



HAL
open science

Optimizarea exergoeconomica a sistemelor de trigenerare a energiei

Georgiana Tirca-Dragomirescu

► **To cite this version:**

Georgiana Tirca-Dragomirescu. Optimizarea exergoeconomica a sistemelor de trigenerare a energiei.
Other. Université de Lorraine, 2012. Romanian. NNT : 2012LORR0164 . tel-01749411

HAL Id: tel-01749411

<https://hal.univ-lorraine.fr/tel-01749411>

Submitted on 29 Mar 2018

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



AVERTISSEMENT

Ce document est le fruit d'un long travail approuvé par le jury de soutenance et mis à disposition de l'ensemble de la communauté universitaire élargie.

Il est soumis à la propriété intellectuelle de l'auteur. Ceci implique une obligation de citation et de référencement lors de l'utilisation de ce document.

D'autre part, toute contrefaçon, plagiat, reproduction illicite encourt une poursuite pénale.

Contact : ddoc-theses-contact@univ-lorraine.fr

LIENS

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 335.2- L 335.10

http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg_droi.php

<http://www.culture.gouv.fr/culture/infos-pratiques/droits/protection.htm>



UNIUNEA EUROPEANĂ

GUVERNUL ROMÂNIEI
MINISTERUL MUNCII, FAMILIEI
ȘI PROTECȚIEI SOCIALE
AMPOSDRUFondul Social European
POSDRU 2007-2013Instrumente Structurale
2007-2013

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/61178 – *Competitivitate și performanță în cercetare prin programe doctorale de calitate (ProDOC)***UNIVERSITATEA POLITEHNICA DIN BUCUREȘTI**

Facultatea de Inginerie Mecanică și Mecatronică

Departamentul de Termodinamică, Motoare, Echipamente Termice și Frigorifice

UNIVERSITÉ DE LORRAINE

Ecole doctorale EMMA Energie Mécanique Matériaux de Nancy

Laboratoire d'Energétique et de Mécanique Théorique et Appliquée, Nancy



Nr. Decizie Senat _____ din _____

TEZĂ DE DOCTORAT

*Optimizarea exergoeconomică a sistemelor de trigenerare a energiei**Optimisation exergoéconomique des systèmes de trigénération d'énergie***Autor:** Ing. Georgiana Tîrcă – Dragomirescu**COMISIA DE DOCTORAT**

Președinte	Prof. Dr. Ing. Gheorghe POPESCU	de la	Universitatea Politehnica București
Conducător de doctorat-1	Prof. Dr. Ing. Alexandru DOBROVICESCU	de la	Universitatea Politehnica București
Conducător de doctorat-2	Prof. Dr. Ing. Michel FEIDT	de la	Université de Lorraine
Referent	Maitre de conférence Lavinia GROSU	de la	Université Paris Ouest
Referent	Prof. Pierre ROCHELLE	de la	Université Paris Ouest
Referent	Dr. Marek REBOW	de la	Dublin Institute of Technology
Referent	Prof. dr.ing. Liviu DRUGHEAN	de la	Universitatea Tehnică de Construcții București
Referent	Prof. dr. Ing. Monica COSTEA	de la	Universitatea Politehnica București

București 28 septembrie 2012



UNIVERSITATEA POLITEHNICA DIN BUCUREȘTI

Facultatea de Inginerie Mecanică și Mecatronică
Departamentul de Termodinamică, Motoare, Echipamente Termice și
Frigorifice



UNIVERSITÉ DE LORRAINE

Ecole doctorale EMMA Energie Mécanique Matériaux de Nancy
Laboratoire d'Energétique et de Mécanique Théorique et Appliquée, Nancy

Thèse

proposée au requisit du titre de

Docteur de l'Université de Lorraine en Mécanique et Énergétique

par

Georgiana TIRCA-DRAGOMIRESCU

Optimisation exergoéconomique des systèmes de trigénération d'énergie

Soutenance prévue le 28 Septembre 2012

Membres du jury :

Rapporteurs :

M. Pierre ROCHELLE Professeur, Université de Paris Ouest

M. Liviu DRUGHEAN Professeur, Universitatea Tehnica de Constructii Bucuresti

Examineurs :

Mme Monica COSTEA Professeur, Universitatea Politehnica din Bucuresti

M. Marek REBOW Docteur, Dublin Institute of Technology

Mme Lavinia GROSU Maître de Conférence, Université de Paris Ouest

Directeurs de thèse :

M. Alexandru DOBROVICESCU Professeur, Université Politehnica din Bucuresti (directeur)

M. Michel FEIDT Professeur, Université de Lorraine (co-directeur)

Pentru mama și tata

Vouă va datorez ceea ce sunt azi!

MULȚUMIRI

Această teză de doctorat a fost elaborată în cadrul programului POSDRU/88/1.5/S/61178. Rezultatele prezentate au fost obținute cu sprijinul Ministerului Muncii, Familiei și Protecției Sociale prin Programul Operational Sectorial Dezvoltarea Resurselor Umane 2007-2013. Mulțumesc în egală măsură Departamentului de Termodinamică, Motoare, Echipamente Termice și Frigorifice, în cadrul căruia mi-am desfășurat activitatea timp de 2 ani și 3 luni. Mulțumesc de asemenea Laboratoire d'Énergétique et de Mécanique Théorique et Appliquée din Nancy, unde am efectuat 2 stagii de câte 3 luni, în cadrul contractului de doctorat în cotutelă. Mulțumesc Dublin Institute of Technology pentru că mi-a oferit ocazia să îmi desfășor activitatea timp de 3 luni în Irlanda, ca parte a programului de studii doctorale.

Țin să mulțumesc în mod special profesorului meu coordonator Alexandru Dobrovicescu pentru tot ajutorul oferit pe parcursul acestor 3 ani. Maniera în care m-a ghidat în cadrul activității mele de cercetător începător nu a fost menită să mă formeze doar profesional, dar și ca om. Îi mulțumesc pentru sprijinul necondiționat și pentru sfaturile oferite.

Îi mulțumesc și profesorului Michel Feidt, cel ce m-a ghidat în activitatea mea în Franța. Îi sunt recunoscătoare pentru sprijinul oferit în ceea ce privește continuarea cercetării din cadrul proiectului Sunmachine.

Le mulțumesc domnilor profesori și doamnelor profesoare care au acceptat cu atâta amabilitate să facă parte din comisia de evaluare a tezei mele de doctorat.

Un rol important în cadrul activității mele de doctorat l-a avut colectivul de cercetare din care am avut șansa să fac parte. Pe această cale țin să mulțumesc profesorului Stoian Petrescu, cel ce m-a îndrumat în studiul motorului Stirling solar. Mulțumesc de asemenea doamnelor profesoare Monica Costea, Camelia Stanciu și Eugenia Vasilescu pentru tot sprijinul acordat. Mulțumesc domnului profesor Dorin Stanciu pentru încrederea acordată în momentul în care am decis că vreau să văd cum este de cealaltă parte a catedrei.

Îi mulțumesc colegei mele de doctorat, Cătălina Dobre, cea care mi-a fost atât prietenă, cât și colaboratoare în toate activitățile întreprinse în acești trei ani.

Le mulțumesc tuturor celor care mi-au fost alături. Lui Alexandru Drob, Cristinei Ciurea, Dianei Tuțică, dar și colectivelor din Franța și Irlanda care m-au făcut să mă simt ca între prieteni atunci când am efectuat cele 3 stagii din cadrul programului de doctorat.

Abstract

În contextul energetic și economic actual poligenerarea de energie reprezintă răspunsul la întrebarea referitoare la folosirea eficientă a unui combustibil. Această soluție ar diminua pierderile asociate metodelor clasice de producere a energiei și, în concluzie, ar crește randamentul instalațiilor. Sistemele de poligenerare (cogenerare/trigenerare de energie), constau în diferite tehnologii care oferă alternative la problemele la nivel mondial legate de energie, cum ar fi deficitul de energie, securitatea aprovizionării cu energie, controlul emisiilor rezultate din procesul producției de energie, economia și conservarea energiei etc. Această lucrare de doctorat analizează două tipuri de poligenerare de energie. Prima parte se concentrează pe analiza unui sistem de trigenerare de energie de mare putere, având la bază pentru producerea de energie electrică o turbină cu gaze, a doua parte a tezei ocupându-se de un sistem de micro-cogenerare de energie cu motor Stirling solar.

Având în vedere actualitatea și interesul de care se bucură acest domeniu al poligenerării de energie, există o preocupare permanentă de a simula și optimiza funcționarea sistemelor de acest gen, în vederea obținerii de performanțe semnificative, menite să satisfacă cerințele consumatorilor.

In the actual energetic and economic context, energy polygeneration represents the answer regarding the efficient use of a fuel. This solution would diminish the losses associated to the classical methods of energy production and, as a result, would increase the installations' efficiency. The polygeneration systems (cogeneration/trigeneration of energy), consist of various technologies that offer alternatives to the global problems linked to energy, such as energy scarcity, energy supply security, emissions control from the production of energy, economy and energy conservation, etc.. This doctoral thesis examines two types of polygeneration of energy. The first part focuses on the analysis of a high power trigeneration system based on a gas turbine installation for production of electrical energy, the second part of the thesis is dealing with a system of micro-cogeneration of energy powered by a solar Stirling engine.

Given the actuality and interest for the polygeneration field of energy production, there is a constant concern to simulate and optimize the operation of this kind of systems in order to achieve significant performance designed to satisfy the consumers' needs.

Cuprins

Introducere	5
1. Obiective	5
2. Structura Tezei	6
Capitolul 1. State of the art	9
Capitolul 2. Instalația de turbină cu gaze	13
2.1.Ciclul instalației de turbine cu gaze. Generalități.	13
2.2.Ciclul ideal al instalației de turbine cu gaze	14
2.3.Ciclul real al instalației de turbine cu gaze. Determinarea relațiilor principale.	20
2.4.Studiul comportării instalației cu turbine cu gaze la modificarea parametrilor funcționali.	24
Capitolul 3. Analiza exergoeconomică a sistemelor cu turbine cu gaze	27
3.1. Elemente de analiză exergetică	27
3.1.1. Ecuația de bilanț exergetic pentru un volum de control (sistem deschis)	27
3.1.2. Exergia chimică	30
3.1.3. Procese termodinamice ireversibile. Distrugerea de exergie	34
3.2. Analiza exergoeconomică. Generalități.	34
3.3. Definirea conceptelor de combustibil și produs pentru echipamentele specifice	37
3.3.1. Compresorul	37
3.3.2. Schimbătorul de căldură cu plăci	38
3.3.3. Camera de combustie	38
3.3.4. Turbina	38
3.4. Coeficienții de performanță	39
3.5. Cost exergetic	40
3.6. Cost exergoeconomic	41
Capitolul 4. Optimizarea structurală a schemelor cu turbine cu gaze	42

4.1. Ciclul real al instalației de turbine cu gaze cu recuperare a căldurii	42
4.1.1. Schimbătorul de căldură cu plăci	45
4.1.1.1. Calculul termic al schimbătoarelor de căldură recuperatoare	48
a. Nomenclatură	50
b. Caracteristicile suprafeței schimbătorului de căldură	51
c. Mărirea suprafețelor de schimb de căldură și a suprafețelor libere de curgere	53
d. Proprietățile fluidelor	54
e. Numărul Reynolds	55
f. Ecuatiile criteriale pentru studiul transferului de căldură și a rezistenței gazodinamice	56
g. Coeficienții de schimb de căldură	56
h. Randamentul nervurilor	57
i. Randamentul suprafețelor	57
j. Coeficientul global de schimb de căldură	57
k. Numărul de unități de transfer de căldură și eficiența schimbătorului de căldură	58
l. Căderile de presiune din aparat	59
4.2. Instalația frigorifică cu absorbție de amoniac în apă	59
4.2.1. Prezentare generală	59
4.2.2. Analiza energetică și exergetică a instalației frigorifice cu absorbție de amoniac în apă	62
4.2.3. Rezultate; studiu de sensibilitate parametrică în cazul instalației frigorifice	67
4.2.4. Influența temperaturii de aspirație în compresor asupra performanțelor instalației de turbină cu gaze	75
Capitolul 5. Analiza parametrică a sistemelor de turbine cu gaze	77
5.1. Analiza comparativă a performanțelor bazată pe modelul gazului perfect și modelul gazului real pentru compoziția agentului de lucru	77
5.1.1. Modelul gazului perfect	77
5.1.2. Modelul gazului real și al procesului de combustie	77
5.1.3. Analiza exergetică	79
5.2. Analiza parametrică a sistemelor de turbine cu gaze funcție de eficiența schimbătorului de căldură cu plăci	82
5.3. Analiza parametrică a sistemelor de turbine cu gaze funcție de viteza masivă a aerului	90
5.4. Analiza parametrică a sistemelor de turbine cu gaze funcție de viteza masivă a gazelor de ardere	97
5.5. Analiza parametrică a sistemelor de turbine cu gaze funcție de raportul de comprimare	105
5.6. Analiza parametrică a sistemelor de turbine cu gaze funcție de raportul de destindere	108
Capitolul 6. Optimizarea pe principii exergoeconomice a instalației de turbină cu gaze	115
Capitolul 7. Instalația de trigenerare a energiei	122

Capitolul 8. Sistem de cogenerare cu mașină Stirling solară	128
8.1. Motorul Stirling. Generalități	128
8.1.1. Ciclul motor	128
8.1.2. Regeneratorul	130
8.1.3. Tipuri de motoare	131
8.1.3.1. Alfa Stirling	131
8.1.3.2. Beta Stirling	132
8.1.3.3. Gama Stirling	133
8.1.3.4. Alte tipuri	133
8.2. Sunmachine	134
8.3. Radiația solară directă	135
8.4. Schema de calcul a sistemului de cogenerare cu motor Stirling solar bazată pe termodinamica ireversibilă cu viteză finită și metoda directă	143
8.4.1. Nomenclatură	143
8.4.2. Calculul performanțelor motorului Stirling	144
8.4.3. Calculul performanțelor ansamblului solar	149
8.4.4. Rezultate	152
8.4.5. Validarea schemei de calcul a sistemului de cogenerare cu motor Stirling solar bazată pe termodinamica ireversibilă cu viteză finită și metoda directă	158
8.4.6. Optimizarea sistemului de cogenerare cu motor Stirling și a ansamblului solar	161
8.4.7. Analiză parametrică	164
8.5. Schema de calcul a unui model termodinamic dependent de timp al procesului de regenerare a căldurii într-un sistem de cogenerare cu motor Stirling solar	171
8.5.1. Nomenclatură	171
8.5.2. Introducere	172
8.5.3. Baza modelelor propuse	173
8.5.3.1. Transfer de căldură între sursa caldă, sursa rece și gazul de lucru din ciclu	173
8.5.3.2. Proces de regenerare a căldurii dependent de timp	174
8.5.4. Prezentarea modelului general	175
8.5.4.1. Expresia timpilor de contact din ciclu	176
8.5.4.2. Expresia puterii medii dezvoltate de motor	177
8.5.5. Dezvoltarea modelului	177
8.5.5.1. Dezvoltarea modelului relativ la regenerarea căldurii	177
8.5.5.2. Expresii corespunzătoare ale lui t_R	178
8.5.5.3. Căutarea minimului conductanței totale termice de transfer de căldură a motorului	179
8.5.6. Consecința dependenței eficacității regeneratorului de parametrii motorului	180
8.5.7. Rezultate	181
Concluzii	186
C.1. Concluzii generale	186

C.2. Contribuții originale	187
C.3. Perspective de dezvoltare ulterioară	188
Anexe	
A.1. Publicații	189
A.2. Schemă instalație de cogenerare cu motor Stirling	192
A.3. Specificații de design și de performanțe pentru ansambluri solare cu motor Stirling	193
A.4. Specificații tehnice pentru câteva turbine cu gaze moderne	195
Bibliografie	201

INTRODUCERE

În contextul energetic și economic actual poligenerarea de energie reprezintă răspunsul la întrebarea referitoare la folosirea eficientă a unui combustibil. Această soluție ar diminua pierderile asociate metodelor clasice de producere a energiei și, în concluzie, ar crește randamentul instalațiilor. Sistemele de poligenerare (cogenerare/trigenerare de energie), constau în diferite tehnologii care oferă alternative la problemele la nivel mondial legate de energie, cum ar fi deficitul de energie, securitatea aprovizionării cu energie, controlul emisiilor rezultate din procesul producției de energie, economia și conservarea energiei etc. Această lucrare de doctorat analizează două tipuri de poligenerare de energie. Prima parte se concentrează pe analiza unui sistem de trigenerare de energie de mare putere, având la bază pentru producerea de energie electrică o turbină cu gaze, a doua parte a tezei ocupându-se de un sistem de micro-cogenerare de energie cu motor Stirling solar.

Având în vedere actualitatea și interesul de care se bucură acest domeniu al poligenerării de energie, există o preocupare permanentă de a simula și optimiza funcționarea sistemelor de acest gen, în vederea obținerii de performanțe semnificative, menite să satisfacă cerințele consumatorilor.

1. OBIECTIVE

Această teză de doctorat este menită să răspundă la întrebările:

1. Este poligenerarea de energie o alternativă viabilă pentru viitor?
2. Cum poate fi folosită energia solară pentru poligenerarea de energie?

Ca urmare a întrebărilor care au stat la baza începerii acestei lucrări s-au stabilit următoarele obiective:

- Să se studieze instalația de turbină cu gaze și să se identifice parametri ce influențează funcționarea acesteia;
- Să se simuleze instalația de turbină cu gaze cu ajutorul software-ului Engineering Equation Solver;
- Să se aplice principiile analizei exergoeconomice pentru instalația studiată și să se calculeze pierderile și distrugerile din sistem;
- Să se identifice zonele cu pierderi și distrugerii din instalație și să se ofere alternative de diminuare ale acestora;
- Să se optimizeze structural și funcțional instalația de turbină cu gaze;
- Să se analizeze instalația de trigenerare a energiei;

- Să se analizeze posibilitatea utilizării energiei solare într-o aplicație de micro-cogenerare utilizând un motor Stirling;
- Să se studieze în detaliu procesul de regenerare a căldurii ce are loc într-un motor Stirling;
- Să se simuleze sistemul de micro-cogenerare cu motor Stirling solar cu ajutorul software-ului Mathcad.

Realizarea acestor obiective este prezentată în această lucrare. O imagine mai clară privind structura acestei lucrări este prezentată în secțiunea următoare.

2. STRUCTURA TEZEI

În primă instanță, în această lucrare de doctorat (Capitolele 2 – 6), se va studia din punct de vedere exergoeconomic instalația de cogenerare a energiei. Analiza exergoeconomică este o tehnică de evaluare a sistemelor și proceselor bazată pe cel de-al doilea Principiu al Termodinamicii. Analiza exergoeconomică a fost din ce în ce mai utilizată pe parcursul ultimelor câteva decenii datorită avantajelor sale în comparație cu analiza energetică: eficiența este evaluată într-o manieră realistă raportată la pierderile și distrugerile din sistem, efectuându-se în acest fel o analiză care cuantifică tipurile, cauzele și localizarea pierderilor.

Procesul de transformare a căldurii în lucru mecanic, realizat într-o instalație de turbină cu gaze cu compresiune adiabatică și ardere izobară, se efectuează prin pierderea unei cantități importante de căldură, ce se evacuează în mediul ambiant. Recuperarea căldurii reprezintă un mijloc eficient de creștere a randamentului termic al instalației cu turbină cu gaze cu ardere la presiune constantă. Metoda regenerării constă în realizarea unui schimb de căldură într-un recuperator între aerul refulat de compresor și gazele de ardere evacuate din turbină. Este evident faptul că răcirea gazelor de ardere nu se va face până la nivelul de temperatură a mediului ambiant, de aceea căldura încă înmagazinată de acestea poate fi folosită într-un boiler în vederea încălzirii apei. Acestei instalații de turbină cu gaze utilizată pentru cogenerare de mare anvergură i se va atașa o instalație cu absorbție de amoniac în apă utilizată pentru a obține frig.

Aparatele frigorifice cu absorbție sunt una dintre tehnologiile comercializate aplicate pe scară largă în sistemele de trigenerare de energie existente. Comparativ cu celelalte sisteme frigorifice cu comprimare mecanică de vapori, instalațiile cu absorbție de amoniac în apă prezintă avantajul de a nu avea piese în mișcare.

În ultima parte a acestei secțiuni dedicate turbinelor cu gaze, se va studia o instalație de trigenerare de energie (Capitolul 7) care să înglobeze atât instalația de turbine cu gaze cu recuperare de căldură, dar și instalația cu absorbție de amoniac în apă, la care se adaugă și un schimbător de căldură (boiler) utilizat pentru obținerea de apă caldă.

Pentru a simula funcționarea instalațiilor de turbină cu gaze cu și fără recuperare de căldură, a instalației cu absorbție de amoniac în apă, dar și simularea instalației de trigenerare s-a folosit software-ul Engineering Equation Solver.

A doua parte a tezei (Capitolul 8) va trata subiectul micro-cogenerării prin prezentarea unei instalații de producere de energie electrică și căldură utilizând un motor Stirling și având ca și combustibil energia solară. Utilizarea energiei solare prezintă avantaje din punct de

vedere al sustenabilității, știut fiind faptul că rezervele de combustibili solizi nu reprezintă o soluție viabilă pentru viitor. De asemenea, este o sursă de energie regenerabilă, deloc de neglijat din punct de vedere al emisiilor rezultate în urma procesului de producere de energie electrică, care pentru acest combustibil verde sunt inexistente.

Un model termodinamic pentru estimarea cu precizie a randamentului și puterii globale a unui ansamblu solar folosind un motor Stirling este prezentat în acest capitol. O metodă analitică pentru calculul pierderilor de presiune, cum ar fi cele cauzate de viteza finită, frecare și de laminare, precum și pierderile cauzate de regenerare în motoarele Stirling combinate cu o metodă analitică pentru a prezice efectul lor asupra performanțelor motorului în termeni de eficiență și putere a fost dezvoltată.

Această metodă se bazează pe aplicarea Primului Principiu al Termodinamicii pentru procese cu viteză finită și folosește metoda directă. Această expresie a Primului Principiu include efectul pierderilor de presiune datorate vitezei finite, frecării și laminării și oferă, de asemenea, metodele de calcul a pierderilor de presiune în funcție de viteza medie a pistonului, prin utilizarea parametrilor de ajustare. Metoda directă constă în integrarea expresiei matematice a Primului Principiu pentru fiecare proces termodinamic în parte.

Combinând rezultatele acestor analize termodinamice, o metodă analitică pentru studiul și optimizarea performanțelor ansamblului solar a fost dezvoltată.

Metoda propusă are aplicabilitate practică în designul ansamblului solar, în termeni de selecție de elemente, cum ar fi dimensiunea pistonului și viteza acestuia, mărimea regeneratoarelor și configurația sa termică (diametrul sârmei și calea), precum și selectarea gazului de lucru cel mai potrivit pentru anumite condiții de funcționare dorite pentru motorul Stirling și, de asemenea, în ceea ce privește dimensiunea cavității receptorului și chiar la proiectarea de receptoare pentru motoare Stirling care folosesc concentratoare solare parabolice.

Se prezintă o nouă tehnică pentru selectarea, proiectarea și optimizarea parametrilor principali ai ansamblului solar. Un element important al modelului prezentat este că toate performanțele (randament și putere electrică) sunt calculate în funcție de densitatea radiației solare, astfel că prin această metodă, suntem capabili să prezicem funcționarea instalației în orice moment al zilei și în orice poziție geografică.

Comparativ cu un motor conventional cu combustie internă, motorul Stirling este un motor cu combustie externă. Motorul Stirling ales pentru instalația solară are ca agent de lucru azotul (N_2).

Ca parte integrantă a capitolului dedicat motorului Stirling se constituie și schema de calcul a unui model termodinamic dependent de timp al procesului de regenerare a căldurii într-un motor Stirling solar. Scopul acestui subcapitol este să propună un set de modele termice pentru regeneratoare ținând cont de dependența de timp a procesului de transfer de căldură și să le combine cu descrierea termodinamică concentrată a motorului Stirling solar.

Prin utilizarea metodelor analitice și numerice, optimul puterii dezvoltate de motor este obținut, în condițiile în care diferite constante sunt sau nu considerate (ex. rata de transfer de căldură disponibilă la sursa caldă).

Se efectuează și o analiză parametrică a puterii dezvoltate de motor și a variabilelor termodinamice de stare corespunzătoare modelelor parametrice pentru motor.

Concluzia principală a acestui subcapitol este că se va reconsidera comportamentul tranzitoriu al schimbătorului de căldură regenerator pentru maximul de putere dezvoltată și designul optimal al motorului Stirling solar.

Tehnologia motorului Stirling este încă în curs de dezvoltare. Costul ridicat previne, de asemenea, popularizarea acestei tehnologii. Cu toate acestea, perspectivele promițătoare ale motoarelor Stirling continuă să stimuleze cercetarea, în special pentru aplicații de trigenerare de energie (CCHP). Dimensiunile mici și funcționarea silențioasă ilustrează facilitatea integrării acestuia în aplicații rezidențiale sau portabile.

Pentru a simula funcționarea motorului Stirling solar s-a utilizat softul de calcul Mathcad.

CAPITOLUL 1. STATE OF THE ART

Cogenerarea sau CHP este definită ca generarea simultană a două tipuri de energie utilă dintr-o singură sursă de combustibil, de regulă se produc energie mecanică și termică. Energia mecanică poate fi folosită pentru antrenarea unui alternator în vederea producerii de electricitate, ori pentru antrenarea unui motor, compresor, pompă sau ventilator servind în acest fel unor scopuri multiple. Energia termică, care în cadrul centralelor clasice ar fi fost eliberată în mediul ambiant prin turnuri de racire, gaze de ardere sau alte mijloace, poate fi folosită direct în cadrul aceluiași ciclu (preîncălzirea aerului înainte de intrarea în camera de ardere) sau indirect în producerea de abur, apă caldă sau în instalațiile cu absorbție pentru condiționarea aerului [1].

O centrală care produce electricitate, căldură și frig se numește centrală de trigenerare sau de poligenerare.

Sunt însă specialiști, care dau un sens mai larg noțiunii de trigenerare, cum ar fi producerea simultană de [1]:

- căldură, energie electrică și produse chimice specifice care de fapt integrează o centrală de cogenerare într-un ansamblu de producere a unor produse chimice;
- căldură, energie electrică și produse combustibile (gaze), prin gazificarea cărbunilor;
- energie electrică, combustibil lichid și gazos;
- căldură, energie electrică și hidrogen sau oxigen.

Această interpretarea a noțiunii de trigenerare, după cum rezultă din cele expuse mai sus, reprezintă de fapt asocierea cogenerării cu producerea unor combustibili sau a unor produse chimice, care în marea lor majoritate reprezintă în fond tot niște combustibili superiori, față de cei convenționali.

Similar cogenerării și trigenerarea trebuie să îndeplinească condițiile specifice producerii combinate de energie, cu atât mai mult cu cât ea presupune existența cogenerării. Unele condiții au însă aspecte specifice legate de instalațiile ce produc frigul și de simultaneitatea consumului de frig, cu cele sub formă de căldură și energie electrică. Aceste condiții sunt [1-5]:

- **producerea** căldurii și a energiei electrice are loc în aceleași instalații – instalațiile de cogenerare – în timp ce frigul este produs în instalații speciale – instalațiile frigorifice;

- **simultaneitatea** producerii căldurii și a energiei electrice este condiție impusă de cogenerare, în timp ce frigul poate fi, sau nu, produs simultan cu acestea, în funcție de tipul consumatorului de frig (frig cu caracter tehnologic – în industrie – sau pentru asigurarea condițiilor de microclimat în incinte – pentru climatizare);
- **energia primară** utilizată pentru producerea căldurii, a energiei electrice și a frigului este aceeași în cazul frigului produs din căldura sau energia electrică ce provin din instalațiile de cogenerare;
- **consumul de frig în regim de vârf**, poate utiliza, sau nu, aceeași formă de energie primară ca și frigul produs pe seama căldurii sau a energiei electrice produse de instalațiile de cogenerare.

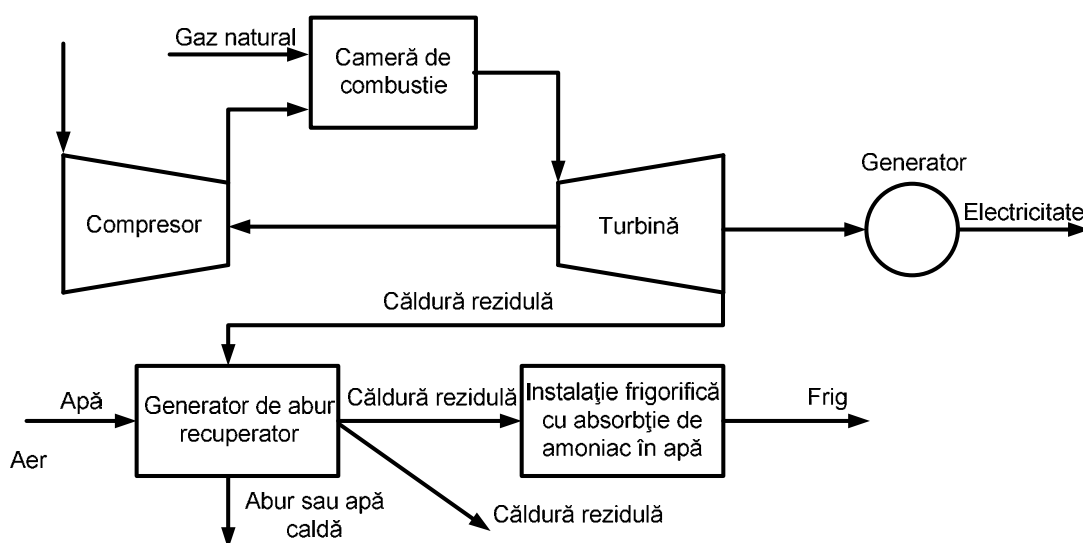


Fig. 1.1. Reprezentare schematică a unui sistem de trigenerare de energie

În Tabelul 1.1 sunt prezentate diferite tipuri de cogenerare clasificate în funcție de anvergura cantității de energie electrică produsă.

Tabel 1.1. Cogenerarea, anvergură și domenii de utilizare [1]

Tipul cogenerării	Puterea electrică instalată în CCG	Tipul alimentării cu căldură	Modul de administrare	Categoriile de consumatori
Micro – cogenerare	< 50 kWe/buc	individuală	individuală	Case individuale, clădiri de locuit, consumatori terțiari, școli, licee, hoteluri, spitale, piscine, magazine
Mini – cogenerare	50..500 kWe/buc	colectivă descentralizată	asociații locale - societăți cooperatiste	Grupuri de consumatori urbani, consumatori terțiari, mici consumatori industriali, hoteluri,

				spitale, supermagazine
Cogenerare mica	500kWe...1MWe/ buc	descentralizată	asociații locale - societăți locale	Zone urbane și/sau consumatori terțiari, mici consumatori industriali, întreprin- deri, așezări rurale, complexe agricole
Cogenerare medie	1MWe/buc..12M We/CCG	centralizată	primării, societăți locale, complexe sportive, turistice, balneo- climaterice	Asezări urbane mici și mijlocii, consumatori industriali concentrați, mici zone industriale integrate energetic, așezări rurale
Cogenerare mare	> 12MWe/CCG	centralizată	primării, regii locale, societăți locale	Orașe, mari consumatori sau zone industriale

Randamentul total al sistemelor de cogenerare poate avea valori de până la 85% sau chiar mai mari în unele cazuri.

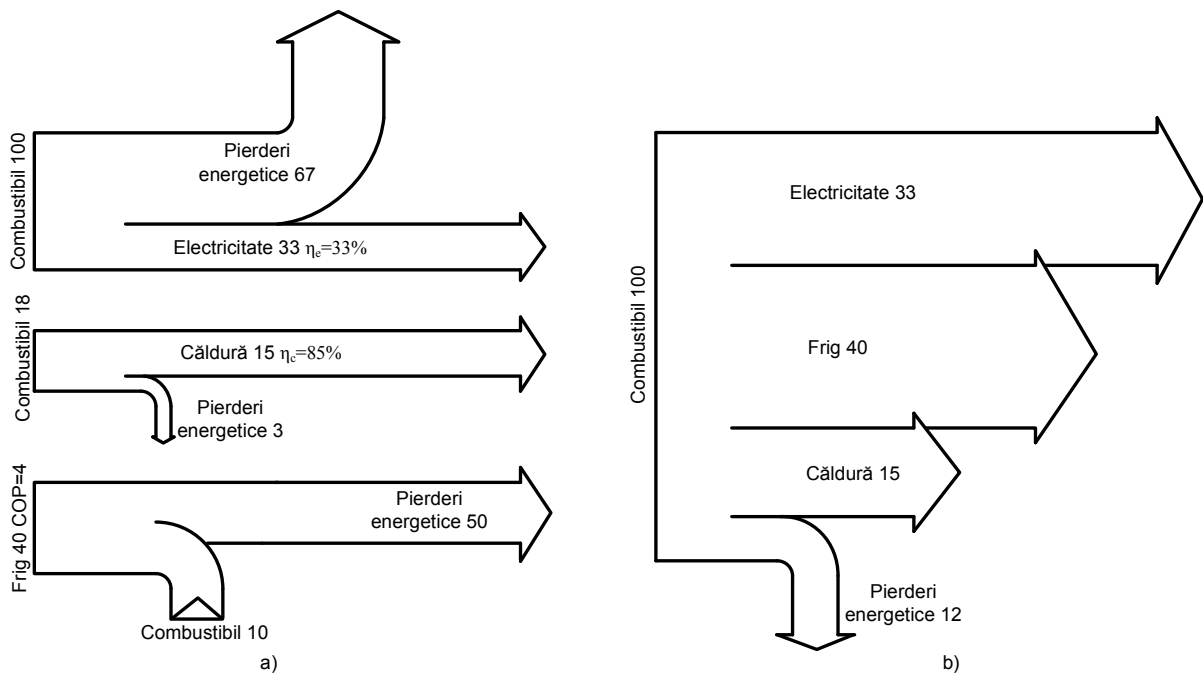


Fig. 1.2. a) Fluxurile energetice în cadrul sistemelor tradiționale. b) Fluxurile energetice într-un sistem de trigenerare de energie.

Importanța sistemelor de trigenerare este în creștere zi de zi ca urmare a cererii de energie în creștere și de conștientizare crescută a problemelor legate de mediu. Prin utilizarea unui singur combustibil, pe lângă creșterea eficienței s-a realizat și o scădere substanțială a emisiilor în comparație cu sistemele tradiționale, în care cele trei tipuri de energie sunt generate în mod individual [6-10].

În Uniunea Europeană, cele mai importante inițiative legislative de dezvoltare ale trigenerării sunt directiva privind cogenerarea, directiva de comercializare a cotelor de emisii, noile directive pentru energie electrică și gaze, precum și performanța energetică a clădirilor și directiva de impozitare a energiei produse. Politicile UE recunosc importanța trigenerării pentru realizarea angajamentelor privind schimbările climatice și a definit instrumentele posibile pentru a promova tehnologia la nivelul uniunii. Atunci când strategia a fost emisă în 1997, ponderea energiei electrice produse din CCHP în UE a fost de aproximativ 9%. Strategia stabilește un obiectiv de 18% până în 2012. Cu toate acestea, posibilele măsuri și instrumente pentru a atinge acest obiectiv până în prezent nu au fost definite în profunzime [2].

Dezvoltarea trigenerării în UE este caracterizată de o mare diversitate, atât în amploarea cât și natura dezvoltării. Această diversitate reflectă diferențele de priorități, de politică, resursele naturale, istorie, cultură și climă și are legături strânse cu structura și activitatea piețelor de energie electrică. Evident, principalul motiv pentru această diversitate a fost dată de opțiuni politice diferite făcute de guverne în materie de energie. Austria, Danemarca, Finlanda și Țările de Jos sunt cele patru țări lider în popularizarea utilizării trigenerării de energie [2].

CAPITOLUL 2. INSTALAȚIA CU TURBINĂ CU GAZE

2.1. CICLUL INSTALAȚIEI CU TURBINĂ CU GAZE. GENERALITĂȚI

Soluția constructivă a turbinei cu gaze, cea mai simplă (fig. 2.1), constă din reunirea într-un ansamblu a unui compresor C centrifug sau axial, a unei camere de ardere $C.A.$ și a turbinei T , destinată să antreneze compresorul, organele auxiliare etc. și să presteze un anumit lucru mecanic în exterior. În timpul funcționării, aerul este dirijat printr-o canalizație de admisie, care conține uneori și un filtru de epurare, astfel că la intrarea în compresor aerul are – din cauza pierderilor prin frecari și rezistențe aerodinamice – o presiune p_1 mai mică decât presiunea aerului ambiant p_0 . Apoi aerul este comprimat până la presiunea p_2 , după care pătrunde în camera de ardere unde se injectează un anumit debit de combustibil, astfel determinat încât temperatura T_3 a gazelor de ardere la intrarea în turbină să nu depășească valoarea maximă admisă de funcționarea în condiții sigure a paletelor. După destinderea în turbină, gazele de ardere pătrund în canalizația de evacuare, eventual într-un schimbător de căldură în vederea încălzirii aerului livrat de compresor, după care sunt dirijate în mediul ambiant [11].

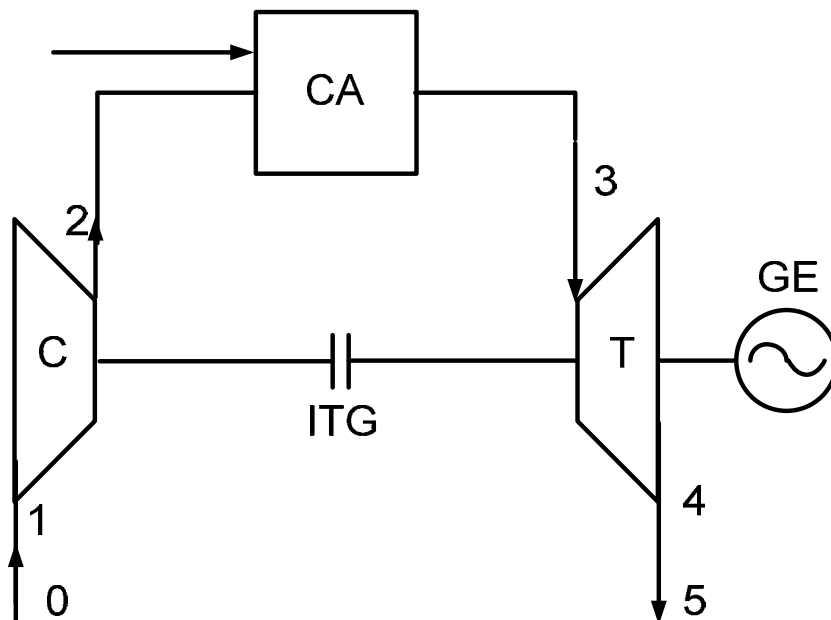


Fig. 2.1. Schema constructivă a turbinei cu gaze.

C – compresor; C.A. – cameră de ardere; T – turbină.

Lucrul mecanic realizat de instalația de turbină cu gaze este determinat de diferența dintre lucrul mecanic al turbinei – singurul agregat producător de lucru mecanic – și totalitatea lucrurilor mecanice necesare comprimării aerului, combustibilului, angrenării agregatelor auxiliare etc.; de aceea determinarea exactă a lucrului mecanic a instalației presupune determinarea lucrului mecanic al fiecărui agregat în parte.

Din cele prezentate rezultă:

- în instalația de turbină cu gaze fluidul de lucru participă direct în procesul de ardere; fluidul de lucru traversează continuu sistemul, realizând o serie de transformări în circuit deschis, fara a mai reveni în starea inițială;
- transformările fluidului de lucru sunt deosebit de complexe, realizându-se, simultan sau succesiv, schimb de substanță, lucru mecanic și căldură;
- în timpul evoluțiilor fluidul de lucru se modifică atât cantitativ prin injectarea combustibilului, prelevare de aer sau gaze de ardere etc., cât și calitativ în urma arderii combustibilului, injectiei de combustibil etc.

Scopul acestei analize nu este studiul proceselor, destul de complexe, realizate de fluidul de lucru în diverse organe ale sistemului, ci aprecierea performanțelor sale energetice. În cadrul studiului se înlocuiesc transformările reale prin evoluții simplificate, care duc la idealizarea proceselor de lucru din instalație. Succesiunea de procese se consideră ciclică.

Funcție de ipotezele simplificatorii admise se disting în mod formal ciclurile ideal și real ale instalației de turbine cu gaze.

Aceste simplificări și aprecieri globale asupra unei evoluții sunt justificate de faptul că o determinare mai exactă necesită cunoașterea soluției constructive a organelor componente, care este creionată de rezultatele analizei efectuate în cadrul acestei secțiuni. Se poate admite – pentru ușurința generalizărilor – să se considere căldurile specifice constante cu temperatura și – deseori – să se presupună că aerul este fluidul de lucru care traversează întreaga instalație.

2.2. CICLUL IDEAL AL INSTALAȚIEI DE TURBINE CU GAZE

Ciclul ideal al unei mașini termice este o succesiune ciclică de transformări simple, reversibile, care schematizează și idealizează procesele reale care au loc în mașinile studiate, cu scopul de a scoate în relief capacitatea de transformare a căldurii în lucru mecanic. Aceasta face ca ciclul ideal să fie, pentru aceleași condiții inițiale, limita superioară spre care vor tinde procesele reale fără a o putea atinge. De aici rezultă că ciclul ideal nu poate servi drept criteriu de determinare a valorii parametrilor de stare a fluidului, sau a eforturilor ce apar în motor, însă permite evaluări cantitative, comparații principiale, aprecierea direcțiilor de dezvoltare etc. [11].

La baza ciclului ideal al instalației de turbine cu gaze stau următoarele ipoteze simplificatorii:

- fluidul de lucru nu-și poate modifica compoziția chimică în tot timpul ciclului, deci se consideră că întregul ciclu este realizat de un singur fluid de lucru (în general aerul);
- nu există variații cantitative de substanță, adică se consideră nule pierderile de fluid prin scăpări și se neglijează cantitatea de combustibil introdusă în camera de ardere.

Consecința acestor ipoteze este că arderea se înlocuiește printr-o încălzire de la o sursă exterioară de căldură;

- toate evoluțiile sunt reversibile, deci nu există pierderi de presiune prin frecări, rezistențe aerodinamice etc.;
- evacuarea fluidului motor în atmosferă este înlocuită printr-o evoluție la presiunea mediului ambiant, destinată să răcească fluidul până în starea inițială.

De remarcat că, întrucât se studiază transformările energetice, vor trebui luați în considerare parametrii fluidului frânat, care cuprind toate formele de energie pe care instalația le schimbă în timpul transformărilor sale.

Din punct de vedere al evoluției de compresiune, ciclurile ideale se împart în cicluri cu comprimare izentropică sau izotermică, iar din punct de vedere al arderii în cicluri cu ardere izobară sau izocoră care, prin combinarea respectivă, permit formarea diverselor cicluri ideale ale instalațiilor de turbine cu gaze.

Cu toate avantajele de natură termodinamică ale ciclului cu ardere izocoră, ciclul cu ardere izobară, prin posibilitatea realizării unor puteri mai mari într-un gabarit și greutate date, prin simplitate constructivă etc., a găsit o aplicare aproape exclusivă în tehnica; de aceea se va analiza în continuare doar ciclul cu ardere izobară.

Ciclul teoretic presupune neglijarea tuturor ireversibilităților cauzate de imperfecțiunile ce apar la nivelul modulelor componente ale instalației, în timpul desfășurării proceselor termodinamice. El este compus din următoarele procese ireversibile:

- 1 – 2 – comprimare izentropică a aerului atmosferic până la atingerea presiunii p_2 ;
- 2 – 3 – încălzirea izobară pentru obținerea temperaturii T_3 ;
- 3 – 4 – destinderea izentropică a agentului termodinamic până la valoarea presiunii p_1 corespunzătoare mediului ambiant;
- 4 – 1 – racire izobară în scopul aducerii fluidului la starea inițială.

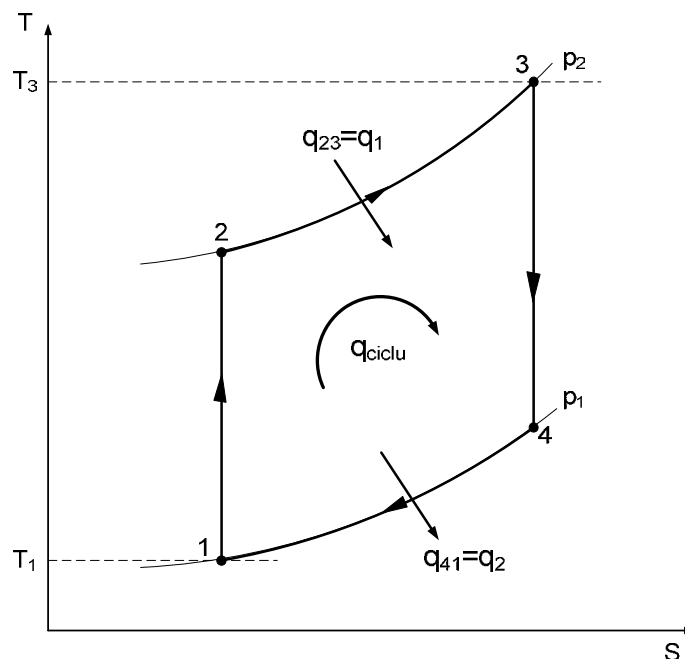


Fig. 2.2. Ciclul teoretic al ITG cu ardere la presiune constantă.

În figura 2.2 sunt prezentate în diagrama T-s procesele termodinamice care compun ciclul teoretic al ITG cu ardere la presiune constantă. Procesul de racire izobară 4 – 1 se desfășoară în exteriorul instalației, închiderea ciclului realizându-se formal, prin intermediul mediului ambiant. Din punctul de vedere al teoriei ciclurilor, căldura q_{41} evacuată odată cu gazele de ardere este asimilată căldurii q_2 cedată sursei reci, în timp ce căldura q_{23} dezvoltată prin arderea combustibililor reprezintă căldura q_1 , preluată de la sursa caldă.

Performanțele ITG cu ardere la presiune constantă depind de doi parametrii adimensionali, și anume raportul de comprimare al compresorului:

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} \quad (2.1)$$

și raportul temperaturilor extreme ale ciclului:

$$\theta = \frac{T_3}{T_1} \quad (2.2)$$

Dacă starea inițială 1 este fixată, parametrii π și θ definesc în mod univoc ciclul teoretic. Într-adevar, deoarece procesele de comprimare și destindere sunt izentropice:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}; \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.3)$$

și cum $p_4=p_1$ rezultă imediat că:

$$T_2 = T_1 \cdot \pi^{\frac{k-1}{k}}; T_3 = \theta \cdot T_1; T_4 = \theta \cdot T_1 \cdot \pi^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.4)$$

Căldurile schimbate de agentul termodinamic cu exteriorul rezultă din expresia matematică a primului principiu pentru sisteme deschise aplicată proceselor 2 – 3 și 4 – 1 și sunt date de relațiile:

$$q_1 = q_{23} = h_3 - h_2 = c_p \cdot (T_3 - T_2) = c_p \cdot T_1 \cdot \left(\theta - \pi^{\frac{k-1}{k}}\right) \left[\frac{kJ}{kg}\right] \quad (2.5)$$

$$q_2 = q_{41} = h_1 - h_4 = c_p \cdot (T_1 - T_4) = c_p \cdot T_1 \cdot \left(1 - \frac{\theta}{\pi^{\frac{k-1}{k}}}\right) \left[\frac{kJ}{kg}\right] \quad (2.6)$$

Randamentul termic al instalației se determină cu relația [11 - 13]:

$$\eta_t = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} = 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}} \quad (2.7)$$

iar lucrul mecanic util, furnizat consumatorului de putere, cu expresia [11 - 13]:

$$l_{ITG} = q_1 - |q_2| = c_p \cdot T_1 \cdot \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) \cdot \left(\frac{\theta}{\pi^{\frac{k-1}{k}}} - 1\right) \left[\frac{kJ}{kg}\right] \quad (2.8)$$

sau:

$$l_{ITG} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left\{ \theta \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{\pi} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] - \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right\} \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (2.9)$$

sau:

$$l_{ITG} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \eta_t \cdot \left(\theta - \pi^{\frac{k-1}{k}} \right) \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (2.10)$$

Randamentul termic este continuu crescător cu gradul de comprimare π , tinzând asimptotic spre valoarea maximă $\eta_t=1$ (Fig. 2.3) deoarece concavitățile curbei de variație este dirijată în jos [11]:

$$\frac{\partial^2 \eta_t}{\partial \pi^2} = -\frac{(k-1) \cdot (2 \cdot k - 1)}{k^2} \cdot \left(\frac{1}{\pi} \right)^{\frac{3 \cdot k - 1}{k}} \quad (2.11)$$

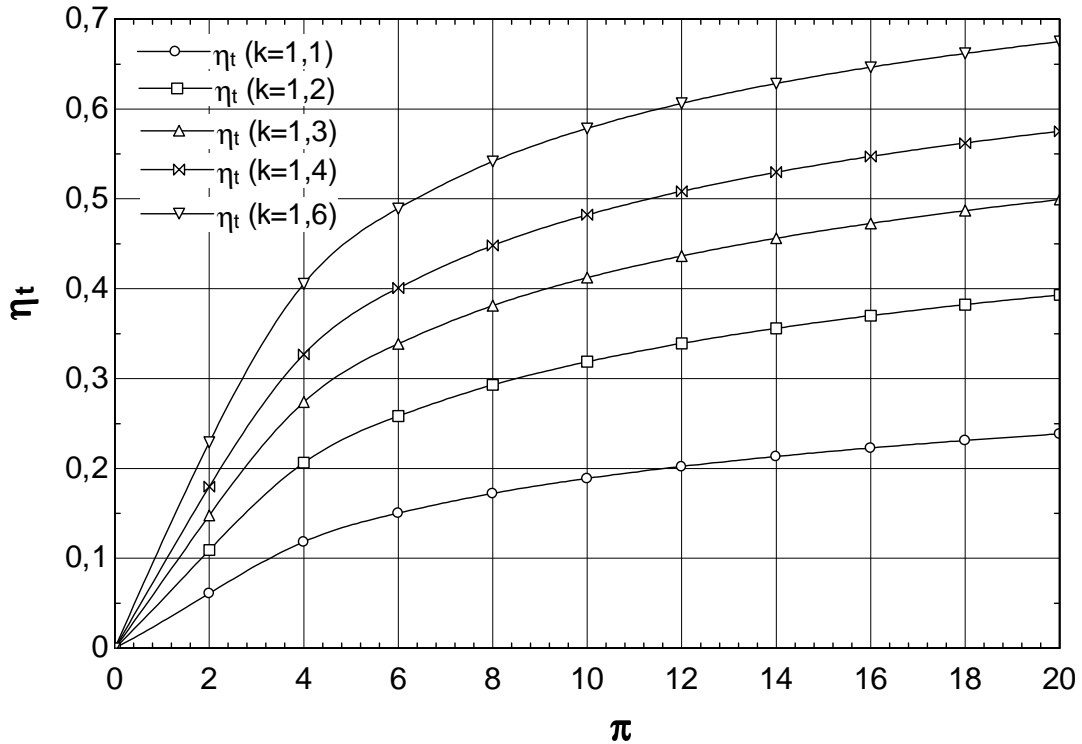


Fig. 2.3. Variația randamentului termic al ciclului ideal al ITG, în funcție de gradul total de comprimare π ; parametru – exponentul adiabatic

Rezultă că efectul creșterii lui π este din ce în ce mai redus, așa că valori de ordinul $\pi=15 \div 20$ duc la creșteri insignifiante ale randamentului, care s-ar obține prin compresoare anconbrante și grele; din aceasta cauză se întâlnesc rareori valori $\pi \geq 12 \div 15$.

Lucrul mecanic este nul pentru valorile $\pi=1$ (cand nu se realizează nici o comprimare)

și $\pi^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_3}{T_1}$, adică $T_3 = T_2$.

Curba sa de variație, în funcție de π , are o valoare extremă, precizată de expresia [11]:

$$\frac{\partial L_{ITG}}{\partial B} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left(\theta \cdot \frac{1}{B^2} - 1 \right) \quad (2.12)$$

în care s-a notat $B = \pi^{\frac{k-1}{k}}$ de unde:

$$B_{opt} = \pi_{opt}^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_2}{T_1} = \sqrt{\theta^{\frac{k}{k-1}}} \quad (2.13)$$

Din (2.8) se găsește imediat expresia lucrului mecanic maxim:

$$(l_{ITG})_{max} = c_p \cdot T_1 \cdot (\sqrt{\theta} - 1)^2 \quad (2.14)$$

iar din (2.7) relația randamentului termic care lucrează cu raportul optim de comprimare:

$$(\eta_t)_{l_{max}} = 1 - \frac{1}{\sqrt{\theta}} \quad (2.15)$$

Din figurile 2.3 și 2.4 se poate constata că natura fluidului de lucru, în limitele de variație curent întâlnite în practică influențează atât valoarea randamentului cât și a lucrului mecanic.

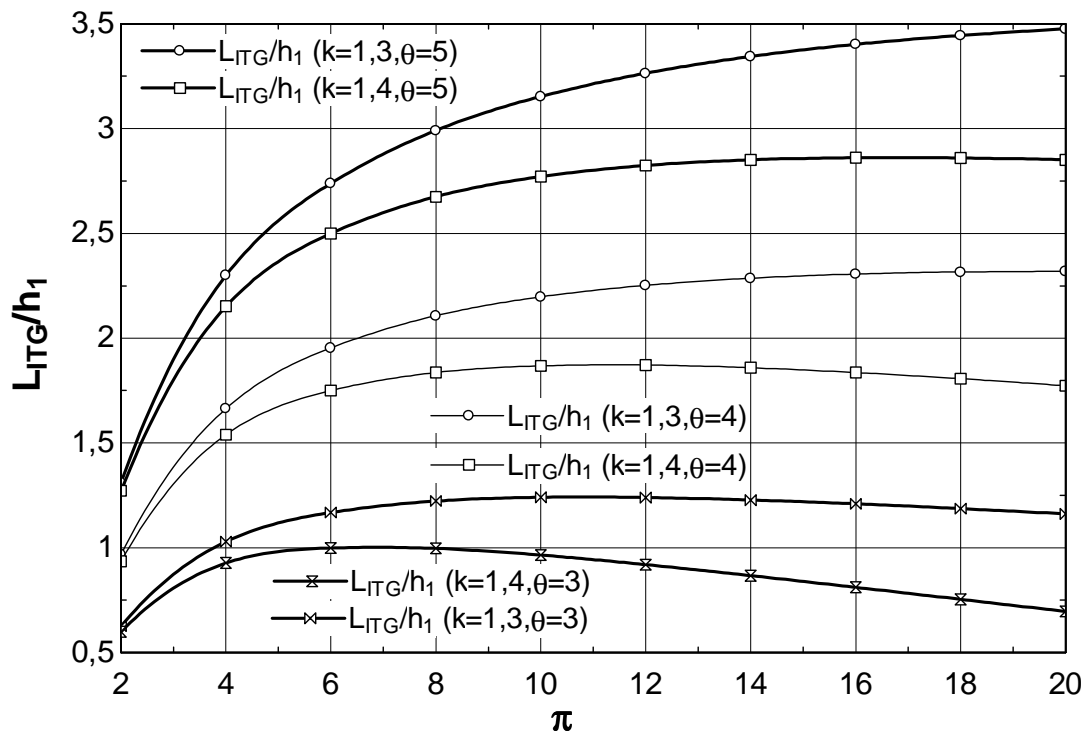


Fig. 2.4. Variația lucrului mecanic ideal, în funcție de gradul total de comprimare π ; parametri – k și θ

Coeficientul lucrului util, care reprezintă raportul dintre lucrul mecanic util și cel al destinderii, poate fi scris sub forma [11 - 13]:

$$\varphi_u = 1 - \frac{\pi^{\frac{k-1}{k}}}{\theta} \quad (2.14)$$

Se constată că coeficientul lucrului util $\varphi_u = f(\pi, \theta, k)$. Coeficientul lucrului util scade continuu cu gradul de comprimare π , valoarea maximă fiind atinsă la $\pi=1$; în schimb este direct proporțional cu raportul θ (fig. 2.5). Coeficientul lucrului util este un criteriu important în aprecierea performanțelor instalației, căci la valori mici ale φ_u , pentru o anumită putere instalată, sunt necesare debite de aer mari, deci dimensiuni apreciabile, combinate simultan cu variații mari de entalpie în compresor și turbină; prin urmare randamentele acestor agregate influențează simțitor performanțele obținute. În același timp trebuie subliniat că ciclurile care realizează randamente termice ridicate au în general valori reduse ale coeficientului lucrului util; din aceasta cauză nu se poate găsi o soluție care să rezolve ambele deziderate.

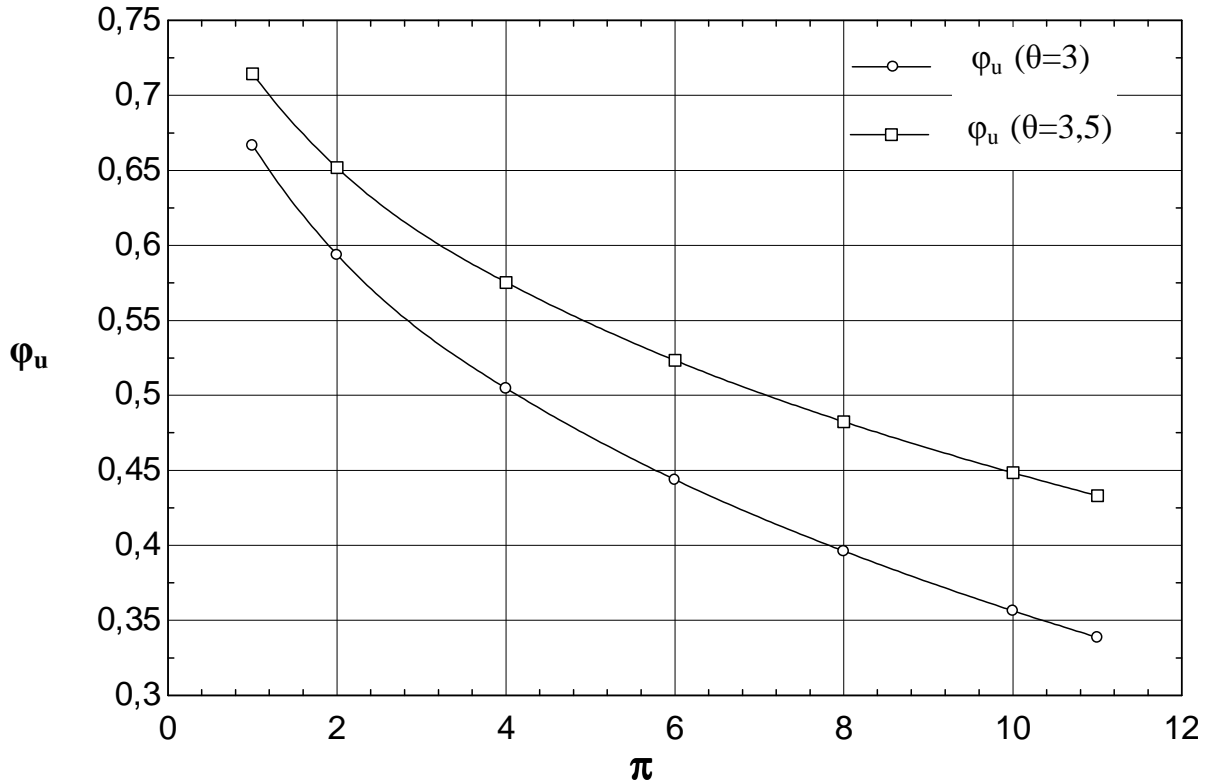


Fig. 2.5. Variația coeficientului lucrului util al ciclului ideal cu comprimare izentropică și ardere izobară, θ – parametru

Puterea dezvoltată de ITG pentru un debit de aer \dot{m}_a [kg/s] vehiculat în instalație este:

$$P_{ITG} = \dot{m}_a \cdot l_{ITG} \quad (2.15)$$

Consumul orar de combustibil este dat de expresia:

$$C_h = 3600 \cdot \frac{\dot{m}_a \cdot q_1}{Q_i} \left[\frac{\text{kg cb}}{\text{ora}} \right] \text{ sau } \left[\frac{\text{m}^3_{\text{N}} \text{ cb}}{\text{kWh}} \right] \quad (2.16)$$

iar consumul specific este dat de relația:

$$c_{sp} = \frac{C_h}{P_{ITG}} = \frac{3600}{\eta_t \cdot Q_i} \left[\frac{\text{kg cb}}{\text{kWh}} \right] \text{ sau } \left[\frac{\text{m}^3_{\text{N}} \text{ cb}}{\text{kWh}} \right] \quad (2.17)$$

în care: Q_i reprezintă puterea calorică inferioară a combustibilului exprimată în [kJ/kg] sau [kJ/m³_N] după cum această este lichid sau gazos.

2.3. CICLUL REAL AL INSTALAȚIE DE TURBINE CU GAZE. DETERMINAREA RELAȚIILOR PRINCIPALE.

Ciclul ideal, prin ipotezele simplificatorii introduse, nu redă fidel evoluțiile reale din turbina studiată; din această cauză el nu poate servi la determinarea valorilor parametrilor de stare ai fluidului de lucru, nici la evaluarea schimburilor energetice din instalație. Pentru aceasta este necesar să se exprime cât mai judicios comportarea reală a fluidului de lucru, ținând seama de multiplele schimburi energetice ce-l însoțesc; de unde rezultă stransa legătură între schema constructivă a instalației și ciclul său real.

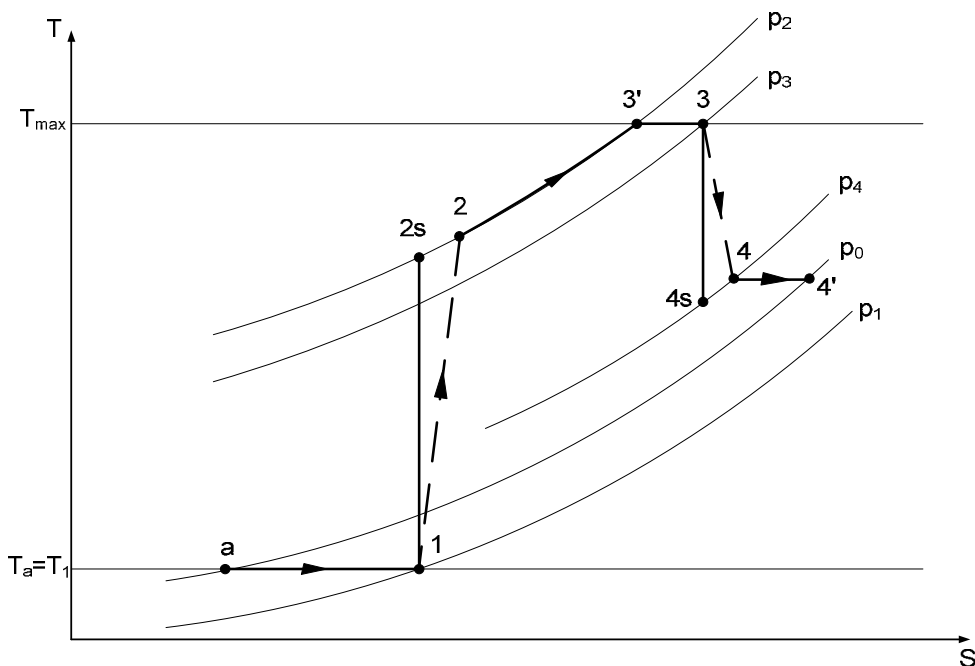


Fig. 2.6. Ciclul real al ITG cu ardere la presiune constantă.

Reamintind ipotezele simplificatorii ale ciclului ideal rezultă că, în cadrul ciclului real, se va ține seama de variația calitativă și cantitativă a fluidului de lucru, precum și de faptul că toate evoluțiile din instalație sunt ireversibile din cauza frecărilor din interiorul fluidelor sau dintre fluid și perete, a rezistențelor aerodinamice și a pierderilor prin șocuri [14 - 20].

Ca și în cazul ciclului ideal, din cauza marilor debite de fluid vehiculate prin instalație și a cantităților relativ mici de căldură evacuate prin pereți în mediul exterior, se va considera fluidul termic izolat de mediul ambiant. De remarcat că denumirea de ciclu real are un caracter oarecum formal, deoarece și „ciclul real” are la bază un număr de ipoteze simplificatorii; cu cât numărul lor este mai redus cu atât precizia ciclului real este mai mare.

În cazul proceselor adiabate, frecările transformă energia cinetică a agentului termodinamic în căldură și conduc întotdeauna la creșterea entropiei acestuia. Comparativ cu procesul izentropic, în cazul comprimării adiabate ireversibile (fig. 2.6) starea 2s este

înlocuită de starea 2, creșterea de entropie implicând mărirea lucrului mecanic furnizat compresorului pentru a realiza comprimarea până la presiunea p_2 impusă.

Determinarea lucrului mecanic produs de instalația cu turbină cu gaze se poate face numai prin efectuarea bilanțului energetic al întregului agregat fapt ce impune determinarea lucrurilor mecanice ale oganelor componente, deci cunoașterea parametrilor de stare ai fluidului de lucru în secțiunile principale ale compresorului și turbinei, ceea ce presupune cunoașterea prealabilă a corelației dintre parametrii constructivi ai organelor componente și cei funcționali ai instalației. Dacă obiectivul principal al studiului este determinarea mai exactă, ca și în cazul ciclului ideal a performanțelor energetice ale instalației și nu studiul influenței parametrilor funcționali asupra acestor performanțe, se poate înlătura dezavantajul semnalat exprimând totalitatea pierderilor prin procesul de comprimare a fluidului de lucru (respectiv de destindere) printr-un singur coeficient. În acest caz η_c reprezintă randamentul comprimării (nu al compresorului), iar lucrul mecanic necesar comprimării va fi [11]:

$$L_c = h_2 - h_1 = h_1 \cdot \frac{\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_c} \quad (2.18)$$

iar η_c se definește ca raport între lucrul mecanic specific necesar procesului izentropic 1-2s și cel corespunzător comprimării adiabat ireversibile 1-2:

$$\eta_c = \frac{l_{12s}}{l_{12}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (2.19)$$

Identic, randamentul destinderii η_d înglobează totalitatea pierderilor realizate în procesul de destindere, deci pierderile realizate în camera de ardere, turbină și canalizația de evacuare; iar [11]:

$$L_d = h_4 - h_3 = \eta_d \cdot h_3 \cdot \left[1 - \left(\frac{1}{\pi} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \quad (2.20)$$

unde în mod analog, în cazul destinderii adiabat ireversibile starea 4s este înlocuită de starea 4. Lucrul mecanic specific obținut în urma destinderii ireversibile a fluidului este inferior celui izentropic, ceea ce face posibilă definirea randamentului intern al turbinei:

$$\eta_d = \frac{l_{34}}{l_{34s}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \quad (2.21)$$

Pentru compresoarele și turbinele realizate până în prezent $\eta_c = 0,75 - 0,88$ și $\eta_d = 0,85 - 0,9$.

Comparativ cu ciclul teoretic, ireversibilitățile cauzate de frecarea dintre fluidul de lucru și pereții dispozitivului de admisie, camerei de ardere și dispozitivul de evacuare, conduc la pierderi de presiune în secțiunile de intrare în compresor și turbină, respectiv o creștere de presiune în secțiunea de evacuare. În cele ce urmează aceste ireversibilități nu vor fi luate în considerație.

În camera de ardere imperfecțiunile procesului împiedică de obicei realizarea unei oxidări complete a combustibilului. Din această cauză, căldura preluată de un kilogram de fluid pe evoluție izobară, q_{23} , este mai mică decât cea care efectiv ar fi trebuit obținută prin arderea completă a combustibilului, notată $(q_{23})_{ef}$. În plus diferența $(q_{23})_{ef} - q_{23}$ este mărită de

pierderile inerente de căldură care au loc prin pererții camerei de ardere. Randamentul camerei de ardere se definește cu relația [13]:

$$\eta_{CA} = \frac{q_{23}}{(q_{23})_{ef}} \quad (2.22)$$

și are valori cuprinse între 0,96 și 0,99.

Parametrii π și θ , la care se adaugă η_c , η_d , η_{CA} definesc în mod univoc ciclul real al instalației de turbină cu gaze. Din relațiile (2.19) și (2.21) rezultă că:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{1}{\eta_c} \cdot \left(\frac{T_{2s}}{T_1} - 1 \right) + 1 = \frac{1}{\eta_c} \cdot \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + 1 \quad (2.23)$$

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_1} + \eta_d \cdot \left(\frac{T_{4s}}{T_1} - \frac{T_3}{T_1} \right) = \theta + \theta \cdot \eta_d \cdot \left(\frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}} - 1 \right) \quad (2.24)$$

Dacă q_1 și q_2 sunt căldurile schimbate de agentul termodinamic cu exteriorul:

$$q_1 = h_3 - h_2 = c_p T_1 \left[\theta - \frac{1}{\eta_c} \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) - 1 \right] \quad [\text{kJ/kg}] \quad (2.25)$$

$$|q_2| = h_4 - h_1 = c_p \cdot T_1 \left[\theta + \theta \cdot \eta_d \left(\frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}} - 1 \right) - 1 \right] \quad [\text{kJ/kg}] \quad (2.26)$$

Lucrul mecanic specific efectiv, obținut la axul instalației se determină cu relația [11]:

$$(l_{ITG})_{ef} = \eta_m [q_1 - |q_2|] = \eta_m \cdot c_p \cdot T_1 \left(1 - \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}} \right) \left(\theta \cdot \eta_d - \frac{\pi^{\frac{k-1}{k}}}{\eta_c} \right) \quad (2.28)$$

iar randamentul efectiv al instalației cu expresia [11]:

$$\eta_{ef} = \frac{(l_{ITG})_{ef}}{(q_1)_{ef}} = \eta_m \cdot \eta_{CA} \left(1 - \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}} \right) \frac{\theta \cdot \eta_d - \frac{\pi^{\frac{k-1}{k}}}{\eta_c}}{\theta - 1 - \frac{\pi^{\frac{k-1}{k}}}{\eta_c}} \quad (2.29)$$

În relațiile (2.28) și (2.29) cu η_m s-a notat randamentul mecanic al instalației.

Consumul orar de combustibil are expresia [13]:

$$C_h = 3600 \frac{\dot{m} q_1}{\eta_{CA} Q_i} \quad [\text{kg cb/oră}] \text{ sau } [\text{m}_N^3 \text{ cb/oră}] \quad (2.30)$$

iar consumul specific este dat de relația:

$$c_{sp} = \frac{3600}{\eta_{CA} \eta_{ef} Q_i} \text{ [kg cb/kWh] sau [m}_N^3 \text{ cb/kWh]} \quad (2.31)$$

unde q_1 și η_{ef} se obțin din (2.25) și respectiv (2.29).

Coeficientul lucrului util, determinat de expresia $\varphi_u = \frac{L_{ITG}}{h_3 - h_4}$, poate fi exprimat prin intermediul aceluiași mărimi astfel [11]:

$$\varphi_u = 1 - \frac{\frac{L_c}{h_1}}{\eta_c \cdot \theta} - \frac{1}{\eta_c \cdot \eta_d \cdot \theta} \quad (2.32)$$

sau

$$\varphi_u = 1 - \frac{\pi^{\frac{k-1}{k}}}{\eta_c \cdot \eta_d \cdot \theta} \quad (2.33)$$

relații care demonstrează că φ_u este determinat de aceeași parametri funcționali, care au fost precizați la analiza puterii și randamentului.

Ca și în cazul ciclului teoretic al ITG cu ardere la presiune constantă există o valoare optimă $(\pi_{opt})_{l_{max}}$ care maximizează lucrul mecanic specific obținut la axul instalației. Egalând cu zero derivata relației (2.28) după π se obține [11]:

$$(\pi_{opt})_{l_{max}} = \sqrt[k]{(\theta \cdot \eta_c \cdot \eta_d)^{\frac{k}{k-1}}} \quad (2.34)$$

Comparând relația de mai sus cu (2.13) se observă imediat că această valoare optimă este sensibil mai mică decât cea corespunzătoare ciclului teoretic, raportul lor fiind egal cu $\frac{0,5k}{(\eta_c \cdot \eta_d)^{k-1}}$. Din (2.28) și (2.34) se obține imediat expresia lucrului mecanic maxim [11]:

$$(l_{ITG})_{ef}^{max} = c_p T_1 \frac{\eta_m}{\eta_c} \left[\sqrt{(\theta \eta_c \eta_d)} - 1 \right]^2 \quad (2.35)$$

a căruia valoare este cu atât mai mare cu cât θ este mai ridicat.

Spre deosebire de ciclul teoretic, randamentul termic al ciclului real prezintă un maxim realizat de $(\pi_{opt})_{\eta_{max}}$, soluție a ecuației $d\eta_{ef}/d\pi = 0$. Din nefericire, forma relativ complicată a relației (2.28) nu permite găsirea unui expresii analitice explicite pentru $(\pi_{opt})_{\eta_{max}}$.

Din punct de vedere termodinamic este avantajos ca pentru θ fixat, raportul de comprimare al compresorului să se plaseze între cele două valori optime. Cum un raport mare de comprimare ridică costul instalației prin mărirea numărului de trepte de compresor și turbină, rațiuni de ordin economic fac mai avantajoasă alegerea lui π cât mai aproape de valoarea corespunzătoare obținerii lui $(l_{ITG})_{ef}^{max}$.

2.4. STUDIUL COMPORTĂRII INSTALAȚIE DE TURBINE CU GAZE LA MODIFICAREA PARAMETRILOR FUNCȚIONALI.

Din relațiile deduse anterior rezultă că:

$$L_{ITG}; \eta_t; \varphi_u = f(\theta, \pi, \eta_c, \eta_d, k, R) \quad (2.36)$$

Întrucât natura fluidului de lucru are aceeași influență ca și în cazul ciclului ideal, nu va fi analizată în continuare. Trebuie subliniat însă că modificarea sa produce variații sensibile asupra performanțelor instalației cu turbină cu gaze.

În continuare se va analiza influența celorlalți parametri funcționali asupra performanțelor instalației de turbină cu gaze.

În figura 2.7 este reprezentată alura curbei de variație a lucrului mecanic util produs de instalația de turbină cu gaze funcție de lucrul mecanic consumat de compresor. Valoarea optimă a gradului de comprimare pentru lucrul specific maxim este:

$$B_{opt} = \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} \right)_{opt} = \sqrt{\theta \cdot \eta_c \cdot \eta_d} \quad (2.37)$$

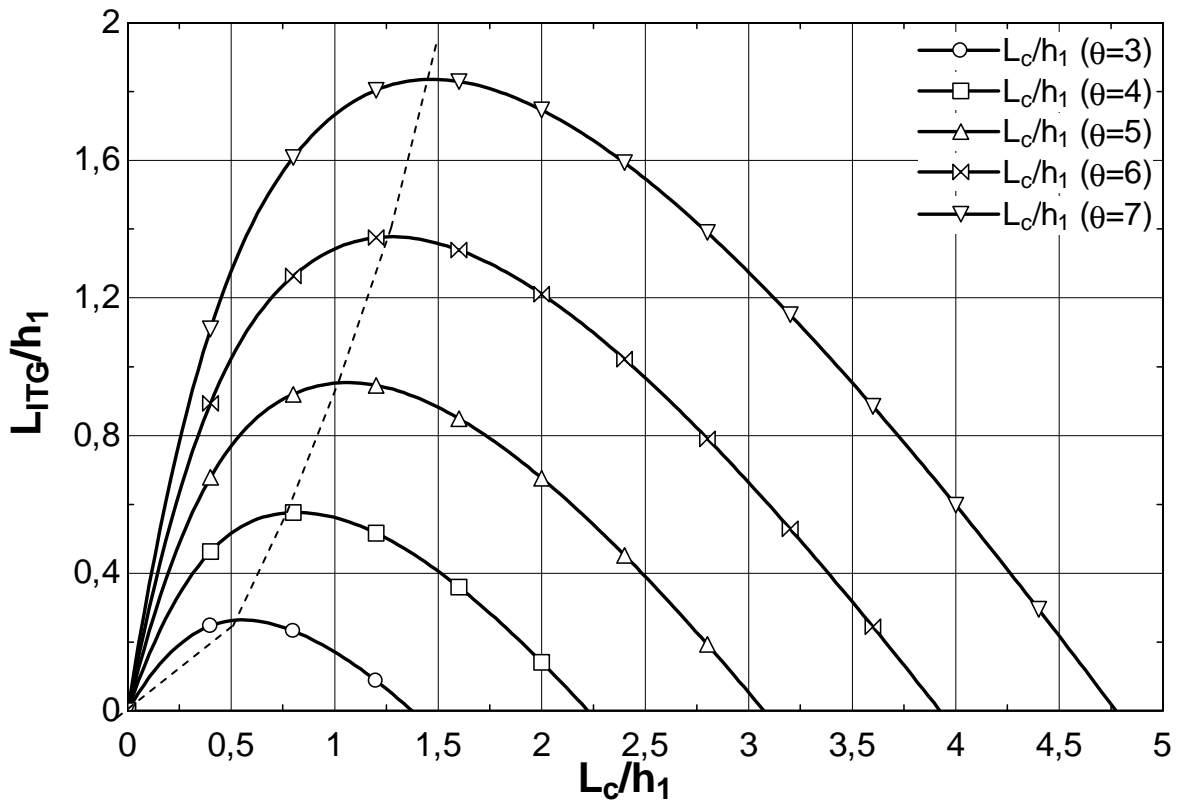


Fig. 2.7. Variația lucrului mecanic al ITG funcție de lucrul mecanic consumat de compresor;
 θ – parametru.

iar

$$\left(\frac{L_c}{h_1}\right)_{opt} = \frac{\sqrt{\theta \cdot \eta_c \cdot \eta_d - 1}}{\eta_c} \quad (2.38)$$

În figura 2.8 se prezintă valoarea optimă a acestui raport în funcție de θ pentru diverse valori ale randamentelor η_c , η_d .

