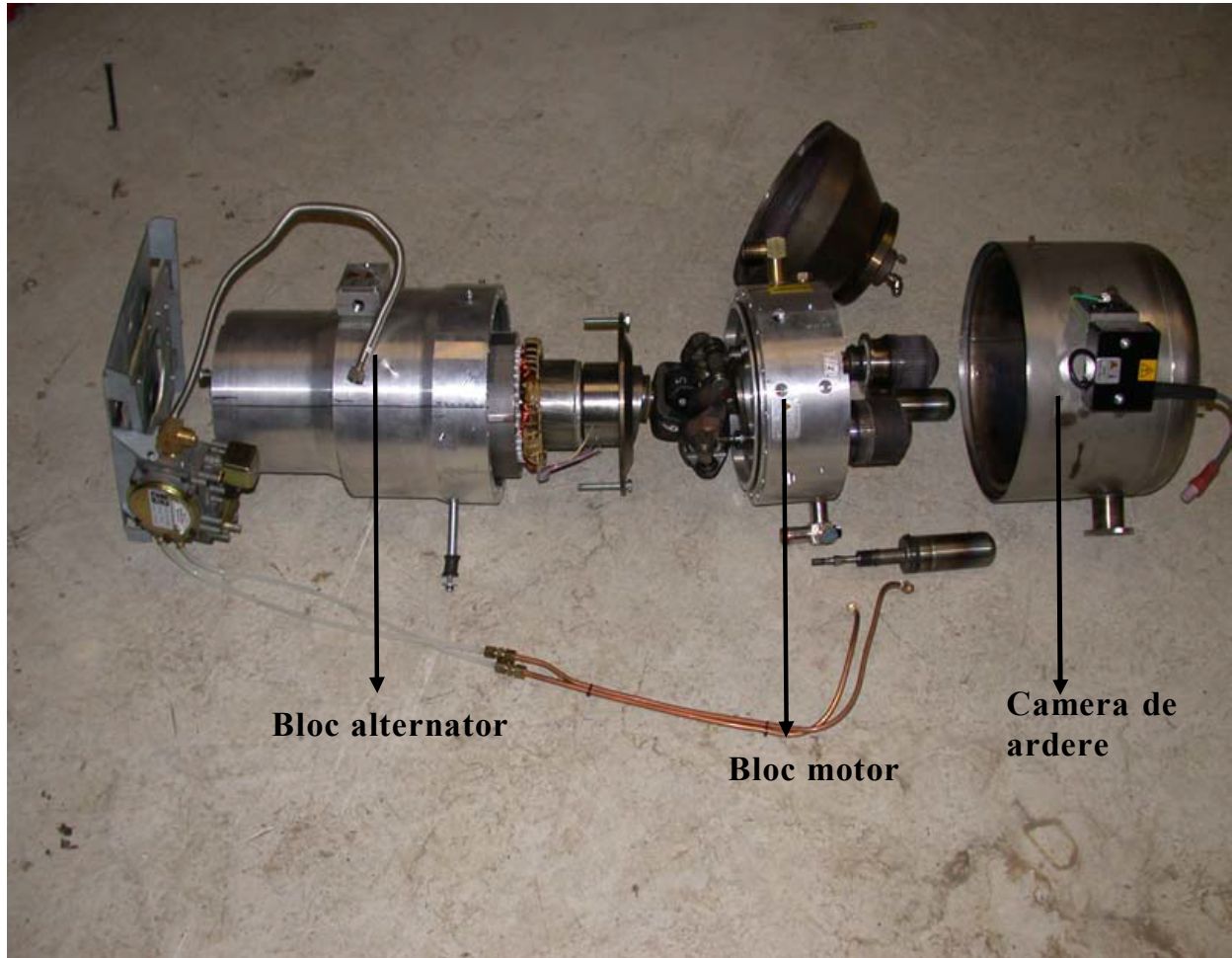
Practic, obiectivul unei unități de micro-cogenerare este maximizarea duratei de funcționare a generatorului și deci a cantității de energie electrică generată.

Unitatea de micro-cogenerare echipată cu motor Stirling, a fost concepută pentru a fi folosită ca o parte a unui sistem de încălzire ce utilizează inerția termică. Ea trebuie să funcționeze într-un sistem etanș și presurizat.

Se impune ca sistemul să dispună de un acumulator de căldură, (rezervor foarte bine izolat), care permite stocarea la o temperatură ridicată a unei cantități de apă. Această apă caldă este pompată spre rețeaua de calorifere, alimentând, astfel, încălzirea centrală, însă ea este utilizată totodată pentru a produce apa caldă sanitară (circuit secundar) cu ajutorul unui schimbător de căldură, plasat în partea superioară a balonului de stocaj.

#### 9.4. COMPONENTELE COGENERATORULUI.

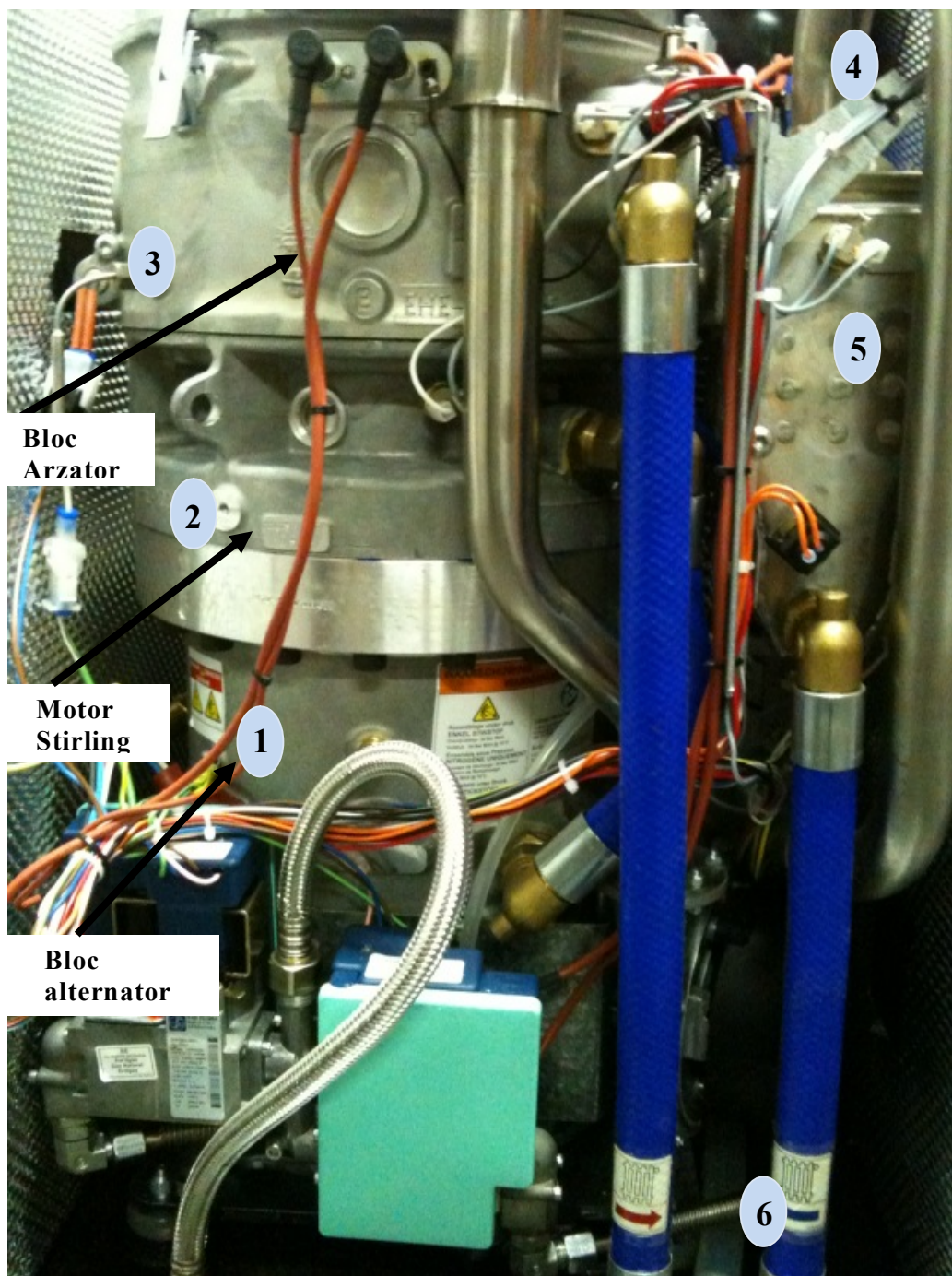
Unitatea de micro-cogenerare analizată constituie o alternativă la centrala termică pe gaz. Ea se compune din (Fig. 9.3):



**Fig. 9.3.** Principalele componente ale unității de micro-cogenerare : camera de ardere, bloc motor, și bloc alternator [189]

1. Generator electric care furnizează o putere electrică de 1000W la o tensiune de 230V ;
2. Motor Stirling care furnizează generatorului puterea mecanică;
3. Camera de ardere a gazului, care furnizează căldura necesară funcționării motorului Stirling;
4. Arzător auxiliar care produce căldură adițională în cazul unei cereri de energie importante;
5. Schimbător de căldură care recuperează căldura gazelor arse la evacuare;
6. Două ventilatoare care furnizează aerul necesar arderii în arzătoare și ajută gazele pierdute să traverseze coșul de evacuare după procesul de ardere, până în atmosferă.



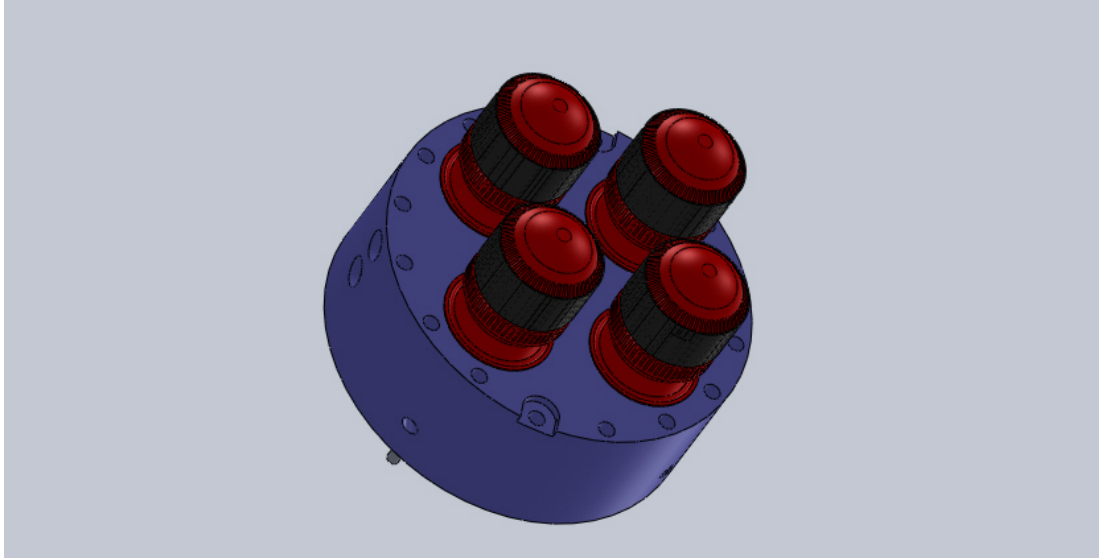


**Fig. 9.4.** Unitatea de micro-cogenerare.

În plus, sistemul conține conducte de racordare, circuite de control electronic (microprocesor și un ecran de comandă, plasat pe panoul din față). Ecranul de comandă furnizează unității interfața cu utilizatorul. El indică starea sistemului - puterea mecanică furnizată în funcționare - și permite accesul la informațiile de diagnostic necesare în timpul procesului de întreținere.

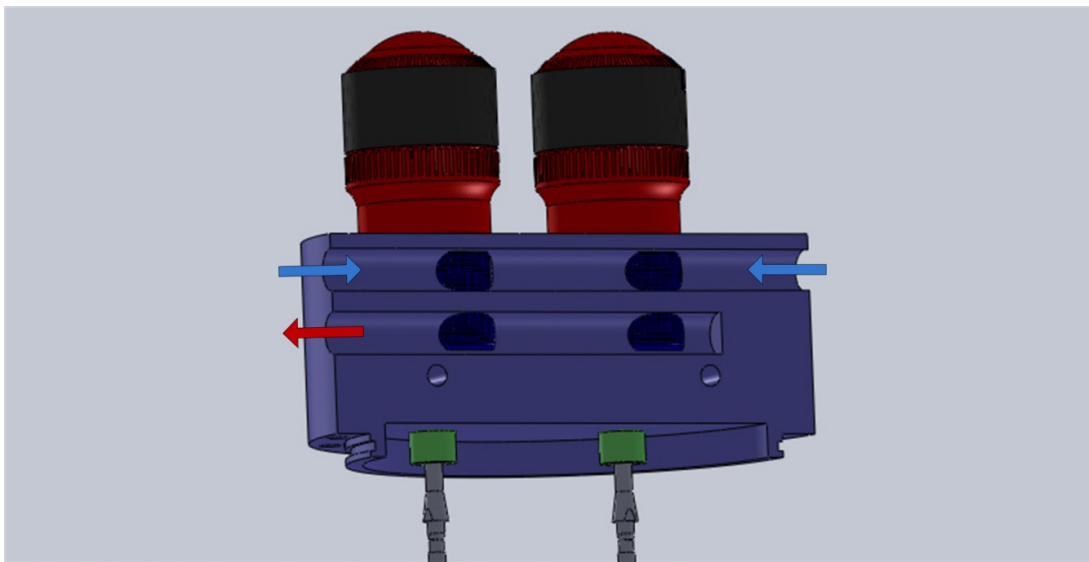
## 9.5. PRINCIPIU DE FUNCȚIONARE

Motorul Stirling al micro-cogeneratorului studiat are 4 pistoane ascendente și descendente, în funcție de ciclul de destindere și de comprimare al azotului (gaz de lucru), conținut în cilindrii motorului sub presiune. Cele 4 pistoane cu dublu efect joacă, totodată, rol de piston motor și de piston deplasator.



**Fig. 9.5.** Modelarea blocului motor.

Gazul de lucru se destinde atunci când este încălzit de combustibilul ars în camera de ardere (**Fig. 9.3**), situată deasupra cilindrilor. El se comprimă atunci când este răcit de apa utilizată în încălzirea centrală și care circulă de-a lungul unui canal, situat în partea inferioară a motorului (**Fig. 9.6**).

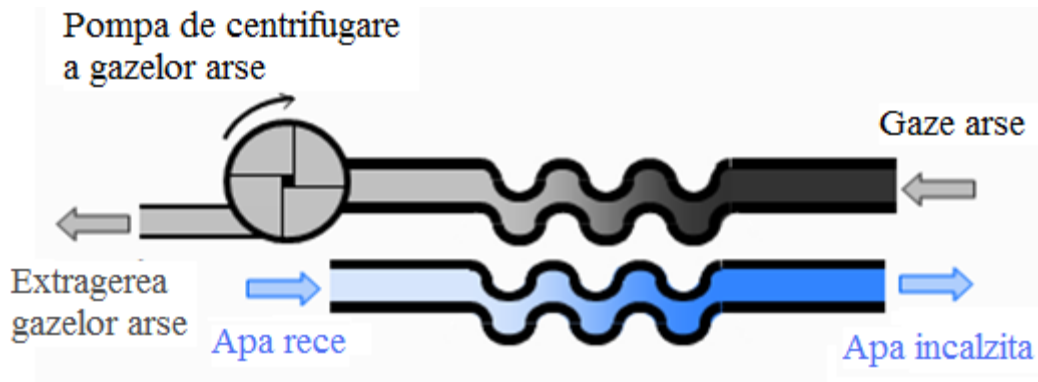


**Fig 9.6.** Circuitul apei de răcire în interiorul motorului.

Mișcarea pistoanelor este convertită din punct de vedere mecanic în mișcare rotativă, care acționează generatorul de curent electric.

*Unitatea funcționează astfel :*

Gazul natural trece printr-un regulator, unde este amestecat cu aer. Necesarul de aer este definit în funcție de nevoia de căldură la nivelul camerei de ardere. Gazele de ardere produse prin arderea combustibilului sunt extrase și apoi trec printr-un schimbător de căldură, înainte de a fi aruncate în mediul ambiant.



**Fig. 9.7.** Schimbător de căldură gaze de ardere/apă contra- curent [190].

Schimbătorul de căldură este unul contra-curent legat la intrarea apei provenită din rețeaua de distribuție, în sistem. Trecând prin acest schimbător (**Fig. 9.7**) apa este preîncălzită, ca urmare a recuperării unei cantități de căldură provenită de la gazele de ardere evacuate. În cazul unei cereri mai mari, arzătorul auxiliar permite o preîncălzire suplimentară.

Arderea, care are loc deasupra cilindrilor, degajă o importantă cantitate de căldură, care va încălzi cilindrul, și prin intermediul gazului de lucru, va pune în mișcare pistoanele. Defazajul între două pistoane vecine este de  $90^\circ$ , lucru care permite pistoanelor, legate pe un platou oscilant (**Fig. 9.8**) să transforme mișcarea verticală a pistoanelor, în mișcare rotativă continuă.



**Fig. 9.8.** Platoul oscilant și alternatorul [189].



Această mișcare rotativă permite antrenarea unui alternator care produce curent continuu de 230V, pentru alimentarea rețelei electrice a locuinței.

Partea superioară a cilindrilor, joacă rol de schimbător de căldură de înaltă temperatură, permițând schimbul de căldură între gazele arse și azot (Fig. 9.9)

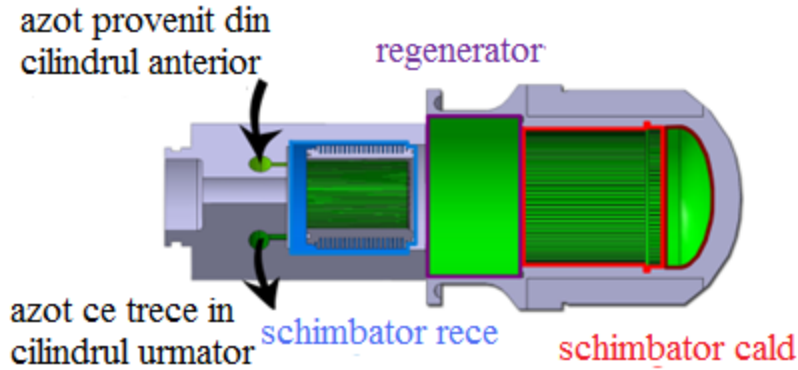


Fig. 9.9. Secțiune prin cele 3 schimbătoare de căldură dintr-un cilindru [190].

Regeneratorul (Fig. 9.9) este compus din straturi succesive de site metalice, ce formează un maiiaj foarte fin. Acesta are ca scop colectarea și stocarea unei părți din căldura conținută de gazul de lucru și destocarea acesteia în timpul încălzirii. O economie de energie se realizează datorită preîncălzirii azotului, la nivelul regeneratoareului.

În schimbătorul rece (Fig. 9.9 și Fig. 9.10), gazul de lucru cedează căldura conținută circuitului de apă de răcire provenită din schimbătorul de căldură gaze arse/apă.

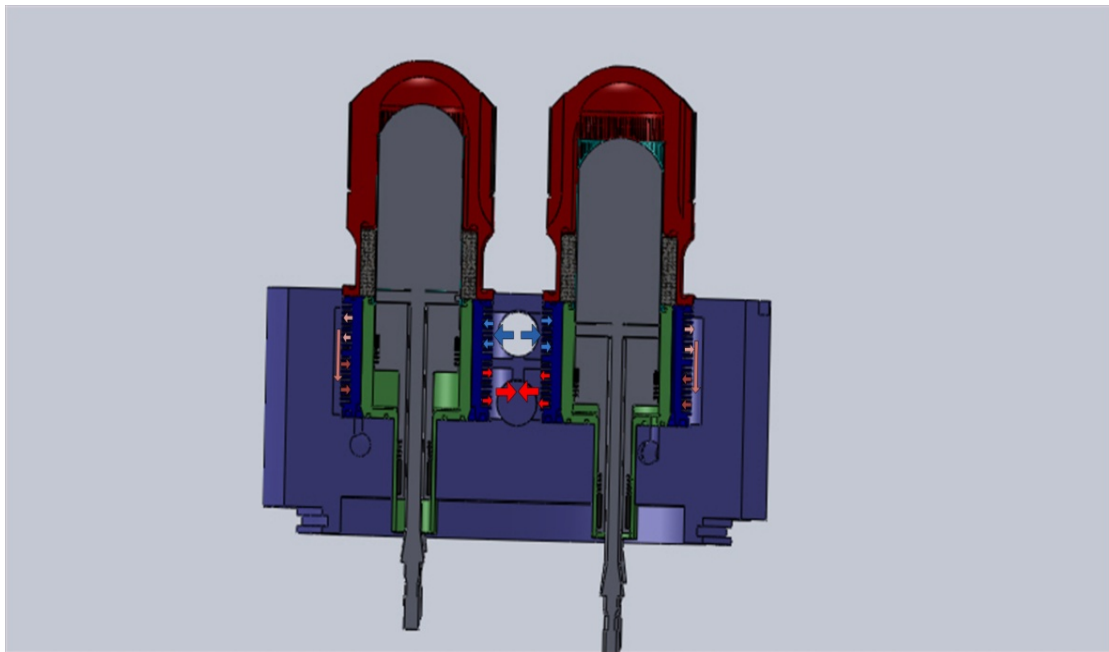


Fig. 9.10. Circuitul apei în motor

Apa trece apoi prin canalul de circulație în motor, unde este încălzită până la aproximativ 85°C, servind, astfel, sistemului central de încălzire.

Azotul, odată răcit, coboară sub pistonul adiacent (la nivelul volumului rece) datorită unor conexiuni între cei doi cilindri (**Fig. 9.9**).

Gazul de lucru este supus unei curgeri alternative oscilante între schimbătorul cald și schimbătorul rece, trecând prin regenerador.

## 9.6. STUDIUL SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ ALE MOTORULUI STIRLING

Pentru dezvoltarea modelelor de analiză a ireversibilităților în timpul funcționării motorului, ne propunem să calculăm aria suprafețelor de schimb de căldură, volumul de gaz conținut în schimbătoarele termice, și volumele moarte de comprimare și de destindere.

Conform unor acorduri de confidențialitate încheiate cu furnizorul dispozitivului experimental dezmembrat, nu vom prezenta toate dimensiunile prelevate în urma măsurătorilor întreprinse, rezumându-ne la descrierea modului în care acestea au fost calculate.

### Schimbătorul de căldură cald

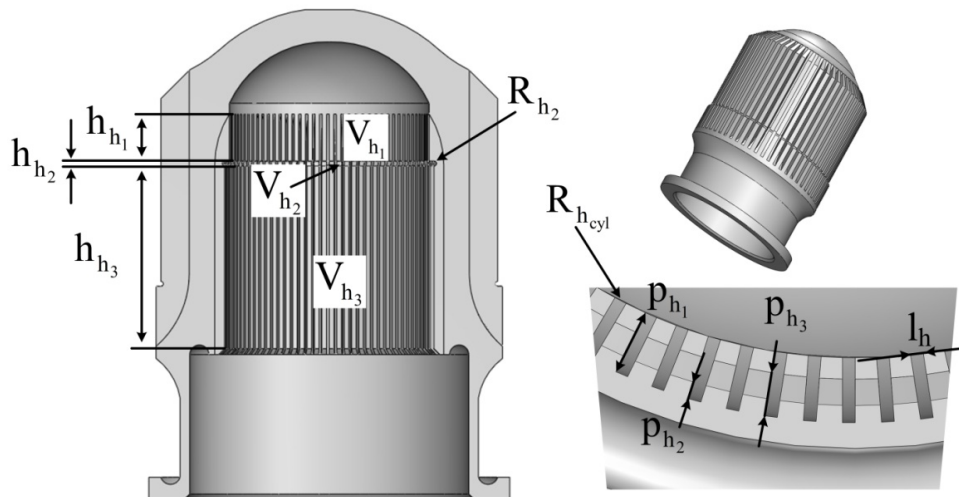
#### *Calculul volumului*

Volumul azotului din schimbătorul cald poate fi exprimat astfel :

$$V_h = V_{h_1} + V_{h_2} + V_{h_3} \quad (9.1)$$

În spațiul  $V_{h_1}$ , secțiunea unei aripioare este triunghiulară, astfel, volumul ocupat de azot se exprimă prin relația :

$$V_{h_1} = \frac{p_{h_1} \cdot l_h \cdot h_{h_1}}{2} \cdot N_h \quad (9.2)$$



**Fig 9.11.** Secțiunea schimbătorului cald pe partea cu azotul.

în care:

$p_{h_1}$  - profunzimea spațiului format între două aripioare în volumul  $V_{h_1}$  al schimbătorului cald;  
 $l_h$  - lățimea spațiului format între două aripioare ale schimbătorului cald;  
 $h_{h_1}$  - înălțimea volumului  $V_{h_1}$  al schimbătorului cald;  
 $N_h$  - numărul de spații create între aripioare.

$$V_{h_2} = \frac{\pi R_{h_2}^2}{2} \cdot 2\pi R_{h_{cyl}} + N_h \cdot (p_{h_3} - R_{h_2}) \cdot 2R_{h_2} \cdot l_h \quad (9.3)$$

$R_{h_2}$  - raza canalului ;

$R_{h_{cyl}}$  - raza cilindrului ;

$p_{h_2}$  - profunzimea spațiului creat între aripioare în volumul  $V_{h_2}$  al schimbătorului cald;

$$p_{h_2} = p_{h_3} - R_{h_2}$$

$$V_{h_3} = (p_{h_3} \cdot l_h \cdot h_{h_3}) \cdot N_h \quad (9.4)$$

$p_{h_3}$  - profunzimea spațiului format între două aripioare din volumul  $V_{h_3}$  al schimbătorului cald ;

$h_{h_3}$  - înălțimea volumului  $V_{h_3}$  schimbătorului cald ;

Rezultă volumul schimbătorului de căldură:

$$V_h = V_{h_1} + V_{h_2} + V_{h_3} = 5386.58 \text{ mm}^3$$

### **Calculul ariilor suprafețelor de schimb de căldură**

#### **Suprafața schimbătorului pe partea cu azotul (în interiorul cilindrului).**

$$S_{N_2} = S_{a_h} \cdot N_h + S_{h_2} \quad (9.5)$$

unde :

$S_{a_h}$  - aria suprafeței unui spațiu format între două aripioare.

$$S_{a_h} = S_{a_{h_1}} + S_{a_{h_2}} + S_{a_{h_3}} \quad (9.6)$$

$$S_{a_{h_1}} = \frac{p_{h_1} \cdot h_{h_1}}{2} \cdot 2 + l_h \cdot h_{h_1} \quad (9.7)$$

$$S_{a_{h_2}} = [l_h \cdot 2R_{h_2} + 2(p_{h_3} - R_{h_2}) \cdot 2R_{h_2}] \quad (9.8)$$

$$S_{a_{h_3}} = h_{h_3} \cdot l_h + 2 \cdot p_{h_3} \cdot h_{h_3}^2 \quad (9.9)$$

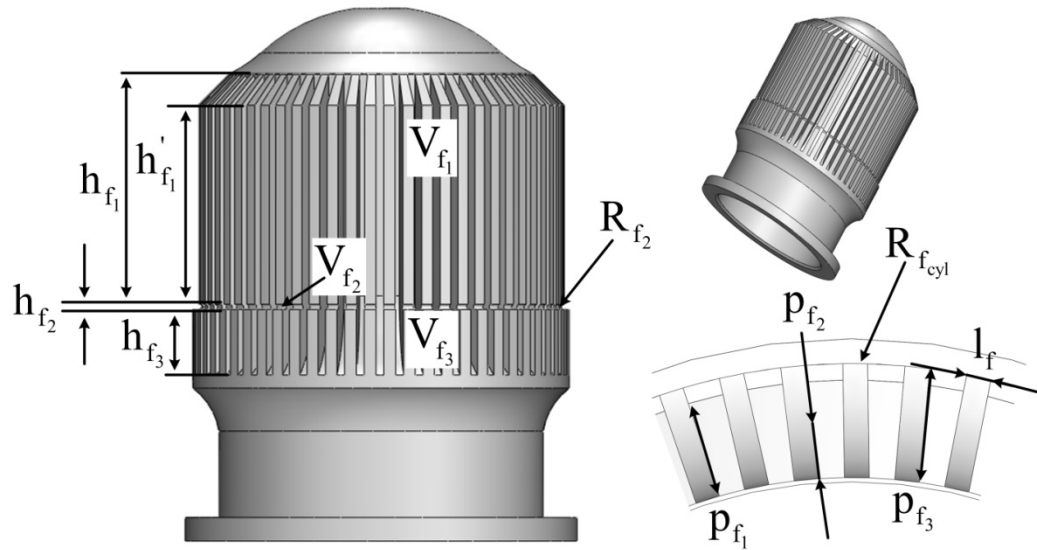
$$S_{h_2} = \frac{2\pi R_{h_2}}{2} \cdot 2\pi (R_{h_{cyl}} + R_{h_2}) - l_h \cdot 2R_{h_2} \cdot N_h \quad (9.10)$$

Astfel, aria suprafeței de schimb de căldură cu gazul de lucru este:

$$S_{N_2} = (S_{a_{h_1}} + S_{a_{h_2}} + S_{a_{h_3}}) \cdot N_h + S_{h_2} = 21112.37 \text{ mm}^2$$

➔ **Aria schimbătorului cald pe partea cu gazele arse (fum)**

Se calculează aria suprafeței de schimb de căldură în contact cu gazele arse rezultate în urma arderii, în exteriorul cilindrului.



**Fig. 9.12.** Modelarea cilindrului ce conține schimbătorul cald. Suprafața schimbătorului în contact cu gazele arse

Pentru a optimiza suprafața de schimb de căldură, cilindrul este constituit din numeroase aripioare, ale căror suprafețe vor fi calculate în cele ce urmează. Acest lucru va permite determinarea ariei suprafeței totale de schimb de căldură în contact cu gazele arse :

$$S_f = S_{a_f} \cdot N_f + S_{f_2} \quad (9.11)$$

$N_f$  - numărul de spații create între două aripioare;

$S_{a_f}$  - aria unui spațiu creat între două aripioare, ce poate fi calculată pornind de la următoarea formulă :

$$S_{a_f} = (S_{a_{f_1}} + S_{a_{f_2}} + S_{a_{f_3}}) \quad (9.12)$$

cu:

$$S_{a_{f_1}} = 2 \cdot \left( h'_{f_1} \cdot p_{f_1} + \frac{p_{f_1} \cdot (h_{f_1} - h'_{f_1})}{2} \right) + l_f \cdot h_{f_1} \quad (9.13)$$

unde:

$h_{f_1}$  - înălțimea unei aripioare în volumul  $V_{f_1}$  al schimbătorului cald în contact cu gazele arse;

$p_{f_1}$  - profunzimea spațiului creat între două aripioare ale volumului  $V_{f_1}$  al schimbătorului cald în contact cu gazele arse;

$l_f$  - lățimea spațiului creat între două aripioare ale schimbătorului cald în contact cu gazele arse.

$$S_{a_{f_2}} = 2p_{f_2} \cdot h_{f_2} + h_{f_2} \cdot l_f \quad (9.14)$$

$$S_{f_2} = \frac{1}{2} \left[ 2\pi R_{f_2} \cdot 2\pi (R_{f_{cyl}} - R_{f_2}) \right] - h_{f_2} \cdot l_f \cdot N_f \quad (9.15)$$

în care:

$R_{f_2}$  - raza canalului schimbătorului cald pe suprafața aflată în contact cu gazele arse;

$R_{f_{cyl}}$  - raza cilindrilor;

$p_{f_2}$  - profunzimea spațiului creat între aripioarele ce compun volumul  $V_{f_2}$  schimbătorului în contact cu gazele arse;

$h_{f_2}$  - înălțimea unei aripioare a volumului  $V_{f_2}$ ;  $h_{f_2} = 2R_{f_2}$ .

$$S_{a_{f_3}} = 2 \cdot \frac{h_{f_3} \cdot p_{f_3}}{2} + h_{f_3} \cdot l_f \quad (9.16)$$

$h_{f_3}$  - înălțimea unei aripioare a volumului  $V_{f_3}$  al schimbătorului cald pe partea cu fum;

$p_{f_3}$  - adâncimea spațiului creat între aripioarele volumului  $V_{f_3}$ .

Deci :

$$S_f = S_{a_f} \cdot N_f + S_{f_2} = (S_{a_{f_1}} + S_{a_{f_2}} + S_{a_{f_3}}) \cdot N_f + S_{f_2} = 39676.169 \text{ mm}^2$$

## Regeneratorul

### *Calculul volumului mort al regeneratoarelor*

Regeneratorul este constituit din straturi succesive de filamente metalice perforate, ce formează un maiaj foarte fin. Cu scopul de a determina volumul de azot conținut în regenerator la un moment dat  $t$ , se măsoară grosimea și înălțimea unei site și numărul de ochiuri din care aceasta este formată.

Se utilizează următoarele notații:

$h_r$  - înălțimea regeneratoarelor;  $h_r = 29.1 \text{ mm}$

$l_{mr}$  - distanța între două fire ale sitei;  $l_{mr} = 0.2 \text{ mm}$

$S_{mr}$  - suprafața unui ochi;  $S_{mr} = 0.04 \text{ mm}^2$

$e_r$  - grosimea unui fir;  $e_r = 0.12 \text{ mm}$

$V_{rm}$  - volumul unui ochi al sitei;  $V_{rm} = e_r \cdot S_{mr} = 0.12 \cdot 0.04 = 0.0048 \text{ mm}^3$

$N_{cr}$  - numărul de site care compun regeneratoarele;  $N_{cr} = 71$

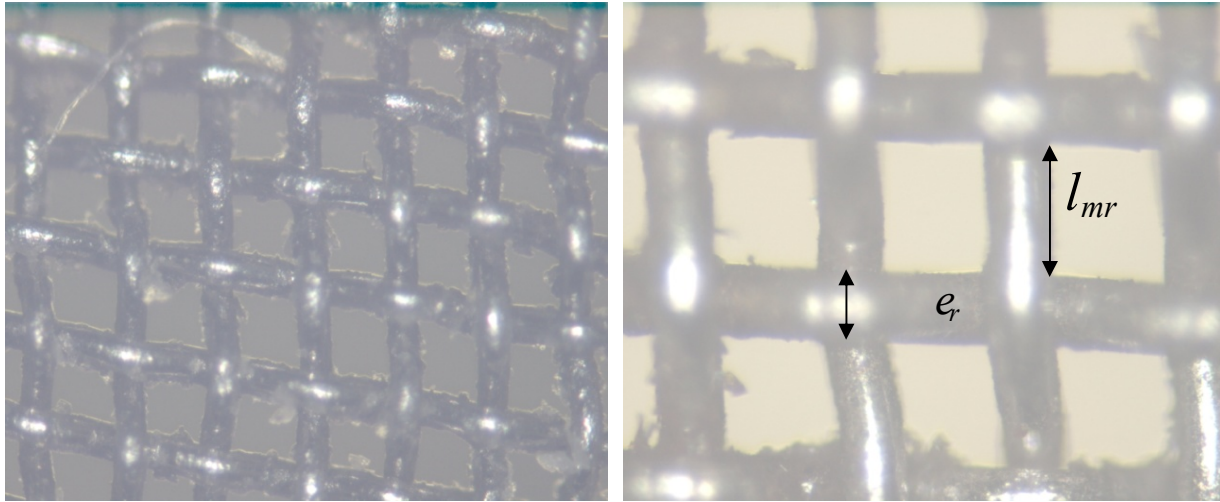
$e_{cr}$  - media distanțelor între două site;  $e_{cr} = 0.195 \text{ mm}$

$N_{mr_v}$  - numărul de ochiuri pe verticală;

$$N_{mr_v} = \frac{h_r}{h_{mr}} = \frac{h_r}{e_r + l_{mr}} = \frac{29.1}{0.2 + 0.12} = 91$$

$P_r$  - perimetrul regeneratoarelor;  $P_r = 147.9 \text{ mm}$

$N_{mr_h}$  - numărul de ochiuri pe orizontală;



**Fig. 9.13.** Imagini mărite de 40 de ori la microscop ale unei site - vedere de deasupra, respectiv vedere laterală.

$$N_{mr_h} = P_r / h_{mr} = 147.9 / 0.32 = 462$$

Se calculează volumul la nivelul sitelor, apoi volumul de azot conținut între ele.

✓  $V_{cr}$  - volumul la nivelul sitelor.

$$V_{cr} = N_{mr_v} \cdot N_{mr_h} \cdot N_{cr} \cdot V_{mr} = 14327.91 \text{ mm}^3 \quad (9.17)$$

✓  $V_{er}$  - volumul între site

$$V_{er} = e_{cr} \cdot (N_{cr} - 1) \cdot P_r \cdot h_r = 58748.1 \text{ mm}^3 \quad (9.18)$$

Rezultă, astfel, volumul regeneratoarelor :

$$V_r = V_{cr} + V_{er} = 73076 \text{ mm}^3 . \quad (9.19)$$

### Schimbătorul de căldură rece

#### ~~✎~~ *Calculul volumului schimbătorului de căldură rece*

Volumul schimbătorului rece poate fi exprimat în aceeași manieră ca și cel al schimbătorului cald, dată fiind geometria similară:

$$V_c = (p_c \cdot l_c \cdot h_c) \cdot N_c = 3.79 \text{ cm}^3 \quad (9.21)$$

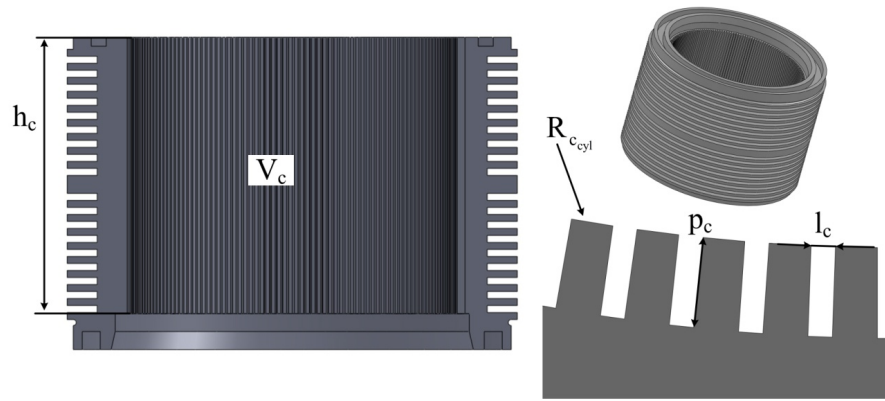
în care :

$p_c$  - adâncimea spațiului creat între două aripioare ale schimbătorului rece;

$l_c$  - distanța între două aripioare;

$h_c$  - înălțimea schimbătorului rece;

$N_c$  - numărul de spații create între aripioare;  $N_c = 181$



**Fig. 9.14.** Secțiune a schimbătorului de căldura rece. Suprafața aflată în contact cu azotul.

**✂** *Calculul suprafeței de schimb de căldură pe partea cu azotul*

S-a constatat că o parte din căldura azotului, după ce a fost stocată în regenerador, trece în schimbătorul rece, a cărui suprafață de schimb de căldură se calculează în cele ce urmează:

$$S_c = 2 \cdot h_c \cdot p_c \cdot N_c + (l_c \cdot h_c) \cdot N_c = 245.62 \text{ cm}^2 \quad (9.22)$$

**✂** *Calculul volumului schimbătorului de căldură rece pe partea cu apa*

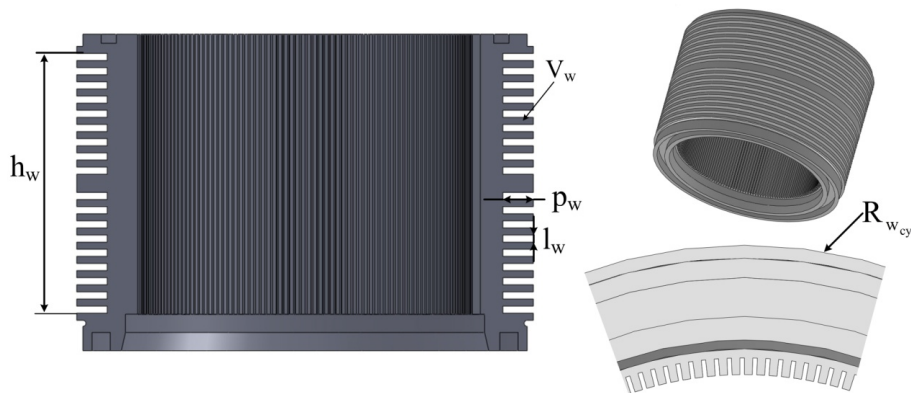
Volumul schimbătorului rece poate fi exprimat cu relația:

$$V_w = (2 \cdot \pi \cdot R_{w_{cyl}} \cdot p_w) \cdot N_w = 530143 \text{ mm}^3 \quad (9.23)$$

$p_w$  - adâncimea spațiului creat între două aripioare ale schimbătorului rece pe partea cu schimbătorul de căldură rece pe partea cu apa;

$h_w$  - înălțimea schimbătorului rece pe partea cu apa;

$N_w$  - numărul de spații create între aripioare.