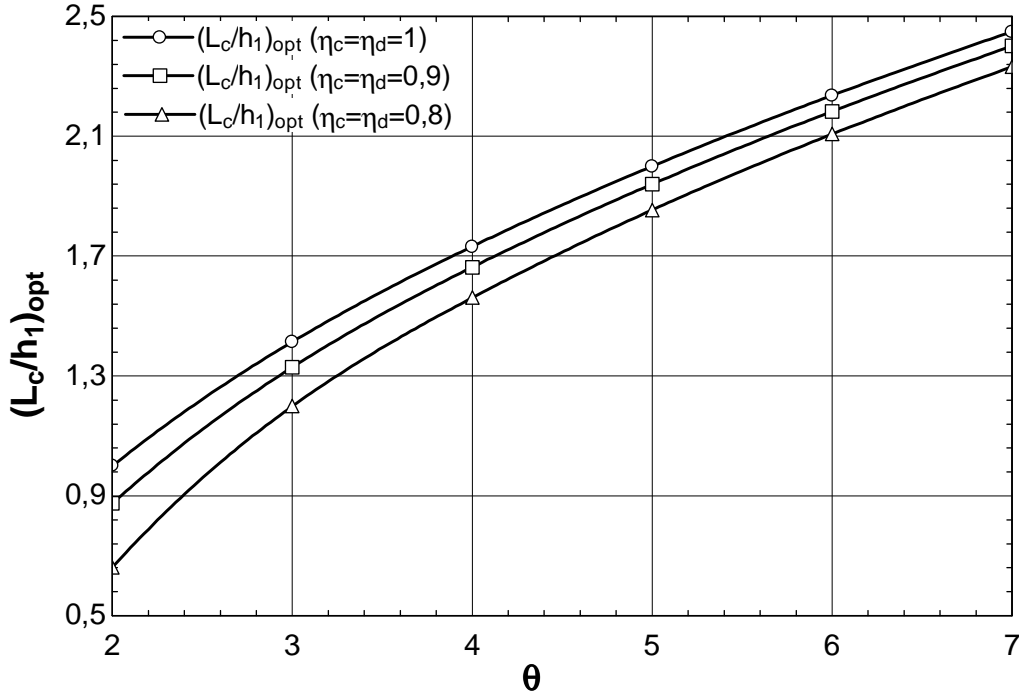


Fig. 2.8. Variația raportului L_c/h_1 optim pentru putere maximă, în funcție de θ , η_c , η_d parametru.

Coeficientul lucrului util este direct proporțional cu θ , η_c și η_d și invers proporțional cu π (fig. 2.9 și 2.10). Influența lui π este mai accentuată la valori mici ale lui θ .

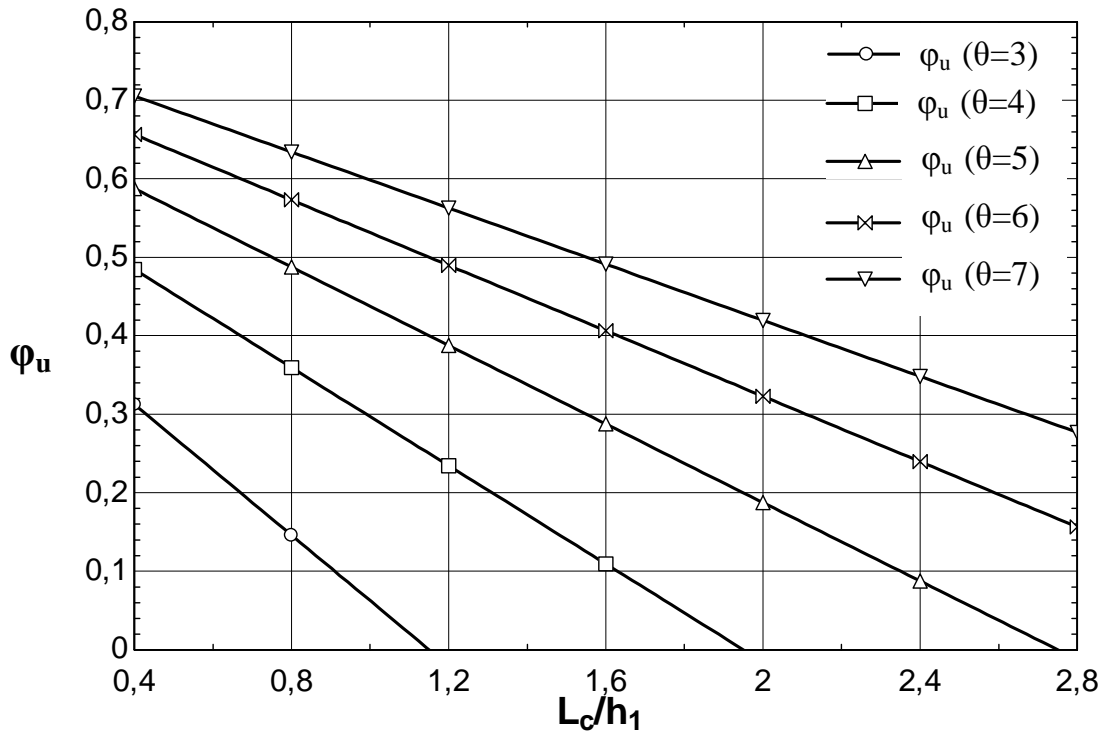


Fig. 2.9. Variația coeficientului lucrului util ϕ_u în funcție de raportul L_c/h_1 ; parametru – θ ($\eta_c = \eta_d = 0,8$).

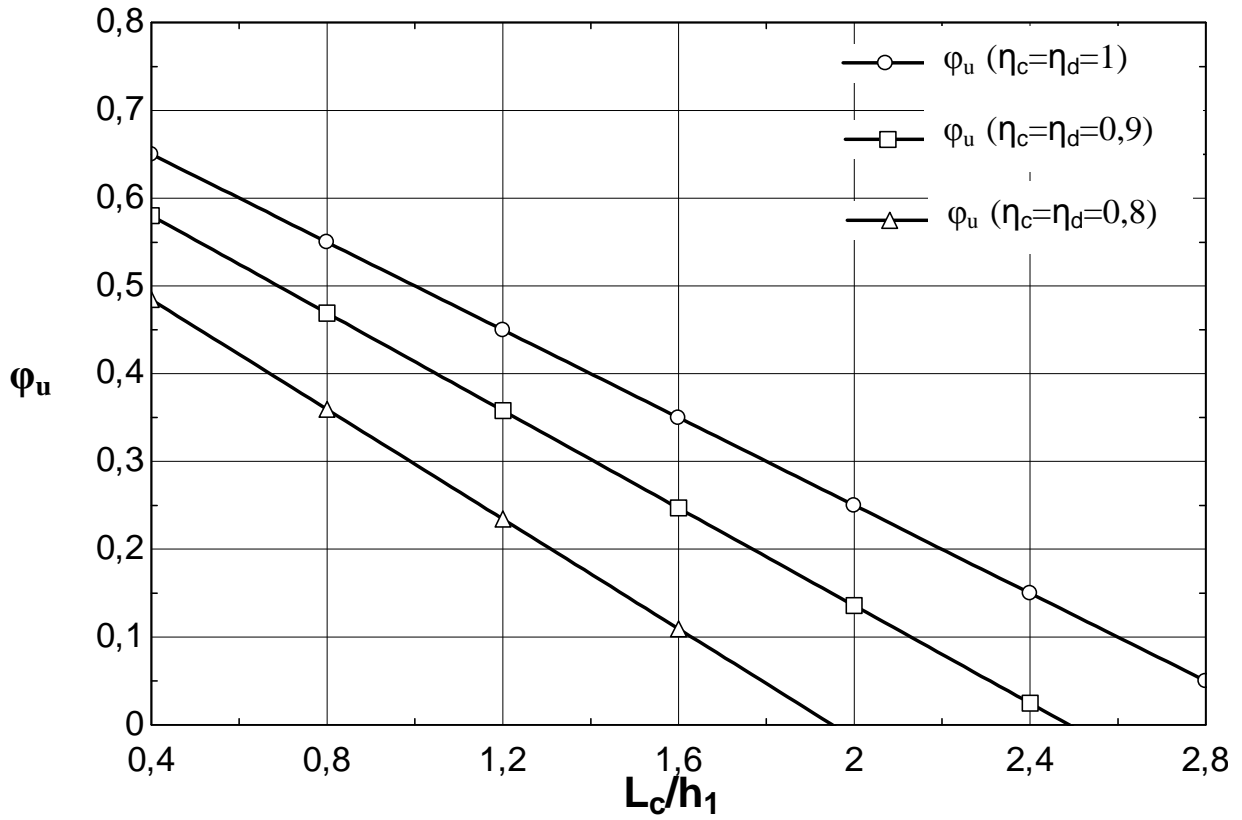


Fig. 2.10. Variația coeficientului lucrului util φ_u în funcție de raportul L_c/h_1 ; parametri η_c, η_d ($\theta=4$).

CAPITOLUL 3. ANALIZA EXERGOECONOMICĂ A SISTEMELOR CU TURBINE CU GAZE

3.1. ELEMENTE DE ANALIZĂ EXERGETICĂ

Analiza exergetică este o tehnică de evaluare a sistemelor și proceselor bazată pe cel de-al doilea Principiu al Termodinamicii. Analiza exergetică a fost din ce în ce mai utilizată pe parcursul ultimelor câteva decenii datorită avantajelor sale în comparație cu analiza energetică: eficiența este evaluată într-o manieră realistă raportată la pierderile și distrugerile din sistem, efectuându-se în acest fel o analiză care cuantifică tipurile, cauzele și localizarea pierderilor.

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

În cazul unui proces finit, ecuația de bilanț exergetic pentru o masă de control (sistem închis) este [21]:

$$\sum Ex_Q = \Delta Ex + (\sum L - p_0 \cdot \Delta V) + \sum I \quad (3.1)$$

Pentru a putea transforma sistemul deschis într-unul închis, se adaugă la cantitatea de substanță conținută în interiorul sistemului deschis, cantitatea δm care așteaptă să intre, în perioada de timp $d\tau$, în interiorul sistemului deschis.

Se scrie ecuația de bilanț exergetic pentru o masă de control [21]:

$$Ex_{mc}(\tau + d\tau) - Ex_{mc}(\tau) = \delta Ex_{Q_{mc}} - (\delta L - p_0 \cdot dV) - \delta I \quad (3.2)$$

Termenii ecuației (1.2) pot fi scriși în funcție de volumul de control:

$$Ex_{mc}(\tau + d\tau) = Ex_{vc}(\tau + d\tau) \quad (3.3)$$

$$Ex_{mc}(\tau) = Ex_{vc}(\tau) + ex_i \cdot \delta m_i \quad (3.4)$$

$$\delta Ex_{Q_{mc}} = \delta Ex_{Q_{vc}} \quad (3.5)$$

$$\delta L_{mc} = \delta L_{vc} + \delta L_i \quad (3.6)$$

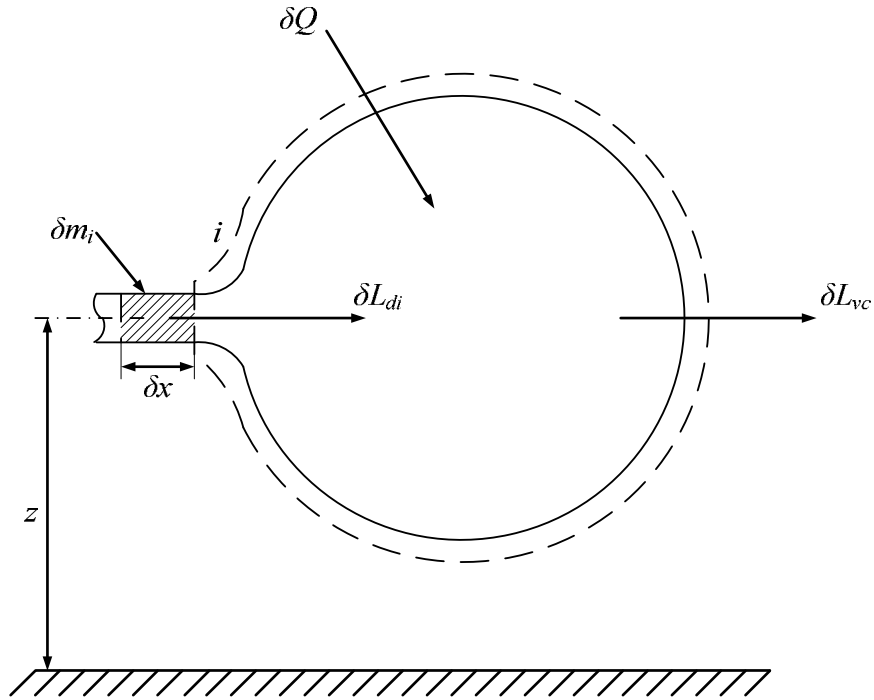


Fig. 3.1. Model pentru volumul de control

Observând că:

$\delta L_i = -p_i \cdot v_i \cdot \delta m_i$ (lucrul primit de către sistem este negativ), ecuația (3.6) devine:

$$\delta L_{mc} = \delta L_{vc} - p_i \cdot v_i \cdot \delta m_i \quad (3.7)$$

$$\left. \begin{aligned} dV_{mc} &= V_{mc}(\tau + d\tau) - V_{mc}(\tau) \\ V_{mc}(\tau + d\tau) &= V_{vc}(\tau + d\tau) \\ V_{mc}(\tau) &= V_{vc}(\tau) + v_i \cdot \delta m_i \end{aligned} \right\} dV_{mc} = dV_{vc} - v_i \cdot \delta m_i \quad (3.8)$$

Înlocuind ecuațiile (3.3 – 3.8) în ecuația (3.2), se obține:

$$dEx_{vc} - ex_i \cdot \delta m_i = \delta Ex_Q - [\delta L_{vc} - p_i \cdot v_i \cdot \delta m_i - p_0 \cdot dV_{vc} + p_0 \cdot v_i \cdot \delta m_i] - \delta L_{vc} \quad (3.9)$$

și în continuare:

$$dEx_{vc} = \delta Ex_Q - (\delta L_{vc} - p_0 \cdot dV_{vc}) - \delta L + [ex_i + (p_i - p_0) \cdot v_i] \cdot \delta m_i \quad (3.10)$$

Se observă că diferența dintre ecuația (3.1), scrisă pentru o masă de control (sistem închis), și (3.10) pentru un volum de control (sistem deschis), este dată de termenul $ex_i + (p_i - p_0)v_i$, care reprezintă contribuția interacțiunii mecanice a curgerii sistemului. Acest termen poartă numele de *exergie de curgere*.

$$ex_i^f = ex_i + (p_i - p_0) \cdot v_i \quad \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (3.11)$$

Există o similitudine între entalpia h și exergia în curgere ex_i^f . În ecuația (3.11) termenul $(p_i - p_0)v_i$ joacă rolul pe care îl are lucrul mecanic de deplasare $p v$ în ecuația de definire a entalpiei.

Se observă că:

$$ex_i = e_i - u_0 + p_0 \cdot (v - v_0) - T_0 \cdot (s_i - s_0) \quad (3.12)$$

$$e_i = u_i + \frac{w_i^2}{2} + g \cdot z_i \quad (3.13)$$

Substituind ecuația (3.13) în ecuația (3.12) se obține:

$$ex_i = u_i - u_0 + p_0 \cdot (v_i - v_0) - T_0 \cdot (s_i - s_0) + \frac{w_i^2}{2} + g \cdot z_i \quad (3.14)$$

Ținând cont de ecuația (3.14), ecuația (3.11) devine:

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

și în final

$$ex_i^f = h_i - h_0 - T_0(s_i - s_0) + \frac{w_i^2}{2} + g \cdot z_i \quad (3.15)$$

Ținând cont de ecuația (3.11), ecuația (3.10) devine:

$$dEx_{vc} = \delta Ex_Q - (\delta L_{vc} - p_0 \cdot dV) + ex_i^f \cdot \delta m_i - \delta I \quad (3.16)$$

Considerând mai multe porți de intrare și ieșire și raportând la timp, ecuația (3.16) devine:

$$\frac{dEx_{vc}}{d\tau} = \delta \dot{Ex}_Q - \left(\delta \dot{L}_{vc} - p_0 \cdot \frac{dV}{d\tau} \right) + \sum ex_e^f \cdot \delta \dot{m}_e - \sum ex_s^f \cdot \delta \dot{m}_s - \sum \dot{I} \quad (3.17)$$

Pentru un regim staționar (energia sistemului rămâne neschimbată), variația exergiei și a volumului sunt nule. În acest caz ecuația de bilanț exergetic a volumului de control devine:

$$\delta Ex_Q = \sum ex_s^f \cdot \delta \dot{m}_s - \sum ex_e^f \cdot \delta \dot{m}_e + \sum \dot{L} + \sum \dot{I} \quad (3.18)$$

3.1.2. Exergia chimică

Când un sistem se găsește la presiunea p_0 și temperatura T_0 , a mediului ambiant, se spune că acesta se află în stare moartă restrictivă (sistemul se găsește numai în echilibru termomecanic cu mediul său ambiant, păstrând o compoziție diferită de cea a acestuia). Din această stare, dacă compoziția chimică a sistemului este diferită de cea a mediului ambiant, o cantitate suplimentară de lucru poate fi eliberată când sistemul trece de la compoziția sa inițială la compoziția mediului ambiant [21].

Această cantitate de lucru se numește *exergie chimică a sistemului*.

Exergia chimică poate fi definită ca:

- lucrul minim care trebuie consumat pentru a sintetiza sistemul la T_0 și p_0 utilizând elemente ale mediului înconjurător; sinteza se realizează numai în urma unor procese de schimb de căldură și substanță cu mediul ambiant;
- lucrul maxim care poate fi eliberat când sistemul considerat este adus din starea moartă restrictivă în starea moartă numai prin procese de transfer de căldură și substanță cu mediul înconjurător.

Se consideră sistemul combinat format dintr-o masă de control și mediul său ambiant (fig. 1.2).

Masa de control este caracterizată în starea inițială prin parametrii extensivi și intensivi $E, V, S, N_k, T, p, \mu_k$ ($k=1, n$).

Mediul ambiant conține cel puțin toate elementele masei de control. Starea mediului ambiant este definită de parametrii extensivi și intensivi $E^0, V^0, S^0, N_k^0, T^0, p^0, \mu_k^0$.

Masa de control schimbă căldură și substanță cu mediul său înconjurător.

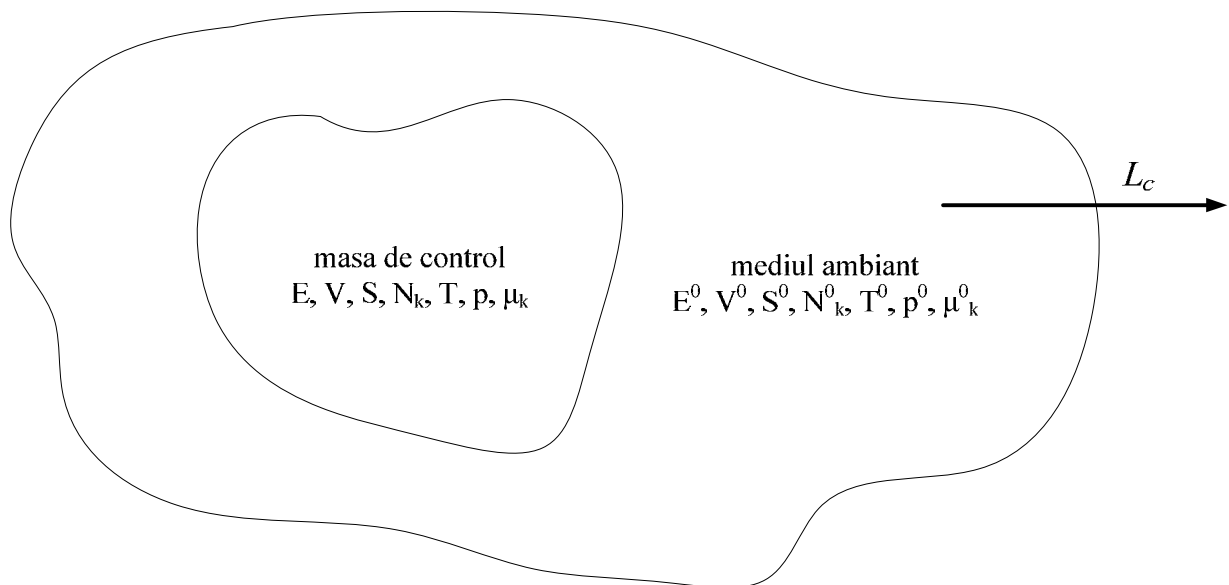


Fig. 3.2. Model de sistem combinat format dintr-o masă de control și mediul său ambiant [21].

Pentru a scoate în evidență direct lucrul net produs de sistemul combinat, se consideră că:

- sistemul combinat este izolat adiabatic ($\delta Q_c=0$);
- sistemul combinat este rigid ($\Delta V_c=0$);
- sistemul combinat este închis.

Pentru a preciza lucrul mecanic produs de sistemul combinat, se consideră că acesta interacționează cu mediul său înconjurător până la echilibru.

Lucrul mecanic eliberat este dat de ecuația de bilanț energetic pentru o masă de control [21]:

$$L_c = -\Delta E_c = (E_c)_i - (E_c)_f \quad (3.19)$$

Din analiza figurii (3.2) se observă că în momentul inițial parametrii extensivi ai sistemului sunt:

$$(E_c)_i = E + U^0; (S_c)_i = S + S^0; (V_c)_i = V + V^0; \quad (3.20)$$

în care U^0 este dată de ecuația:

$$\frac{\partial U}{\partial(\alpha S)} S + \frac{\partial U}{\partial(\alpha V)} V + \sum_{k=1}^n \frac{\partial U}{\partial(\alpha N_k)} N_k = U \quad (3.21)$$

scrisă pentru condițiile mediului înconjurător.

$$U^0 = T_0 \cdot S^0 - p_0 \cdot V^0 + \sum_{k=1}^n N_k^0 \cdot \mu_k^0 \quad (3.22)$$

După interacțiune, la echilibru cu mediul înconjurător, energia internă a sistemului combinat devine:

$$U^{0'} = T_0 \cdot S^{0'} - p_0 \cdot V^{0'} + \sum_{k=1}^n N_k^{0'} \cdot \mu_k^0 \quad (3.23)$$

unde:

$$V^{0'} = V^0 + V = (V_c)_f = (V_c)_i \quad (\text{ipoteza (b)} \rightarrow \text{sistem combinat rigid}) \quad (3.24)$$

$$N_k^{0'} = N_0^k + N_k = (N_k)_i = (N_k)_f \quad (\text{ipoteza (c)} \rightarrow \text{sistem închis}) \quad (3.25)$$

Pentru a înlocui $S^{0'}$ cu mărimile de stare extensive care corespund sistemului combinat, se face apel la ecuația (3.6) al celui de-al doilea Principiu al Termodinamicii pentru o masă de control.

$$(S_c)_{gen} = (S_c)_f - (S_c)_i - \frac{Q_c}{T} \quad (3.26)$$

Observând că:

$$(S_c)_f = S^{0'}; (S_c)_i = S^0 + S \quad \text{și } Q_c = 0 \rightarrow \text{ipoteza (a), ecuația (3.26) devine:}$$

$$(S_c)_{gen} = S^{0'} - S^0 - S \quad \text{și în final:}$$

$$S^{0'} = S^0 + S + (S_c)_{gen} \quad (3.27)$$

Înlocuind în ecuația (3.19) ecuațiile (3.20 – 3.26), se obține:

$$\begin{aligned} L_c &= U^0 + E - U^{0'} = \\ &= T_0 \cdot S^0 - p_0 \cdot V^0 + \sum_{k=1}^n N_k^0 \cdot \mu_k^0 + E - T_0 \cdot (S + S^0 + (S_c)_{gen}) + p_0 \cdot (V + V^0) - \\ &- \sum_{k=1}^n (N_k - N_k^0) \cdot \mu_k^0 = E + p_0 \cdot V - T_0 \cdot S - \sum_{k=1}^n N_k \cdot \mu_k^0 - T_0 \cdot (S_c)_{gen} \end{aligned} \quad (3.28)$$

Deoarece $T_0 \cdot (S_c)_{gen} \geq 0$, rezultă că:

$$L_c \leq E + p_0 \cdot V - T_0 \cdot S - \sum_{k=1}^n N_k \cdot \mu_k^0 \quad (3.29)$$

În final, dacă toate procesele sunt reversibile, lucrul produs de sistem este maxim. Acest lucru reprezintă exergia totală a sistemului combinat.

$$(L_c)_{max} = E + p_0 \cdot V - T_0 \cdot S - \sum_{k=1}^n N_k \cdot \mu_k^0 = Ex^{TOT} \quad (3.30)$$

Exergia totală Ex^{TOT} are trei componente:

1. exergia termică Ex^T ;
2. exergia mecanică Ex^M ;
3. exergia chimică Ex^{CH} .

$$Ex^{TOT} = Ex^T + Ex^M + Ex^{CH} = Ex^{TM} + Ex^{CH} \quad (3.31)$$

Suma primilor doi constituenți reprezintă exergia fizică sau termomecanică:

$$Ex^{TM} = Ex^T + Ex^M$$

Exergia termomecanică a unei mase de control este dată de ecuația [21]:

$$Ex^{TM} = (E - U_0) + p_0 \cdot (V - V_0) - T_0 \cdot (S - S_0) \quad (3.32)$$

Ecuația energiei interne a unei mase de control, când aceasta se găsește la echilibru termomecanic cu mediul înconjurător, este [21]:

$$U_0(p_0, T_0) = T_0 \cdot S_0 - p_0 \cdot V_0 + \sum_{k=1}^n N_k \cdot \mu_k^0 \quad (3.33)$$

Substituind ecuația (3.33) în ecuația (3.32), se obține:

$$Ex^{TM} = E - T_0 \cdot S_0 + p_0 \cdot V_0 - \sum_{k=1}^n N_k \cdot \mu_k^0 + p_0 \cdot (V - V_0) -$$

$$T_0(S - S_0) = E + p_0 \cdot V - T_0 \cdot S - \sum N_k \cdot \mu_{k_0} \quad (4.34)$$

$$Ex^{TM} = E + p_0 \cdot V - T_0 \cdot S - \sum_{k=1}^n N_k \cdot \mu_{k_0}$$

în care μ_{k_0} este potențialul chimic al constituentului k când masa de control se găsește în starea moartă restrictivă (p_0, T_0).

Ținând cont de ecuațiile (3.30), (3.31) și (3.34) se obține:

$$Ex^{CH} = Ex^{TOT} - Ex^{TM} = \sum_{k=1}^n N_k \cdot (\mu_{k_0} - \mu_k^0) \quad (3.35)$$

Exergia chimică poate fi considerată ca fiind lucrul mecanic consumat pentru a sintetiza un amestec în starea moartă restrictivă, plecând de la elementele mediului ambiant.

Când amestecul, în starea moartă restrictivă, și mediul ambiant sunt amestecuri ideale, ecuația (3.35) ia o formă simplă.

Pentru a calcula potențialele chimice se face apel la ecuația:

$$\bar{\mu}(T, p) = \bar{g}(T, p_{ref}) + \bar{R} \cdot T \cdot \ln\left(\frac{p}{p_{ref}}\right)$$

rezultând următoarele expresii:

$$\mu_{k_0}(T_0, p_{k_0}) = \mu_{k_0}(T_0, x_k p_0) = \bar{g}(T_0, p_0) + \bar{R} \cdot T \cdot \ln\left(\frac{p_{k_0}}{p_0}\right) \quad (3.36)$$

$$\mu_k^0(T_0, p_k^0) = \mu_k^0(T_0, x_k^0 p_0) = \bar{g}(T_0, p_0) + \bar{R} \cdot T \cdot \ln\left(\frac{p_k^0}{p_0}\right) \quad (3.37)$$

Substituind ecuațiile (3.36) și (3.37) în ecuația (3.35) se obține:

$$Ex^{CH} = \bar{R} \cdot T_0 \cdot \sum_{k=1}^n N_k \cdot \ln \frac{p_{k_0}}{p_k^0} = \bar{R} \cdot T_0 \cdot \sum_{k=1}^n N_k \cdot \ln \frac{x_{k_0}}{x_k^0} \quad (3.38)$$

3.1.3. Procese termodinamice ireversibile. Distrugerea de exergie

Procesele care se desfășoară cu viteză finită, în cursul cărora corpul sau sistemul trece prin stări intermediare care nu sunt stări de echilibru termodinamic, se numesc ireversibile. Procesele termodinamice ireversibile sunt transformări reale și sunt însoțite de generare de entropie.

Procese termodinamice ireversibile:

- a. Amestecarea gazelor perfecte
- b. Transfer de căldură la diferență finită de temperatură
- c. Laminarea gazelor perfecte
- d. Frecarea – destindere adiabată
- e. Reacții chimice instantanee

Se observă că, de obicei, procesele sunt însoțite de distrugere de exergie datorată ireversibilității. În aceste condiții lucrul mecanic eliberat este [21]:

$$L_c = L_{c_{\max}} - T_0 \cdot S_{gen} = Ex - I \quad (3.39)$$

în care:

$$I = T_0 \cdot S_{gen} \quad (3.40)$$

se numește distrugere de exergie sau ireversibilitate.

Această relație mai poartă și numele de teorema Gouy – Stodola.

3.2. ANALIZA EXERGOECONOMICĂ. GENERALITĂȚI

Keenan (1932) este considerat a fi primul care a propus utilizarea echivalenței termodinamice (bazate atât pe primul cât și pe cel de al doilea principiu al termodinamicii, numită mai târziu echivalența exergetică) [22].

Keenan considera ca o parte din potențialul de a cauza o schimbare (exergia) a combustibilului se transformă în produsul care parasește sistemul iar altă parte este consumată (distrusă) în procesul de producție [21].

Valoarea produsului la rândul său este exprimată prin capacitatea sa de a produce o schimbare (exergia produsului) iar costul său trebuie exprimat prin combustibilul consumat de sistem pentru realizarea acestui potențial la care trebuie adăugat combustibilul consumat în procesul productiv [21].

Este evident că atunci când energia este utilizată în atribuirea costurilor, este imposibil a se ține cont de combustibilul consumat în interiorul sistemului pentru realizarea produsului, deoarece energia se conservă.

În condițiile echivalenței termodinamice (exergetice) costul exergetic unitar al fiecăruia dintre cei doi produși ai unei instalații de cogenerare care oferă lucru mecanic și căldură devine [21]:

$$c_{ex} = \frac{C_{cb}}{|Ex_Q| + W} \left[\frac{EU}{kWh \cdot exergie} \right] \quad (3.41)$$

în care exergia căldurii transferate consumatorului la temperatura T este:

$$|Ex_Q| = |Q| \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad (3.42)$$

Se observă că prin evaluarea exergetică, valoarea de utilizare a căldurii este determinată funcție de cantitatea sa $|Q|$, de parametrul său de calitate T în corelație cu temperatura T_0 a mediului său ambiant.

Costul realizării celor doi produși devine în acest caz [21]:

$$C_{El}^* = c_{ex} \cdot W \quad [\text{EU}] \quad (3.43.a)$$

$$C_Q^* = c_{ex} \cdot |Ex_Q| \quad [\text{EU}] \quad (3.43.b)$$

Numai echivalența exergetică reușește să aducă la același numitor diferitele tipuri de energie, costurile atribuite lor în acest mod apropiindu-se de realitate.

Dar analiza exergoeconomică este mult mai complexă decât cea termodinamică chiar dacă acesta din urmă apelează la cel de al doilea principiu.

Exergoeconomia care este uniunea a două tehnici de investigație reprezentate prin analiza termodinamică a proceselor ireversibile și analiza economică, se bazează pe observația că orice sistem termodinamic se gasește în interacțiune cu două medii înconjurate:

- mediul său ambiant caracterizat printr-un set de parametri (presiune, temperatură, potențial chimic) care oferă posibilitatea de a determina valorile termodinamice ale curenților de masă sau energie care traversează granițele sistemului;
- mediul său economic caracterizat printr-un set de prețuri care constituie baza de calcul a valorilor economice asociate curenților de masă sau energie care traversează granițele sistemului; acest mediu, la care se adaugă efectul de corodare a capitalului în timp, este construit în întregime de societate și se află sub influența schimbărilor politice și sociale.

Din punct de vedere al modului de investigare se remarcă următoarele:

- ◆ analiza cu ajutorul primului principiu al termodinamicii nu implică niciunul din cele două medii;
- ◆ studiul bazat pe cel de al doilea principiu ia în considerare numai mediul fizic, scotând în evidență oportunitatea conservării combustibilului, fără a face legătura cu mediul economic;
- ◆ numai analiza termoeconomică implică ambele medii, constituind singurul mod de studiu al comportării unui sistem în condiții reale.

Dacă analiza termodinamică se bazează pe legile universale ale naturii, lipsite fiind deci de orice echivoc, în cazul analizei economice soluțiile pot fi diferite și discutabile funcție de deciziile economice care depind de mecanismele de piață, de politicile economice și sociale.

În alegerea soluției optime a oricărui sistem termodinamic complex aflat în faza de proiect, în majoritatea covârșitoare a cazurilor cele care decid sunt criteriile economice.

La prima vedere, sau cel puțin teoretic, pentru un sistem cu un singur produs, pentru gasirea soluției optime, care de exemplu să minimizeze costul total al sistemului atât din punct de vedere al operării cât și al investiției, nu este nevoie de calcul exergetic.

Din punct de vedere termodinamic randamentul exergetic realizează o evaluare reală a performanței unui proces sau sistem.

Definiția de randament exergetic se bazează pe conceptele de „combustibil” și „produs”.

- Produsul reprezintă rezultatul net cerut de la un sistem, pe care un alt subsistem sau sistem este interesat să îl cumpere. Din punct de vedere economic, produsul reprezintă rezultatul unei activități, care este vandut de către un subsistem și cumpărat de alte subsisteme.
- În analiza exergoeconomică se va considera drept combustibil al unui subsistem sau sistem, ansamblul de resurse nete pe care sistemul le consumă pentru realizarea produsului final.

Produsul și combustibilul sunt concepte exergoeconomice a căror structură este decisă de analiza fiecărui caz particular. Din acest motiv, este greșit a considera drept combustibil tot ceea ce intră în sistem și drept produs tot ceea ce iese din sistem.

În calculul combustibilului sau al produsului, pentru un curent de substanță ce traversează de două ori frontiera sistemului fără a-și modifica compoziția chimică, trebuie considerată diferența dintre valorile de intrare și ieșire ale exergiilor și nu valorile absolute ale acestora. În consecință, pentru un produs se consideră creșterea exergiei acestuia, iar pentru combustibil, scăderea exergiei.

Utilizând conceptele de combustibil și produs, randamentul exergetic al unui sistem devine:

$$\eta_{ex} = \frac{Ex_P}{Ex_{Cb}} = 1 - \frac{Ex_D + Ex_{Pi}}{Ex_{Cb}} \quad (3.44)$$

Pierderea de exergie Ex_{Pi} reprezintă exergia asociată unui curent de substanță sau energie utilizabilă aruncată în mediul ambiant.

Distrușterea de exergie Ex_D reprezintă exergia disipată în interiorul sistemului din cauza unui proces ireversibil.

Utilizând conceptele de „combustibil” și „produs” bilanțul exergetic al sistemului sau subsistemului devine:

$$Ex_{Cb} = Ex_P + Ex_{Pi} + Ex_D \quad (3.45)$$

Observație:

Pentru un dispozitiv, pentru care nu se poate defini din punct de vedere economic un produs, se analizează ansamblul format din dispozitivul considerat și cel pe care acesta îl servește.

3.3. DEFINIREA CONCEPTELOR DE COMBUSTIBIL ȘI PRODUS PENTRU ECHIPAMENTELE SPECIFICE

Se consideră schema constructivă a instalației de turbină cu gaze cu recuperare de căldură:

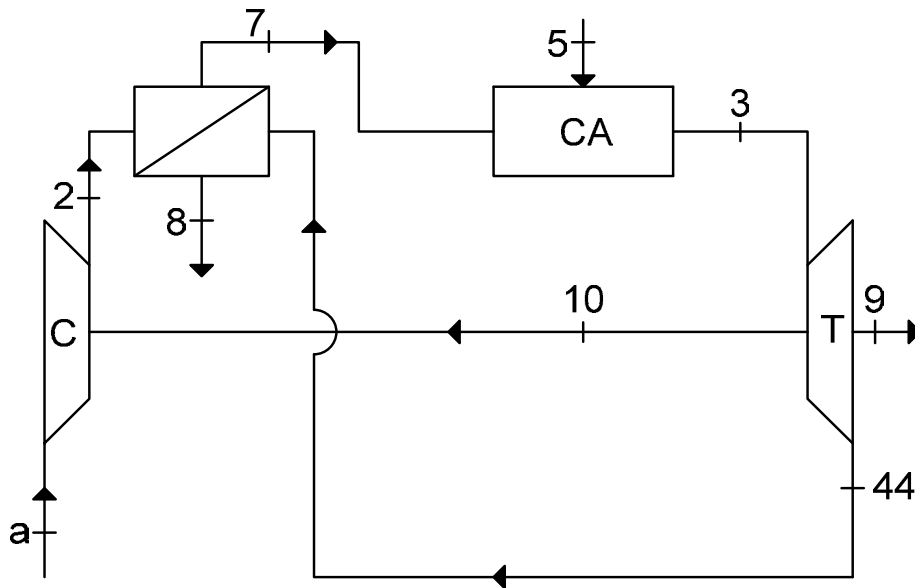
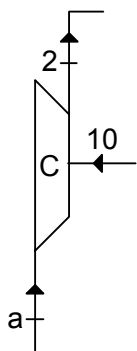


Fig. 3.3. Schema constructivă a turbinei cu gaze cu recuperare de căldură.

În cele ce urmează se va analiza aceasta schemă descompusa în părțile sale constitutive.

3.3.1. Compresorul

Scopul acestui echipament este de a majora exergia curentului de substanța între intrare și ieșire pe baza consumului de energie mecanică sau electrică.



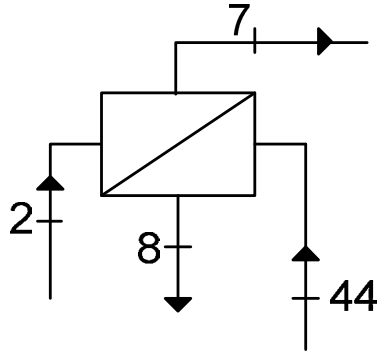
$$Cb = Ex_{10}$$

$$P = Ex_2 - Ex_a$$

$$Pi = 0$$

3.3.2. Schimbătorul de căldură cu plăci

Schimbătorul de căldură este utilizat pentru a încălzi un curent rece:



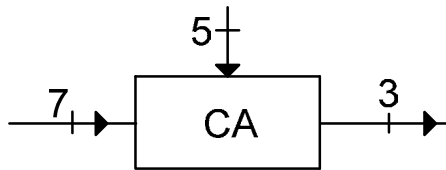
$$Cb = Ex_{44}$$

$$P = Ex_7 - Ex_2$$

$$Pi = Ex_8$$

3.3.3. Camera de combustie

Scopul reacției chimice din camera de combustie este de a mări diferența dintre exergia termică a produșilor și cea a reactanților, pe seama consumării exergiei chimice a combustibilului.



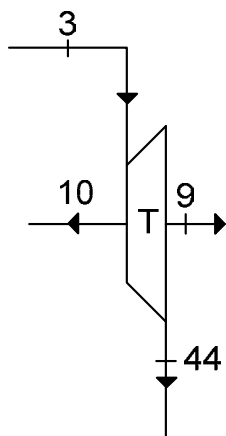
$$Cb = Ex_5 + Ex_7$$

$$P = Ex_3$$

$$Pi = 0$$

3.3.4. Turbina

Scopul acestui echipament este de a produce lucru mecanic pe seama scăderii exergiei curențului de substanță între intrare și ieșire.



$$Cb = Ex_3 - Ex_{44}$$

$$P = Ex_{10} + Ex_9$$

$$Pi = 0$$

3.4. COEFICIENȚII DE PERFORMANȚĂ

Randament exergetic:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}x_P}{\dot{E}x_{Cb}} \cdot 100 = 100 - \frac{\dot{E}x_{Pi}}{\dot{E}x_{Cb}} \cdot 100 - \frac{\dot{E}x_D}{\dot{E}x_{Cb}} \cdot 100 \quad (3.46)$$

Randamentul exergetic al unui subsistem k arată care este procentul din exergia combustibilului la intrarea în subsistem care se transformă în produs. Restul reprezintă procentul din exergia combustibilului care se pierde sau se distruge [21].

Coefficienții de distrugere a exergiei. Distrugerea de exergie, în subsistemul k al instalației, poate fi raportată la:

- Distrugerea totală de exergie în instalație:

$$\dot{y}_{D,k} = \frac{\dot{E}x_{D,k}}{\dot{E}x_{D,tot}} \quad (3.47)$$

- Exergia combustibilului la intrarea în instalație:

$$y_{D,k} = \frac{\dot{E}x_{D,k}}{\dot{E}x_{Cb,tot}} \quad (3.48)$$

- Exergia produsului total al instalației:

$$\ddot{y}_{D,k} = \frac{\dot{E}x_{D,k}}{\dot{E}x_{P,tot}} \quad (3.49)$$

Relațiile (3.47 – 3.49) sunt utile pentru compararea performanțelor diferitelor componente ale aceleiași instalații sau pentru compararea componentelor similare care operează în diferite instalații care utilizează același combustibil și realizează același produs.

Observație: În expresia randamentului exergetic al componentului k distrugerea locală de exergie este comparată cu exergia combustibilului consumată în subsistemul k , în timp ce în cazul variabilelor $y_{D,k}$, aceeași exergie este comparată cu combustibilul consumat în instalația întreagă.

Variabilele $y_{D,k}$ permit o evaluare obiectivă a performanțelor globale ale subsistemul k .

3.5. COST EXERGETIC

Mediul înconjurător este format din elemente de referință ale mediului fizic care ne înconjoara, disponibile în cantități relativ nelimitate și având valoare de utilizare termodinamică nulă.

Odată definiți parametri de stare ai mediului ambiant, exergia reprezintă o funcție de stare care ne oferă măsura cantității minime de lucru tehnic necesar pentru a sintetiza un produs funcțional, din elementele mediului înconjurător.

Pe de o parte, exergia este independentă de procesele utilizate pentru fabricarea produsului considerat și, pe de altă parte, reprezintă costul minim necesar – un cost evaluat în raport cu mediul ambiant definit.

Observând că procesele reale sunt ireversibile, rezultă că întotdeauna exergia consumată pentru realizarea unui produs funcțional – numită *cost exergetic* este o funcție de procesele utilizate și că indiferent de procese este valabilă expresia:

COST EXERGETIC > Exergie

Se notează cu:

$$k = \frac{\text{Cost exergetic}}{\text{Exergie}} \quad (3.50)$$

costul unitar exergetic, și cu:

$$\eta_{ex} = \frac{\text{Exergie}}{\text{Cost exergetic}} \quad (3.51)$$

randamentul exergetic.

Conceptul de *cost exergetic* este fundamental în analiza exergoeconomică a proceselor industriale.

Se poate considera un sistem sau proces care realizează un singur produs.

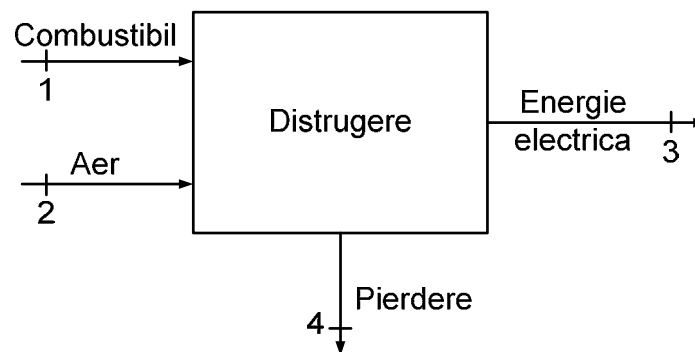


Fig. 3.4. Model de sistem cu un singur produs.

Bilanțul exergetic scris în funcție de conceptele de „combustibil” și „produs” devine:

$$Cb = P + Pi + D \quad (3.52)$$

unde:

$$Cb = \dot{E}x_1 + \dot{E}x_2; P = \dot{E}x_3; Pi = \dot{E}x_4 \quad (3.53)$$

$$\eta_{ex} = \frac{P}{Cb} = 1 - \frac{Pi + D}{Cb} \quad (3.54)$$

Se observă ca inversul randamentului exergetic este costul exergetic unitar al energiei electrice produse.

$$k = \frac{1}{\eta_{ex}} = \frac{Cb}{P} = 1 + \frac{Pi + D}{P} \quad (3.55)$$

3.6. COST EXERGOECONOMIC

Costul exergoeconomic (monetar) al unui curent de exergie este format din următoarele componente [21]:

- a) costul monetar al exergiei intrate, necesare pentru a produce curentul precizat;
- b) costul asociat procesului productiv (capital, mână de lucru, cost de operare etc.)

$$\dot{C}_P = \dot{C}_{Cb} + \dot{Z} \quad (3.56)$$

Dacă se consideră un sistem format din m subsisteme legate între ele prin $n > m$ curenți de substanță și energie, pentru a stabili cele n costuri exergoeconomice sunt necesare n ecuații.

Se dispune de m ecuații de tipul (3.56).

Restul de $(n-m)$ ecuații se obțin respectând regulile pentru curenții unitari exergetici în care costurile exergetice sunt înlocuite cu costuri exergoeconomice.

CAPITOLUL 4. OPTIMIZAREA STRUCTURALĂ A SCHEMELOR CU TURBINE CU GAZE

4.1. CICLUL REAL AL INSTALAȚIEI DE TURBINE CU GAZE CU RECUPERARE A CĂLDURII

Procesul de transformare a căldurii în lucru mecanic, realizat într-o instalație de turbină cu gaze cu compresie adiabatică și ardere izobară, se efectuează prin pierderea unei cantități importante de căldură, ce se evacuează în mediul ambiant.

Recuperarea căldurii reprezintă un mijloc eficient de creștere a randamentului termic al ITG cu ardere la presiune constantă [23-27], . Metoda regenerării constă în realizarea unui schimb de căldură într-un recuperator între aerul refulat de compresor și gazele de ardere evacuate din turbină. Evident, pentru ca procesul să poată avea loc, este necesar ca temperatura aerului la intrarea în recuperator să fie mai mică decât temperatura gazelor evacuate din turbină. În figura 4.1 este prezentat, în diagrama $T-s$, ciclul cu recuperare a căldurii, iar în figura 4.2 schema de principiu a instalației care îl realizează. Ciclul este compus din:

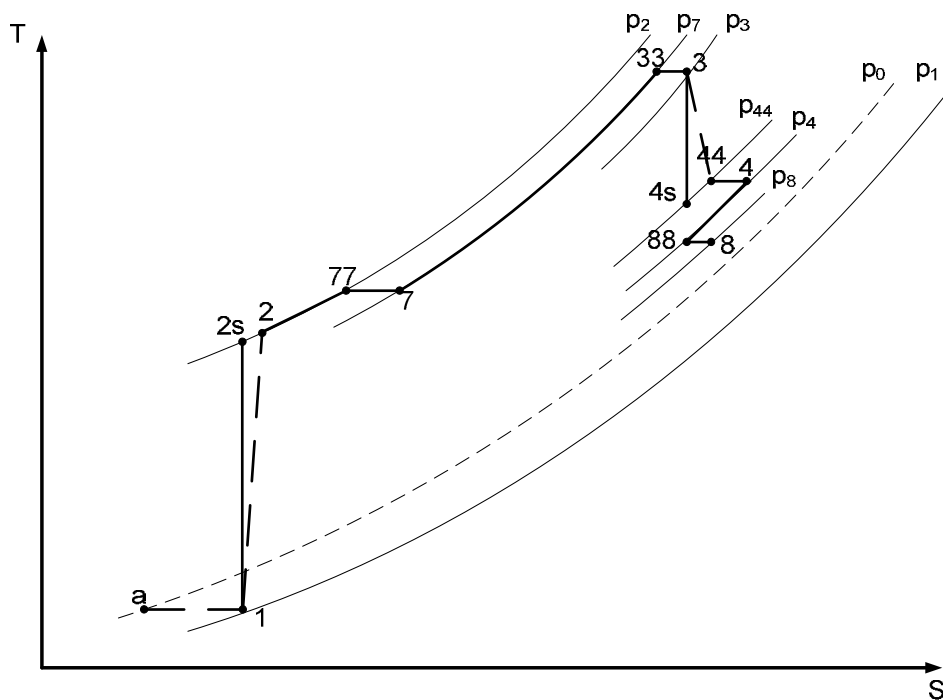


Fig. 4.1. Ciclul real al ITG cu recuperare de căldură.

- $a - 1$ – aspirația în compresorul C care are loc cu o scădere de presiune de la p_0 la presiunea p_1 ;
 $1 - 2$ – comprimarea ireversibilă în compresorul C până la atingerea presiunii p_2 ;
 $2 - 77$ – încălzirea izobară a aerului în recuperatorul R , pentru obținerea temperaturii T_7 la intrarea în camera de ardere;
 $77 - 7$ – laminare cu scădere de presiune ce are loc în schimbătorul de căldură pe partea de aer;
 $7 - 33$ – arderea combustibilului, asimilată cu o încălzire izobară, până la atingerea temperaturii T_3 impusă;
 $33 - 3$ – laminare cu scădere de presiune ce are loc în camera de ardere;
 $3 - 44$ – destinderea ireversibilă în turbina T a gazelor de ardere;
 $44 - 4$ – laminare cu scădere de presiune la intrarea în schimbătorul de căldură, partea de gaz;
 $4 - 88$ – răcire izobară a gazelor de ardere în schimbătorul recuperator – partea de gaz;
 $88 - 8$ – laminarea cu scădere de presiune la ieșirea din schimbătorul recuperator și evacuarea gazelor de ardere.

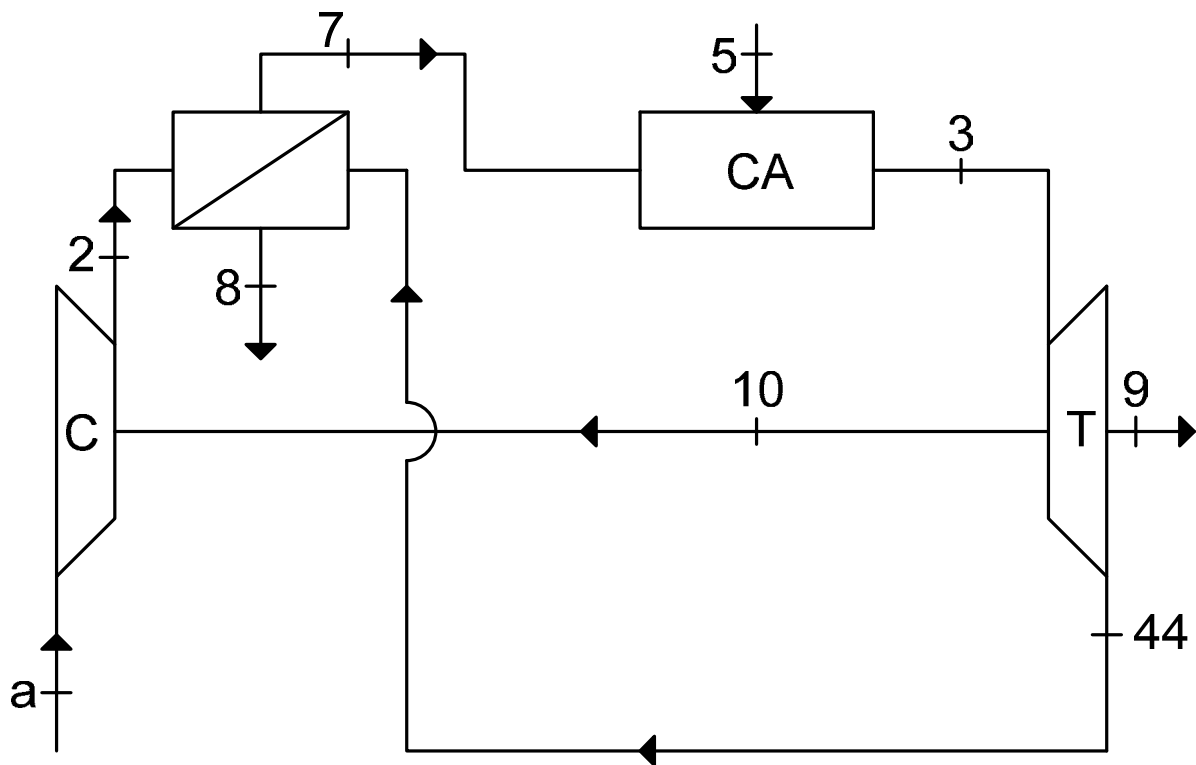


Fig. 4.2. Schema constructivă a turbinei cu gaze cu recuperare de căldură.

Pe lângă parametrii π și θ definiți în secțiunea 2.2, ciclul instalației de turbină cu gaze cu recuperare depinde și de factorul de recuperare a căldurii ε . Acesta se definește ca raport între căldura $q_{72} = h_7 - h_2$, preluată de aerul refulat de compresor și căldura maximă disponibilă $(q_{448})_{\max} = h_{44} - h_2$ ce poate fi cedată de gazele de ardere:

$$\varepsilon = \frac{h_7 - h_2}{h_{44} - h_2} = \frac{T_7 - T_2}{T_{44} - T_2} \quad (4.1)$$

Factorul de recuperare poate lua valori în intervalul $(0, 1)$ valorile extreme neputând fi practic atinse. Astfel dacă $\varepsilon = 0$ procesul de regenerare a căldurii este absent, iar pentru $\varepsilon = 1$,

($q_{72} = (q_{448})_{\max}$) suprafața de schimb de căldură a recuperatorului ar trebui să fie infinită. Recuperatoarele de căldură construite până în prezent permit atingerea unui factor de recuperare, $\varepsilon = 0,7 - 0,8$.

Regenerarea căldurii este posibilă numai dacă, la intrarea în recuperator, temperatura aerului, T_2 , este mai mică decât temperatura gazelor evacuate din turbină, T_{44} . Cum:

$$\frac{T_{44}}{T_2} = \frac{T_{44}}{T_3} \cdot \frac{T_3}{T_1} \cdot \frac{T_1}{T_2} = \theta \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \theta / \pi^{2\frac{k-1}{k}} \quad (4.2)$$

regenerarea căldurii se poate aplica numai dacă între parametrii π și θ există relația:

$$\pi < \sqrt{\frac{k}{\theta^{k-1}}} \quad (4.3)$$

Comparând inegalitatea (4.3) cu relația ce definește raportul optim de comprimare se observă că soluția regenerării căldurii este aplicabilă numai ITG-urilor cu ardere la presiune constantă care lucrează cu rapoarte de comprimare mai mici decât raportul optim corespunzător lucrului mecanic maxim.

Căldura q_1 primită de agentul termic în camera de ardere este:

$$q_1^{(reg)} = q_{773} = h_3 - h_{77} = c_p(T_3 - T_{77}) \quad (4.4)$$

Din relația (4.4) rezultă că:

$$T_7 = \varepsilon(T_{44} - T_2) + T_2 \quad (3.5)$$

Cum raportul T_{44}/T_1 se poate exprima în funcție de π și θ :

$$\frac{T_{44}}{T_1} = \frac{T_{44}}{T_3} \cdot \frac{T_3}{T_1} = \theta \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \theta / \pi^{\frac{k-1}{k}} \quad (4.6)$$

din (4.4), (4.5) și (4.6), se deduce relația [13]:

$$q_1^{(reg)} = h_3 \cdot \left\{ 1 - \frac{1-\varepsilon}{\theta} \cdot \left[1 + \frac{\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_c} \right] - \varepsilon \cdot \left[1 - \eta_d \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}} \right) \right] \right\} \quad (4.7)$$

Randamentul termic al ciclului cu regenerare a căldurii are expresia [13]:

$$\eta_t^{(reg)} = \frac{l_{ITG}}{q_1^{(reg)}} = \frac{\left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \cdot \left(\frac{\eta_d}{\pi^{\frac{k-1}{k}}} - \frac{1}{\eta_c \cdot \theta} \right)}{1 - \frac{1-\varepsilon}{\theta} \cdot \left[1 + \frac{\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_c} \right] - \varepsilon \cdot \left[1 - \eta_d \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}} \right) \right]} \quad (4.8)$$

4.1.1. Schimbătorul de căldură cu plăci

Schimbătoarele de căldură sunt aparate termice care au drept scop transferul de căldură între două sau mai multe fluide aflate la temperaturi diferite, fluidele care cedează căldură fiind numite fluide primare, iar cele care primesc, fluide secundare. Schimbătoarele de căldură reprezintă echipamentele cele mai numeroase, atât în industrie, cât și în aplicațiile casnice sau alte domenii, fiind folosite în procese termice de diverse tipuri: de încălzire, răcire, fierbere, evaporare, condensare etc. Exemple uzuale de schimbătoare de căldură sunt: elementele de încălzire, radiatoarele auto, condensatoare, vaporizatoare, preîncălzitoare, turnurile de răcire etc. [28-31].

Aparatele de schimb de căldură pot funcționa fie ca organe principale, când constituie părți determinante ale unor procese tehnologice sau ale unor procese exclusiv termice (de exemplu schimbătorul de căldură utilizat în industria alimentară necesar pentru pasteurizarea laptelui), fie ca organe secundare, introduse în instalații din motive de recuperare de căldură sau substanță (de exemplu preîncălzirea aerului necesar arderii, care pe baza recuperării căldurii reziduale din gazele de ardere conduce la o reducere a consumului de combustibil al instalației).

Larga utilizare a acestor aparate impune cu prioritate realizarea unor schimbătoare de căldură cât mai performante, care să permită un schimb de căldură cât mai intens, cu o suprafață de schimb de căldură cât mai redusă și cu pierderi de presiune cât mai mici, deci care să ofere atât un preț de cost al investiției, cât și al exploatării cât mai redus.

Un aparat schimbător de căldură este format din două categorii de elemente:

- Elemente active, cum sunt matricea ce conține suprafața de schimb de căldură și elementele prin care curg fluidele.
- Elemente pasive, care contribuie la buna funcționare a aparatelor, cum sunt colectoarele, distribuitoarele, ștuțurile sau dispozitivele de etanșare etc.

În mod obișnuit schimbătoarele de căldură se împart în trei mari categorii:

- Schimbătoare de căldură prin suprafață (sau recuperatoare), la care schimbul de căldură se face între două fluide care nu vin în contact direct, cele două fluide fiind separate printr-un perete despărțitor care are conductivitate termică ridicată, permițând astfel un transfer de căldură cât mai intens. Suprafața de transfer de căldură ce realizează separarea celor două fluide este numită suprafață primară sau de bază. Uneori, această suprafață este "extinsă" cu ajutorul nervurilor adăugate pe suprafața de bază, obținând-se astfel o creștere a suprafeței efective de transfer de căldură. Aceste nervuri reprezintă suprafața secundară a aparatului, care contribuie la intensificarea schimbului de căldură.
- Schimbătoare de căldură regeneratoare, care au o funcționare discontinuă, fluidul primar și cel secundar curgând alternativ prin același spațiu, având loc un amestec fizic redus între

cele două fluide. În acest caz suprafața de schimb de căldură a aparatului (de obicei sub forma unei umpluturi metalice sau ceramice) primește și cedează alternativ căldura, proprietățile materialului suprafeței de schimb de căldură având o importanță deosebită pentru procesul de transfer de căldură.

➤ Schimbătoare de căldură prin amestec, la care, așa cum arată și denumirea lor, transferul de căldură se realizează prin amestecul complet al fluidelor ce curg prin aparat.

Cu excepția schimbătoarelor de căldură regenerative rotative, la care suprafața de schimb de căldură este rotită pentru a veni alternativ în contact cu fluidul cald sau rece, aparatele de schimb de căldură nu au piese în mișcare, ceea ce constituie un avantaj major, posibilitățile de defectare în timpul funcționării și uzurile din această cauză fiind mult reduse.

Pentru a corespunde scopului pentru care au fost concepute, schimbătoarele de căldură trebuie să îndeplinească anumite condiții generale: să realizeze un transfer de căldură cât mai intens între agenții termici, să respecte regimul de temperaturi impus de procesul tehnologic, să asigure siguranță și securitate în exploatare, să aibă o construcție simplă, compactă, să fie ușor de montat, reparat, curățat și exploatat, să aibă un preț de cost inițial scăzut și un cost al întreținerii cât mai redus.

Pentru alegerea tipului cel mai adecvat de schimbător de căldură pentru un anumit domeniu, a adoptării unor decizii tehnice și economice optime, este necesară cunoașterea cât mai în detaliu a principalilor factori care determină dimensionarea și utilizarea schimbătoarelor de căldură (procesul tehnologic în care aparatul este utilizat, parametrii termo-hidrodinamici și mecanici nominali și maximali admisibili, materialele ce pot fi utilizate, condițiile de gabarit, modul de exploatare și întreținere, tipul de fluide utilizate, modul de evoluție în timp a depunerilor, posibilitățile de reparație și curățare, costul și economicitatea aparatului etc.).

Indiferent de tipul schimbătorului de căldură sau de instalația în care el este integrat, principala cerință, din punct de vedere termo-hidrodinamic este obținerea unui schimb de căldură cât mai intens (coeficient global de transfer de căldură al aparatului cât mai mare), cu suprafețe de schimb de căldură cât mai mici (aparat compact, cu greutate scăzută și cu preț de cost redus) și cu pierderi de presiune cât mai reduse (costuri de exploatare cât mai mici).

În majoritatea cazurilor, intensificarea schimbului de căldură și diminuarea pierderilor de presiune necesită soluții antagonice. De aceea fiecare caz trebuie analizat cu multă atenție pentru a se adopta cea mai potrivită soluție tehnico-economică.

Siguranța în funcționare și securitatea în exploatarea aparatului constituie de asemenea o condiție importantă pentru un schimbător de căldură.

Soluția constructivă adoptată pentru aparat trebuie să permită ca reparațiile necesare să poată fi efectuate rapid, cât mai comod, iar în urma lor aparatul să fie la fel de sigur și eficient ca în faza inițială.

Destinația tehnologică a schimbătoarelor de căldură este extrem de diferită și de aceea în practica industrială există o mare diversitate de tipuri constructive.



Fig. 4.3. Schimbător de căldură cu plăci [32]

Schimbătoarele de căldură cu plăci sunt aparate compacte, construite din plăci subțiri între care se formează canalele prin care curg fluidele între care are loc schimbul de căldură. Plăcile pot fi plane sau ondulate.

Schimbătoarele de căldură cu plăci sunt formate din foi de tablă ondulate, care pot fi considerate suprafețe extinse, montate între câte două plăci plane ce reprezintă separatorii. Plăcile sunt închise la două capete opuse, circulația fluidelor făcându-se în lungul ondulațiilor.

Plăcile pentru cele două fluide alternează, circulația prin aparat fiind în curent încrucișat, contracurent sau mixt. Nervurile se pot fabrica într-o largă gamă de forme cu sau fără perforații.

Aceste aparate au un grad de compactitate foarte ridicat, în jurul a $2000 \text{ m}^2/\text{m}^3$. În cazul aparatelor cu fluide neamestecate ele sunt dotate la intrare cu o tubulatură specială pentru a asigura o distribuție cât mai uniformă a fluidelor în canale.

Spațiul dintre plăci este închis la două capete opuse cu plăci de închidere (figura 4.4), circulația fluidelor făcându-se în lungul separatorilor. Între plăcile separatoare pot fi dispuse ondulații (nervuri) ce au scopul de a mări suprafața de schimb de căldură. Nervurile se pot fabrica într-o largă gamă de forme cu sau fără perforații.

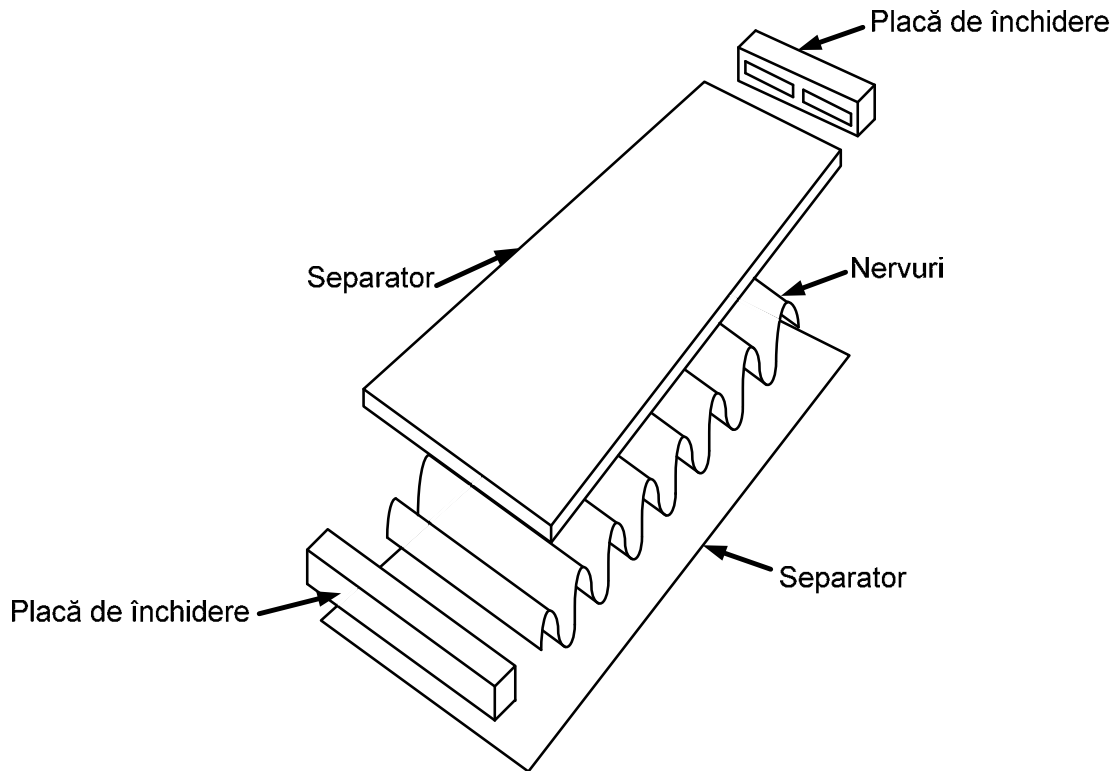


Fig. 4.4. Elementele constructive ale unui schimbător de căldură cu plăci

În ultimul timp au început să fie utilizate, pe lângă nervuri plane, nervuri cu discontinuități (fig 4.5) (cu perforații de dimensiuni reduse, tip "val" sau decalate), mai ales în cazul aparatelor lichid-aer, pe partea aerului.

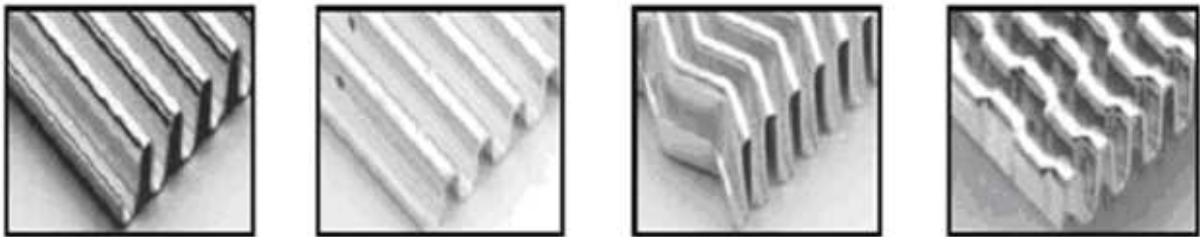


Fig. 4.5. Tipuri de nervuri cu și fără discontinuități [28]

Aceste structuri produc o întrerupere a straturilor limită (o recreare a lor la fiecare nouă discontinuitate) și o generare de vârtejuri (turbioane) când fluidul întâlnește o discontinuitate. Toate acestea conduc, comparativ cu o nervură fără discontinuități, la un mai bun transfer de căldură, deci la o suprafață de schimb de căldură mai mică și o compactitate sporită a aparatului, dar la o creștere a pierderilor de presiune ale fluidului.

4.1.1.1. *Calculul termic al schimbătoarelor de căldură recuperatoare*

Schimbătoarele de căldură recuperatoare (la care cele două fluide sunt separate printr-o suprafață prin care are loc schimbul de căldură) sunt întâlnite în marea majoritate a cazurilor practice.

Cele mai uzuale probleme în designul unui schimbător de căldură se referă la dimensionarea și verificarea aparatului.

Calculul termic al acestor schimbătoare de căldură este necesar atât în cazul proiectării aparatului (calcul de dimensionare), cât și în cazul verificării unui aparat existent.

Calculul de dimensionare se efectuează atunci când se cunosc parametrii agenților termici și sarcina termică a aparatului, precizate de natura procesului tehnologic. În această situație se optează întâi pentru un anumit tip de aparat, care se consideră cel mai potrivit procesului respectiv, urmând ca apoi, pentru soluția constructivă aleasă să se determine prin calcul suprafața de schimb de căldură necesară care să răspundă cât mai bine cerințelor funcționale ale aparatului privind temperatura de intrare și ieșire și debitele celor două fluide, ca și căderea de presiune ce apare în funcționare.

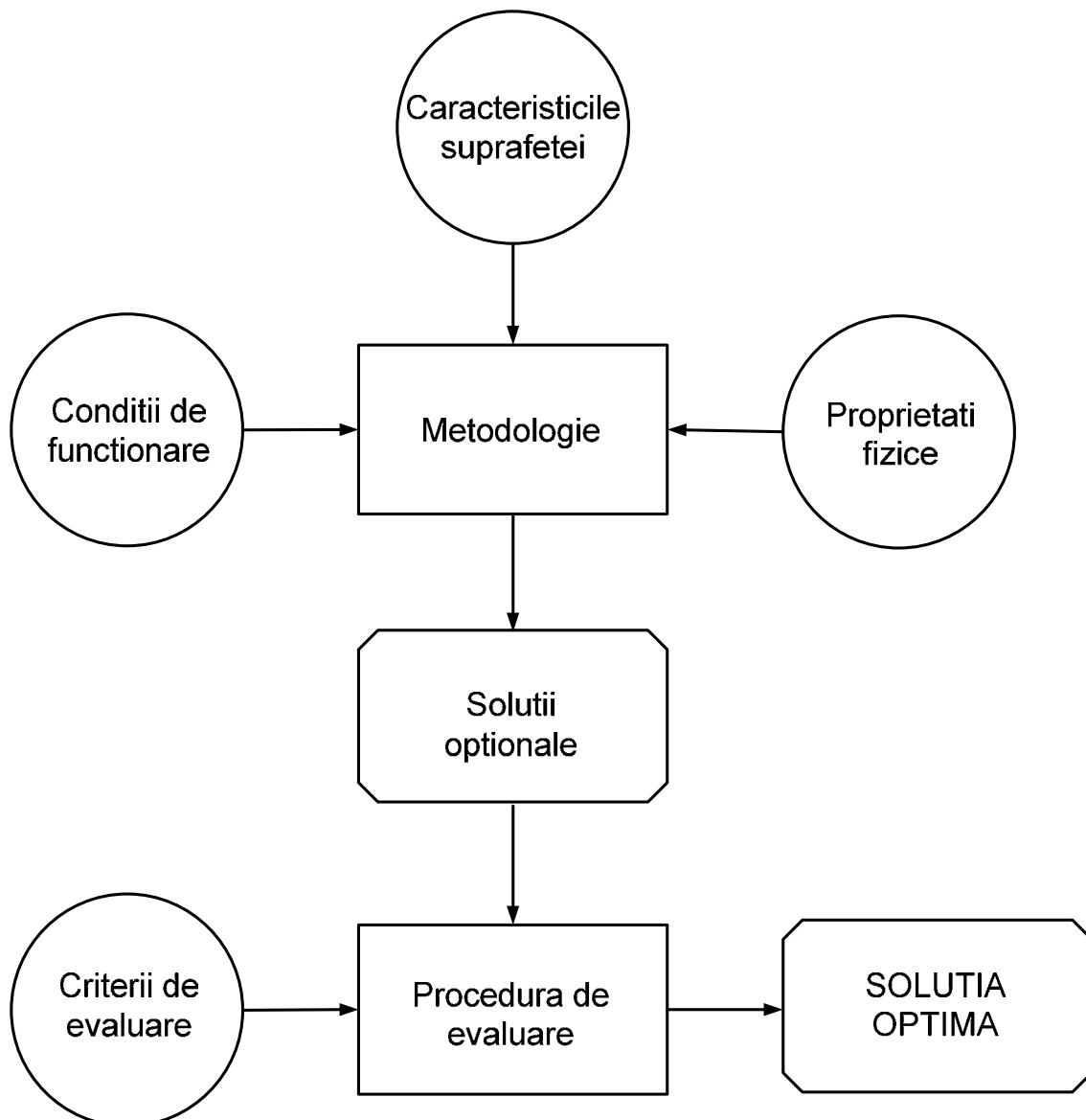


Fig. 4.6. Metodologia de design a schimbătoarelor de căldură

Pentru a putea analiza schimbătorul de căldură trebuie precizate următoarele elemente:

1. Caracteristicile suprafeței
2. Mărimea suprafețelor de schimb de căldură și a suprafețelor libere de curgere
3. Proprietățile fluidelor
4. Numărul Reynolds
5. Ecuațiile criteriale pentru studiul transferului de căldură și a rezistenței gazodinamice
6. Coeficienții de schimb de căldură
7. Randamentul nervurilor
8. Randamentul suprafețelor
9. Coeficientul global de schimb de căldură
10. Numărul de unități de transfer de căldură și eficiența schimbătorului de căldură
11. Căderile de presiune din aparat

Înainte de a începe analiza propriu-zisă trebuie stabilite condițiile de funcționare pentru schimbătorul de căldură cu plăci folosit în instalație. (Tabelul 4.1)

Tabel 4.1. Condiții de operare pentru schimbătorul de căldură recuperator din instalația cu turbină cu gaze

Debitul de aer	209,065 kg/s		
Raport combustibil-aer	0,029		
Umiditate aer	0,015		
Partea de aer	Suprafață	Presiune la intrare	Temperatură la intrare
	Nervuri îndoite 3/8 – 6.06 [31]	9,764 bar	609,277 K
Partea de gaze de ardere	Suprafață	Presiune la intrare	Temperatură la intrare
	Nervuri plane continue 11.1 [31]	1,097 bar	992,285 K

a. Nomenclatură

- A arie [m^2]
 c_p căldura specifică [$kJ\ kg^{-1}\ K^{-1}$]
 f coeficient de frecare
 g_c factor de proporționalitate
 G viteza masică [$kg\ s^{-1}\ m^{-2}$]
 h coeficient de transfer de căldură prin convecție [$W\ m^{-2}\ K^{-1}$]
 k conductivitate termică [$W\ m^{-1}\ K^{-1}$]
 M masa molară [$kg\ kmol^{-1}$]
 P presiune [Pa]
 ΔP pierdere de presiune [Pa]

Pr	numărul Prandtl
St	numărul Stanton
r	rază [m]
R	constanta universală a gazelor [J kmol ⁻¹ K ⁻¹]
Re	numărul Reynolds
t	temperatură [°C]
T	temperatură [K]
v	volum specific [m ³ kg ⁻¹]
V	volum [m ³]
W	debit masic [kg s ⁻¹]
X	factor de corecție

Indici

<i>fr</i>	frontală
f	referitor la efectele combustiei

Simboluri grecești

α	coeficient de convecție
μ	vâscozitate [Pa s]
ρ	densitate [kg m ⁻³]
η	randament
ω	referitor la umiditate

b. Caracteristicile suprafeței schimbătorului de căldură

Caracteristicile suprafețelor alese pentru schimbătorul de căldură cu plăci se găsesc pe baza datelor deja existente în literatura de specialitate [31].

Tabelul 4.2. Caracterici schimbător de căldură

	Partea de aer	Partea de gaze de ardere
Suprafață	3/8 – 6.06	11.1
Spațiu dintre plăci, <i>b</i> , [m]	0,00635	0,00635
Rază hidraulică, <i>r_h</i> , [m]	0,001113	0,0007711
Grosimea nervurii, <i>δ</i> , [m]	0,0001524	0,0001524
Raportul total dintre aria totală de transfer de căldură și volumul dintre plăci, β , [m ² /m ³]	840	1204
Raportul dintre aria nervurilor și aria totală de transfer de căldură	0,64	0,756

Cu ajutorul acestora, dar și pe baza reprezentării schematice a schimbătorului de căldură, se pot determina ariile de transfer de căldură.

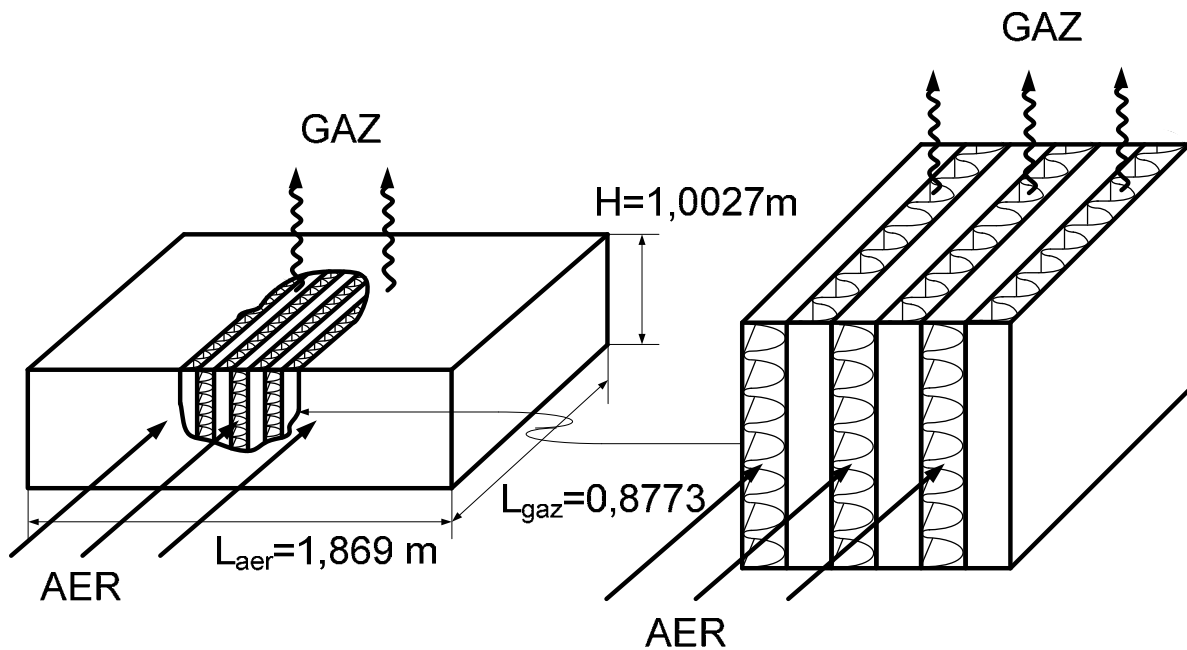


Fig. 4.7. Reprezentare schematică a schimbătorului de căldură cu plăci

Ariile și volumul schimbătorului de căldură se determină utilizând reprezentarea schematică din figura 4.7.

$$A_{fr,aer} = L_{aer} \cdot H \quad (4.9)$$

$$A_{fr,gaz} = L_{aer} \cdot L_{gaz} \quad (4.10)$$

$$V = L_{aer} \cdot L_{gaz} \cdot H \quad (4.11)$$

Se va asuma o grosime a plăcii între partea de aer și partea de gaze de ardere, $a=0,003m$, de asemenea materialul din care sunt fabricate nervurile a fost stabilit ca fiind aliaj de oțel rezistent la temperaturi ridicate cu o conductivitate termică $k=20.8W/(m \cdot K)$.

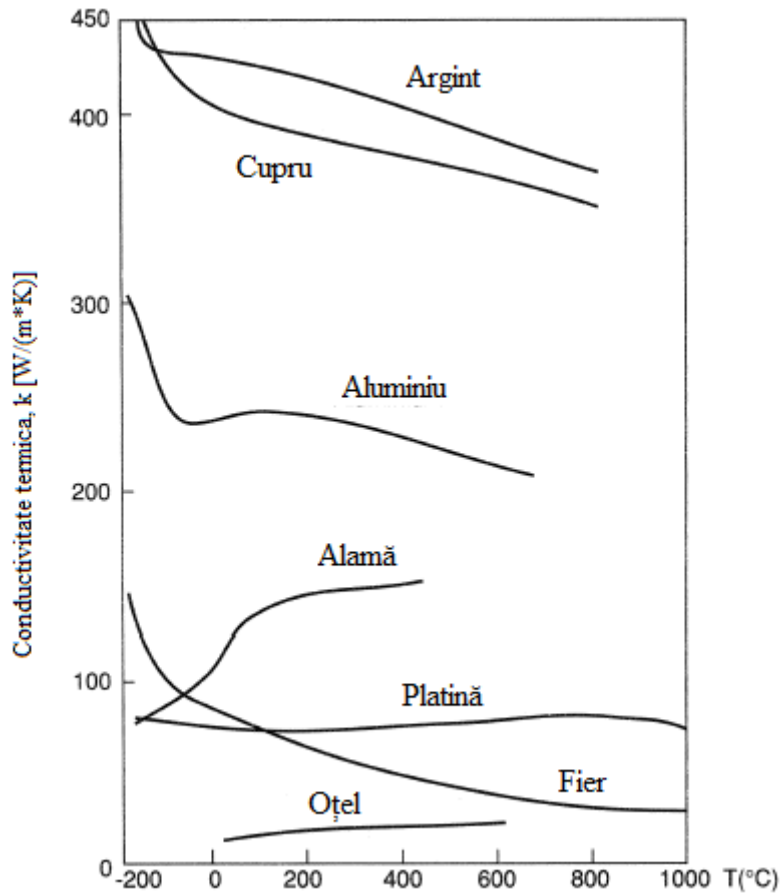


Fig. 4.8. Conductivitatea termică pentru câteva metale [32]

c. Mărimea suprafețelor de schimb de căldură și a suprafețelor libere de curgere

Coeficienții de convecție pe partea aerului, cât și pe partea gazelor de ardere au următoarele expresii:

$$\alpha_{aer} = \frac{A_{aer}}{V_{total}} = \frac{b_{aer} \cdot \beta_{aer}}{b_{aer} + b_{gaz} + 2 \cdot a} \quad (4.12)$$

$$\alpha_{gaz} = \frac{A_{gaz}}{V_{total}} = \frac{b_{gaz} \cdot \beta_{gaz}}{b_{aer} + b_{gaz} + 2 \cdot a} \quad (4.13)$$

În consecință suprafața totală de schimb de căldură pe fiecare parte a schimbătorului de căldură va fi:

$$A_{aer} = \alpha_{aer} \cdot V \quad (4.14)$$

$$A_{gaz} = \alpha_{gaz} \cdot V \quad (4.15)$$

Raportul între suprafața liberă de schimb de căldură și suprafața frontală este:

$$\sigma = \frac{A_c}{A_{fr}} = \alpha \cdot r_h \quad (4.16)$$

d. Proprietățile fluidelor

În primă instanță se alege o eficacitate a schimbătorului de căldură $\varepsilon=75\%$, această valoare urmând să fie verificată ulterior.

Se determină temperaturile de ieșire din schimbătorul de căldură ale fluidelor conform definiției [28]:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} = \frac{C_{cald} \cdot (t_{cald,in} - t_{cald,out})}{C_{\min} \cdot (t_{cald,in} - t_{rece,out})} = \frac{C_{rece} \cdot (t_{rece,out} - t_{rece,in})}{C_{\min} \cdot (t_{cald,in} - t_{rece,in})} \quad (4.17)$$

Se determină o temperatură medie pe fiecare parte a schimbătorului de căldură (media aritmetică a temperaturilor de intrare și ieșire pe fiecare parte).

Pe baza acestor temperaturi medii se pot determina proprietățile fluidelor.

Tabel 4.3. Proprietățile fluidelor

	Partea de aer	Partea de gaze de ardere
μ [Pa*s]	$2,85 \cdot 10^5$	$3,02 \cdot 10^5$
Pr	0,67	0,67
$Pr^{2/3}$	0,766	0,766
c_p , [kJ/(kg*K)] pentru aer urcat	1,128	1,191

Căldura specifică prezentată în tabelul 3.3 ar trebui corectată pentru umiditate, de asemenea o corecție trebuie aplicată și valorii căldurii specifice pe partea de gaze de ardere, de această dată pentru umiditate și pentru efectele combustiei. Valorile corecțiilor pentru o umiditate a aerului de 0.015 și pentru un raport combustibil-aer cu valoarea de 0,029 sunt [31]:

$$X_{c,\omega} = 1,013; X_{c,f} = 1,019$$

După aplicarea corecțiilor de umiditate, căldurile specifice devin:

$$\begin{aligned} c_{p,a} &= X_{c,\omega} \cdot c_p \\ c_{p,g} &= X_{c,\omega} \cdot X_{c,f} \cdot c_p \end{aligned} \quad (4.18)$$

Dacă aproximăm o cădere de presiune de 2% atât pe partea de aer, cât și pe partea de gaze de ardere, volumele specifice la intrare și ieșire pentru aer și gaze de ardere pot fi evaluate, bineînțeles după aplicarea factorilor de corecție pentru umiditate și pentru efectele combustiei [31].

$$X_{d,\omega} = 0,992; X_{d,f} = 1,001$$

Trebuie specificat că acești factori de corecție au influență asupra densității, care este reciproca volumului specific.

Volumele specifice se calculează cu expresiile:

- Pentru partea de aer:

$$v_{aer,in} = \frac{1}{\rho_{aer,in}} = \frac{\left(\frac{R}{M_{aer}}\right) \cdot T_{aer,in}}{X_{d,w} \cdot P_{aer,in}} \quad (4.19)$$

$$v_{aer,out} = \frac{1}{\rho_{aer,out}} = \frac{\left(\frac{R}{M_{aer}}\right) \cdot T_{aer,out}}{X_{d,w} \cdot P_{aer,out}} \quad (4.20)$$

$$v_{aer,m} = \frac{v_{aer,in} + v_{aer,out}}{2} \quad (4.21)$$

- Pe partea de gaze de ardere:

$$v_{gaz,in} = \frac{1}{\rho_{gaz,in}} = \frac{\left(\frac{R}{M_{aer}}\right) \cdot T_{gaz,in}}{X_{d,w} \cdot X_{d,f} \cdot P_{gaz,in}} \quad (4.22)$$

$$v_{gaz,out} = \frac{1}{\rho_{gaz,out}} = \frac{\left(\frac{R}{M_{gaz}}\right) \cdot T_{gaz,out}}{X_{d,w} \cdot X_{d,f} \cdot P_{gaz,out}} \quad (4.23)$$

$$v_{gaz,m} = \frac{v_{gaz,in} + v_{gaz,out}}{2} \quad (4.24)$$

e. Numărul Reynolds

- Pentru partea de aer:

$$G_{aer} = \frac{W_{aer}}{A_{c,aer}} \quad (4.25)$$

$$Re_{aer} = \frac{4 \cdot r_{h,aer} \cdot G_{aer}}{\mu_{aer}} \quad (4.26)$$

- Pentru partea de gaze de ardere:

$$W_{gaz} = (1 + f) \cdot W_{aer} \quad (4.27)$$

$$G_{gaz} = \frac{W_{gaz}}{A_{c,gaz}} \quad (4.28)$$

$$Re_{gaz} = \frac{4 \cdot r_{h,gaz} \cdot G_{gaz}}{\mu_{gaz}} \quad (4.29)$$

f. Ecuțiile criteriale pentru studiul transferului de căldură și a rezistenței gazodinamice

Caracteristicile celor două suprafețe sunt precizate prin coeficientul Colburn $j = StPr^{2/3}$ și coeficientul de frecare f [31].

g. Coeficienții de schimb de căldură

Coeficientul Colburn cu care se calculează coeficienții de transfer de căldură atât pentru aer, cât și pentru gazele de ardere este:

$$j = St \cdot Pr^{\frac{2}{3}} \quad (4.30)$$

h. Randamentul nervurilor

Gardner a dezvoltat expresii pentru randamentul nervurilor, pentru un număr de geometrii ale acestora. Pentru cele mai multe suprafețe de schimb de căldură, expresia pentru nervuri plane drepte cu o secțiune constantă de conducție a căldurii expresia 4.31 poate fi folosită ca o bună aproximare pentru cele două configurații de nervuri ale schimbătorului de căldură analizat.

$$\eta_f = \frac{\tanh(ml)}{ml} \quad (4.31)$$

unde:

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h}{k \cdot \delta}} \quad (4.32)$$

și:

$$l = \frac{b}{2} \quad (4.33)$$

i. Randamentul suprafețelor

Randamentul suprafețelor de schimb de căldură se calculează cu formula:

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A} \cdot (1 - \eta_f) \quad (4.34)$$

j. Coeficientul global de schimb de căldură

Neglijând rezistența termică a peretelui, care are de altfel o valoare foarte mică, coeficientul global de schimb de căldură are expresia:

$$\frac{1}{U_{aer}} = \frac{1}{\eta_{o,aer} \cdot h_{aer}} + \frac{1}{\left(\frac{A_{gaz}}{A_{aer}}\right) \cdot \eta_{o,gaz} \cdot h_{gaz}} \quad (4.35)$$

- k. Numărul de unități de transfer de căldură și eficiența schimbatorului de căldură

Capacitatea calorică se calculează cu formula:

$$C = \dot{m} \cdot c_p \quad (4.36)$$

Numărul de unități de transfer de căldură are expresia:

$$NUT_{max} = \frac{A \cdot U}{C_{min}} \quad (4.37)$$

Având în vedere că eficacitatea schimbătorului de căldură a fost stabilită la $\epsilon=0,75$, din definiția acesteia se pot determina temperaturile fluidelor la ieșirea din schimbător. Circulația fluidelor se face în contracurent.

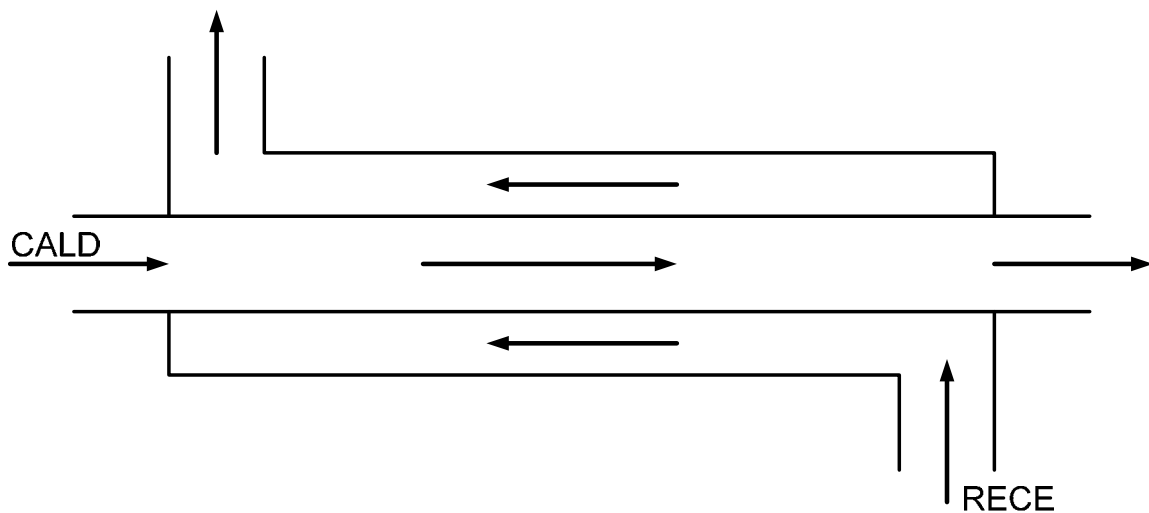


Fig. 4.9. Schimbător de căldură cu circulația în contracurent

1. Căderile de presiune din aparat

Ecuția completă cu care se determină caderile de presiune atât pe partea de aer, cât și pe partea de gaze de ardere este [31]:

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \frac{G^2 v_1}{2g_C P_1} \left[\left(K_C + 1 - \sigma^2 \right) + 2 \left(\frac{v_2}{v_1} - 1 \right) + f \frac{A}{A_C} \frac{v_m}{v_1} - \left(1 - \sigma^2 - K_e \right) \left(\frac{v_2}{v_1} \right) \right] \quad (4.38)$$

Tabel 4.4. Coeficienții aproximativi de intrare și ieșire ai schimbătorului de căldură

	K_c	K_e
<i>Partea de aer</i>	0,48	0,24
<i>Partea de gaze de ardere</i>	0,54	0,28

Procedura prezentată ilustrează modul de calcul pentru un schimbător de căldură pentru care s-a ales configurația suprafețelor de schimb de căldură atât pe partea aerului, cât și pe partea gazelor de ardere. S-a neglijat efectul depunerilor și efectul circulației defectuoase a fluidelor datorată distribuției neomogene a curgerii.

Faptul ca la finalul calculelor, căderile de presiune au valori apropiate ne arată ca designul ales este unul optim.

4.2. INSTALAȚIA FRIGORIFICĂ CU ABSORBȚIE DE AMONIAK ÎN APĂ

O altă optimizare structurală pentru instalația cu turbină cu gaze o reprezintă folosirea unei instalații de răcire a aerului la intrarea acestuia în compresor, în vederea obținerii de performanțe superioare instalațiilor clasice în care aerul este aspirat la temperatura mediului ambiant. Instalația propusă pentru analiză este cea cu absorbție de amoniak în apă. Pe lângă rolul de răcire a aerului aspirat în compresor, aceasta va produce frig, ce poate fi folosit pentru climatizarea aerului.

4.2.1. Prezentare generală

Agentul frigorific utilizat în mod comun în sistemele cu absorbție este amoniakul, iar ca absorbant se folosește apa. Agentul frigorific este eliberat din masa absorbantului într-un

proces de fierbere al soluției hidroamoniacale, proces care se desfășoară într-un aparat schimbător de căldură numit fierbător generator de vapori. Recombinarea agentului frigorific cu absorbantul se produce într-o reacție exotermă într-un aparat schimbător de căldură numit absorbitor [34].

Proiectarea uzuală pleacă de la următoarele date cunoscute (impuse): \dot{Q}_o [kW] - puterea frigorifică necesară, t_{re} [°C] – temperatura mediului răcit la vaporizator, t_{agi} [°C] – temperatura agentului cu care se face încălzirea generatorului de vapori, t_{wi} [°C] – temperatura apei de care se dispune pentru răcirea condensatorului și absorbitorului.

Circuitul frigorific al instalației cuprinde:

GF - generatorul fierbător care este un schimbător de căldură prin suprafață, în care se produce fierberea soluției hidroamoniacale datorită căldurii primite de la sursa motrice (gaze de ardere, apă fiartă, abur, etc); procesul de fierbere conduce la degazarea de vapori cu concentrație foarte ridicată în amoniac ξ_2 (aproape puri) către circuitul frigorific; creșterea concentrației în amoniac se poate realiza prin construcția generatorului cu coloană de rectificare sau, în cazul cel mai simplu, prin plasarea în coloana de ieșire a vaporilor a unui strat de inele ceramice sau metalice numite inele Rashig; acestea provoacă o condensare parțială a fracțiunii bogate în apă din vaporii care părăsesc coloana generatorului, ceea ce duce la creșterea conținutului în amoniac al vaporilor.

Cd - condensatorul care este un aparat schimbător de căldură prin suprafață în care se produce condensarea agentului frigorific, cu cedare de căldură către apa din circuitul secundar

VL - ventilul de laminare

Vp - vaporizatorul în care se produce efectul frigorific util.

Circuitul de recombinare al agentului frigorific cu absorbantul conține:

VL' - ventilul de laminare în care se produce scăderea presiunii soluției sărace în amoniac, de concentrație ξ_m extrase de la partea inferioară a generatorului fierbător

Ab - absorbitorul, care este un schimbător de căldură în care se produce absorbția exotermă a vaporilor de agent frigorific reci din circuitul frigorific, în soluția caldă, săracă în amoniac; căldura de absorbție este cedată apei de răcire din circuitul secundar al aparatului.

P - pompa de alimentare a generatorului fierbător cu soluție bogată în amoniac, cu concentrația ξ_M ; trebuie menționat că această pompă consumă o cantitate de energie mecanică, acest consum fiind însă neglijabil în raport cu consumul de energie termică al instalației.

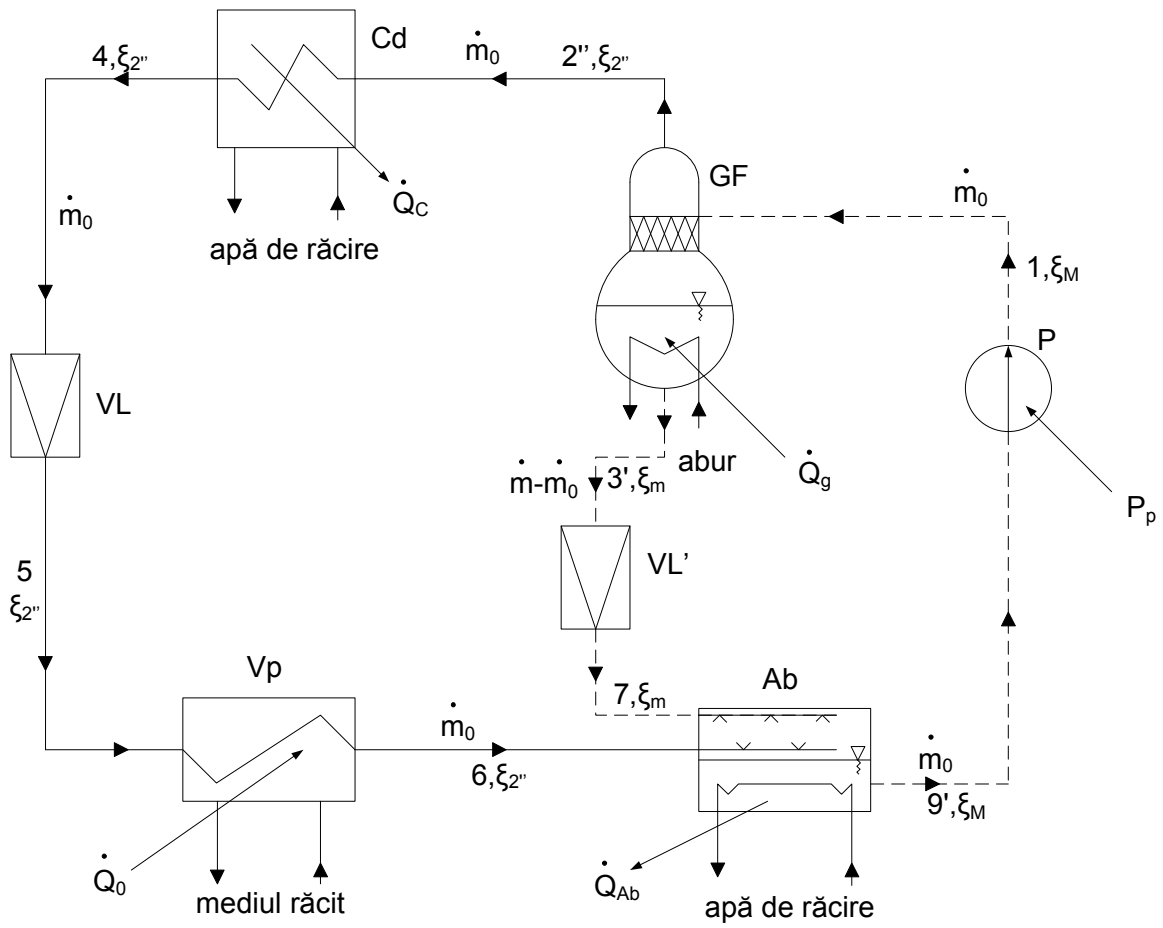
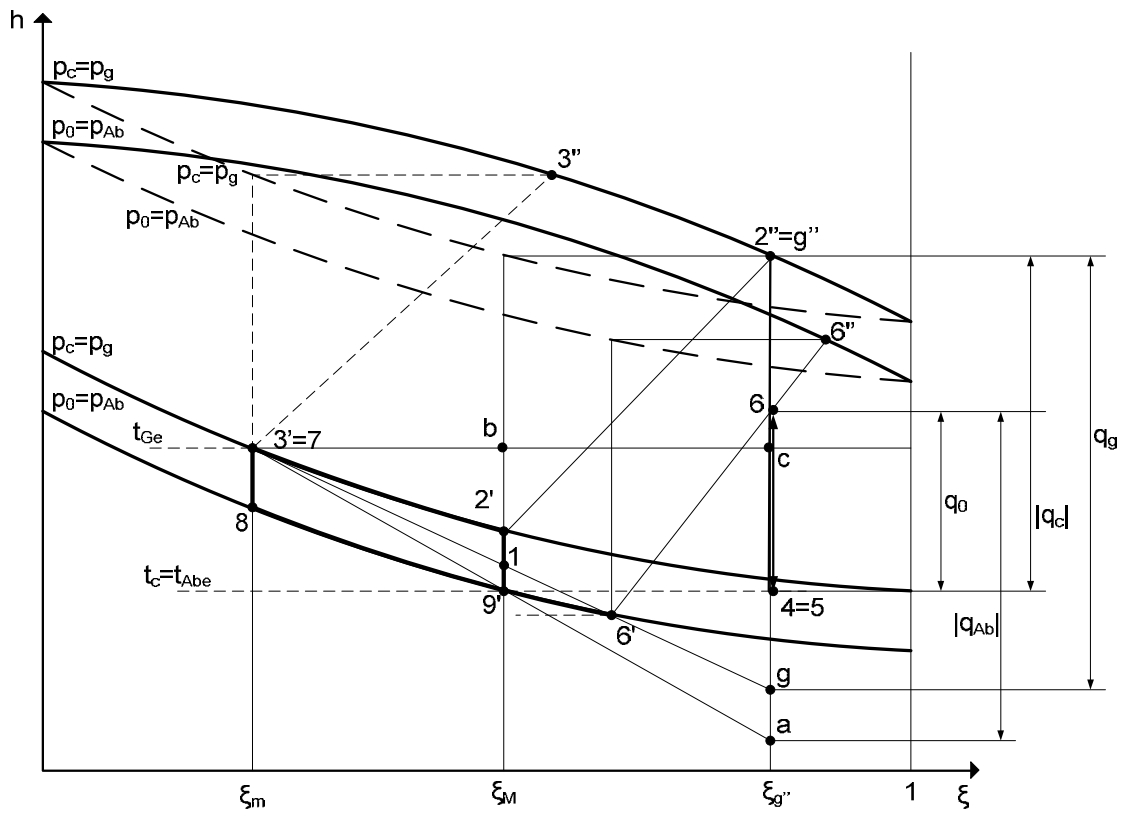


Fig. 4.10. Schema IFA cu $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ cu o treaptă



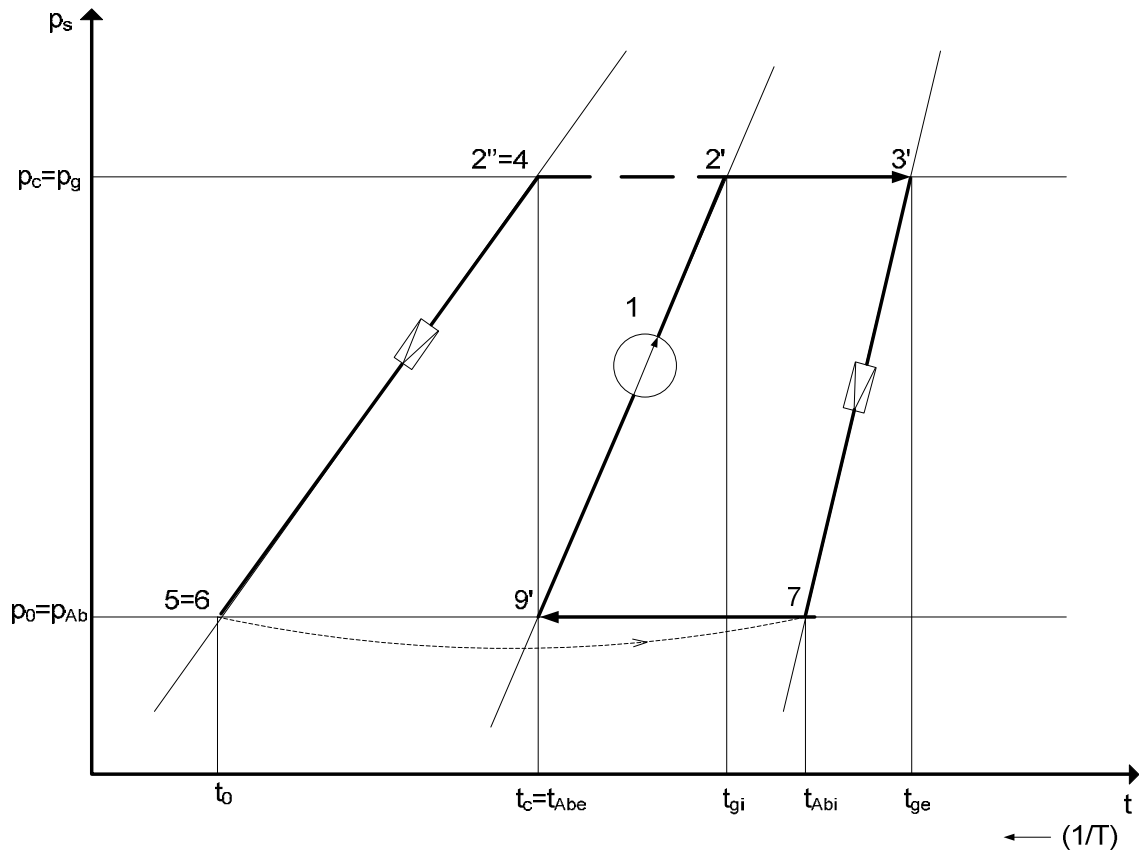


Fig. 4.11. Ciclul termodinamic al IFAb cu NH₃ - H₂O
 (a) în coordonate $h - \xi$; (b) în coordonate $\ln p - (-1/T)$

4.2.2. Analiza energetică și exergetică a instalației frigorifice cu absorbție de amoniac în apă

Calculul termic care duce la stabilirea temperaturilor și presiunilor principale din ciclul instalației, la stabilirea parametrilor de stare în punctele caracteristice ale ciclului, a debitelor precum și a fluxurilor de energie schimbate în diverse zone din sistem se efectuează după metodologia descrisă în [34 - 39] cu observația că, pentru simplificare au fost considerate în calcul temperaturile medii ale fluidelor secundare din schimbătoarele de căldură, respectiv, t_{ag} , t_w , $t_r = ct$.

Calculul debitelor din instalație

- debitul din circuitul frigorific (\dot{m}_0), ce trece prin Cd , VL și Vp , fiind cunoscută puterea frigorifică \dot{Q}_0 , în funcție de sarcina frigorifică specifică q_0 , se calculează cu relația:

$$\dot{m}_0 = \frac{\dot{Q}_0}{q_0} \quad (4.39)$$

unde $q_0 = h_6 - h_5 = h_6 - h_4$.

• *debitul de soluție bogată* (\dot{m}), se determină din bilanțul masic al amoniacului pentru *GF* sau pentru *Ab*. Spre exemplu, pentru *GF*:

$$\dot{m} \cdot \xi_M = \dot{m}_0 \cdot \xi_{2''} + (\dot{m} - \dot{m}_0) \cdot \xi_m \quad (4.40)$$

Se notează cu $f = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_0}$ [-], factorul de circulație și prin împărțirea relației (4.40) cu \dot{m}_0 , după prelucrări se obține:

$$f = \frac{\xi_{2''} - \xi_m}{\xi_M - \xi_m} = \frac{\xi_{2''} - \xi_m}{\Delta\xi} \quad [-] \quad (4.41)$$

Astfel după calculul lui \dot{m}_0 și al lui f , rezultă debitul de soluție bogată:

$$\dot{m} = f \cdot \dot{m}_0 \quad (4.42)$$

• *debitul de soluție săracă*, este dat de diferența $\dot{m} - \dot{m}_0$.

Calculul schimburilor energetice din instalație

• În vaporizatorul (*Vp*), în funcție de sarcina frigorifică specifică q_0 și de debitul \dot{m}_0 , puterea frigorifică \dot{Q}_0 se calculează cu relația:

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_0 \cdot q_0 \quad (4.43)$$

• În condensatorul (*Cd*), în funcție de debitul \dot{m}_0 și de sarcina termică specifică q_C , puterea termică \dot{Q}_C se calculează cu relația:

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_0 \cdot |q_C| \quad (4.44)$$

unde $|q_C| = h_{2''} - h_4$.

• În generatorul fierbător (*GF*), fluxul de căldură necesar procesului de degazare se obține din ecuația de bilanț termic a acestui aparat:

$$\dot{Q}_g + \dot{m} \cdot h_1 = \dot{m}_0 \cdot h_{2''} + (\dot{m} - \dot{m}_0) \cdot h_3 \quad (4.45)$$

Din relația (4.45), ținând cont de factorul de circulație și că $h_3 = h_7$ și împărțind la \dot{m}_0 , rezultă sarcina termică specifică a generatorului:

$$q_g = \dot{Q}_g / \dot{m}_0 = h_{2''} - h_7 + f(h_7 - h_1) \quad (4.46)$$

În fig. 4.11 *a*, considerând asemănarea triunghiurilor formate de segmentul $\overline{7g}$ cu fascicolul de orizontale ($h=ct.$), rezultă:

$$\frac{h_7 - h_g}{h_7 - h_1} = \frac{\xi_{2''} - \xi_m}{\xi_M - \xi_m} = f \Rightarrow h_g = h_7 - f(h_7 - h_1) \quad (4.47)$$

Prin combinarea relațiilor (4.45) și (4.46) se obține:

$$q_g = h_{2''} - h_g \quad (4.48)$$

Și astfel, puterea termică necesară în GF se va calcula cu relația:

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_0 \cdot q_g \quad (4.49)$$

• În absorbitorul (Ab), fluxul de căldură, ce trebuie evacuat de apa de răcire, se determină din ecuația de bilanț termic a aparatului:

$$|\dot{Q}_{Ab}| + \dot{m} \cdot h_{9'} = \dot{m}_0 \cdot h_6 + (\dot{m} - \dot{m}_0) \cdot h_7 \quad (4.50)$$

Din relația (4.50) ținând cont de factorul de circulație și împărțind la \dot{m}_0 , rezultă sarcina termică specifică a absorbitorului:

$$|q_{Ab}| = \frac{\dot{Q}_{Ab}}{\dot{m}_0} = h_6 - h_7 + f(h_7 - h_{9'}) \quad (4.51)$$

În fig. 4.11 a, considerând asemănarea triunghiurilor formate de segmentul $\overline{79'a}$ cu fascicolul de orizontale ($h=ct.$), rezultă:

$$\frac{h_7 - h_a}{h_7 - h_{9'}} = \frac{\xi_{2''} - \xi_m}{\xi_M - \xi_m} = f \Rightarrow h_a = h_7 - f(h_7 - h_{9'}) \quad (4.52)$$

Prin combinarea relațiilor (4.50) și (4.51) se obține:

$$|q_{Ab}| = h_6 - h_a \quad (4.53)$$

Și astfel, sarcina termică a Ab va fi:

$$\dot{Q}_{Ab} = \dot{m}_0 \cdot |q_{Ab}| \quad (4.54)$$

• În pompa de lichid (P), în funcție de debitul de soluție bogată și de lucrul mecanic tehnic specific consumat în procesul de comprimare între stările $9'$ și 1 , puterea mecanică necesară antrenării pompei de lichid se calculează cu relația:

$$P_p = \dot{m} \cdot |l_{t,9',1}| \quad (4.55)$$

unde lucrul mecanic tehnic specific în procesul de comprimare din pompă se calculează cu:

$$|l_{t,9',1}| = |dp/\rho_M| = (p_C - p_0)/\rho_M \quad (4.56)$$

Și astfel, prin combinarea relațiilor (4.55) și (4.56), rezultă:

$$P_p = \dot{m}(p_C - p_0)/\rho_M \ll \dot{Q}_g \quad (4.57)$$

Calculul performanțelor instalației

Ecuația de bilanț energetic are forma :

$$\dot{Q}_o + \dot{Q}_g + P_p = |\dot{Q}_c| + |\dot{Q}_a| \quad [\text{W}] \quad (4.58)$$

iar coeficientul de performanță:

$$COP = \frac{\dot{Q}_o}{\dot{Q}_g + P_p} \cong \frac{\dot{Q}_o}{\dot{Q}_g} \quad (4.59)$$

Analiza energetică a sistemului a fost completată cu analiza exergetică plecând de la ecuația generală de bilanț exergetic în care în regim staționar (de echilibru dinamic):

$$\frac{d(E - T_{amb}S)}{d\tau} = 0 \quad (4.60)$$

așa încât ecuația aplicată sistemului frigorific în ansamblu va avea forma:

$$Ex(\dot{Q}_o) + Ex(\dot{Q}_g) + Ex(\dot{Q}_c) + Ex(\dot{Q}_a) + P_p - \dot{\Pi} = 0 \quad (4.61)$$

Dacă se alege ca temperatură de referință în analiză $T_{amb} = T_w$ rezultă:

$$Ex(\dot{Q}_c) = \left(1 - \frac{T_w}{T_r}\right) \dot{Q}_c = 0; \quad Ex(\dot{Q}_a) = \left(1 - \frac{T_w}{T_w}\right) \dot{Q}_a = 0 \quad (4.62)$$

iar ecuația de bilanț exergetic a instalației se simplifică, respectiv [35]:

$$\begin{aligned} Ex(\dot{Q}_o) + Ex(\dot{Q}_g) + P_p - \dot{\Pi} &= 0 \\ Ex(\dot{Q}_g) + P_p &= |Ex(\dot{Q}_o)| + \dot{\Pi} \end{aligned} \quad (4.63)$$

Randamentul exergetic al instalației va fi [35]:

$$\eta_{ex} = \frac{|Ex(\dot{Q}_o)|}{Ex(\dot{Q}_g) + P_p} = \frac{\left(\frac{T_w}{T_r} - 1\right) \dot{Q}_o}{\left(1 - \frac{T_w}{T_{ag}}\right) \dot{Q}_g + P_p} \cong \frac{COP}{COP_{C^-}^{T_r, T_w} \cdot COP_{C^+}^{T_{ag}, T_w}} \quad (4.64)$$

O altă modalitate de exprimare a randamentului exergetic este cu utilizarea în formulă a pierderilor energetice, respectiv [35]:

$$\eta_{ex} = \frac{|Ex(\dot{Q}_o)|}{Ex(\dot{Q}_g) + P_p} = \frac{Ex(\dot{Q}_g) + P_p - \dot{\Pi}}{Ex(\dot{Q}_g) + P_p} \quad (4.65)$$

în care :

$$\dot{\Pi} = \dot{\Pi}_g + \dot{\Pi}_a + \dot{\Pi}_v + \dot{\Pi}_c + \dot{\Pi}_{VL} + \dot{\Pi}_{VL'} \quad (4.66)$$

Formula (4.66) detaliază pierderile de energie (exergie) datorate ireversibilităților externe din sistemul frigorific (în generator, absorbitor, vaporizator, condensator) respectiv interne (ventilele de laminare VL și VL').

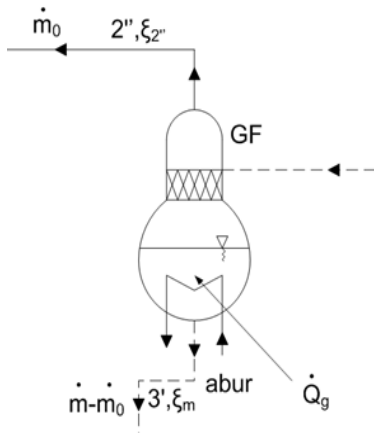
După calcularea pierderilor (exergiei distruse) pe fiecare aparat din instalație în parte prin aplicarea formulei [35]:

$$\dot{\Pi}_j = \sum \left(1 - \frac{T_w}{T_i}\right) \dot{Q}_i - \dot{W} + \dot{\epsilon}_{intrare} - \dot{\epsilon}_{iesire} \quad (4.67)$$

se poate aplica formula (4.65) pentru calculul randamentului exergetic.

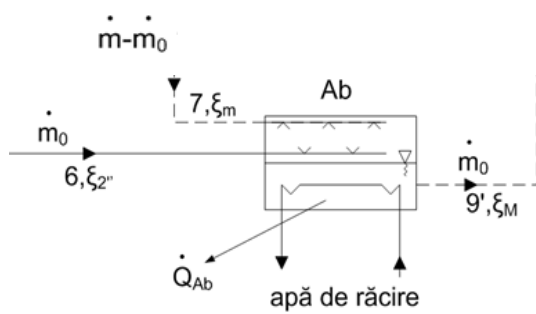
Aplicată pe fiecare aparat în parte, ecuația (4.67) devine :

- la generator



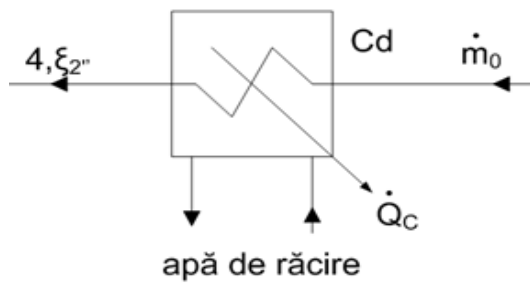
$$\dot{\Pi}_g = \left(1 - \frac{T_w}{T_{ag}}\right) \dot{Q}_g + \dot{m}(h_1 - T_w s_1) - \dot{m}_o(h_{2''} - T_w s_{2''}) - (\dot{m} - \dot{m}_o)(h_{3'} - T_w s_{3'})$$

- la absorbitor



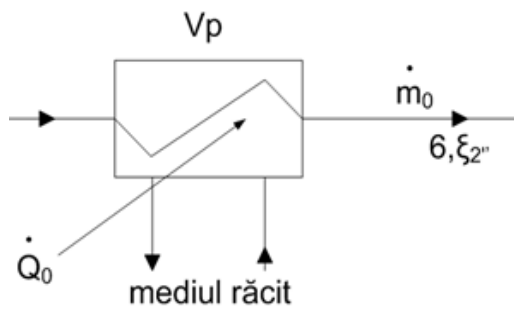
$$\dot{\Pi}_a = \left(1 - \frac{T_w}{T_w}\right) \dot{Q}_a + \dot{m}_o(h_6 - T_w s_6) + (\dot{m} - \dot{m}_o)(h_7 - T_w s_7) - \dot{m}(h_{9'} - T_w s_{9'})$$

- la condensator



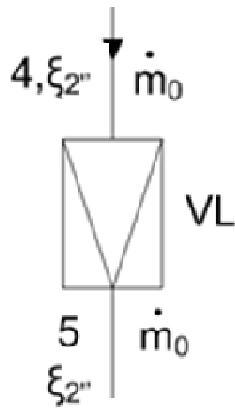
$$\dot{\Pi}_c = \left(1 - \frac{T_w}{T_w}\right) \dot{Q}_c + \dot{m}_o(h_{2''} - T_w s_{2''}) + - \dot{m}_o(h_4 - T_w s_4)$$

- la vaporizator



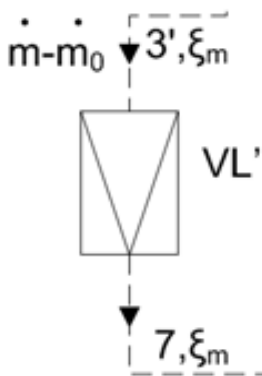
$$\dot{\Pi}_v = \left(1 - \frac{T_w}{T_r}\right) \dot{Q}_o + \dot{m}_o(h_5 - T_w s_5) + - \dot{m}_o(h_6 - T_w s_6)$$

- ventilul de laminare VL



$$\dot{I}_{VL} = \dot{m}_o T_w (s_5 - s_4)$$

- *ventilul de laminare VL'*



$$\dot{I}_{VL'} = (\dot{m} - \dot{m}_o) \cdot T_w (s_7 - s_3')$$

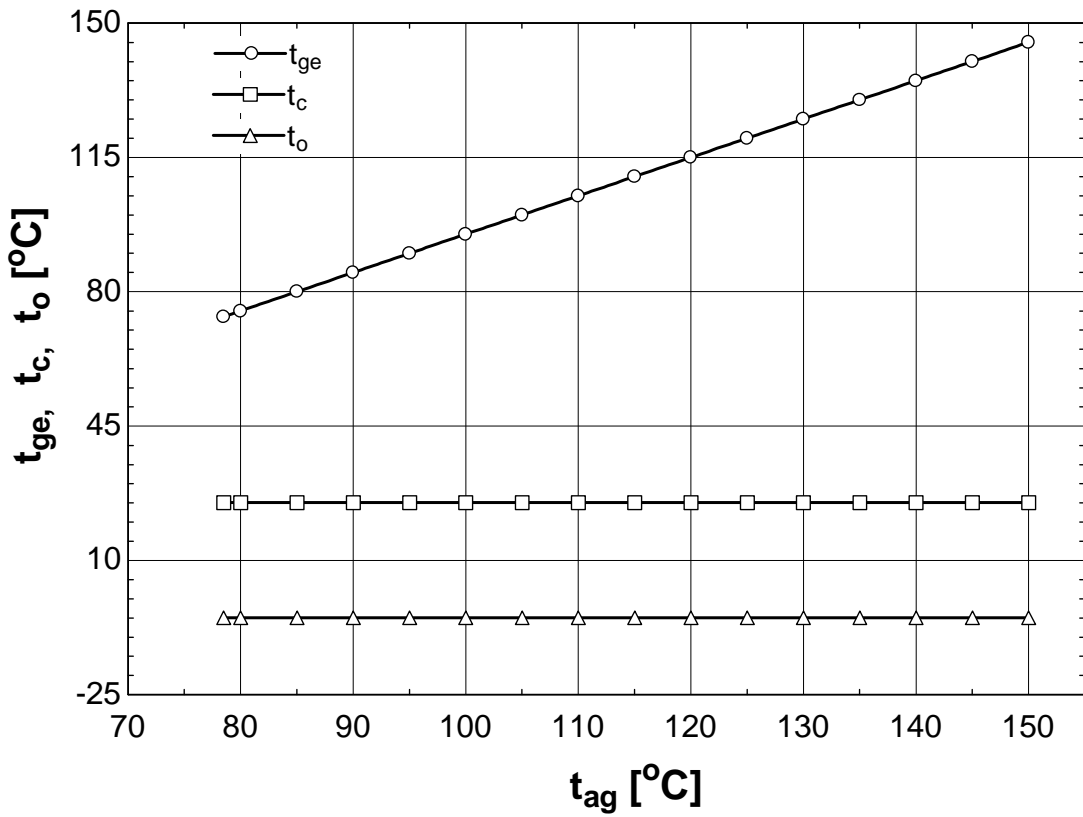
4.2.3. Rezultate ; Studiu de sensibilitate parametrică în cazul instalației frigorifice

Programul de calcul elaborat cu ajutorul EES (Engineering Equation Solver) a permis închiderea ecuațiilor de bilanț energetic și exergetic cu eroare zero și la valori identice ale randamentului exergetic calculat prin cele două metode, respectiv cu ecuația (4.64) și cu ecuație (4.65). La o putere frigorifică impusă $\dot{Q}_o = 30 \text{ kW}$ a fost efectuat și un studiu de sensibilitate parametrică ale cărui rezultate vor fi prezentate mai jos.

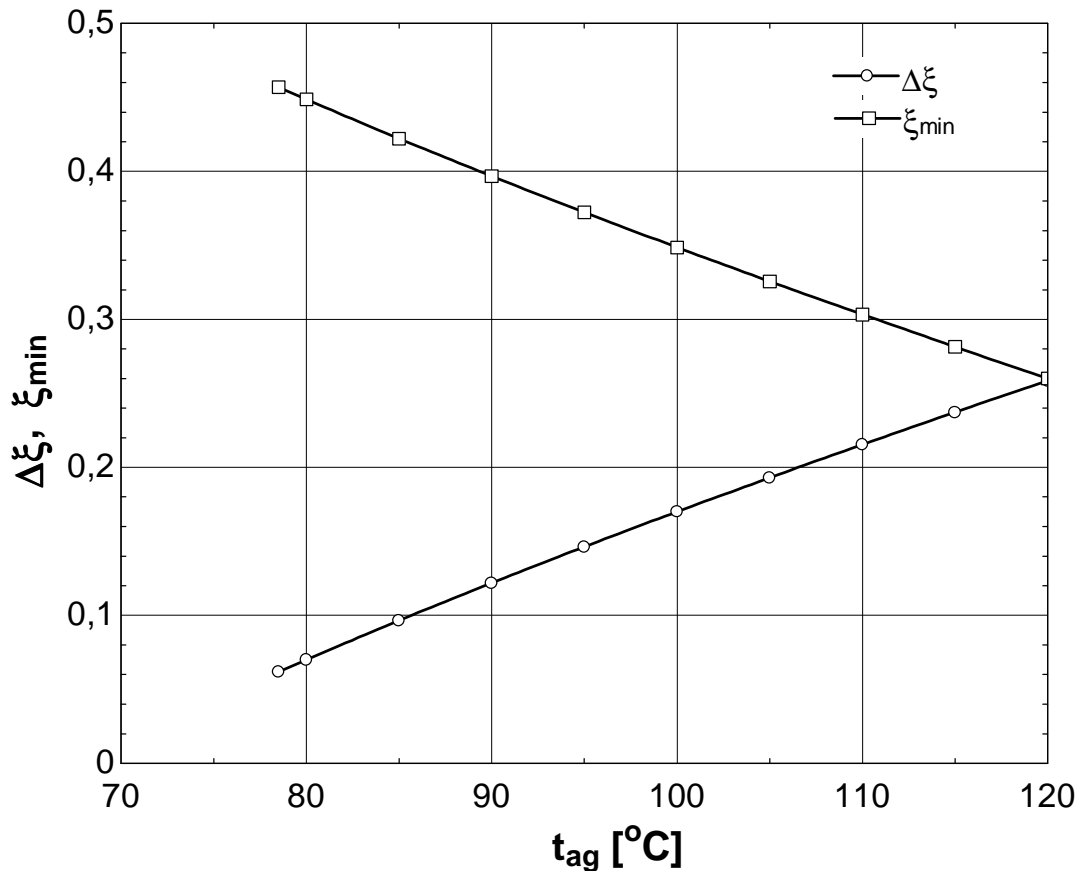
- ***Influența temperaturii agentului de încălzire de la generator***

Date de intrare : $\dot{Q}_o = 30 \text{ kW}$, $t_r = 0 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_w = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $\Delta t = 5 \text{ grad}$ (în toate schimbătoarele de căldură). Rezultatele pentru un domeniu de variație $t_{ag} = 78 \dots 150 \text{ }^\circ\text{C}$ sunt prezentate în Fig.4.12 a,b,c,d,e,f,g..

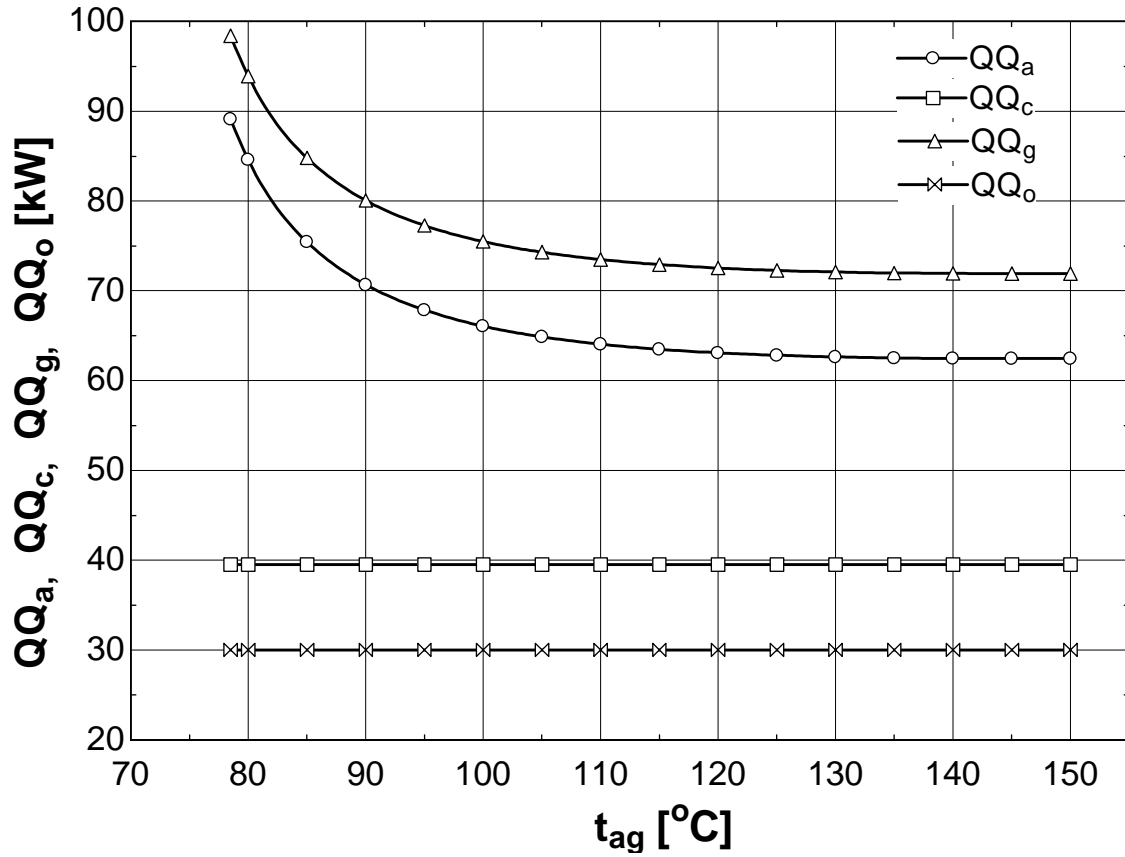
Fig. 4.12. Influența temperaturii agentului de încălzire de la generator



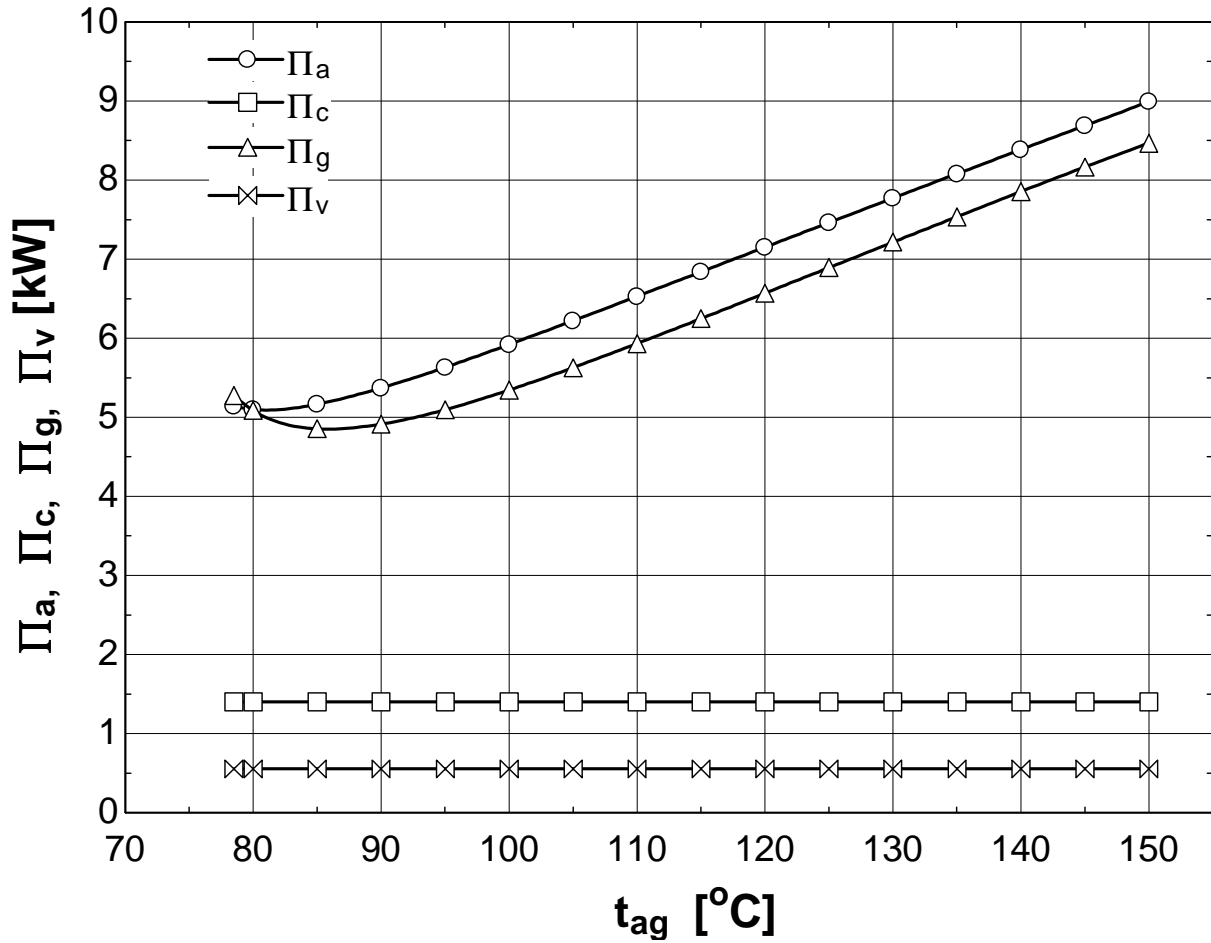
a) Temperaturi principale din ciclu



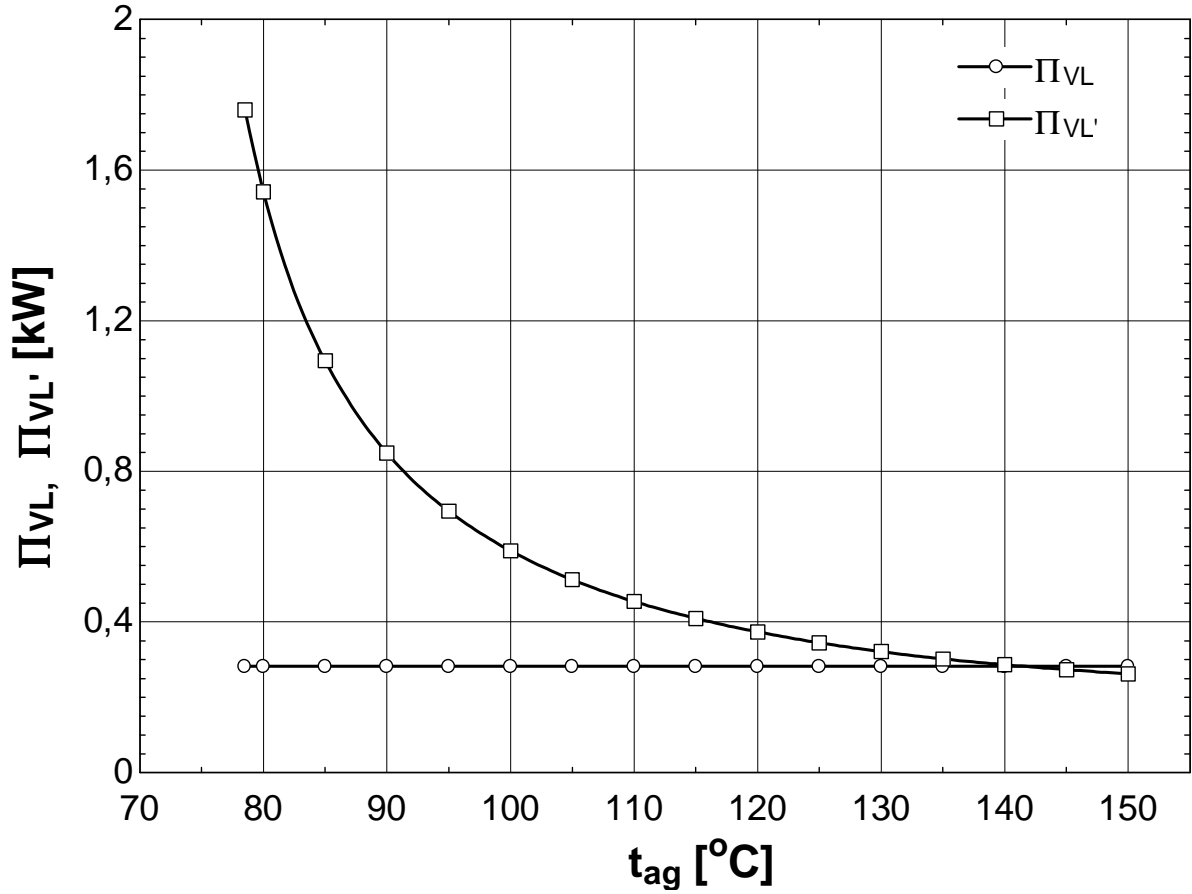
b) Interval de degazare, concentrație minimă



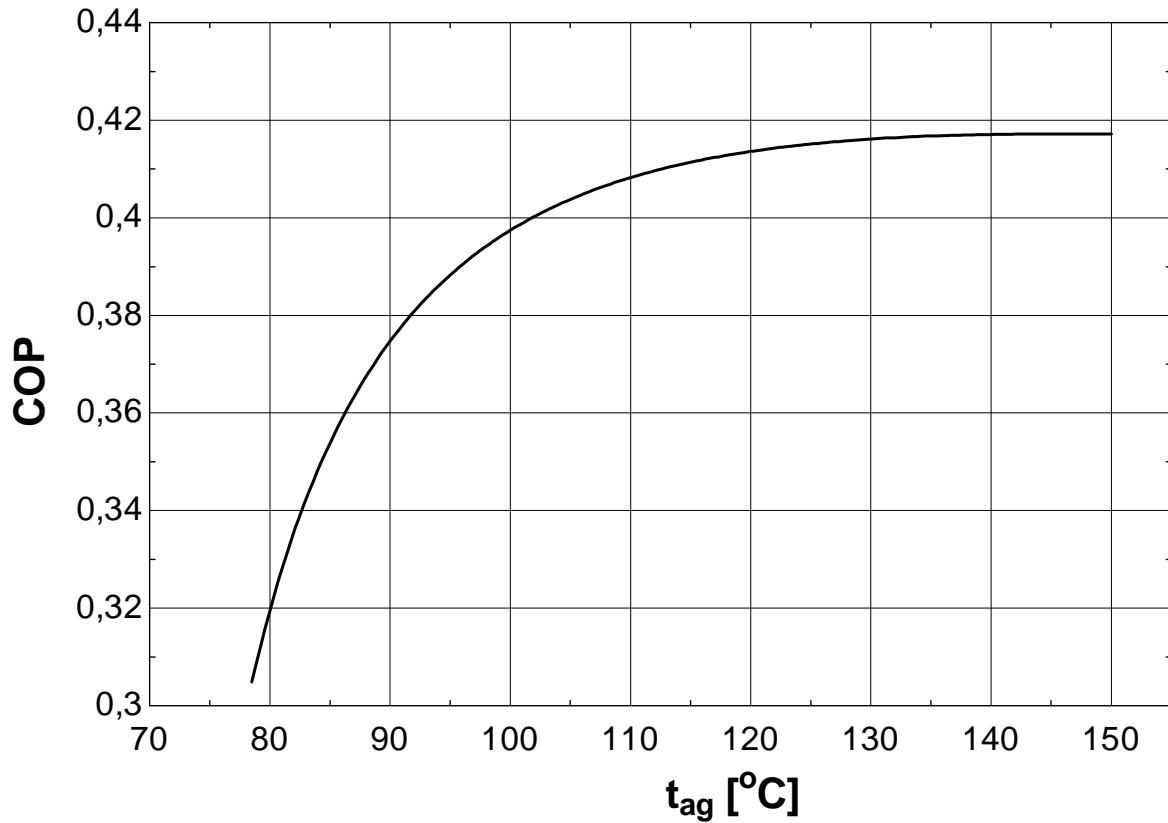
c) Fluxuri termice



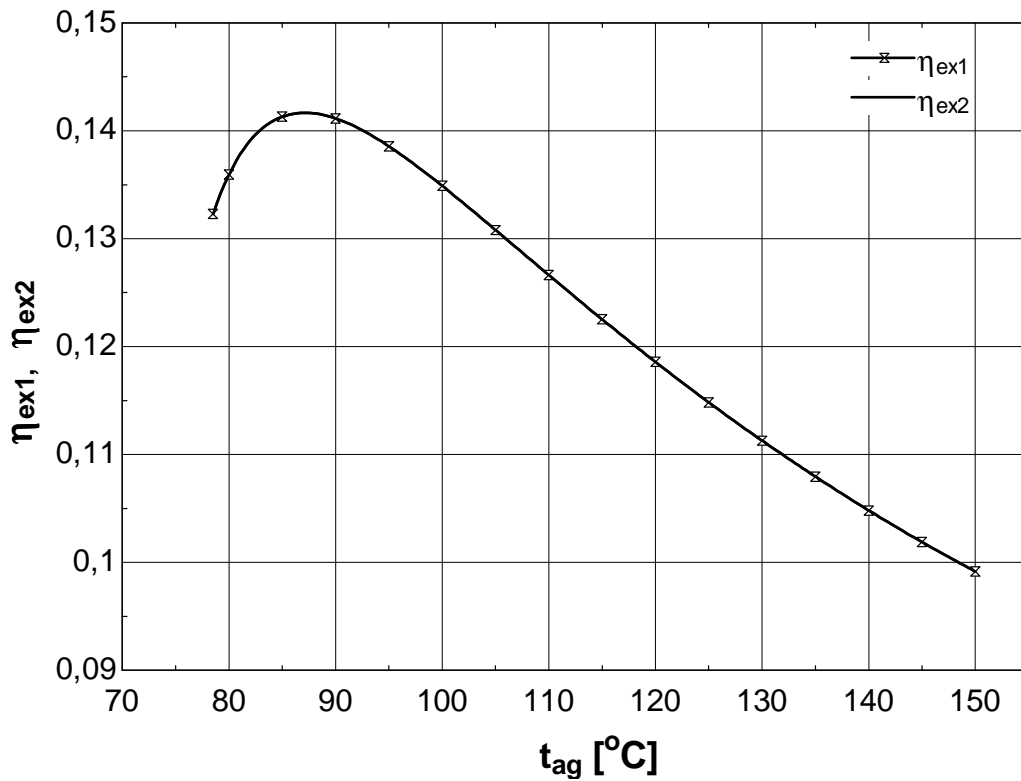
d) Pierderi externe



e) Pierderi interne



f) Coeficient de performanță

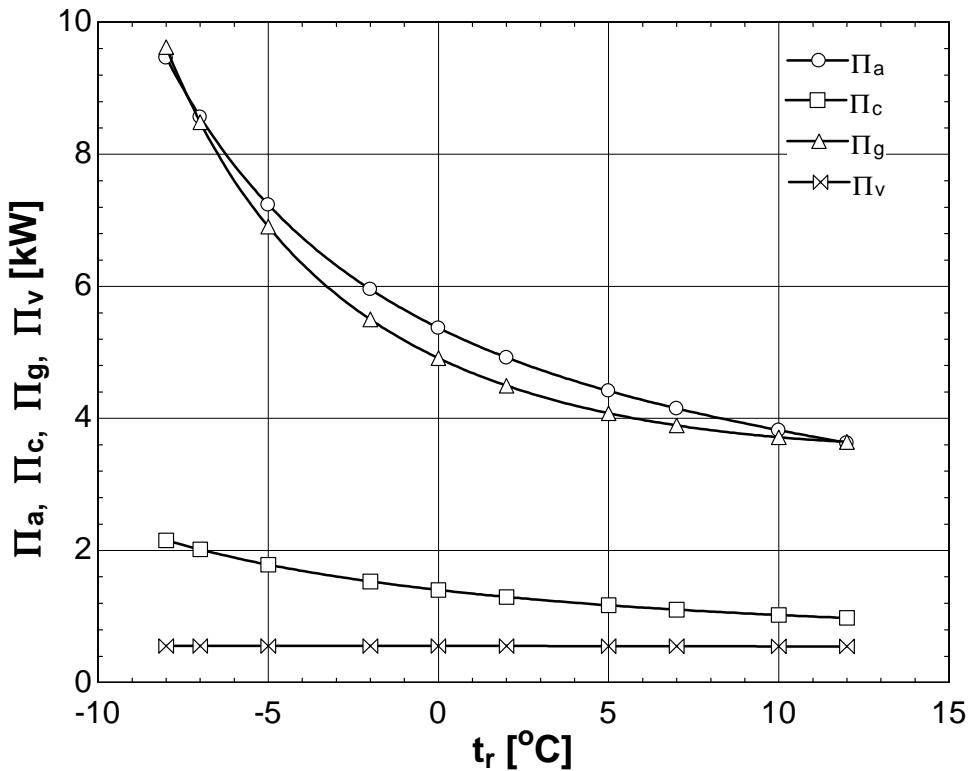


g) Randament exergetic

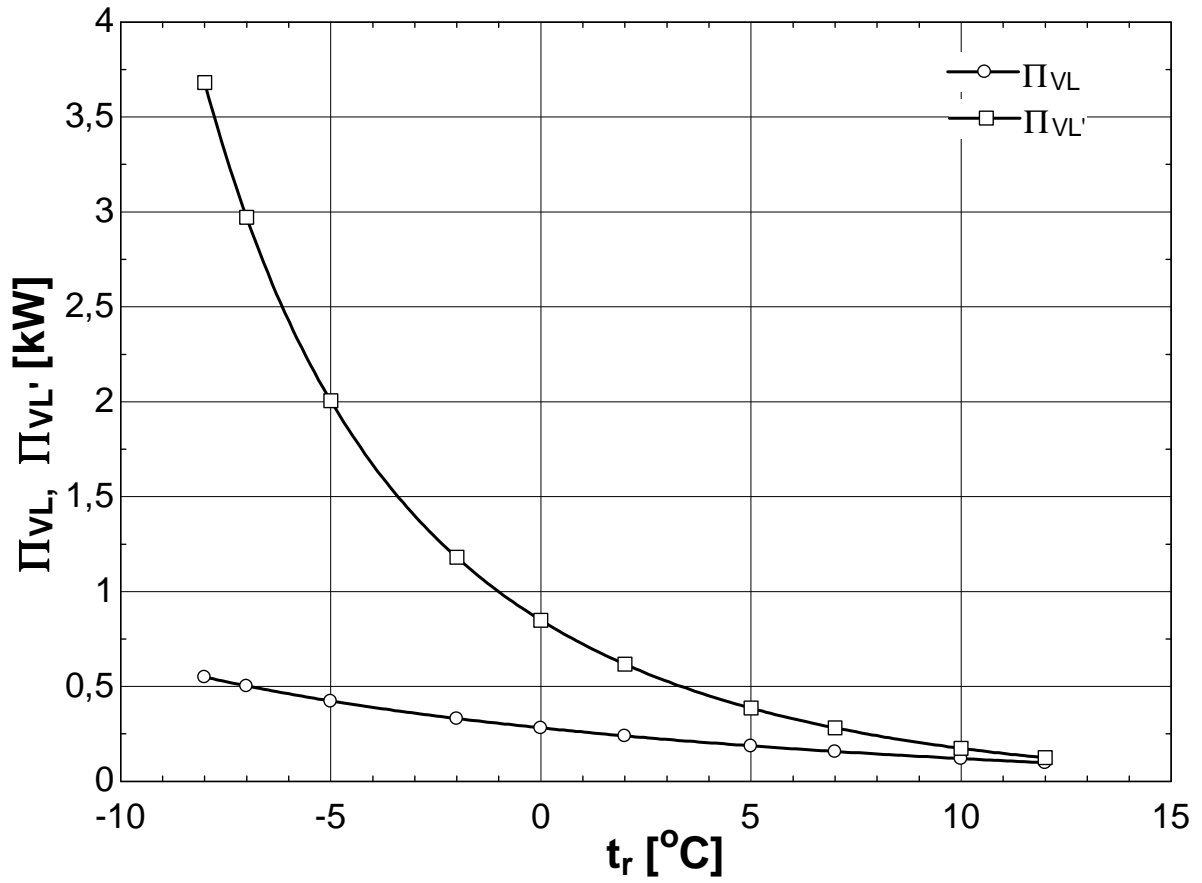
• **Influența temperaturii mediului răcit**

Date de intrare: $\dot{Q}_o = 30$ kW, $t_{ag} = 90$ °C, $t_w = 20$ °C, $\Delta t = 5$ grad (în toate schimbătoarele de căldură). Rezultatele pentru un domeniu de variație $t_r = -10 \dots +8$ °C sunt prezentate în Fig.4.13 a,b,c,d.

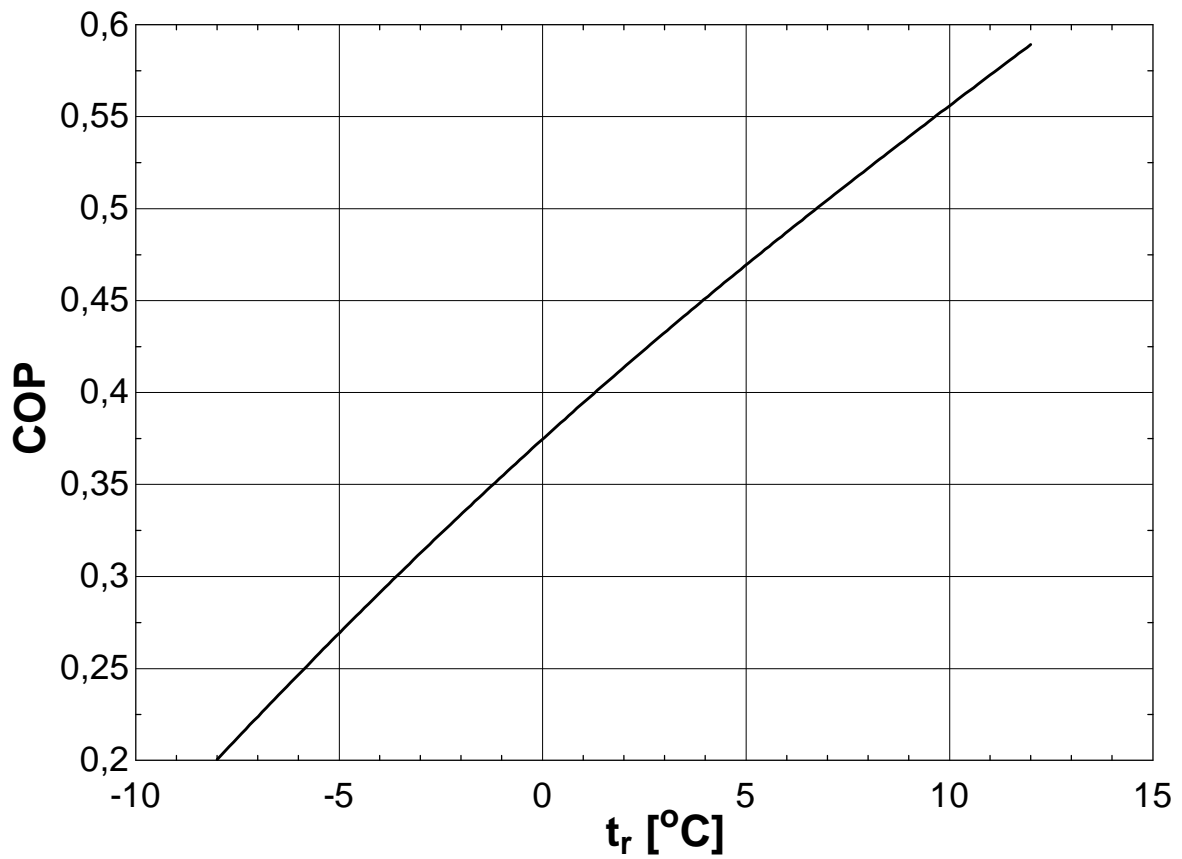
Fig. 4.13. Influența temperaturii mediului răcit



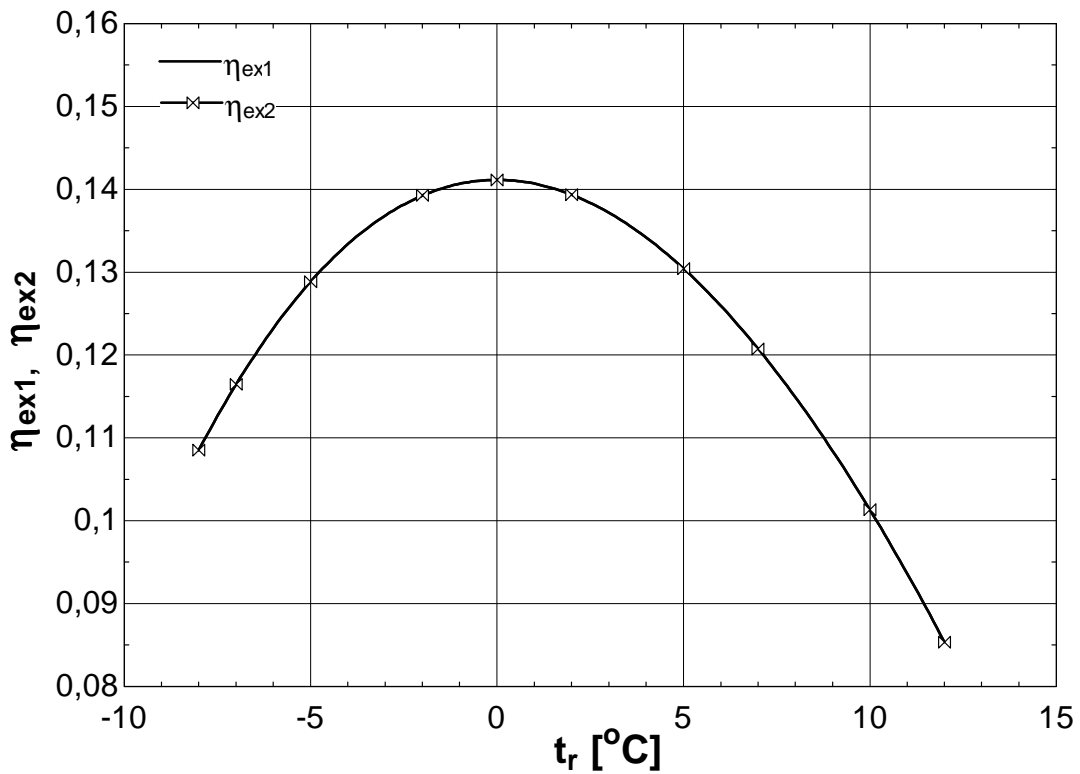
a) Pierderi externe



b) Pierderi interne



c) Coeficient de performanță

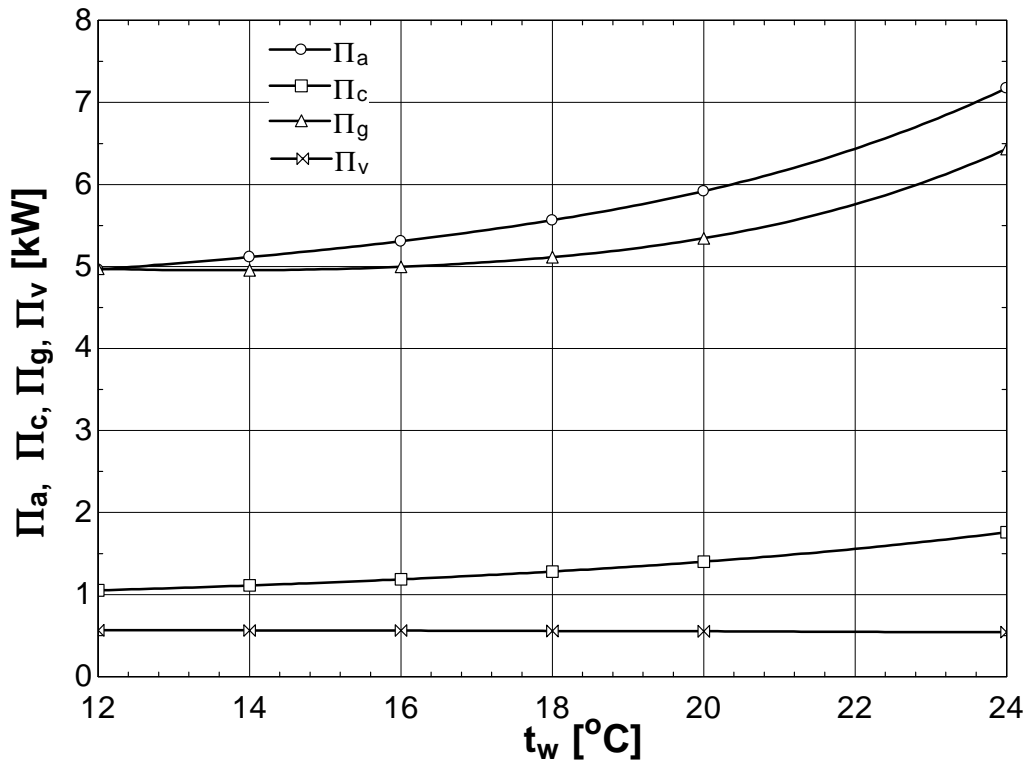


d) Randament exergetic

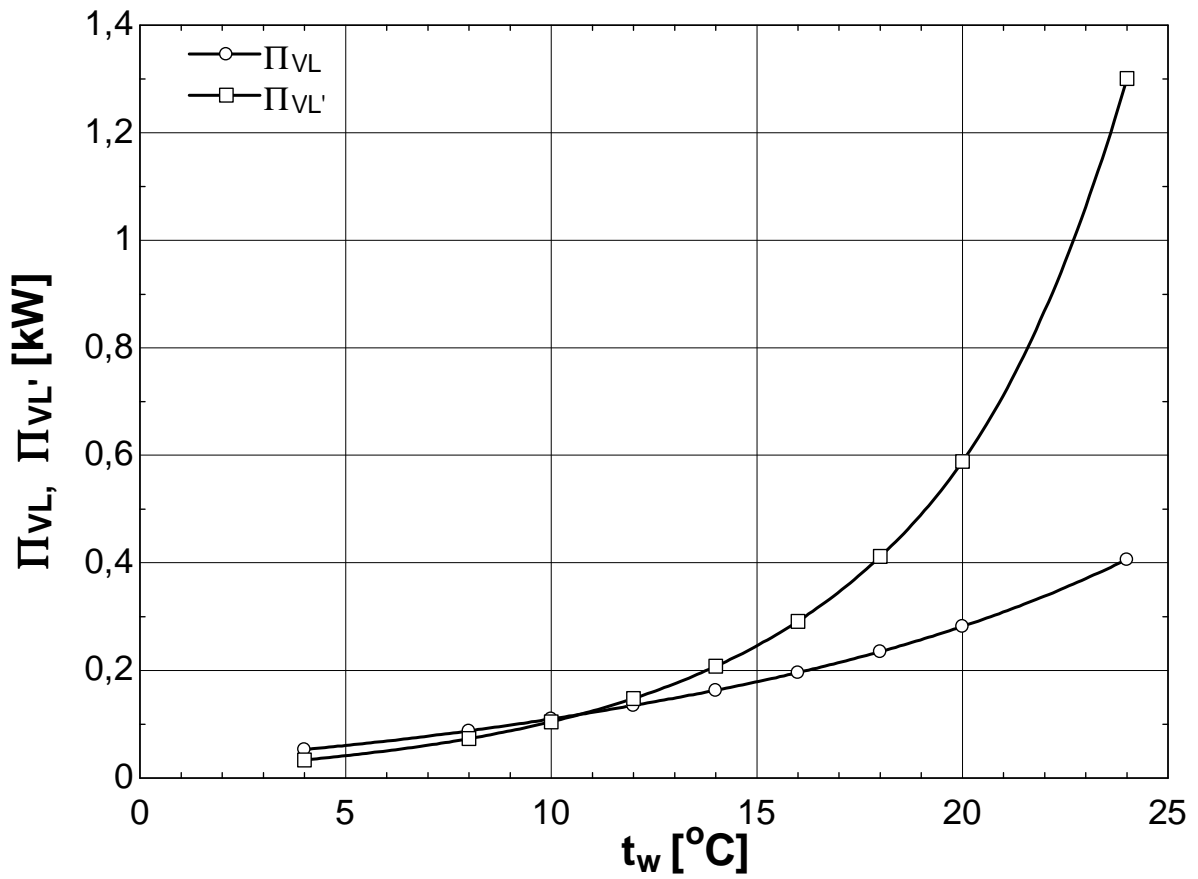
• **Influența temperaturii apei de răcire**

Date de intrare : $\dot{Q}_o = 30 \text{ kW}$, $t_r = 0 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{ag} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{amb} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $\Delta t = 5 \text{ }^\circ\text{C}$ (în toate schimbătoarele de căldură). Rezultatele pentru un domeniu de variație $t_w = 4 \dots 24 \text{ }^\circ\text{C}$ sunt prezentate în Fig.4.14 a,b,c,d.