**Fig. 9.15.** Secțiune a schimbătorului rece. Suprafața aflată în contact cu apa.

**✂** *Calculul suprafeței schimbătorului de căldură pe partea cu apa*

$$S_{a_w} = 2 \cdot 2\pi R_{w_{cyl}} \cdot p_w + 2\pi R_{w_{cyl}} \cdot l_w = 1590.43 \text{ mm}^2 \quad (9.24)$$

$l_w$  - distanța între două aripioare ale schimbătorului rece pe partea cu apă;  
Suprafața totală a schimbătorului rece pe partea cu apă este :

$$S_w = S_{a_w} \cdot N_w = 28627.76 \text{ mm}^2 = 286.27 \text{ cm}^2 \quad (9.25)$$

**Schimbătorul de căldură preîncălzitor**

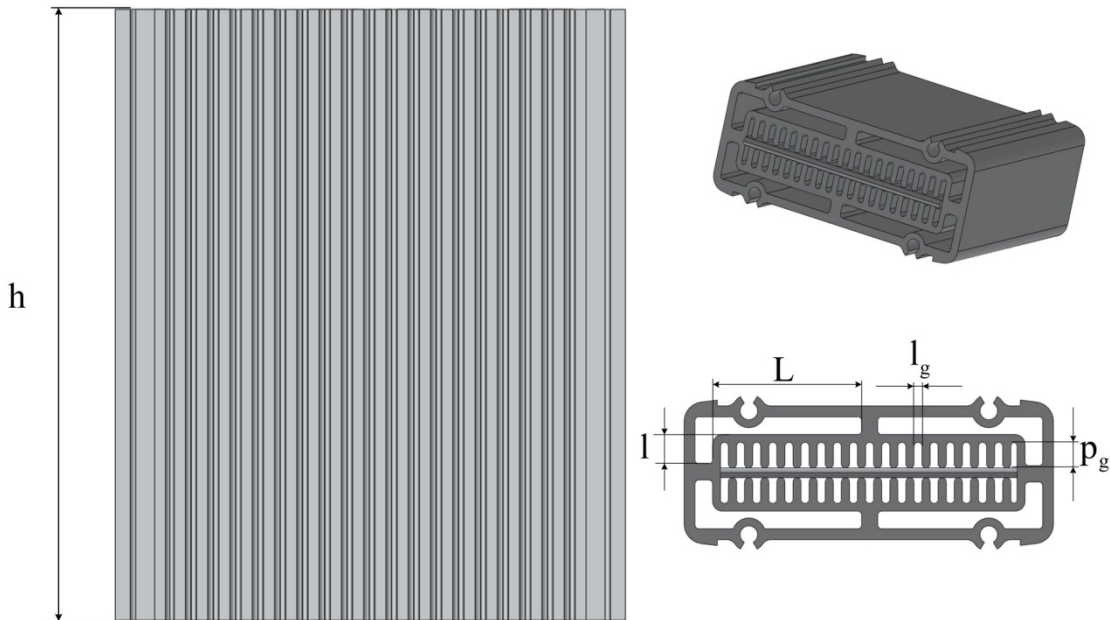
- **Suprafața schimbătorului de căldură gaz/apă pe partea cu apă**

Se determină suprafața de schimb de căldură în acest schimbător, cu formula :

$$S_{g-e} = 4(L \cdot h + l \cdot h) = 81810 \text{ mm}^2 \quad (9.26)$$

în care :

- $L$  - lungimea suprafeței de schimb de căldură;
- $l$  - lățimea suprafeței de schimb termic;
- $h$  - înălțimea schimbătorului preîncălzitor ;



**Fig. 9.16.** Modelarea schimbătorului preîncălzitor.

- **Suprafața schimbătorului gaz/apă pe partea cu gaze arse**

Dat fiind faptul că, gazele de evacuare trec printr-un canalul înconjurat de aripioare, suprafața de schimb de căldură pe partea cu gazul este mult mai mare.

$$S_{e-g} = S_{a_g} \cdot N_g = 256500 \text{ mm}^2 \quad (9.27)$$

$$S_{a_g} = 2 \cdot p_g \cdot h + l_g \cdot p_g \quad (9.28)$$

în care :

$N_g$  - numărul de spații create între două aripioare;  $N_g = 38$



$p_g$  - adâncimea unui spațiu creat între două aripioare ale schimbătorului preîncălzitor;

$h$  - înălțimea schimbătorului de căldură preîncălzitor;

$l_g$  - distanța între două aripioare ale schimbătorului preîncălzitor.

### **Calculul volumului mort de destindere**

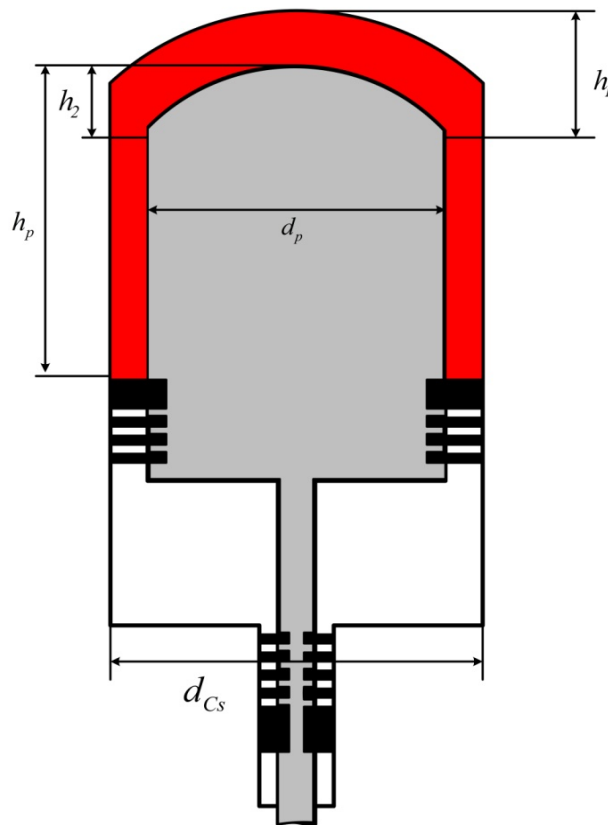
În momentul în care pistonul se află în punctul mort superior, înălțimea spațiului creat între piston și chiulasă este :  $h_{m_e} = 13 \text{ mm}$ .

Volumul mort de destindere este compus din volumul gazului plasat între piston și chiulasă, și în plus mai trebuie ținut cont și de spațiul creat între piston și cămașa acestuia, știind că segmentul de etanșeitate este plasat în partea inferioară a pistonului.

$$V_{m_e} = V_{m_1} + V_{m_2} = \left[ \pi h_{m_e} \left( \frac{d_{C_s}^2}{8} + \frac{h_{m_e}^2}{6} \right) + \pi \frac{d_{C_s}^2}{4} h_1 - \pi \left( \frac{d_{C_s}^2}{8} - \frac{d_p^2}{6} \right) h_1 \right] + \frac{\pi}{4} (h_p - h_1) (d_{C_s}^2 - d_p^2)$$

$$= 25728.98 \text{ mm}^3$$

(9.29)



**Fig. 9.17.** Volumul mort de destindere.

în care:

$d_{C_s}$  - diametrul cămășii;

$d_p$  -diametrul pistonului;

$h_p$  - înălțimea pistonului; din care  $h_1 = 25 \text{ mm}$

 **Calculul volumului mort de comprimare**

În momentul în care pistonul este plasat în punctul mort inferior, înălțimea între piston și blocul motor este  $h_{m_c} = 2.2 \text{ mm}$ , la care se adaugă înălțimea suprafeței create între piston și cămașa sa, deasupra ultimului segment de etanșare  $h_3 = 2.5 \text{ mm}$ , și înălțimea spațiului creat între tija pistonului și cămașă, până la primul segment de etanșare,  $h_4 = 30 \text{ mm}$ .

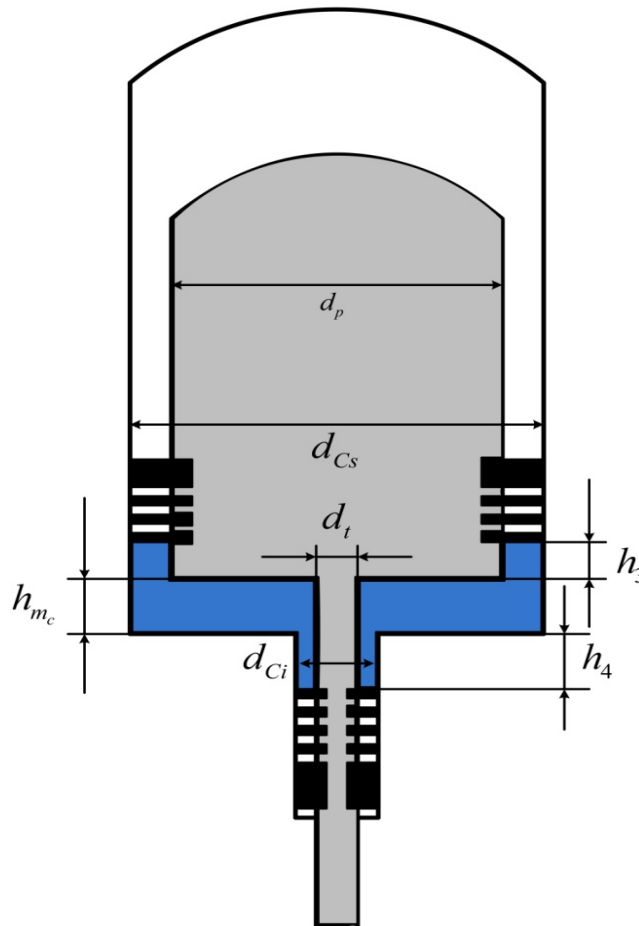
$$V_{m_c} = V_{m_{c1}} + V_{m_{c2}} = \pi \frac{h_{m_c}}{4} (d_{Cs}^2 - d_t^2) + \pi \frac{h_2}{4} (d_{Cs}^2 - d_p^2) + \pi \frac{h_3}{4} (d_{Ci}^2 - d_t^2) = 36998.402 \text{ mm}^3 \quad (9.30)$$

în care:

$d_{Cs}$  - diametrul cămășii superioare;

$d_{Ci}$  - diametrul cămășii inferioare;

$d_t$  - diametrul tijei pistonului.



**Fig. 9.18.** Volumul mort de comprimare.

**Tabelul 9.1** Centralizarea valorilor măsurate ale volumelor schimbătoarelor de căldură, exprimate în  $mm^3$ .

$V_h$	$V_r$	$V_l$	$V_{me}$	$V_{mc}$
5386.58	73076	3788.33	25728.98	36998.40

Existența în cadrul laboratorului LEME, de la Ville d'Avray a unui micro-cogenerator demontat, a făcut posibilă demararea acestei serii de măsurători. Toate aceste valori măsurate au servit la alimentarea unor modele de analiză termodinamică menite să simuleze performanțele motorului Stirling, în vederea confruntării acestora cu rezultate experimentale obținute pe standul experimental sau din literatură.

Prelevarea datelor experimentale s-a realizat pe un model identic, însă funcțional, disponibil în același laborator.

Pentru studiul micro-cogeneratorului echipat cu motor Stirling s-au folosit 3 modele de analiză termodinamică: Metoda Directă din Termodinamica Ireversibilă cu Viteza Finită [34,60,62,64,65,68,107,184,185], Metoda Izotermă [191] (Schmidt) și Metoda Adiabată [151] (Finkelstein).

### Obiectivele acestei cercetări experimental-teoretice au fost următoarele:

- ☞ Determinarea experimentală a performanțelor (randament și putere) a motorului Stirling cu care este echipat micro-cogeneratorul analizat;
- ☞ Determinarea prin calcul a performanțelor (randament și putere), prin studiul geometriei și pornind de la măsurătorile proprii ale dimensiunilor principale ale componentelor motorului Stirling experimentat, folosind cele 3 metode;
- ☞ Compararea acestor performanțe (randament și putere) între ele și cu datele experimentale, pentru a determina care dintre ele se apropie mai mult de realitate, și care poate ajuta mai mult pe inginerul/cercetatorul/proiectantul unei mașini similare cu performanțe mai bune și eventual chiar optimizată atât din punct de vedere geometric (dimensiuni) precum și funcțional (turație/viteză, temperaturi, rapoarte de compresie).
- ☞ Elaborarea, în perspectivă, a unei metodologii de efectuare a studiilor de sensibilitate și optimizare a mașinii Stirling cercetate experimental și teoretic, precum și punerea bazelor de reproiectare la alte performanțe (mai bune) și la alte Puteri (mai mari sau mai mici) față de cele ale mașinii studiate.
- ☞ Studiarea posibilităților de *unificare* a diverselor metode, cu scopul de a obține metode și mai puternice de analiză, în vederea îmbunătățirii activității de proiectare optimizată. Atingând acest scop tindem către dezvoltarea unei *Termodinamici Ireversibile Inginerești* care să satisfacă dezideratele formulate de Giftopolous [28] și Moran [29,30] în critica lor adusă *Termodinamicii în Timp Finit*, care să devină într-adevar un instrument puternic și deosebit de util cercetătorilor și proiectanților de mașini Stirling (și eventual, în perspectivă, și pentru toate celelalte mașini termice).

## 9.7. REZULTATE EXPERIMENTALE

Datele inițiale utilizate de cele trei modele de analiză termodinamică menționate mai sus, sunt prezentate în **Tabelul 9.2**.

**Tabel 9.2** Date caracteristice punctului de funcționare [192].

$n$	$T_h$	$T_l$
[rot/min]	[K]	[K]
1500	800	333

Rezultatele obținute prin aplicarea modelelor de analiză termodinamică, sunt comparate cu rezultatele experimentale publicate anterior [193] și cu cele obținute pe standul experimental disponibil în laboratorul universității partenere (**Tabel 9.3** și **9.4**)

**Tabelul 9.3** Rezultate experimentale

	$\dot{W}_{el}$	$\eta_{el}$	$\dot{Q}_{th}$	$\eta_{th}$	$\dot{Q}_{comb}$	$W$	$\dot{W}$	$\eta_{Stirling}$
	[kW]	[%]	[kW]	[%]	[kW]	[J/ciclu]	[W]	[%]
Experiment 1 [193]	1	12	6.66	80	8.33	46	1150	13.8
Experiment 2 (laborator Ville d'Avray)	1	9.8	6.73	66	10.2	46	1150	11.2

Puterea mecanică este calculată pornind de la valorile prezentate în **Tabelul 9.3**, considerând un randament mecanic  $\eta_m = 0.87$  [193]:

$$\dot{W} = \frac{\dot{W}_{el}}{0,87} \quad (9.31)$$

Astfel lucrul mecanic furnizat pe ciclu va fi:

$$W = \frac{\dot{W}_{el}}{0,87} \cdot \frac{60}{n} \quad (9.32)$$

Iar randamentul motorului Stirling poate fi exprimat astfel :

$$\eta_{Stirling} = \frac{\eta_{el}}{0,87} \quad (9.33)$$

## 9.8. APLICAREA ALGORITMULUI DE CALCUL AL METODEI DIRECTE IN STUDIUL MOTORULUI STIRLING TIP ALPHA

### 9.8.1. Algoritmul Metodei Directe din Termodinamica cu Viteză Finită [34,60,62,64,65,68,107,184,185,50,71]

Ca și în cazul motoarelor cu ardere internă, în cazul motorului Stirling studiat, aflându-ne în imposibilitatea măsurării presiunilor maxime și minime din motor, pentru dezvoltarea modelului analitic impunem o presiune maximă  $p_{max} = 30bar$ .

Valorile pentru volumele schimbătoarelor de căldură, rece, cald, de regenerare, și ale volumelor moarte de comprimare, respectiv de destindere, obținute în urma măsurătorilor întreprinse, servesc la calculul volumului  $V_{\max}$ , respectiv  $V_{\min}$  al ciclului.

$$V_{\max} = \frac{V_{\max.cpr} + V_{\max.dest}}{2} \quad (9.34)$$

în care :  $V_{\max.cpr} = V_h + V_e + V_{reg} + V_c + V_l + V_{mc}$

$$V_{\max.dest} = V_h + V_e + V_{reg} + V_c + V_l + V_{me}$$

Volumul minim al ciclului este calculat cu relația :

$$V_{\min} = V_h + V_e + V_{reg} + V_c + V_l \quad (9.35)$$

Valorile obținute sunt centralizate în **Tabelul 9.4**.

**Tabelul 9.4.** Centralizarea parametrilor geometrici și funcționali ai motorului

$p_{\max}$ [bar]	$V_{\max} \cdot 10^4$ [m <sup>3</sup> ]	$V_{\min} \cdot 10^4$ [m <sup>3</sup> ]
30	2.07	1.45

Utilizând valorile din **Tabelul 9.4** și datele caracteristice punctului de funcționare al mașinii, prezentate în **Tabelul 9.2**, se poate calcula presiunea minimă din motor:

$$p_{\min} = \frac{m_g RT_l}{V_{\max}} \quad (9.36)$$

în care :

$R$  - constanta specifică a gazului de lucru,

$m_g$  - masa gazului care trece prin regeneratoare la un moment dat.

Aceasta poate fi calculată pornind de la ecuația de stare a gazelor perfecte:

$$m_g = \frac{p_{\max} V_{\min}}{RT_h} \quad (9.37)$$

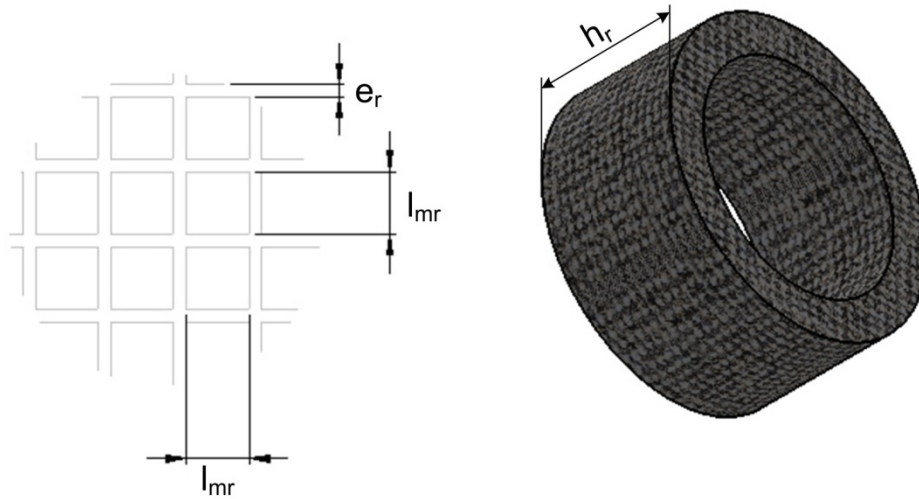
### *Studiul parametrilor caracteristici ai regeneratoarelor*

Regeneratoarele motorului Stirling analizat sunt compuse din mai multe site dispuse vertical, contrar tuturor mașinilor pentru care Metoda Directă a fost validată, în care sitele din care regeneratoarele erau compuse erau dispuse orizontal. În consecință se impune o analiză comparativă clară privind cele două tipuri de mașini în cauză (mașini cu regeneratoare ale căror site sunt dispuse orizontal [62,64,65,68] și mașini ale căror regeneratoare sunt dispuse vertical [188,190,192,193]).

Formulele validate pentru cele 12 motoare Stirling [62,64,65,68], ce au același tip de regeneratoare, prevăzute cu site orizontale, se bazează pe o formulă a pierderilor de presiune funcție de viteză, dedusă de S. Petrescu și M. Costea [60,107], dintr-un grafic al lui Organ [71], bazat pe sute de experimente de curgere a gazului prin site orizontale. Cum în cazul motorului analizat regeneratoarele sunt constituite din site dispuse pe verticală, acea formulă probabil nu mai este suficient de exactă.

În consecință este necesară stabilirea unor ipoteze de echivalare a celor două tipuri de regeneratoare, atât din punct de vedere al curgerii fluidului prin regeneratoare, al analizei

parametrilor de ajustare, al calculului masei regeneratorului, suprafeței de schimb de căldură a acestuia, și a numărului echivalent de site.



**Fig. 9.19.** Modelare și secțiune a regeneratorului

în care:

$e_r$  - grosimea unui fir;  $e_r = 0.12 \text{ mm}$

$h_r$  - înălțimea regeneratorului;  $h_r = 29.1 \text{ mm}$

Cunoscând înălțimea regeneratorului  $h_r$ , și diametrul unui fir  $e_r$ , se poate calcula un număr echivalent de site dispuse pe orizontală:

$$N_{ech} = \frac{h_r}{2e_r} = \frac{2.91}{2 \cdot 0.012} = 121.25 \text{ site}$$

Se calculează câte fire intră într-un  $\text{cm}^2$  de sită pe direcția  $Ox$ :

$$N_{fire,x} = \frac{1}{l_{mr} + e_r} = \frac{1}{0.02 + 0.012} = 31.25 \text{ fire/cm}^2$$

în care  $l_{mr}$  este distanța între două fire.

Se consideră că același număr de fire este dispus într-un  $\text{cm}^2$  al unei site și pe direcția  $Oy$ .

$$N_{fire,y} = N_{fire,x}$$

În consecință, numărul total de fire dintr-un  $\text{cm}^2$  este suma firelor pe cele două direcții, respectiv:

$$N_{t,fire} = N_{fire,y} + N_{fire,x} = 62.5 \text{ fire/cm}^2$$

Masa unui fir cu lungimea de  $1 \text{ cm}$  poate fi calculată cu relația:

$$m_{fir/1cm} = \pi \cdot e_r^2 \cdot 1 \cdot \rho = \pi \cdot 0.012^2 \cdot 0.008 = 3.619 \cdot 10^{-6} \text{ kg}$$

în care  $\rho$  este densitatea materialului din care este realizat regeneratorul.