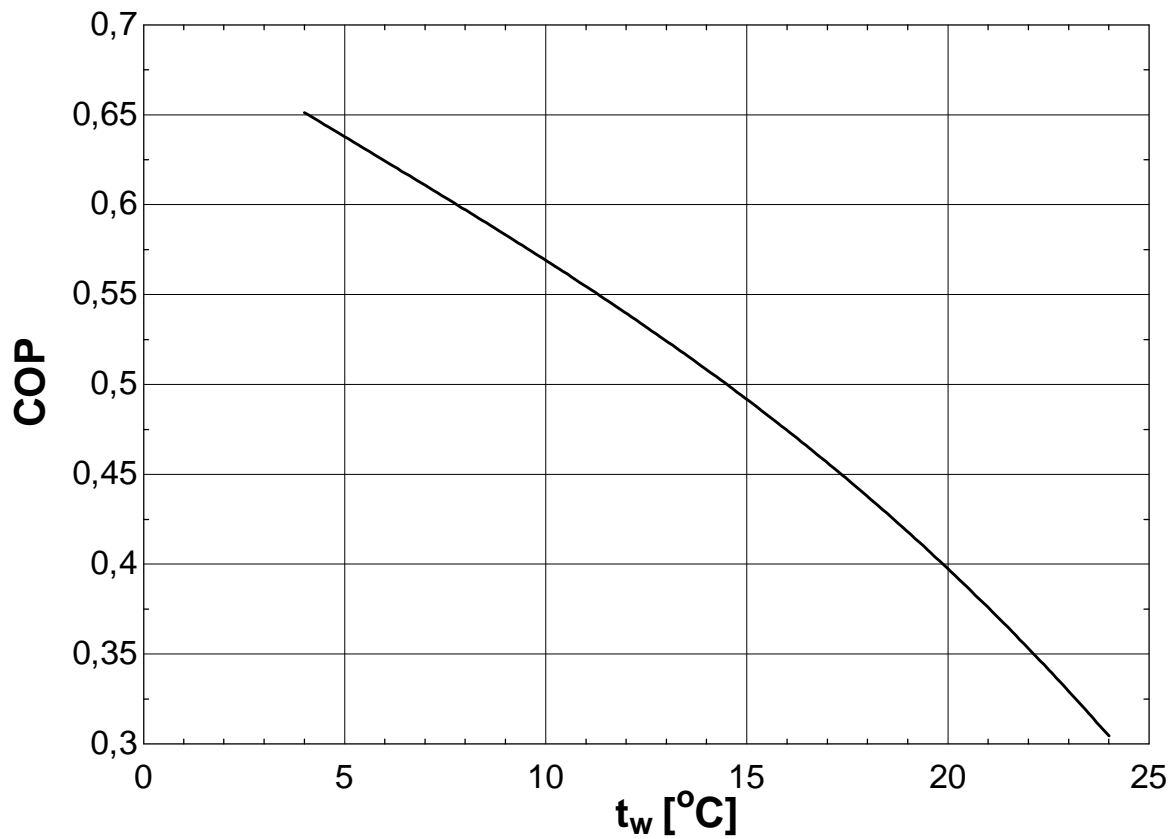
Fig. 4.14. Influența temperaturii apei de răcire



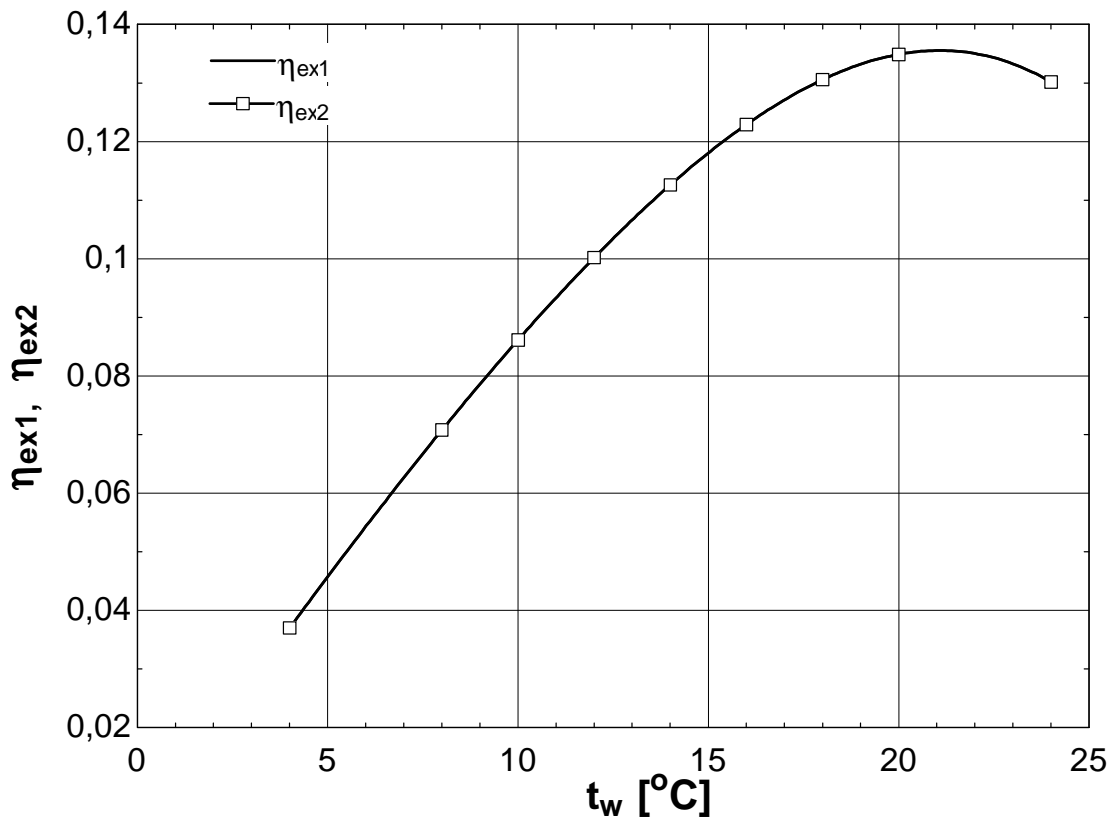
a) Pierderi externe



b) Pierderi interne



c) Coeficient de performanță



d) Randament exergetic

4.2.4. Influența temperaturii de aspirație în compresor asupra performanțelor instalației de turbină cu gaze

Temperatura de aspirație în compresor este un parametru foarte important care influențează performanțele instalației de turbină cu gaze. Cu cât temperatura de aspirație este mai mare cu atât scade mai mult randamentul și în consecință producția de energie electrică [40 - 43].

Pentru a asigura un randament cât mai ridicat al instalației se poate apela la o soluție constructivă și anume la introducerea în instalația de turbină cu gaze a unei instalații de răcire a aerului. Pe lângă menținerea unei temperaturi de aspirație optime se poate produce și frig, instalația devenind una de trigenerare a energiei. Pe lângă produsul principal – energia electrică, instalația va produce căldură și frig.

Pentru a produce energia electrică la un cost mai scăzut, o parte din frigul obținut în instalația de răcire a aerului se poate consuma intern, iar restul se vinde la consumatori.

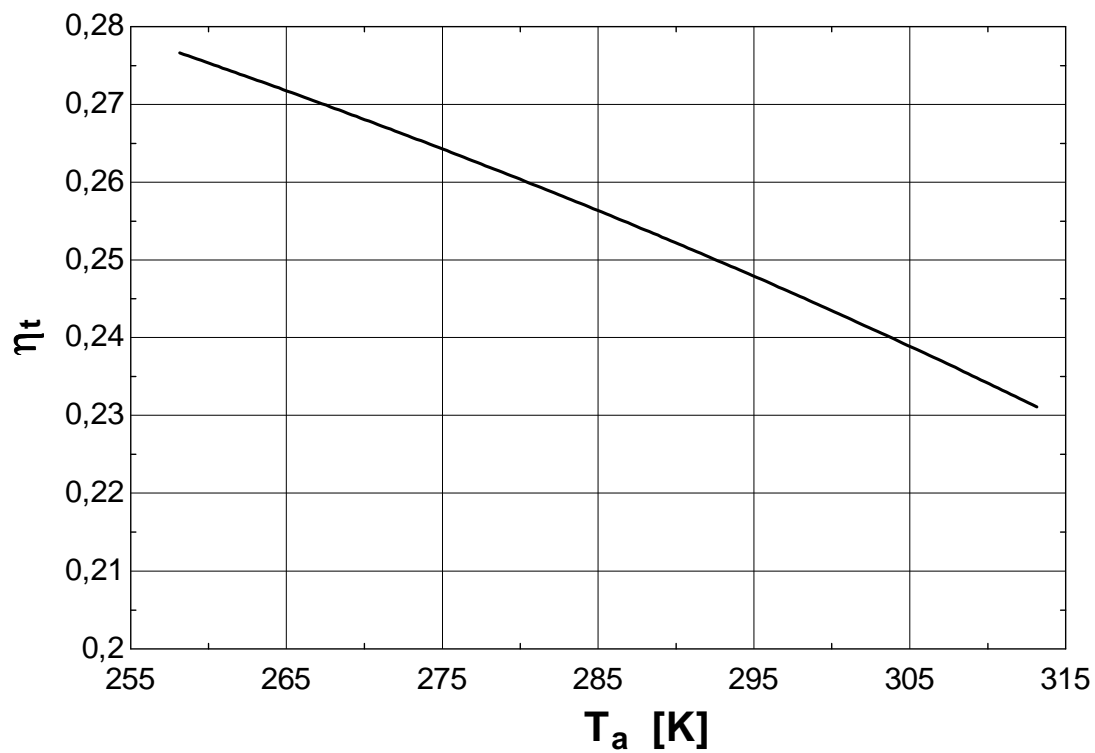


Fig. 4.15. Variația randamentului instalației de turbină cu gaze funcție de temperatura de aspirație în compresor.

CAPITOLUL 5. ANALIZA PARAMETRICĂ A SISTEMELOR DE TURBINE CU GAZE

5.1. ANALIZĂ COMPARATIVĂ A PERFORMANȚELOR BAZATĂ PE MODELUL GAZULUI PERFECT SI MODELUL GAZULUI REAL PENTRU COMPOZIȚIA AGENTULUI DE LUCRU

5.1.1. Modelul gazului perfect

Pentru că se utilizează modelul gazului perfect pentru sistemele cu turbine cu gaze simple, randamentul energetic și lucrul mecanic specific sunt date de relațiile (2.28) și (2.29).

Pentru relațiile (2.28, 2.29) căderea de presiune este neglijabilă.

Pentru a reduce pierderea de energie cu producția arderii, capacitatea lor de încălzire poate fi recuperată cu un schimbător recuperator. Randamentul energetic se calculează cu relația (4.8).

Modelul gazului perfect nu ține cont de comportamentul real și de schimbările de compoziție, precum nici de debitul masic al agentului termic ce parcurge ciclul [44].

5.1.2. Modelul gazului real și al procesului de combustie

Pentru modelul gazului real compoziția carburantului și a aerului trebuiesc specificate [45].

Puterea efectivă a sistemului este $P_e=65 \text{ MW}$, caracteristicile geometrice și de funcționare considerate constante sunt: $\eta_{\text{comb}} = 0,98$; $\varepsilon_a = 0,05$; $\varepsilon_e = 0,05$; $\varepsilon_{cc} = 0,05$. Carburantul utilizat este CH_4 și compoziția molară a aerului este: $x_{N_2}^0 = 0,7748$; $x_{O_2}^0 = 0,2059$; $x_{CO_2}^0 = 0,0003$; $x_{N_2}^0 = 0,019$.

Ținând cont de faptul că în camera de combustie are loc o reacție chimică ce provoacă modificări în compoziția fluidului de lucru, se impune să se aleagă o stare de referință comună tuturor gazelor componente cu ajutorul căreia să se poată determina parametri de stare. Ca

mărimi de referință se utilizează entalpiile și funcțiile Gigg's de formare, $T_{ref} = 298,15$ K și $p_{ref} = 1$ bar și entropiile absolute.

În consecință :

$$\bar{h}(T) = \bar{h}^0(T) \quad (5.1)$$

unde $\bar{h}^0(T)$ este entalpia molară de formare și

$$\bar{s}(T, p) = \bar{s}^0(T) - \bar{R} \cdot \ln \frac{p}{p_{ref}} \quad (5.2)$$

unde $\bar{s}^0(T)$ este entropia molară absolută.

Pentru 1 kmol de combustibil, bilanțul energetic al camerei de combustie devine [46] :

$$(\eta_{CA} - 1) \cdot Q_i = \hat{n}_g \cdot \bar{h}_g(T_3) - \bar{h}_{cb}(T_5) - \hat{n}_a \cdot \bar{h}_a(T_2) \quad (5.3)$$

unde:

$$\hat{n}_g \cdot \bar{h}_g(T_3) = \hat{n}_{O_2} \cdot \bar{h}_{O_2}(T_3) + \hat{n}_{CO_2} \cdot \bar{h}_{CO_2}(T_3) + \hat{n}_{N_2} \cdot \bar{h}_{N_2}(T_3) + \hat{n}_{H_2O} \cdot \bar{h}_{H_2O}(T_3) \quad (5.4)$$

Compoziția produșilor de combustie a fost precizată pentru o temperatură T_3 impusă.

Comportamentul randamentului energetic și a lucrului mecanic specific calculat pe baza modelului gazului ideal și modelul gazului real al agentului de lucru în funcție de raportul de compresie este prezentat în figurile 5.1 – 5.2.

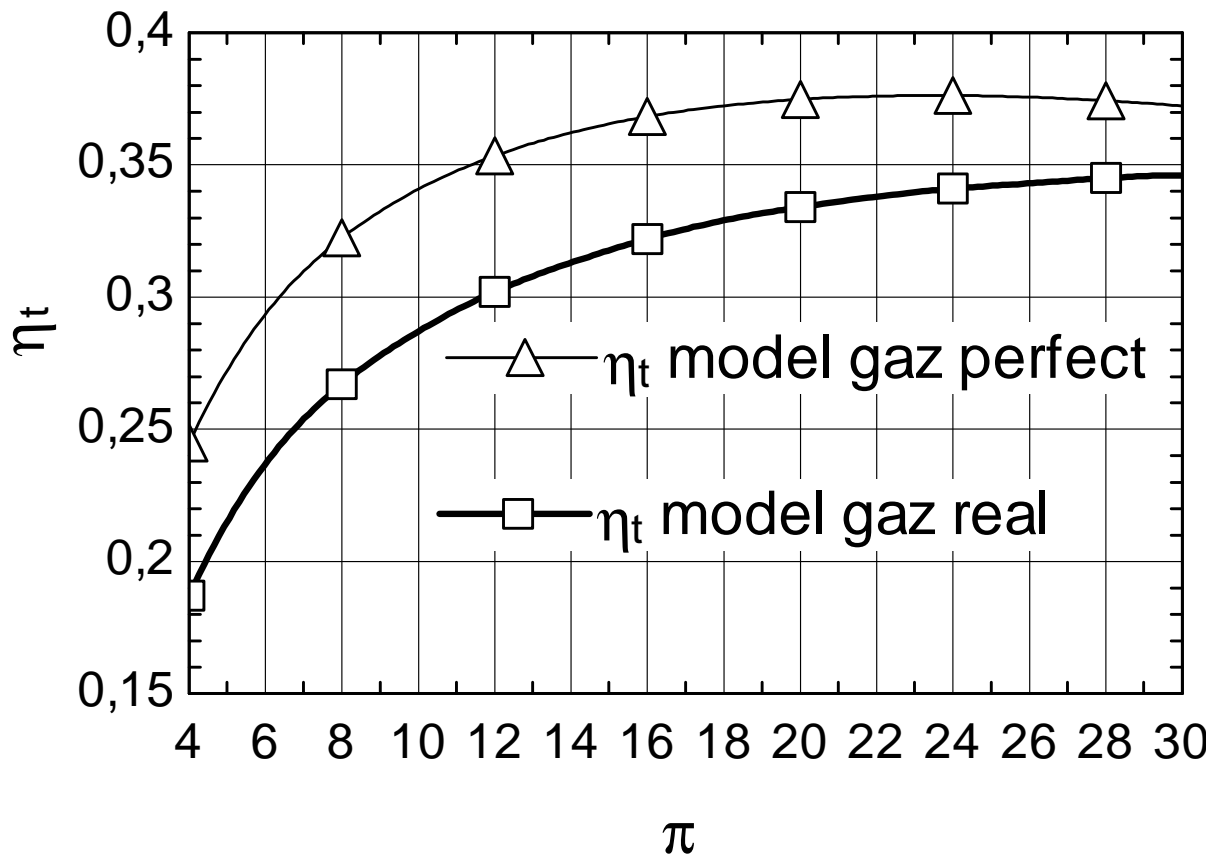


Fig. 5.1. Influența raportul de compresie asupra randamentului energetic al instalației simple de turbine cu gaze

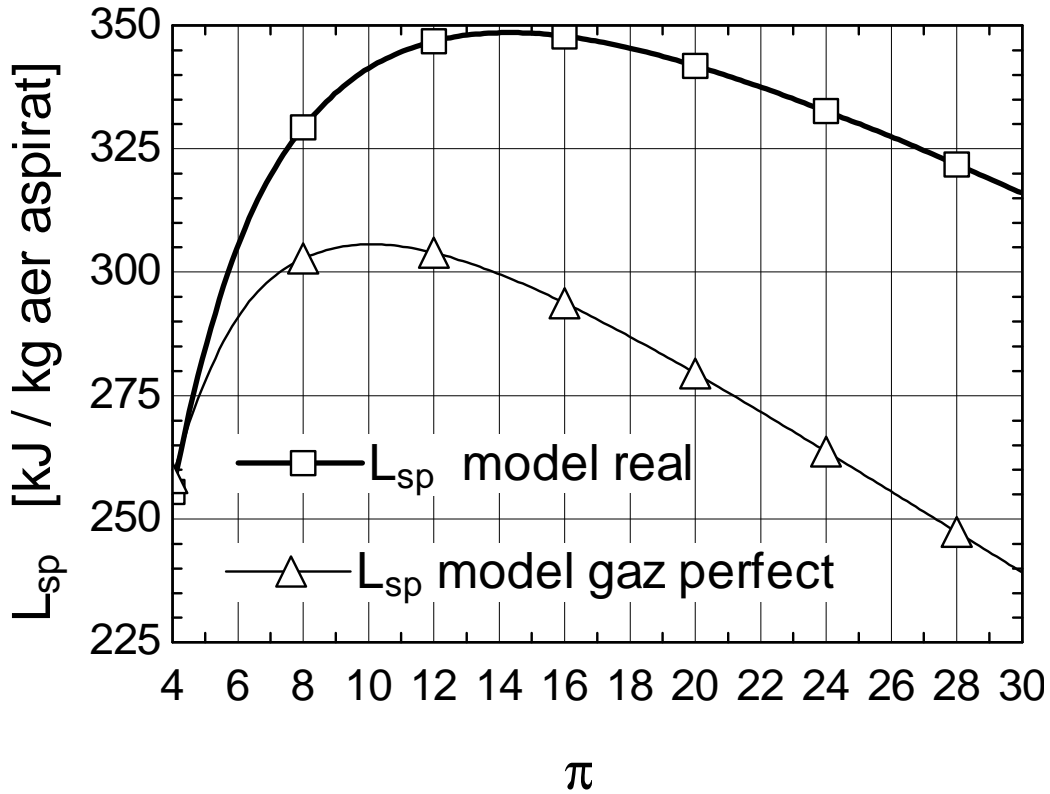


Fig. 5.2. Influența raportului de compresie asupra lucrului mecanic al instalației simple de turbine cu gaze

Figurile 5.1 – 5.2 arată diferențele importante între valorile calculate pe baza modelului simplificat și pe baza modelului real. Maximul randamentului și al lucrului mecanic specific se deplasează la valori mai mari ale raportului de compresie pentru cazul real, în comparație cu studiul bazat pe modelul gazului perfect.

5.1.3. Analiza exergetică

Lăsând la o parte pierderile, sistemul este caracterizat de importante distrugereri interne. Mărima și localizarea acestor distrugereri pot fi localizate cu ajutorul analizei exergetice [47 - 49].

Exergia totală pentru un mol de substanță are următoarea expresie:

$$\bar{e}_x^{TOT} = \bar{e}_x^{TM} + \bar{e}_x^{CH} \quad (5.5)$$

unde exergia termomecanică devine:

$$\bar{e}_x^{TM}(P, T) = \bar{h}(T) - \bar{h}_0(T_0) - T_0[\bar{s}(P, T) - \bar{s}_0(P_0, T_0)] \quad (5.6)$$

Pentru partea de exergie chimică, putem da exemplul cazului gazelor de combustie:

$$\bar{e}_{x_{gas}}^{CH} = \bar{R} \cdot T_0 \cdot \left(x_{N_2}^{'g} \cdot \ln\left(\frac{x_{N_2}^{'g}}{x_{N_2}^{'g,0}}\right) + x_{O_2}^{'g} \cdot \ln\left(\frac{x_{O_2}^{'g}}{x_{O_2}^{'g,0}}\right) + x_{CO_2}^{'g} \cdot \ln\left(\frac{x_{CO_2}^{'g}}{x_{CO_2}^{'g,0}}\right) \right) \quad (5.7)$$

La echilibru termomecanic cu mediul înconjurător gazele de combustie sunt

reprezentate de un amestec gazos și de apă de condensatie.

Nu doar variația parametrilor instalației de turbine cu gaze poate conduce la soluții constructive optime, ci și o schimbare în structura instalației poate avea același rezultat.

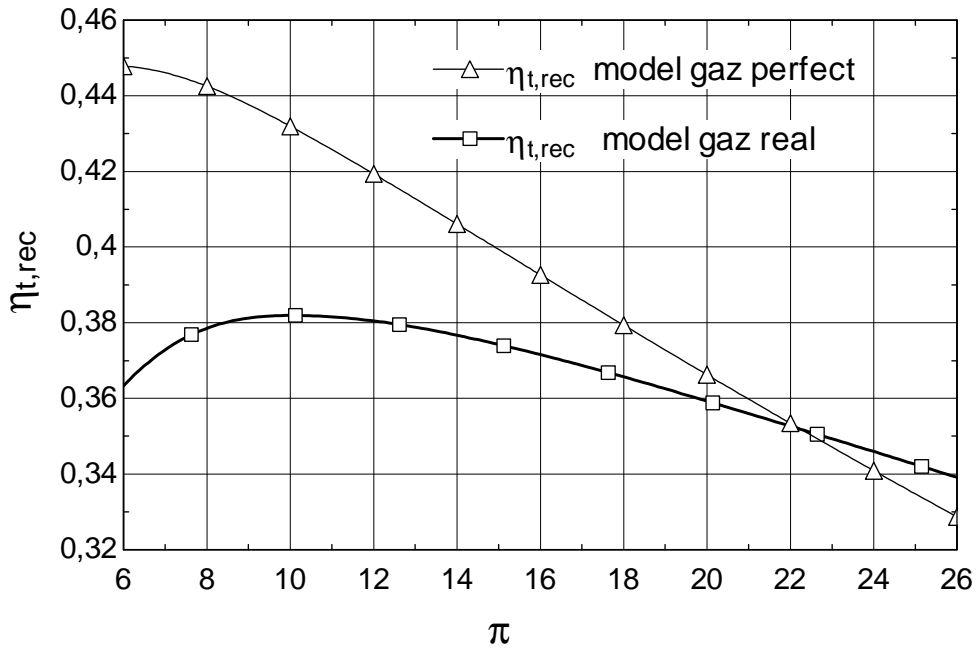


Fig. 5.3. Influența raportului de compresie asupra randamentului energetic al instalației de turbină cu gaze cu recuperare de căldură ($\theta = T_3/T_1$, $\epsilon_{sc} = 0,75$, $G_{aer} = 25 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, $G_{gaz} = 12 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$)

Analiza exergetică a unui sistem de turbine cu gaze simplu, prezentată în figura 5.4 dezvăluie o pierdere exergetică mare cu gazele de combustie la ieșirea din turbină.

Minimizarea pierderilor și a distrugerilor de exergie duc la maximizarea randamentului.

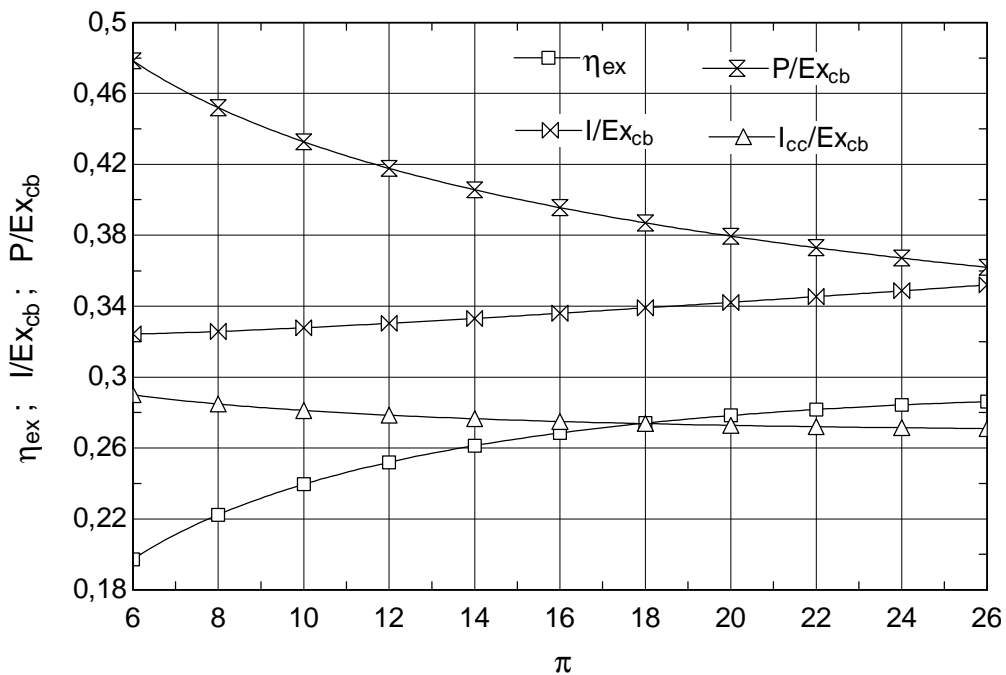


Fig. 5.4. Influența raportului de compresie asupra randamentului exergetic și asupra distrugerilor și pierderilor relative de exergie într-o instalație de turbină cu gaze simplă.

Un schimbător de căldură recuperator poate preîncălzi aerul comprimat înainte de intrarea în camera de combustie și în acest fel poate îmbunătăți performanțele instalației simple cu turbină cu gaze.

Efectul benefic al acestei soluții constructive, pierderea de exergie s-a diminuat semnificativ rămânând să se diminueze distrugerile interne de exergie, poate fi observat comparând figurile 5.4 și 5.5.

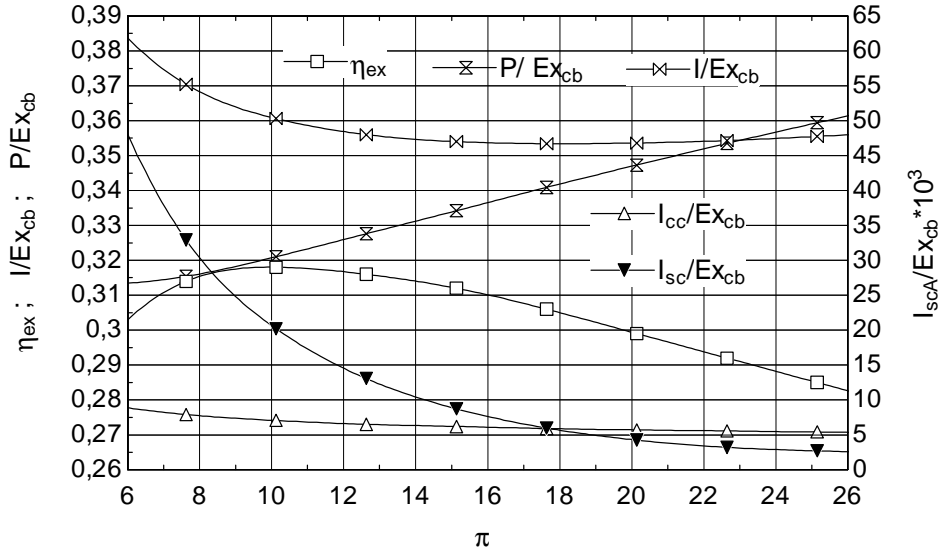


Fig. 5.5. Influența raportului de compresie asupra randamentului exergic și asupra distrugerilor și pierderilor relative de exergie într-o instalație de turbină cu gaze cu recuperare de căldură ($\theta = T_3/T_1$, $\epsilon_{sc} = 0,75$, $G_{aer} = 25 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $G_{gaz} = 12 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$)

Preîncălzitorul este un schimbător de căldura cu plăci cu suprafața pe partea aerului de tipul 3/6-6.06 și pentru partea de gaz de tipul 11.1 [31]. Caracteristicile de transfer termic precum și cele de rezistență gazodinamică pentru cele două suprafețe sunt cunoscute.

Influența eficienței schimbătorului recuperator asupra distrugerilor de exergie în acest aparat și în camera de combustie sunt prezentate în figura 5.6.

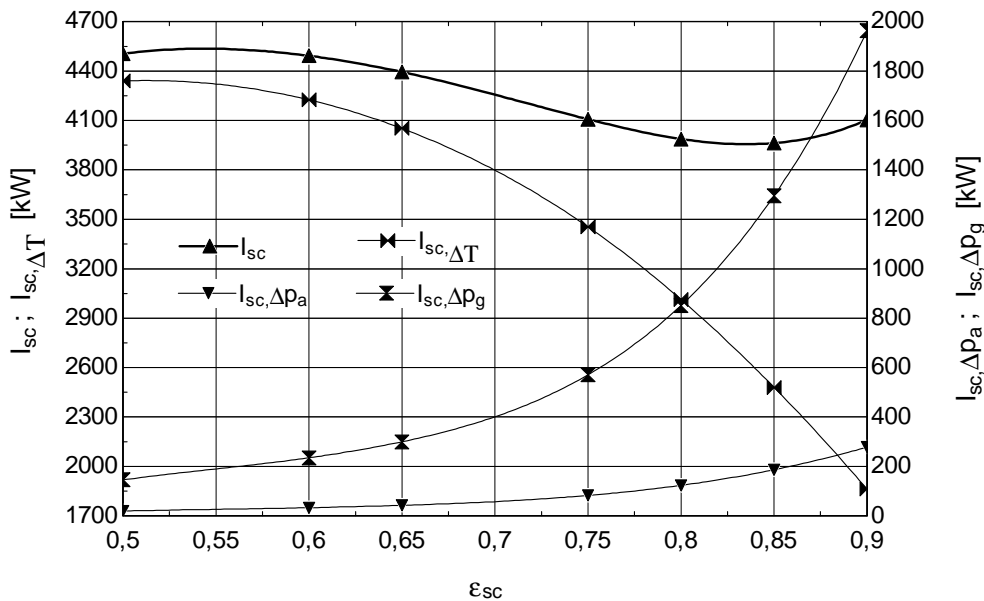


Fig. 5.6. Influența eficienței schimbătorului recuperator asupra distrugerilor de exergie ($\theta = T_3/T_1$, $\epsilon_{sc} = 0,75$, $G_a = 25 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $G_g = 12 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$)

Studiul exergetic al schimbătorului recuperator arată comportamentul antagonist al distrugerilor de exergie datorate transferului de căldură la o diferență finită de temperatură și datorate pierderilor de presiune funcție de variațiilor randamentului aparatului.

5.2. ANALIZA PARAMETRICĂ A SISTEMELOR DE TURBINE CU GAZE FUNCȚIE DE EFICIENȚA SCHIMBĂTORULUI DE CĂLDURĂ CU PLĂCI

Date fixe:

$T_0=300$ K; $p_0 = 1,013$ bar; $p_a = p_0$; $T_a=T_1=T_0$; $T_3 = 1500$ K; $p_8 = p_0*1,05$; $rap_d=8$; $\pi=10$; $\epsilon_{sc} =$ **variabil**; $\eta_{st}=0,87$; $\eta_{sc}=0,86$; $\eta_{comb}=0,98$; $\eta_M=0,998$; $\epsilon_A = 0,05$; $\epsilon_{comb} = 0,05$; $\epsilon_e = 0,05$; $G_{aer} = 25$ [kg/(m² s)]; $G_{gaz} = 12$ [kg/(m² s)]

În figurile 5.7 – 5.15 se prezintă influența eficienței schimbătorului de căldură cu plăci asupra parametrilor constructivi ai schimbătorului de căldură recuperator, cât și asupra randamentelor exergetice ale compresorului, camerei de ardere și a randamentului exergetic ideal al schimbătorului recuperator.

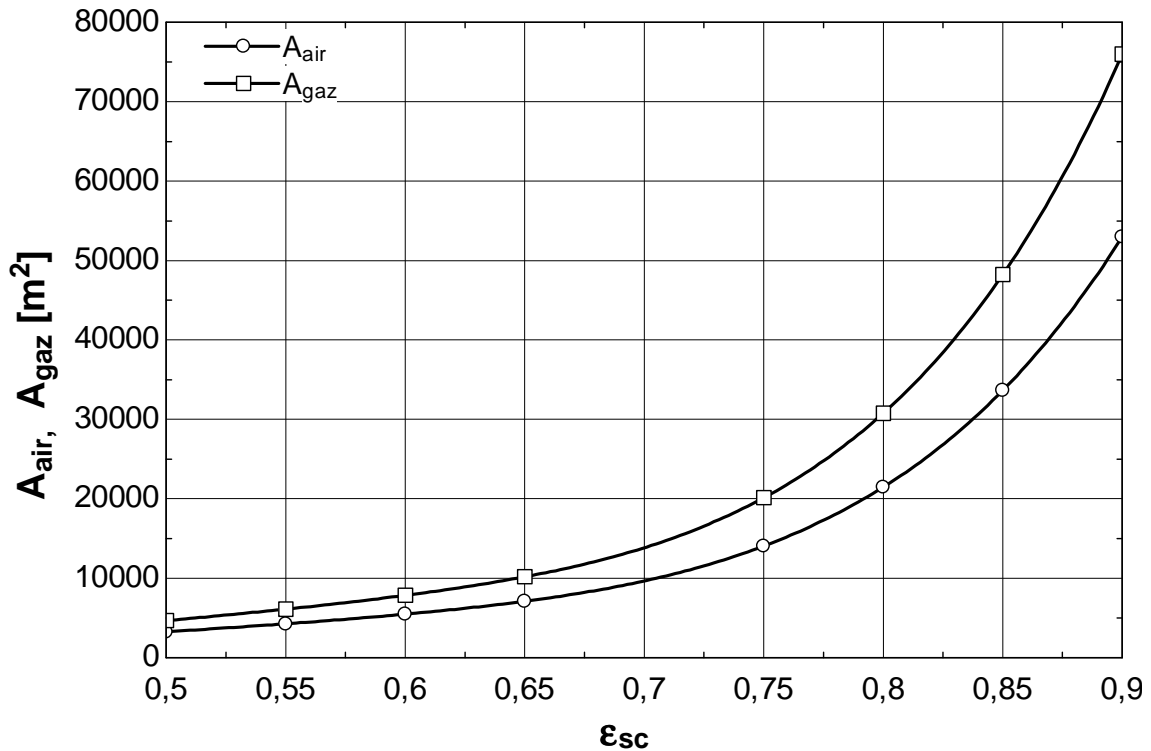


Fig.5.7. Variația ariei totale de transfer de căldură pe partea aerului/gazului funcție de eficiența schimbătorului de căldură

Eficiența schimbătorului de căldură cu plăci este direct proporțională cu aria totală de transfer de căldură atât pe partea aerului, cât și pe partea gazului. Evoluția este una exponențială, modificări semnificative înregistrându-se pentru $\epsilon_{sc} > 0,75$.

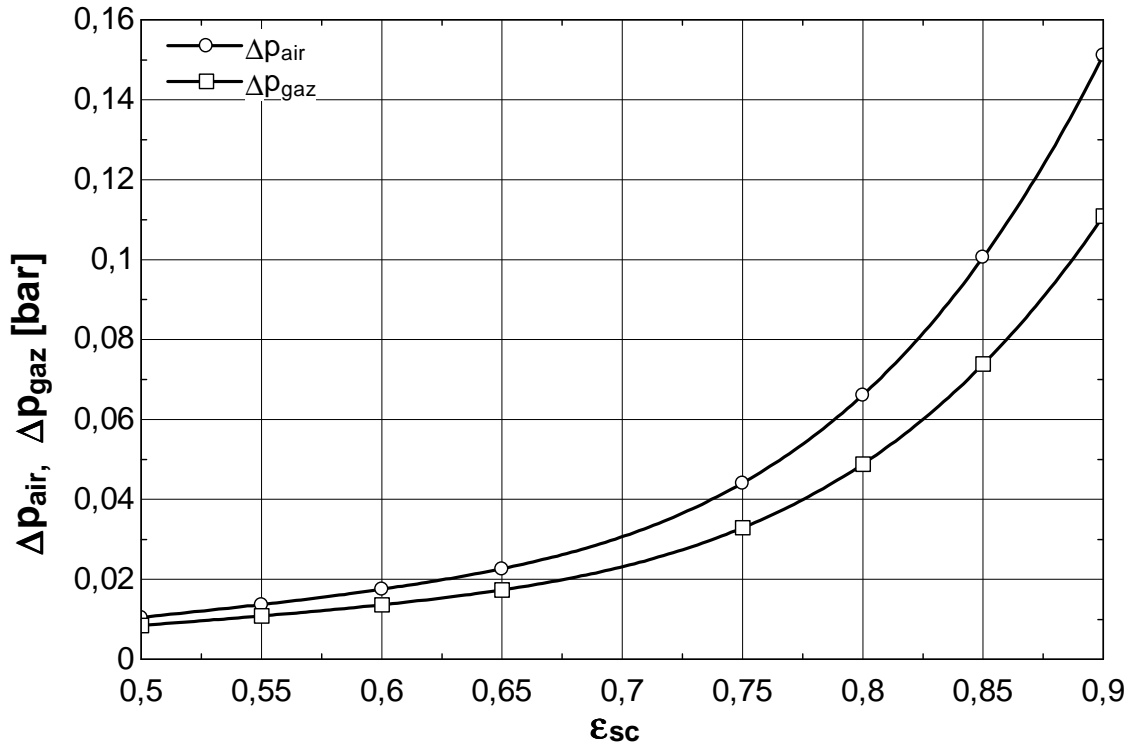


Fig.5.8. Variația pierderii de presiune a aerului/gazului funcție de eficiența schimbătorului de căldură

Eficiența schimbătorului de căldură cu plăci este direct proporțională cu cădere de presiune atât pe partea aerului, cât și pe partea gazului. Evoluția este una exponențială, modificări semnificative înregistrându-se pentru $\epsilon_{sc} > 0,75$.

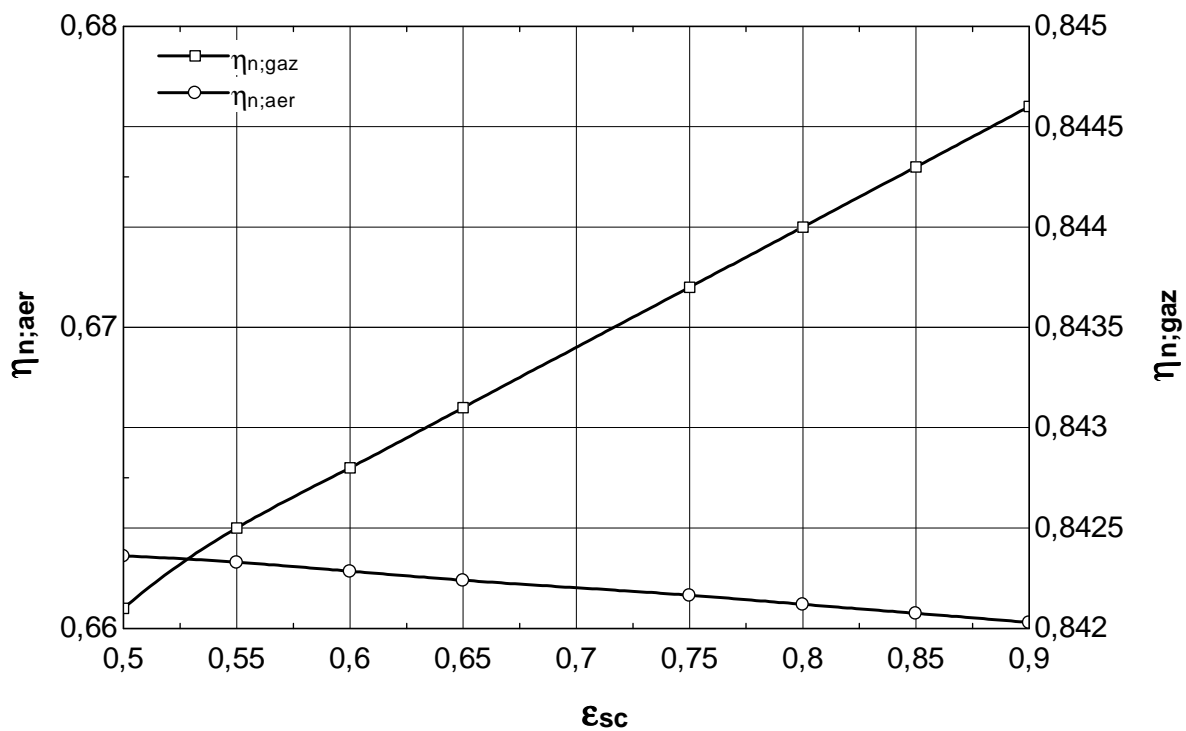


Fig.5.9. Variația randamentului nervurilor pe partea aerului/gazului funcție de eficiența schimbătorului de căldură

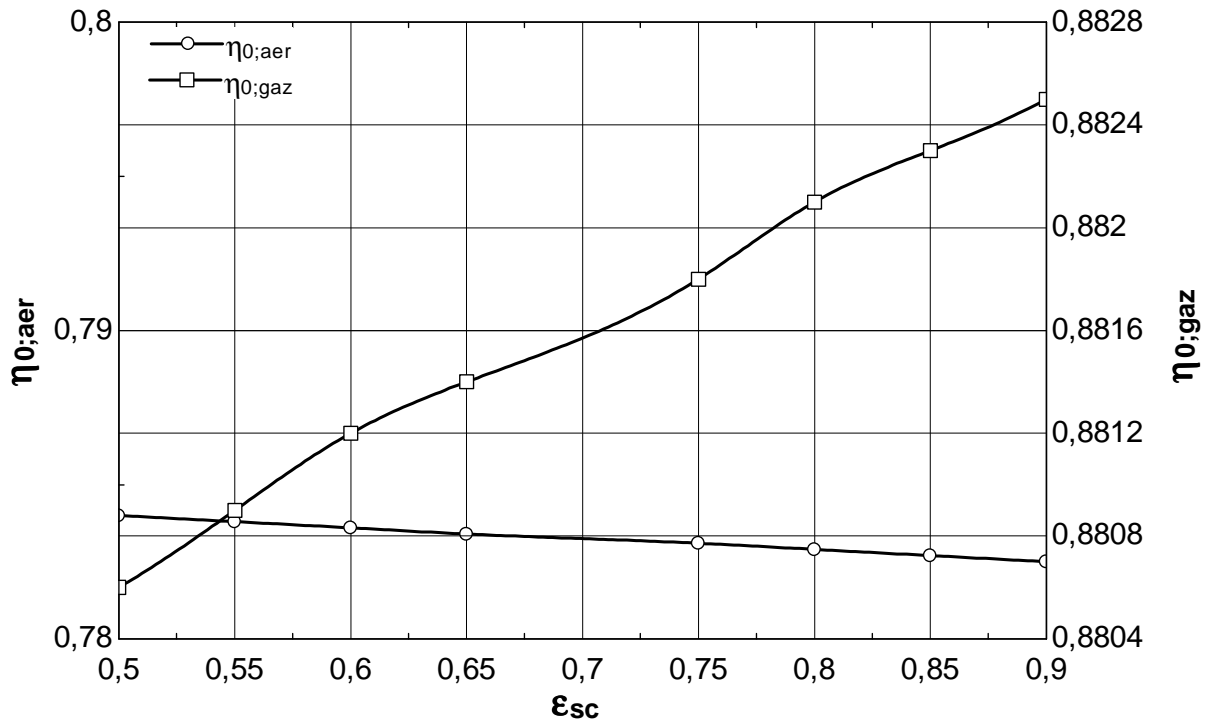


Fig.5.10. Variația eficienței suprafeței de schimb de căldură pe partea aerului/gazului funcție de eficiența schimbătorului de căldură

În figurile 5.9 și 5.10 se prezintă variația randamentului nervurilor pe partea aerului/gazului și variația eficienței suprafeței de schimb de căldură pe partea aerului/gazului. Ambele grafice prezintă aceeași evoluție, creșterea semnificativă înregistrându-se pe partea de gaz.

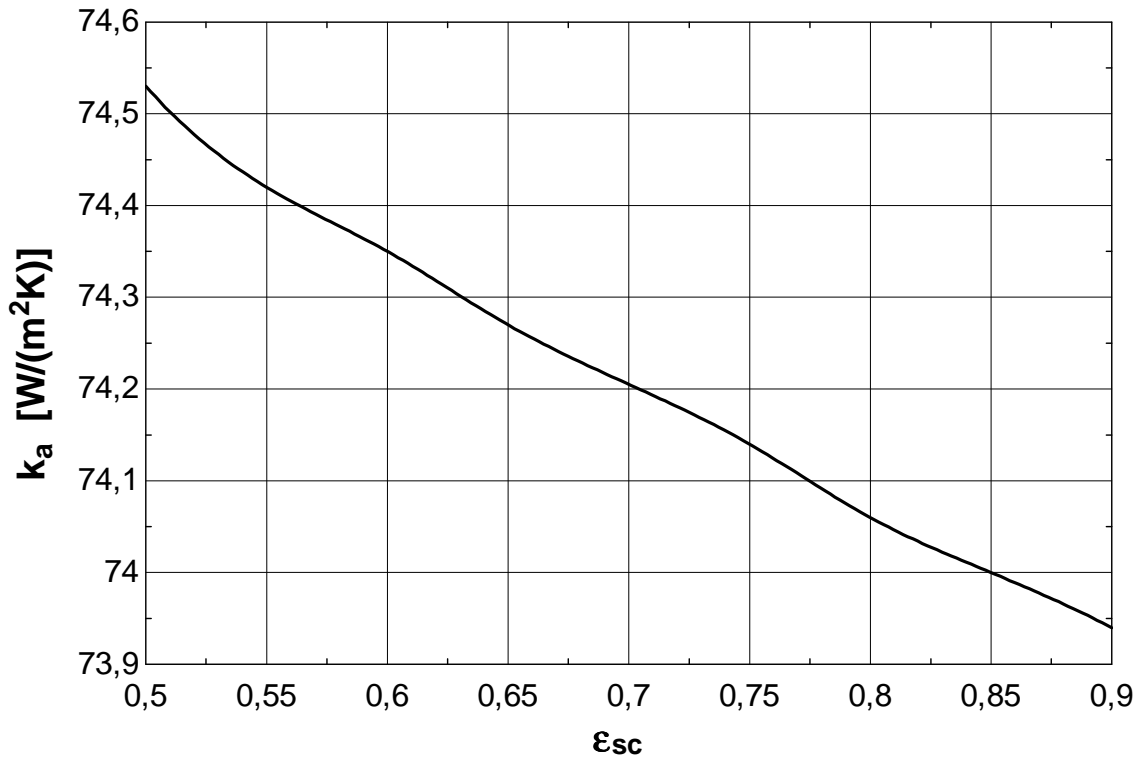


Fig.5.11. Variația coeficientului global de schimb de căldură funcție de eficiența schimbătorului de căldură

Coeficientul global de schimb de căldură este invers proporțional cu eficiența schimbătorului de căldură.

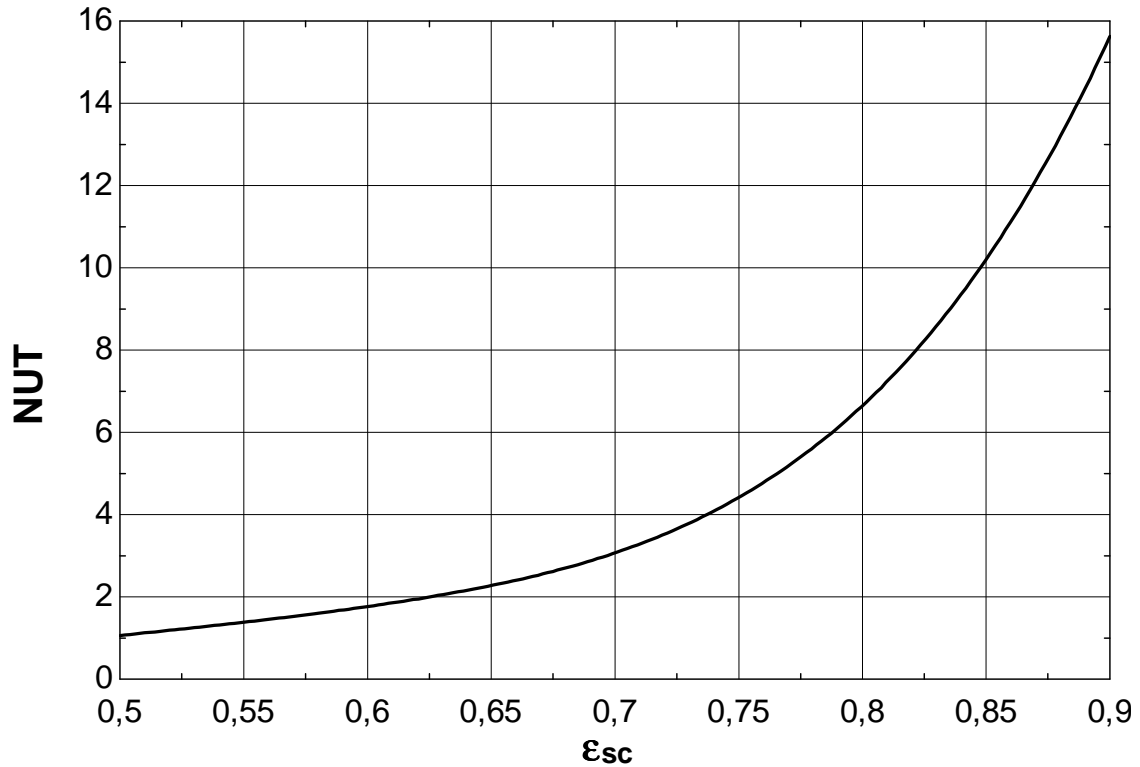


Fig.5.12. Variația NUT (număr de unități de transfer) funcție de eficiența schimbătorului de căldură

Numărul de unități de transfer este direct proporțională cu eficiența schimbătorului de căldură.

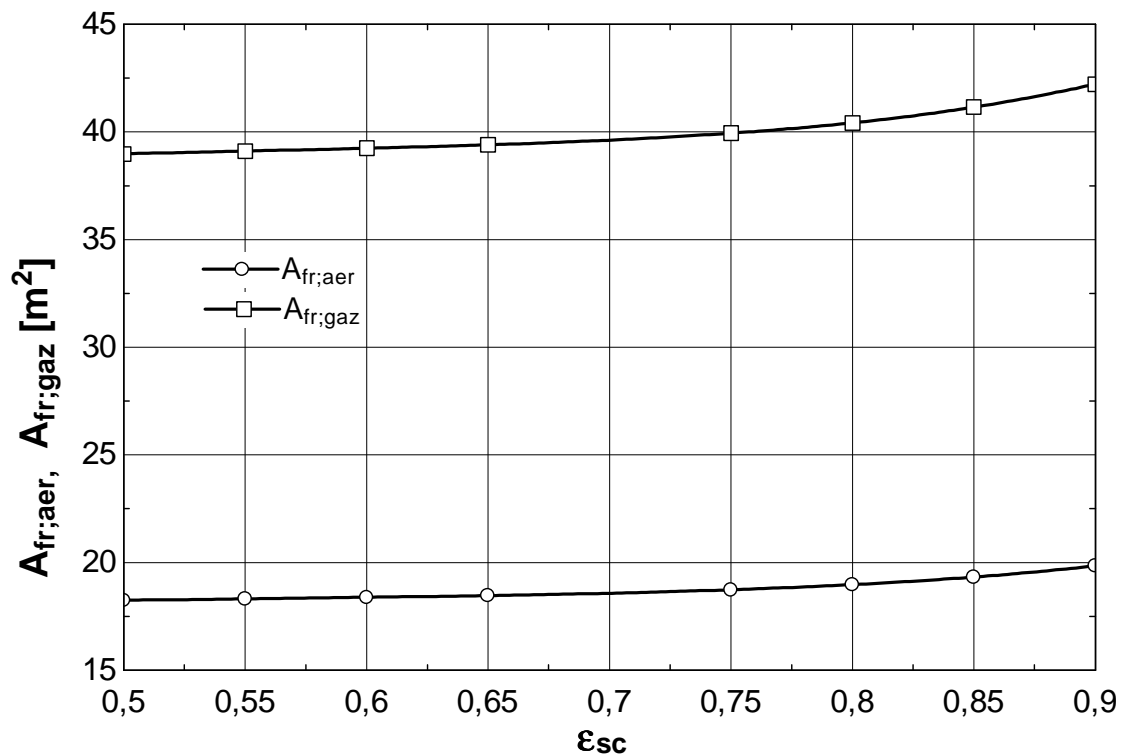


Fig.5.13. Variația suprafeței frontale pe partea aerului/gazului funcție de eficiența schimbătorului de căldură

Variația suprafeței frontale pe partea aerului/ gazului rămâne aproape constantă o dată cu creșterea eficienței schimbătorului de căldură.

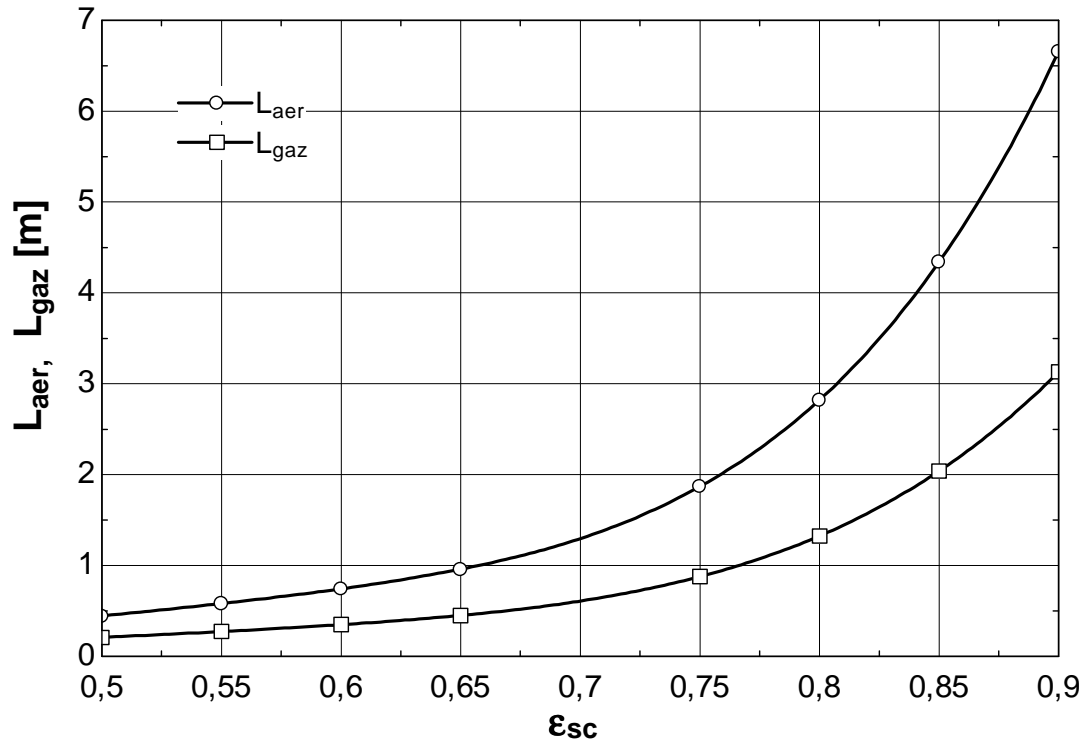


Fig.5.14. Variația lungimii schimbătorului recuperator pe partea aerului/gazului funcție de eficiența schimbătorului de căldură

Atât lungimea schimbătorului recuperator pe partea de aer, cât și pe partea de gaz este direct proporțională cu eficiența schimbătorului de căldură.

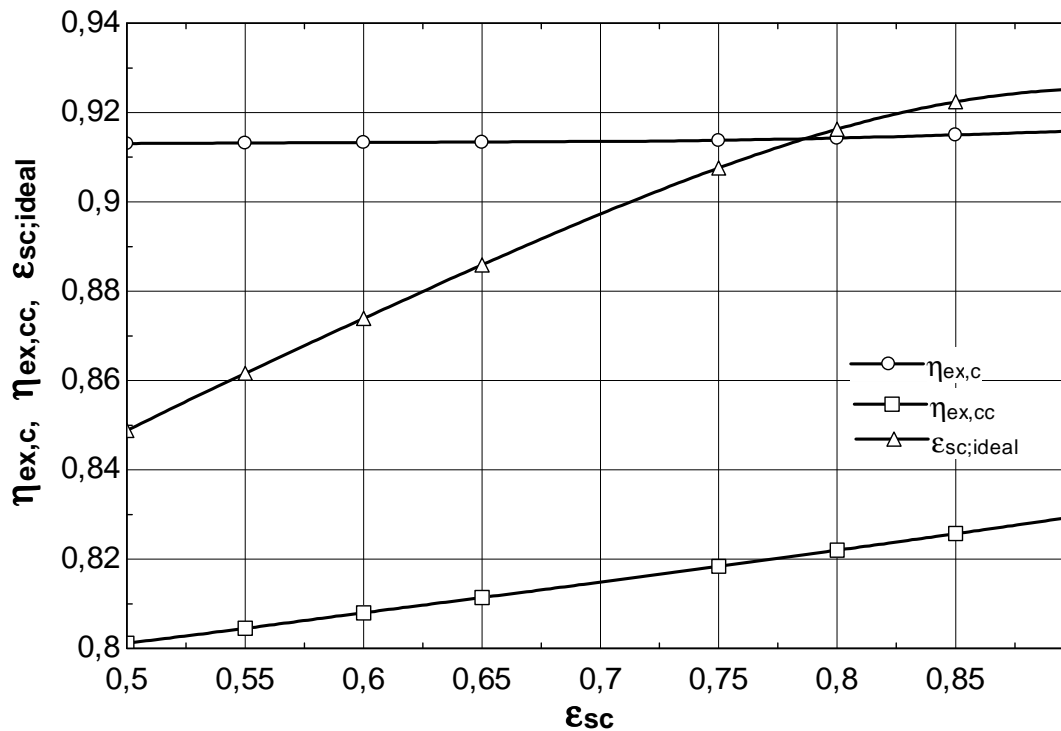


Fig.5.15. Variația randamentelor exergetice ale compresorului, camerei de ardere și a randamentului exergetic ideal al schimbătorului recuperator funcție de eficiența schimbătorului de căldură

Variația randamentului exergetic al compresorului rămâne constantă la variația eficienței schimbătorului de căldură, în timp ce randamentul exergetic al camerei de ardere și randamentul exergetic ideal al schimbătorului recuperator sunt direct proporționale cu ϵ_{sc} .

În figurile 5.16 – 5.22 se prezintă influența eficienței schimbătorului de căldură cu plăci asupra costului combustibilului și al costului produsului (amortizare + investiție), asupra costurilor distrugerilor de exergie în compresor, camera de ardere, schimbătorul de căldură și turbină, asupra costurilor zonale (cost distrugere + amortizări) în compresor, cameră de ardere, schimbătorul recuperator și turbină factorului exergetic al compresorului, camerei de ardere, a schimbătorului recuperator și al turbinei și asupra costurilor de amortizare ale compresorului, camerei de ardere, schimbătorului de căldură și a turbinei.

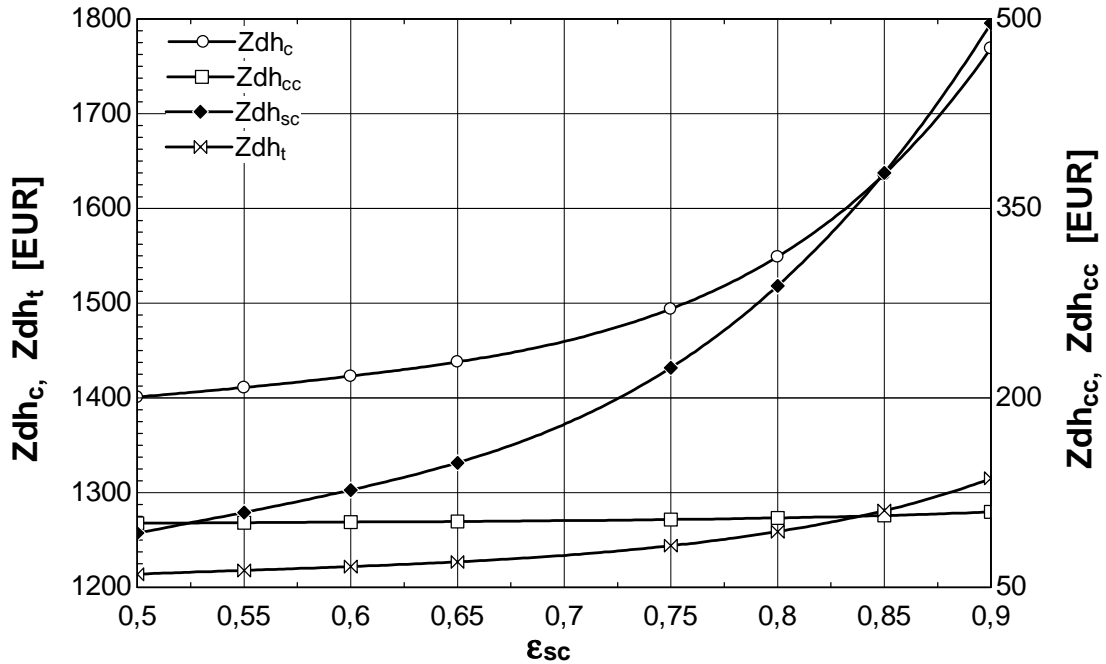


Fig.5.16. Variația costurilor de amortizare/număr de ore de funcționare ale compresorului, camerei de ardere, schimbătorului de căldură și a turbinei funcție de eficiența schimbătorului de căldură

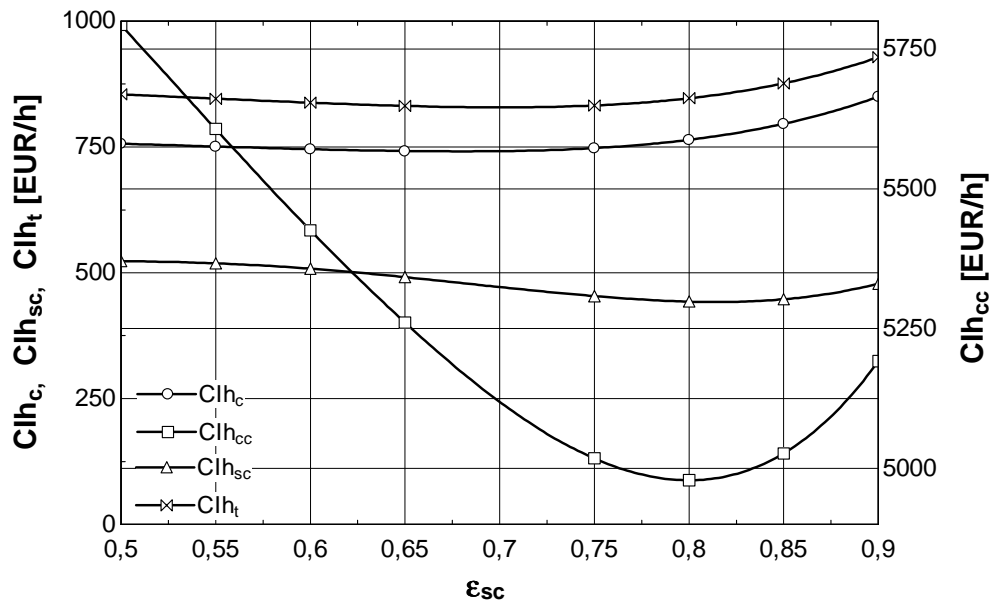


Fig.5.17. Variația costurilor distrugerilor de exergie în compresor, camera de ardere, schimbătorul de căldură și turbină funcție de eficiența schimbătorului de căldură

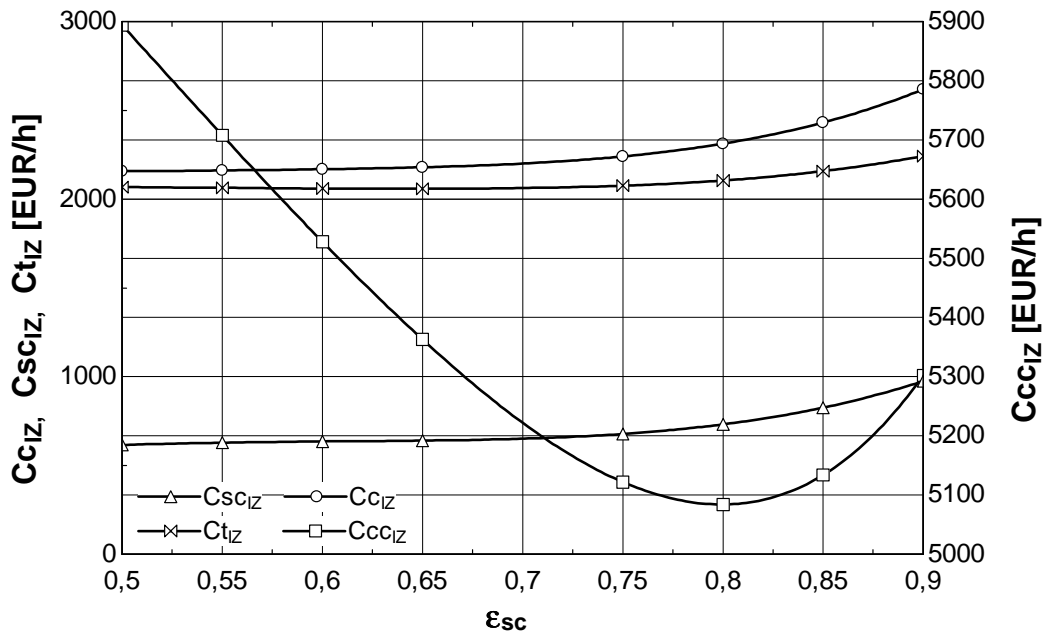


Fig.5.18. Variația costurilor zonale (cost distrugere + amortizări) în compresor, cameră de ardere, schimbătorul recuperator și turbină funcție de eficiența schimbătorului de căldură

Factorul exergetic are următoarea expresie [21]:

$$f = \left(\frac{\text{variația costului de amortizare}}{\text{variația costurilor zonale}} \right)_i \quad (5.12)$$

Acest parametru este esențial în analiza costurilor echipamentelor.

Dacă $f \rightarrow 0$ ireversibilitățile sunt prea mari, componentul trebuie înlocuit cu unul mai scump, de la care se așteaptă o eficiență mai mare.

Dacă $f \rightarrow 1$ componentul este prea scump și ar trebui înlocuit cu unul mai ieftin, chiar dacă randamentul se reduce.

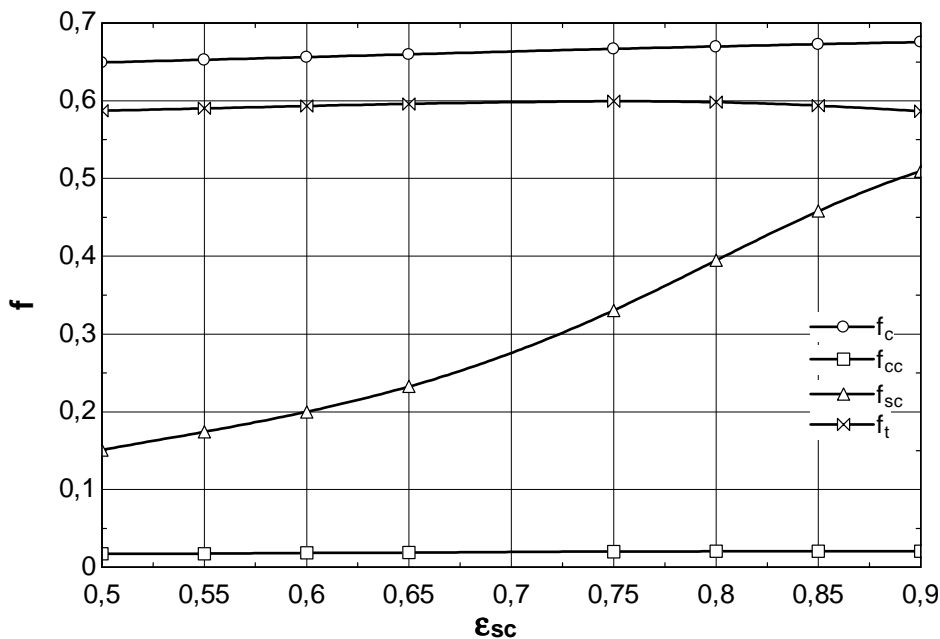


Fig.5.19. Variația factorului exergetic al compresorului, camerei de ardere, a schimbătorului recuperator și al turbinei funcție de eficiența schimbătorului de căldură

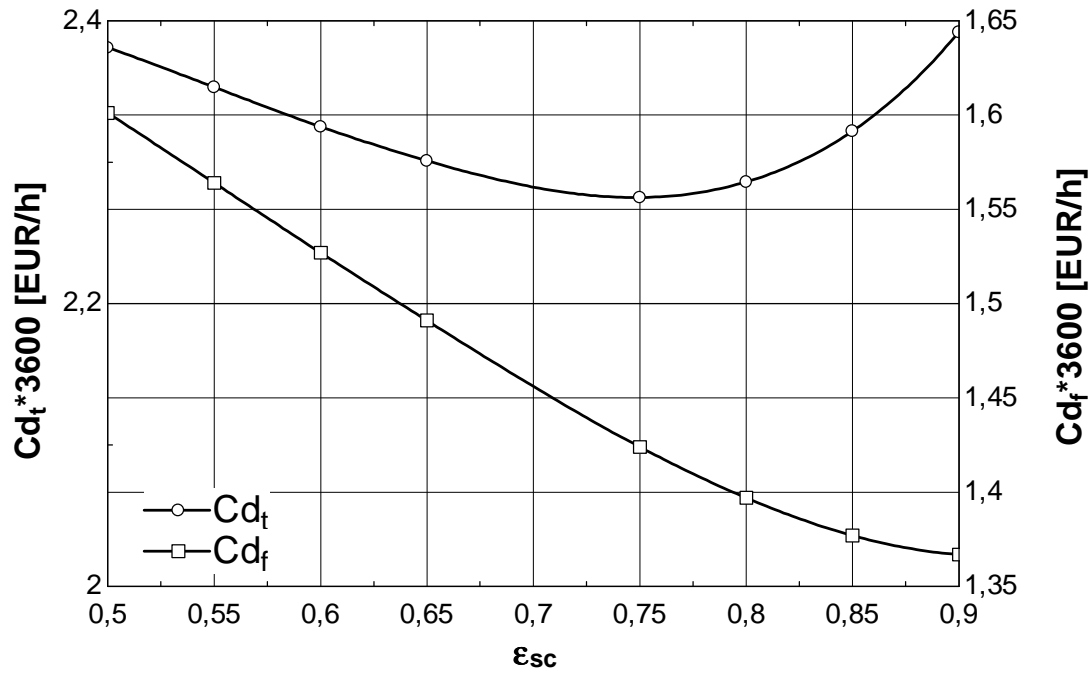


Fig.5.20. Variația costului combustibilului și al costului produsului (amortizare + investiție) funcție de eficiența schimbătorului de căldură

Costul combustibilului Cd_f este invers proporțional cu eficiența schimbătorului de căldură ϵ_{sc} .

$$\epsilon_{sc} \downarrow \Rightarrow Cd_f \uparrow$$

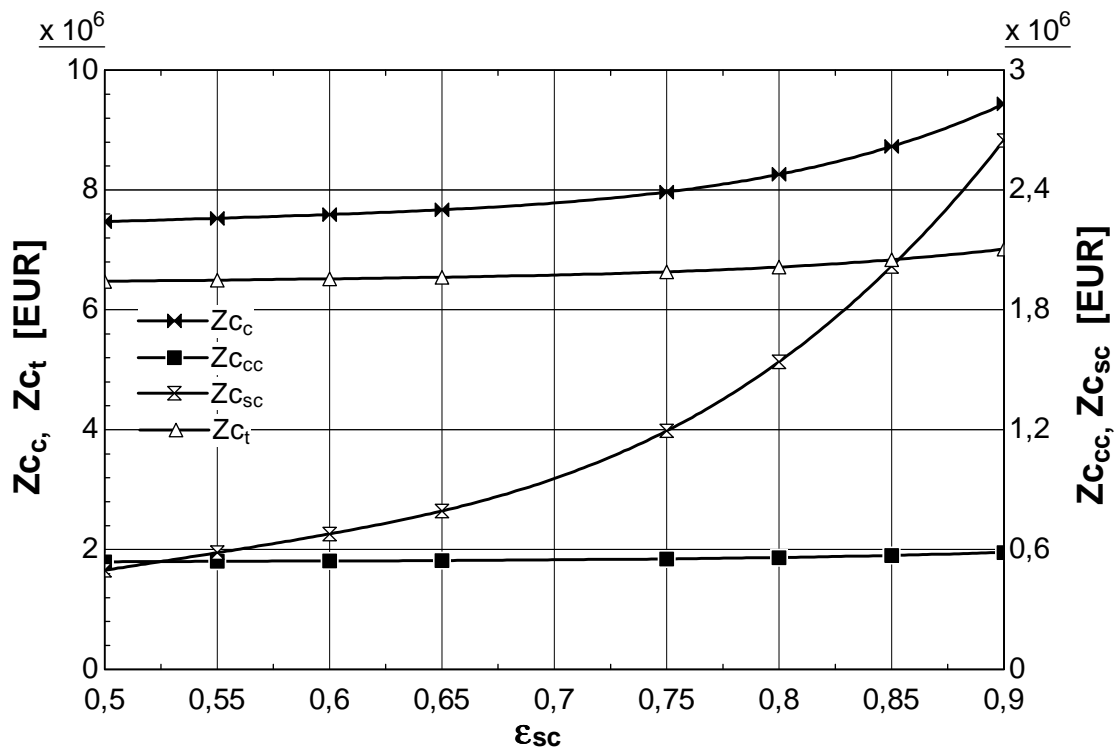


Fig.5.21. Variația costului de achiziție funcție de eficiența schimbătorului de căldură

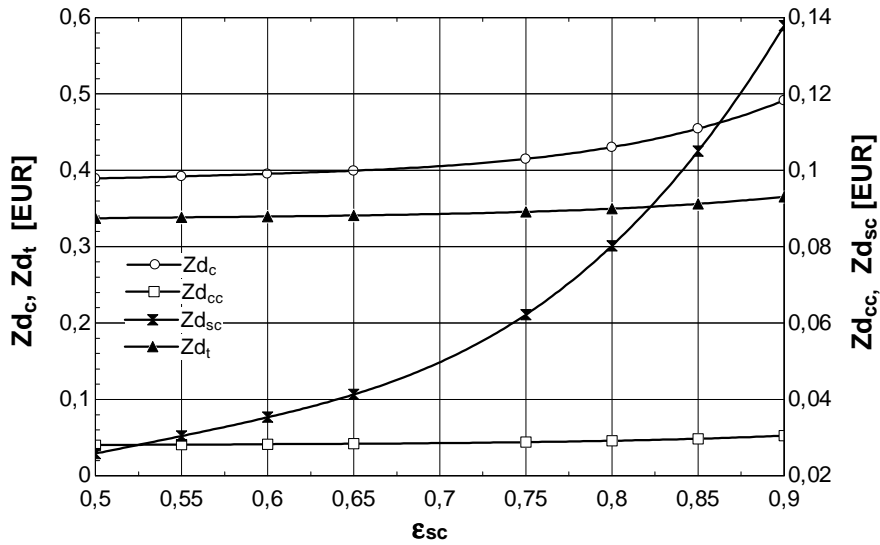


Fig.5.22. Variația costurilor de amortizare ale compresorului, camerei de ardere, schimbătorului de căldură și a turbinei funcție de eficiența schimbătorului de căldură

5.3. ANALIZA PARAMETRICĂ A SISTEMELOR DE TURBINE CU GAZE FUNCȚIE DE VITEZA MASICĂ A AERULUI

Date fixe:

$T_0=300$ K; $p_0 = 1,013$ bar; $p_a = p_0$; $T_a=T_1=T_0$; $T_3 = 1500$ K; $p_8 = p_0 \cdot 1,05$; $rap_d = 8 \pi = 10$; $\epsilon_{sc} = 0,75$; $\eta_{st}=0,87$; $\eta_{sc}=0,86$; $\eta_{comb}=0,98$; $\eta_M=0,998$; $\epsilon_A = 0,05$; $\epsilon_{comb} = 0,05$; $\epsilon_e = 0,05$; $G_{aer} = \text{variabil}$; $G_{gaz} = 12$ [kg/(m² s)]

În figurile 5.23 – 5.29 se prezintă influența vitezei masice a aerului asupra parametrilor constructivi ai schimbătorului de căldură recuperator, cât și asupra randamentelor exergetice ale compresorului, camerei de ardere și a randamentului exergetic ideal al schimbătorului recuperator.