Suprafața de schimb de căldură a unui fir având lungimea de  $1 \text{ cm}$ , este:

$$S_{fir/1cm} = \pi \cdot e_r \cdot 1 = 0.0377 \text{ cm}^2$$

Suprafața de schimb de căldură dintr-un  $\text{cm}^2$  de sită se poate calcula astfel:

$$S_{fire/cm^2} = S_{fir(1cm)} \cdot N_{t,fire} = 2.356 \text{ cm}^2$$

Aria medie a unei site este:

$$S_{sita.med} = h_r D_{ech} = 2.91 \cdot 1.5 = 4.365 \text{ cm}^2$$

Suprafața totală de schimb de căldură este:

$$S_R = S_{fire/cm^2} \cdot S_{sita.med} \cdot N_{ech} = 2.356 \cdot 4.365 \cdot 121.25 = 1246.93 \text{ cm}^2$$

Masa firelor ce constituie regeneratorul este, deci :

$$m_R = S_R \rho = 9.975 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \quad (9.38)$$

☞ raportul capacităților termice ale gazului și matricii regenerativului [50,60,62,64,65,68,71,107,184,185]:

$$M = \frac{m_g c_{v.g}}{m_R c_R} \quad (9.39)$$

în care:

$c_{v.g}$  - căldura specifică la volum constant a gazului de lucru;

$c_R$  - căldura specifică la volum constant a materialului din care este constituit regeneratorul.

☞ Coeficientul de pierderi regenerative în versiunea « pesimistă » de estimare [450,60,62,64,65,68,71,107,184,185]: :

$$X_1 = \frac{1 + 2M + e^{-B}}{2(1 + M)} \quad (9.40)$$

☞ Coeficientul de pierderi regenerative în versiunea « optimistă » de estimare [50,60,62,64,65,68,71,107,184,185]:

$$X_2 = \frac{M + e^{-B}}{1 + M} \quad (9.41)$$

Coeficientul de pierderi regenerative se calculează cu relația [50,60,62,64,65,68,71,107,184,185]:

$$X = X_1 y + (1 - y) X_2 \quad (9.42)$$

în care :  $y$  este un factor de ajustare validat pentru 12 motoare Stirling (cele mai performante din lume) [68,184] :  $y = 0.72$  .

☞ Factor ce ține cont de caracteristicile transferului de căldură în regenerativ [50,60,62,64,65,68,71,107,184,185]:

$$B = (1 + M) \frac{h A_R C_p}{m_g c_{v.g} w_p} \quad (9.43)$$

în care :

$C_p$  -cursa pistonului;

$w_p$  -viteza pistonului.

Viteza pistonului poate fi calculată cu relația :

$$w_p = \frac{2nC_p}{60} \quad (9.44)$$

unde :  $n$  - turația motorului.

☞ Coeficientul de transfer de căldură convectiv în regenerator [50,60,62,64,65,68,71,107,184,185]:

$$h = \frac{0.395 \left( \frac{4p_m}{RT_l} \right) w_g^{0.424} \cdot c_p(T_m) \cdot \nu(T_m)^{0.576}}{(1 + \tau) \left[ 1 - \frac{\pi}{4(b/d + 1)} \right] D_{ech}^{0.576} Pr^{2/3}} \quad (9.45)$$

în care :

$$p_m = \frac{p_{max} + p_{min}}{2} \quad \text{și} \quad T_m = \frac{T_h + T_l}{2};$$

$$\tau = \frac{T_h}{T_l} - \text{raportul temperaturilor extreme;}$$

$\nu$  - viscozitatea cinematică a gazului, [m<sup>2</sup>/s];  
Pr - numărul lui Prandtl.

Dimensiunile caracteristice rezultate sunt centralizate în **Tabelul 9.5**.

**Tabel 9.5.** Centralizarea dimensiunilor caracteristice ale regeneratoarei.

$D_{ech}$ [m]	$h_R$ [m]	$l_{mr}$ [m]	$e_r$ [m]	$N_{ech}$	$A_{reg}$ [m <sup>2</sup> ]	$S_R$ [m <sup>2</sup> ]	$m_R$ [kg]
0.015	0.0291	0.0002	0.00012	121	0.00119	0.1257	0.009975

Utilizând aceste date, se poate calcula viteza gazului la trecerea sa prin regenerator:

$$w_g = \frac{A_p w_p}{A_{reg}} \quad (9.46)$$

în care :

$A_{reg}$  - aria de curgere a regeneratoarei,

$A_p$  - aria pistonului.

Aria de curgere a regeneratoarei poate fi calculată cu formula:

$$A_{reg} = \frac{\pi D_{ext}^2}{4} - \frac{\pi D_{int}^2}{4} \quad (9.47)$$

Aria pistonului se calculează cu formula:

$$A_p = \frac{A_{p1} + A_{p2}}{2} \quad (9.48)$$

cu :  $A_{p1}$  - aria proiectată a pistonului,  $A_{p1} = \frac{\pi D_p^2}{4}$  ;



$$A_{p2} = A_{p1} - A_{tija} = \frac{\pi D_p^2}{4} - \frac{\pi D_{tija}^2}{4}.$$

Cunoscând toate aceste date, se poate calcula [50,60,62,64,65,68,71,107,184,185]:

☞ Randamentul consecință al celui de al doilea Principiu al Termodinamicii, care ține cont de pierderile datorate regenerării imperfecte a căldurii introdus de Petrescu în [50]:

$$\eta_{II,ir,X} = \left[ 1 + \frac{X \left( 1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}} \right)}{(\gamma - 1) \ln \varepsilon} \right]^{-1} \quad (9.49)$$

☞ Randamentul consecință al celui de al doilea Principiu al Termodinamicii care ține cont de diferențele de temperatură introdus de Petrescu în [50]:

$$\eta_{II,ir,\Delta T} = \left( 1 + \sqrt{\frac{T_l}{T_h}} \right)^{-1} \quad (9.50)$$

☞ Dată fiind dipunerea sitelor, diferită față de cazurile analizate anterior [68], rezistența hidraulică se va modifica, fapt ce va influența căderea de presiune în regenerator. În consecință expresia randamentului consecință a celui de al doilea Principiu al Termodinamicii, care ține cont de pierderile de presiune generate de viteza finită a pistonului, de laminarea gazului la trecerea prin regenerator și de frecarea elementelor mobile ale mașinii, devine [50,60,62,64,65,68,71,107,184,185]:

$$\eta_{II,ir,\Sigma \Delta P_i} = 1 - \left[ \left( \frac{w_p}{w_{S,L}} \right) \gamma (1 + \sqrt{\tau}) \ln \varepsilon + \frac{C w_g^2}{p_{\min}} + \frac{3(0.94 + 0.045 w_p) 10^5}{4 p_{\min}} \right] / \tau \eta' \ln \varepsilon \quad (9.51)$$

în care [50,60,62,64,65,68,71,107,184,185]:

$$C = 0.0045$$

$w_{S,L}$  - viteza sunetului la temperatura  $T_L$  a sursei reci.

iar:

$$\eta' = \eta_C \eta_{II,ir,X} \eta_{II,ir,\Delta T} \quad (9.52)$$

Rezultă randamentul motorului Stirling [50]:

$$\eta_{SE} = \eta_C \cdot \eta_{II,ir,X} \cdot \eta_{II,ir,\Delta T} \cdot \eta_{II,ir,\Sigma \Delta P_i} \quad (9.53)$$

Puterea motorului Stirling este dată de relația [68,50,184]:

$$\dot{W}_{SE} = N_C z m_g R T_h \frac{w_p}{2 C_p} \ln \varepsilon \quad (9.54)$$

în care :  $N_C$  - numărul cilindrilor. În cazul motorului analizat  $N_C = 4$ .

$z$  -factor de ajustare, validat pentru 12 din cele mai performante motoare Stirling din lume în lucrările[68,184] ca având valoarea:  $z = 0.8$ .

### 9.8.2. Rezultate obținute prin aplicarea Metodei Directe în studiul motorului Stirling tip alpha

Rezultatele obținute prin aplicarea modelului de calcul adaptat și prezentat anterior, sunt centralizate în **Tabelul 9.6**.

**Tabelul 9.6.** Rezultatele aplicării algoritmului Metodei Directe

$n$ [rot/min]	$w_p$ [m/s]	$\eta_{II,ir,X}$ [%]	$\eta_{II,ir,\Delta T}$ [%]	$\eta_{II,ir,\sum \Delta P_i}$ [%]	$\eta_{SE}$ [%]	$\dot{W}_{SE}$ [W]
75	0.1	40.96404	64.12	99.5	17.96	76.82
375	0.5	41.85737	64.12	96.74	17.84	381.60
750	1	41.87903	64.12	91.46	16.87	721.93
1125	1.5	41.88059	64.12	84.16	15.52	996.47
<b>1500</b>	<b>2</b>	<b>41.88081</b>	<b>64.12</b>	<b>74.83</b>	<b>13.81</b>	<b>1181.39</b>
1875	2.5	41.88086	64.12	63.48	11.71	1252.78
2250	3	41.88087	64.12	50.11	9.25	1186.66
2650	3.5	41.88087	64.12	34.72	6.40	959.09
3000	4	41.88087	64.12	17.30	3.19	546.11

Analizând rezultatele se poate constata că asupra randamentului motorului Stirling, pierderile generate de căderile de presiune reprezintă o cauză importantă a diminuării performanțelor.

Metoda Directă oferă rezultate excepționale atât în ceea ce privește evaluarea puterii cât și a randamentului motorului Stirling.

Chiar dacă dispunerea sitelor în regenerator este diferită față de cazurile pentru care Metoda Directă a fost validată pentru cele 12 motoare Stirling [68,184] fără a fi necesară modificarea parametrilor de ajustare validați ( $y=0.72$  și  $z=0.8$ ), și fără introducerea unora noi, rezultatele analitice obținute pentru al 13-lea motor Stirling studiat în această teză, sunt validate în comparație cu cele experimentale. Acest rezultat este extrem de important pentru conceperea și proiectarea în continuare a noi mașini Stirling foarte performante, care pot folosi orice variantă a poziționării sitelor în regenerator (orizontală sau verticală).

Această figură evidențiază și justifică alegerea constructorului cu privire la turația motorului  $n = 1500$  [rot/min], adică  $w_p = 2$  [m/s] (conform ec. 9.44). Varianta aleasă reprezintă un compromis în ceea ce privește valorile puterii și randamentului mecanic.

Se constată că s-a dorit obținerea unui randament mecanic mai mare în defavoarea puterii furnizate. Pentru o turație mai ridicată, puterea mecanică tinde să atingă valoarea maximă, însă randamentul mașinii ar scădea. Dacă se dorește pentru alte aplicații o putere mai mare, la un randament ceva mai mic, sau invers o putere mai mică la un randament mai mare, se poate alege din Fig. 9.20, viteza optimă corespunzătoare scopului dorit. Astfel, spre exemplu, ar rezulta din grafic că la viteza de 2.5 m/s s-ar obține puterea maximă, la un randament care nu ar scădea prea mult. Ținând cont de faptul că în prezenta aplicație, căldura de la sursa rece a motorului Stirling

este recuperată și folosită pentru cogenerare, scăderea randamentului motorului Stirling din instalație ar fi compensată de creșterea randamentului cogenerării, randamentul global fiind practic constant.

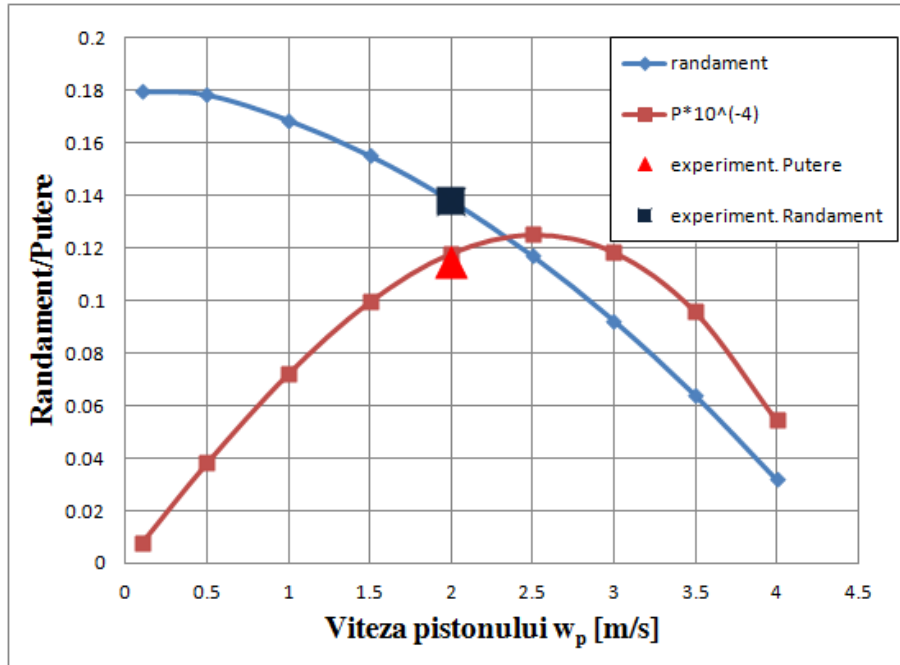


Fig. 9.20. Evoluția randamentului și puterii în funcție de viteza pistonului,  $w_p$ .

### 9.8.3. Concluzii asupra studiului.

Analizând rezultatele grafice, se poate propune o altă variantă constructivă a mașinii studiate, care să atingă valoarea maximă a puterii mecanice furnizate, corespunzătoare unui randament mai mic.

Această propunere implică redimensionarea motorului, și proiectarea optimizată a acestuia pentru o turație mai mare, fapt care ar asigura puterea maximă.

De asemenea se poate propune proiectarea unei noi instalații de micro-cogenerare care să poată furniza o putere electrică de trei ori mai ridicată (aproximativ 3kW), putere necesară pentru satisfacerea necesarului de electricitate al unei locuințe.

Pentru mărirea puterii furnizate de motorul Stirling, cea mai simplă variantă este mărirea volumului de lucru, fapt care implică modificarea dimensiunilor pistoanelor și eventual a turației.

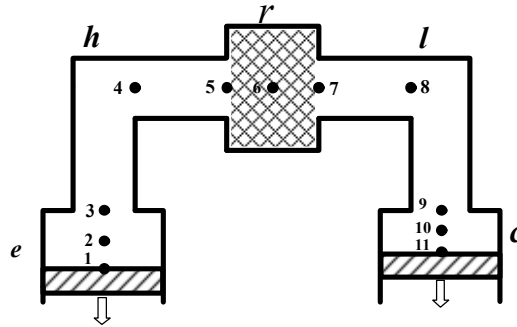
## 9.9. APLICAREA METODELOR DE ANALIZĂ DE ORDIN II (METODA ADIABATĂ ȘI METODA IZOTERMĂ) ÎN STUDIUL MOTORULUI STIRLING TIP ALPHA

### 9.9.1. Analiza adiabată

Analiza adiabată [151] constă în divizarea motorului în cinci spații elementare (**Fig. 9.21**):

- volum de destindere ( $e$ ),
- volumul cald al schimbătorului de căldură cald ( $h$ ),
- volum de stocare/destocare (regenerator) ( $r$ ),
- volumul rece al schimbătorului de căldură rece ( $l$ ),
- volum de comprimare ( $c$ ).

Volumele de comprimare și destindere sunt variabile, depinzând de poziția pistoanelor, în timp ce volumele schimbătoare de căldură sunt constante.



**Fig. 9.21.** Schema motorului Stirling divizat în 5 volume.

Sensul de curgere pozitiv al fluidului este indicat de creșterea numărului de ordine din figură.

Pentru a dezvolta modelul de analiză termodinamică, se utilizează dimensiunile măsurate pentru volumele schimbătoare de căldură cald  $V_h$ , rece  $V_l$  și de regenerare  $V_r$ , valori pe care le-am centralizat în **Tabelul 9.1**.

Volumele instantanee  $V_e$  și  $V_c$  sunt determinate pornind de la dimensiunile geometrice ale cilindrilor și de la cinematica utilizată.

$$V_e = \frac{V_{e0}}{2} (1 - \cos(\omega t + \varphi_i)) \quad (9.55)$$

$$V_c = \frac{V_{c0}}{2} (1 - \cos(\omega t + \varphi_i - \varphi_0)) \quad (9.56)$$

în care :  $V_{e0}$ - volumul măsurat în timpul destinderii și  $V_{c0}$  - volumul măsurat în timpul comprimării.

Diferitele temperaturi  $T_h$ ,  $T_r$  și  $T_l$  sunt considerate constante în schimbătoarele de căldură aferente, despre ale căror volume se consideră că sunt izoterme.

În volumul de stocare/destocare al regeneratorului este definită o temperatură caracteristică, ca fiind media logaritmică a temperaturilor volumelor cald,  $T_h$ , și rece,  $T_l$ .

$$T_6 = \frac{T_4 - T_8}{\ln \frac{T_4}{T_8}} \quad (9.57)$$

Pentru a evalua masa de fluid din fiecare volum, se aplică ecuația de stare a gazelor perfecte:

$$\begin{cases} m_c = \frac{pV_c}{RT_{10}}; & m_l = \frac{pV_l}{RT_8}; & m_r = \frac{pV_r}{RT_6} \\ m_h = \frac{pV_h}{RT_4}; & m_e = \frac{pV_e}{RT_2} \end{cases} \quad (9.58)$$

Masa totală a gazului de lucru  $m$ , reprezintă suma celor 5 mase prezentate mai sus. Pornind de la acestea, presiunea instantanee, presupusă a fi uniformă în motor, se obține cu relația:

$$p = \frac{mR}{\frac{V_e}{T_e} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_l}{T_l} + \frac{V_c}{T_c}} \quad (9.59)$$

Aplicând ecuația de conservare a energiei în spațiul de comprimare presupus a fi adiabatic, se poate stabili variația masei în acest volum.

$$dm_c = \frac{pdV_c + V_c \frac{dp}{\gamma}}{RT_9} \quad (9.60)$$

$T_9$  fiind temperatura la interfața schimbător rece-spațiu de comprimare. Pentru a calcula această temperatură, trebuie să se țină cont de sensul de curgere al gazului, respectiv :

dacă  $dm_c < 0$ ,  $T_9 = T_{10}$ , în caz contrar  $T_9 = T_8$ .

În aceeași manieră se exprimă și  $dm_e$  în spațiul de destindere:

$$dm_e = \frac{pdV_e + V_e \frac{dp}{\gamma}}{RT_3} \quad (9.61)$$

Se face următoarea ipoteză pentru temperatura la interfața spațiului de destindere/ schimbător cald:

dacă  $dm_e > 0$ ,  $T_3 = T_2$ , în caz contrar  $T_3 = T_4$ .

În scopul determinării variației masei în volumele constante ale schimbătoarelor de căldură, se utilizează ecuația de stare a gazelor perfecte, sub forma diferențială:

$$\begin{cases} dm_l = m_l \frac{dp}{p} = \frac{V_l}{R} \cdot \frac{dp}{T_l} \\ dm_r = m_r \frac{dp}{p} = \frac{V_r}{R} \cdot \frac{dp}{T_r} \\ dm_h = m_h \frac{dp}{p} = \frac{V_h}{R} \cdot \frac{dp}{T_h} \end{cases} \quad (9.62)$$

Suma variațiilor elementare ale maselor celor 5 volume va fi 0, în ipoteza unei etanșeități perfecte (adică masa gazului este constantă în motor) :

$$\sum dm_j = \frac{dp}{R} \left[ \frac{V_e}{\gamma T_3} + \frac{V_h}{T_h} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_l}{T_l} + \frac{V_c}{\gamma T_9} \right] + \frac{p}{R} \left[ \frac{dV_e}{T_3} + \frac{dV_c}{T_9} \right] = 0 \quad (9.63)$$

Se deduce, în consecință, expresia diferențialei presiunii:

$$dp = \frac{-\gamma p \left( \frac{dV_c}{T_9} + \frac{dV_e}{T_3} \right)}{\frac{V_c}{T_9} + \gamma \left( \frac{V_l}{T_8} + \frac{V_r}{T_6} + \frac{V_h}{T_4} \right) + \frac{V_e}{T_3}} \quad (9.64)$$

Combinând ecuațiile (9.60) și (9.61) cu legea gazelor perfecte în forma diferențială, se obține:

$$\frac{dT_{10}}{T_{10}} = \left( 1 - \frac{T_{10}}{\gamma T_9} \right) \frac{dp}{p} + \left( 1 - \frac{T_{10}}{T_9} \right) \frac{dV_c}{V_c} \quad (9.65)$$

$$\frac{dT_2}{T_2} = \left( 1 - \frac{T_2}{\gamma T_3} \right) \frac{dp}{p} + \left( 1 - \frac{T_2}{T_3} \right) \frac{dV_e}{V_e} \quad (9.66)$$

Semnul maselor elementare transferate la interfețele volumelor depinde de sensul de curgere din motor (pozitiv dacă este sensul indicat de ordinea crescătoare a volumelor). Ele sunt calculate la interfețe cu ecuațiile următoare:

$$\begin{cases} dm_c = dm_9 \\ dm_l = dm_7 - dm_9 \Leftrightarrow dm_7 = dm_l + dm_c \\ dm_r = dm_5 - dm_7 \Leftrightarrow dm_5 = dm_l + dm_c + dm_r \\ dm_h = dm_3 - dm_5 \Leftrightarrow dm_3 = dm_l + dm_c + dm_r + dm_h \\ dm_e = -dm_3 \end{cases}$$

Cantitățile de căldură la nivelul celor 3 schimbătoare, cald, rece și de regenerare, sunt determinate pornind de la ecuația de conservare a energiei, aplicată fiecăruia dintre cele 3 volume.

$$\begin{cases} \delta Q_l = \frac{c_v}{R} V_l dp - c_p (T_7 dm_7 - T_9 dm_9) \\ \delta Q_r = \frac{c_v}{R} V_r dp - c_p (T_5 dm_5 - T_7 dm_7) \\ \delta Q_h = \frac{c_v}{R} V_h dp - c_p (T_3 dm_3 - T_5 dm_5) \end{cases} \quad (9.67)$$

Pornind de la presiunea instantanee și de la variațiile de volum ale spațiilor de comprimare, respectiv de destindere, se poate calcula lucrul mecanic elementar al spațiului de comprimare  $\delta W_c$ , respectiv de destindere  $\delta W_e$ .

$$\begin{cases} \delta W_c = -pdV_c \\ \delta W_e = -pdV_e \end{cases} \quad (9.68)$$

Suma acestor două expresii reprezintă lucrul mecanic furnizat pentru un ciclu.

$$\delta W = \delta W_c + \delta W_e \quad (9.69)$$

Prin integrare se obține lucrul mecanic pentru un ciclu.

### 9.9.2. Analiza izotermă

Modelul izoterm al lui Schmidt [191] constă în diviziunea motorului în 3 spații elementare : un volum de comprimare, un volum de destindere, și un volum de regenerare.

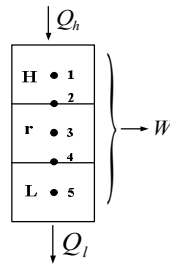


Fig .9.22. Schema motorului divizat în 3 volume.

În acest caz volumul cald și volumul rece pot fi definite cu ajutorul relațiilor:

$$V_H = V_e + V_h + V_{me} \quad (9.70)$$

$$V_L = V_c + V_l + V_{mc} \quad (9.71)$$

în care :  $V_{me}$ - volumul mort de destindere și  $V_{mc}$  - volumul mort de comprimare.

Aceste trei spații sunt considerate izoterme, două dintre ele având volume variabile, dependente de poziția pistonului și spațiul de regenerare care va fi constant. Acest model se bazează pe aceleași ecuații prezentate în paragraful anterior și aplicate volumelor izoterme. Modelul descris amănunțit poate fi găsit în cadrul **capitolului VII (subcapitol 7.5)** unde a fost adaptat și aplicat unui motor Stirling tip beta.

### 9.9.3. Rezultate și discuții. Studiu parametric

Dimensiunile geometrice calculate anterior au servit la alimentarea algoritmului de calcul al Metodei Directe și a celor două metode de analiza 0-D: metoda izotermă [191] și metoda adiabată [151]. Ecuatiile celor două modele 0-D au fost rezolvate cu ajutorul programului de simulare numerică Simulink/Matlab. Pentru cele trei modele de analiză termodinamică s-au folosit datele inițiale prezentate în **Tabelul 9.2**.

Pentru dezvoltarea unor studii de sensibilitate și pentru realizarea unei analize extrapolate a rezultatelor furnizate de cele trei metode termodinamice, s-a variat turația mașinii  $n$ , care este un parametru comun pentru cele 3 modele.

În **Fig. 9.23** și **Fig. 9.24** se prezintă un studiu parametric în funcție de temperatura gazului aflat în volumul cald. Se remarcă faptul că modelul adiabat permite o bună estimare puterii mecanice furnizate de motor. În ceea ce privește randamentul acestuia, modelul adiabat este mai apropiat de realitatea experimentală față de modelul izoterm. Acest lucru poate fi datorat unei mai bune reprezentări a geometriei motorului, prin comparație cu modelul izoterm.

Volumele de destindere și de comprimare, fiind separate prin schimbătoarele de căldură, fac ca împărțirea motorului în 5 volume elementare, să pară un raționament judicios.

În schimb, Metoda Directă furnizează rezultate ce validează modelul analitic, atât pentru puterea mecanică cât și pentru randament.

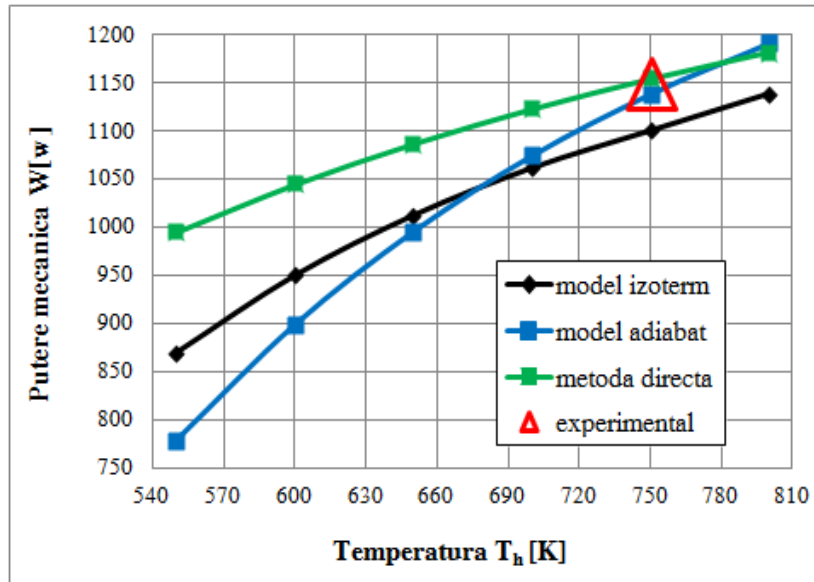


Fig. 9.23. Variația puterii mecanice, calculată cu cele 3 modele de analiză termodinamică, pentru mai multe valori ale temperaturii gazului aflat în volumul cald.

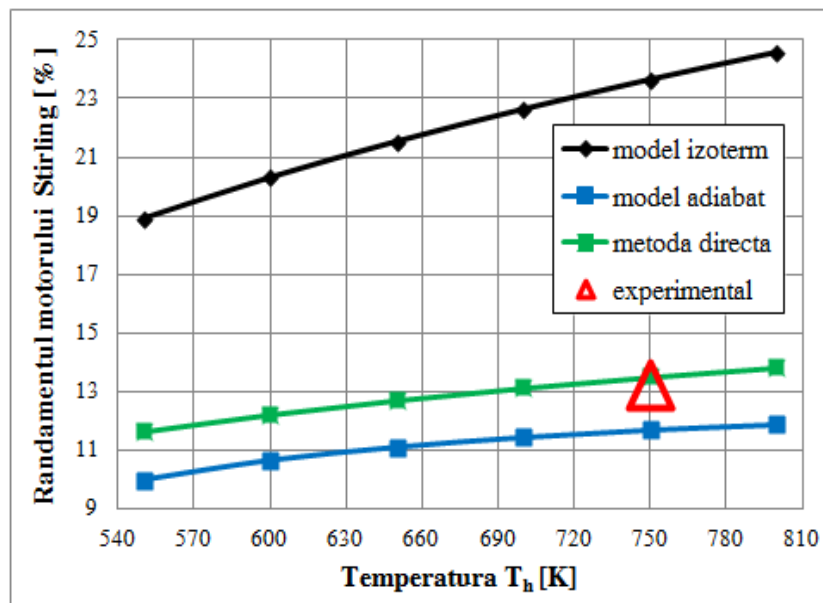


Fig. 9.24. Variația randamentului calculat cu cele 3 modele de analiză termodinamică, pentru mai multe valori ale temperaturii gazului aflat în volumul cald.

În Fig. 9.25 și Fig. 9.26 se prezintă un studiu parametric în funcție de turația motorului. Variind turația motorului, valoarea măsurată pe standul experimental se suprapune valorii obținute analitic cu ajutorul Metodei Directe, atât pentru putere cât și pentru randament. Modelul adiabat furnizează valori foarte apropiate de realitatea experimentală pentru puterea mecanică a motorului Stirling, însă compromise evaluarea pertinentă a randamentului mecanic. Rezultatul obținut pentru randament, poate fi afectat de faptul că modelul adiabat nu ține cont de pierderile generate de frecarea elementelor mobile cu pereții cilindrilor, de viteza de desfășurare a proceselor, implicit de viteza pistonului, de laminarea gazului la trecerea prin regeneratori și prin celelalte schimbătoare de căldură.



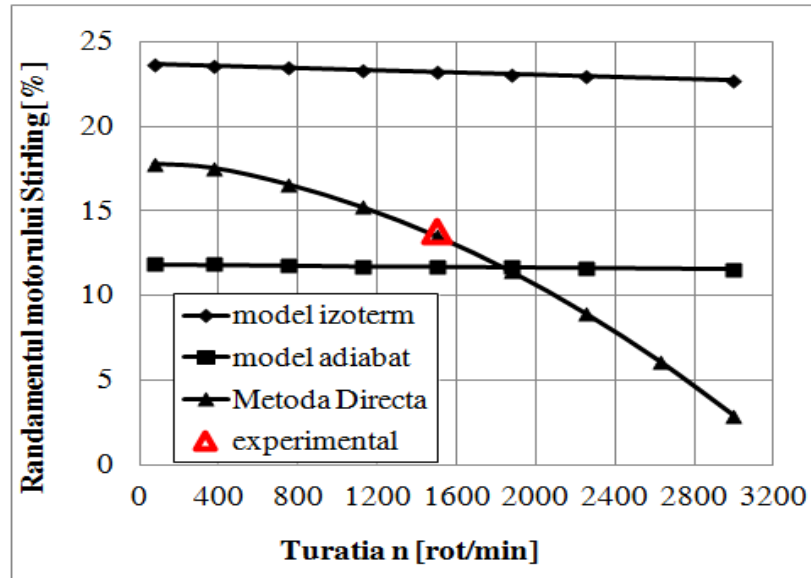


Fig. 9.25. Variția randamentului motorului Stirling în cele 3 metode de analiză termodinamică studiate cu turația motorului.

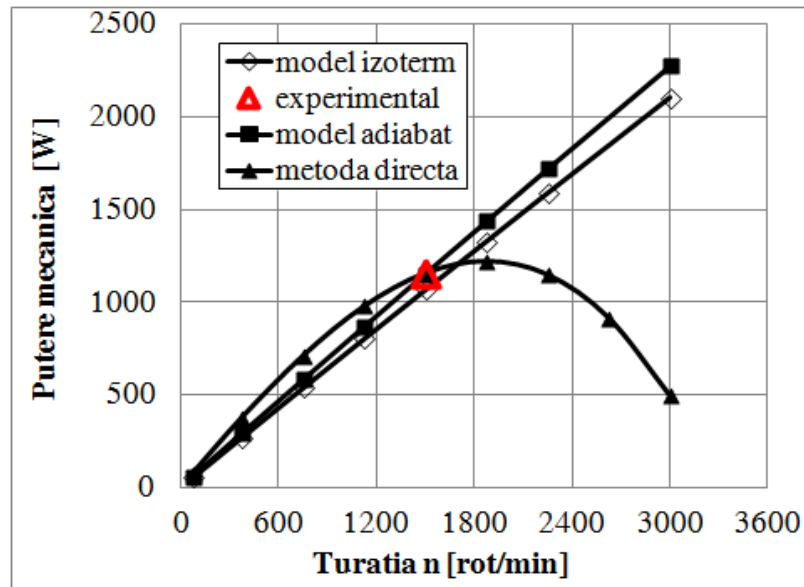


Fig. 9.26. Variția puterii motorului Stirling în cele 3 metode de analiză termodinamică studiate cu turația motorului.

Prin faptul că metoda adiabată nu poate ține cont de frecarea și laminarea din regenerador și nici de dimensiunea și poziția acestuia, decât prin introducerea unei valori numerice a randamentului de regenerare (în cazul analizat  $\eta_{reg} = 0.8$ ) se poate constata că metoda adiabată nu este autosustenabilă pentru optimizări ale ciclurilor, ale mașinilor, nepermițând reproiectări la alte dimensiuni, puteri sau randamente. Se poate propune însă utilizarea în cadrul modelului adiabat, a raționamentului dezvoltat în cadrul Metodei Directe pentru calculul analitic al randamentului de regenerare în funcție de dimensiunile regeneradorului, de dispunerea sitelor, de caracteristicile materialului din care acesta este realizat, de viteza gazului la trecerea prin regenerador, realizându-se astfel o primă unificare a celor două metode.

Chiar dacă dispunerea sitelor în regeneradorul mașinii este diferită de dispunerea sitelor în regeneratoarele mașinilor Stirling pentru care Metoda Directă a fost validată, Metoda Directă

conduce la rezultate remarcabile, din punct de vedere al capacității de îmbunătățire a mașinii respective, prin studii de sensibilitate și optimizare, și mai mult, permițând reproiectarea unei mașini cu putere mai mare, având o construcție similară, ceea ce nu oferă de fapt nicio altă metodă existentă în literatură.

#### 9.10. CONFRUNTAREA REZULTATELOR OBȚINUTE PRIN APLICAREA CELOR TREI MODELE DE ANALIZĂ TERMODINAMICĂ (METODA DIRECTĂ, METODA IZOTERMĂ ȘI METODA ADIABATĂ)

Măsurătorile optice întreprinse pe piesele demontate ale micro-cogeneratorului echipat cu motor Stirling, au condus la definirea geometriei diferitelor volume ale motorului, fapt care a permis alimentarea celor trei metode de analiză termodinamică: Metoda Directă, metoda izotermă și metoda adiabată.

Rezultatele obținute sunt prezentate în comparație cu cele experimentale disponibile în literatură [193] și cu cele prelevate de pe standul experimental.

**Tabel 9.4** Comparația rezultatelor

	Metoda Directă	Model izoterm	Model adiabetic	Experiment	
				1	2
$W [J/ciclu]$	47.26	42.64	46.12	46	46
$\dot{W} [W]$	1181.4	1065.6	1153	1150	1150
$\eta_{Stirling} [\%]$	13.8	23.21	11.73	13.8	11.2

Analizând rezultatele numerice, se poate constata că Metoda Directă poate reprezenta cel mai bine funcționarea motorului. Metoda Directă are ca avantaj și capacitatea dezvoltării studiilor de sensibilitate necesare optimizării funcționării motorului.

#### 9.11. CONCLUZIILE STUDIULUI

Geometria complexă a schimbătoarelor de căldură este determinată pornind de la măsurătorile optice. Analiza proceselor de transfer de căldură și curgere a gazului de lucru, ce au loc în motorul Stirling, a fost realizată prin aplicarea modelului izoterm (Schmidt) și a modelului adiabetic (Finkelstein). Această analiză constă în divizarea motorului în 3 respectiv 5 volume de control cărora le-au fost aplicate ecuația de stare a gazului perfect și ecuațiile de conservare a energiei și masei. Sistemul de ecuații diferențiale rezultat a fost rezolvat prin iterații succesive în mediul Matlab/Simulink. Puterile schimbate și randamentul calculate au fost comparate cu cele obținute experimental.

Metoda Directă de studiu și evaluare a ireversibilităților în mașinile termice, permite obținerea directă a expresiei randamentului în funcție de viteza de derulare a proceselor și de alți parametri geometrice și funcționali ai ciclului.

Performanțele motorului au fost evaluate considerând atât ireversibilitățile interne cât și pe cele externe generate de viteza finită, de pierderile de presiune din mașină, și de ireversibilitățile datorate regenerării imperfecte a căldurii în regeneratorul mașinii.

Scopul acestui studiu a fost compararea celor trei metode de analiză termodinamică, în vederea stabilirii metodei cea mai apropiată de realitatea experimentală.

## CONCLUZII GENERALE, CONTRIBUȚII PERSONALE, PERSPECTIVE

Teza de doctorat prezentată abordează două direcții de cercetare, respectiv ciclul Carnot ireversibil și ciclul Stirling.



Modelul termodinamic pentru studiul ciclului Carnot direct cu ireversibilități externe (datorate diferențelor de temperatură la surse), cât și cu ireversibilități interne (datorate vitezei finite), a fost dezvoltat cu scopul evidențierii punctului de pornire al procesului de unificare a Termodinamicii cu Viteză Finită (*TVF*) cu Termodinamica în Timp Finit (*TTF*).

Primul pas al procesului de unificare este caracterizat de modificarea expresia Chambadal-Novikov-Curzon-Ahlborn, aplicată în studiul unui ciclu închis Carnot cu ireversibilități externe, cu scopul îmbunătățirii acesteia prin introducerea ireversibilităților interne.

Pornind de la **ecuația fundamentală a TVF - expresia Primului Principiu al Termodinamicii pentru procesele ce se desfășoară cu Viteză Finită**, s-a dezvoltat o schemă de calcul analitic bazată pe Metoda Directă, cu ajutorul căreia s-a evidențiat efectul pe care îl are viteza pistonului în cadrul ireversibilităților interne, asupra performanțelor mașinii (randament și putere, exprimate analitic în funcție de viteză), prin introducerea unor «corecții» analitice în aceste formule.

Obținerea unor expresii analitice cu ajutorul Metodei Directe a putut fi posibilă deoarece Termodinamica cu Viteză Finită introduce încă de la început în structura sa, pierderile interne, în timp ce Termodinamica în Timp Finit nici nu și-a propus acest lucru în stadiul inițial (Novikov [100], Chambadal [101], Curzon-Ahlborn [27]) și nici în multe dezvoltări ulterioare. Abia odată cu contribuția lui Ibrahim [31], sunt introduse într-o manieră intuitivă, însă fără a se baza pe principiile Termodinamicii, pierderile interne prin *factorul de ireversibilitate I*, cu scopul folosirii unor formulări cantitative noi, care să prindă pierderile generate de ireversibilitățile interne, chiar în structura și metodologia sau algoritmul lor.

Modelul analitic propus pentru studiul ciclului Carnot ireversibil a fost dezvoltat și adaptat la specificul ciclurilor cvasi-Carnot inversate.

Analiza este bazată pe modele dezvoltate recent folosind Metoda Directă din cadrul Termodinamicii cu Viteză Finită [107]. Metoda Directă constă în analiza unui ciclu ireversibil pas cu pas, pe fiecare proces, prin utilizarea expresiei matematice corespunzătoare a Principiului I

al Termodinamicii pentru procese cu viteză finită și integrarea ei (pentru fiecare proces), pe întreg ciclul. Expresia matematică a Principiului I al Termodinamicii pentru procese cu viteză finită include principalele surse de ireversibilitate internă și a fost folosită aici pentru deducerea ecuațiilor ce leagă mărimile aferente fiecărui proces ireversibil care se desfășoară cu viteză finită în instalațiile cu comprimare mecanică de vapori. Aceste ecuații au fost utilizate ulterior pentru **calculul complet analitic al performanțelor ciclului (COP și Putere) și analiza generării de entropie**, în funcție de viteza pistonului și de alți parametri, precum: temperatura și presiunea în vaporizator, respectiv, în condensator, raportul de comprimare al presiunilor și debitul masic, proprietățile vaporilor în procesele adiabate ireversibile ce se desfășoară cu viteză finită.

În cadrul acestui studiu au fost obținute **expresii originale pentru calculul complet analitic al randamentului izentropic al compresorului mașinii frigorifice**, formule esențiale în optimizarea acestor tipuri de mașini.

Dezvoltarea unei astfel de scheme de calcul analitic este o realizare extrem de importantă, deoarece deschide **perspectiva optimizării reale** a acestor mașini sau a **reproiectării** pentru alți parametri de putere frigorifică mai mare, sau coeficienți de performanță mai mari, lucru ce nu putea fi realizat până în prezent, tocmai din cauza lipsei acestor expresii analitice.

Expresiile analitice obținute pot fi folosite atât în metoda entropică, în cea exergetică, în cadrul Termodinamicii în Timp Finit, prin utilizarea lor într-o structură unificată cu Metoda Directă din Termodinamica cu Viteză Finită. Această constatare deschide **perspectiva unificării** acestor metode ale Termodinamicii Ireversibile (*TTF*, metoda exergetică, metoda entropică, Termodinamica în Dimensiuni Fizice Finite -*TDF*, etc.) cu Metoda Directă din Termodinamica cu Viteza Finită, păstrând avantajele acelor metode și utilizând avantajele majore ale Metodei Directe, respectiv luarea în considerare a pierderilor interne.