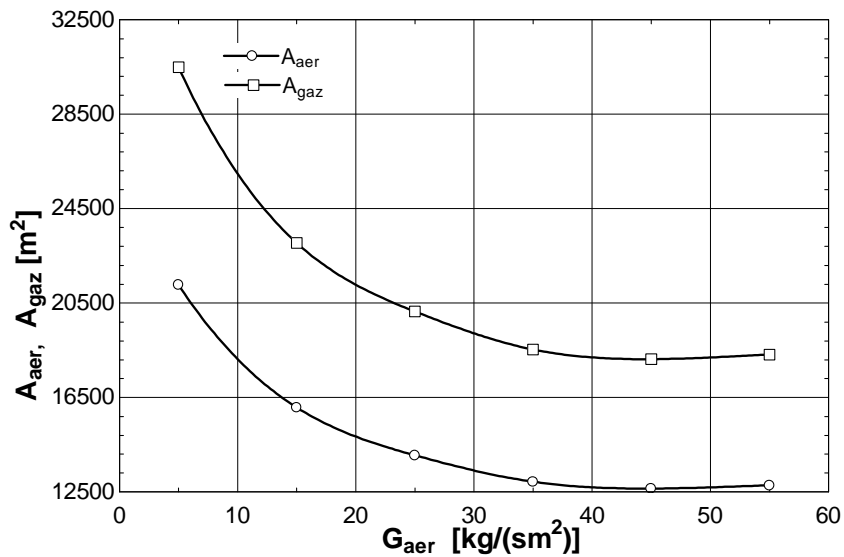


Fig.5.23. Variația ariei totale de transfer de căldură pe partea aerului/gazului funcție de viteza masică a aerului

Viteza masică a aerului este invers proporțională cu aria totală de transfer de căldură atât pe partea aerului, cât și pe partea gazului. Evoluția este una exponențială, modificări semnificative înregistrându-se pentru $G_{aer} > 35 \text{ kg/m}^2\text{s}$.

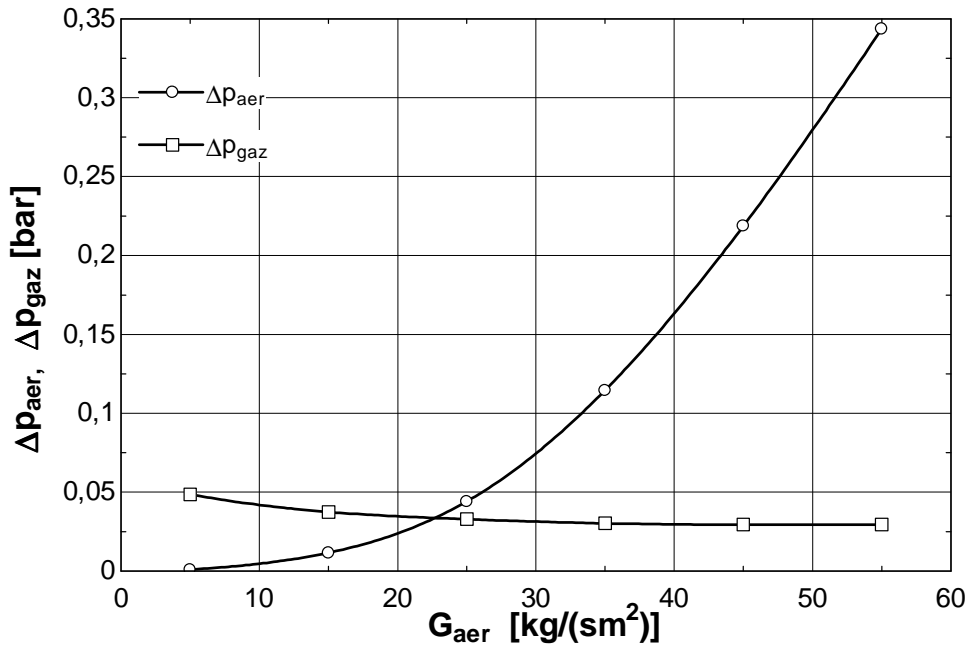


Fig.5.24. Variația pierderii de presiune a aerului/gazului funcție de viteza masică a aerului

Viteza masică a aerului influențează semnificativ căderea de presiune pe partea de aer a schimbătorului de căldură recuperator (G_{aer} este direct proporțional cu Δp_{aer}), în timp ce căderea de presiune pe partea de gaz înregistrează o scădere progresivă dar de mică amplitudine.

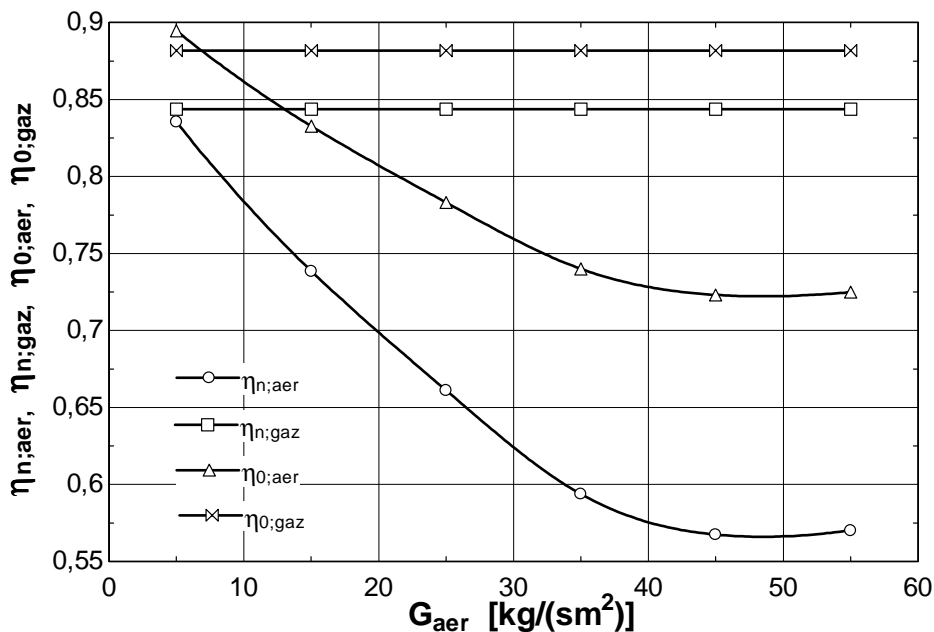


Fig.5.25. Variația randamentului nervurilor și a eficienței suprafeței de schimb de căldură pe partea aerului/gazului funcție de viteza masică a aerului

În figura 5.25 randamentul nervurilor pe partea de aer, dar și eficiența suprafeței de schimb de căldură pe partea de aer sunt invers proporționale cu viteza masică a aerului, în timp ce pe partea de gaz evoluția una este constantă.

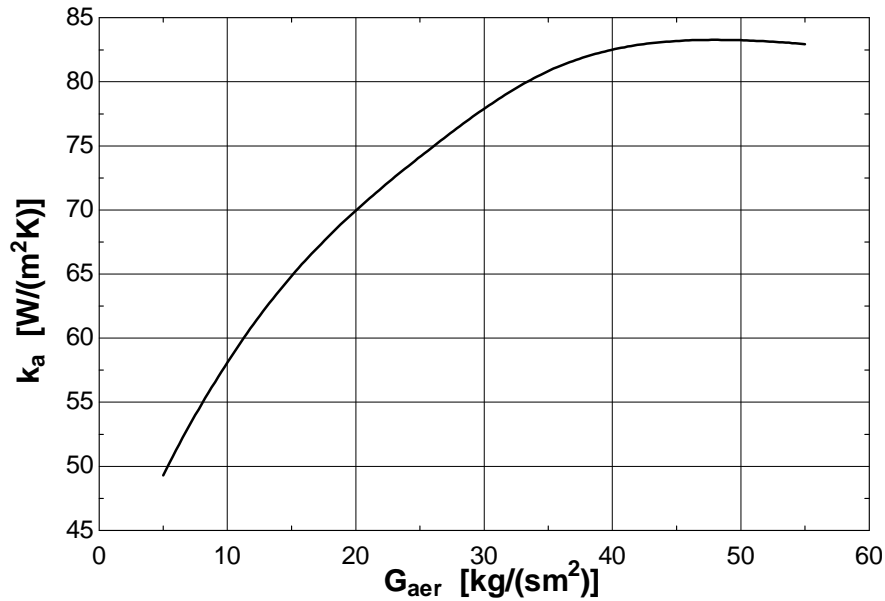


Fig.5.26. Variația coeficientului global de schimb de căldură funcție de viteza masică a aerului

Coeficientul global de schimb de căldură înregistrează o creștere semnificativă o dată cu creșterea vitezei masice a aerului.

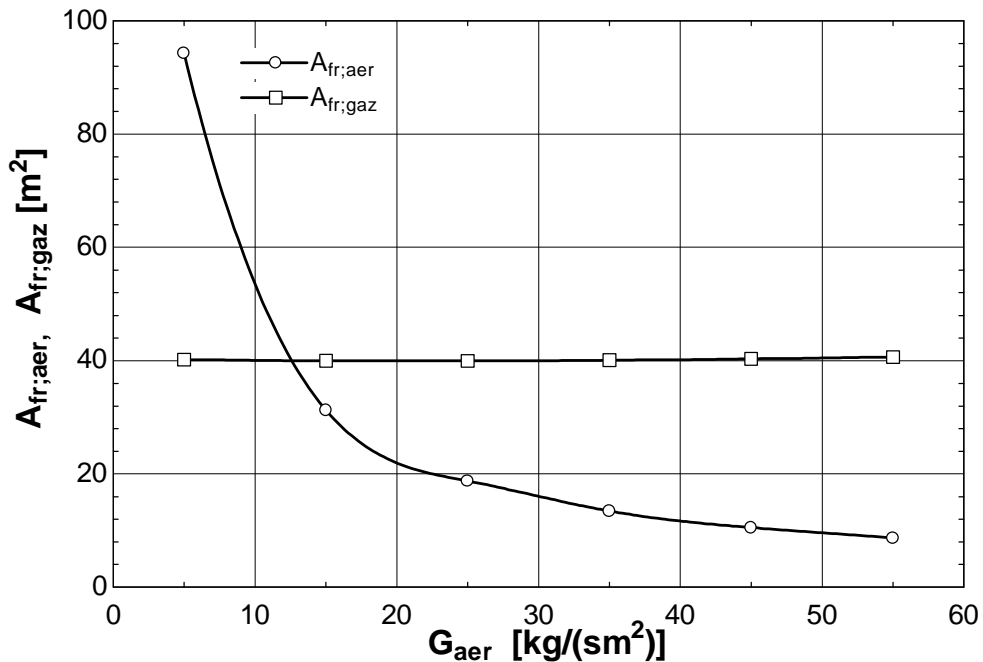


Fig.5.27. Variația suprafeței frontale pe partea aerului/gazului funcție de viteza masică a aerului

Suprafața frontală pe partea gazului funcție viteza masică a gazului rămâne constantă, în timp ce pe partea de aer înregistrează o scădere semnificativă pentru valori mai mici de 25 kg/m²s.

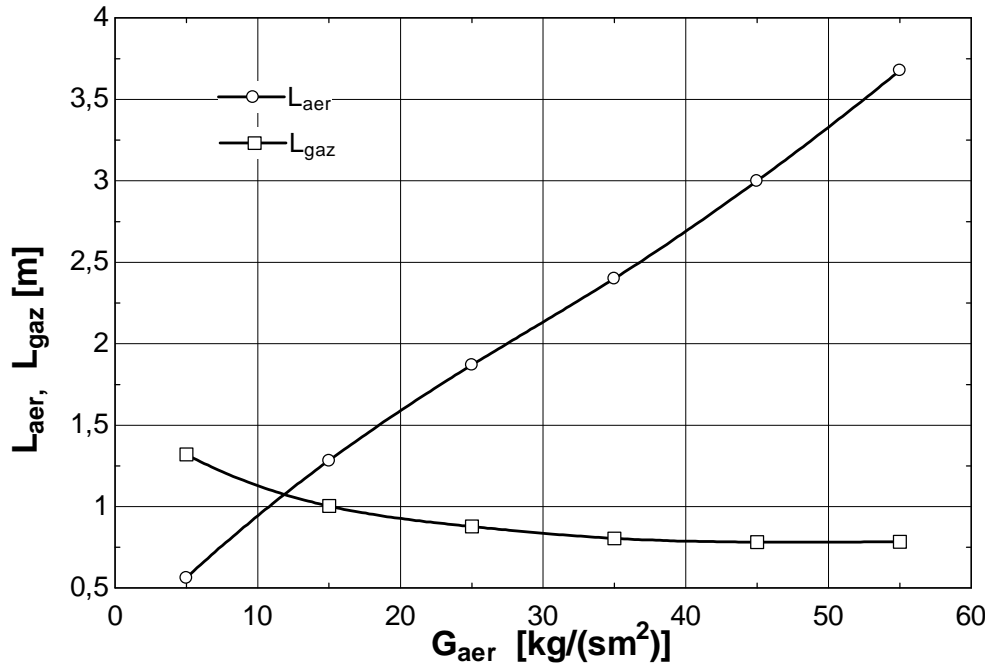


Fig.5.28. Variația lungimii schimbătorului recuperator pe partea aerului/gazului funcție de viteza masică a aerului

Lungimea schimbătorului recuperator pe partea aerului este direct proporțională cu viteza masică a aerului, în timp ce pe partea gazului este invers proporțională.

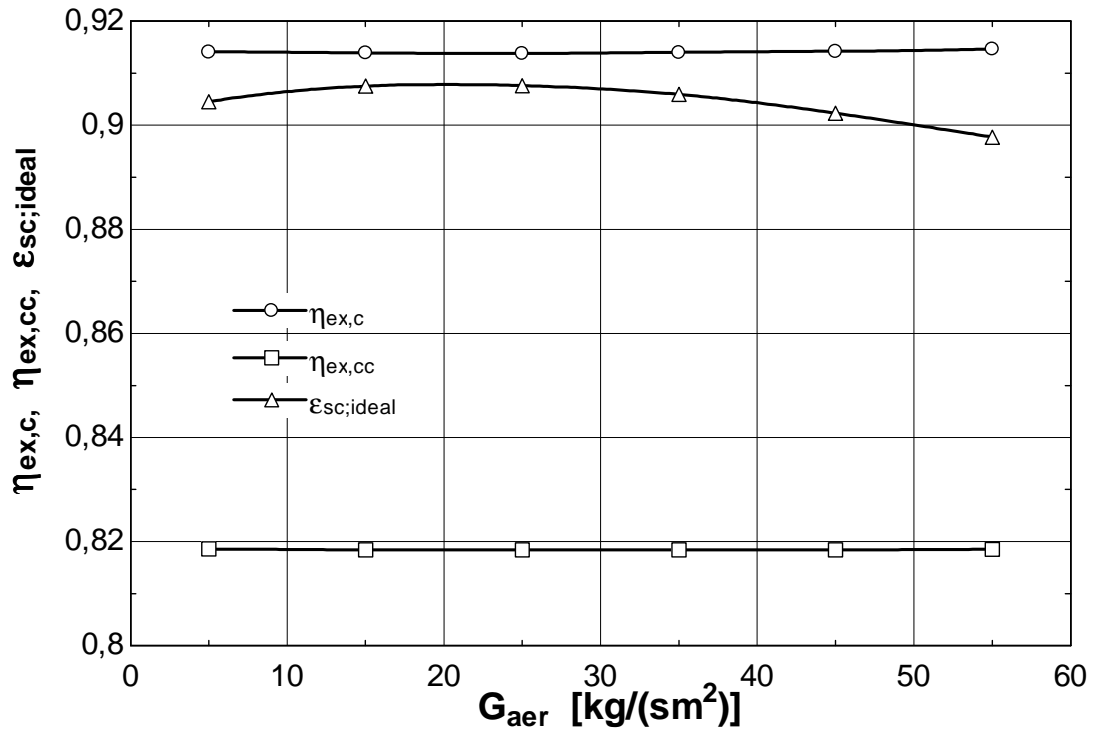


Fig.5.29. Variația randamentelor exergetice ale compresorului, camerei de ardere și a randamentului exergetic ideal al schimbătorului recuperator funcție de viteza masică a aerului

Viteza masică a aerului nu are o influență semnificativă asupra randamentelor exergetice ale compresorului, camerei de ardere și a randamentului exergetic ideal al schimbătorului recuperator.

În figurile 5.30 – 5.36 se prezintă influența vitezei masice a aerului asupra costului combustibilului și al costului produsului (amortizare + investiție), asupra costurilor distrugerilor de exergie în compresor, camera de ardere, schimbătorul de căldură și turbină, asupra costurilor zonale (cost distrugere + amortizări) în compresor, cameră de ardere, schimbătorul recuperator și turbină factorului exergetic al compresorului, camerei de ardere, a schimbătorului recuperator și al turbinei și asupra costurilor de amortizare ale compresorului, camerei de ardere, schimbătorului de căldură și a turbinei.

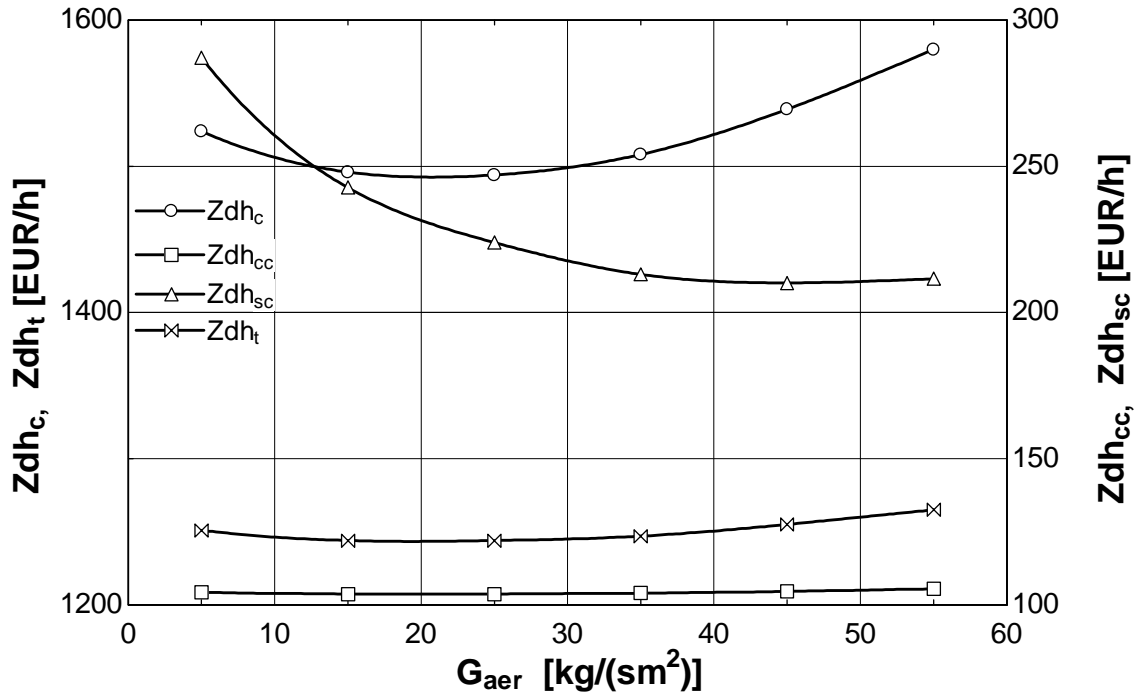


Fig.5.30. Variația costurilor de amortizare/număr de ore de funcționare ale compresorului, camerei de ardere, schimbătorului de căldură și a turbinei funcție de viteza masică a aerului

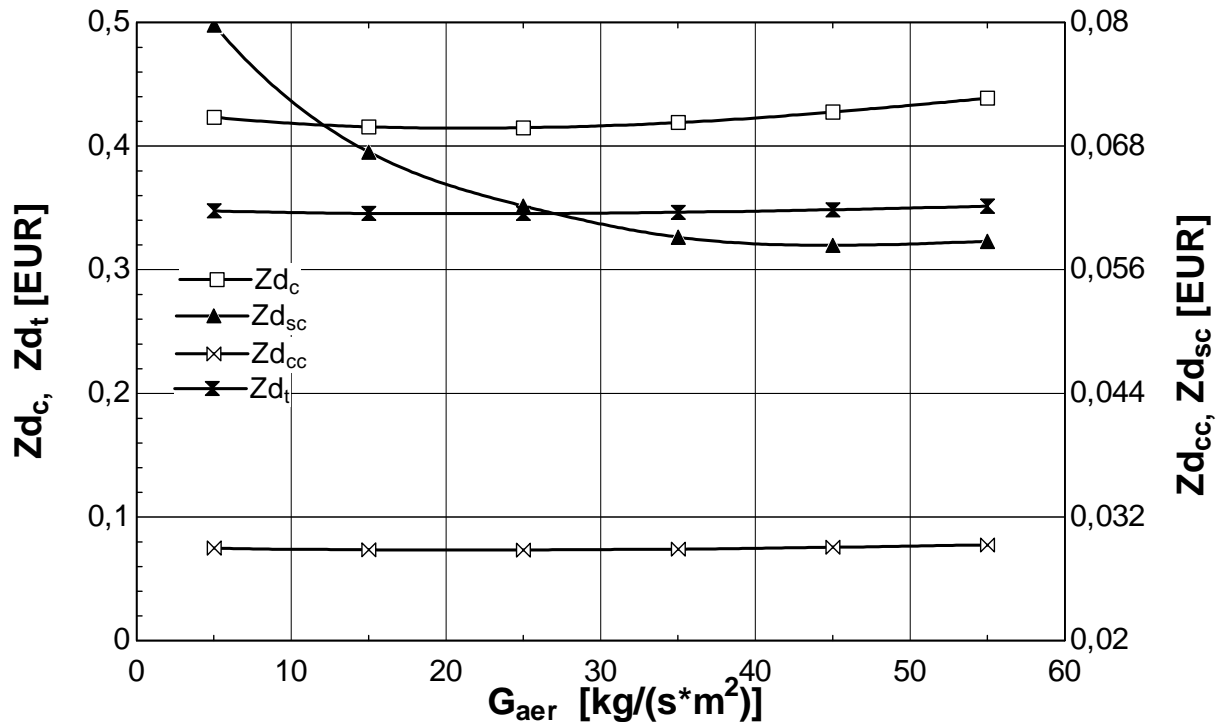


Fig.5.31. Variația costurilor de amortizare ale compresorului, camerei de ardere, schimbătorului de căldură și a turbinei funcție de viteza masică a aerului

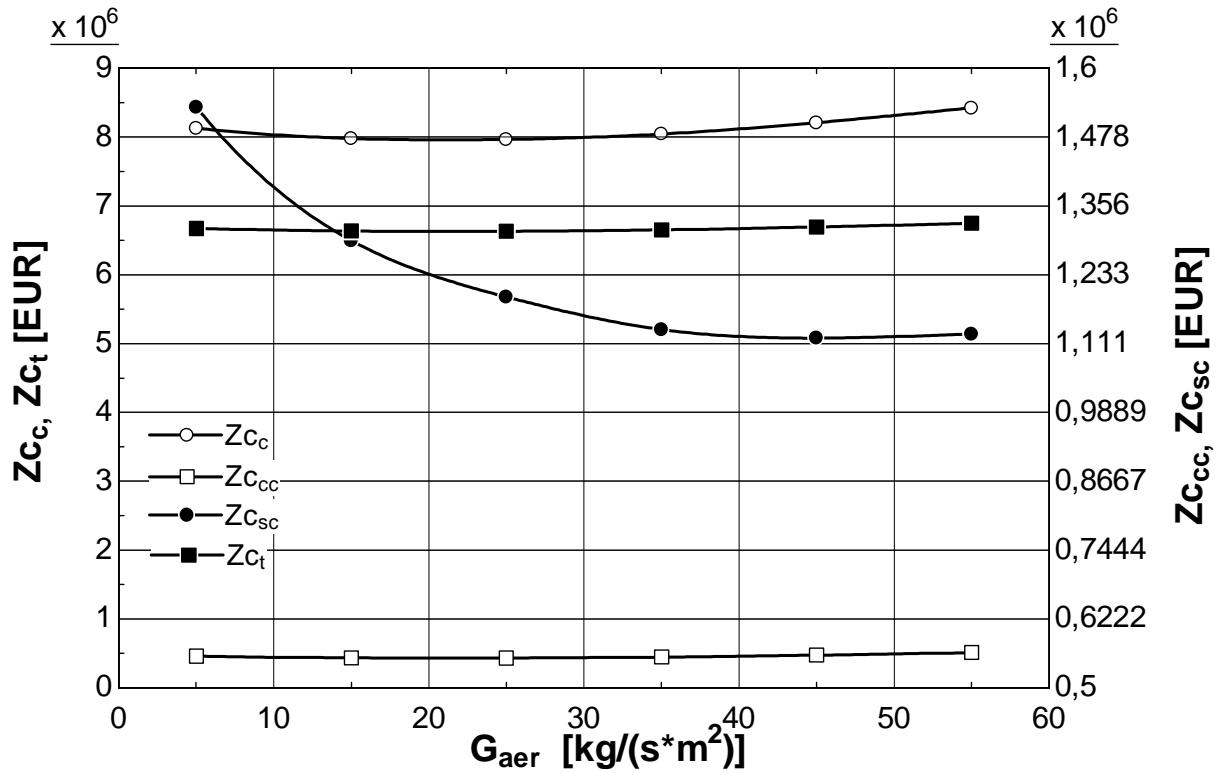


Fig.5.32. Variația costurilor de achiziție ale compresorului, camerei de ardere, schimbătorului de căldură și a turbinei funcție de viteza masică a aerului

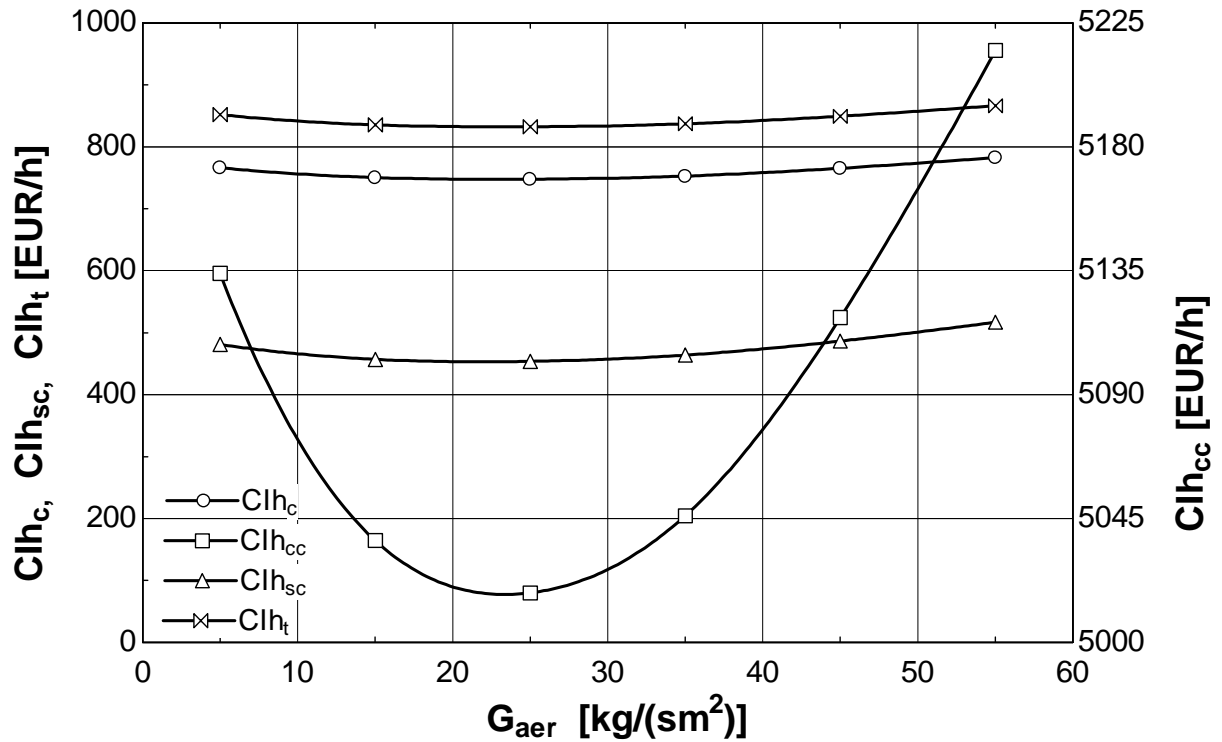


Fig.5.33. Variația costurilor distrugerilor de exergie în compresor, camera de ardere, schimbătorul de căldură și turbină funcție de viteza masică a aerului

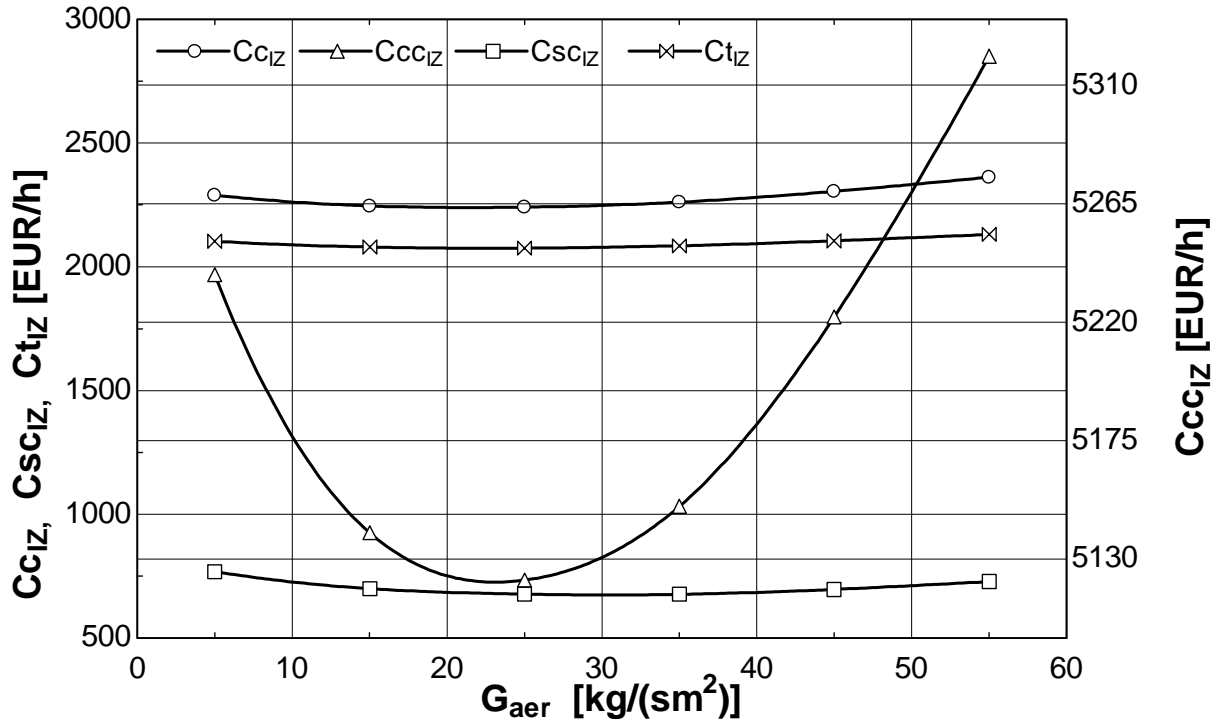


Fig.5.34. Variația costurilor zonale (cost distrugere + amortizări) în compresor, cameră de ardere, schimbătorul recuperator și turbină funcție de viteza masică a aerului

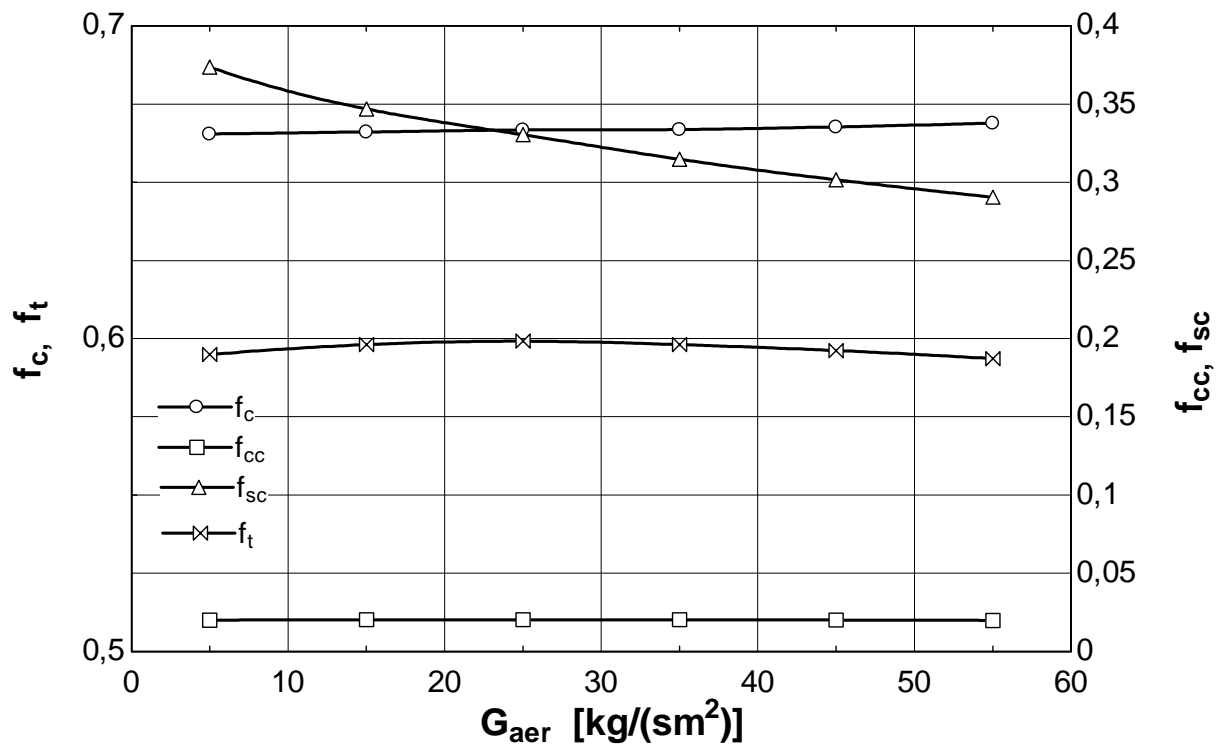


Fig.5.35. Variația factorului exergetic al compresorului, camerei de ardere, a schimbătorului recuperator și al turbinei funcție de viteza masică a aerului

La variația vitezei masice a aerului factorul exergetic înregistrează valori care indică faptul că aparatele funcționează la parametri normali și nu este necesară înlocuirea acestora.

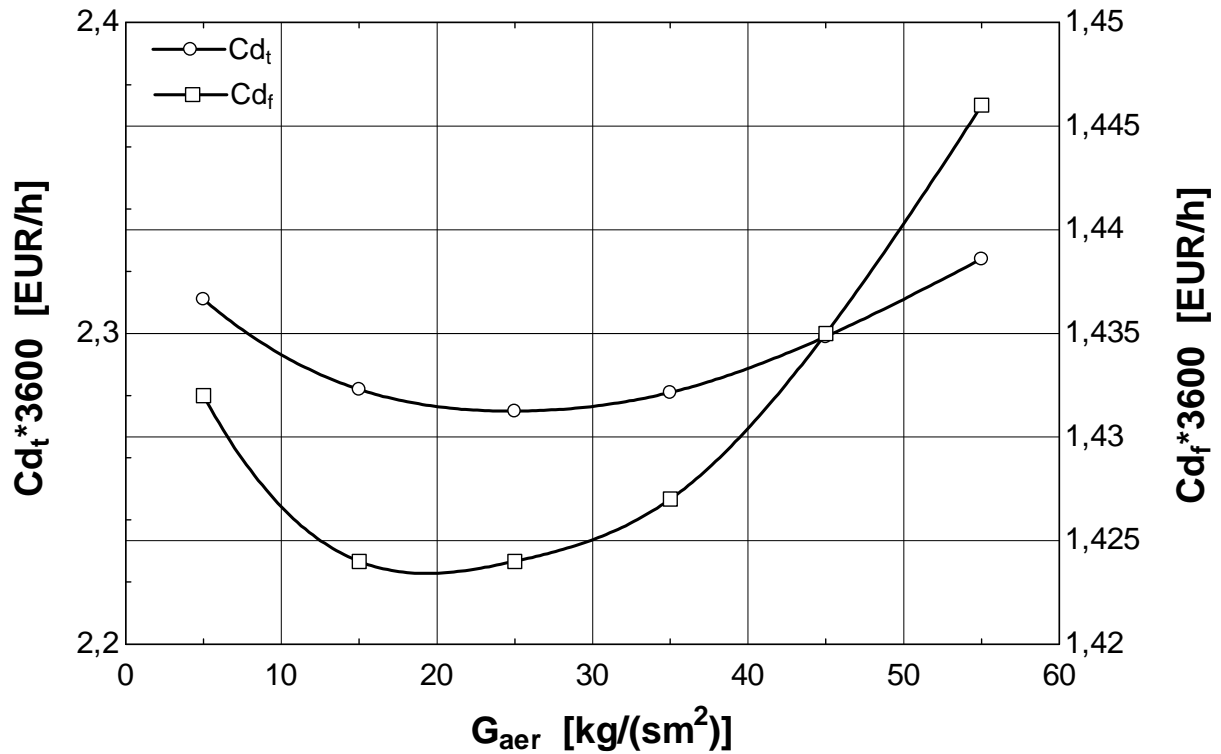


Fig.5.36. Variația costului combustibilului și al costului produsului (amortizare + investiție) funcție de viteza masică a aerului

Costul produsului Cd_t , dar și costul combustibilului Cd_f înregistrează un minim la variația vitezei masice a aerului.

5.4. ANALIZA PARAMETRICĂ A SISTEMELOR DE TURBINE CU GAZE FUNCȚIE DE VITEZA MASICĂ A GAZELOR DE ARDERE

Date fixe:

$T_0=300$ K; $p_0 = 1,013$ bar; $p_a = p_0$; $T_a=T_1=T_0$; $T_3 = 1500$ K; $p_8 = p_0 \cdot 1,05$; $rap_d=8$; $\pi=10$; $\epsilon_{sc} = 0,75$; $\eta_{st}=0,87$; $\eta_{sc}=0,86$; $\eta_{comb}=0,98$; $\eta_M=0,998$; $\epsilon_A = 0,05$; $\epsilon_{comb} = 0,05$; $\epsilon_e = 0,05$; $G_{aer} = 25$ [kg/(m² s)]; **$G_{gaz} = \text{variabil}$**

În figurile 5.37 – 5.43 se prezintă influența vitezei masice a gazului asupra parametrilor constructivi ai schimbătorului de căldură recuperator, cât și asupra randamentelor exergetice ale compresorului, camerei de ardere și a randamentului exergetic ideal al schimbătorului recuperator.

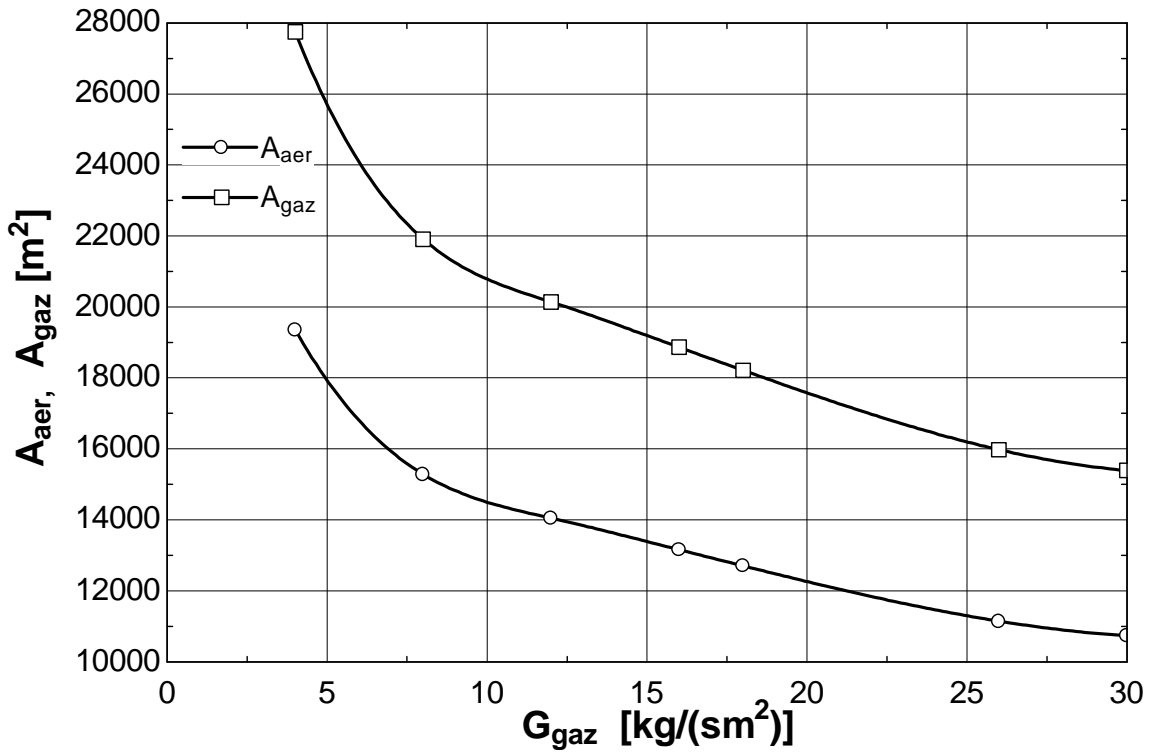


Fig.5.37. Variația ariei totale de transfer de căldură pe partea aerului/gazului funcție de viteza masică a gazului

Viteza masică a gazului este invers proporțională cu aria totală de transfer de căldura atât pe partea aerului, cât și pe partea gazului. Evoluția este una exponențială, aria totală de transfer de căldură scăzând progresiv o dată cu creșterea vitezei masice a gazului.

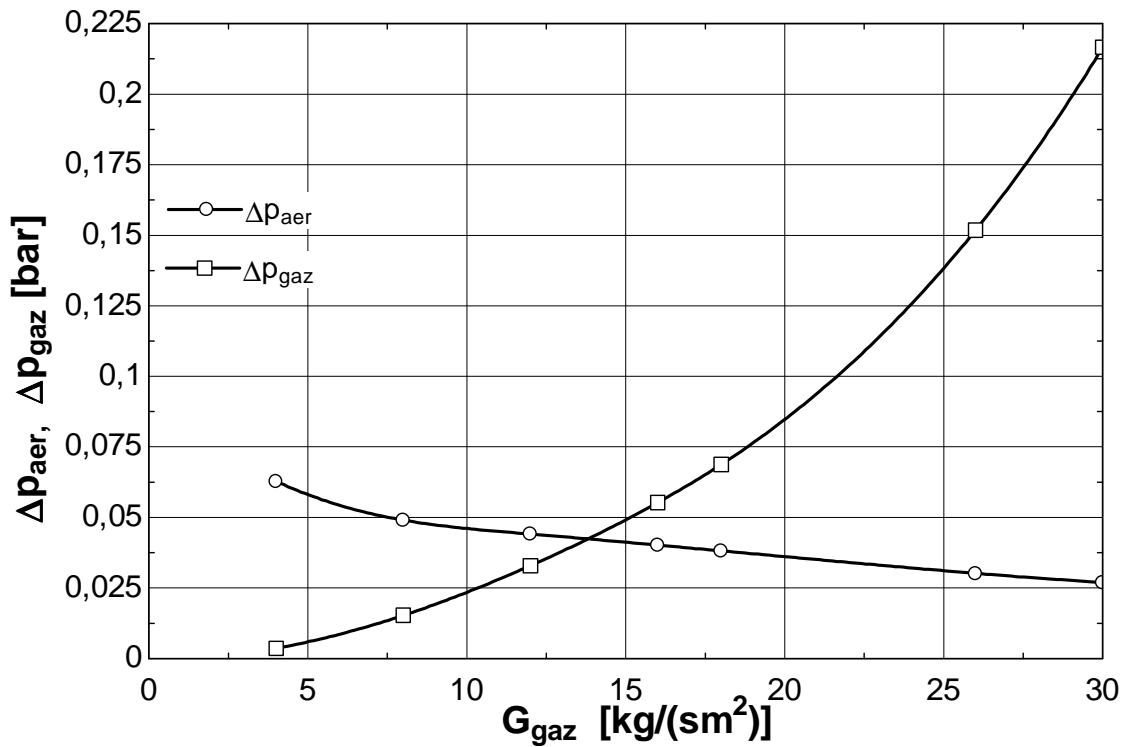


Fig.5.38. Variația pierderii de presiune a aerului/gazului funcție de viteza masică a gazului

Viteza masică a gazului influențează semnificativ căderea de presiune pe partea de gaz a schimbătorului de căldură recuperator (G_{gaz} este direct proporțional cu Δp_{gaz}), în timp ce căderea de presiune pe partea de aer înregistrează o scădere progresivă dar de mică amplitudine.

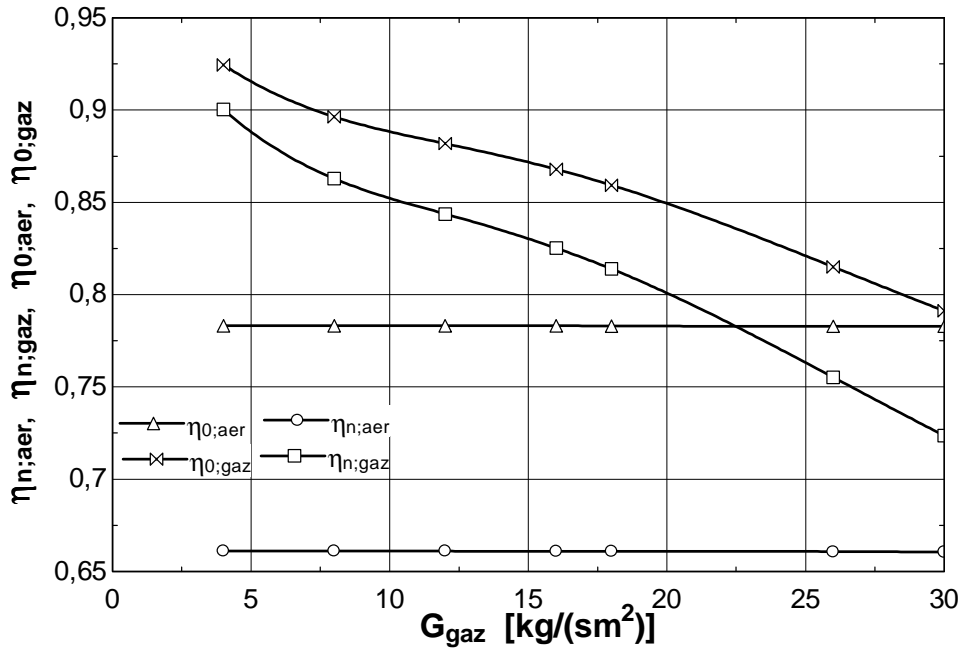


Fig.5.39. Variația randamentului nervurilor și a eficienței suprafeței de schimb de căldură pe partea aerului/gazului funcție de viteza masică a gazului

În figura 5.39 randamentul nervurilor pe partea de gaz, dar și eficiența suprafeței de schimb de căldură pe partea de gaz sunt invers proporționale cu viteza masică a gazului, în timp ce pe partea de aer evoluția una este constantă.

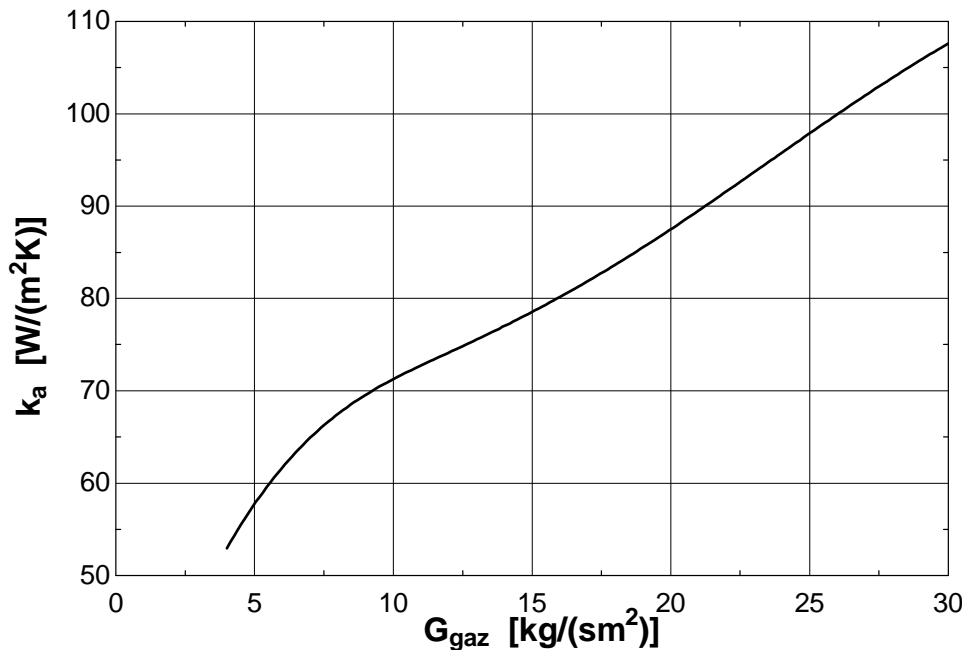


Fig.5.40. Variația coeficientului global de schimb de căldură funcție de viteza masică a gazului

Coeficientul global de schimb de căldură înregistrează o creștere semnificativă o dată cu creșterea vitezei masice a gazului.

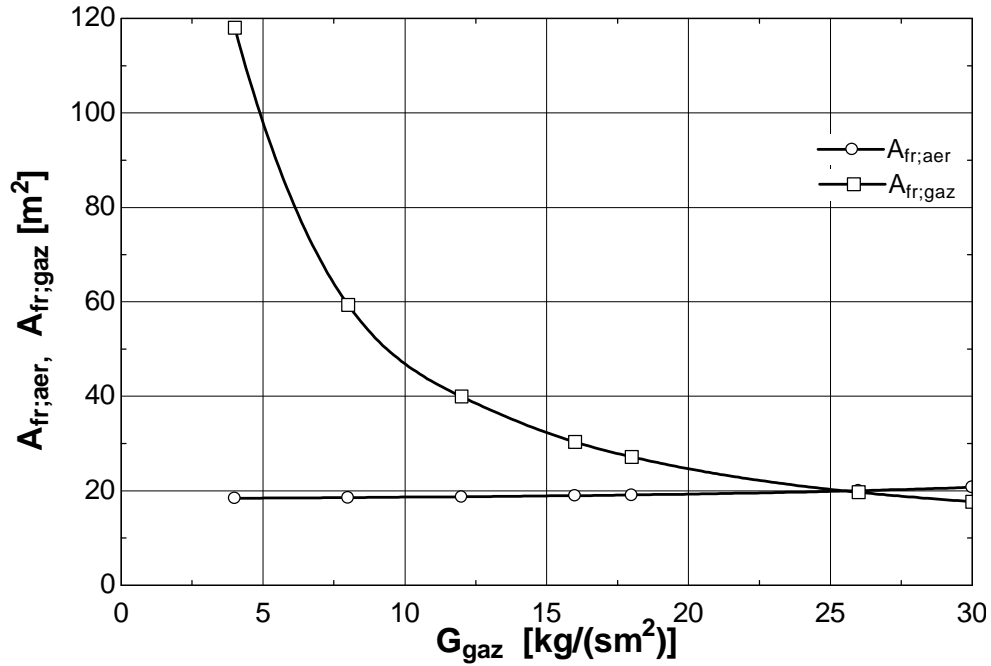


Fig.5.41. Variația suprafeței frontale pe partea aerului/gazului funcție de viteza masică a gazului

Suprafața frontală pe partea aerului funcție viteza masică a gazului rămâne aproape constantă, în timp ce pe partea de gaz înregistrează o scădere semnificativă pentru valori mai mici de 17 kg/m²s.

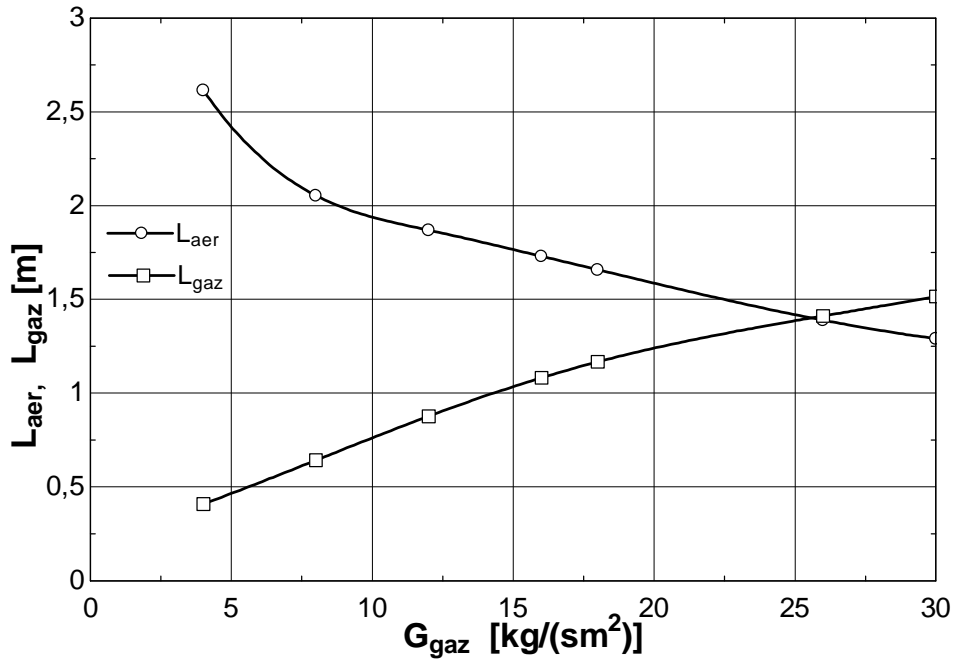


Fig.5.42. Variația lungimii schimbătorului recuperator pe partea aerului/gazului funcție de viteza masică a gazului

Lungimea schimbătorului recuperator pe partea gazului este direct proporțională cu viteza masică a gazului, în timp ce pe partea aerului este invers proporțională.

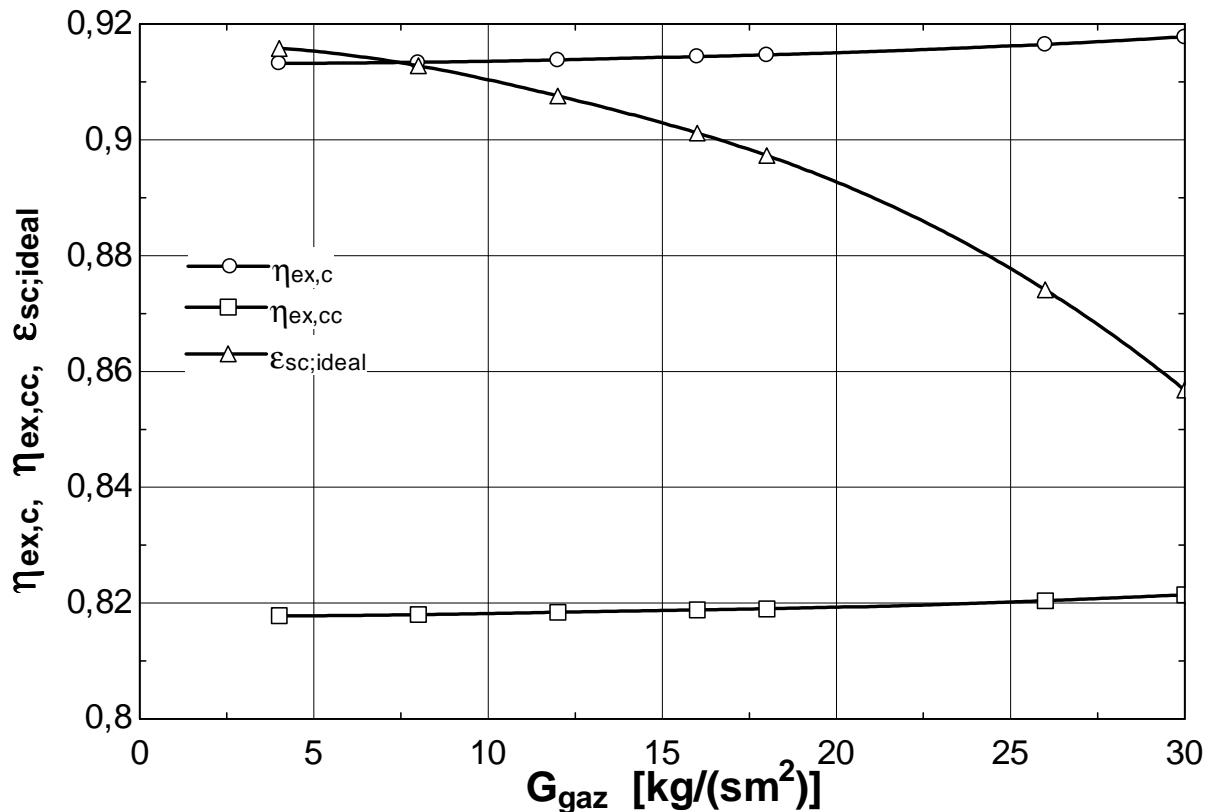


Fig.5.43. Variația randamentelor exergetice ale compresorului, camerei de ardere și a randamentului exergetic ideal al schimbătorului recuperator funcție de viteza masică a gazului

În fig. 5.43 randamentul exergetic al camerei de ardere și randamentul exergetic al compresorului sunt direct proporțional cu G_{gaz} . Randamentul exergetic ideal al schimbătorului de căldură recuperator este invers proporțional cu viteza masică a gazului, înregistrând o scădere semnificativă o dată cu creșterea G_{gaz} .

În figurile 5.44 – 5.50 se prezintă influența vitezei masice a gazului asupra costului combustibilului și al costului produsului (amortizare + investiție), asupra costurilor distrugerilor de exergie în compresor, camera de ardere, schimbătorul de căldură și turbină, asupra costurilor zonale (cost distrugere + amortizări) în compresor, camera de ardere, schimbătorul recuperator și turbină factorului exergetic al compresorului, camerei de ardere, a schimbătorului recuperator și al turbinei și asupra costurilor de amortizare ale compresorului, camerei de ardere, schimbătorului de căldură și a turbinei.

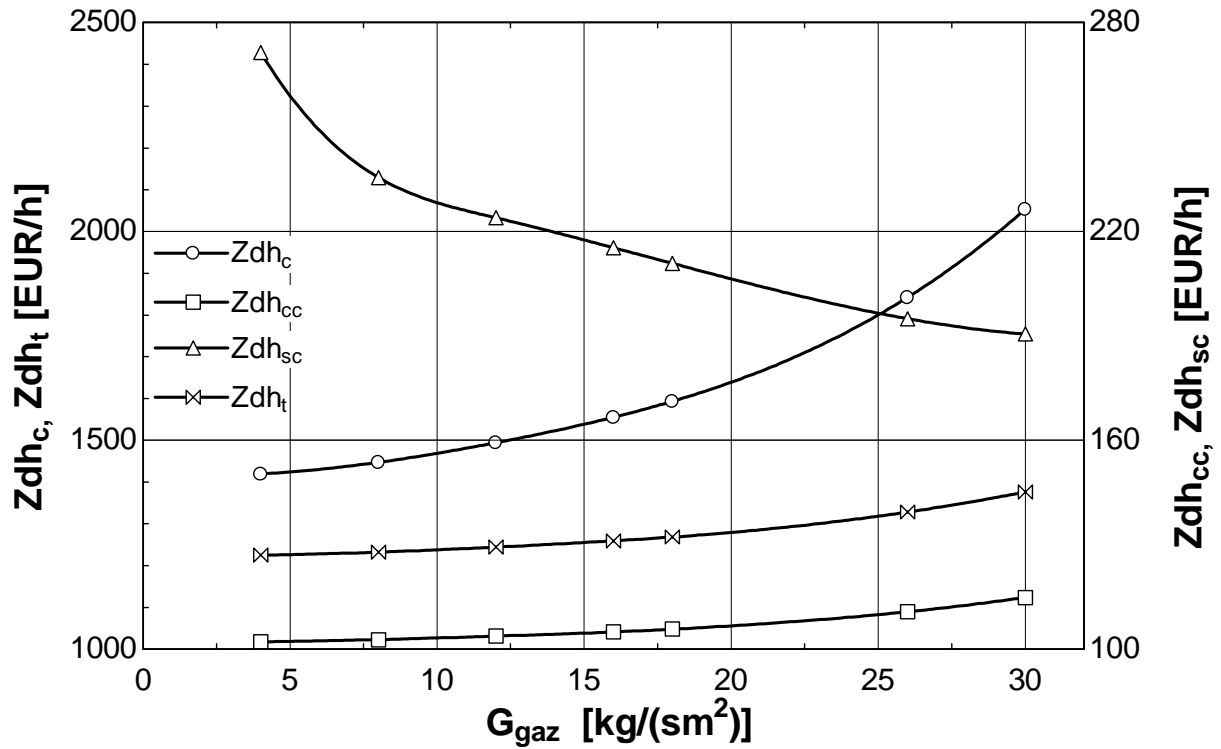


Fig.5.44. Variația costurilor de amortizare/număr de ore de funcționare ale compresorului, camerei de ardere, schimbătorului de căldură și a turbinei funcție de viteza masică a gazului

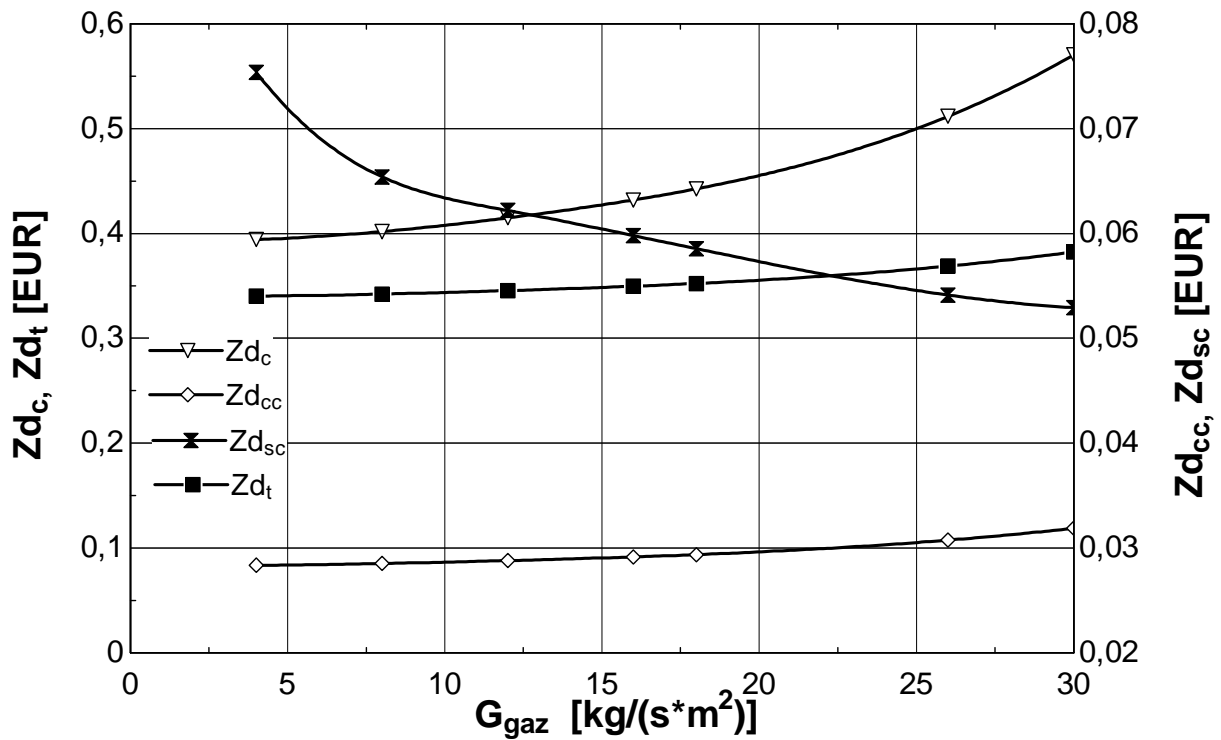


Fig.5.45. Variația costurilor de amortizare ale compresorului, camerei de ardere, schimbătorului de căldură și a turbinei funcție de viteza masică a gazului

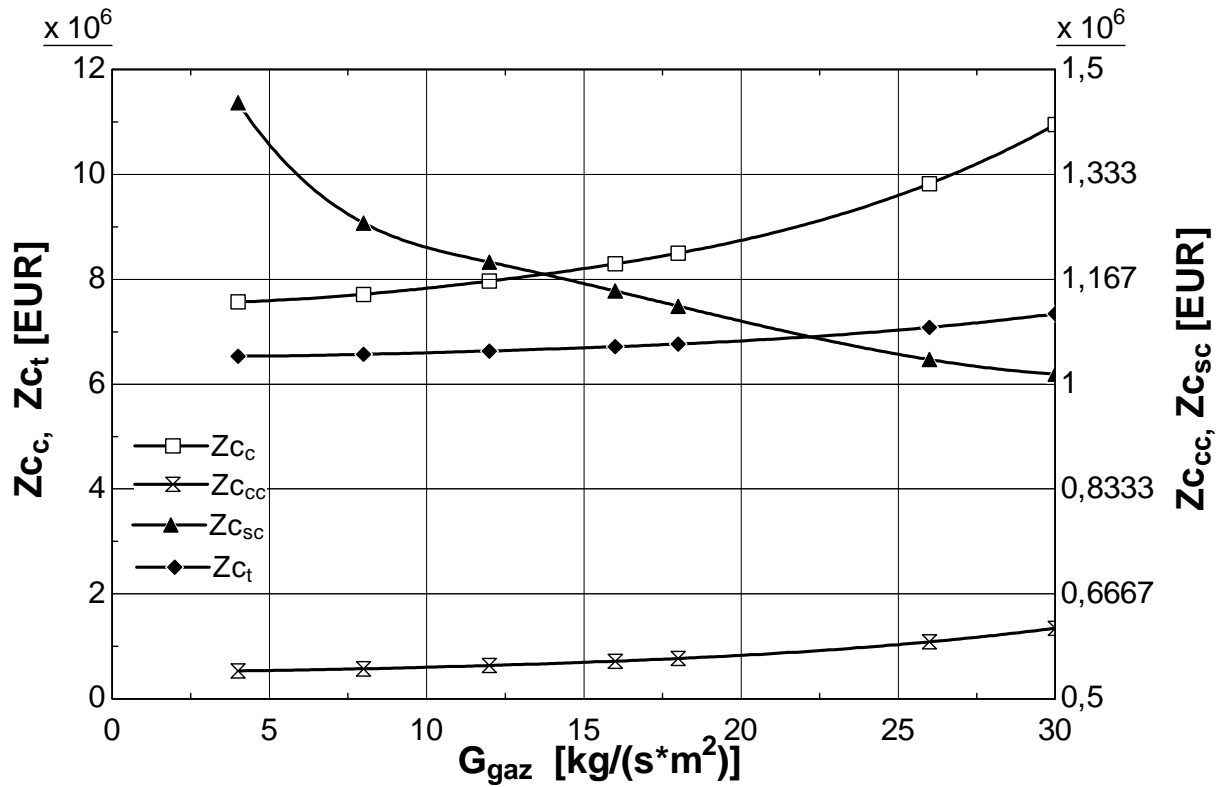


Fig.5.46. Variația costurilor de achiziție ale compresorului, camerei de ardere, schimbătorului de căldură și a turbinei funcție de viteza masică a gazului

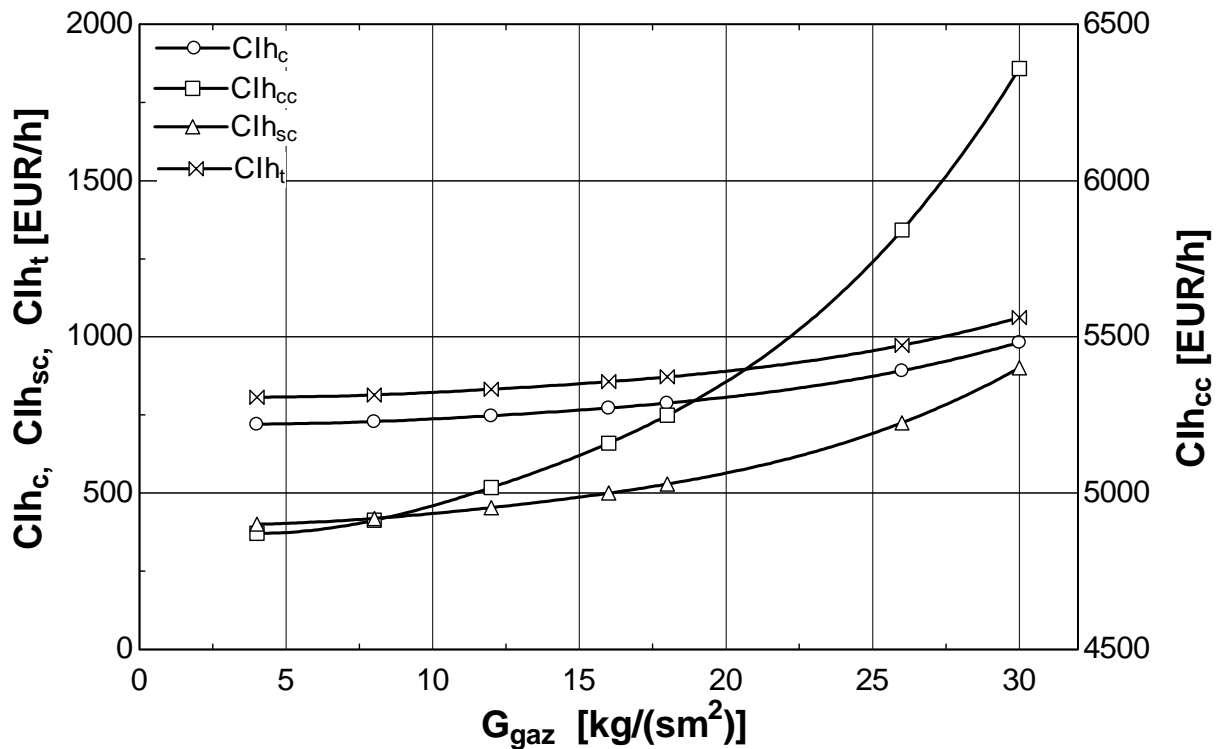


Fig.5.47. Variația costurilor distrugerilor de exergie în compresor, camera de ardere, schimbătorul de căldură și turbină funcție de viteza masică a gazului

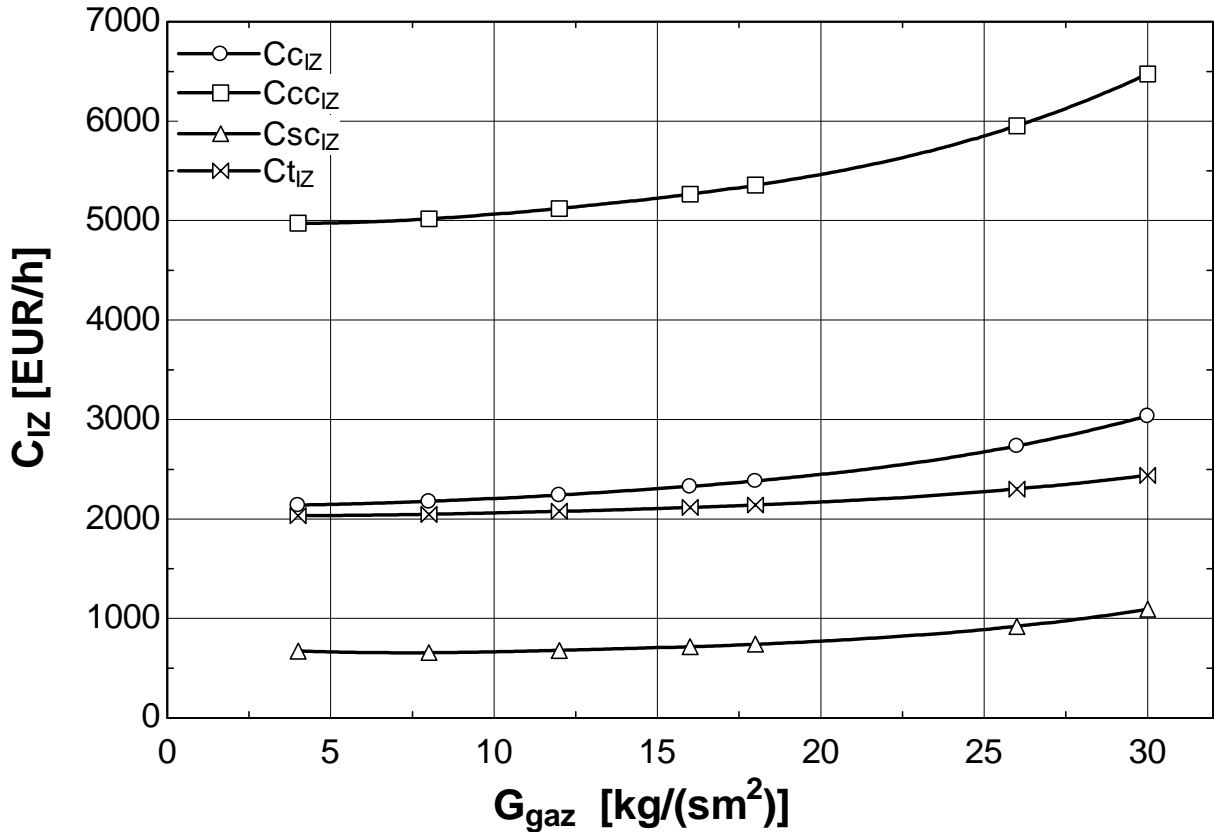


Fig.5.48. Variația costurilor zonale (cost distrugere + amortizări) în compresor, camera de ardere, schimbătorul recuperator și turbină funcție de viteza masică a gazului

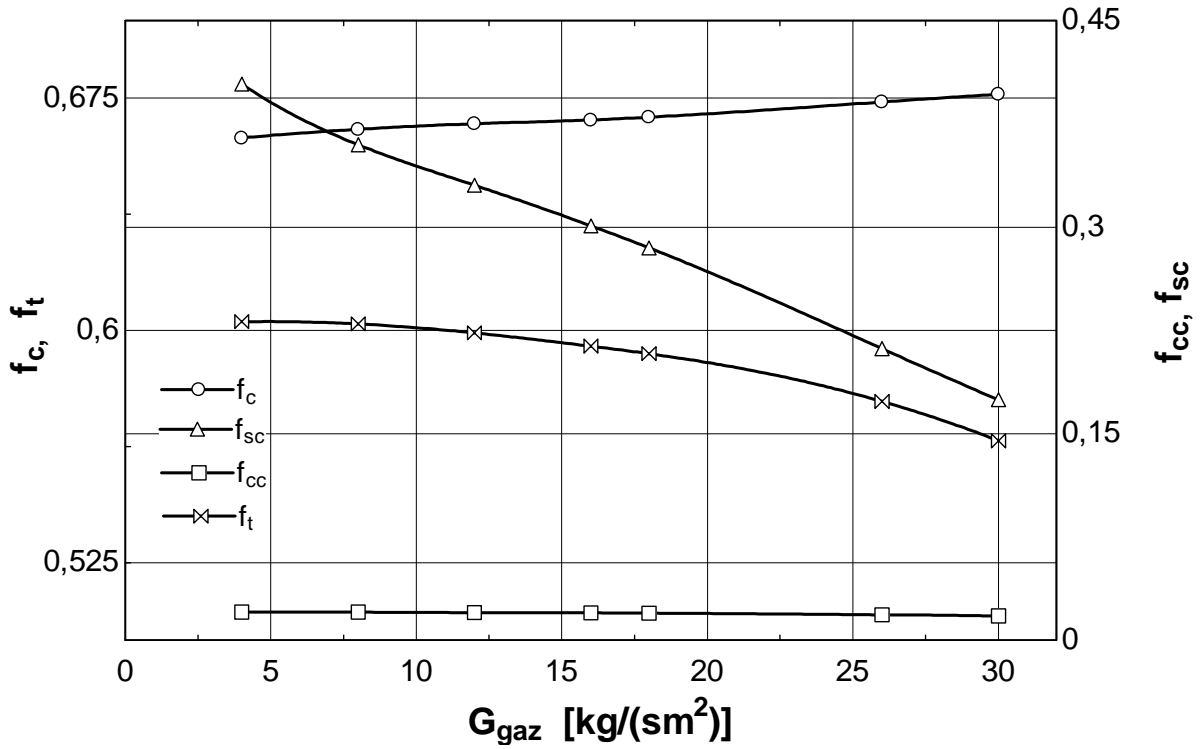


Fig.5.49. Variația factorului exergetic al compresorului, camerei de ardere, a schimbătorului recuperator și al turbinei funcție de viteza masică a gazului

La variația vitezei masice a aerului factorul exergetic înregistrează valori care indică faptul că aparatele funcționează la parametri normali și nu este necesară înlocuirea acestora.