Expresiile analitice obținute au o reală importanță practică, în ceea ce privește proiectarea optimizată și dezvoltarea metodologiilor ce fac posibilă această proiectare, dar și dezvoltarea Termodinamicii cu Viteză Finită precum și a Termodinamicii Ireversibile Inginerești, care realizează o unificare a acestor ramuri.

Doar printr-o analiză combinată, care ia în calcul ambele tipuri de ireversibilități, interne și externe, și printr-o analiză economică și tehnică, temperatura vaporilor saturați  $T_{2s}$  poate fi optimizată asemenea *COP*-ului. Această direcție de cercetare va fi adoptată în studiile următoare. Totodată dezvoltarea unei scheme pentru optimizarea mașinilor frigorifice industriale, care în locul utilizării ventilului de laminare folosesc un detentor cu piston sau turbodetentor, va fi obiectul unei analize similare celei deja dezvoltate pentru compresor, pe baza Metodei Directe, în cercetările viitoare.



Pornind de la analiza ciclului Carnot, ale cărui performanțe reprezintă limitele superioare pentru orice mașină reală, fie că este motor sau mașină receptoare, cea de a doua parte a tezei abordează o direcție de investigație de actualitate, legată de optimizarea mașinilor Stirling funcționând după un ciclu cu ireversibilități interne și externe.

Restricțiunile impuse de funcționarea reală a mașinii provoacă reducerea importantă a performanțelor față de cele realizate în cazul considerării ciclului ideal. Pentru abordarea studiului mașinii Stirling de o manieră mai realistă și obținerea unor rezultate mai apropiate de cele reale de funcționare, se impune analiza ciclului pe baza Termodinamicii Ireversibile.

În prezenta teză de doctorat, pentru a studia ciclul Stirling s-a recurs la analize de ordinul I (Metoda Directă și Metoda Termodinamicii cu Dimensiune Fizică Finită – *TDF*) și la analize de

ordinul II (Metoda Izotermă a lui Schmidt cu regenerare imperfectă și Metoda Adiabată a lui Fimkelstein) din cadrul Termodinamicii Ireversibile.

Metodele de analiză termodinamică studiate, au fost adaptate pentru studiul mașinii Stirling tip  $\beta$  și pentru studiul motorului Stirling tip  $\alpha$ . Aceste două dispozitive experimentale sunt disponibile în Laboratoire Energétique, Mécanique, Electromagnétisme (LEME) de la Ville d'Avray, al Universității Paris Ouest Nanterre La Défense. Rezultatele experimentale prezentate în cadrul tezei de doctorat sunt rezultate originale, pe care le-am măsurat personal pe instalațiile analizate.

Aceste date experimentale au fost prelucrate utilizând programul Microsoft EXCEL. Calculele numerice corespunzătoare rezultatelor experimentale, au fost efectuate utilizând soft-ul MATLAB/Simulink prin elaborarea unor programe de calcul complexe, în vederea elaborării studiilor parametrice.

Aceste studii au fost dezvoltate, cu scopul de a adapta și aplica modelele de analiză termodinamică mai sus menționate, la specificul mașinilor Stirling – motoare și receptoare, și de a confrunta rezultatele obținute pe cale analitică cu cele experimentale, în vederea determinării metodei care furnizează cele mai apropiate rezultate de realitatea experimentală.

Rezultatele obținute au permis evidențierea capacităților fiecărei metode studiate de a simula funcționarea reală a mașinii Stirling analizate și de a propune variante constructive îmbunătățite.

Pe baza rezultatelor cercetării întreprinse în prezenta teză de doctorat, s-au conturat comparații obiective și clare între posibilitățile și limitele fiecăreia dintre cele patru metode de analiză termodinamică studiate.

S-a analizat dependența performanțelor motorului Stirling tip  $\beta$  în funcție de turația  $n$  (respectiv viteza pistonului), care este variabilă comună pentru cele trei metode de analiză aplicate în acest caz (Metoda Directă, TDFP și Metoda Schmidt cu regenerare imperfectă).

Metoda Directă, dezvoltată în cadrul TVF, prezintă avantajul furnizării unor expresii analitice pentru calculul performanțelor motorului (*Randament* și *Putere*) și permite calculul analitic al influenței fiecărei pierderi generate în timpul funcționării motorului asupra performanțelor acestuia. Prin introducerea relațiilor analitice pentru calculul pierderilor de presiune generate de viteza finită a proceselor, de frecarea mecanică dintre elementele mobile ale sistemului și peretele cilindrului, de laminarea gazului la trecerea sa prin regenerator, dar și a relației pentru calculul pierderilor datorate transferului de căldură la diferență finită de temperatură, s-a realizat o îmbunătățire a metodei TDFP, și totodată s-a făcut o primă încercare de combinare a celor două metode (Metoda Directă și metoda TDFP).

Pentru studiul mașinii frigorifice Stirling tip  $\beta$  s-au adaptate și aplicat trei metode de analiză termodinamică: Metoda Directă, Metoda Termodinamicii cu Dimensiuni Fizice Finite – TDFP și Metoda Izotermă cu regenerare imperfectă a căldurii.

Pentru a completa rezultatele Metodei Izoterme (Schmidt) cu regenerare imperfectă s-a dezvoltat o analiză exergetică a schimbătoarelor de căldură, care să ia în considerare nivelurile de temperatură și estimează exergiile distruse, datorate ireversibilităților interne și externe (regenerare imperfectă și căderi de temperatură între sursele de căldură și gazul de lucru). Studiul a fost completat cu o *analiză entropică* a degradărilor de energie în schimbătoarele de căldură ale mașinii Stirling. Interesul principal al bilanțului exergetic a fost de a permite, pe de o parte, studierea repartiției ireversibilităților într-un sistem, și de a pune în evidență contribuția relativă a fiecărui component al sistemului la producerea pierderilor globale, pe de altă parte, ținând cont de nivelul temperaturii ambiante.

Rezultatele obținute cu ajutorul celor două metode de analiză de ordinul I (Metoda Directă și TDFF) sunt foarte asemănătoare în ceea ce privește evaluarea pierderilor datorate regenerării imperfecte a căldurii, chiar dacă modalitatea de evaluare a acestor pierderi diferă atât ca ecuații (din cauza introducerii unor mărimi diferite precum  $k$ , respectiv  $X$ ). Cu TDFF se evaluează factorul de pierderi în regenerator pornind de la datele experimentale, în timp ce cu Metoda Directă,  $X$  se calculează analitic.

În cazul unității de micro-cogenerare ce funcționează cu motor Stirling, dată fiind configurația motorului, pe lângă adaptarea algoritmului de calcul al Metodei Directe la specificul motorului Stirling tip  $\alpha$ , s-a avansat tema de cercetare către modele dezvoltate ulterior, pornind de la modelul Schmidt, respectiv modelul lui Finkelstein. Acest model introduce în analiza lui Schmidt și o reprezentare a repartiției instantanee a fluidului de lucru în motor.

Rezultatele analitice obținute cu ajutorul Metodei Directe au fost confirmate experimental. Astfel motorul Stirling cu care unitatea de micro-cogenerare este echipată, intră în categoria celor 12 motoare performante pentru care Metoda Directă a fost deja validată [62,68], parametrii de ajustare fiind aceeași ( $y=0.72$  și  $z=0.8$ ). În acest fel s-a validat Metoda Directă pentru un al 13-lea motor Stirling performant. Mergând în această direcție sperăm că Metoda Directă se va valida pentru cât mai multe mașini Stirling performante, devenind astfel un instrument puternic în *optimizarea și reproiectarea* mașinilor termice de orice tip, în vederea creșterii performanțelor acestora.

Dată fiind disponibilitatea diferită a sitelor în regeneratorul mașinii, modelul de calcul a condus la rezultate remarcabile, din punct de vedere al capacității de îmbunătățire a mașinii respective, prin studii de sensibilitate și optimizare, și mai mult, permițând reproiectarea unei mașini cu putere mai mare, având o construcție similară, ceea ce nu oferă de fapt nicio altă metodă existentă în literatură.

Prin faptul că Metoda Adiabată nu poate ține cont de frecarea și laminarea din regenerator și nici de dimensiunea și poziția acestuia, decât prin introducerea unei valori impuse a *randamentului de regenerare* (în cazul analizat  $\eta_{reg} = 0.8$ , impus) se poate constata că Metoda Adiabată nu este autosustenabilă pentru optimizări ale ciclurilor, ale mașinilor, nepermițând reproiectări la alte dimensiuni, puteri sau randamente.

Se poate propune însă utilizarea raționamentului dezvoltat în cadrul Metodei Directe pentru calculul analitic al *randamentului de regenerare* în funcție de dimensiunile regeneratorului, de disponibilitatea sitelor, de caracteristicile materialului din care acesta este confecționat, de viteza gazului la trecerea prin regenerator.

Combinarea cu alte metode ar putea aduce un surplus pentru fiecare dintre acestea. Spre exemplu în Metoda Adiabată se poate propune studiul comprimării și destinderii (presupuse a fi adiabate) cu ajutorul Termodinamicii cu Viteză Finită, și nu cu Termodinamica Clasică Reversibilă.

De asemenea, Metoda Directă ar putea fi dezvoltată prin introducerea unei noi scheme de calcul, în care comprimarea și destinderea să fie tratate ca în Metoda Adiabată, și nu considerate izoterme și afectate de un parametru de ajustare  $z$  (în calculul *puterii*). Astfel comprimarea și destinderea pot fi studiate independent de procesele de schimb de căldură din schimbătoare, printr-un *proces adiabat ireversibil cu viteză finită*, iar apoi cu temperatura calculată astfel la ieșirea din cilindrii respectivi, se pot analiza succesiv procesele ce au loc în schimbătoarele de căldură.



În acord cu subiectul tezei au fost publicate **o carte** [107], din care un capitol este strict dedicat valorificării rezultatelor originale obținute în urma analizei ciclului cvasi-Carnot, și **14 articole științifice**, după cum urmează: 3 sunt publicate în reviste cotate I.S.I, 6 sunt publicate în baze de date internaționale (BDI), 4 fiind publicate în Revista Termotehnica, publicație care în anul 2010 a obținut cotația B+. Dintre acestea, 5 articole sunt publicate în volumele unor manifestări științifice internaționale iar 2 sunt publicate în volumele unor manifestări științifice naționale (Conferința Academiei de Științe Tehnice din România)

În curs de publicare mai sunt 2 articole: unul la Buletinul Științific al UPB și unul la Environmental Engineering and Management Journal (EEMJ, revistă cotate ISI).

Lista completă cu lucrările publicate este disponibilă în **ANEXA A.1**.

## BIBLIOGRAFIE

- [1] *Monica Costea*, Termodinamică Ireversibilă aplicată motoarelor Stirling, editura Printech, București, 2008.
- [2] *P. Salamon, B. Andresen, R.S Berry*, “Thermodynamics in Finite Time II. Potentials for finite time processes”, *Physics revue*, no.15, 2004.
- [3] *P. Salamon, A.Nitzan*, *Journal of Chemical Physics*, 74, 3546, 1981.
- [4] *P. Salamon, R.S. Berry*, “Thermodynamic length and dissipated availability”, *Physics Revue Letter*, 51, 1127, 1983.
- [5] *B. Andresen*, *Revue Générale de Thermique*, no. 35, p. 647-650, Elsevier, Paris, 1996.
- [6] *M. Feidt*, “Times and Thermodynamics”, *Heat and Technology*, **Vol. 22**, no. 1, 2004.
- [7] *A. De Vos*, “Reflections on the Power delivered by Endoreversible Engines”, *J. Phys D. Appl Phys*, **Vol 20**, p. 232-236, 1987.
- [8] *Adrian Bejan*, *Entropy Generation Minimization*, CRC Press, 1996.
- [9] *Radcenco Vsevolod*, *Elemente de termodinamică generalizată, ireversibilă, în timp finit și cu viteză finită*, editura Institutului Politehnic Bucuresti, 1992.
- [10] *A. Bejan*, “Method of entropy generation minimization, or modelling and optimization based on combined heat transfer and thermodynamics”, *Revue Generale de Thermique*, **Vol 35**, p. 637-646, 1996.
- [11] *L. Grosu, P. Rochelle, N. Martaj*, “Thermodynamique a echelle finie: optimisation du cycle moteur de Stirling pour l’ingenieur”, *Int. J. Exergy*, **Vol 3**, no. 1, 2006.
- [12] *B. Andresen*, *Finite-Time Thermodynamics*, University of Copenhagen, 1983.
- [13] *R.C. Tew*, *Progress of Stirling Cycle Analysis and Loss Mechanism Characterization*, NASA TM-88891, 1986.
- [14] *J.R. Seume, T.W Simon*, “Effect of Transition on Oscillating Flow Losses in Stirling Engine Coolers and Heaters”, 23<sup>rd</sup> IECEC, Denver, **Vol. 1**, p. 127-131, 1988.
- [15] *Adrian Bejan*, *Advanced Engineering Thermodynamics*, Wiley, New York, 1988.
- [16] *J.G. Salby*, *Free Piston Stirling Technology for Space Power*, NASA TM-101956, 1989.
- [17] *R. C. Tew, L.G. Thieme, J.E. Dudenhofer*, *Recent Stirling Engine Loss-Understanding Results*, NASA TM-103122, 1990.
- [18] *S. Sieniutycz, P. Salamon*, *Finite-Time Thermodynamics and Thermoeconomics*, Taylor & Francis, New York, 1990.
- [19] *A.J. Organ*, *Thermodynamics and Gas Dynamics of Stirling Cycle Machine*, Cambridge University Press, 1992.
- [20] *M. D.Atrey, S.L. Bapat, K.G. Marayankhedkar*, “Optimization on Design Parameters of Stirling Cycle Machine”, *Cryogenics*, **Vol. 33**, no. 10, p. 951-957, 1993.
- [21] *A. Durmayaz, O.S. Sogut, B. Sahin, H. Yavuz*, “Optimization of Thermal Systems based on Finite-



- Time Thermodynamics and Thermoconomics”, *Progress Energy & Combustion Science*, **Vol. 30**, no. 2, p. 175-217, 2004.
- [22] *Lingen Chen, Sun Fengrui*, *Advances in Finite Time Thermodynamics: Analysis and Optimization*, New York: Nova Science Publishers, 2004.
- [23] *M. Feidt*, “Optimal use of energy systems and processes”, *Int. J. Exergy*, 5(5/6), p. 500-531, 2008.
- [24] *S. Sieniutycz, J. Jezowski*, “Energy Optimization in Process Systems”, Oxford, Elsevier, 2009.
- [25] *D.C. Agrawal*, “A Simplified Version of the Curzon –Ahlborn Engine”, *European Journal of Physics*, no. 30, p.1172-1179, 2009.
- [26] *J. Li, L. Chen, F. Sun*, “Fundamental Optimal Relation of a Generalized Irreversible Carnot Heat Pump with Complex Heat Transfer Law”, *Pramana J. Phys.*, Vol. 74, no. 2, p. 219-230, 2010.
- [27] *F.L. Curzon, B. Ahlborn*, “Efficiency of Carnot Engine at Maximum Power Output”, *Am. J. Phys.*, no. 43, p. 22-24, 1975.
- [28] *E.P. Gyftopolous*, “Fundamentals of Analysis of Processes”, *Energy Conversion & Management*, **Vol. 38**, p. 1525-1533, 1997.
- [29] *M.J. Moran*, A Critique of Finite Time Thermodynamics, Proc. of ECOS' 98, Nancy, France, Ed: A. Bejan, M. Feidt, M. J. Moran , G. Tsatsaronis, Nancy, France, p. 1147-1150, 1998.
- [30] *M.J. Moran*, On Second Law Analysis and the failed Promises of Finite Time Thermodynamics, *Energy*, **Vol. 23**, p. 517-519, 1998.
- [31] *O.M Ibrahim, S.A Klein, Mitchell J.W.* , *J. of Engineering Gas Turbin Power* 113, 514, 1991.
- [32] *M. Feidt, C. Petre, M. Costea, S. Petrescu*, „Optimization Model of a Refrigeration Machine. Corroboration with Experimental Data”, *Proceedings of the 20<sup>th</sup> International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Enviromental Impact of Energy Systems, ECOS'07*, Padova, Italia, p.173-180, 25-28 iunie 2007.
- [33] *M. Feidt, M. Costea, C. Petre, S. Petrescu*, “Optimization of Direct Carnot Cycle”, *Applied Thermal Engineering 2007*; **Vol. 27**, no. 5-6, p. 829-839, 2007.
- [34] *Petre Camelia*, *Finite Speed Thermodynamics use in the study and optimization of Carnot cycle and Stirling machines*, PhD Thesis, PUBucharest-UHPNancy, 2007 (Advisers: S. Petrescu, M. Feidt, A. Dobrovicescu).
- [35] *L. Stoicescu, S. Petrescu*, “The First Law of Thermodynamics for Processes with Finite Speed, in Closed Systems”, *Bul. I.P.B.*, 16, No. 5, pp. 87-108, 1964.
- [36] *Stoian Petrescu*, Contribution to the study of Thermodynamic Non-equilibrium Interactions and Processes in Thermal Machines, PhD Thesis, (Adviser: L. Stoicescu) I.P.B., Bucharest, 1969.
- [37] *L. Stoicescu , S. Petrescu*, “Thermodynamic Processes developing with Constant Finite Speed”, *Bul. I.P.B.*, Vol. XXVI, No. 6, p. 79-119, 1964.
- [38] *L. Stoicescu, S. Petrescu*, “Thermodynamic Processes with Variable Finite Speed”, *Bulletin I.P.B.*, Bucharest, **Vol. XXVII**, no. 1, p. 65-96, 1965.
- [39] *L. Stoicescu, S. Petrescu*, “Thermodynamic Cycles with Finite Speed”, *Bulletin I.P.B.*, Bucharest, **Vol. XXVII**, no. 2, p. 82-95, 1965.
- [40] *L. Stoicescu, S. Petrescu*, “The Experimental Verification of The New Expression of the First Law for Thermodynamic Processes with Finite Speed”, *Bul. I.P.B.*, Bucharest, **Vol. XXVII**, no. 2, p. 97-106, 1965.
- [41] *S. Petrescu*, “An Expression for Work in Processes with Finite Speed based on Linear Irreversible Thermodynamics”, *Studii și Cercetări de Energetică și Electrotehnică*, editura Academiei Romane, Tom.19, no.2, p. 249-254, 1969.
- [42] *S. Petrescu*, “Kinetically Consideration Regarding the Pressure on a Movable Piston”, *Studii și Cercetări de Energetică și Electrotehnică*, editura Academiei Romane, Tom 21, no.1, p. 93-107, 1971.
- [43] *S. Petrescu* , “Study of the Gas - Gas Interaction with Finite Speed for Flow Processes”, *Studii si Cercetari de Energetica si Electrotehnica*, Editura Academiei Romane, Tomul 23, no.2, p. 299-312, 1973.
- [44] *S. Petrescu*, “Experimental Study of the Gas - Piston Interaction with Finite Speed in the Case of an Open System”, *Studii si Cercetări de Mecanică Aplicată*, editura Academiei Romane, Tom 31, no.5, p. 1081-1086, 1974.

- [45] *H. Feng, L. Chen, F. Sun*, “Effects of unequal finite speed on the optimal performance of endoreversible Carnot refrigeration and heat pump cycles”, *Int. J. of Sust. Energy*, **Vol. 30**, no. 5, p. 289-301, Oct. 2011. First published: 22 Sept. 2010
  - [46] *H. Feng, L. Chen, F. Sun*, “Optimal ratio of the piston for a finite speed irreversible Carnot heat engine cycle”, *International Journal of Sustainable Energy*, **Vol. 30**, no. 6, p.321-335, Dec. 2011. First published on: 23 Sept. 2010.
  - [47] *H. Feng, L. Chen, F. Sun*, “Optimal ratio of the piston for a finite speed endoreversible Carnot heat engine cycle”, *Revista Mexicana de Fisica* **Vol 56**, no. 2, p.135-140, April 2010.
  - [48] *Chen L. G., Feng H. J., Sun F. R.*, “Optimal piston speed ratio analyses for irreversible Carnot refrigerator and heat pump using finite time thermodynamics, finite speed thermodynamics and direct method”, *International Journal of Energy Institute*, 2011.
  - [49] *H. Feng, L. Chen, F. Sun*, “Performance analysis and optimization for an endoreversible Carnot heat pump cycle with finite speed of the piston”, *International Journal of Energy Environment*, 2011
  - [50] *S. Petrescu*, *Lectures on New Sources of Energy*, Helsinki University of Technology, Finland, 1991.
  - [51] *S. Petrescu, G. Stanescu, R. Iordache, A. Dobrovicescu*, “The First Law of Thermodynamics for Closed Systems, considering the Irreversibilities generated by the Friction Piston-Cylinder, the Throttling of the working Medium and Finite Speed of the Mechanical Interaction”, *Proc. of ECOS'92, Zaragoza, Spain, ASME*, p. 33-39, 1992.
  - [52] *S. Petrescu, G. Stanescu*, “The Direct Method for studying the Irreversible Processes with Finite Speed in Closed Systems, *Termotehnica*, no.1, editura Tehnica, Bucharest, 1993.
  - [53] *S. Petrescu, G. Stanescu, V. Petrescu, M. Costea*, “A Direct Method for the Optimization of Irreversible Cycles using a New Expression for the First Law of Thermodynamics for Processes with Finite Speed”, *Proc. of ITEC'93, Marrakesh, Morocco*, p. 650-653, 1993.
  - [54] *S. Petrescu, V. Petrescu, G. Stanescu, M. Costea*, “A Comparison between Optimization of Thermal Machines and Fuel Cells based on New Expression of the First Law of Thermodynamics for Processes with Finite Speed”, *Proc. of ITEC'93, Marrakesh, Marocco*, p. 650-653, 1993.
  - [55] *S. Petrescu, G. Stanescu, M. Costea*, “The study of the Optimization of the Carnot Cycle which develops with Finite Speed”, *ENSEC'93, Cracow, Poland*, p. 269-277, 1993.
  - [56] *S. Petrescu, C. Harman*, “The Connection between the First and Second Law of Thermodynamics for Processes with Finite Speed. A Direct Method for Approaching and Optimization of Irreversible Processes”, *Journal of the Heat Transfer Society of Japan*, **Vol.33**, no.128, 1994.
  - [57] *S. Petrescu, C. Harman, A. Bejan*, “The Carnot Cycle with External and Internal Irreversibility”, *Proc. of Florence World Energy Research Symposium, Firenze, Italy*, 1994.
  - [58] *S. Petrescu, J. Zaiser, V. Petrescu*, “Lectures on Advanced Energy Conversion”, Bucknell University, Lewisburg, PA, USA, 1996.
  - [59] *S. Petrescu, C. Harman C., V. Petrescu*, “Stirling Cycle Optimization Including the Effects of Finite Speed Operation”, *Proc. of ECOS' 96, Stockholm, Sweden*, 167-173, 1996.
  - [60] *Monica Costea*, *Improvement of Heat Exchangers Performance in view of the Thermodynamic Optimization of Stirling Machine. Unsteady-state Heat Transfer in Porous Media*, PhD Thesis, (Adv: S. Petrescu , M. Feidt) P. U. B. & U. H. P. Nancy 1, 1997.
  - [61] *M. Costea, S. Petrescu, C. Harman*, *Effect of Irreversibilities on Solar Stirling Engine Cycle Performance*, *Proc. of ECOS' 98, Nancy, France*, p. 821-828, 1998.
  - [62] *Traian Florea*, *Grapho-Analytical Method for the study of the operating processes irreversibility in Stirling Engines*, PhD Thesis, (Adviser: S. Petrescu), P.U. Bucharest, 1999.
  - [63] *T. Florea, S. Petrescu, E. Florea*, “Schemes for Computation and Optimization of Irreversible Processes in Stirling Machines”, *Leda & Muntenia, Constanta*, 2000.
  - [64] *S. Petrescu, T. Florea, C. Harman, M. Costea*, “A method for calculating the coefficient for the regenerative losses in stirling machines”, *Proceedings of the 5<sup>th</sup> European Stirling Forum 2000, Osnabruck, Germany*, p. 121-129, 2000.
-

- [65] *S. Petrescu, C. Harman, M. Costea, T. Florea*, “A Method For Determining the Performance of Stirling Machines based on the First Law for Processes with Finite Speed and Using a PV / Px Diagram”, Proceedings of the Fifth World Conference on Integrated Design & Process Technology, Dallas, USA, 2000.
- [66] *S. Petrescu, C. Harman, M. Costea, T. Florea*, “Determination of the Pressure Losses in a Stirling Cycle through use of a PV/Px Diagram”, Proc. of ECOS'2000, Ed. by G. G. Hirs, Enschede, Netherlands, p. 659-670, 2000.
- [67] *S. Petrescu, M. Costea, O. Malancioiu, M. Feidt*, “Izoterma ireversibilă tratată pe baza Principiului I pentru procesele cu Viteza Finită”, Conferința BIRAC'2000, Bucharest, 2000.
- [68] *S. Petrescu, M. Costea, C. Harman, T. Florea*, ”Application of the Direct Method to Irreversible Stirling Cycles with Finite Speed”, International Journal of Energy Research, Vol. 26, p. 589-609, 2002.
- [69] *S. Petrescu et al.*, “Analysis and Optimization of Solar-Dish/Stirling Engines”, Proc. of Solar - 2002 Conference, Reno, Nevada, USA. 2002.
- [70] *S. Petrescu, C. Harman, M. Costea, M. Feidt*, “Thermodynamics with Finite Speed versus Thermodynamics in Finite Time in the Optimization of Carnot Cycle”, Proc.6-th ASME-JSME Conf., Hawaii, USA, March 16-20, 2003.
- [71] *S. Petrescu, C. Harman C., M. Costea, T. Florea, C. Petre*, Advanced Energy Conversion, Lewisburg, Bucknell University, USA, 2006.
- [72] *S. Petrescu*, *Tratat de Inginerie Termica. Principiile Termodinamicii. Abordari Clasice si Moderne*, Ed. AGIR, Bucuresti, 2007.
- [73] *S. Petrescu, A.F. Cristea, N. Boriaru, M. Costea, C. Petre*, Optimization of the Irreversible Otto Cycle using Finite Speed Thermodynamics and the Direct Method, Proc. of the 10-th WSEAS Int. Conf., București, Ed. N. Mastorakis, **Vol 2**, p.51-56, 7-9 Noiembrie 2008.
- [74] *S. Petrescu, N. Boriaru, M. Costea, C. Petre, A. Stefan, C. Irimia*, „Optimization of the Irreversible Diesel Cycle using Finite Speed Thermodynamics and the Direct Method”, Bull. Transilvania Univ. Brașov, Vol. 2(51) – Series I, no.1, **Vol.1**, p. 87-94, 2009.
- [75] *S. Petrescu, C. Harman, C. Petre, M. Costea, M. Feidt*, “Irreversibility Generation Analysis of Reversed Cycle Carnot Machine by using the Finite Speed Thermodynamics”, Rev. Termotehnica, Ed. AGIR, Anul XIII, no.1, Romania, p.43-48, 2009.
- [76] *B. Cullen, J. McGovern, S. Petrescu, M. Feidt*, „Preliminary Modelling Results for Otto-Stirling Cycle”, Proceedings of the ECOS -2009, Foz de Iguasu, Parana, Brazil, p. 2091-2100, Aug. 31 - Sept. 3, 2009.
- [77] *S. Petrescu, C. Harman, M. Costea, C. Petre, C. Dobre*, “Irreversible Finite Speed Thermodynamics (FST) in Simple Closed Systems. I. Fundamental Concepts”, Revista Termotehnica, editura AGIR, București, România, 2010.
- [78] *S. Petrescu, L. Grosu, M. Costea, P. Rochelle, C. Dobre*, “Analyse théorique et expérimentale d’une machine à froid de Stirling”, COFRET'10, 5-7 Mai, Iași, Romania, 2010.
- [79] *S. Petrescu, G. Tîrca-Dragomirescu, M. Feidt, A. Dobrovicescu, M. Costea, C. Petre, C. Dobre*, “Combined Heat and Power Solar Stirling”, ECOS - 2010, 14-17 June, Lausanne, Switzerland, 2010.
- [80] *J. McGovern, B. Cullen, M. Feidt, S. Petrescu*, “Validation of a Simulation Model for a Combined Otto and Stirling Cycle Power Plant”, Proceedings of ASME 2010, 4<sup>th</sup> International Conference on Energy Sustainability, ES-2010, May 17-22, Phoenix, Arizona, USA 2010.
- [81] *S. Petrescu, N. Boriaru, C. Leontiev, M. Costea, C. Petre*, “Irreversible Semi-Diesel Cycle Approach based on Finite Speed Thermodynamics and the Direct Method”, COFRET - 2010, Iasi, Roumanie, 3-5 May, 2010.
- [82] *S. Petrescu, C. Petre, M. Costea, O. Malancioiu, N. Boriaru, A. Dobrovicescu, M. Feidt, C. Harman*, “ A Methodology of Computation, Design and Optimization of Solar Stirling Power Plant using Hydrogen/Oxygen Fuel Cells”, Energy, **Vol 35**, no. 2, February, p. 729-739. 2010.
- [83] *M. Feidt, B. Cullen, J. McGovern, S. Petrescu*, “Thermodynamic Optimization of the Endoreversible Otto / Stirling Combined Cycle”, ECOS-2010, 15-17 June, Lausane, Switzerland, 2010.

- [84] *A. Dobrovicescu, D. Stanciu, V. Apostol, S. Petrescu, M. Costea, C. Petre*, “Exergetic Analysis of a dual purpose Refrigeration and Heating System”, SME-ATI-UIT- 2010 Conference, 16 – 19 May, Sorrento, p. 345-350, Italy, 2010.
- [85] *S. Petrescu*, “The Development of Thermodynamics with Finite Speed and the Direct Method”, Tom. LVI, Fas. 3a, COFRET, 5-7 May, Iasi, Romania, 2010.
- [86] *S. Petrescu, C. Dobre, G. Tîrcă-Dragomirescu G., M. Costea, C. Petre, M. Feidt*, “Performances Evaluation for a Reversed Quasi-Carnot Cycle (Refrigeration Machine) by using the Direct Method from Finite Speed Thermodynamics”, Advanced Materials Research, Trans Tech Publications, Switzerland, **Vols. 463-464**, p. 1658-1662, 2012.
- [87] *S. Petrescu, M. Costea, G. Tîrcă-Dragomirescu, C. Dobre*, “Validation of the Direct Method and Applications”, ASTR-Conference Proceedings, Craiova, Romania, 28-29 Aug., p. 153-159, 2010.
- [88] *S. Petrescu, M. Costea, C. Dobre, G. Tîrcă-Dragomirescu*, “Fundamentals, Development and Engineering Applications of Thermodynamics with Finite Speed –An achievement of Romanian School of Thermodynamics”, ASTR-Conference Proceedings, Craiova, Romania, 28-29 Aug., p. 161-166, 2010.
- [89] *W. Macke*, Thermodynamic und Statistik, Leipzig, 1963.
- [90] *A. Sommerfeld A.*, Thermodynamics and Statistical Mechanics, **Vol 5**, Academic Press, New York, 1967.
- [91] *S. Petrescu, M. Costea, C. Harman*, “Irreversible Finite Speed Thermodynamics (IFST) in Complex Systems. I. Irreversible Isothermal Processes with Finite Speed, Friction and Throttling”, Revista Termotehnica, 2011.
- [92] *L. Onsager*, Phys Rev(a), 37, 405; 6, 38, 2265,1931.
- [93] *R. Vâlcu, A. Dobrescu*, Termodinamica proceselor ireversibile, editura Tehnică, 1982.
- [94] *Guminski, Kazimierz*, Termodinamica proceselor ireversibile, editura Academiei, București, 1964.
- [95] *Z. Gabos*, Termodinamica fenomenologică, editura Academiei, București, 1959.
- [96] *De Groot*, Termodinamica neobratimâc processov, Gostehizdat.
- [97] *S. Petrescu, C. Dobre, C. Stanciu, G. Tîrcă-Dragomirescu, M. Costea, M. Feidt*, “The Direct Method from Thermodynamics with Finite Speed used for Performance Computation of quasi-Carnot irreversible Cycles. I. Evaluation of COP and Power for Refrigeration Machines with mechanical compression of vapor”, Revista de Chimie, **Vol. 63**, no1, p.74-81, 2012
- [98] *S. Petrescu, C. Dobre, M. Costea, A. Dobrovicescu, G. Tîrcă-Dragomirescu*, “Entropy generation analysis and COP evaluation for a reversed quasi-Carnot cycle (refrigeration machine) by using the Direct Method from Finite Speed Thermodynamics”, Scientific Bulletin of UPB, *in press*.
- [99] *S. Petrescu, C. Dobre, G. Tîrcă-Dragomirescu, M. Costea*, “Performance evaluation of a reversed quasi-Carnot irreversible cycle using the Direct Method from Finite Speed Thermodynamics”, COFRET 2012-Conference Proceedings, Sozopol, Bulgaria, 13-15 june, p. 244-249, 2012.
- [100] *I.I. Novikov*, “The Efficiency of Atomic Power Stations” (A Review), J. Nuclear Energy II, **Vol. 7**, Pergamon Press Ltd., London, p. 125-128, 1958.
- [101] *P. Chambadal*, “Les centrales nucleaires”, p.41-48, Armand Colin, Paris, 1957.
- [102] *Michel Feidt*, “Thermodynamique et Optimisation Energetique des Systèmes et Procédés”, Technique et Documentation, 2<sup>nd</sup> edition, Lavoisier, Paris, 1996.
- [103] *M. Lampinnen, J. Vuorisalo*, “Heat Accumulation Function and Optimization of Heat Engines”, J. Appl. Phys., **Vol. 69**, no. 2, 1991.
- [104] *S. Petrescu, M. Costea, M. Feidt*, “Optimization of a Carnot Cycle Engine using Finite Speed Thermodynamics and the Direct Method”, Proc. of the Inter. Conf. on Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, ECOS'2001, edited by A. Öztürk and Y. A. Gögüs, Istanbul, Turkey, **Vol. 1**, p. 151-161, 2001.
- [105] *S. Petrescu, M. Feidt, C. Harman, M. Costea*, “Optimization of the Irreversible Carnot Cycle Engine for Maximum Efficiency and Maximum Power through Use of Finite Speed Thermodynamic Analysis”, ECOS'2002 Conference, Ed. by G. Tsatsaronis et al., Berlin, Germany, **Vol. 2**, p. 1361-1368, 2002.
- [106] *S. Petrescu, C. Harman, M. Costea, M. Feidt, C. Petre*, „Optimization and Entropy Generation Calculation for Thermodynamic Cycles with Irreversibility due to Finite Speed”, Proceedings of the

- 18<sup>th</sup> International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, ECOS'05, Trondheim, Norway, **Vol. 2**, p. 529-536, 2005.
- [107] *S. Petrescu, M. Costea, V. Petrescu, O. Malancioiu, N. Boriaru, C. Stanciu, E. Banches, C. Dobre, V. Maris, C. Leontiev*, “Development of Thermodynamics with Finite Speed and Direct Method”, editura AGIR, 2011.
- [108] *S. Petrescu, C. Harman, A. Bejan, M. Costea, Dobre C.*, “Carnot cycle with external and internal irreversibilities analyzed in Thermodynamics with Finite Speed with the Direct Method”, *Rev. Termotehnica*, no. 2, p.7-17, 2012.
- [109] *S. Petrescu, V. Petrescu*, *The Principles of Thermodynamics*, editura Tehnica, Bucharest, Romania, 1982.
- [110] *S. Petrescu, V. Petrescu*, *Methods and Models in Engineering Thermodynamics*, Editura Tehnica, Bucharest, Romania, 1988.
- [111] *L. Stoicescu, S. Petrescu*, “Thermodynamic State Transformations Developing with Finite Variable Speed”, *Polytechnic Institute of Bucharest Bulletin*, **Vol. 27**, no.1, Romania, 1965.
- [112] *M. Feidt, C. Petre, M. Costea, S. Petrescu*, „Optimization Model of a Refrigeration Machine. Corroboration with Experimental Data”, *Proceedings of the 20<sup>th</sup> International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, ECOS'07*, Padova, Italia, p.173-180, 25-28 iunie 2007.
- [113] *S. Petrescu, M. Feidt, M. Costea, C. Petre, N. Boriaru*, „Calcul de la generation d’entropie dans un moteur irreversibile à échanges thermiques isothermes à l’aide de la Thermodynamique à Vitesse Finie et la Methode Directe”, *Travaux du Colloque Franco-Roumain Energy, Environment, Economie et Thermodynamique – COFRET’08*, Nantes, Franța, ISBN: 2-905267-61-5, p.7-14, iunie 2008. (<http://www.emn.fr/x-ener/cofret08//index.php?page=accueil>).
- [114] *C. Petre, M. Feidt, M. Costea, S. Petrescu*, „A Model for Study and Optimization of Real-Operating Refrigeration Machines”, *International Journal of Energy Research*, Volume 33, Issue 2, p. 173-179, 2009.
- [115] *S. Petrescu S., C. Petre, M. Costea, E.C Mladin, C. Harman, M. Feidt*, “Entropy Generation Calculation for the Reversed Cycle Carnot Machine using the Finite Speed Thermodynamics and the Direct Method”, in *Proceedings of the 21<sup>st</sup> International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, ECOS'08*, Cracovia, Polonia, Ed. A. Ziebig, Z. Kolenda, W. Stanek, **Vol. 1**, ISBN: 978-83-922381-4-0, p.121-128, 24-27 June 2008.
- [116] *N.E. Wijeyundera*, “Performance of three heat reservoirs absorption cycles with external and internal irreversibilities”, in *Applied Thermal Engineering*, **Vol. 17**, p.1151-1161, 1997.
- [117] CEMAGREF, *Experimental Data Report for SIMFRI contract*, 2006, France.
- [118] *L. Grosu, V. Radcenco, M. Feidt, R. Benelmir*, “Thermodynamique en Temps Fini des Machines à production de froid et de chaleur à deux réservoirs. Comparaison avec l’approche thermodynamique” (I<sup>ere</sup> partie), *Rev. Termotehnica*, no. 1, p. 13-25, 2002.
- [119] *L. Grosu, V. Radcenco, M. Feidt, R. Benelmir*, “Thermodynamique en Temps Fini des Machines à production de froid et de chaleur à deux réservoirs. Etudes des irreversibilites dans les soupapes du compresseur” (II<sup>eme</sup> partie), *Rev. Termotehnica*, no. 2, p. 22-26, 2002.
- [120] *J. B. Heywood*, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, New York: McGraw-Hill Book Company, USA, 1988.
- [121] *S. Petrescu S., C. Dobre, G. Tîrcă-Dragomirescu, M. Costea*, “Performance evaluation of a reversed quasi-Carnot irreversible cycle, using the Direct Method from Finite Speed Thermodynamics”, *Rev Termotehnica*, no.1. p.47-52, 2012.
- [122] *V. Apostol, G. Popescu, H. Pop, E.E. Vasilescu, C. Marinescu, C.G. Alionte*, “Study Regarding the Use of Dimethylether as Eco-Refrigerant”, *Rev. Chimie*, Vol 60, Nr. 7, București, 2009.
- [123] *Nadia Martaj*, *Modélisation énergétique, simulation et optimisation des moteurs. Stirling à faible différence de températures. Confrontation avec l’expérience*, thèse de doctorat, Université Paris Ouest Nanterre La Défense, 2008.
- [124] *C.A. Homutescu, Gh. Saviescu, E. Jugureanu, V. M. Homutescu*, *Introducere în mașini Stirling*, ISBN 973-667-016-3, 125 p., editura Cermi, Iași, 2003.