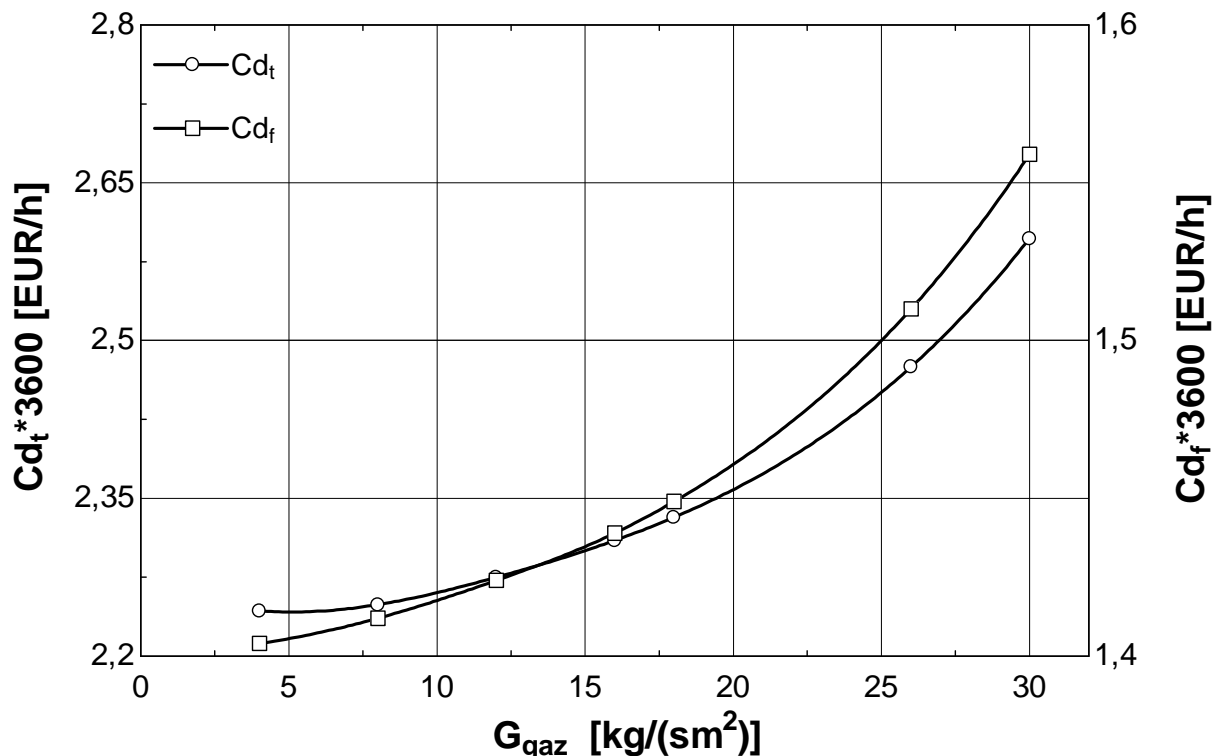


Fig.5.50. Variația costului combustibilului și al costului total (amortizare + investiție) funcție de viteză masică a gazului

Costul produsului Cd_t și costul combustibilului Cd_f sunt direct proporționale cu viteză masică a gazului G_{gaz} .

$$G_{gaz} \uparrow \Rightarrow Cd_t \uparrow$$

5.5. ANALIZA PARAMETRICĂ A SISTEMELOR DE TURBINE CU GAZE FUNCȚIE DE RAPORTUL DE COMPRIMARE

Date fixe:

$T_0=300$ K; $p_0=1,013$ bar; $p_a=p_0$; $T_a=T_1=T_0$; $T_3=1500$ K; $p_8 = p_0 \cdot 1,05$; $rap_d=8$; π =variabil ;
 $\epsilon_{sc} = 0,75$; $\eta_{st} =0,87$; $\eta_{sc} =0,86$; $\eta_{comb} =0,98$; $\eta_M =0,998$; $\epsilon_A = 0,05$; $\epsilon_{comb} = 0,05$; $\epsilon_e = 0,05$;
 $G_{aer} = 25$ [kg/(m²s)]; $G_{gaz} = 12$ [kg/(m²s)]

În figurile 5.51 – 5.55 se prezintă influența raportului de comprimare asupra costului combustibilului și al costului produsului (amortizare + investiție), asupra costurilor distrugerilor de exergie în compresor, camera de ardere, schimbătorul de căldură și turbină, asupra costurilor zonale (cost distrugere + amortizări) în compresor, cameră de ardere, schimbătorul recuperator și turbină factorului exergetic al compresorului, camerei de ardere, a

schimbătorului recuperator și al turbinei și asupra costurilor de amortizare ale compresorului, camerei de ardere, schimbătorului de căldură și a turbinei.

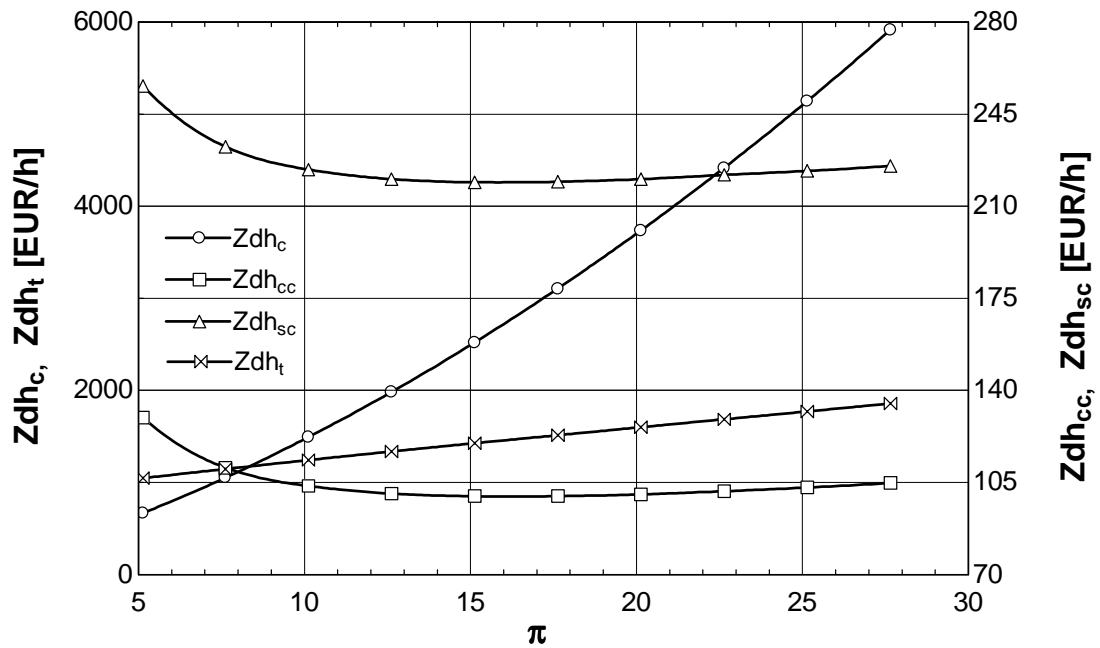


Fig.5.51. Variația costurilor de amortizare/ număr de ore de funcționare ale compresorului, camerei de ardere, schimbătorului de căldură și a turbinei funcție de raportul de comprimare

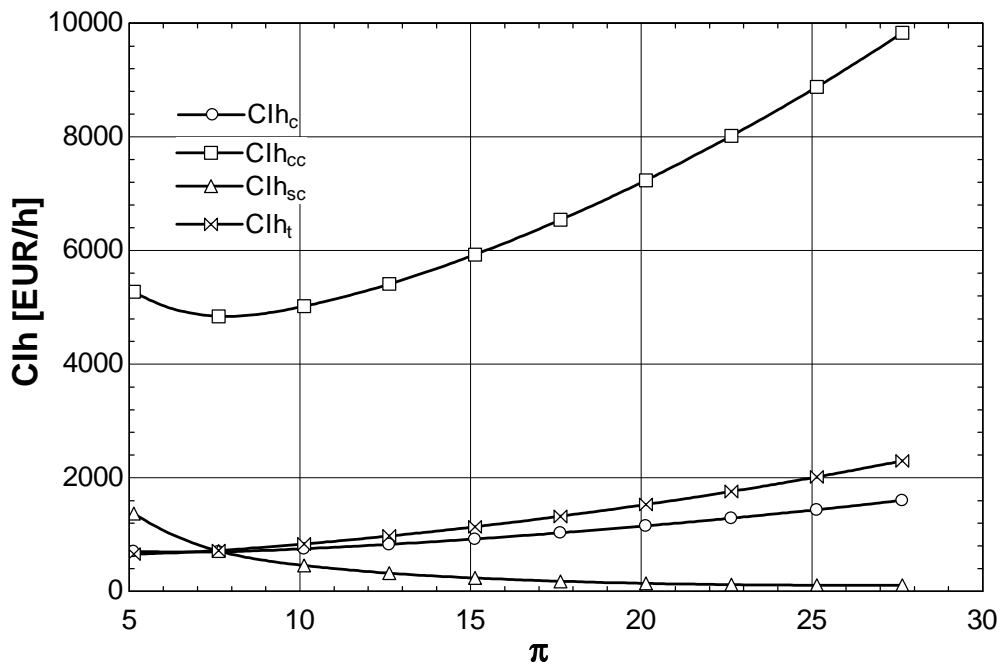


Fig.5.52. Variația costurilor distrugerilor de exergie în compresor, camera de ardere, schimbătorul de căldură și turbină funcție de raportul de comprimare

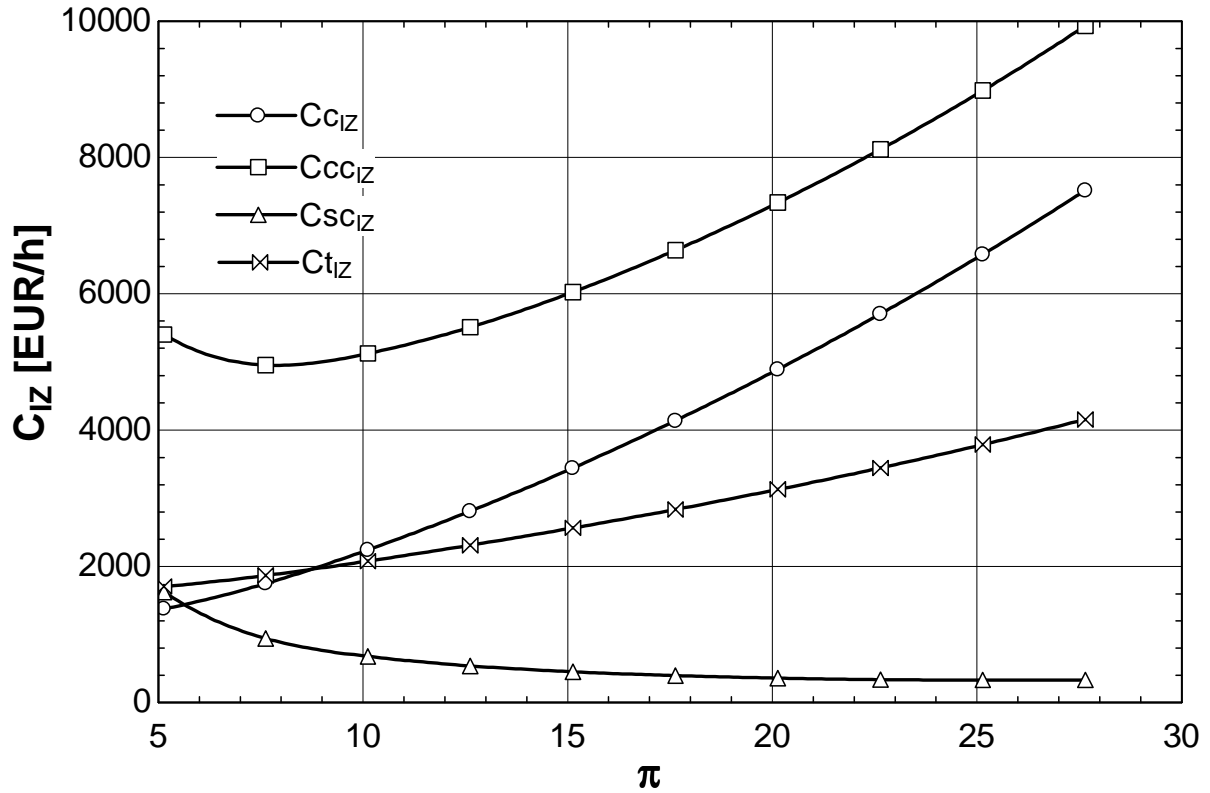


Fig.5.53. Variația costurilor zonale (cost distrugere + amortizări) în compresor, camera de ardere, schimbătorul recuperator și turbină funcție de raportul de comprimare

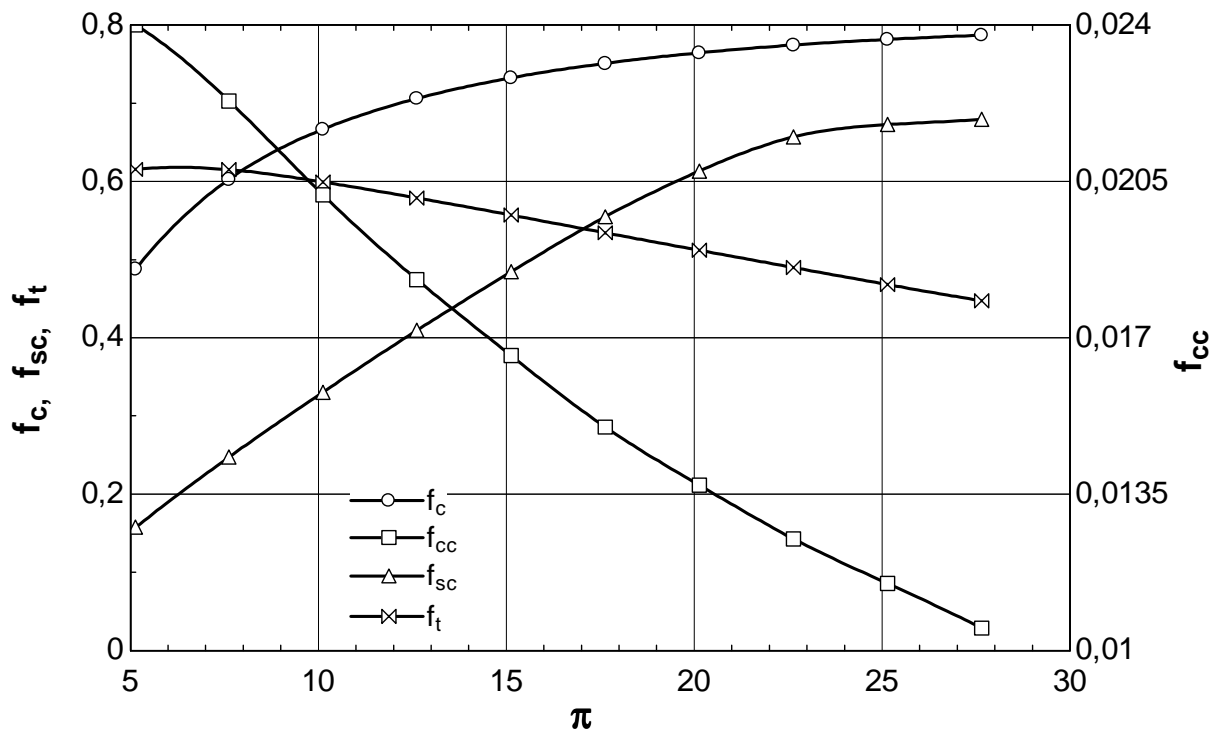


Fig.5.54. Variația factorului exergetic al compresorului, camerei de ardere, a schimbătorului recuperator și al turbinei funcție de raportul de comprimare

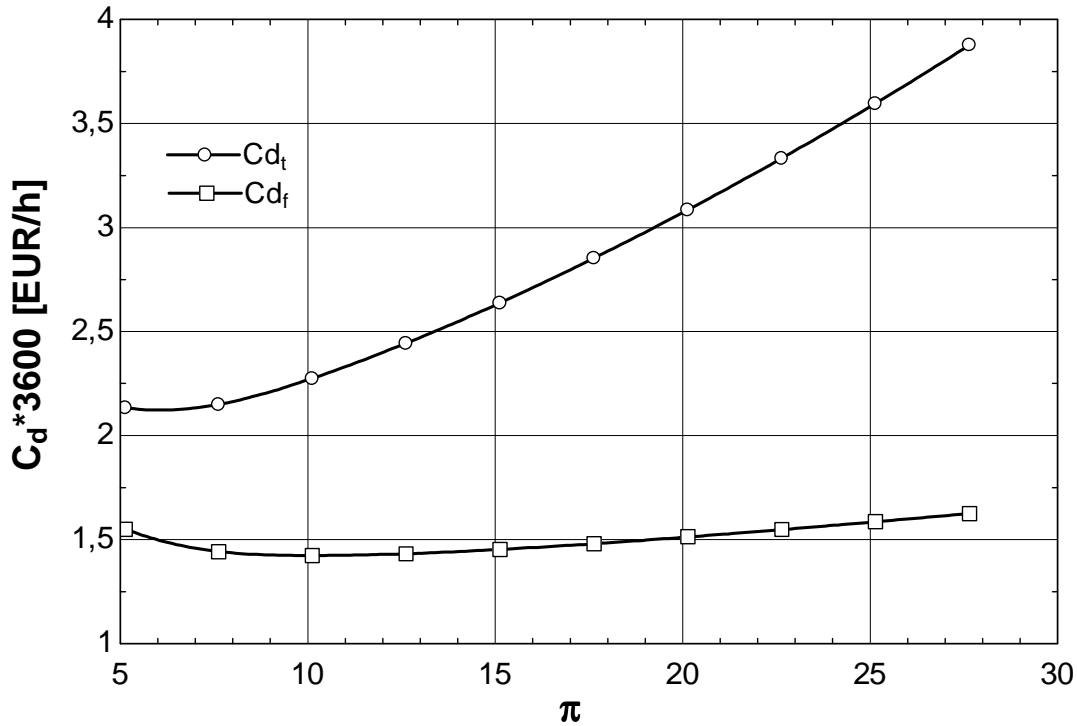


Fig.5.55. Variația costului combustibilului și al costului produsului (amortizare + investiție) funcție de raportul de comprimare

Costul produsului Cd_t este direct proporțional cu raportul de comprimare π .

$$\pi \uparrow \Rightarrow Cd_t \uparrow$$

Spre deosebire de influența notabilă asupra costului produsului, raportul de comprimare π are un impact mult mai redus asupra costului combustibilului Cd_f .

5.6. ANALIZA PARAMETRICĂ A SISTEMELOR DE TURBINE CU GAZE FUNCȚIE DE RAPORTUL DE DESTINDERE

Date fixe :

$T_0=300$ K; $p_0 = 1,013$ bar; $p_a = p_0$; $T_a=T_1=T_0$; $T_3 = 1500$ K; $p_8 = p_0*1,05$; **rap_d= variabil**; $\pi = 10$; $\epsilon_{sc} = 0,75$; $\eta_{st} = 0,87$; $\eta_{sc} = 0,86$; $\eta_{comb} = 0,98$; $\eta_M = 0,998$; $\epsilon_A = 0,05$; $\epsilon_{comb} = 0,05$; $\epsilon_e = 0,05$; $G_{aer} = 25$ [kg/(m²s)]; $G_{gaz} = 12$ [kg/(m²s)]

În figurile 5.56 – 5.63 se prezintă influența raportului de destindere a gazelor de ardere din turbină asupra parametrilor constructivi ai schimbătorului de căldură recuperator, cât și asupra randamentelor exergetice ale compresorului, camerei de ardere și a randamentului exergetic ideal al schimbătorului recuperator.

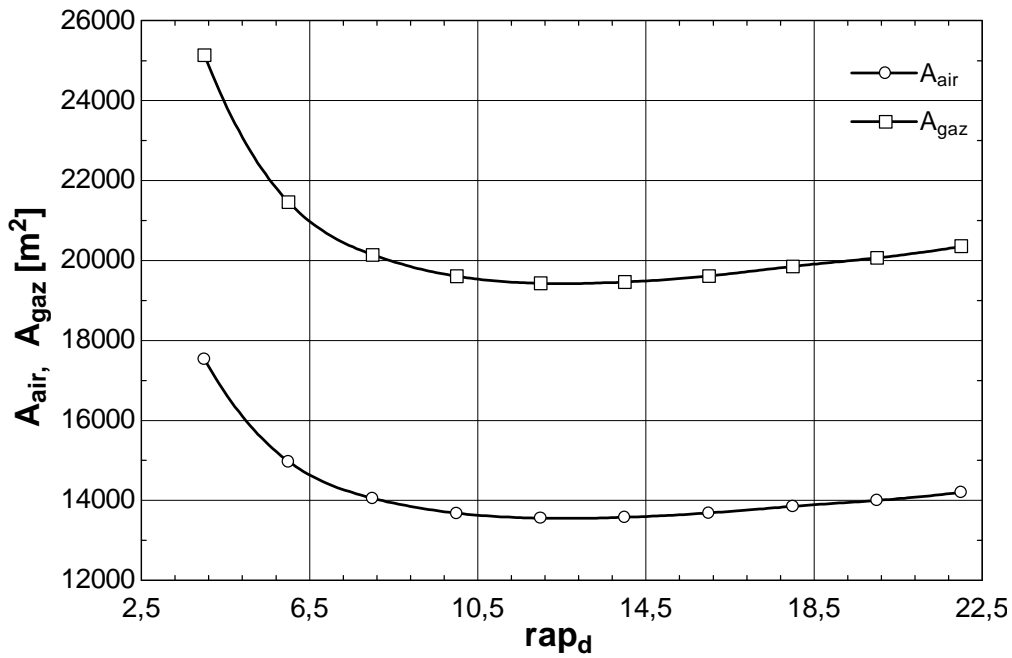


Fig.5.56. Variația ariei totale de transfer de căldură pe partea aerului/gazului funcție de raportul de destindere

Variația ariei totale de transfer de căldura pe partea aerului/ gazului funcție de raportul de destindere a gazelor de ardere în turbină atinge un minim pentru valorile de rap_d=12..14.

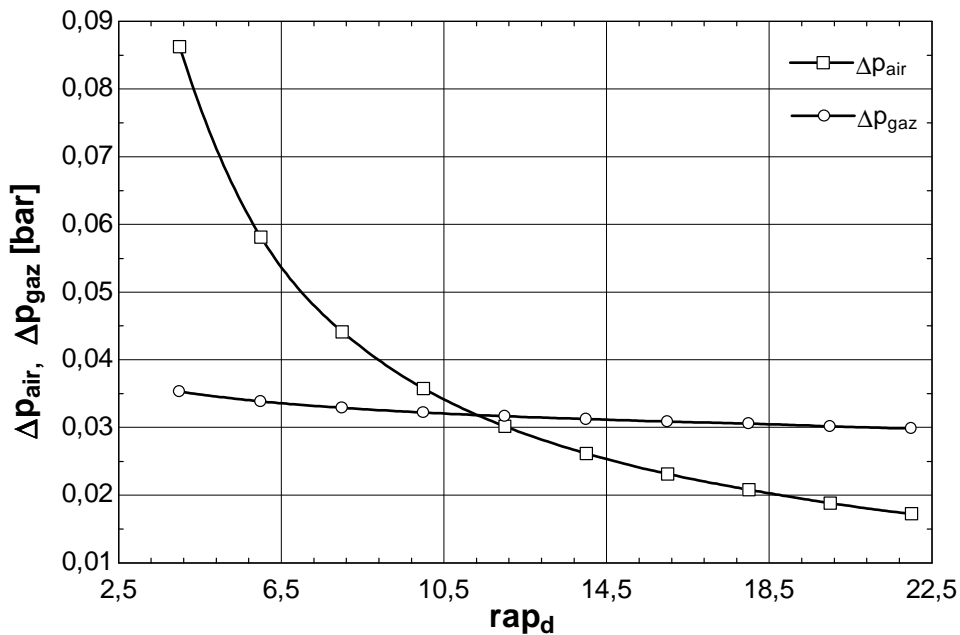


Fig.5.57. Variația pierderii de presiune a aerului/gazului funcție de raportul de destindere

Raportul de destindere a gazelor de ardere în turbină influențează semnificativ căderea de presiune pe partea de aer a schimbătorului de căldură recuperator (rap_d este invers proporțional cu Δ p_{air}), în timp ce căderea de presiune pe partea de gaz are o evoluție aproape constantă.

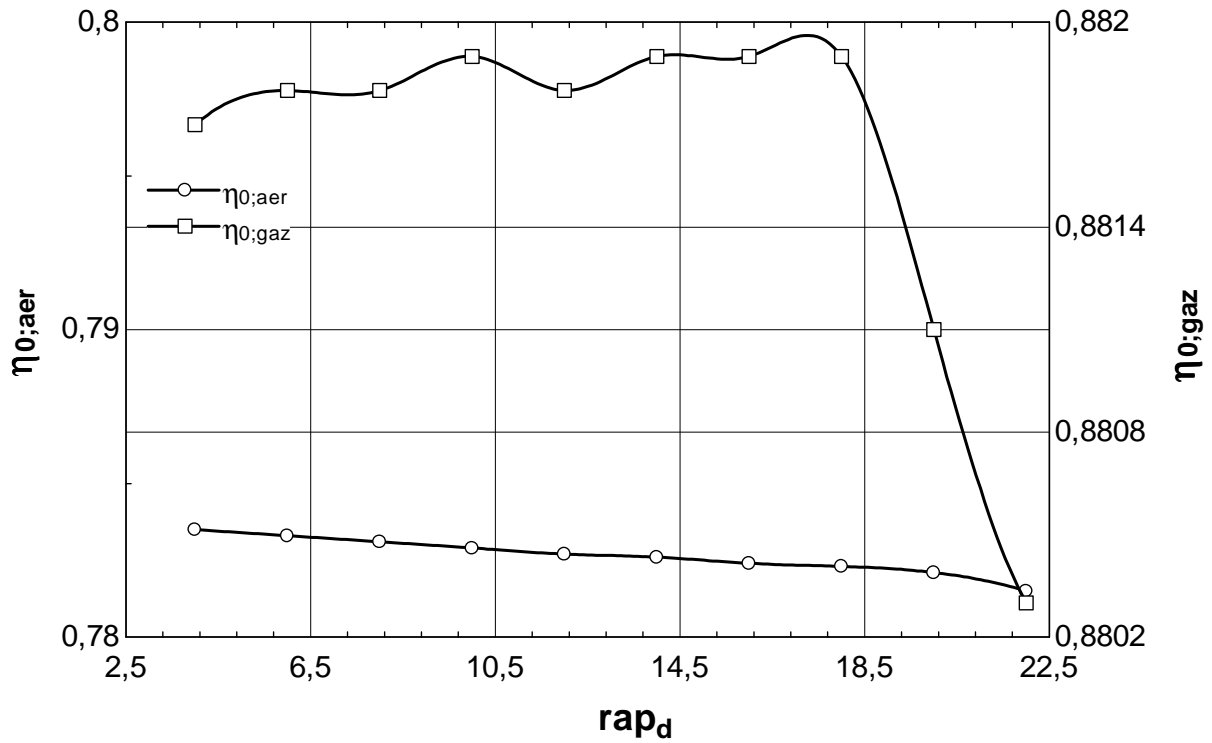


Fig.5.58. Variația eficienței suprafeței de schimb de căldură pe partea aerului/gazului funcție de raportul de destindere

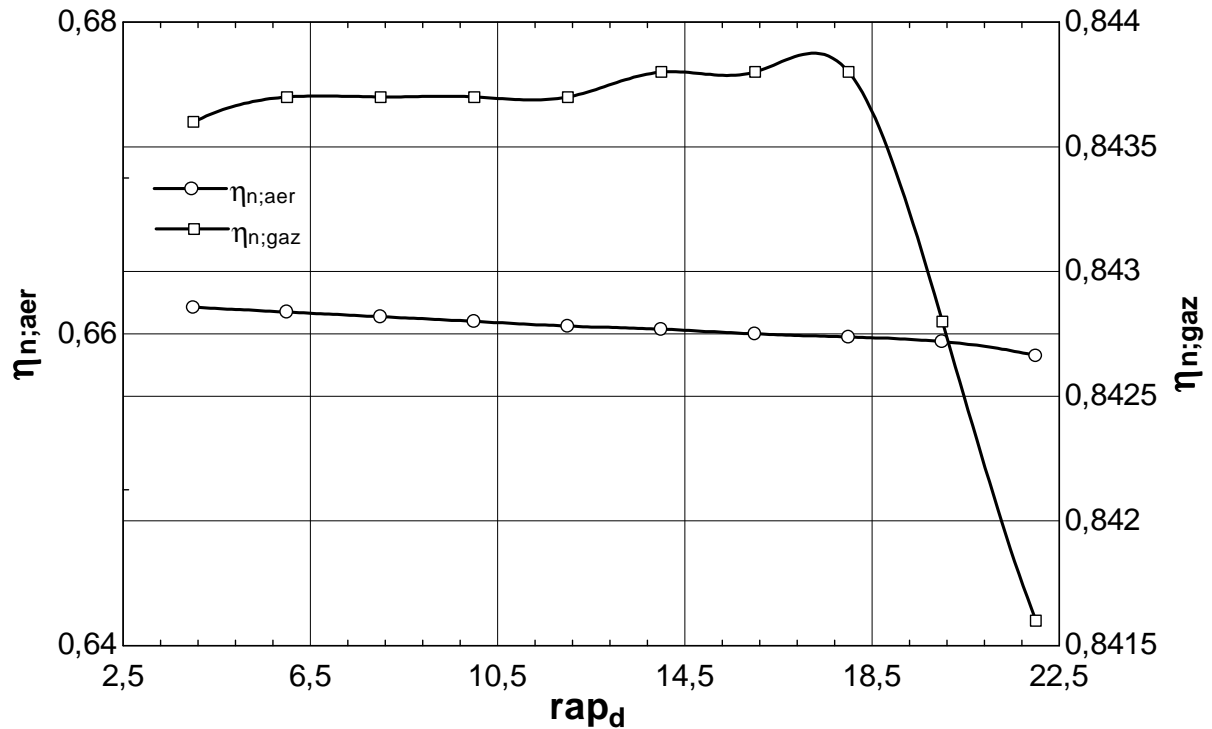


Fig.5.59. Variația randamentului nervurilor pe partea aerului/gazului funcție de raportul de destindere

În figurile 5.58 și 5.59 se prezintă variația randamentului nervurilor pe partea aerului/gazului și variația eficienței suprafeței de schimb de căldură pe partea aerului/gazului. Ambele grafice prezintă aceeași evoluție, valori semnificative înregistrându-se pe partea de gaz.

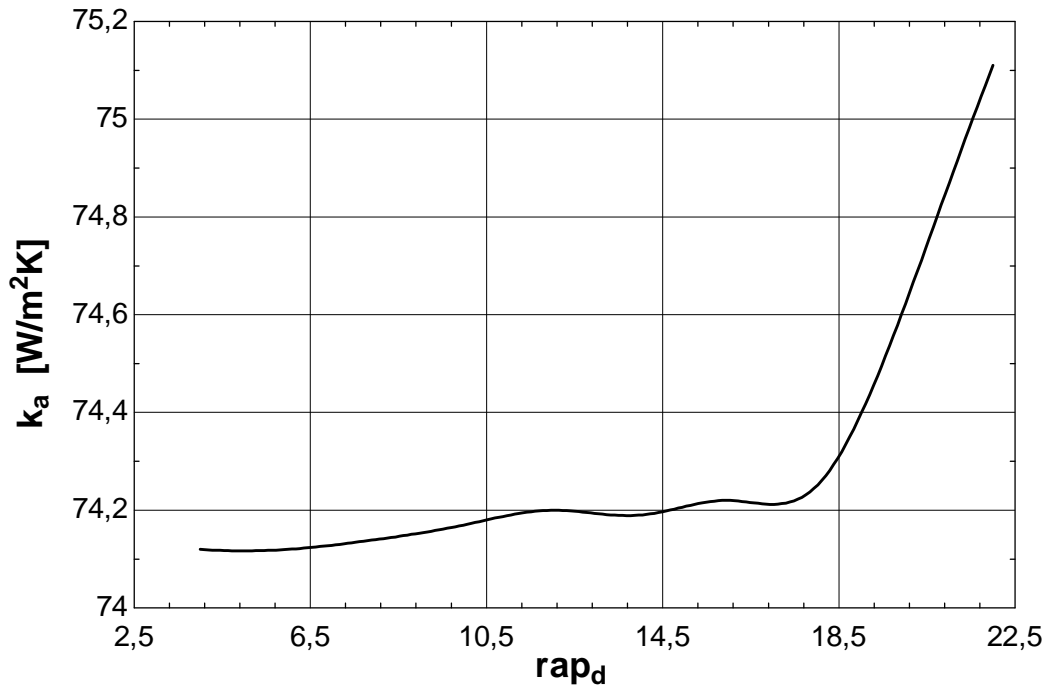


Fig.5.60. Variația coeficientului global de schimb de căldură funcție de raportul de destindere

Coeficientul global de schimb de căldură înregistrează o creștere semnificativă pentru valori ale raportului de destindere a gazelor de ardere în turbină mai mari de 18,5.

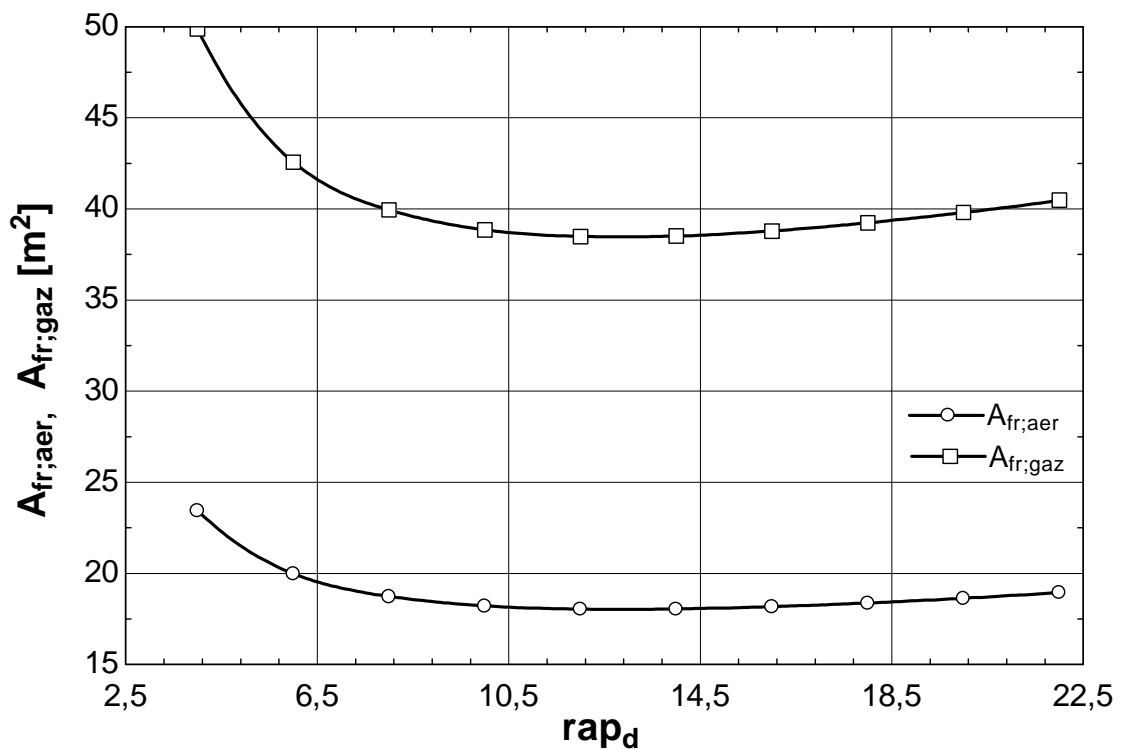


Fig.5.61. Variația suprafeței frontale pe partea aerului/gazului funcție de raportul de destindere

Variația suprafeței frontale pe partea aerului/ gazului funcție de raportul de destindere a gazelor de ardere în turbină atinge un minim pentru valorile de rap_d=12..14.

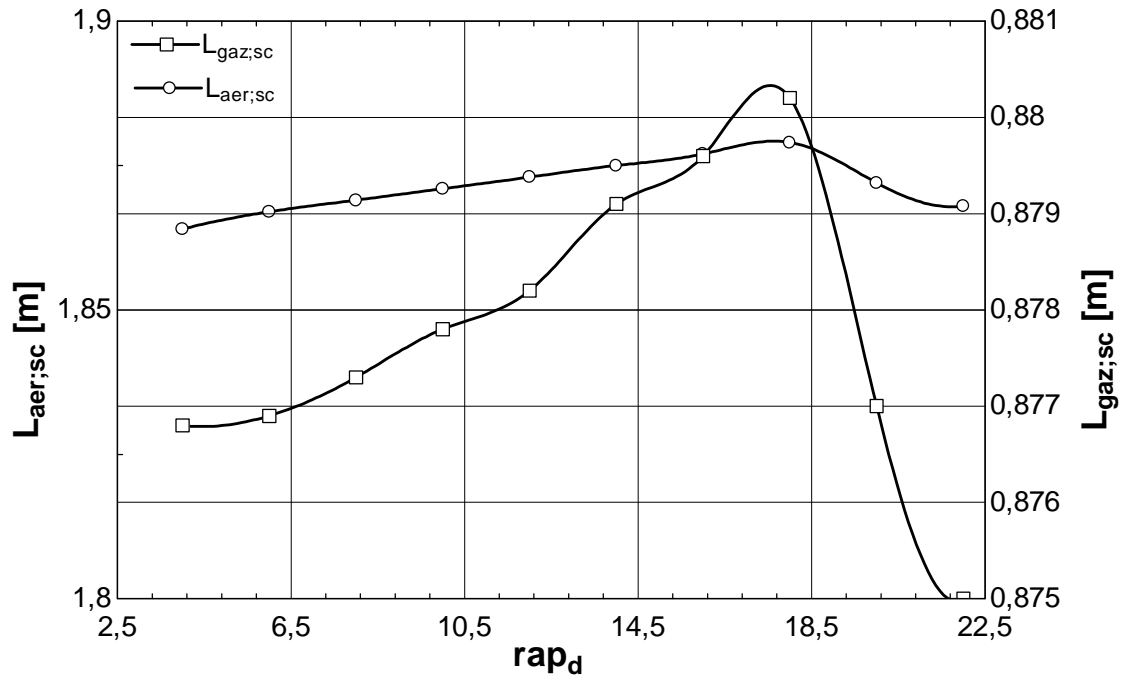


Fig.5.62. Variația lungimii schimbătorului recuperator pe partea aerului/gazului funcție de raportul de destindere

Atât lungimea schimbătorului recuperator pe partea de aer, cât și pe partea de gaz înregistrează un maxim pentru rap_d=17,5.

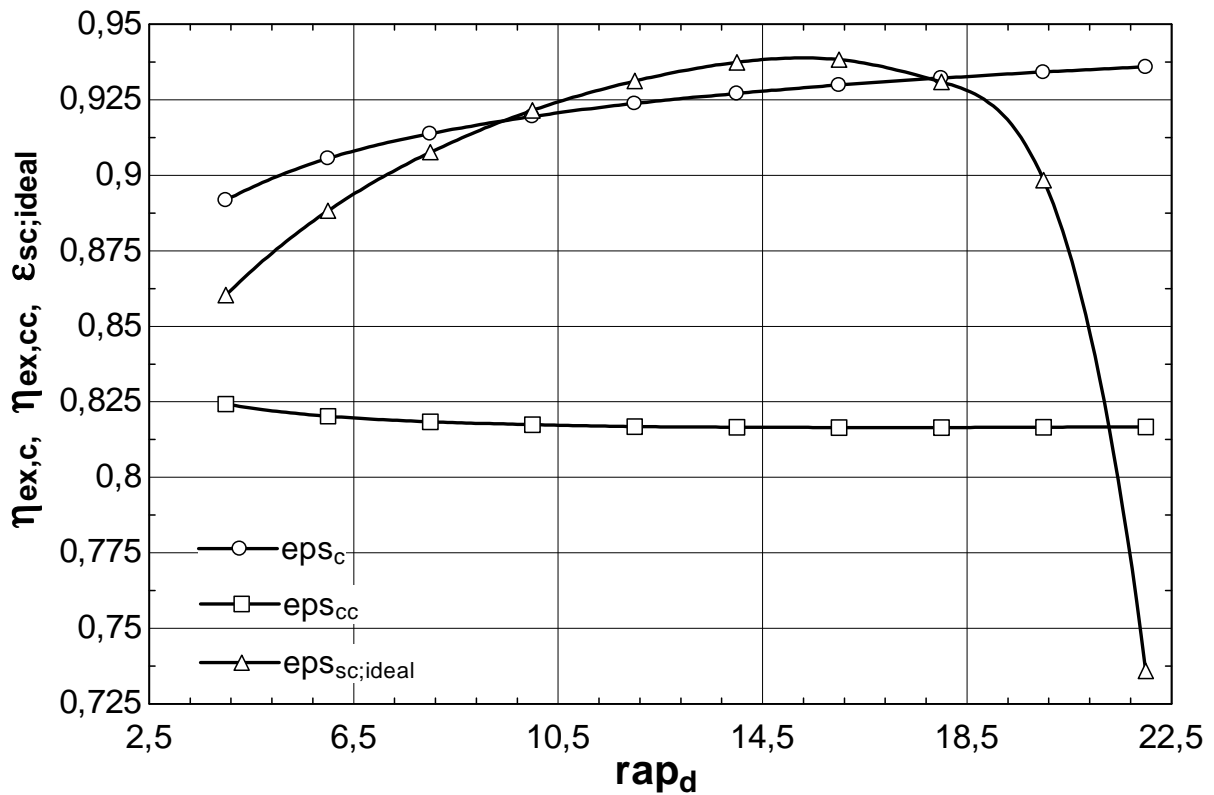


Fig.5.63. Variația randamentelor exergetice ale compresorului, camerei de ardere și a randamentului exergetic ideal al schimbătorului recuperator funcție de raportul de destindere

În fig. 5.63 randamentul exergetic al camerei de ardere nu este influențat de raportul de destindere a gazelor de ardere în turbina cu gaze, în timp ce randamentul exergetic al compresorului este direct proporțional cu rap_d . Randamentul exergetic ideal al schimbătorului de căldură recuperator înregistrează un maxim și apoi o evoluție descendentă bruscă la variația raportului de destindere.

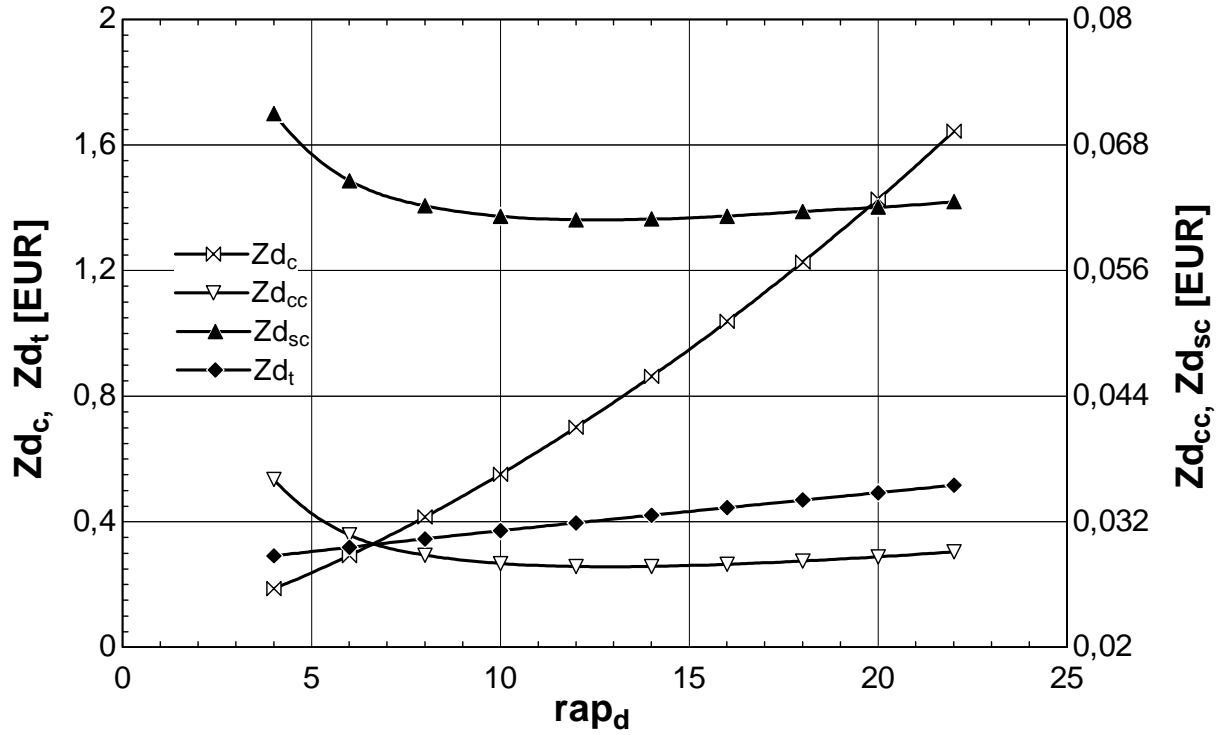


Fig.5.64. Variația costurilor de amortizare ale compresorului, camerei de ardere, schimbătorului de căldură și a turbinei funcție de raportul de destindere

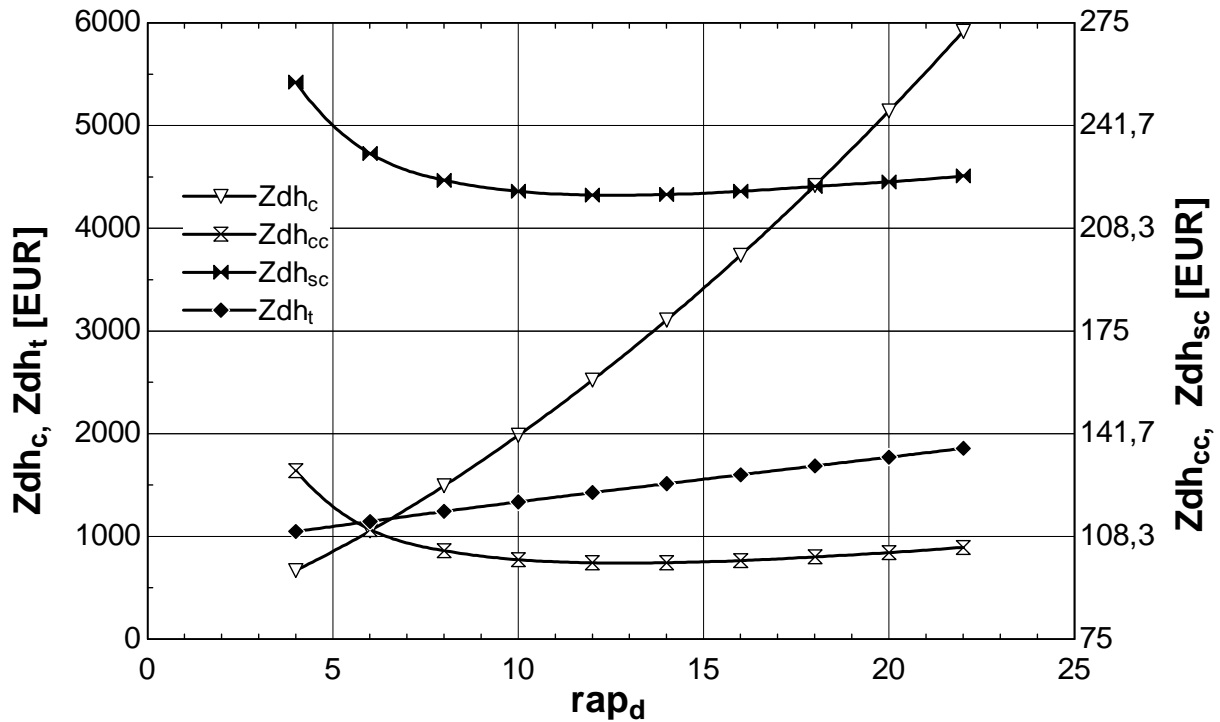


Fig.5.65. Variația costurilor de amortizare/ număr de ore de funcționare ale compresorului, camerei de ardere, schimbătorului de căldură și a turbinei funcție de raportul de destindere

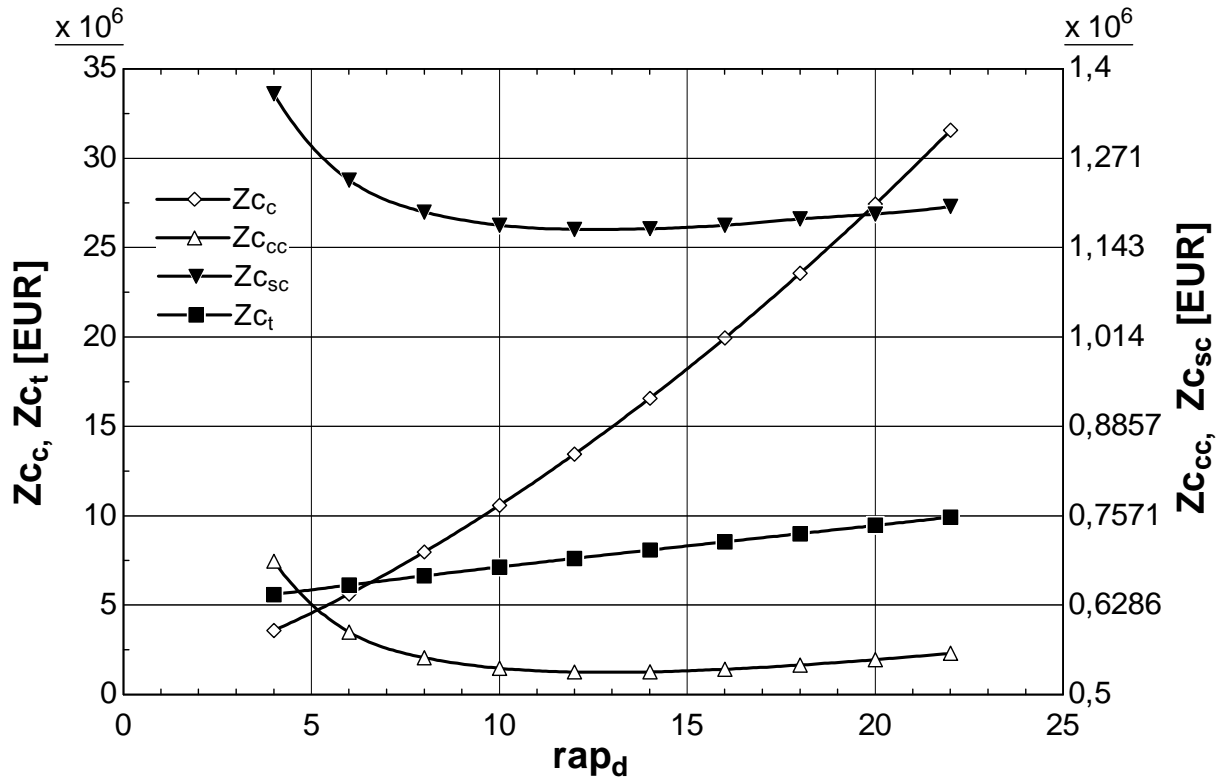


Fig.5.66. Variația costurilor de achiziție ale compresorului, camerei de ardere, schimbătorului de căldură și a turbinei funcție de raportul de destindere

CAPITOLUL 6. OPTIMIZAREA PE PRINCIPII EXERGOECONOMICE A INSTALAȚIEI DE TURBINĂ CU GAZE

Optimizarea exergoeconomică este o tehnică menită să găsească condițiile de funcționare optime ale instalației de turbină cu gaze în vederea obținerii de performanțe notabile care să satisfacă cerințele consumatorilor.

În primă instanță s-a efectuat o analiză parametrică a instalației în cadrul căreia s-a impus temperatura maximă a ciclului $T_3 = 1500 \text{ K}$. Menținând acest parametru la o valoare constantă s-a purces la variația raportului de comprimare al ciclului, pentru a se observa influența acestuia asupra randamentului termic și a lucrului mecanic specific [50].

Comportamentul randamentului energetic și a lucrului mecanic specific calculat pe baza modelului gazului ideal și modelul gazului real al agentului de lucru în funcție de raportul de comprimare este prezentat în figurile 5.1 – 5.2.

Se observă că pentru această instalație randamentul are o tendință de creștere continuă o dată cu creșterea raportului de comprimare. De asemenea utilizând modelul gazului real se obțin valori inferioare ale randamentului instalației comparativ cu cazul în care se utilizează pentru modelul de calcul gazul perfect.

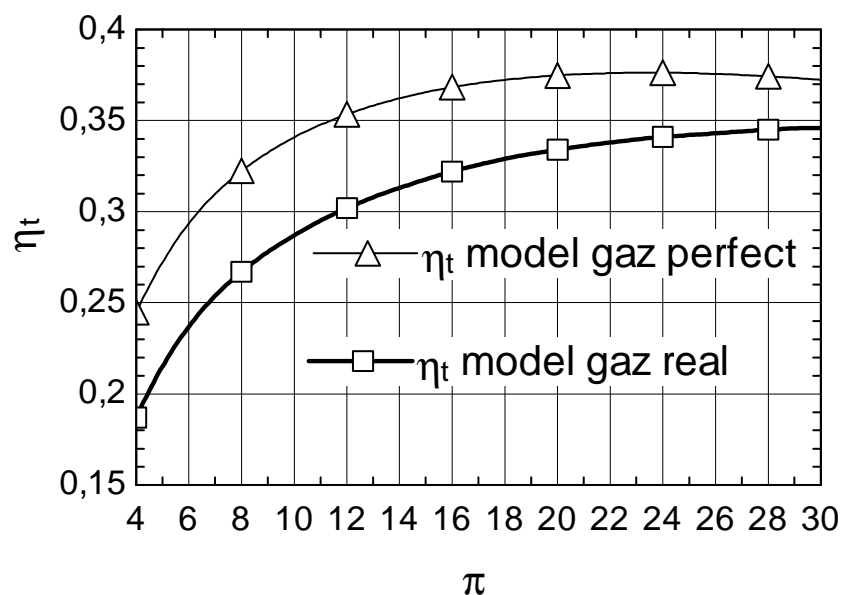


Fig. 5.1. Influența raportul de comprimare asupra randamentului energetic al instalației simple de turbine cu gaze

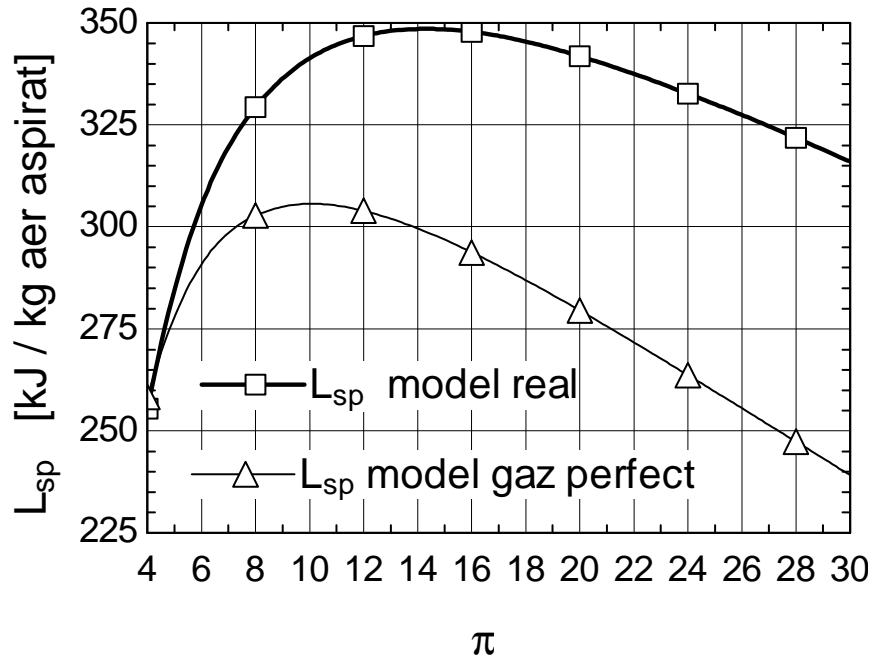


Fig. 5.2. Influența raportului de compresie asupra lucrului mecanic al instalației simple de turbine cu gaze

În ceea ce privește lucrul mecanic, în cazul în care agentul de lucru este considerat gaz perfect, se obține un maxim al L_{sp} pentru un raport de comprimare egal cu 10. În cazul considerării ca agent de lucru aerul – gaz real, maximum se deplasează spre dreapta obținându-se un optim pentru un raport de comprimare egal cu 14.

Nu doar variația parametrilor instalației de turbine cu gaze poate conduce la soluții constructive optimale, ci și o schimbare în structura instalației poate avea același rezultat.

Așa cum s-a sugerat în capitolul 4, introducerea unui schimbător de căldură recuperator poate avea efecte benefice asupra performanțelor instalației de turbină cu gaze.

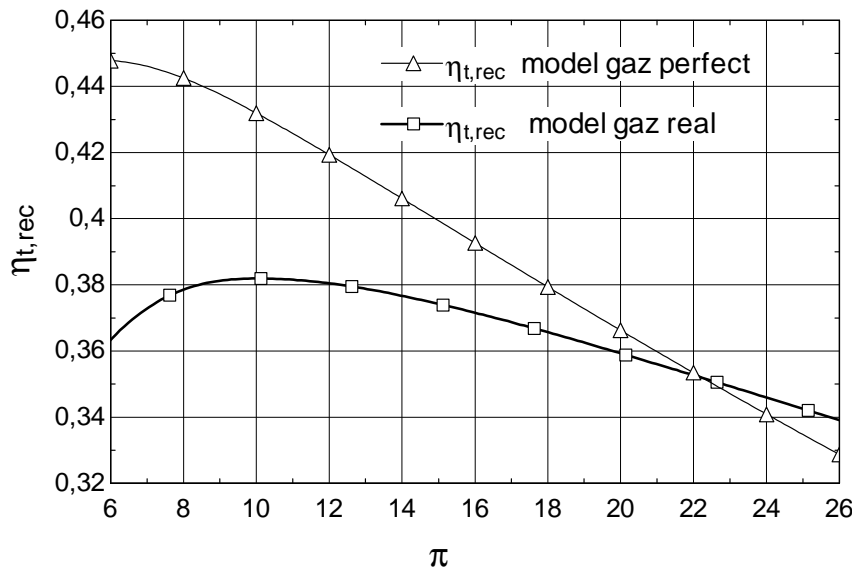


Fig. 5.3. Influența raportului de compresie asupra randamentului energetic al instalației de turbină cu gaze cu recuperare de căldură ($\theta = T_3/T_1$, $\epsilon_{sc} = 0,75$, $G_{aer} = 25 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$, $G_{gaz} = 12 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{s})$)

Un schimbător de căldură recuperator poate preîncălzi aerul comprimat înainte de intrarea în camera de combustie și în acest fel poate îmbunătăți performanțele instalației simple cu turbină cu gaze.

Figura 5.3 prezintă maniera în care introducerea acestui echipament suplimentar influențează randamentul instalației. Se observă că în cazul în care agentul de lucru este asimilat cu un gaz real se atinge un maxim pentru un raport de comprimare egal cu 10, acest lucru evidențiind ca pentru acest set de parametri $T_3=1500\text{K}$, $\pi=10$ lucrul mecanic consumat de compresor, raportat la lucrul mecanic produs de turbină are valoare optimă.

Analiza exergetică a unui sistem de turbine cu gaze simplu, prezentată în figura 5.4 dezvăluie o pierdere exergetică mare cu gazele de combustie la ieșirea din turbină.

Minimizarea pierderilor și a distrugerilor de exergie duce la maximizarea randamentului.

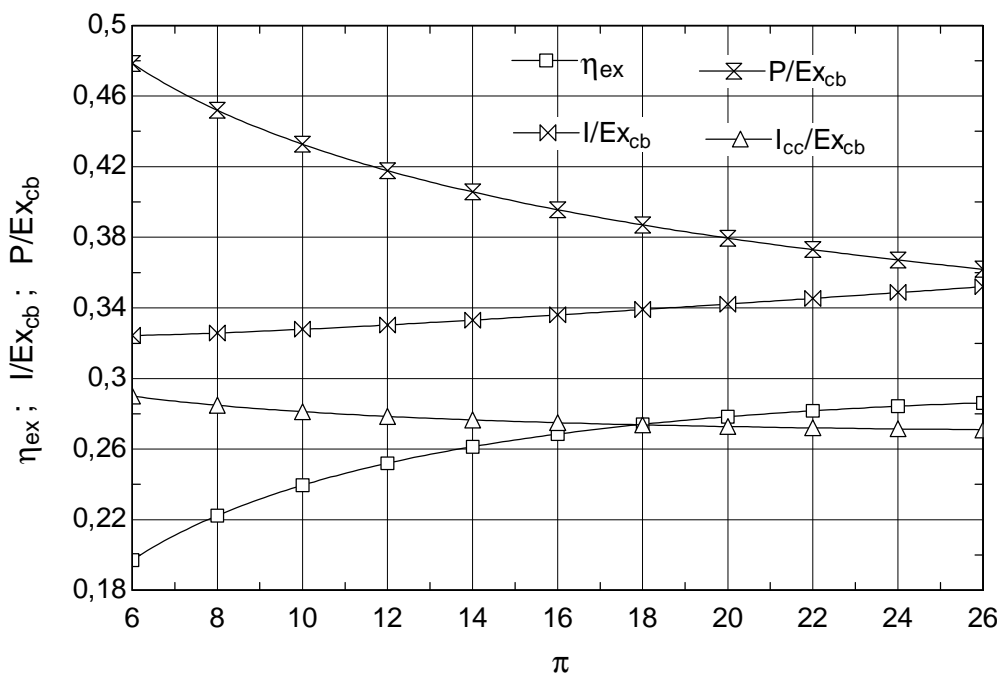


Fig. 5.4. Influența raportului de comprimare asupra randamentului exergetic și asupra distrugerilor și pierderilor relative de exergie într-o instalație de turbină cu gaze simplă.

Efectul benefic al acestei soluții constructive, pierderea de exergie s-a diminuat semnificativ rămânând să se diminueze distrugerile interne de exergie, poate fi observat comparând figurile 5.4 și 5.5.

Dacă ar fi să ne concentrăm atenția pe curba care reprezintă pierderile din sistem în cadrul instalației de turbină cu gaze simplă, observăm ca aceasta variază între valorile 0,36..0,48. Prin introducerea unui schimbător de căldură recuperator se poate observa că (fig. 5.5) pierderile, pentru instalația de turbină cu gaze cu recuperare de căldură, au înregistrat valorile 0,355..0,385. Se poate concluziona că soluția cu recuperare de căldură diminuează pierderile sistemului cu aproximativ 20% pentru un raport de comprimare $\pi=10$ și o temperatură maximă a ciclului $T_3=1500\text{K}$.

Conform analizei exergetice, introducerea unui nou echipament în sistem are ca și consecință negativă introducerea de noi ireversibilități, pe lângă efectele pozitive asupra performanțelor.

În cadrul instalației de turbină cu gaze simplă, se observă că în ceea ce privește

ireversibilitățile (fig. 5.4), cele din camera de combustie reprezintă aproximativ 80% din ireversibilitățile din sistem.

Pentru instalația de turbină cu gaze cu recuperare de căldură, ireversibilitățile din camera de combustie s-au stabilizat în jurul valorii de 0,275, iar valoarea totală a ireversibilităților din sistem a avut aproximativ aceeași valoare medie ca în cazul instalației de turbină cu gaze simplă.

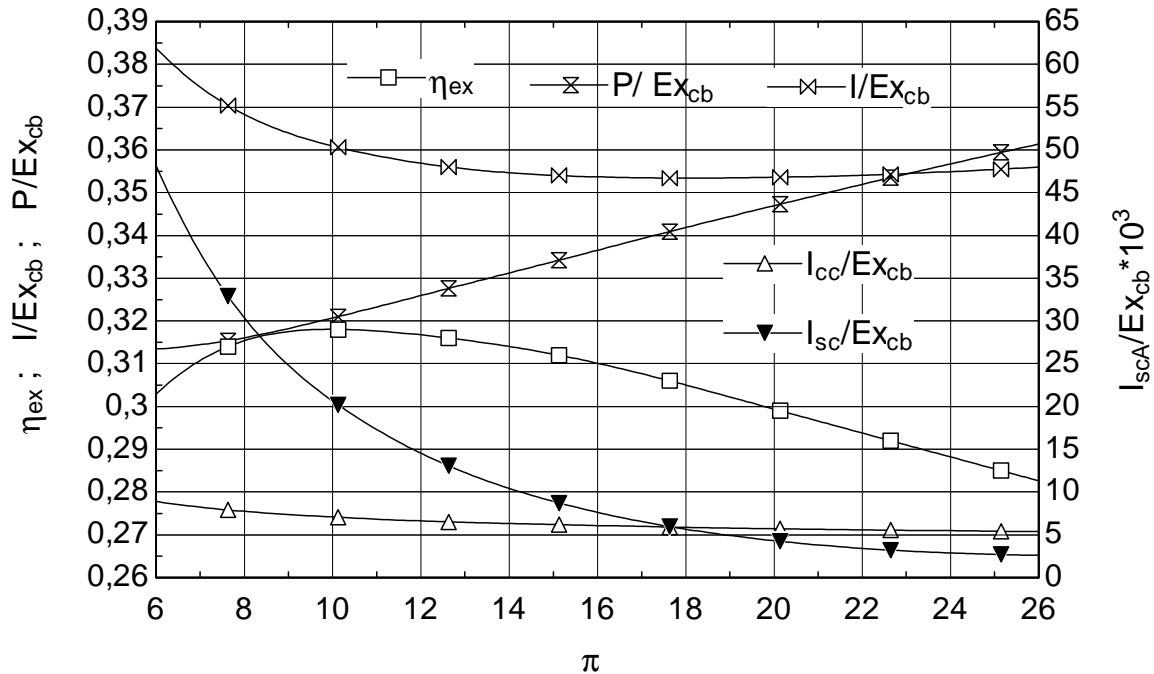


Fig. 5.5. Influența raportului de compresie asupra randamentului exergetic și asupra distrugerilor și pierderilor relative de exergie într-o instalație de turbină cu gaze cu recuperare de căldură ($\theta = T_3/T_1$, $\epsilon_{sc} = 0,75$, $G_{aer} = 25 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $G_{gaz} = 12 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$)

Un design optim al schimbătorului de căldură implică ca atât pe partea de aer, cât și pe partea de gaze de ardere a schimbătorului, căderile de presiune să aibă valori apropiate. Eficacitatea nervurilor este un parametru care influențează performanțele schimbătorului de căldură cu plăci. Pentru schimbătorul cu plăci analizat după modelul propus în Capitolul 4, randamentul nervurilor pe partea aerului are valoarea 0,6611. Această valoare, deoarece este inferioară pragului de 0,80, poate introduce erori în mersul de calcul pentru curgeri în pasaje lungi nervurate.

Parametrii acestui calcul de optimizare pentru schimbătorul de căldură sunt: $T_0 = 300 \text{ K}$; $p_0 = 1,013 \text{ bar}$; $p_a = p_0$; $T_a = T_1 = T_0$; $T_3 = 1500 \text{ K}$; $p_8 = p_0 * 1,05$; $rap_d = 8$; $\pi = 10$, $\eta_{st} = 0,87$; $\eta_{sc} = 0,86$; $\eta_{comb} = 0,98$; $\eta_M = 0,998$; $\epsilon_A = 0,05$; $\epsilon_{comb} = 0,05$; $\epsilon_e = 0,05$, $\epsilon_{sc} = 0,75$, $G_{aer} = 12 \text{ [kg}/(\text{m}^2 \text{ s})]$; $G_{gaz} = 12 \text{ [kg}/(\text{m}^2 \text{ s})]$; $rap_d = 8$.

S-au variat pe rînd eficacitatea schimbătorului de căldură, vitezele aerului și gazelor de ardere din schimbătorul de căldură.

În cazul varierii eficienței schimbătorului de căldură în intervalul 0,5..0,9 se observa ca nu s-a găsit o valoare pentru care cele două căderi de presiune să aibă aceeași valoare, în schimb pentru valori mici ale eficienței schimbătorului de căldură 0,5..0,65, căderile de presiune au valori relativ apropiate.

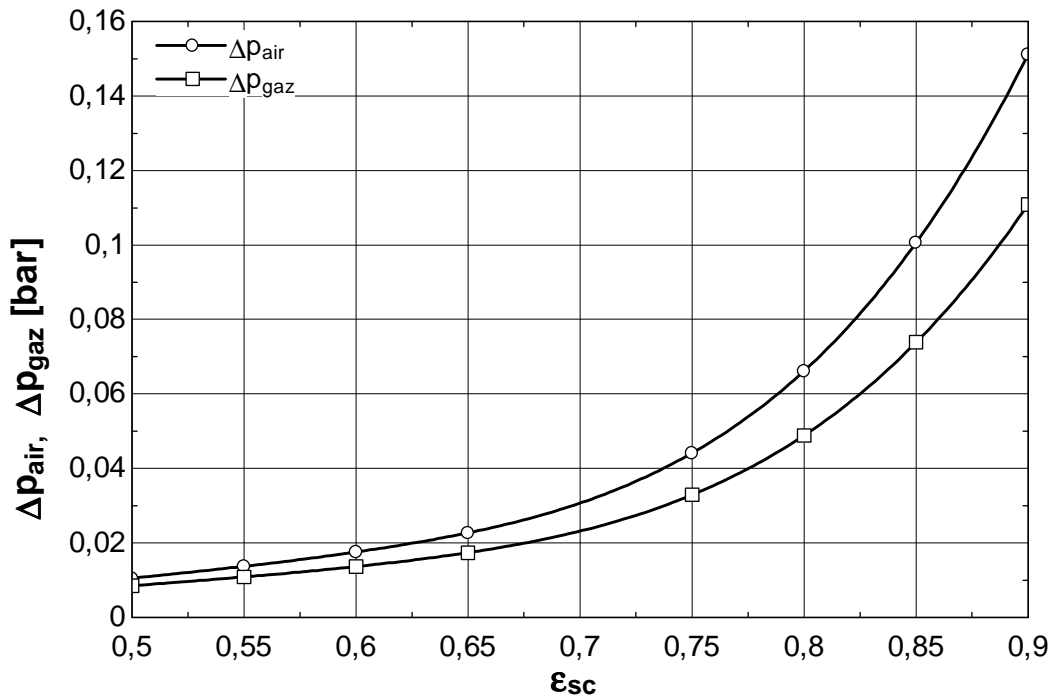


Fig.6.6. Variația pierderii de presiune a aerului/gazului funcție de eficiența schimbătorului de căldură

În cazul figurilor 6.7 – 6.8, se observă că viteza de curgere a gazelor, respectiv a aerului, influențează semnificativ părțile proprii din schimbătorul de căldură. De exemplu, în figura 6.7, o influență semnificativă asupra căderii de presiune se înregistrează pe partea aerului, la varierea vitezei aerului. În cazul căderii de presiune pe partea gazelor de ardere, influența nu este notabilă.

viteza masică $\uparrow \rightarrow$ coeficientul global de schimb de căldură $\uparrow \rightarrow$ suprafața de schimb de căldură \downarrow

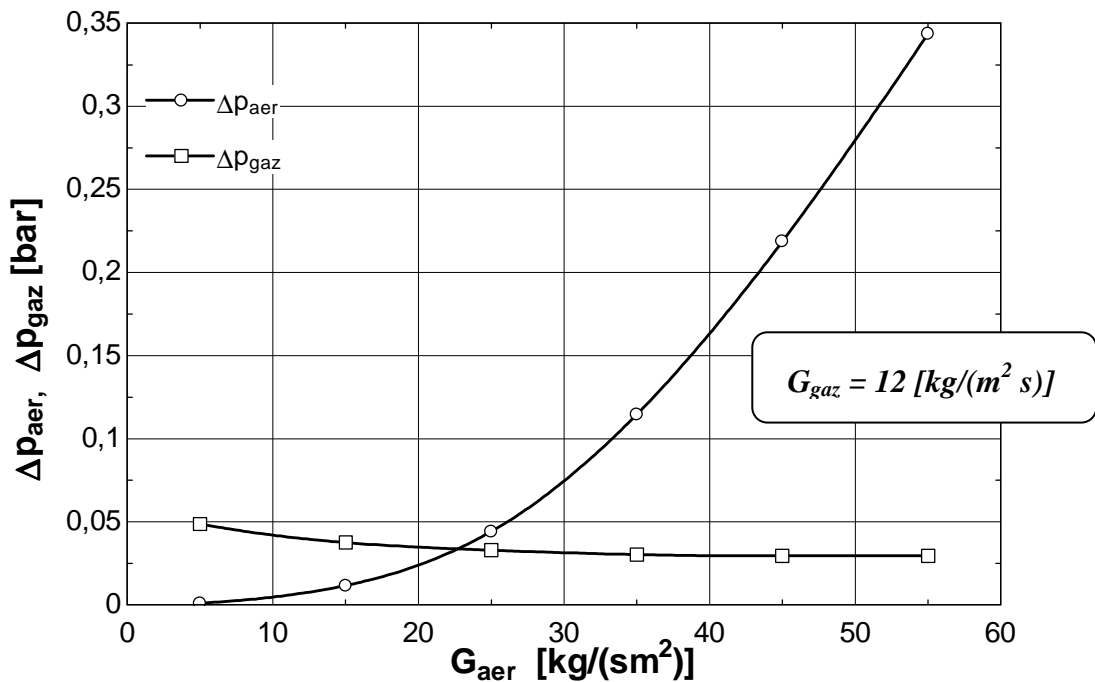


Fig.6.7. Variația pierderii de presiune a aerului/gazului funcție de viteza masică a aerului

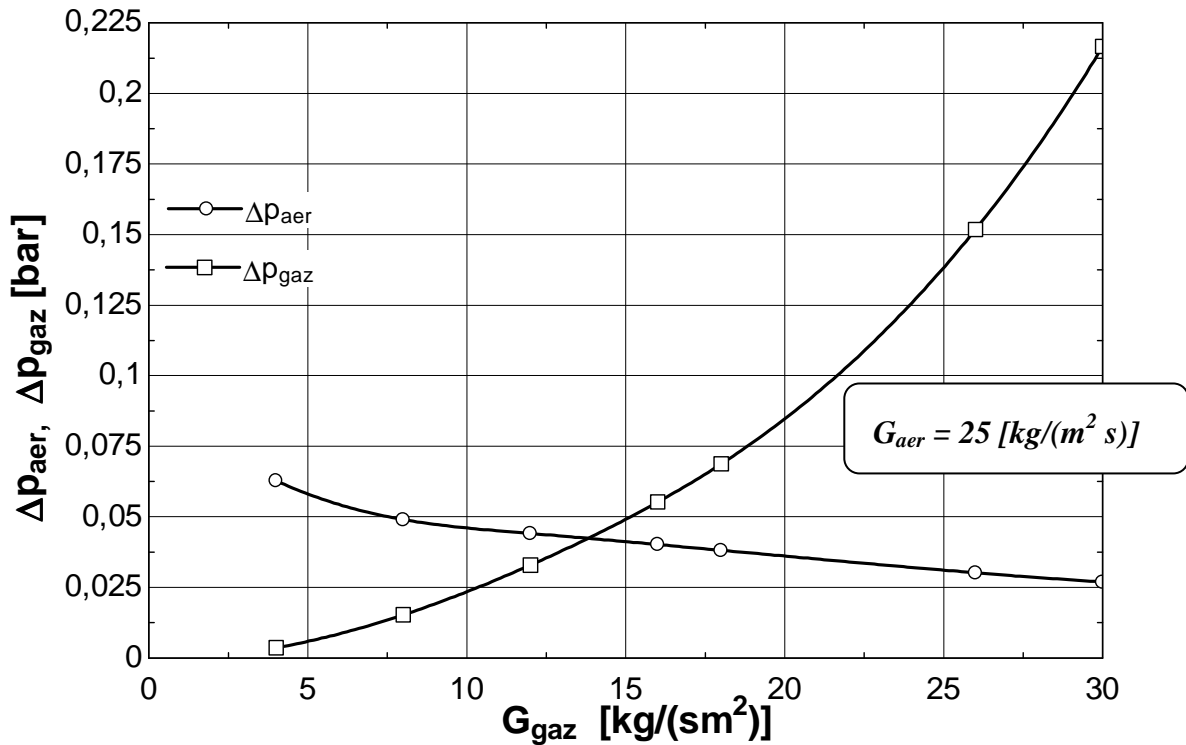


Fig.6.8. Variația pierderii de presiune a aerului/gazului funcție de viteza masică a gazului

Studiul exergetic al schimbătorului recuperator arată comportamentul antagonist al distrugerilor de exergie datorate transferului de căldură la o diferență finită de temperatură și al celor datorate pierderilor de presiune funcție de variațiilor eficacității aparatului.

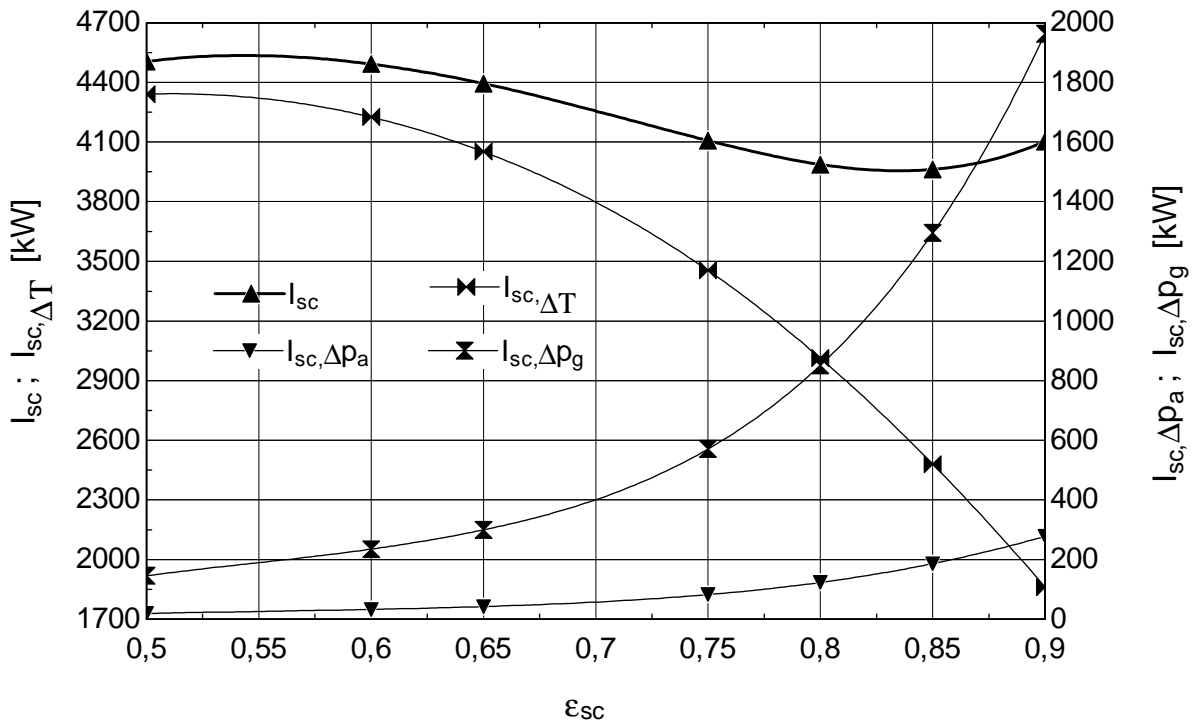


Fig. 5.6. Influența eficienței schimbătorului recuperator asupra distrugerilor de exergie ($\theta = T_3/T_1$, $\epsilon_{sc} = 0,75$, $G_a = 25 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$, $G_g = 12 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$)

Introducerea unui schimbător de căldură recuperator în instalația de turbină cu gaze are efecte și asupra costului combustibilului, cât și asupra costului total al instalației.