- [125] *Gheorghe Popescu*, Mașini Stirling, editura Bren, București, ISBN 973-8143-34-9, 138 p., 2001
- [126] *G. Walker*, Stirling Engines, Clarendon Press, 406 p., Oxford, 1980.
- [127] *G. Walker, G. Reader, O.R. Fauvel, E.R. Bingham*, The Stirling Alternative: Power Systems, Refrigerators and Heat Pumps, Gordon and Breach Science Publishers, ISBN 2-88124-600-1, Philadelphia, 1994.
- [128] *D.M. Berchowitz, J. Shonder*, “Estimated Size and Performance of a Natural Gas Fired Duplex Stirling for a Domestic Refrigeration Applications”. <http://www.globalcooling.nl/papers/duplex.pdf>.
- [129] *V.M. Covadonga*, “Facteurs clés de la compétitivités des moteurs Stirling en microcogénération”. Technical report, Paris-ENSM, 2000.
- [130] *Ramla Gheith*, Modélisation des moteurs Stirling, DEA, Ecole Nationale d’Ingénieurs de Monastir, Tunisie, 2002.
- [131] *G. Walker*, “Cycle analysis for Stirling refrigerator with multiple expansion stages, perfect regeneration and isothermal processes”, in *Revue Internationale du Froid*, no. 13, p. 13-19, 1990.
- [132] *N.S. Mehdizadeh*, Modélisation Énergétique et Amélioration des performances d’un moteur Stirling à piston libre et déplaceur cinématique, destiné à la production d’électricité, PhD thesis, Laboratoire d’énergétique des systèmes de Nantes, 1998.
- [133] *P. Rochelle, P. Stouffs*, “Simplified theory of ringbom Stirling machines”, in *Int. J. Applied Thermodynamics*, **Vol. 2**, p. 81-88, 1999.
- [134] *N. Garret, C. M. Harris, R.L. Ricaud*, Stirling Engine Cycle, 2005.
- [135] <http://www.moteurstirling.com/biblio.php>
- [136] *Alexandru Dobrovicescu*, Principiile analizei exergoeconomice, Politehnica Press, 2007.
- [137] *L. Grosu, P. Rochelle*, „Etude énergétique et exégétique des échangeurs de chaleur d’un moteur à air chaud. Optimisation selon l’approche de la Thermodynamique en Dimensions Finies”, Colloque francophone COFRET’04, Nancy 2004.
- [138] *L. Grosu*, „Analyse exergétique de systèmes: moteur, turbine à gaz, machine à froid, échangeurs moteur Stirling”, Journée de formation sur l’exergie, Paris, <http://leme.u-paris10.fr/exergy/index.php>, 16 juin 2011.
- [139] *N. Martaj, L. Grosu, P. Rochelle*, „Utilisation du logiciel COMSOL pour la modélisation dynamique d’un moteur Stirling à faible différence de températures. Etude de faisabilité”, conférence COMSOL, Paris, 7 nov.2006.
- [140] *W.R. Martini*, Stirling Engine Design Manuel, NASA, CR. 135382, Tehnical report DOE, NASA, 3194-1, Joint Center for graduate study, 1978.
- [141] *W.R. Martini*, Stirling Engine Design Manuel Second Edition, NASA CR. 168088 and/or CR 158088. Technical report DOE/NASA,3194-1, 1983.
- [142] *G.Y. Reader, C. Hooper*, Stirling engines, in *E et F.N*, Spon, London and New-York, 1983.
- [143] *J. Senft*, “A simple derivation of the generalized beale number”, *Proc. 17th (IEEE) IECEC*, p. 829-273, 1982.
- [144] *C.D. West*, “Principles and application of Stirling engine”, in *Van Nostrand Reinhold Co*, New-York, 1986.
- [145] *L. Urieli, D.M. Berchowitz*, “Stirling cycle engine machine”, in *Adam Hilger*, 1984.
- [146] *G. Walker*, “Cycle analysis for Stirling refrigerator with multiple expansion stages, perfect regeneration and isothermal process”, *Revue International du Froid*, no. 13, p. 13-19, 1990.
- [147] *H. Lemrani*, Modélisation Énergétique des Moteurs Stirling, PhD Thesis, Ecole des Mines de Nantes, 1995.
- [148] *R. Abenavoli, M. Carlini, H. Kormanski, K. Rudzinska, A. Sciaboni*, “Nondimensional Schmidt analysis for optimal design of Stirling engines”, *J. Eng. Gas Turbines Power*, **vol. 118**, p. 8-14, 1996.
- [149] *L. Grosu, P. Rochelle*, “Application de la méthode de Schmidt avec régénération imparfaite aux 3 types de moteur Stirling. Nouvelles solutions analytiques”, congrès SFT, Vannes, **Vol.2**, p. 895-901, 26-29 mai 2009.
- [150] *P. Rochelle, L. Grosu*, “Analytical solutions and optimization of the exoirreversible Schmidt cycle with imperfect regeneration for the 3 classical types of Stirling engine”, *Oil&Gas Science and Technology*, DOI 10.2516/ogst/2011127, 2011

- [151] *Finkelstein T.*, “Gas particle in Stirling machines”, 7<sup>th</sup> Int. Conf. on Stirling Cycle Machines, ICSC’95, paper ISCS – 95008, Tokyo, p. 71-76, 1995.
- [152] *P. Stouffs, S. Bonnet, M. Alaphilippe*, “Etude expérimentale des transferts thermiques et des transformations thermodynamiques dans un petit moteur Stirling”, Elsevier, Actes du Congrès SFT’02, p. 763-768, Paris, 2002.
- [153] *Sebastien Bonnet*, Moteurs thermiques à apport de chaleur externe : étude d’un moteur Stirling et d’un moteur Ericsson, PhD Thesis, Université de Pau et des Pays de l’Adour, 2005.
- [154] *T. Finkelstein*, “Generalized thermodynamic analysis of Stirling engines”, SAE Annual meeting, 1960.
- [155] *A. Altman*, “SNAPpro Stirling numerical analysis program”, Proc. 11<sup>th</sup> International Stirling Engine Conference, p. 166-172, Rome, University of Rome, La Sapienza, 2003.
- [156] *L. Bauwens*, “Consistency, stability convergence of Stirling engine models”, Proc. Du 25<sup>th</sup> Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, pp. 352-358, Reno Nevada, American Institute of Chemical Engineers, 1990.
- [157] *L. Bauwens*, “Stirling engine modeling: The MS\*2 code”, Proc. du 6<sup>th</sup> International Stirling engine Conference, p. 371-376, Eindhoven, 1993.
- [158] *M.P. Mitchell, L. Bauwens*, “Validation of numerical models: Empirics vs. the law of physics”, Proc. 25<sup>th</sup> Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, p. 424-429, Reno Nevada, American Institute of Numerical Engineers, 1990.
- [159] *H. D. Kühl*, Verallgemeinerte Thermodynamische Beschreibung Regenerativer Gaskreisprozesse, PhD Thesis, Düsseldorf, 1990.
- [160] *H. D. Kühl, T. Pfeffer, S. Schulz, C. Walther*, “High speed gas temperature measurements in a Vuilleumier heat pumps and their reproduction by differential computer simulation”, Proc of the 8<sup>th</sup> International Stirling Engine Conference and Exhibition, p. 257-266, Ancona Italie, Université de Ancona, 1997.
- [161] *O.M. Ibrahim, M.B. Tew, R.C. Zhang, Z. Gedeon, D. Simon*, “CFD modeling of free-piston Stirling engines”, Technical Report NASA/TM-2001-211132, NASA Technical Report, 2001.
- [162] *S.M. Geng, R.C. Tew*, “Comparison of GLIMPS and HFSAT Stirling engine code prediction with experimental data”, Proc. Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, p. 553-558, Warrendale PA, Society of automotive Engineers, 1992.
- [163] *J.E. Cairelli, D.M. Swec, R.C. Skupinski, J.S. Rauch*, “Update on results of SPRE testing at NASA”, Proc. 25<sup>th</sup> Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, p. 237-244, Reno-Nevada, American Institute of Chemical Engineers, 1990.
- [164] *R.C. Tew, R.W. Dyson, S.D. Wilson, R. Demko*, “Overview 2004 of NASA Stirling convertor CFD model development and regenerators RD efforts”, NASA Technical report NASA, number TM-2004-213404, 2004.
- [165] *D. Gedeon*, “Modelling 2-d jets impinging on Stirling regenerators”, Proc. 24<sup>th</sup> Intersociety Energy conversion Engineering Conference, p. 2199-2203, Los Alamitos, 1989.
- [166] *O.M. Ibrahim, M.B. Tew, J.E. Dudenhofer*, “Two-dimensional simulation of a Stirling engine heat exchanger”, Proc. 24<sup>th</sup> Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, p. 2795-2802, Los Alamitos, 1989.
- [167] *N. Martaj, L. Grosu, P. Rochelle*, “Utilisation du logiciel COMSOL pour la modélisation dynamique d’un moteur Stirling à faible différence de températures. Etude de faisabilité”, conférence COMSOL, Paris, 2006.
- [168] *N. Martaj, R. Bennacer, R. Rochelle, L. Grosu*, “Simulation dynamique d’un moteur : cas du Stirling de type gamma”, Mechanics & Industry, **Vol 11**, no. 1, p. 69-74, 2010.
- [169] *K. Mahkamov, D. Djumanov*, “Three-dimensional CFD modelling of a Stirling engine”, Proc. 11<sup>th</sup> International Stirling Engine Conference, p. 97-107, Rome, Italie, Université de Rome, La Sapienza, 2003.
- [170] *K. Mahkamov, D. Djumanov, D.W. Hislop*, “Results of a second-order analysis and three-dimensional CFD simulations of gamma and alpha layouts of a SES engine for a biomasse application”, Proc. 11<sup>th</sup> International Stirling Engine Conference, p. 108-119, Rome, Italie, Université de Rome, La Sapienza, 2003.

- [171] *H.S. Chow, K. Mahkamov*, “Attempting a coupled burner-engine CFD simulation”, Proc. 12<sup>th</sup> International Stirling Engine Conference, p. 380-388, Durham UK, University of Durham, 2005.
- [172] *S. Petrescu, C. Petre, M. Costea, C. Harman, M. Feidt, T. Florea*, “Optimisation du cycle de Stirling avec des irréversibilités internes et externes”, COFRET’04, p. 87-94, 2004.
- [173] *S. Petrescu, J. Zaiser, V. Petrescu*, Lectures on advanced energy conversion, Lewisburg, Bucknell University, 1996.
- [174] *J.A. Organ*, “Thermodynamic design of Stirling cycle machine”, Proc. Mech. Engrs, **Vol. 201**, no. C2, p. 107-116, 1987.
- [175] *H. Combeau, M. Feidt*, “Identification par la méthode des pertes séparées des coefficients de perte et d’échange thermique d’un capteur à air à absorbeur poreux”, 2<sup>ème</sup> Journée Inter. de Thermique, Vol. 2, Rabat, Maroc, 1985.
- [176] *S. Petrescu, J. Zaiser, V. Petrescu*, “Lectures on Advanced Energy Conversion-Vol. II”, course: MECH-422, Bucknell University, Lewisburg, PA-17837, USA, p. 382, 1998.
- [177] *S. Petrescu, C. Harman*, “Stirling Cycle Optimization including the effects of finite speed operation”, Proc. of the Inter. Sumps. On Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Aspects of energy systems, ECOS’96, Stockholm, Sweden, p. 167-173, 1996.
- [178] *Vsevolod Radcenco*, Termodinamica generalizată, editura Tehnica, Bucuresti, cap. 6, 396 p., 1994.
- [179] *Gheorghe Popescu*, Contribuții la optimizarea sistemelor endoregenerative și exoîreversibile de tip Stirling pe baza Termodinamicii în Timp Finit, PhD Thesis, București, 1993.
- [180] *V. Radcenco, G. Popescu, V. Apostol, M. Feidt*, Thermodynamique en temps fini appliqué aux machines motrices, Rev. Gen. Therm. Fr., **Vol. 382**, p. 509-514, 1993.
- [181] *S. Petrescu, M. Costea, C. Harman, T. Florea*, “Application of the Direct Method to Irreversible Stirling Cycles with Finite Speed”, Proc. of The International Summer School on Energy Conversion, Conservation and Environmental Impact, Ovidius University, Constanta, Romania, July 21-30, 2000.
- [182] *S. Petrescu, T. Florea, M. Costea, C. Harman*, “Termodinamique à vitesse finie appliquée aux moteurs de Stirling”, Volume des travaux de la Conférence BIRAC’99, (LR), Bucarest, (1999).
- [183] *F.P. Incropera, D.P. De Witt*, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Wiley&Sons, New York, 1996.
- [184] *S. Petrescu, M. Costea, M. Feidt*, „Les cycles des machines à froid et des pompes à chaleur à vitesse finie”, Rev. Entropie, No. 232, pp. 48-54, France, 2001.
- [185] *George Stanescu*, The study of the mechanism of irreversibility generation in order to improve the performances of thermal machines and devices, (LR), PhD Thesis, U. P. Bucarest, 1992.
- [186] *M. Costea, S. Petrescu, C. Harman*, “The Effect of Irreversibilities on Solar Stirling Engine Cycle Performance”, Energy Conversion & Management, **Vol. 40**, p. 1723-1731, 1999.
- [187] *Vsevolod Radcenco, Elena Eugenia Vasilescu*, Elemente de termodinamică tehnică disipativă, p. 112, București, 2002.
- [188] [www.ehe.eu](http://www.ehe.eu)
- [189] <http://www.mudin.net/more-201tude-et-exp233rimentation-du-module-stirling-whispergen-46778.html>
- [190] *L. Grosu, C. Dobre, A. Pătulea*, “Micro-cogénérateur avec moteur Stirling. Etude de la géométrie du système et simulations numériques”, Proceeding of the Conference COFRET’12, Sozopol, Bulgarie, p.238-244, 11-14 june 2012.
- [191] *G. Schmidt*, Theorie der Lehmann'schen calorischen Maschine, Z. des Ver. Deutscher Ingenieure, **Vol 15**, no. 2, p. 98-112, 1871.
- [192] *D.M. Clucas, J.K. Raine*, “Development of a hermetically sealed Stirling engine battery charger”, Journal of Mechanical Engineering Science, p. 357-366., 1994.
- [193] *M. De Paepe, P. D’Herdt, D. Mertens*, “Micro-CHP systems for residential applications”, Energy Conversion and Management, **Vol 47**, p. 3435-3446, 2006.
- [194] *J. A. Organ*, Thermodynamics and Gas Dynamics of Stirling Cycle Machine, Cambridge University Press, 1992.



## A1. LISTĂ DE LUCRĂRI ELABORATE

**Drd.ing. Cătălina Georgiana DOBRE**

Universitatea POLITEHNICA din București,  
Facultatea de Inginerie Mecanică și Mecatronică



### **Volumele unor manifestări științifice naționale**

- 1) Petrescu S., Costea M., **Dobre C.**, Tîrcă-Dragomirescu G., *Fundamentals, Development and Engineering Applications of Thermodynamics with Finite Speed –An achievement of Romanian School of Thermodynamics*, Volumul Conferinței Academiei de Științe Tehnice din România (ASTR), Craiova, Romania, 28-29 Aug., p. 161-166, 2010.
- 2) Petrescu S., Costea M., Tirca-Dragomirescu G., **Dobre C.**, *Validation of the Direct Method and Applications*, Volumul Conferinței Academiei de Științe Tehnice din România (ASTR), Craiova, Romania, 28-29 Aug., p. 153-159, 2010.



### **Volumele unor manifestări științifice internaționale recunoscute**

- 1) Petrescu S., Grosu L., Costea M., Rochelle P., **Dobre C.**, *Analyse théorique et expérimentale d'une machine à froid de Stirling*, Travaux du Colloque Franco-Roumain Energy, Environment, Economie et Thermodynamique COFRET'10, 5-7 Mai, Iași, Romania, 2010.
- 2) Petrescu S., **Dobre C.**, Tîrcă-Dragomirescu G., Costea M., Stanciu C., Feidt M., *Performances Evaluation for a Reversed Quasi-Carnot Cycle (Refrigeration Machine) by Using the Direct Method from Finite Speed Thermodynamics*; Proc. of. IEEE/IACSIT ICMERA 2010 International Conference on Mechanical Engineering, Robotics and Aerospace, Bucuresti, Romania, ISBN: 978-1-4244-8867-4, p.387-391, 2-4 dec. 2010.  
(<http://www.wix.com/olaruadrian/icmeras-2010>; <http://www.iacsit.org/publication.htm>)
- 3) Petrescu S., Tîrcă-Dragomirescu G., Feidt M., Dobrovicescu A., Costea M., Petre C., **Dobre C.**, *Combined Heat and Power Solar Stirling Engine*, Proceedings of the 23<sup>rd</sup> International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Enviromental Impact of Energy Systems, ECOS'10, Lausanne, Switzerland, CD volume, 14-17th june 2010. Sponsor ASME. (<http://www.ecos2010.ch>).
- 4) Petrescu S., Tîrcă – Dragomirescu G., Drob A., Feidt M., Costea M., Dobrovicescu A., **Dobre C.**, Denninger M., *Combined heat and power biomass Stirling engine with wood pellets*, Proceedings of INFUB 2011, Estoril, Portugalia, 2011.

- 5) Petrescu S., **Dobre C.**, Tîrcă-Dragomirescu G., Costea M., *Performance evaluation of a reversed quasi-Carnot irreversible cycle using the Direct Method from Finite Speed Thermodynamics*, COFRET 2012-Conference Proceedings, Sozopol, Bulgaria, 13-15 june, pp. 244-249, 2012.
- 6) Grosu L., **Dobre C.**, Pătulea A., *Micro-cogénérateur avec moteur Stirling. Etude de la géométrie du système et simulations numériques*, Proceeding of the Conference COFRET'12, 11-14 june 2012, pp.238-244, Sozopol, Bulgarie, 2012.



**Reviste de specialitate de circulație internațională recunoscute (cotate ISI sau indexate în baze de date internaționale specifice domeniului)**

- 1) Petrescu S., Grosu L., Costea M., Rochelle P., **Dobre C.**, Petre C. - „Analyse Théorique et Expérimentale d’une Machine à Froid de Stirling”, *Buletinul Institutului Politehnic din Iași, Tom LVI (LX), Fascicola 3, secția Construcții de mașini, publicat de Editura POLITEHNIUM*, p.145-154, mai 2010, ISSN 1011-2855. **BDI:Index Copernicus**, Ulrich <http://journals.indexcopernicus.com/karta.php?action=masterlist&id=4963>
- 2) Petrescu S., Harman C., Costea M., Petre C., **Dobre C.**, *Irreversible Finite Speed Thermodynamics (FST) in Simple Closed Systems. I. Fundamental Concepts*, **Revista Termotehnica**, Revista Societății Române a Termotehnicienilor, anul XV, nr. 2/2009, editura AGIR (categoria B+) **BDI: Copernicus**, p.8-18, ISSN: 1222-4057 (<http://www.revistatermotehnica.agir.ro/>).
- 3) Tîrcă-Dragomirescu G., Feidt M., Costea M., Dobrovicescu A., **Dobre C.**, Marin A., *Calculation scheme of a Thermodynamical Time dependent model of the heat regeneration process in a solar Stirling engine*, **Environmental Engineering and Management Journal**, Volume 10, Issue 9, sept 2011, Pages 1371-1378, published by Politehniun Iasi, Print ISSN: 1582-9596, eISSN: 1843-3707 (**ISI Journal**); impact factor: 1.435 (2011) (<http://omicron.ch.tuiasi.ro/EEMJ/>) (publicat dupa conferinta CSE Brasov 2011)
- 4) Petrescu S., **Dobre C.**, Tirca-Dragomirescu G., Costea M., Petre C., Feidt M., *Performances Evaluation for a Reversed Quasi-Carnot Cycle (Refrigeration Machine) by using the Direct Method from Finite Speed Thermodynamics*”, publicat in **Advanced Materials Research II Vols. 463-464 (2012) pp 1658-1662**, Trans Tech Publications, ISBN 978-3-03785-363-4, ([doi:10.4028/www.scientific.net/AMR.463-464.1658](http://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.463-464.1658)), **BDI: SCOPUS** in urma participarii la conferinta *IEEE/IACSIT ICMERA 2010 International Conference on Mechanical Engineering, Robotics and Aerospace*, Bucuresti, Romania, ISBN: 978-1-4244-8867-4, p.387-391, 2-4 decembrie 2010 (<http://www.wix.com/olaruadrian/icmeras-2010>; <http://www.iacsit.org/publication.htm>)
- 5) Petrescu S., **Dobre C.**, Stanciu C., Costea M., Tîrcă-Dragomirescu G., Feidt M., *The Direct Method from Thermodynamics with Finite Speed used for performance computation of a quasi-Carnot irreversible cycles. I. Evaluation of coefficient of performance and power for refrigeration machines with mechanical compression of vapor*, **Revista de Chimie**, Vol. 63, nr.1, pp. 74-81, ian 2012, published by SC

Biblioteca Chimiei SA., ISSN: 0034-7752 (*ISI Journal*)  
(<http://www.revistadechimie.ro/>)

- 6) Petrescu S., Harman C., Bejan A., Costea M., **Dobre C.**, *Carnot cycle with external and internal irreversibilities analyzed in Thermodynamics with Finite Speed with the Direct Method*, **Revista Termotehnica**, *Revista Societății Române a Termotehnicienilor*, anul XV, nr. 2/2011, editura AGIR (categoria B+) **BDI**: Copernicus, p.7-17, ISSN-L: 1222-4057, ISSN (online) 2247-1871 (<http://www.revistatermotehnica.agir.ro/>).
- 7) Grosu L., Petrescu S., **Dobre C.**, Rochelle P., *Stirling refrigerating machine. Confrontation of Direct and Finite Physical Dimensions Thermodynamics methods to experiments*, International Journal of Energy, Environment and Economics (IJEE), vol. 20, Issue 3, 2012, IJEEE-2011-RB-F2-4, published by Nova Publishers, **BDI**: SCOPUS
- 8) S. Petrescu S., **C. Dobre**, G. Tîrcă-Dragomirescu, M. Costea, Performance evaluation of a reversed quasi-Carnot irreversible cycle, using the Direct Method from Finite Speed Thermodynamics, **Revista Termotehnica**, *Revista Societății Române a Termotehnicienilor*, anul XV, nr. 2/2011, editura AGIR (categoria B+) **BDI**: Copernicus, no.1. p.47-52, 2012.
- 9) Petrescu S., **Dobre C.**, Costea M., Dobrovicescu A., Tîrcă-Dragomirescu G., *Entropy generation analysis and COP evaluation for a reversed quasi-Carnot cycle (refrigeration machine) by using the Direct Method from Finite Speed Thermodynamics*, **Scientific Bulletin of UPB**, in press.
- 10) **Dobre C.**, Grosu L., Martaj N., *Beta type Stirling engine. Confrontation of Schmidt and Finite Physical Dimensions Thermodynamics methods to experiments*, **Environmental Engineering and Management Journal**, Iasi, Romania, in press.



#### Cărți de specialitate

- 1) Petrescu S., Costea M., Petrescu V., Malancioiu O., Boriaru N., Stanciu C., Banches E., **Dobre C.**, Maris V., Leontiev C., *Development of Thermodynamics with Finite Speed and Direct Method*, Editura AGIR, ISBN 978-973-720-393-9, 361 p., Bucuresti, 2011.