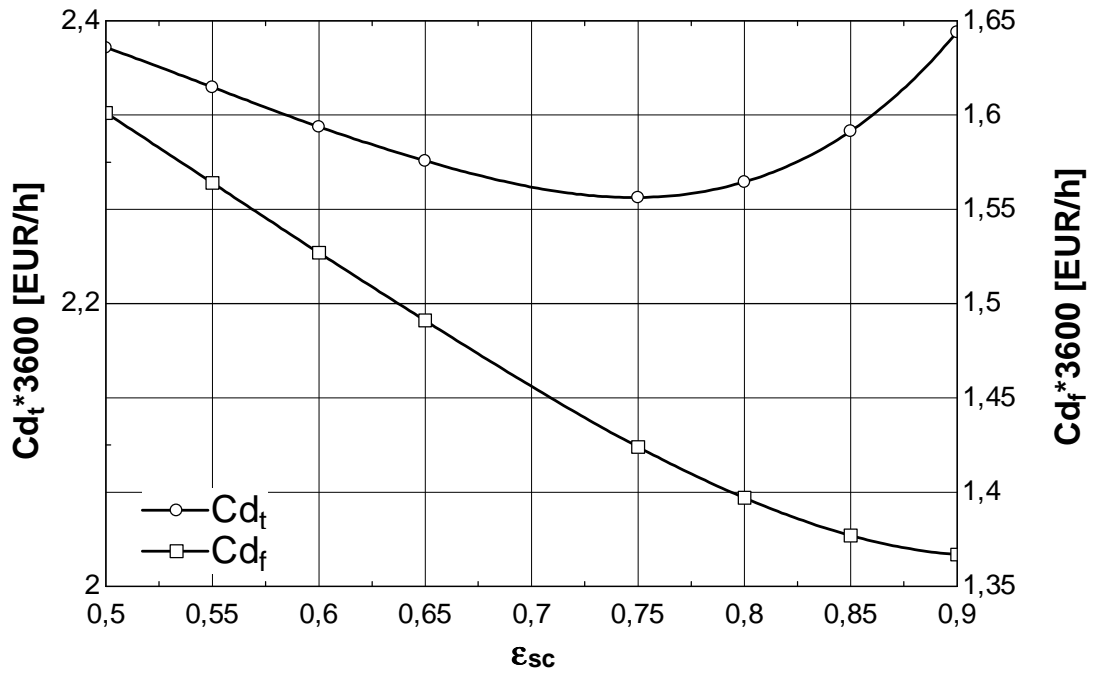


Fig. 6.9. Variația costului combustibilului și al costului total (amortizare + investiție) funcție de eficiența schimbătorului de căldură

În timp ce costul combustibilului scade o dată cu creșterea eficacității schimbătorului de căldură recuperator (debitul de combustibil scade o dată cu creșterea eficacității schimbătorului recuperator – fig. 6.10), în ceea ce privește costul total al instalației (amortizare + investiție), se înregistrează un minim pentru un schimbător de căldură cu o eficacitate de 0,75.

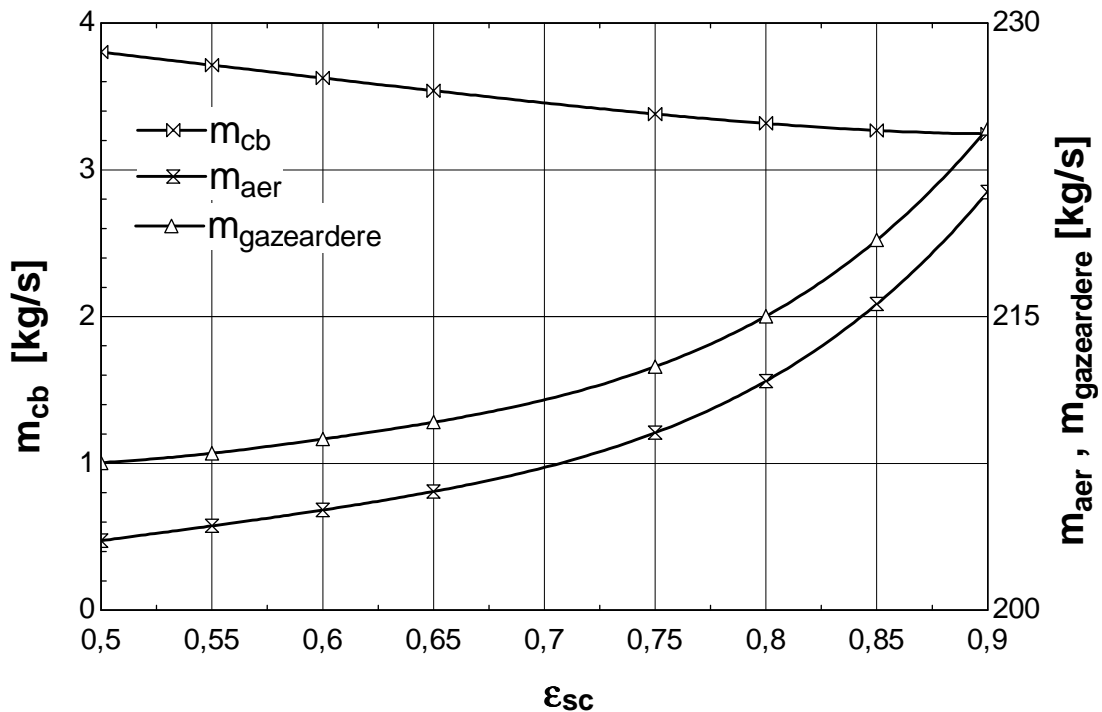


Fig. 6.10. Variația debitului de combustibil, de aer și de gaze de ardere funcție de eficiența schimbătorului de căldură

CAPITOLUL 7. INSTALAȚIA PENTRU TRIGENERARE DE ENERGIE

Cogenerarea este un concept ingineresc care implică producerea de electricitate și căldură utilă printr-o singură operațiune, prin urmare combustibilul este utilizat eficient în comparație cu obținerea celor doi produși prin procedee separate. Cerințele de cogenerare pot fi îndeplinite în mai multe moduri, de la turbine cu abur și gaze naturale, pile de combustie și motoare Stirling. Nu este o cerință echilibrată de energie electrică și termică, în cele mai multe aplicații practice de unități de cogenerare convenționale. Mai mult, există o cerere mare de răcire pentru scopuri tehnologice sau de aer condiționat. Din punct de vedere energetic și din punct de vedere economic, utilizarea cea mai eficientă a energiei primare, în cazul în care este posibil, este efectuată prin sisteme de cogenerare care sunt capabile să producă simultan energie electrică, căldură, și, de asemenea, să condiționeze aerul. Aceste sisteme combinate de energie pot fi numite sisteme de trigenerare, care reprezintă o producție combinată de energie electrică, căldură și frig. [51-54]

Răcirea aerului la admisia în compresor este necesară pentru a îmbunătăți performanțele instalației pe timp de vară și pentru a putea satisface cererea. Acest procedeu reduce activitatea compresorului și în acest fel mărește puterea netă a instalației de turbină cu gaze. [40-43]

Structura instalației de trigenerare analizată în acest capitol este: o turbină cu gaze, un schimbator de caldura folosit pentru producerea de apă caldă și o instalație cu absorbție de amoniac în apă. Așa cum se arată Figura 7.1, se furnizează gaz natural instalației de turbină cu gaze pentru producerea de electricitate în timp ce gazele fierbinți evacuate de către turbină sunt utilizate pentru producerea de apă caldă și pentru răcirea aerului în instalația cu absorbție. Figurile 7.1 – 7.3 prezintă modalitățile posibile de aranjament ale schimbătorului de căldură recuperator și al celui folosit pentru obținerea apei calde pentru instalația de trigenerare. [57]

Deoarece nivelul de temperatură necesitat de instalația cu absorbție de amoniac în apă nu este unul foarte ridicat (aprox. 120°C), nu s-a acordat o atenție sporită localizării acesteia în cadrul instalației de trigenerare, un interes mai ridicat prezentând modul de aranjare a celor două schimbătoare de căldură, unul recuperator, celălalt folosit pentru obținerea de apă caldă. [58].

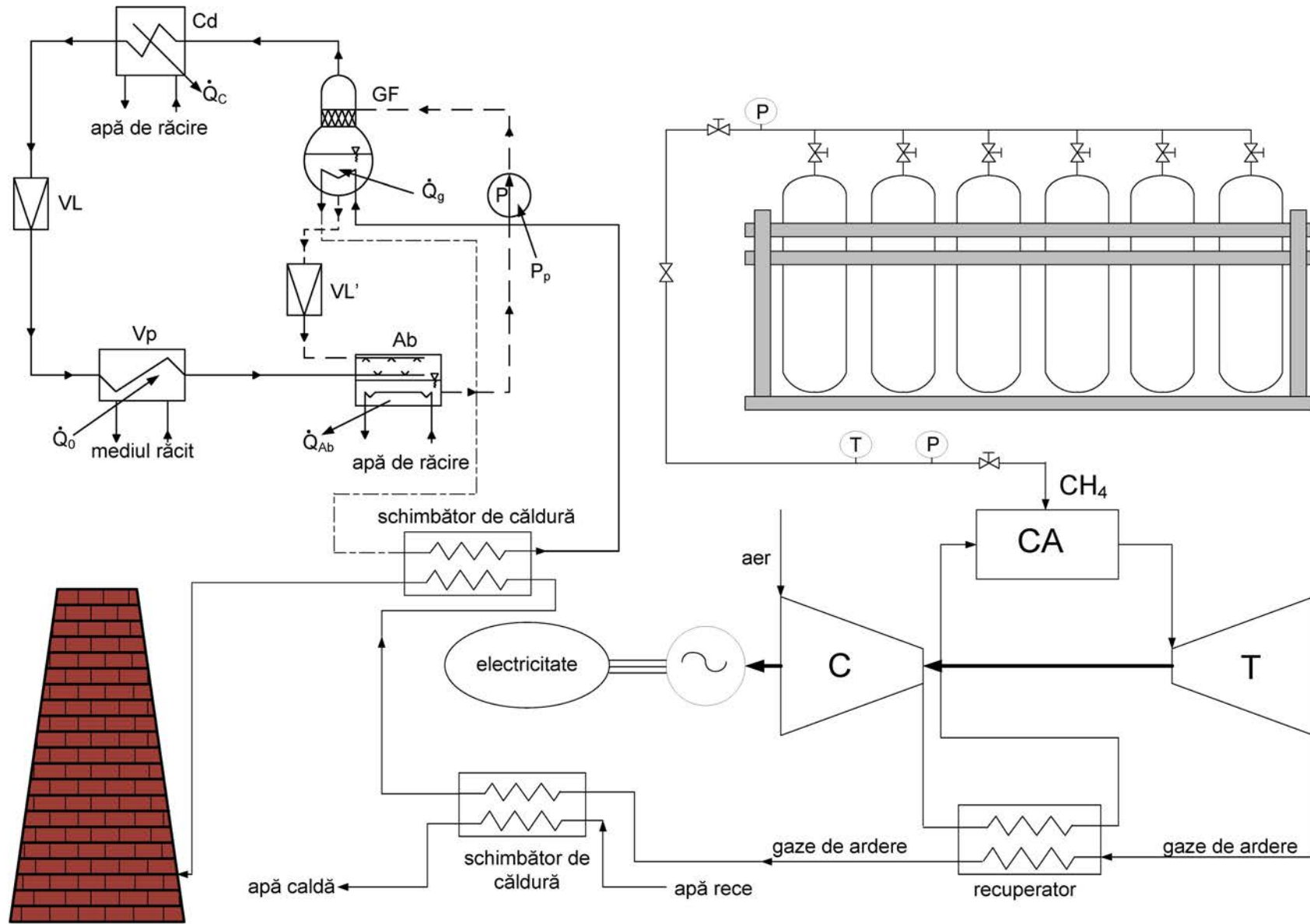


Fig. 7.1. Instalația de trigenerare – configurație cu schimbător de căldură recuperator în amonte față de schimbătorul de căldură folosit pentru obținerea apei calde [57]

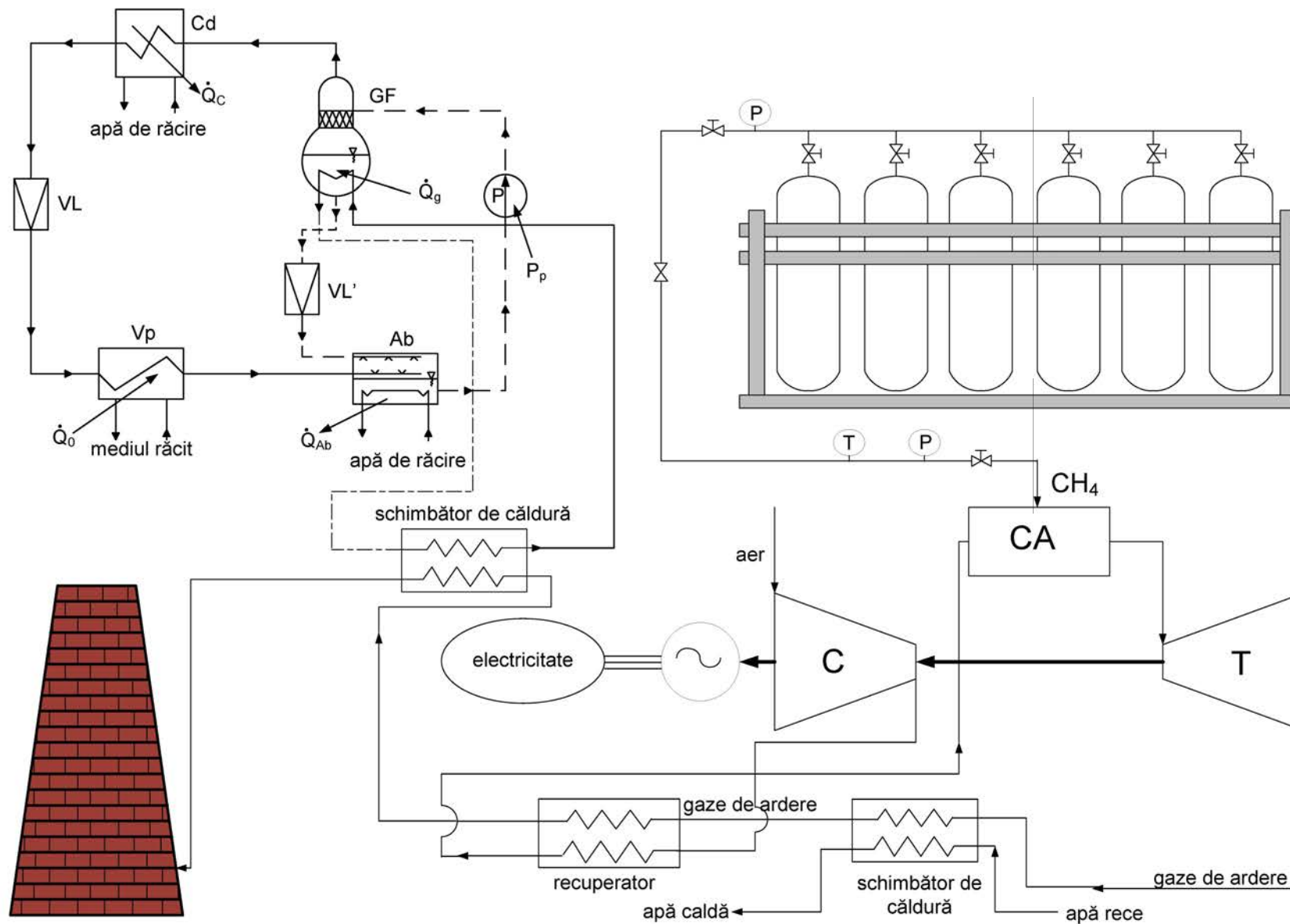


Fig. 7.2. Instalația de trigenerare – configurație cu schimbător de căldură recuperator în aval față de schimbătorul de căldură folosit pentru obținerea apei calde

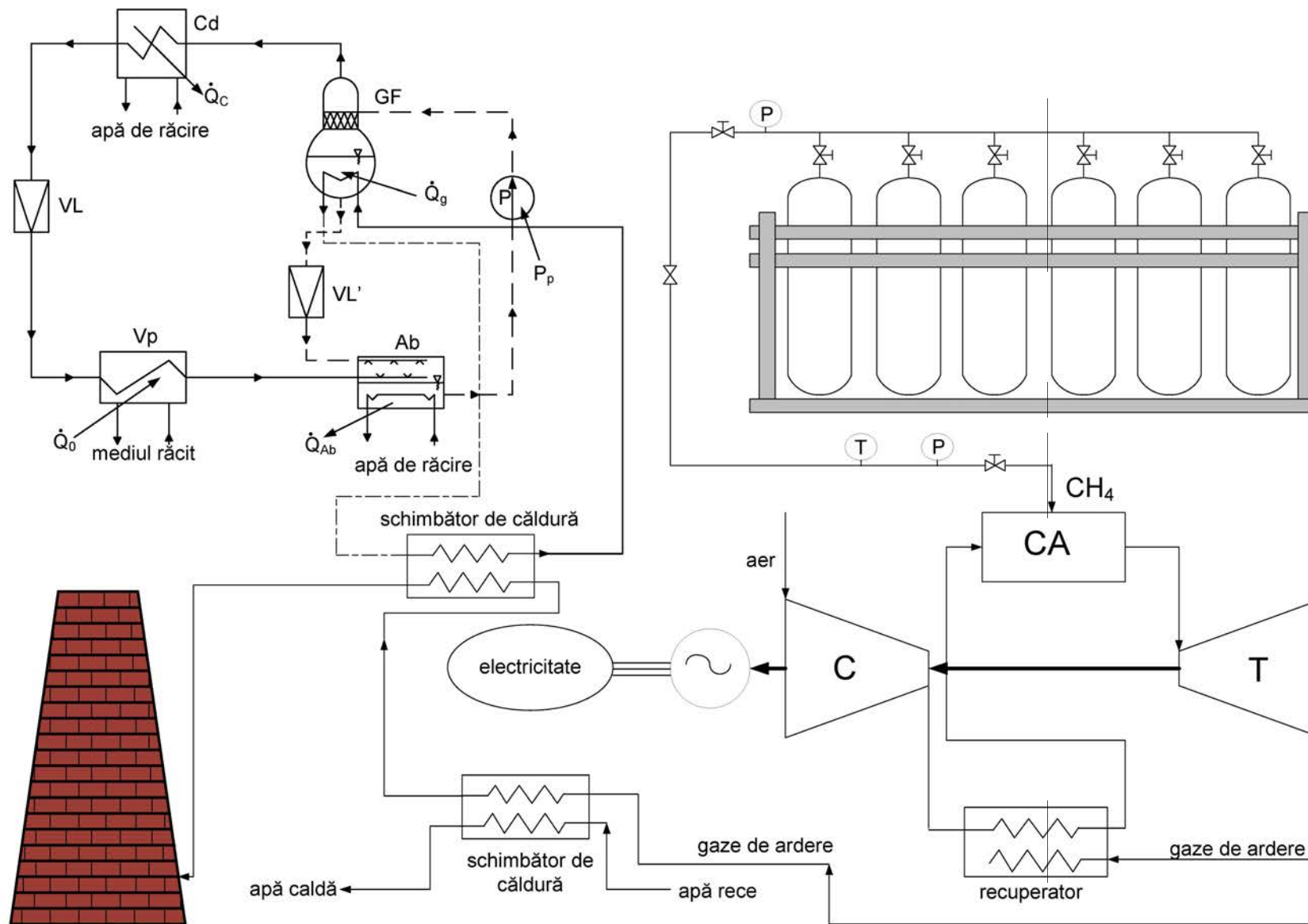


Fig. 7.3. Instalația de trigenerare – configurație cu schimbător de căldură recuperator în paralel cu schimbătorul de căldură folosit pentru obținerea apei calde

Pe baza Primului Principiu al Termodinamicii, randamentul global al instalației de trigenerare are următoarea expresie [57]:

$$\eta_{CCHP} = \frac{\dot{W}_e + \dot{Q}_{hot} + \dot{Q}_{cool}}{\dot{Q}_{fuel}} \quad (7.1)$$

Cel de-al Doilea Principiu al Termodinamicii este cel care definește randamentul exergetic, adică raportul dintre exergia utilă produsă de sistem și exergia combustibilului consumat de sistem. Pentru sistemul studiat acest raport va fi constituit din energia electrică produsă de instalația de turbină cu gaze la care se adaugă creșterea exergiei apei calde produse în schimbătorul de căldură util și creșterea exergiei apei răcite în instalația cu absorbție, totul împărțit la exergia combustibilului consumat de instalația de trigenerare [57].

$$\varepsilon_{CCHP} = \frac{\dot{W}_e + \dot{E}x_{Q_{hot}} + \dot{E}x_{Q_{cool}}}{\dot{E}x_{Q_{fuel}}} \quad (7.2)$$

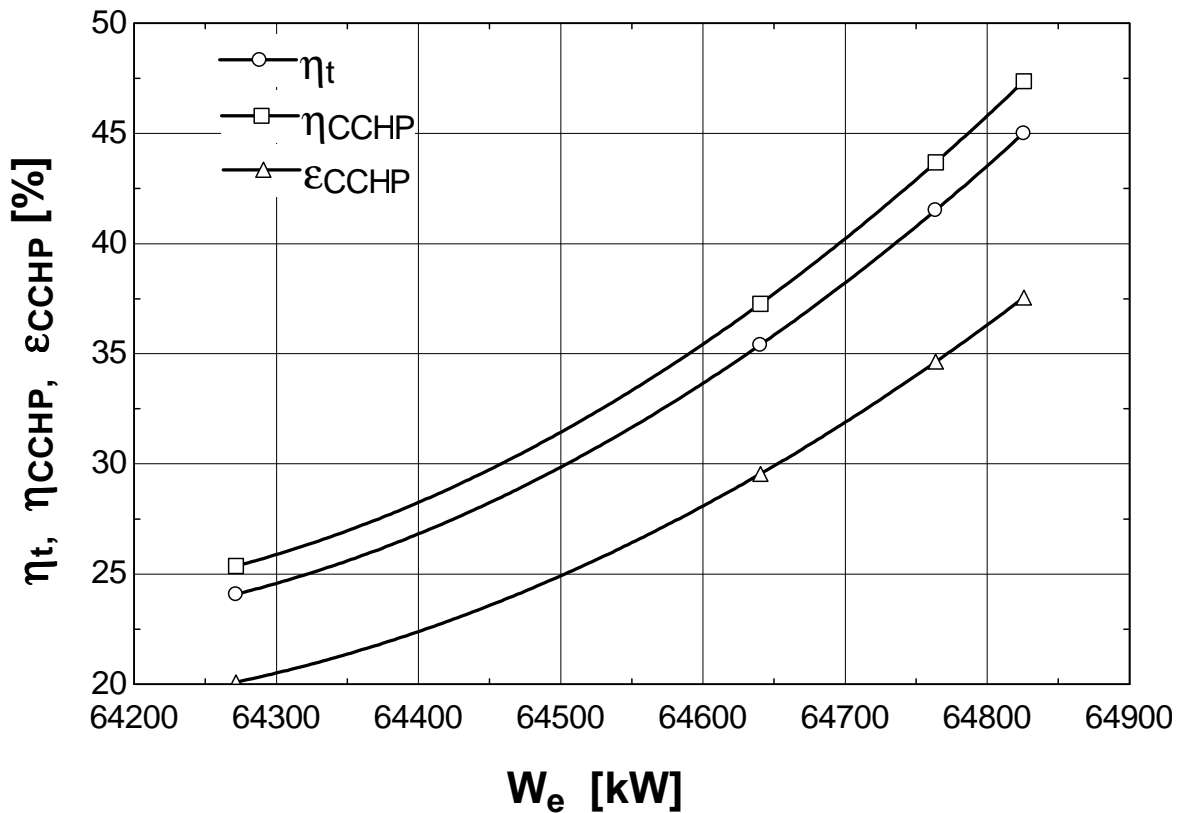


Fig. 7.4. Variația randamentului turbinei cu gaze, a randamentului global și a celui exergetic al sistemului de trigenerare în funcție de puterea instalației de turbine cu gaze

Figura 7.4 prezintă variația randamentului turbinei cu gaze, a randamentului global și a celui exergetic al sistemului de trigenerare în funcție de puterea instalației de turbine cu gaze. Este evident faptul că performanțele instalației de trigenerare cresc o dată cu creșterea puterii nete a instalației de turbină cu gaze.

În Tabelul 7.1 sunt prezentate performanțele instalației de trigenerare din figura 7.1. Pentru această instalație s-a folosit turbina cu gaze cu recuperare de căldură, pentru că performanțele acesteia sunt superioare turbinei cu gaze simple. De asemenea schimbătorul de căldură recuperator este plasat în amonte față de boiler.

Tabel 7.1. Performanțele instalației de trigenerare a energiei

<i>Instalația de turbină cu gaze</i>			<i>Instalația de turbină cu gaze cu recuperare de căldură</i>		
Randament	η_t	25.35%	Randament	η_t	38.19%
<i>Sistem de trigenerare</i>					
Randament global	η_{CCHP}		37,27%		
Randament exergetic	ε_{CCHP}		29,55%		
<i>Schimbător de căldură util</i>					
Eficacitate	ε_{heater}		75%		
Temperatura apei calde	T_{HW}		60°C		
<i>Sistem de refrigerare</i>					
Temperatura de intrare în instalația de absorbție			T_g		120°C
Coeficient de performanță			COP		0.414

CAPITOLUL 8. SISTEM DE COGENERARE CU MAȘINĂ STIRLING SOLARĂ

8.1. MOTORUL STIRLING. GENERALITĂȚI.

În familia mașinilor termice, motorul Stirling definește o mașină termică cu aer cald cu ciclu închis regenerativ, cu toate că incorect, termenul deseori este utilizat pentru a se face referire la o gamă mai largă de mașini. În acest context, "ciclu închis" înseamnă că fluidul de lucru este într-un spațiu închis numit sistem termodinamic, pe când la mașinile cu "ciclu deschis" cum este motorul cu ardere internă și anumite motoare cu abur, se produce un permanent schimb de fluid de lucru cu sistemul termodinamic înconjurător ca parte a ciclului termodinamic; "regenerativ" se referă la utilizarea unui schimbător de căldură intern care mărește semnificativ randamentul potențial al motorului Stirling. Există mai multe variante constructive ale motorului Stirling din care majoritatea aparțin categoriei mașinilor cu piston alternativ. În mod obișnuit motorul Stirling este încadrat în categoria motoarelor cu ardere externă cu toate că sursa de energie termică poate fi nu numai arderea unui combustibil ci și energia solară sau energia nucleară. Un motor Stirling funcționează prin utilizarea unei surse de căldură externe și a unui radiator de căldură, fiecare din acestea fiind menținut în limite de temperatură prestabilite și o diferență de temperatură suficient de mare între ele [59].

8.1.1. Ciclul motor

Deoarece ciclul motorului Stirling este închis, el conține o cantitate determinată de gaz numit "fluid de lucru", de cele mai multe ori aer, hidrogen sau heliu. La funcționare normală motorul este etanșat și cu interiorul lui nu se face schimb de gaz. Spre deosebire de alte tipuri de motoare nu sunt necesare supape. Gazul din motorul Stirling, asemănător altor mașini termice, parcurge un ciclu format din 4 transformări (timp): încălzire, destindere, răcire și compresie. Ciclul se produce prin mișcarea gazului înainte și înapoi între schimbătoarele de căldură cald și rece. Schimbătorul de căldură cald este în contact cu o sursă de căldură externă de exemplu un arzător de combustibil, iar schimbătorul de căldură rece este în legătură cu un radiator extern de exemplu radiator cu aer. O schimbare intervenită în temperatura gazului atrage după sine modificarea presiunii, în timp ce mișcarea pistonului contribuie la compresia și destinderea alternativă a gazului [59].

Comportarea fluidului de lucru este conformă legilor gazelor perfecte care descriu relația dintre presiune, temperatură și volum. Gazul fiind în spațiu închis, la încălzire se va

produce o creștere de presiune care va acționa asupra pistonului de lucru cauzând deplasarea acestuia. La răcirea gazului presiunea scade, deci va fi nevoie de mai puțin lucru mecanic pentru comprimarea lui la deplasarea pistonului în sens invers, rezultând un excedent energie mecanică.

Multe motoare Stirling performante sunt presurizate, adică presiunea medie din interior este mai mare decât cea atmosferică. Astfel masa fluidului de lucru este mai mare, ca urmare cantitatea de energie calorică vehiculată, deci și puterea motorului va fi mai mare. Creșterea presiunii atrage și alte modificări cum ar fi mărirea capacității schimbătoarelor de căldură precum și cea a regeneratorului. Aceasta la rândul ei poate mări spațiile neutilizate precum și rezistența hidrodinamică cu efect negativ asupra puterii dezvoltate. Construcția motorului Stirling este astfel o problemă de optimizare a mai multor cerințe de multe ori contradictorii. Experiențele cu aer sub presiune au fost cele care au condus firma Philips la trecerea de la aer la alte gaze ca fluid de lucru. La temperaturi mari, oxigenul din aer avea tendința de a reacționa cu lubrifianții motorului, aceștia fiind îndepărtați de pe segmentii de etanșare, colmatând schimbătoarele de căldură și prezentând chiar pericol de explozie. Ulterior s-a constatat că anumite gaze cum ar fi hidrogenul și heliul prezintă și alte avantaje vizavi de aer [59].

Dacă un capăt al cilindrului este deschis, funcționarea este puțin diferită. În momentul în care volumul închis între piston și cilindru se încălzește, în partea încălzită se produce dilatarea, mărirea presiunii, care are ca rezultat mișcarea pistonului. La atingerea suprafeței reci, volumul gazului se reduce rezultând reducerea presiunii sub valoarea presiunii atmosferice și astfel se produce mișcarea pistonului în sens invers.

În concluzie, motorul Stirling utilizează diferența de temperatură dintre cele două zone, cea caldă și cea rece, pentru a crea un ciclu de dilatare-contractare a unui gaz de masă dată în interiorul unei mașini pentru conversia energiei termice în lucru mecanic. Cu cât este mai mare diferența între temperaturile celor două zone, cu atât mai mare este randamentul ciclului său.

Mici motoare experimentale au fost construite pentru a funcționa la diferențe de temperatură mici, de până la 7°C care apare de exemplu între palma mâinii și mediul înconjurător sau între temperatura camerei și temperatura de topire a gheții.

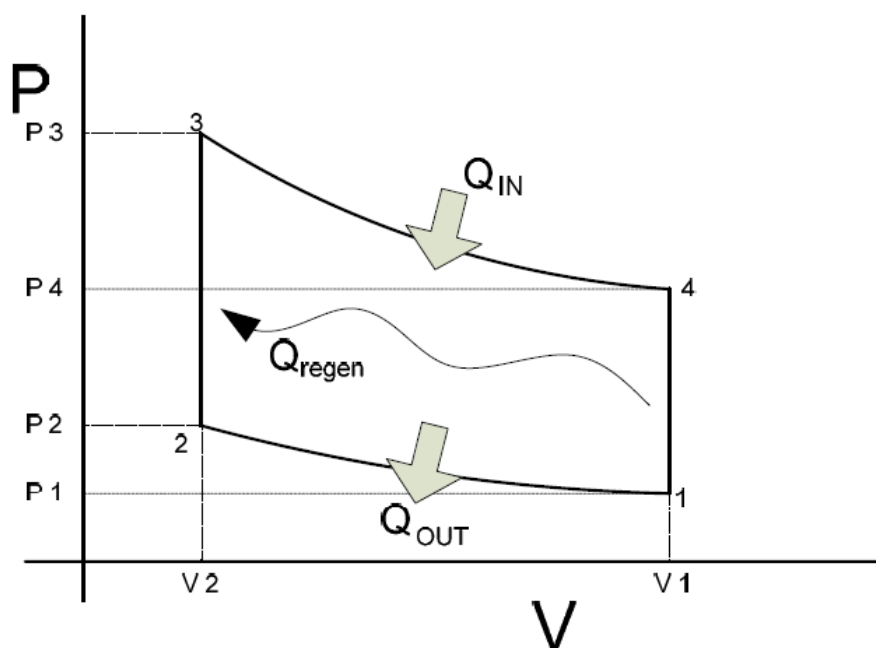


Fig. 8.1. Ciclul Stirling

Figura 8.1 arată ciclul ideal al motorului Stirling. Ciclul cuprinde următoarele procese:

- 1–2 Compresie izotermă
- 2–3 Regenerare izocoră
- 3–4 Destindere izotermă
- 4–1 Regenerare izocoră

În procesul de transformare a energiei termice în lucru mecanic, dintre mașinile termice motorul Stirling poate atinge cel mai mare randament, teoretic până la randamentul maxim al ciclului Carnot, cu toate că în practică acesta este redus de proprietățile gazului de lucru și a materialelor utilizate cum ar fi coeficientul de frecare, conductivitatea termică, punctul de topire, rezistența la rupere, deformarea plastică etc. Acest tip de motor poate funcționa pe baza unei surse de căldură indiferent de calitatea acesteia, fie ea energie solară, chimică sau nucleară.

Spre deosebire de motoarele cu ardere internă, motoarele Stirling pot fi mai economice, mai silențioase, mai sigure în funcționare și cu cerințe de întreținere mai scăzute. Ele sunt preferate în aplicații specifice unde se valorifică aceste avantaje, în special în cazul în care obiectivul principal nu este minimizarea cheltuielilor de investiții pe unitate de putere (RON/kW) ci a celor raportate la unitatea de energie (RON/kWh). În comparație cu motoarele cu ardere internă de o putere dată, motoarele Stirling necesită cheltuieli de capital mai mari, sunt de dimensiuni mai mari și mai grele, din care motiv, privită din acest punct de vedere această tehnologie este necompetitivă. Pentru unele aplicații însă, o analiză temeinică a raportului cheltuieli-câștiguri poate avantaja motoarele Stirling față de cele cu ardere internă.

Mai nou avantajele motorului Stirling au devenit vizibile în comparație cu creșterea costului energiei, lipsei resurselor energetice și problemelor ecologice cum ar fi schimbările climatice. Creșterea interesului față de tehnologia motoarelor Stirling a impulsat cercetările și dezvoltările în acest domeniu. Utilizările se extind de la instalații de pompare a apei la astronomică și producerea de energie electrică pe bază de surse bogate de energie incompatibile cu motoarele de ardere internă cum sunt energia solară, resturi vegetale și animaliere.

O altă caracteristică a motoarelor Stirling este reversibilitatea. Acționate mecanic, pot funcționa ca pompe de căldură. S-au efectuat încercări utilizând energia eoliană pentru acționarea unei pompe de căldură pe bază de ciclu Stirling în scopul încălzirii și condiționării aerului pentru locuințe.

8.1.2. Regeneratorul

Regeneratorul a fost elementul cheie inventat de Robert Stirling și prezența sau lipsa lui face deosebirea dintre adevăratul motor Stirling și o altă mașină de aer cald. În baza celor spuse, multe motoare care nu au un regenerator vizibil cu mici rezerve pot fi categorisite ca motoare Stirling în sensul că la versiunile beta și gama cu piston de refulare fără segmenti, acesta și suprafața cilindrului fac un schimb termic periodic cu gazul de lucru asigurând un oarecare efect de recuperare.

Într-un motor Stirling regeneratorul reține în interiorul sistemului termodinamic o parte din energia termică la o temperatură intermediară care altfel ar fi schimbată cu mediul înconjurător, ceea ce va contribui la apropierea eficienței motorului de cea a ciclului Carnot lucrând între temperaturile maximă și minimă.

Regeneratorul este un fel de schimbător de căldură în care fluidul de lucru își schimbă periodic sensul de curgere – a nu se confunda cu un schimbător de căldură în contracurent în care două fluxuri separate de fluid circulă în sensuri opuse de o parte și de alta a unui perete despărțitor. Scopul regeneratorului este de a mări semnificativ eficiența prin „reciclarea” energiei termice din ciclu pentru a micșora fluxurile termice din cele două schimbătoare de căldură, adeseori permițând motorului să furnizeze o putere mai mare cu aceleași schimbătoare de căldură.

Regeneratorul este în mod obișnuit constituit dintr-o cantitate de fire metalice, de preferință cu porozitate scăzută pentru reducerea spațiului neutilizat, cu axa plasată perpendicular pe direcția fluxului de gaz, formând o umplutură de plase. Regeneratorul este situat în circuitul gazului între cele două schimbătoare de căldură. În timpul vehiculării gazului între schimbătorul de căldură cald și cel rece, 90% din energia sa termică este temporar transferată la și de la regenerator. Regeneratorul reciclează în principal căldura neutilizată ceea ce reduce fluxurile de energie termică transmise de cele două schimbătoare de căldură.

8.1.3. Tipuri de motoare

Inginerii clasifică motoarele Stirling în trei tipuri distincte. Tipul Alfa se referă la cazul când doi sau mai mulți cilindri separați, de diferite temperaturi, sunt legați între ei. Tipul Beta și Gama utilizează un piston de refulare pentru a vehicula gazul de lucru între schimbătorul de căldură cald și cel rece situate în același cilindru.

8.1.3.1. Alfa Stirling

Un motor de tip **Alfa Stirling** conține două pistoane de lucru, unul cald și altul rece, situate separat în câte un cilindru. Cilindru pistonului cald este situat în interiorul schimbătorului de căldură de temperatură înaltă iar cel al pistonului rece în schimbătorul de căldură de temperatură scăzută. Acest tip de motor are o putere litrică foarte mare dar prezintă dificultăți tehnice din cauza temperaturilor foarte mari din zona pistonului cald și a etanșării sale.

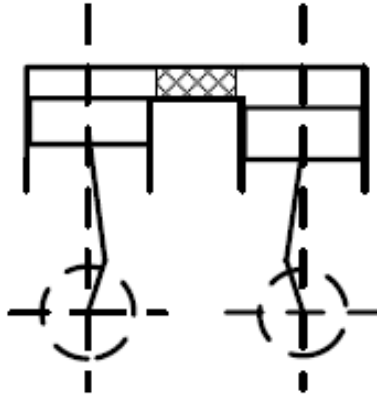


Fig. 8.2. Motorul Alfa Stirling [59]

8.3.1.2. Beta Stirling

Un motor de tip **Beta Stirling** are un singur cilindru în care sunt așezate un piston de lucru și unul de refulare montate pe același ax. Pistonul de refulare nu este montat etanș și nu servește la extragerea de lucru mecanic din gazul ce se dilată având doar rolul de a vehicula gazul de lucru între schimbătorul de căldură cald și cel rece. Când gazul de lucru este împins către capătul cald al cilindrului, se dilată și împinge pistonul de lucru. Când este împins către capătul rece, se contractă și momentul de inerție al motorului, de obicei mărit cu ajutorul unui volant, împinge pistonul de lucru în sensul opus, pentru a comprima gazul. Spre deosebire de tipul Alfa în acest caz se evită problemele tehnice legate de inelele de etanșare de la pistonul cald.

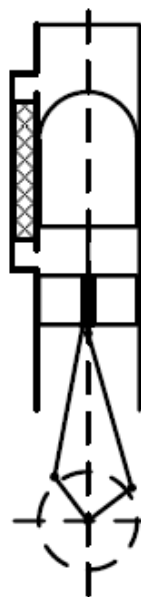


Fig. 8.3. Motorul Beta Stirling [59]

8.3.1.3. Gama Stirling

Un motor de tip **Gama Stirling** este un Beta Stirling la care pistonul de lucru este montat într-un cilindru separat alăturat de cilindrul de refulare, dar este conectat la același volant. Gazul din cei doi cilindri circulă liber între aceștia. Această variantă produce o rată de compresie mai mică dar este constructiv mai simplă și adeseori este utilizat în motoare Stirling cu mai mulți cilindri.

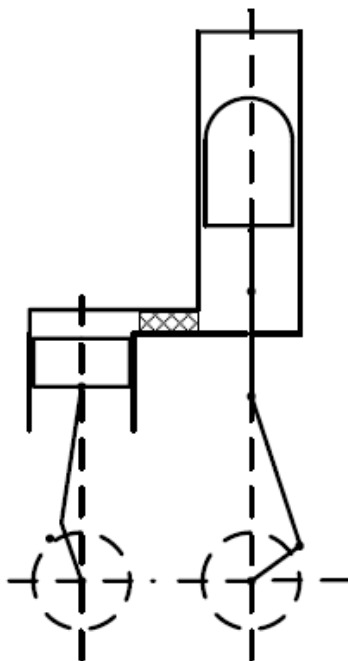


Fig. 8.4. Motorul Gama Stirling [59]

8.3.1.4. Alte tipuri

Inginerii și inventatorii continuă să fie preocupați de realizarea de noi variante constructive bazate pe ciclul Stirling. O deosebită preocupare înconjoară motorul cu piston rotativ Stirling, având ca scop transformarea puterii preluate din ciclul Stirling direct în mișcare rotativă, analog cu motorul cu piston rotativ cu combustie internă. Până în prezent nu a fost construit niciun prototip, dar există o varietate de concepte, modele, și au fost înregistrate brevete.

Un domeniu deosebit îl reprezintă motoarele **Stirling "cu piston liber"**, între care se enumeră și cele cu piston lichid și cele cu diafragmă.

O variantă de motor Stirling este pompa de apă cu piston lichid utilizând ciclul Stirling. Forma cea mai simplă include gazul de lucru, un lichid și două supape unidirecționale. Lucrul mecanic dezvoltat în acest caz este utilizat pentru pomparea lichidului.

8.2. SUNMACHINE

Principiul de bază al Sunmachine a fost aprobat de zeci de ani și este foarte simplu: sistemul are în interior un motor Stirling. Energia termică produsă va fi utilizată sub formă de căldură și apă caldă menajeră.

Datorită eficienței energetice ridicate, costuri de întreținere reduse și silențiozitate motorul Stirling este o alternativă viabilă. Avem trei tipuri de SUNMACHINE. Materiile prime utilizate pentru alimentarea celor trei sisteme sunt: peleți din lemn, biogaz și energie solară.

Caracteristica Sunmachine Solar este oglinda parabolică cu un diametru de patru metri, care este construită din opt foi independente. Acestea sunt realizate din sticlă, extrem de transparentă care a fost metalizată cu un strat de argint de înaltă rezistență și sigilată impermeabil special pentru Sunmachine Solar. Suprafață este rezistentă la zgârieturi.

Oglinda parabolică concentrează radiația solară directă. Cu energia termică câștigată în acest fel motorul Stirling va fi pus în funcțiune. Controlat de un sistem electronic de mare precizie, Sunmachine Solar urmează traiectoria zilnică a soarelui, deci, este întotdeauna aliniat optim, în conformitate cu poziția soarelui.

Atunci când este suficientă radiație solară Sunmachine poate rula optim cu panouri solare, fără emisii de CO₂ și fără costurile de energetice. Energie termică produsă în acest fel va fi folosită în sistemul de încălzire, iar energie electrică va fi redată în rețea. Ca o opțiune Sunmachine Solar poate fi echipat suplimentar cu un arzător cu gaz, care va fi conectat în mod automat atunci când nu există suficientă radiație solară. Deci, de asemenea, pentru 24 de ore, o producție constantă de căldură și energie electrică este garantată în orice moment dacă este necesar.



Fig. 8.5. Sunmachine Solar [60]

8.3. RADIAȚIA SOLARĂ DIRECTĂ

Radiația solară directă (E) reprezintă partea din radiația solară cu lungimi de undă cuprinse între $0,29\mu$ și $5,0\mu$, care ajunge pe suprafața terestră nemodificată, sub forma unui fascicul de raze paralele. Este cel mai important component al bilanțului radiativ și este caracterizată prin două mărimi: intensitate și insolație. Intensitatea definește energia fluxului radiativ respectiv în timp de un minut pe un centimetru pătrat de suprafață neagră aflată perpendicular pe direcția fluxului, iar insolația este cantitatea de radiație solară directă ce cade pe o suprafață orizontală. Intensitatea radiației solare se află în legătură directă cu unghiul de înălțime a Soarelui deasupra orizontului, depinzând deci, de latitudine, anotimp și ora zilei, dar și de transparența aerului. De asemenea există o relație strânsă între valoarea intensității și orientarea suprafețelor în spațiu. Astfel, în zona muntoasă, versanții sudici beneficiază de cea mai ridicată intensitate a radiației solare directe. Ca orice parametru meteorologic, radiația solară directă prezintă variații zilnice și anuale [61 – 76].

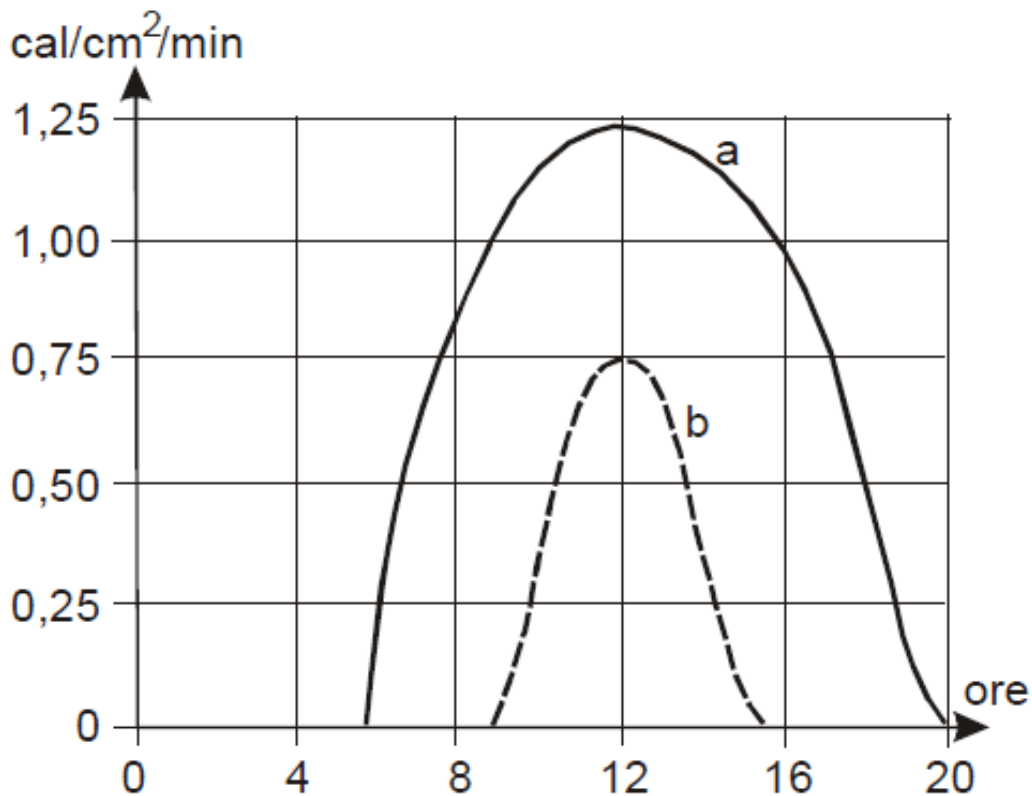


Fig. 8.6. Variațiile zilnice ale radiației solare directe: a) vara, b) iarna [61]

Variațiile zilnice depind de latitudine, altitudine, anotimp, transparența aerului și nebulozitate. În timpul unei zile de vară, intensitatea radiației solare directe are o valoare maximă la amiază, mult mai mare decât în timpul unei zile de iarnă (fig. 8.6). Cu cât transparența aerului este mai redusă și nebulozitatea mai ridicată, cu atât intensitatea radiației solare directe este mai mică. Cu creșterea altitudinii, o dată cu scăderea impurităților din aer, crește și valoarea intensității radiației solare directe (tabelul 8.1).

Tabelul 8.1. Intensitatea radiației solare directe la diferite altitudini [61]

Stația	Înălțimea (m)	E (cal/cm ² /min)
București	92	1,65
Vf. Jungfrau	3469	1,74
Balon sondă	22600	1,78

La latitudinile ecuatoriale și tropicale, valoarea intensității radiației solare directe este mai redusă, datorită cantităților mari de vapori de apă și praf prezente în atmosferă, iar la poli, datorită transparenței aerului, deși valoarea unghiului de incidență este mai mic, intensitatea este mai mare. Variația anuală a intensității radiației solare directe depinde de latitudine și transparența aerului. Maximul se înregistrează la sfârșitul primăverii și începutul verii, iar minimumul la solstițiul de iarnă.

Latitudinal, la ecuator, curba de evoluție este formată din două oscilații, corespunzătoare celor două maxime echinoctiale și celor două minime solstițiale. La 45° se înregistrează un maximum vara și un minimum iarna, iar la poli se observă un maximum și un minimum corespunzător zilei și nopții polare.

Având în vedere că radiația solară directă este un parametru important în calculul performanțelor ansamblului solar, un model care să ne permită calcularea acesteia este prezentat în cele ce urmează.

Radiația solară directă cu centroidul la unghiul zenital θ și unghiul azimutal α se calculează folosind următoarea ecuație:

$$E = S \cdot \tau^{m(\theta)} \cdot \cos(\text{Angl}_{\theta, \alpha}) \quad (8.1)$$

unde

S = fluxul solar în afara atmosferei la distanță medie Pământ-Soare, numit constanta solară. Constanta solară variază estimative între 1338 – 1368 W/m². În urma unor măsurători mai precise, Comisia pentru instrumente și metode de observare a fost de acord, în 1981, să adopte valoarea constantei solare folosite de către World Radiation Center (CMR), aceasta fiind 1367 W/m². Constanta solară variază ușor, aproximativ câteva zecimi de procent pe an.

τ = transmitivitatea atmosferei (medie pentru toate lungimile de undă) pe calea cea mai scurtă (în direcția zenitului).

Pentru calculul acestui parametru, modelul Woodward-Barker-Zyskowski [63] a fost cel cu care s-au obținut rezultate foarte apropiate de cele experimentale:

$$\tau = A + B \cdot \cos\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{i - i_f}{365}\right) \quad (8.2)$$

unde

i = numărul zilei din an

i_f = factorul zilei din an (emisfera nordică $i_f = 0$, emisfera sudică $i_f = 1$)

A = valoarea medie a transmisivității cerului senin

B = factor de amplitudine

Transmisivitatea atmosferei a fost calculată utilizând două seturi de valori pentru cei doi parametri A și B :

Model matematic 1

$$A=0,64$$

$$B=0,12$$

Model matematic 2

$$A=0,73$$

$$B=0,06$$

$m(\theta)$ = lungimea căii relative optice, măsurată proporțional la lungimea căii zenitale

$$m(\theta) = \frac{\exp(-0,000118 \cdot elev - 1,638 \cdot 10^{-9} \cdot elev^2)}{\cos(\theta)} \quad (8.3)$$

θ = unghiul zenital

$$\theta = \cos^{-1} (\sin \Phi \sin \delta + \cos \Phi \cos \delta \cos H) \quad (8.4)$$

Φ = latitudine

$$H = \text{unghi orar} = 15^\circ \times (\text{Time} - 12) \quad (8.5)$$

δ = declinația solară

Declinția solară pentru emisfera nordică:

Echinocțiul de primăvară Martie 21/22	$\delta=0^\circ$
Solstițiul de vară Iunie 21/22	$\delta=+23.5^\circ$
Echinocțiul de toamnă Septembrie 21/22	$\delta=0^\circ$
Solstițiul de iarnă Decembrie 21/22	$\delta= -23.5^\circ$

$elev$ = altitudinea deasupra nivelului mării, în metri

$Angln_{\theta,\alpha}$ = unghiul de incidență între centroidul unui sector din harta cerească și axa normală la suprafață = 1

Aplicând întregul model de calcul prezentat mai sus, s-a obținut reprezentarea grafică din Fig. 8.7 - 8.11. Pe grafic se pot vedea și setul de date experimentale care validează faptul că modelul folosit simulează comportamentul real al radiației solare directe.

Tabel 8.2. Date obținute folosind cele doua modele de calcul pentru radiația directă

Oră	Anotimp											
	Primăvara			Vara			Toamna			Iarna		
	Z	E _{mm1}	E _{mm2}	Z	E _{mm1}	E _{mm2}	Z	E _{mm1}	E _{mm2}	Z	E _{mm1}	E _{mm2}
4	110.7	-	-	92.42	-	-	110.7	-	-	127.31	-	-
5	100.55	-	-	83.45	110,81	155,08	100.55	-	-	116.73	-	-
6	90	0	0	73.62	457,52	524,206	90	0	0	106.38	-	-
7	79.45	286,843	353,718	63.27	655,65	714,022	79.45	271,61	334,97	96.55	-	-
8	69.3	587,262	654,550	52.69	766,30	816,362	69.3	556,13	619,89	87.58	2,197	5,449
9	60	735,600	794,245	42.23	831,24	875,437	60	696,64	752,21	79.83	293,018	364,196
10	52.24	812,781	865,313	32.48	869,37	909,822	52.24	769,74	819,52	73.76	516,892	592,974
11	46.92	850,970	900,121	24.73	889,59	927,964	46.92	805,91	852,49	69.85	620,649	693,848
12	45	862,590	910,668	21.5	895,93	933,646	45	816,92	862,48	68.5	650,909	722,802
13	46.92	850,970	900,121	24.73	889,59	927,964	46.92	805,92	852,49	69.85	620,649	693,848
14	52.24	812,781	865,313	32.48	869,37	909,822	52.24	769,74	819,52	73.76	516,892	592,974
15	60	735,600	794,245	42.23	831,24	875,437	60	696,64	752,21	79.83	293,018	364,196
16	69.3	587,262	654,550	52.69	766,3	816,36	69.3	556,14	619,89	87.58	2,197	5,449
17	79.45	286,843	353,718	63.27	655,65	714,02	79.45	271,61	334,97	96.55	-	-
18	90	0	0	73.62	457,52	524,21	90	0	0	106.38	-	-
19	100.55	-	-	83.45	110,81	155,08	100.55	-	-	116.73	-	-
20	110.7	-	-	92.42	-	-	110.7	-	-	127.31	-	-

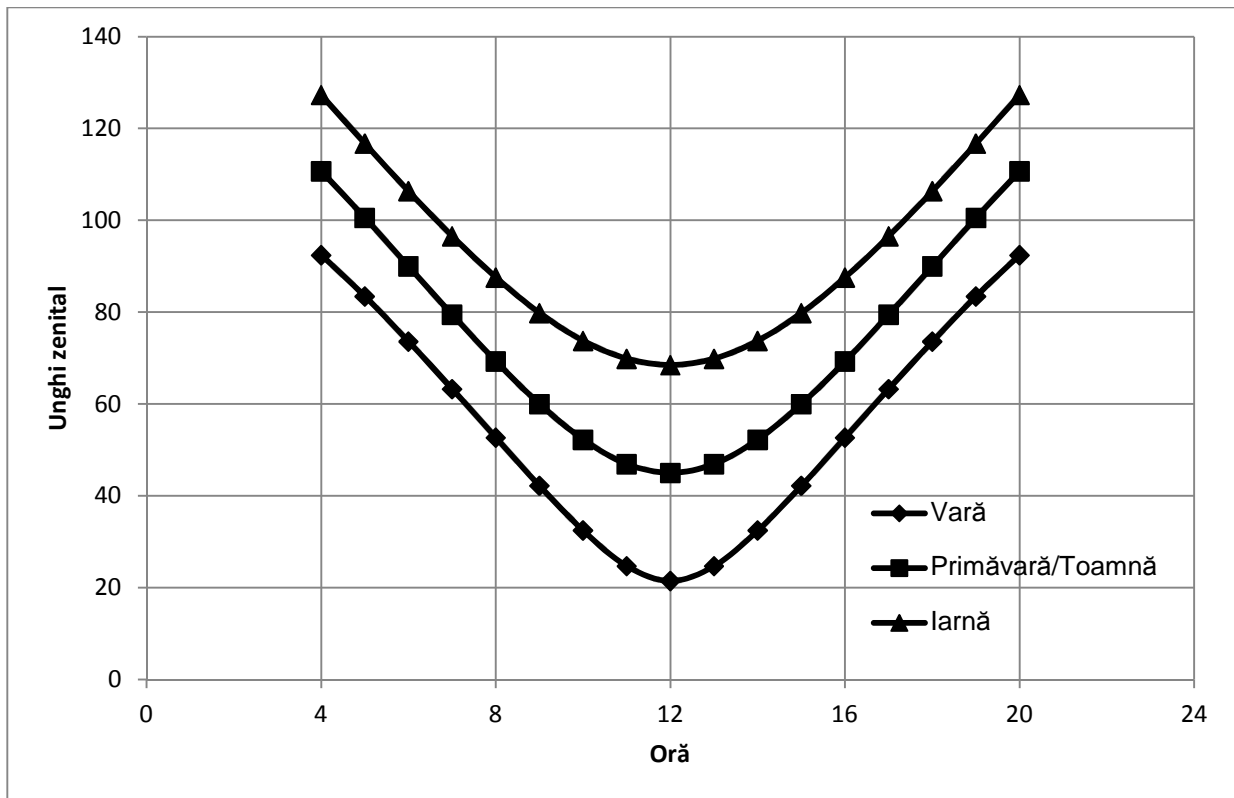


Fig. 8.7. Variația unghiului zenital în funcție de anotimp și de oră

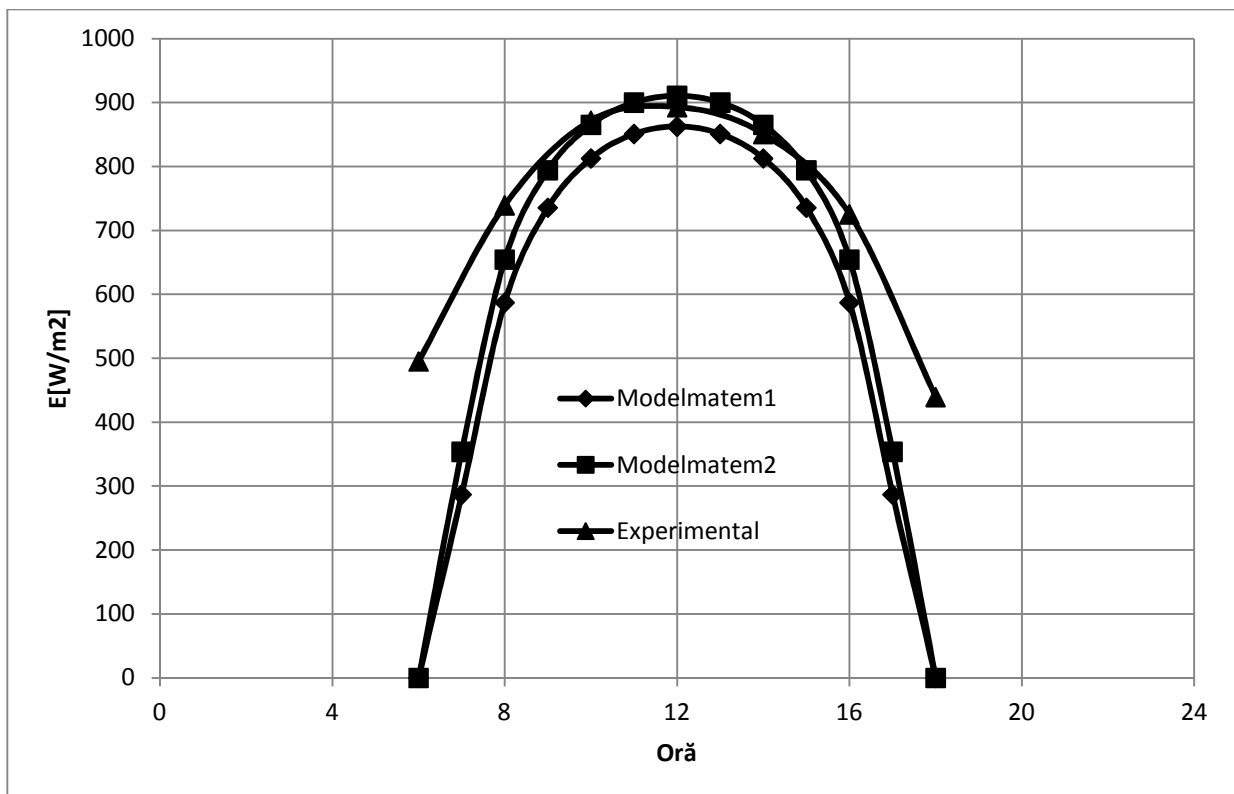


Fig. 8.8. Variația radiației directe în funcție de oră (primăvara)

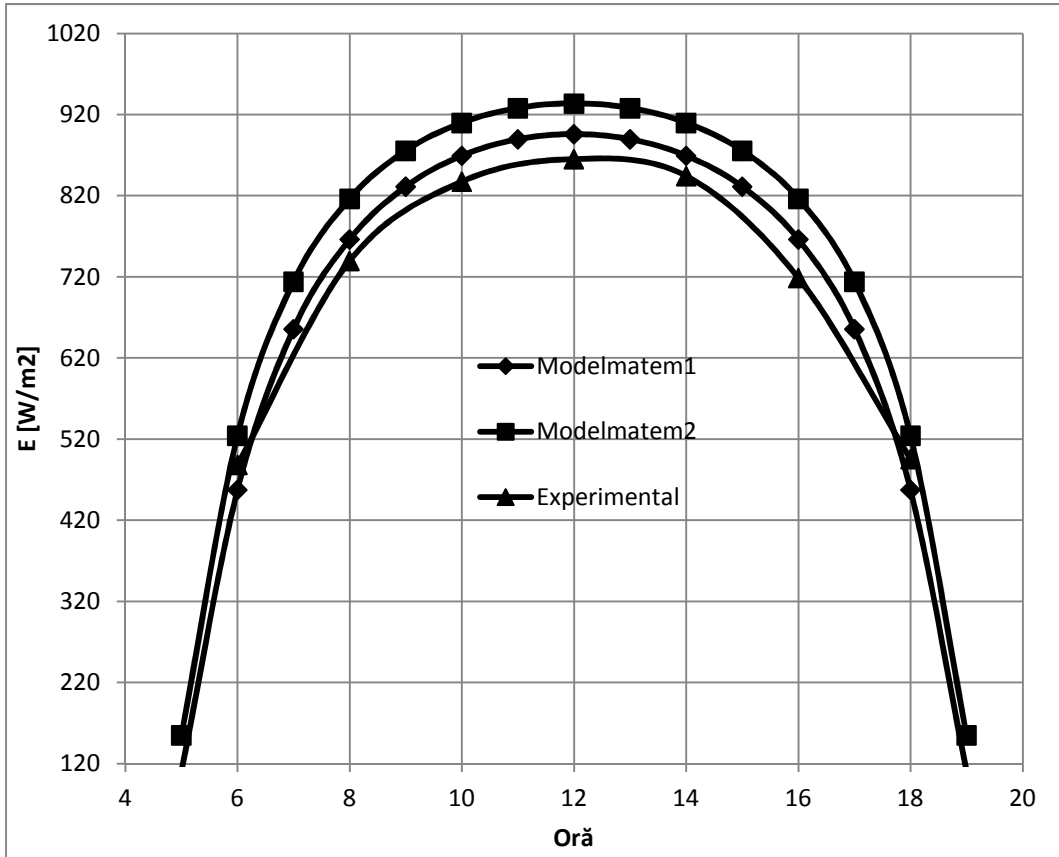


Fig. 8.9. Variația radiației directe în funcție de oră (vara)

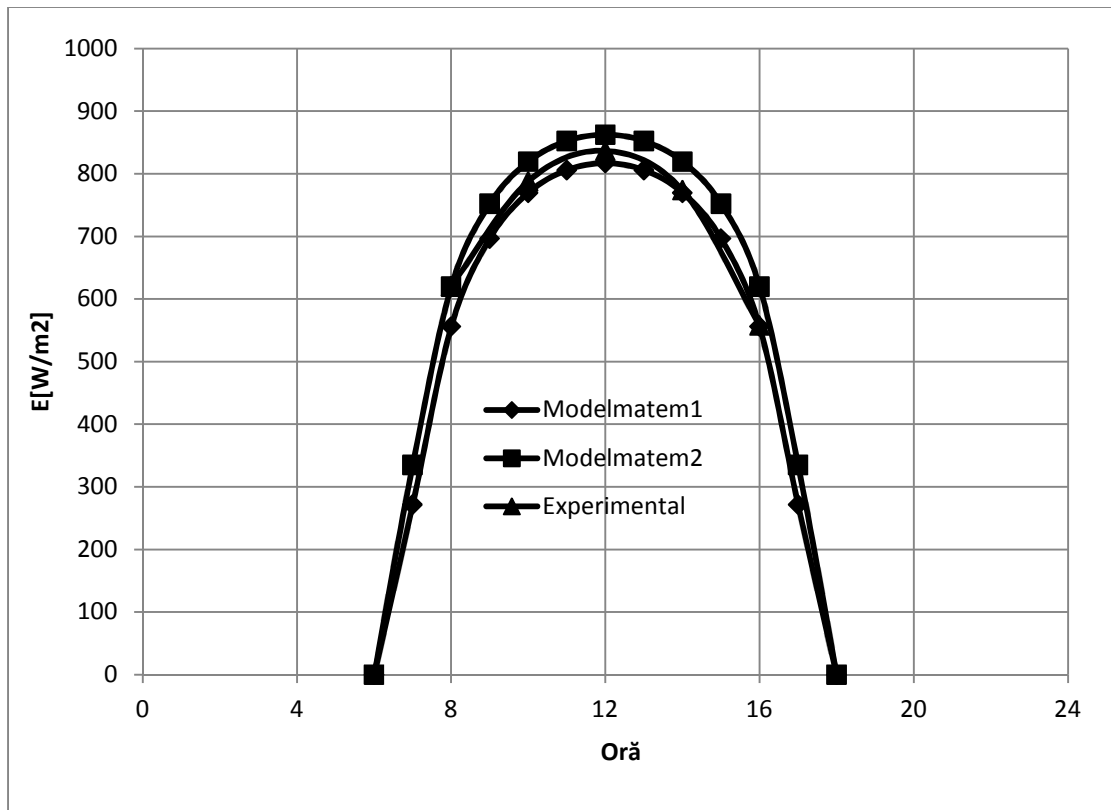


Fig. 8.10. Variația radiației directe în funcție de oră (toamna)

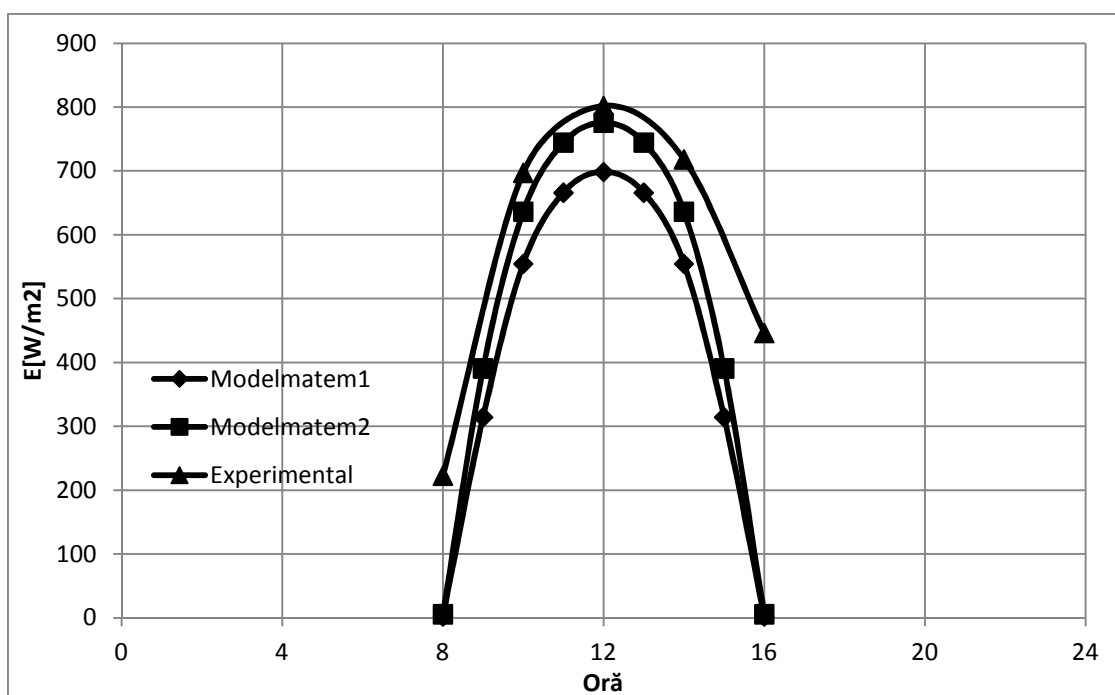


Fig. 8.11. Variația radiației directe în funcție de oră (iarna)

Tabel 8.3. Date experimentale radiația solară directă

Oră	Anotimp							
	Primăvara		Vara		Toamna		Iarna	
	$E_{\text{experimental}}$ [cal/cm ² min]	$E_{\text{experimental}}$ [W/m ²]	$E_{\text{experimental}}$ [cal/cm ² min]	$E_{\text{experimental}}$ [W/m ²]	$E_{\text{experimental}}$ [cal/cm ² min]	$E_{\text{experimental}}$ [W/m ²]	$E_{\text{experimental}}$ [cal/cm ² min]	$E_{\text{experimental}}$ [W/m ²]
6	0,71	495,225	0,7	488,46	-	-	-	-
8	1,06	739,35	1,06	739,668	0,89	620,63	0,32	223,15
10	1,25	871,875	1,2	837,36	1,13	787,99	1	697,335
12	1,28	892,8	1,24	865,272	1,2	836,8	1,15	801,935
14	1,22	850,95	1,21	844,338	1,11	774,04	1,03	718,255
16	1,04	725,4	1,03	718,734	0,8	557,87	0,64	446,295
18	0,63	439,425	0,71	495,438	-	-	-	-

8.4. SCHEMA DE CALCUL A MOTORULUI STIRLING SOLAR BAZATĂ PE TERMODINAMICA IREVERSIBILĂ CU VITEZĂ FINITĂ ȘI METODA DIRECTĂ

Un model de termodinamic pentru estimarea cu precizie a randamentului și puterii globale a unui ansamblu solar folosind un motor Stirling este prezentat în acest subcapitol. O metodă analitică pentru calculul pierderilor de presiune [77 - 86], [97], cum ar fi cele cauzate de viteza finită, frecare și de laminare, precum și pierderile cauzate de regenerare în motoarele Stirling combinate cu o metodă analitică pentru a prezice efectul lor asupra performanțelor motorului în termeni de randament și putere a fost dezvoltată.

Această metodă se bazează pe aplicarea primului principiu al termodinamicii pentru procese cu viteză finită și folosește metoda directă [77], [79 - 85], [87 - 90]. Această expresie a primului principiu include efectul pierderilor de presiune datorate vitezei finite, frecării și laminării și oferă, de asemenea, metodele de calcul a pierderilor de presiune în funcție de viteza medie a pistonului, prin utilizarea parametrilor de ajustare. Metoda directă constă în integrarea expresiei matematice a primului principiu pentru fiecare proces termodinamic în parte.

Combinând rezultatele acestor analize termodinamice, o metodă analitică pentru studiul și optimizarea performanțelor ansamblului solar a fost dezvoltat.

Metoda propusă are aplicabilitate practică în designul ansamblului solar, în termeni de selecție de elemente, cum ar fi dimensiunea pistonului și viteza, mărimea regeneratoarelor și configurația sa termică (diametrul sârmei și calea), precum și selectarea gazului de lucru cel mai potrivit pentru anumite condiții de funcționare dorite pentru motor Stirling și, de asemenea, în ceea ce privește dimensiunea cavității receptorului și chiar la proiectarea de receptoare pentru motoare Stirling care folosesc concentratoare solare parabolice.

Acest subcapitol prezintă o nouă tehnică pentru selectarea, proiectarea și optimizarea parametrilor principali ai ansamblului solar [62], [96]. Un element important al modelului prezentat este că toate performanțele (randament și putere electrică) sunt calculate în funcție de densitatea radiației solare, astfel că prin această metodă, suntem capabili să prezicem funcționarea instalației în orice moment al zilei și în orice poziție geografică.

8.4.1. Nomenclatură

- A arie [m^2]
- b distanța între sârme (în regeneratoare) [m]
- C factor geometric de concentrație
- c căldura specifică [$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$]
- D diametru [m]
- d diametrul sitei de sârmă (în regeneratoare) [m]
- E densitatea radiației solare [W m^{-2}]

h	coeficient de transfer de căldură prin convecție [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$]
k	conductivitate termică [$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$]
m	masa gazului de lucru [kg]
N_s	numarul de site din regenerator
n_r	rotații pe minut [s^{-1}]
p	presiune [Pa]
Δp	pierdere de presiune [Pa]
Pr	numărul Prandtl
R	constanta gazului [$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$]
S	cursa pistonului [m]
T	temperatură [K]
V	volum [m^3]
w	viteza pistonului [m s^{-1}]
X	coeficientul pierderilor regenerative
y, z, z'	coeficienți de ajustare

Indici

<i>avail</i>	disponibil
<i>cav</i>	cavitatarea receptorului
<i>conc</i>	concentrator
<i>CC</i>	ciclul Carnot
<i>EG</i>	generator electric
<i>ext</i>	peretele exterior al receptorului
<i>g</i>	gaz de lucru
<i>H</i>	sursa calda
<i>int</i>	peretele interior al receptorului
<i>L</i>	sursa rece
<i>m</i>	valoare medie
<i>mirr</i>	oglină
<i>p</i>	la presiune constantă
<i>R</i>	regenerator
<i>rec</i>	receptor
<i>S,L</i>	viteza sunetului la temperatura sursei reci
<i>SE</i>	motor Stirling
<i>II,irrev</i>	randamentul conform principiului al doilea al termodinamicii
<i>v</i>	la volum constant

X regenerare incompletă

I stare inițială

Simboluri grecești

α absorbivitatea globală a receptorului

δ grosimea izolației [m]

ε_v raport volumetric

ε_m emisivitatea globală a receptorului

ρ reflectivitatea globală a oglinzii

γ raportul căldurilor specifice

η randament

σ constanta lui Stefan – Boltzmann [$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-4}$]

ν viscozitatea gazului de lucru [$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$]

τ raportul temperaturilor extreme ale gazului

8.4.2. Calculul performanțelor motorului Stirling

Scopul calculului performanțelor este acela de a determina randamentul și puterea dezvoltată de motoarele Stirling solare pe un interval de condiții de operare.

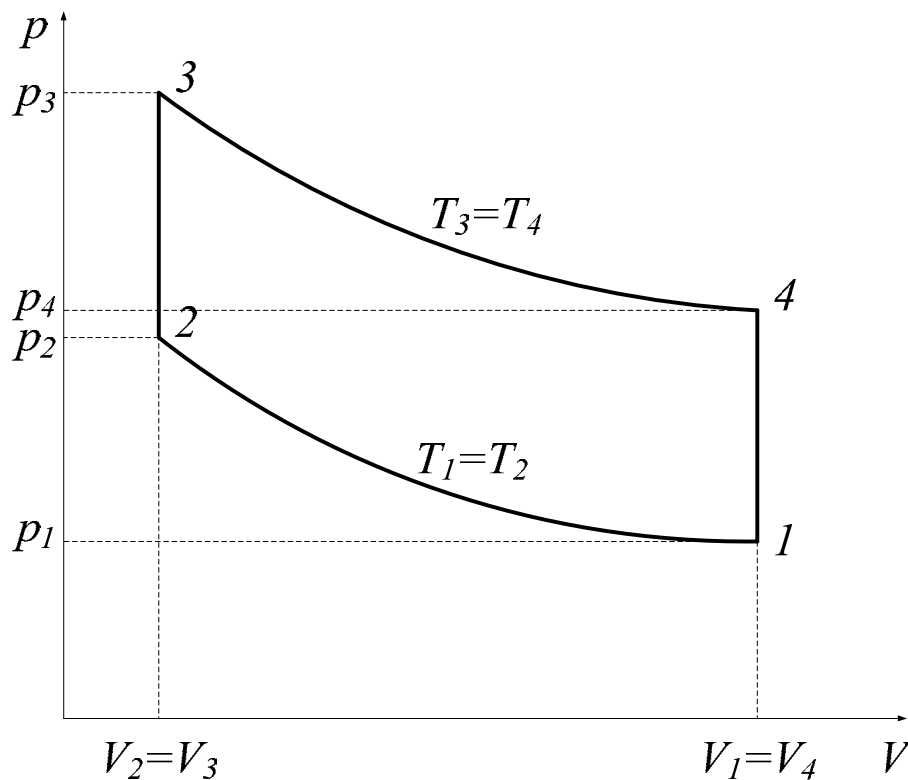


Fig. 8.12. Diagrama P – V a ciclului Stirling

Randamentul termic al motorului Stirling este exprimat ca produs între randamentul ciclului Carnot și randamentul conform celui de-al doilea Principiu al Termodinamicii [78], [94], [95]:

$$\eta_{SE} = \eta_{CC,g} \cdot \eta_{II,irrev} = \left(1 - \frac{T_{L,g}}{T_{H,g}}\right) \cdot \eta_{II,irrev} \quad (8.6)$$

unde randamentul conform celui de-al doilea Principiu al Termodinamicii este dat de expresia:

$$\eta_{II,irrev} = \eta_{II,X} \cdot \eta_{II,\Delta p} \quad (8.2)$$

Puterea motorului Stirling este dată de formula:

$$P_{SE} = z \cdot \eta_{SE} \cdot m_g \cdot R \cdot T_{H,g} \cdot \ln(\varepsilon_v) \cdot \frac{W_p}{2 \cdot S} \quad (8.7)$$

unde coeficientul de ajustare are valoarea:

$$z = 0.45 \text{ (coeficient validat pentru 12 ansambluri solare)}$$

Pierderile luate în considerare în expresia randamentului conform celui de-al doilea principiu al Termodinamicii scrisă anterior sunt cele datorate regenerării incomplete și pierderilor de presiune [85].

Regenerarea incompletă reprezintă o pierdere majoră în motoarele Stirling. Această pierdere este exprimată utilizând coeficientul pierderilor regenerative, X [78], [82], [83], [88], [94], [95]. O analiză care să determine acest coeficient a fost efectuată:

$$\eta_{II,X} = \frac{1}{1 + \frac{X \cdot c_v}{R \cdot \ln \varepsilon_v} \cdot \left(1 - \frac{T_{L,g}}{T_{H,g}}\right)} \quad (8.8)$$

cu

$$X = X_1 \cdot y + X_2 \cdot (1 - y) \quad (8.9)$$

unde y este primul coeficient de ajustare al acestui model. Valoarea lui y a fost determinată din date experimentale pentru 4 motoare Stirling solare. Setând y=0.27 se obține cea mai buna corespondență a rezultatelor analitice cu cele experimentale, prin urmare s-a stabilit ca această valoare sa fie folosită în modelul analitic.

Ceilalți termeni utilizați în expresia de mai sus sunt dați de relațiile următoare:

$$X_1 = \frac{1 + 2 \cdot M + e^{-B}}{2 \cdot (1 + M)} \quad (8.10)$$

$$X_2 = \frac{M + e^{-B}}{1 + M} \quad (8.11)$$

cu

$$M = \frac{m_g \cdot c_{v,g}}{m_R \cdot c_R} \quad (8.12)$$

$$B = (1 + M) \cdot \frac{h \cdot A_R}{m_g \cdot c_{v,g}} \cdot \frac{S}{w_p} \quad (8.13)$$

în care coeficientul de convecție h este calculat ca:

$$h = \frac{0.395 \cdot \left(\frac{4 \cdot p_m}{R \cdot T_L} \right) \cdot w_p^{0.424} \cdot c_p(T_m) \cdot \nu(T_m)^{0.576}}{(1 + \tau) \cdot \left[1 - \frac{\pi}{4 \cdot \left[\left(\frac{b}{d} \right) + 1 \right]} \right] \cdot D_H^{0.576} \cdot \text{Pr}^{\frac{2}{3}}} \quad (8.14)$$

$$T_m = \frac{T_{H,g} + T_{L,g}}{2} \quad (8.15)$$

Expresia principiului al doilea al termodinamicii, dată de pierderile de presiune este [78], [94], [95]:

$$\eta_{II,\Delta p} = 1 - \frac{\frac{w_p}{w_{S,L}} \cdot \gamma \cdot \left(1 + \tau^{\frac{1}{2}} \right) \cdot \ln \varepsilon_v + 5 \cdot \left(\frac{w_g}{w_{S,L}} \right)^2 \cdot N_s}{\tau \cdot \eta_{CC} \cdot \eta_{II,X} \cdot \ln \varepsilon_v} - \frac{3 \cdot (0.94 + 0.045 \cdot w_p) \cdot 10^5}{4 \cdot p_1 \cdot \tau \cdot \eta_{CC} \cdot \eta_{II,X} \cdot \ln \varepsilon_v} \quad (8.16)$$

unde viteza sunetului este folosită:

$$w_{S,L} = \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_{S,L}} \quad (8.17)$$

Și presiunea în starea 1 este calculată în funcție de presiunea medie a gazului p_m :

$$p_1 = \frac{4 \cdot p_m}{(\varepsilon_v + 1) \cdot (\tau + 1)} \quad (8.18)$$

p_m – presiunea medie a gazului

O dată cu valoarea lui p_1 determinată, celelalte presiuni ale ciclului pot fi aflate:

$$p_2 = p_1 \cdot \varepsilon_v \quad (8.19)$$

$$p_3 = p_2 \cdot \tau \quad (8.20)$$

$$p_4 = p_3 \cdot \frac{1}{\varepsilon_v} \quad (8.21)$$

unde:

$$\tau = \frac{T_{H,g}}{T_{L,g}} \quad (8.22)$$

$$\varepsilon_v = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} \quad (8.23)$$

O dată cu exprimarea tuturor termenilor funcție de viteza pistonului w_p , de fapt este introdusă turația n_r [rpm]:

$$w_p = \frac{2 \cdot S \cdot n_r}{60} \quad (8.24)$$

Masa gazului de lucru (Nitrogen) este determinată cu expresia:

$$m_g = \frac{p_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1} \quad (8.25)$$

Regeneratorul are parametrii proprii, care sunt determinați pe baza dimensiunilor și caracteristicilor sale materiale. În acest caz, vom considera un regenerator de Cupru, cu interior compus dintr-o matrice de site.

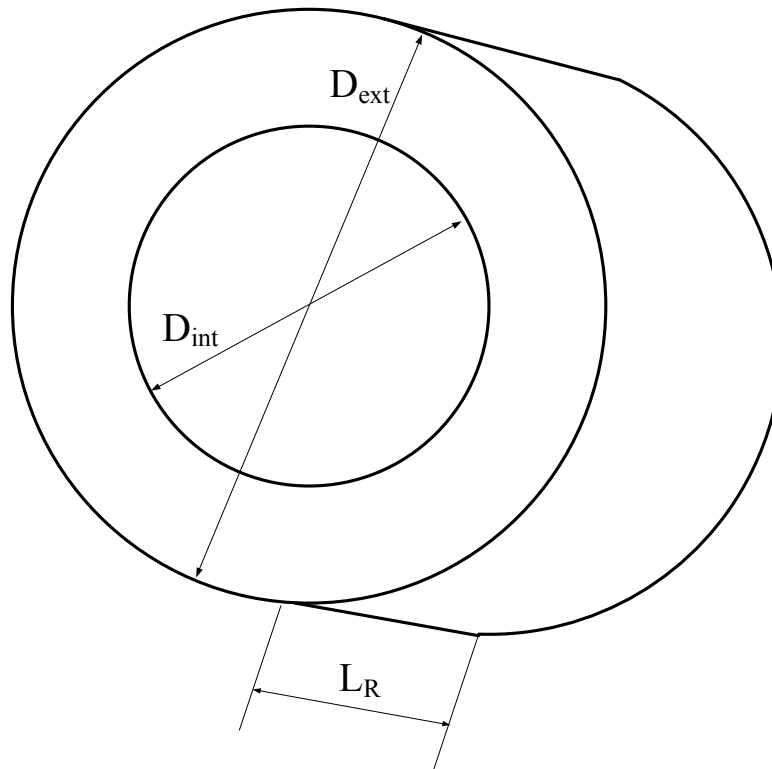


Fig. 8.13. Regenerator

Diametrul hidraulic al regeneratorului este dat de expresia:

$$D_H = D_{ext} - D_{int} \quad (8.26)$$

Ținând cont de faptul că regeneratorul are formă de coroană circulară, diametrul său este de fapt dat de formula:

$$D_R = \sqrt{D_{ext}^2 - D_{int}^2} \quad (8.27)$$

Masa și aria de transfer de căldură au următoarele expresii:

$$m_R = \frac{1}{16} \cdot \pi^2 \cdot D_R^2 \cdot L_R \cdot d \cdot \frac{\rho}{b+d} \quad (8.28)$$

$$A_R = \frac{1}{4} \cdot \pi^2 \cdot D_R^2 \cdot \frac{L_R}{b+d} \quad (8.29)$$

Viteza gazului prin regenerator este:

$$w_g = \frac{\frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot w_p}{\frac{\pi \cdot D_R^2}{4}} \quad (8.30)$$

Analiza de mai sus arată pierderile de presiune și efectul lor privind eficienței și puterii motorului și ca acestea depind de viteza medie a pistonului și, prin urmare, viteza de rotație a motorului.

8.4.3. Calculul performanțelor ansamblului solar

Ansamblul solar analizat este compus dintr-un concentrator parabolic, oglindă, un receptor de radiație solară, un motor Stirling și un generator electric [78], [94].

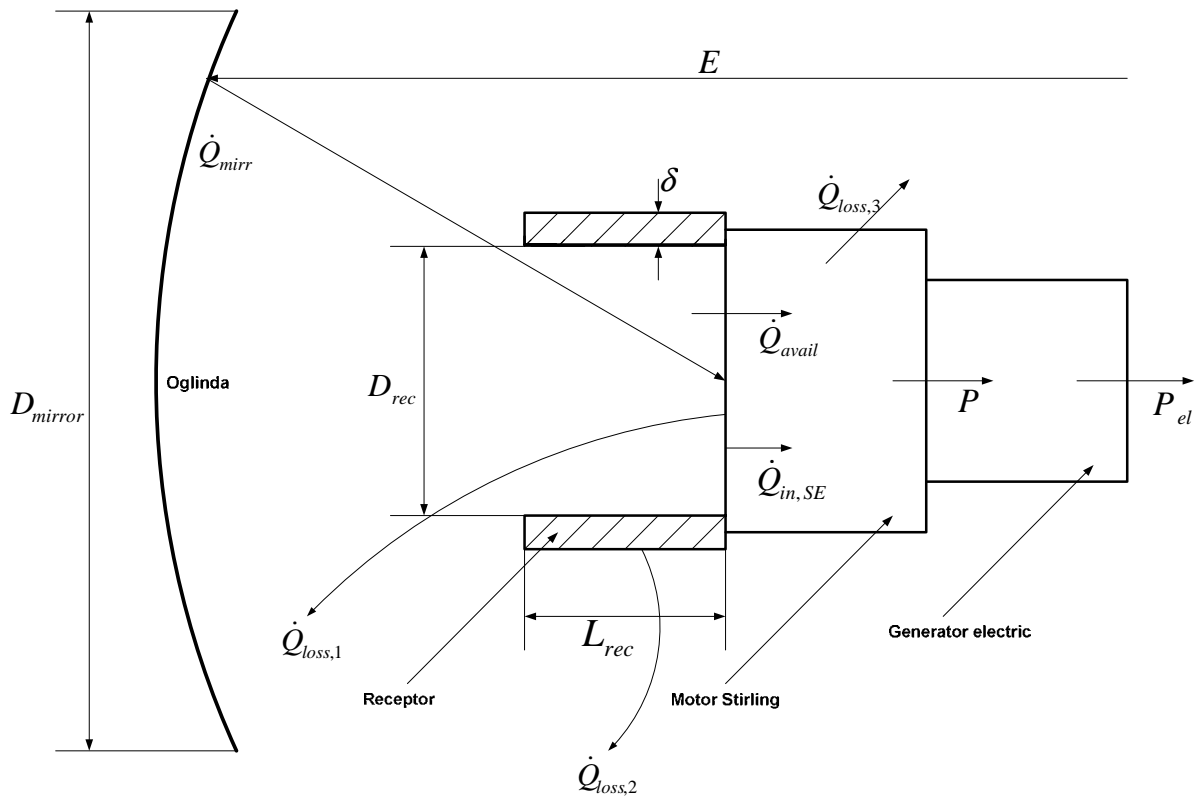


Fig. 8.14. Ansamblul solar

Expresia analitică pentru puterea electrică a ansamblului solar este:

$$P_{el} = E \cdot A_{mirr} \cdot \eta_{conc} \cdot \eta_{rec} \cdot \eta_{SE} \cdot \eta_{EG} \quad (8.31)$$

Unde aria oglinzii este:

$$A_{mirr} = \frac{\pi \cdot D_{mirr}^2}{4} \quad (8.32)$$

Puterea motorului Stirling solar este:

$$P_{SESolar} = E \cdot A_{mirr} \cdot \eta_{conc} \cdot \eta_{rec} \cdot \eta_{SE} \quad (8.33)$$

Puterea electrică rezultată și puterea totală a motorului Stirling solar sunt determinate funcție de densitatea radiației solare E .

În scopul de a face o estimare cât mai aproape de realitate posibil, trebuie să se ia în considerare faptul că radiația solară care ajunge pe suprafața oglinzii nu este reflectată în întregime în receptorul solar.

Primul factor care trebuie luat în considerare este umbra făcută de către receptor de pe suprafața oglinzii. Scăzând din suprafața totală a oglinzii această parte umbră se obține suprafața reală, care reflectă radiațiile spre receptor:

$$A_{mirract} = A_{mirr} - A_{recshadow} \quad (8.34)$$

unde:

$$A_{recshadow} = \frac{\pi \cdot (D_{rec} + 2 \cdot \delta)^2}{4} \quad (8.35)$$

Randamentul geometric al oglinzii este:

$$\eta_{mirract} = \frac{A_{mirract}}{A_{mirr}} \quad (8.36)$$

Un alt factor care trebuie luat în considerare este faptul că suprafața oglinzii nu este perfectă și acest lucru afectează, de asemenea, cantitatea de radiații reflectate spre receptorul solar. Materialul din care este fabricată oglinda este, de asemenea, foarte important.

Un randamentul total al concentratorului poate fi determinat prin formula:

$$\eta_{conc} = R_{mirr} \cdot \eta_{interception} \cdot \eta_{mirract} \quad (8.37)$$

Prin aplicarea primului principiu, randamentul receptorul cilindric este dat de formula:

$$\eta_{rec} = \alpha_{cav} \cdot \left[1 - \frac{\varepsilon_m}{\alpha_{cav}} \cdot \frac{\sigma \cdot T^4}{\eta_{mirr} \cdot E \cdot C} - \frac{A_{ext} \cdot h_{ext} \cdot (T_{ext} - T_0) + A_{int} \cdot h_{int} \cdot (T - T_0)}{\alpha_{cav} \cdot \eta_{mirr} \cdot E \cdot C \cdot A_{cav}} \right] \quad (8.38)$$

unde factorul geometric de concentrare este:

$$C = \left(\frac{D_{mirr}}{D_{rec}} \right)^2 \quad (8.39)$$

și suprafețele sunt calculate pornind de la caracteristicile geometrice:

$$A_{ext} = \pi \cdot (D_{rec} + 2 \cdot \delta) \cdot (L_{rec} + \delta) \quad (8.40)$$

$$A_{int} = \pi \cdot D_{rec} \cdot L_{rec} + \frac{\pi \cdot D_{rec}^2}{4} \quad (8.41)$$

$$A_{cav} = \frac{\pi \cdot D_{rec}^2}{4} \quad (8.42)$$

Și:

$$T_{ext} = \frac{\frac{k}{\delta} \cdot A_m \cdot T + A_{ext} \cdot h_{ext} \cdot T_0}{\frac{k}{\delta} \cdot A_m + A_{ext} \cdot h_{ext}} \quad (8.43)$$

unde

$$A_m = \frac{A_{int} + A_{ext}}{2} \quad (8.44)$$

În scopul de a optimiza procesul de transfer de căldură, următoarea condiție este impusă: rata la care căldura este transferată la motor este egală cu rata la care căldura este primită de oglindă înmulțită cu randamentul receptorului. Având la bază asumarea unei stări staționare, această condiție este:

$$\dot{Q}_{avail} = \eta_{rec} \cdot \dot{Q}_{mirr} = \eta_{rec} \cdot \eta_{conc} \cdot E \cdot A_{mirr} \quad (8.45)$$

cu condiția ca această rată de transfer de căldură nu este mai mare decât necesarul motorului Stirling pentru funcționarea la o viteză specificată a pistonului.

Optimul vitezei de rotație este:

$$n_r = \frac{60 \cdot \dot{Q}_{avail}}{z' \cdot m \cdot R \cdot T_{H,g} \cdot \ln \varepsilon_v} \quad (8.46)$$

unde z' este al doilea parametru de ajustare al modelului. Valoarea numerică a lui z' a fost determinată similar cu cea a coeficientului y ; și se bazează pe date experimentale de la exploatarea motoarelor Stirling solare, folosind parametrii lor reali și condiții de funcționare reale (parametrii geometrici, termodinamici și, de asemenea, pentru valoarea densității radiației solare).

Randamentul total al ansamblului este:

$$\eta = \eta_{conc} \cdot \eta_{rec} \cdot \eta_{SE} \cdot \eta_{EG} \quad (8.47)$$



Fig. 8.16. Ansamblul solar dimensionat

Date oferite de producător:

$D_p = 105\text{mm}$ (motor Stirling)

$S = 52\text{mm}$ (motor Stirling)

$D_{mirror} = 4000\text{mm}$ (concentrator solar)

Valori estimate desene:

Regenerator:

$D_{int} = 114.84\text{mm}$

$D_{ext} = 203.44\text{mm}$

$L_R = 80.06\text{mm}$

Prin calcul (23): $D_R = 168\text{mm}$

Tubulatură (prin care circulă N_2):

$D_{tube} = 13.125\text{mm}$

$L_{tube} = 203.44\text{mm}$

$Dist_{tube} = 19.03\text{mm}$

Ansamblul de tuburi (partea superioară a motorului):

$D_{intubes} = 143.06\text{mm}$

$D_{extubes} = 211.31\text{mm}$

Schimbător de căldură:

$L_{HEX} = 236.25\text{mm}$

$$l_{HEX} = 64.31 \text{ mm}$$

Piston:

$$D_C = 110.25 \text{ mm}$$

Bielă piston:

$$L_{CRP} = 223.12 \text{ mm}$$

Dimensiuni motor Stirling:

$$L = 729.75 \text{ mm}$$

$$H = 993.56 \text{ mm}$$

Ansamblu solar:

$$D_{extrec} = 838.09 \text{ mm}$$

Calculul diagramei fluxurilor este făcut pentru condiții ideale ($E=1000 \text{ W/m}^2$).

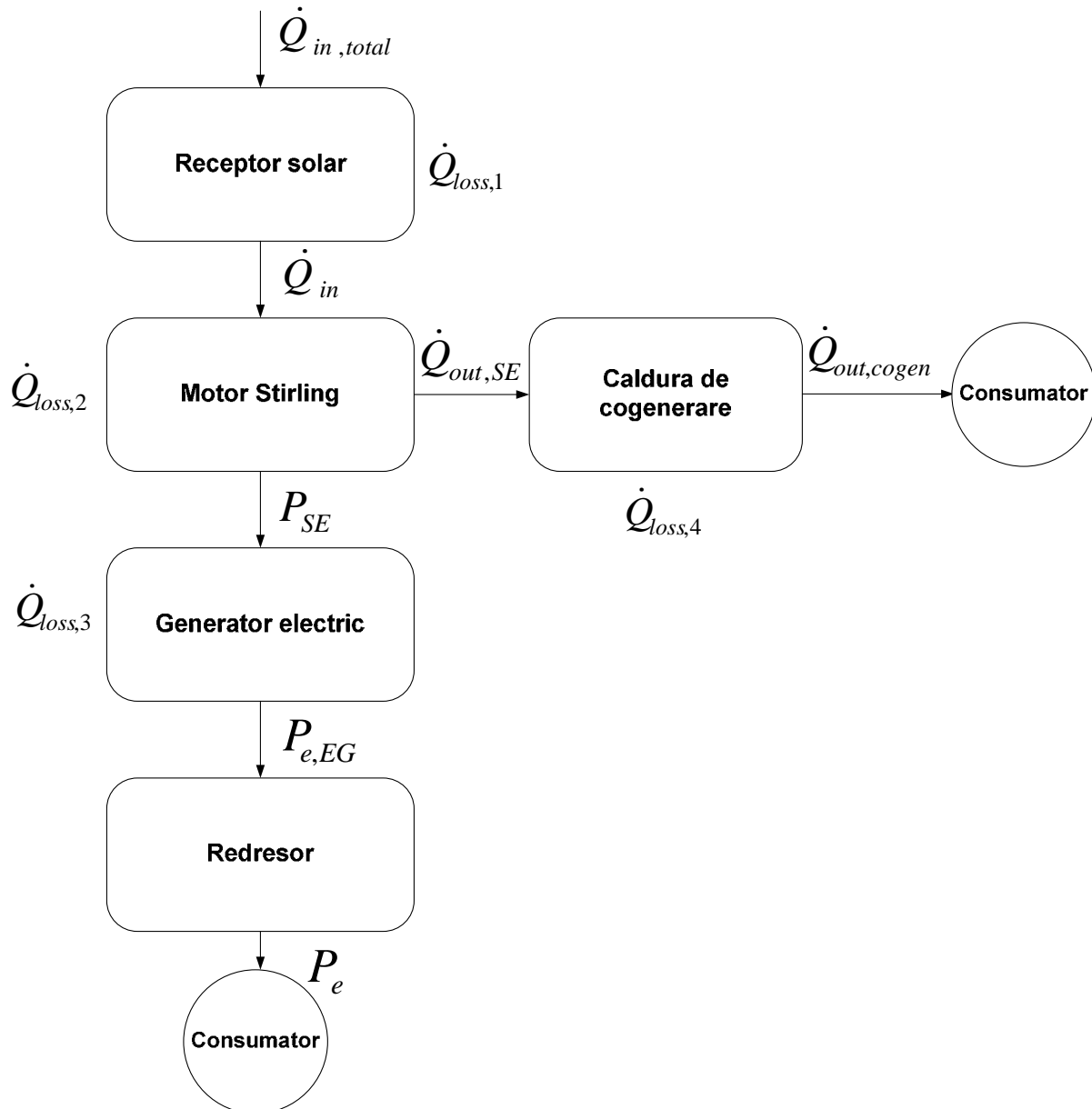


Fig. 8.17. Diagramă fluxuri ansamblu solar

$$\dot{Q}_{in,total} = A_{mirror} \cdot E = 12.566 \text{ m}^2 \cdot 1000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} = 12.566 \text{ kW} \quad (8.48)$$

Prin scăderea tuturor pierderilor cauzate de umbra făcute de către receptorul solar pe suprafața oglinzii, precum și pierderile cauzate de absorbția oglinzii, ca urmare a interceptării și a radiației, convecției și conducției se obține căldura reală care ajunge în motor.

$$\dot{Q}_{in+losses} = \eta_{rec} \cdot \eta_{conc} \cdot A_{mirror} \cdot E = 81.2\% \cdot 87.1\% \cdot 12.566m^2 \cdot 1000 \frac{W}{m^2} = 8.882kW \quad (8.49)$$

Având în vedere că randamentul global al instalației este de 90% putem obține valoarea căldurii totale fără pierderi.

$$\dot{Q}_{totallosses} = 10\% \cdot \dot{Q}_{in+losses} = 0.8882kW \quad (8.50)$$

$$\dot{Q}_{in} = \dot{Q}_{in+losses} - \dot{Q}_{totallosses} = 7.994kW \quad (8.51)$$

Randamentul motorului Stirling este între 33 % și 36%.

$$P_{SE} = 33\% \cdot \dot{Q}_{in} = 2.638kW \quad (8.52)$$

$$P_{SE} = 36\% \cdot \dot{Q}_{in} = 2.878kW \quad (8.53)$$

Generatorul electric are un randament de 73 %. Puterea electrică la ieșirea din generatorul electric are valoarea:

$$P_{e,EG} = 73\% \cdot P_{SE} \quad (8.54)$$

$$P_{e,EG} = 1.925kW...2.101kW \quad (8.55)$$

Redresorul are un randament global de 95.7%. Puterea electrică are valoarea:

$$P_e = 95.7\% \cdot P_{e,EG} \quad (8.56)$$

$$P_e = 1.842kW...2.011kW \quad (8.57)$$

Căldura livrată consumatorului are valoarea:

$$\dot{Q}_{out,cogen} = \dot{Q}_{in} - P_{SE} = 5.116kW...5.356kW \quad (8.58)$$

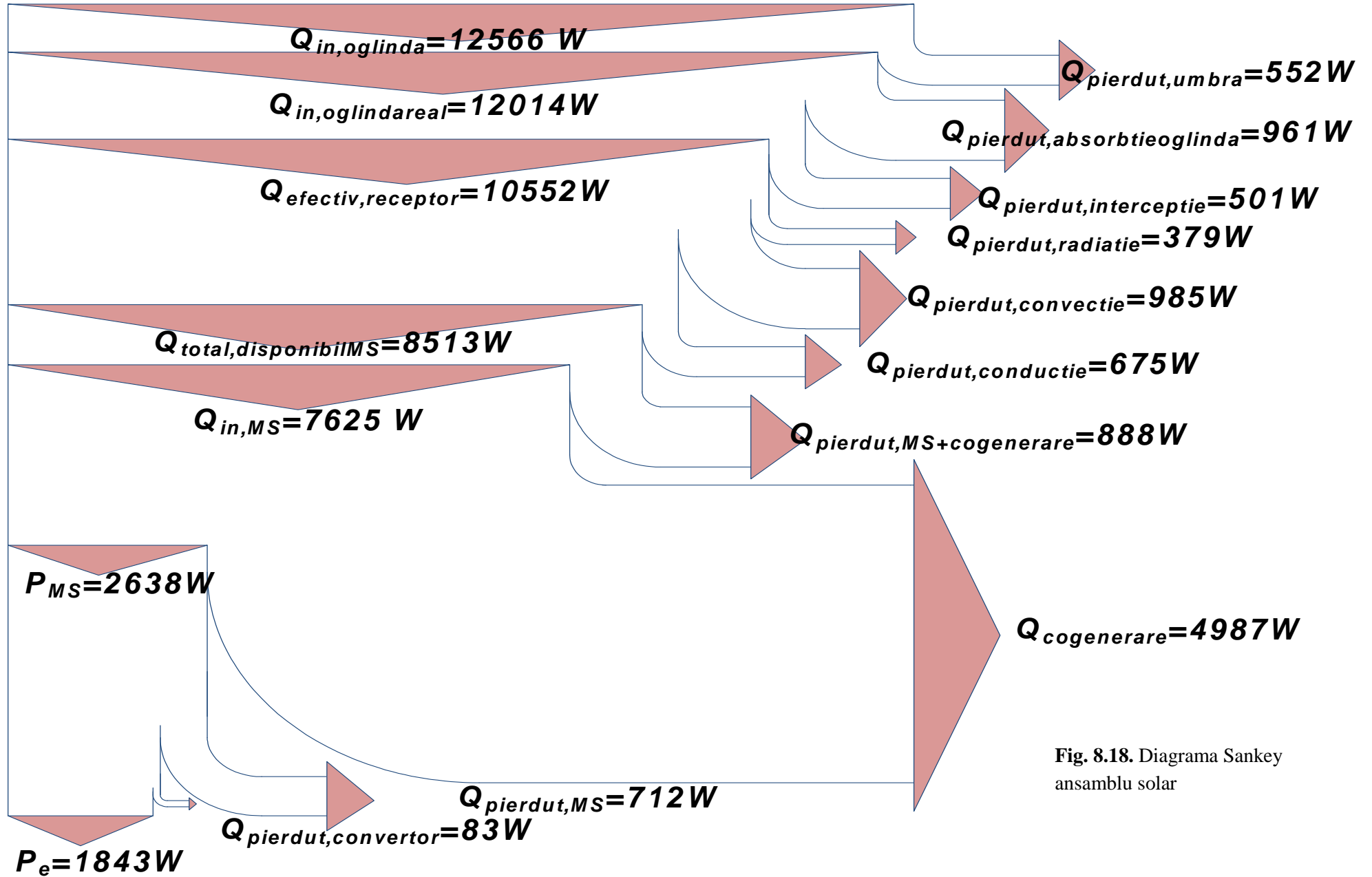
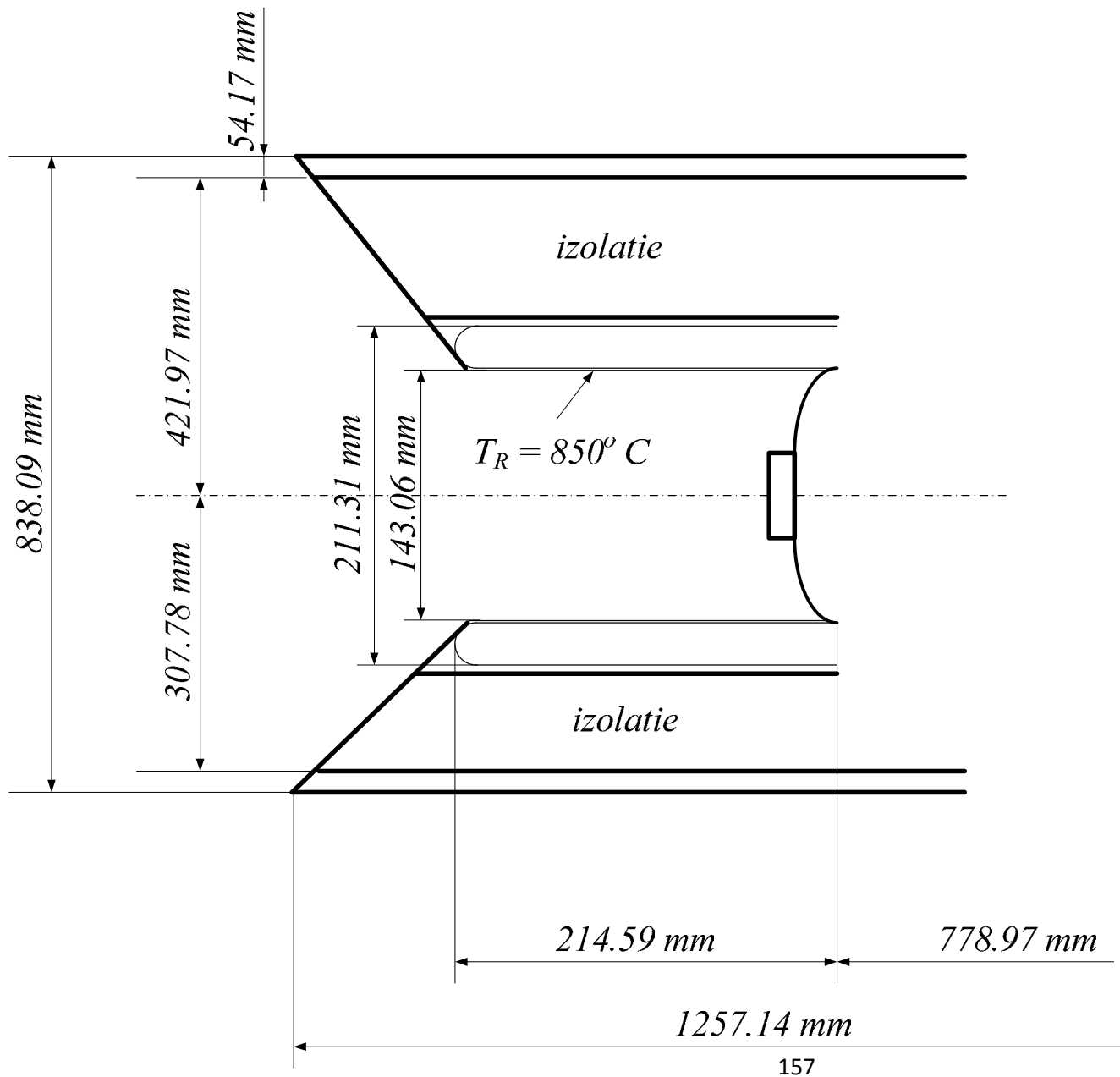


Fig. 8.18. Diagrama Sankey ansamblu solar



Având în vedere că dimensiunile de receptorului solar nu au fost disponibile, aceasta este o soluție posibilă pentru dimensionarea acestuia.

Motor Stirling nu este simetric, astfel izolația în receptorul solar nu are aceeași grosime. Pentru calcularea motorului o grosime medie a fost luată în considerare.

Partea internă a izolației receptorului este considerată aproape atingând conductele prin care se circulă N_2 (pentru ca o parte din pierderi să poată fi evitate).

Fig. 8.19. Soluție de dimensionare a receptorului solar

8.4.5. Validarea schemei de calcul a motorului Stirling solar bazată pe Termodinamica Ireversibilă cu Viteză Finită și Metoda Directă

Obiectivul acestei abordări a fost de a simula îndeaproape funcționarea reală a ansamblului solar, fără a pierde din perspectivă ireversibilitățile [78], [94] (interne și externe). Pierderile generate de viteză finită a proceselor reale au fost calculate, de asemenea au fost calculate puterea și randamentul motorului. Primul principiu al termodinamicii pentru procese cu viteză finită a fost folosit pentru a calcula pierderile de putere generate de pierderile de presiune. Analiza prezentată a fost aplicată la motoarele specifice care funcționează după ciclul Stirling, iar rezultatele au fost comparate cu performanța măsurată a motorului.

Corelația între rezultatele analitice și datele reale de performanță ale motorului indică faptul că metoda directă care utilizează Primul principiu al Termodinamicii pentru procese cu viteză finită este o metodă viabilă de analiză pentru cicluri ireversibile. Aceasta tehnică de calcul pentru procesele din motorul Stirling a fost combinată cu o tehnică de calcul a pierderilor și a randamentului ansamblului solar. Rezultatul este o tehnică de calcul și de optimizare a performanțelor acestor sisteme. Ea are aplicabilitate la proiectarea motorului în termeni de selecție de elemente, cum ar fi dimensiunea pistonului și viteza acestuia, mărimea regeneratoarelor și configurația sa internă, precum și proprietățile gazului de lucru. Rezultatele au aplicabilitate, de asemenea, la proiectarea receptorului solar al motorului în ceea ce privește dimensiunea cavității receptorului și mai mult, în general, la proiectarea de receptoare pentru motoare Stirling care folosesc concentratoare solare de tip oglindă [80], [86], [91].

Această metodă prezice cu acuratețe puterea și randamentul a 12 motoare Stirling atunci când parametrii de ajustare au valori [80], [86], [91]:

$$z=0.45$$

$$y=0.27$$

Luând în considerare faptul că, în modelul prezentat în această lucrare teoretică rezultatele obținute prin aplicarea metodei directe au fost comparabile cu cele declarate de către producătorul motorului Stirling Sunmachine se poate concluziona că modelul de calcul a fost validat, de asemenea, pentru acest tip de motor. Valorile parametrilor de ajustare utilizate au fost aceleași ca și în cazul celor 12 motoare Stirling validate.

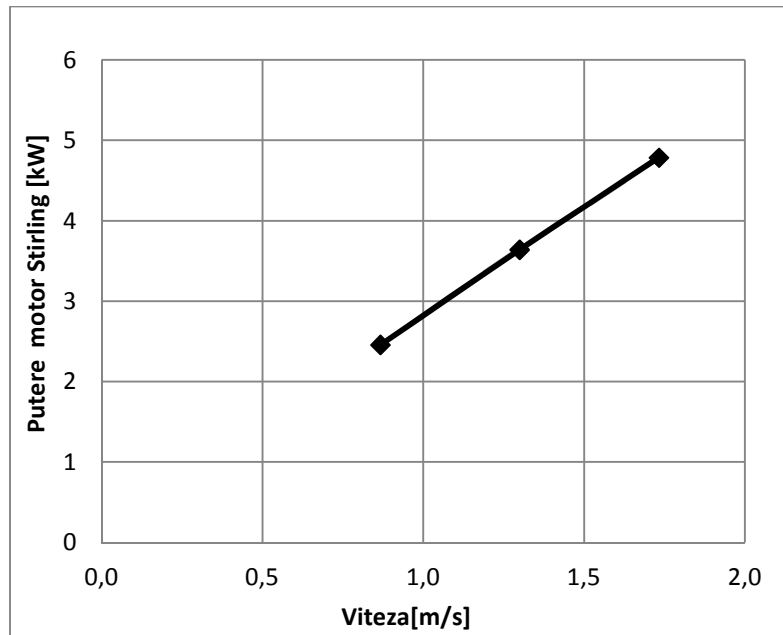


Fig. 8.20. Puterea motorului Stirling

Ca și în lucrarea “*A Scheme of Computation, Analysis, Design and Optimization of Solar Stirling Engines*” [81] puterea motorului Stirling crește, ținând cont de faptul că avem de-a face cu un motor mic, a cărui turație este de: $n_r = 500..1000rpm$.

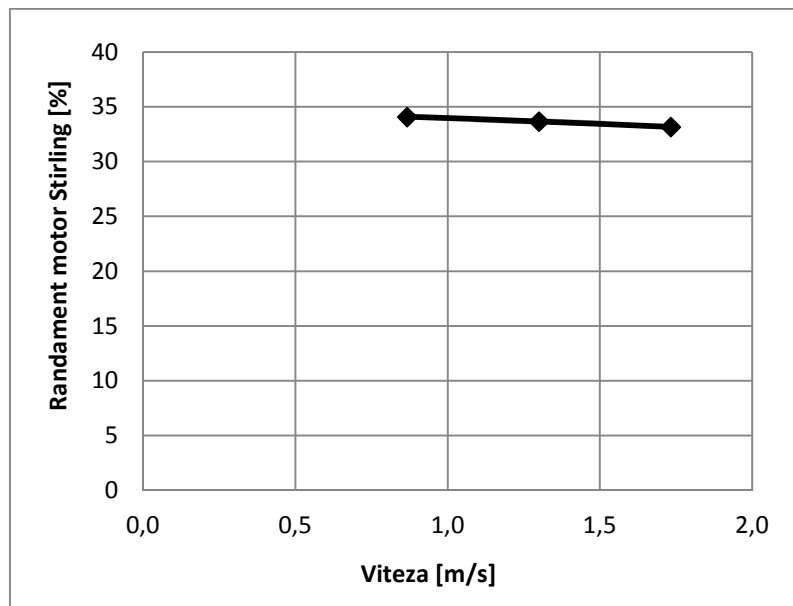


Fig. 8.21. Randamentul motorului Stirling

Randamentul are o evoluție descrescătoare. Valorile obținute utilizând viteza de rotație furnizată de către producător, sunt în intervalul celor prezentate în manualul de funcționare al motorului. ($\eta_{SE} = 33\% \dots 36\%$).

Luând în considerare faptul că randamentul motorului scade o dată cu creșterea vitezei, de asemenea randamentul și puterea ansamblului solar se comportă în aceeași manieră.

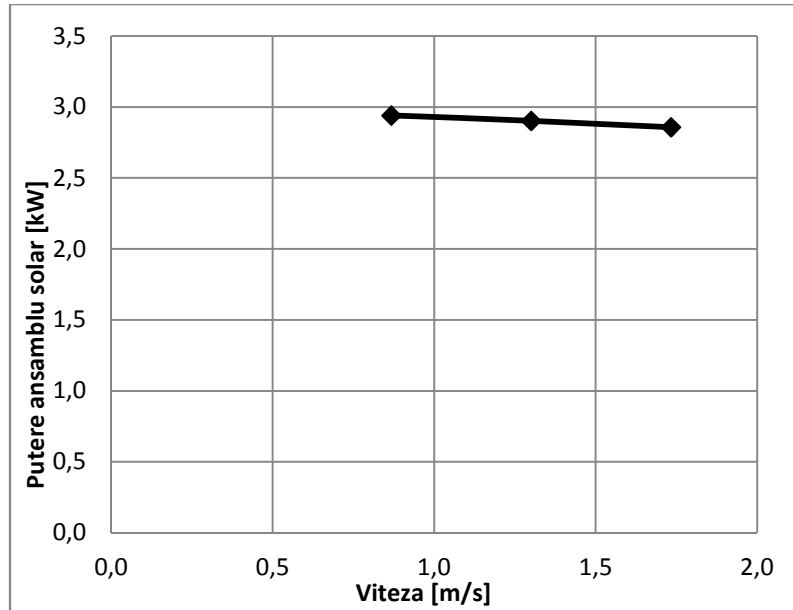


Fig. 8.22. Puterea ansamblului solar

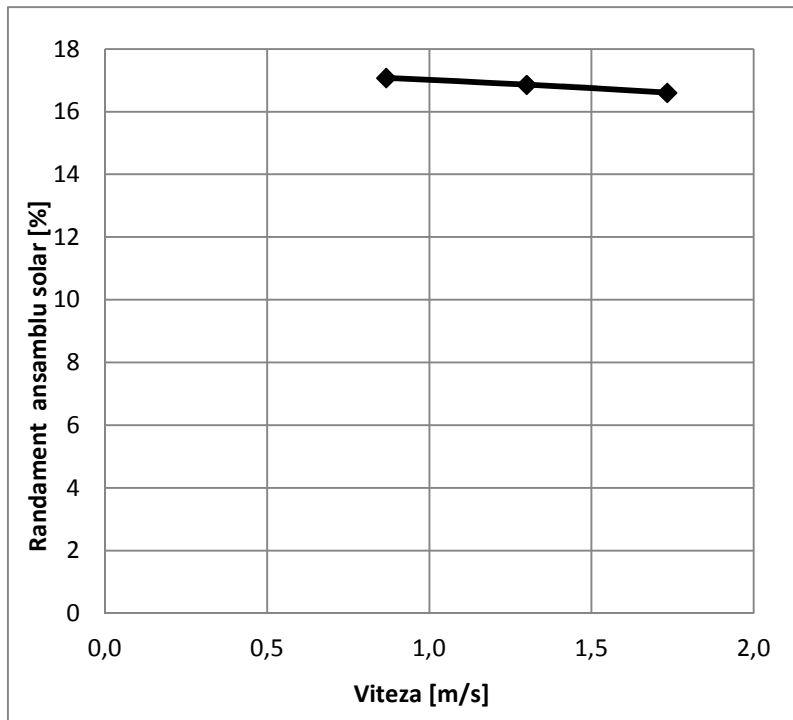


Fig. 8.23. Randamentul ansamblului solar

De asemenea, trebuie să se constate că următoarele date de intrare au fost utilizate în scopul de a obține curbele de putere și randament pentru ansamblul solar:

$E = 1000 \frac{W}{m^2}$ - valoarea maximă a radiației solare directe, cer senin, vara

$$\alpha_{cav} = 0.97$$

$$\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4}$$

$$k_s = 0.6 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$\varepsilon_m = 0.2$$

$$h_{\text{int}} = 6 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$h_{\text{ext}} = 7 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$\delta = 0.308m$$

$$\gamma = 1.4 \text{ (Nitrogen)}$$

8.4.6. Optimizarea motorului Stirling și a ansamblului solar

Performanțele ansamblului se determină prin aplicarea ecuațiilor prezentate în model. Această metodă de analiză face posibilă optimizarea vitezei pistonului și în același tip oferă variante pentru optimizarea parametrilor oglinzii, receptorului și a motorului [91], [92], [94].

Viteza optima apare atunci când căldura disponibilă în receptor este egală cu căldura maximă care poate fi absorbită de motor. Rata la care motorul poate absorbi căldura depinde de viteza motorului. Deci, optimizarea este atinsă atunci când motorul funcționează la viteza la care toată căldura disponibilă este egală cu cantitatea de căldură necesară pentru funcționarea motorului. O dată ce un optim de temperatura maximă a gazului de lucru a fost stabilit, alți parametri cum ar fi diametrul pistonului, grosimea izolației receptorului, etc. pot fi variați și efectul dat de aceste variații asupra performanțelor motorului va fi determinat [78].

Rezultatele acestei proceduri permit optimizarea oricaruia dintre acești parametri la o viteză optimă a pistonului stabilită anterior. Această procedură arată, de asemenea, sensibilitatea motorului la variația acestor parametri [94], [95].

Fig. 8.24 reprezintă curba de putere optimizată pentru motorul Stirling. Având în vedere că motorul studiat funcționează la viteze mici, puterea dezvoltată nu are valori notabile. Dar chiar dacă puterea nu are o valoare mare, randamentul este aproape maxim pentru acest motor Stirling.

Putere: 500 rpm = 0.867 m/s => 2.459 kW

1000rpm = 1.733 m/s => 4.787 kW

Randament: 500 rpm = 0.867 m/s => 34.080%

1000rpm = 1.733 m/s => 33.166%

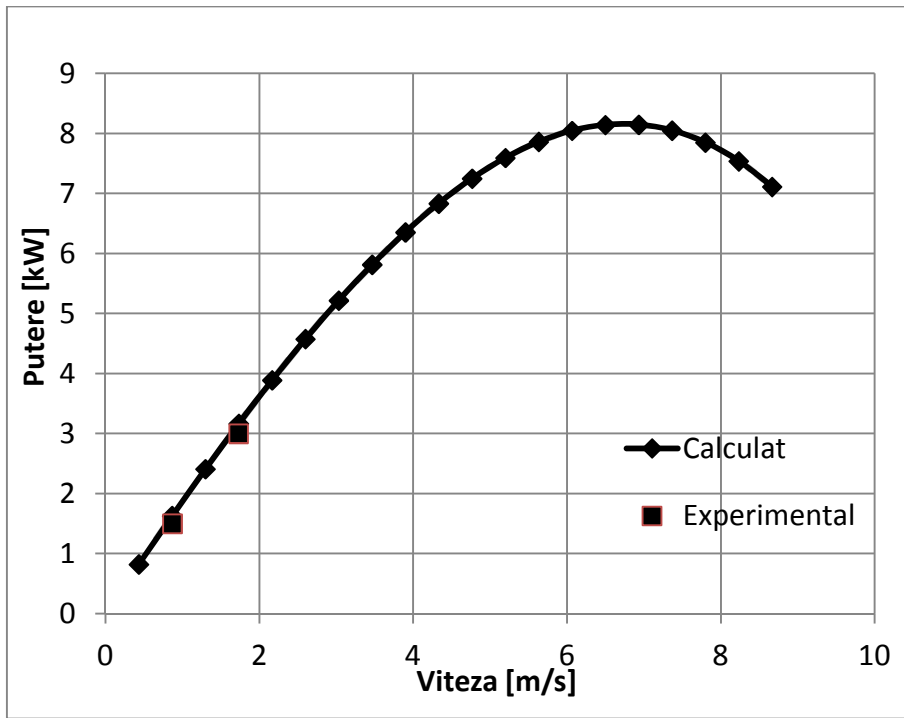


Fig. 8.24. Puterea motorului Stirling

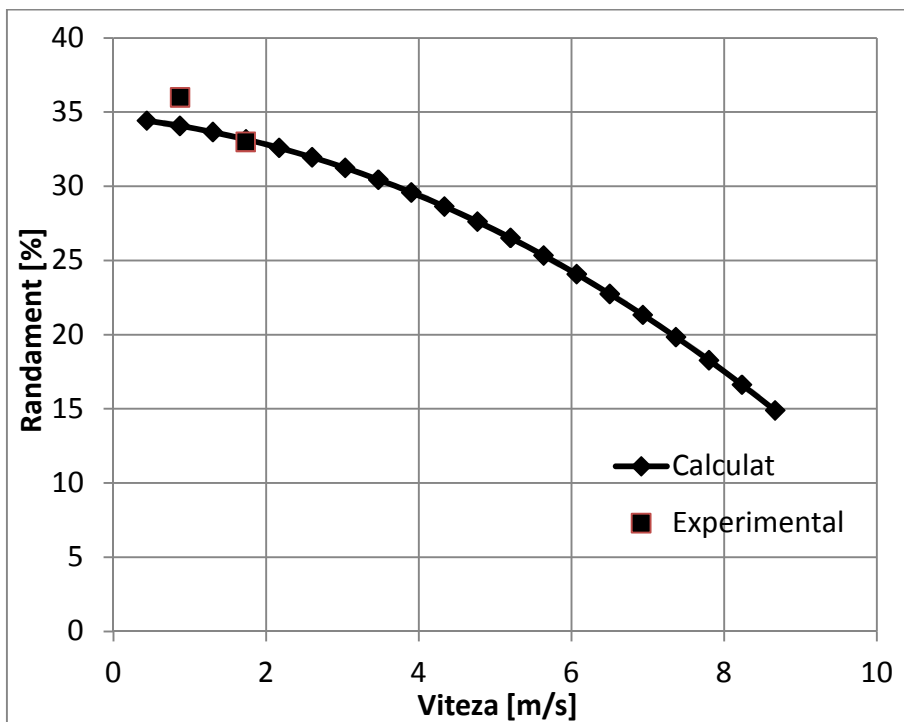


Fig. 8.25. Randamentul motorului Stirling

Performanță ansamblului solar depinde în întregime de eficiența a motorului Stirling.

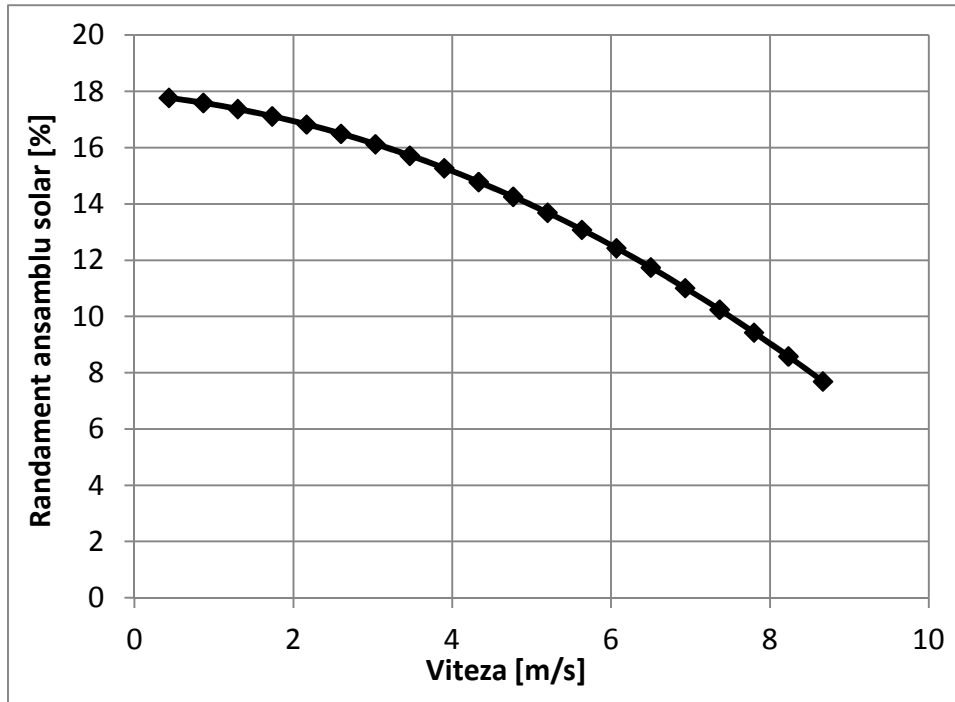


Fig. 8.26. Randamentul ansamblului solar

8.4.7. Analiză parametrică

Unul dintre cei mai importanți parametri care influențează performanța unui ansamblu solar este radiația solară. Din păcate, această proprietate nu are valori constante. Aceasta depinde de locație (latitudine), oră și sezon. Performanțele ansamblului solar sunt influențate de către aceasta și după cum se poate observa cele mai bune performanțe sunt atinse în timpul verii și cel mai slabe în timpul iernii.

Puterea și eficiența motorului Stirling, în funcție de variația de strălucire a Soarelui în timpul celor 24 de ore ale zilei se aseamănă cu graficul care arată variația de strălucire a Soarelui în timpul celor 24 de ore din zi (subcapitolul 8.3), arătând astfel că analiza este corectă.

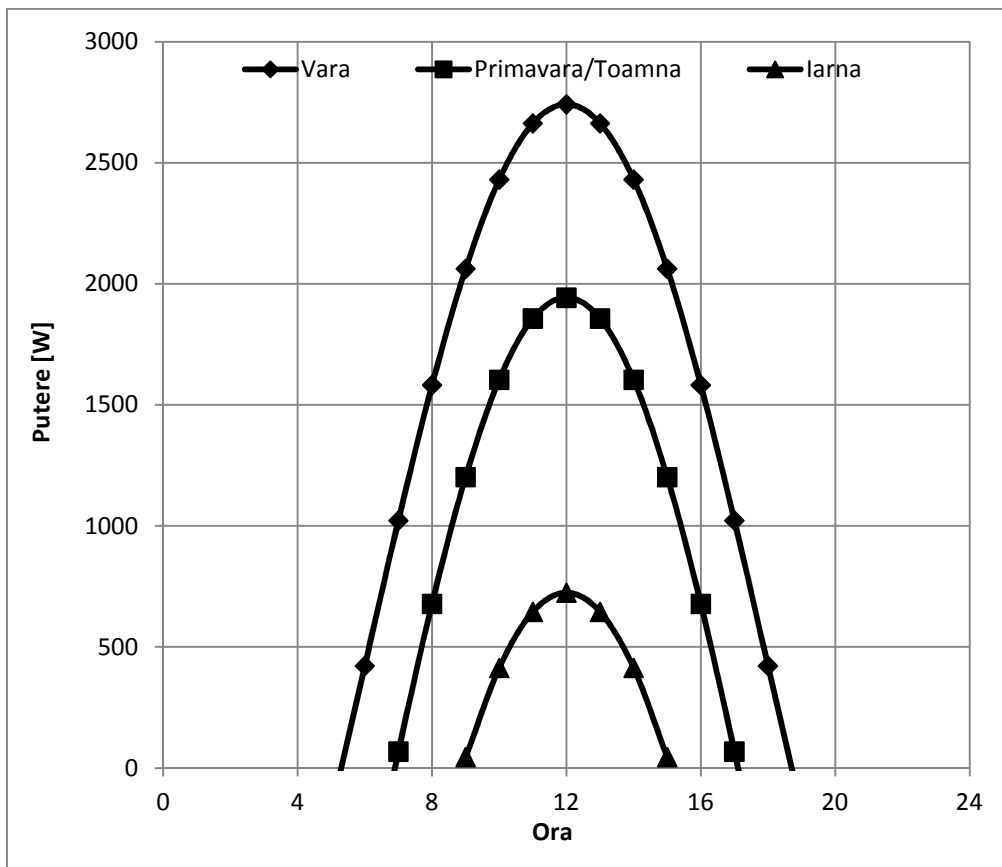


Fig. 8.27. Puterea motorului Stirling în funcție de radiația solară directă

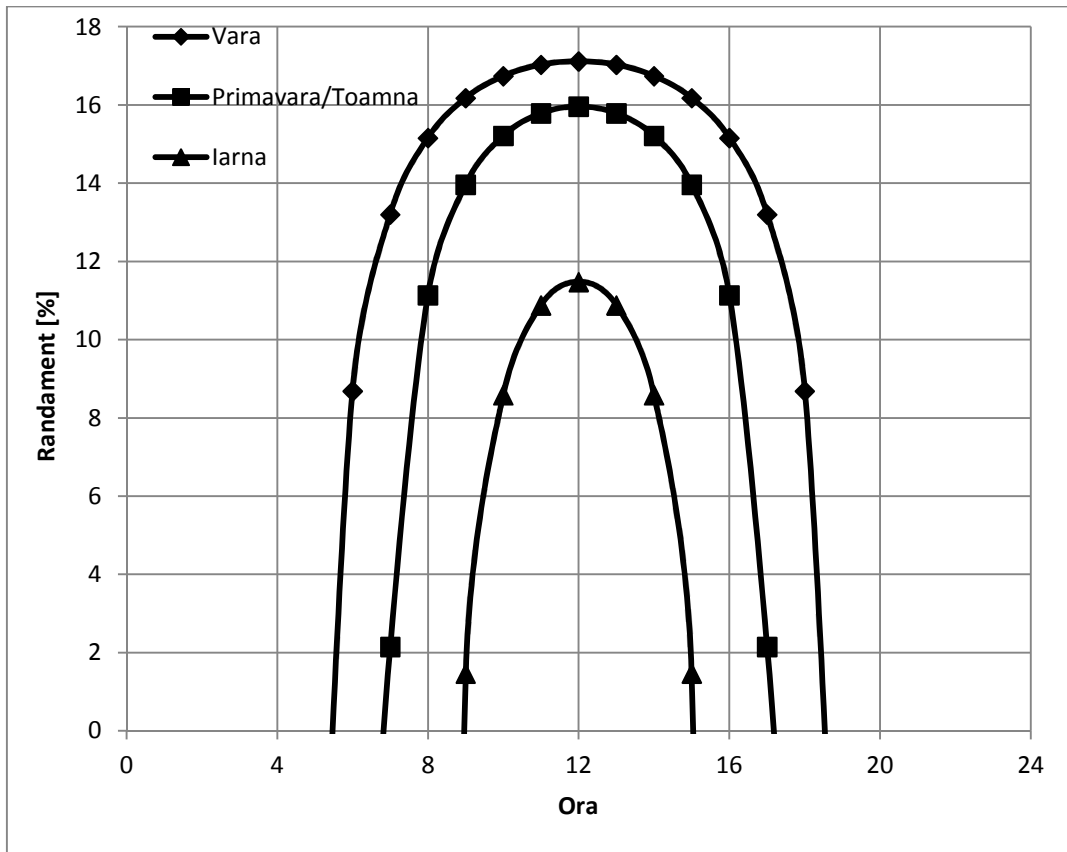


Fig. 8.28. Randamentul motorului Stirling în funcție de radiația solară directă

Dacă variem parametrii constructivi ai motorului Stirling (diametrul pistonului, diametrul regeneratului) se observă o diferență aproape insesizabilă a performanțelor la vitezele mici la care funcționează motorul studiat. Diferențe notabile sunt sesizate valori mari ale turației pistonului.

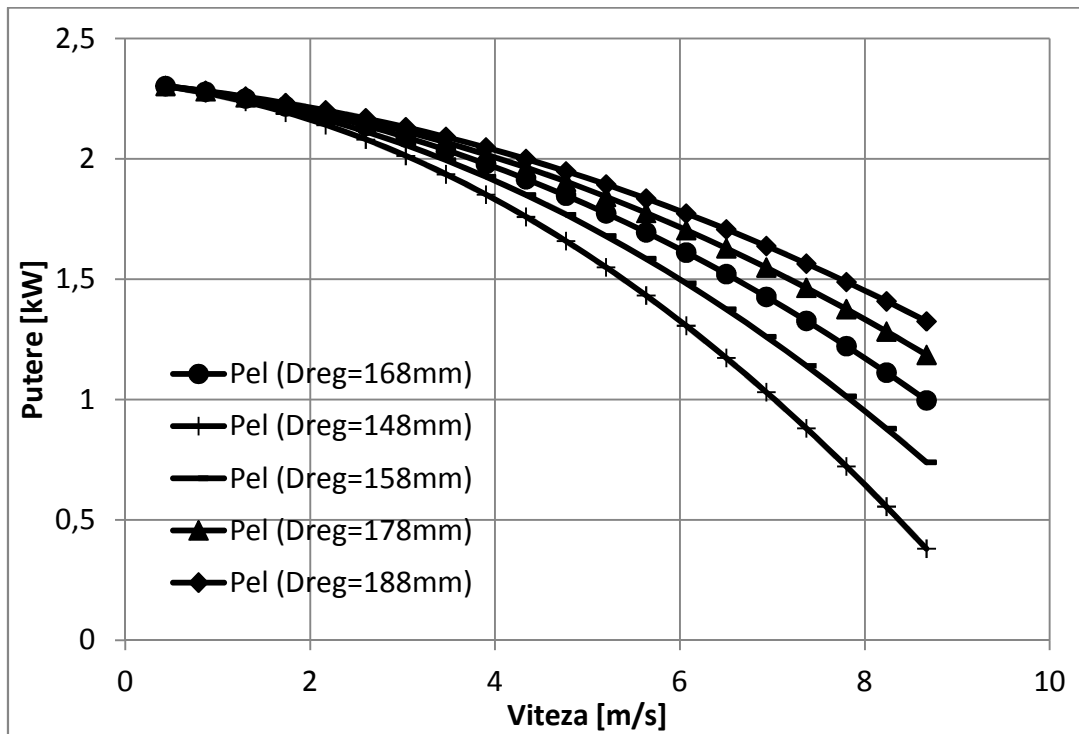


Fig. 8.29. Puterea motorului Stirling în funcție de diametrul pistonului

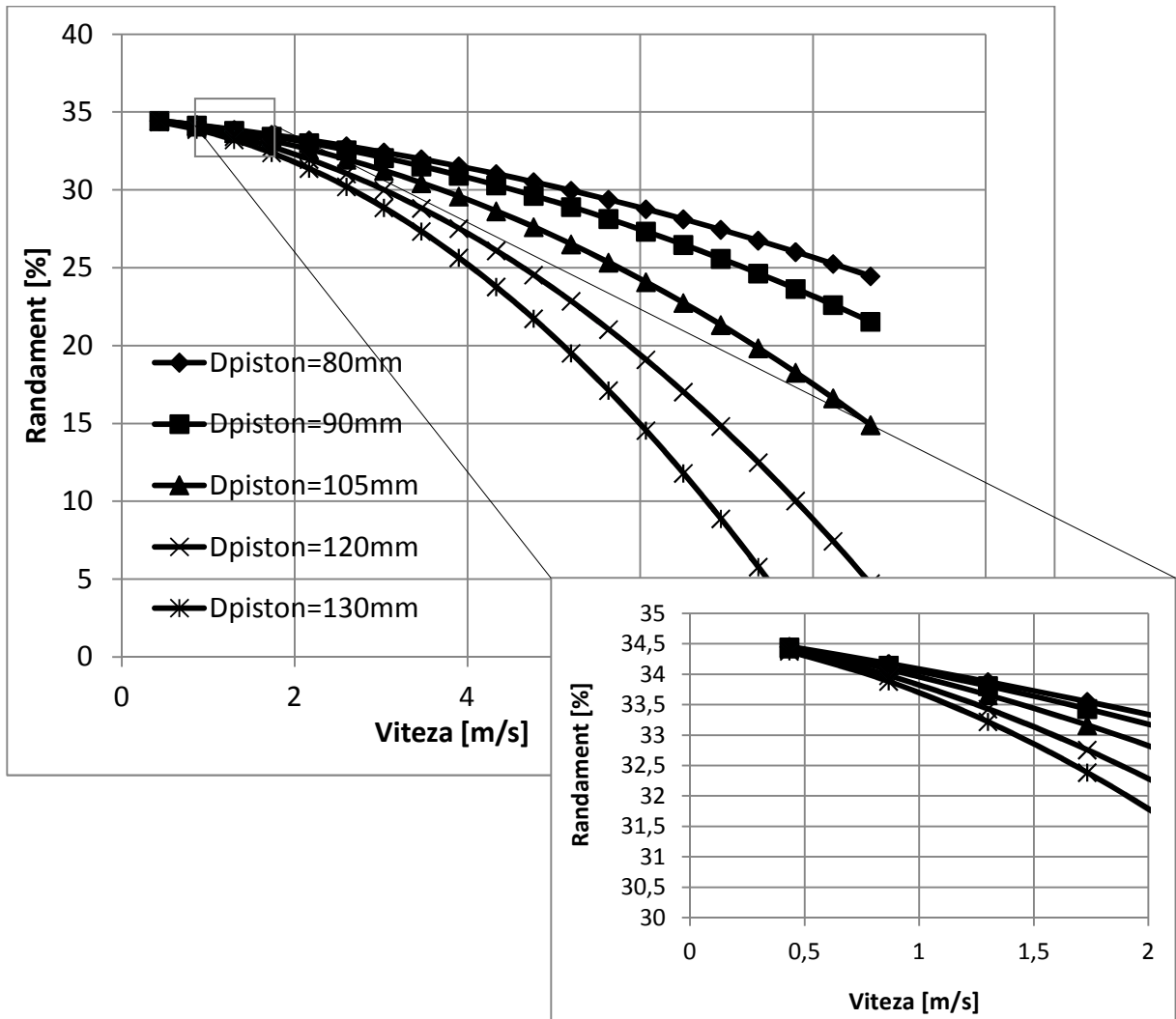


Fig. 8.30. Randamentul motorului Stirling în funcție de diametrul pistonului

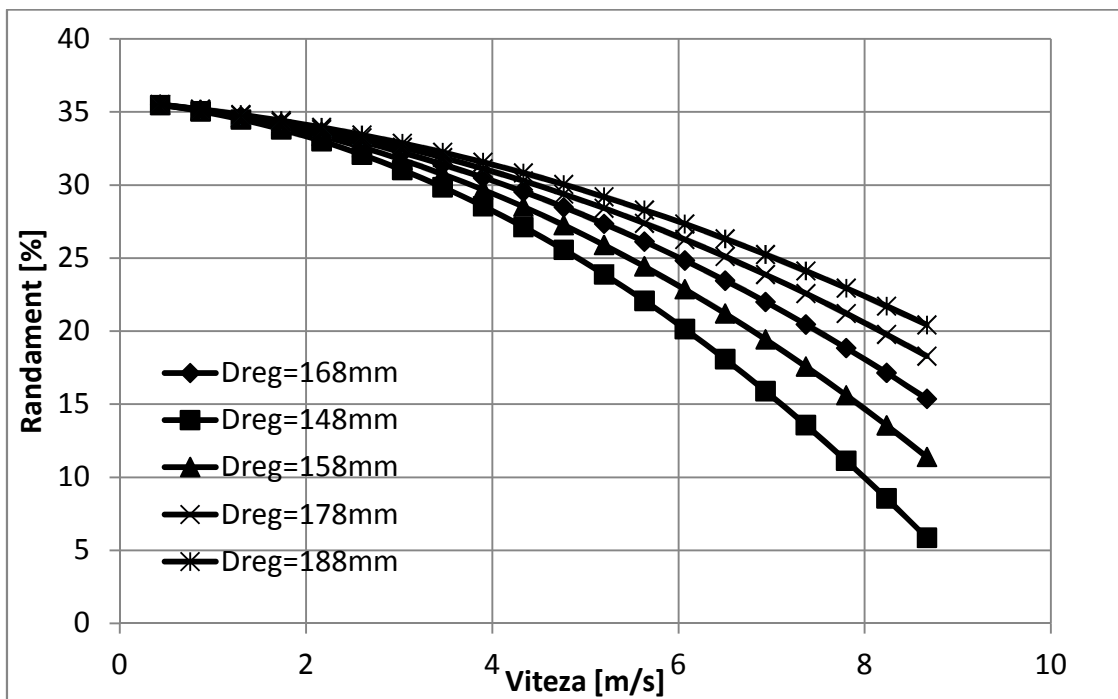


Fig. 8.31. Puterea motorului Stirling în funcție de diametrul regenerativului

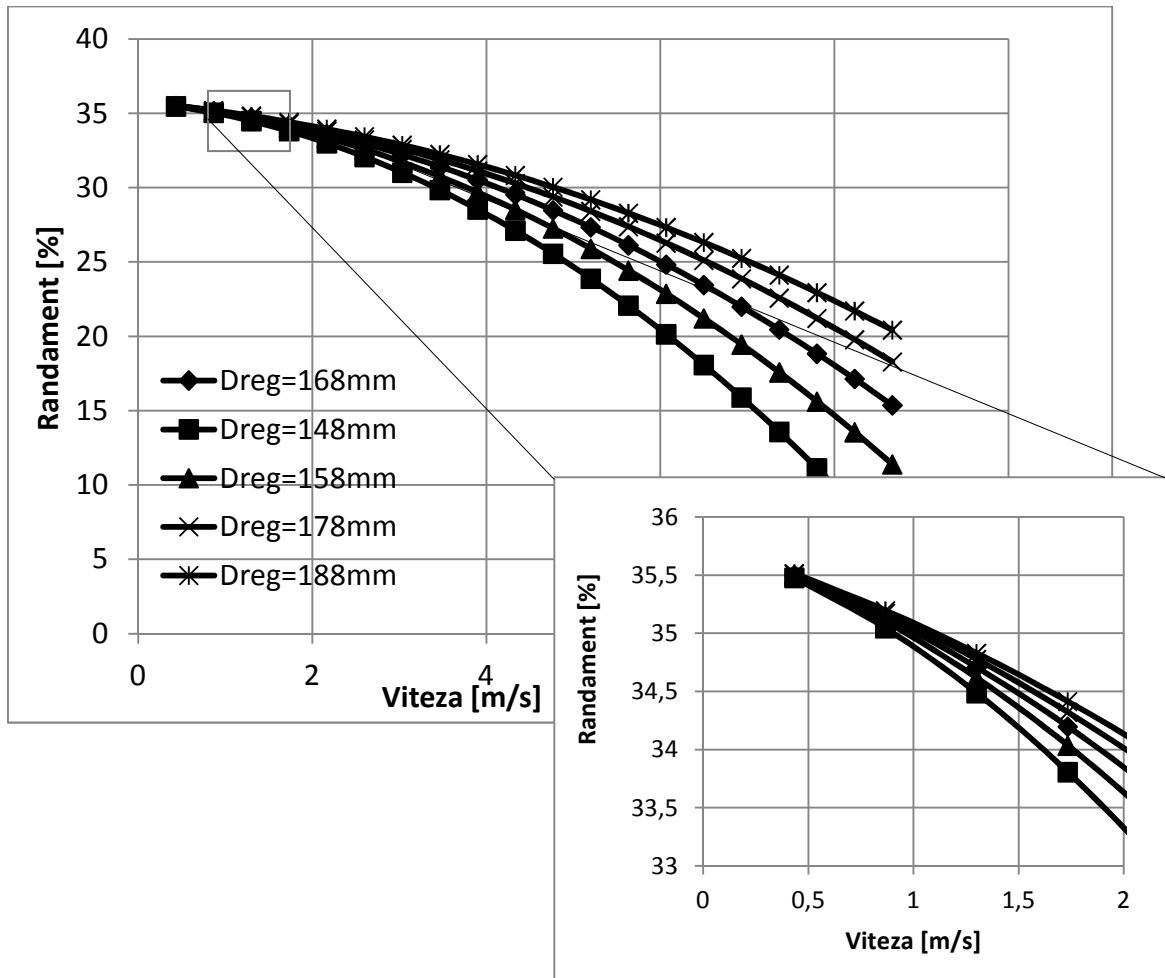


Fig. 8.32. Randamentul motorului Stirling în funcție de diametrul regeneratoarelor

La varierea parametrilor constructivi ai oglinzii și ai receptorului solar se pot observa diferențe notabile în performanțele ansamblului solar, dar și în materie de putere și randament al motorului Stirling.

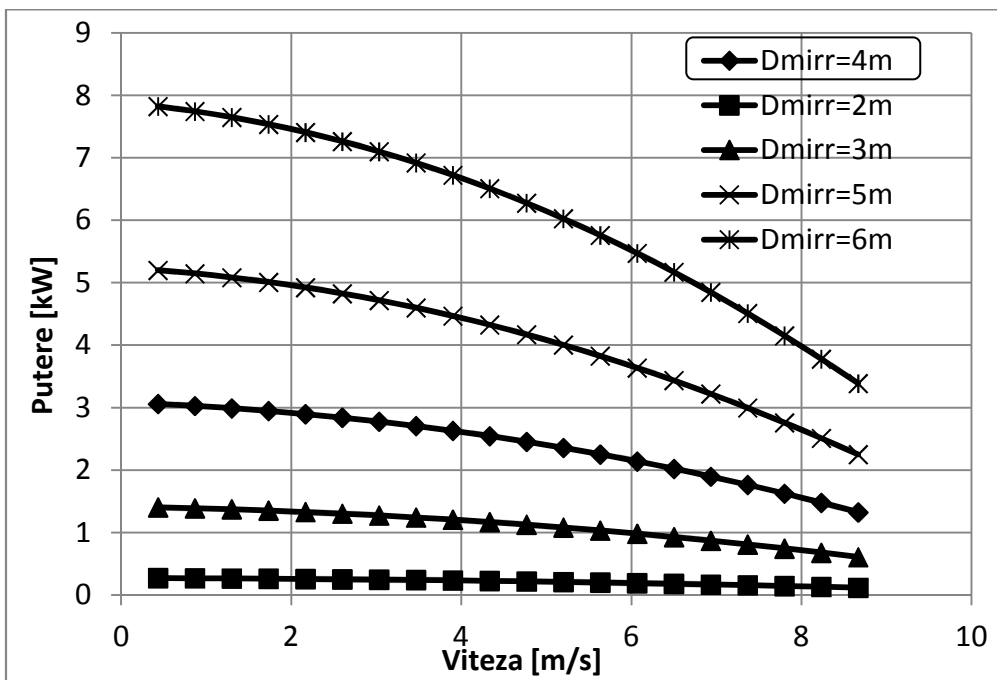


Fig. 8.33. Puterea ansamblului solar în funcție de diametrul oglinzii

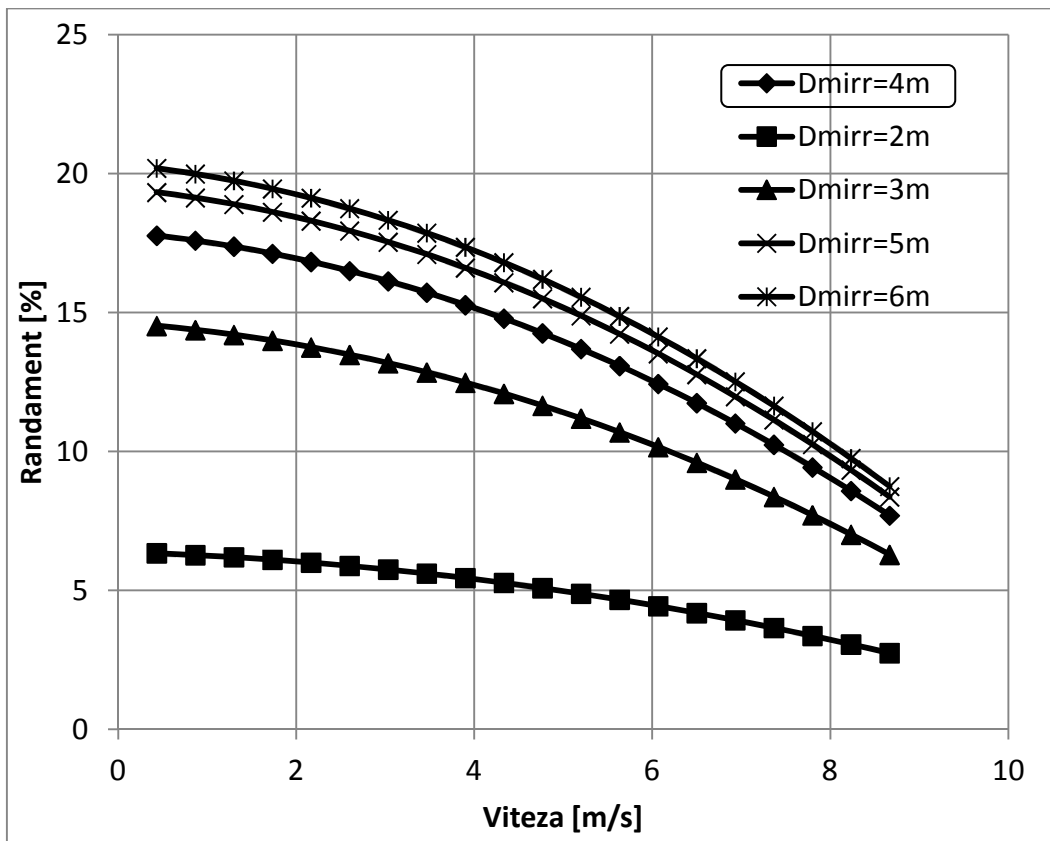


Fig. 8.34. Randamentul ansamblului solar în funcție de diametrul oglinzii

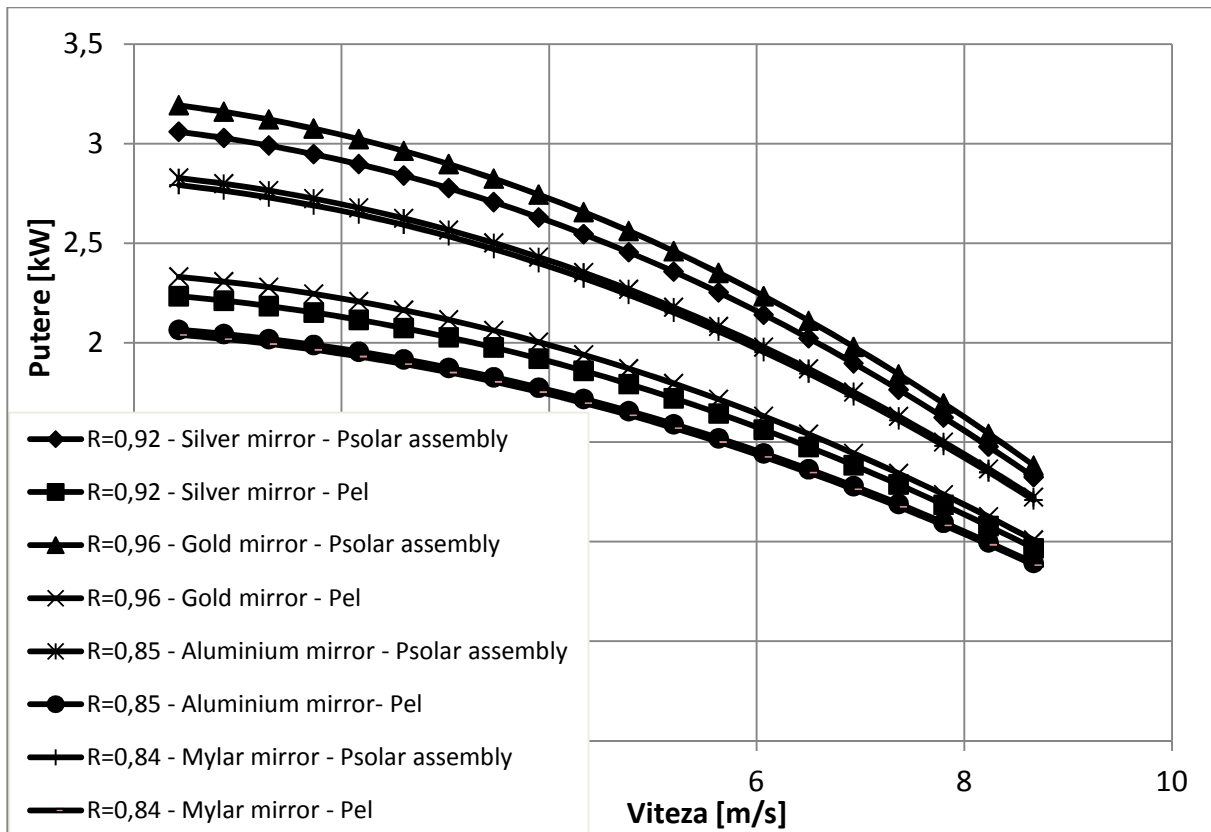


Fig. 8.35. Puterea ansamblului solar și puterea electrică a motorului Stirling în funcție de învelișul oglinzii

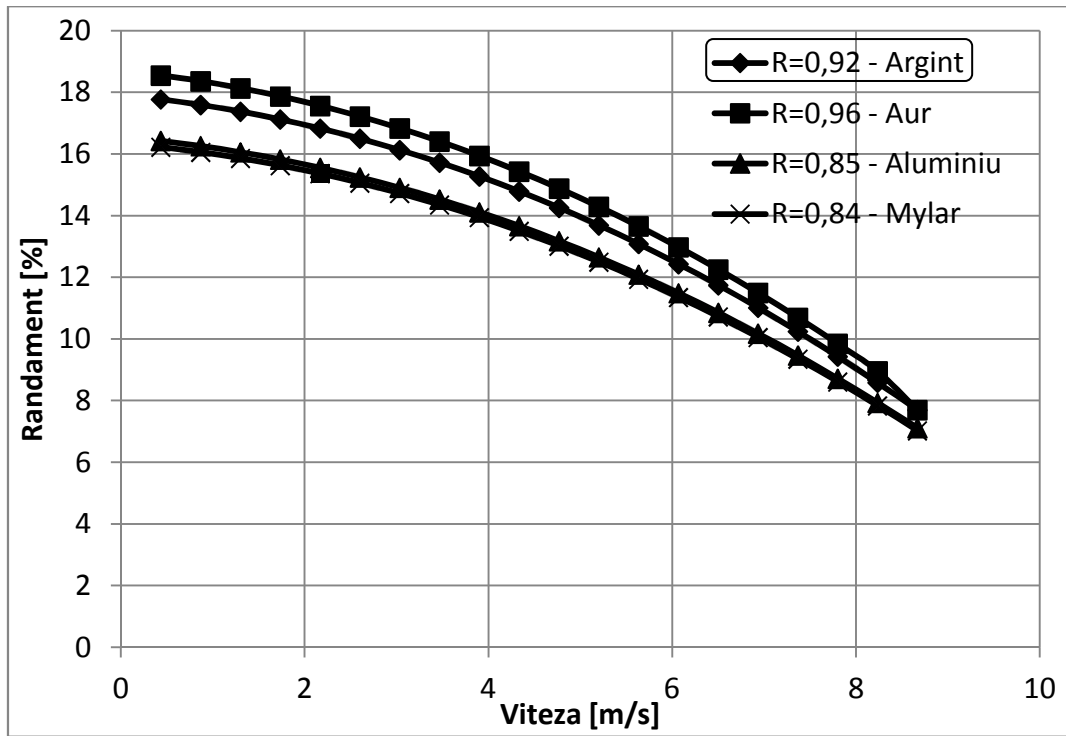


Fig. 8.36. Randamentul ansamblului solar în funcție de învelișul oglinzii

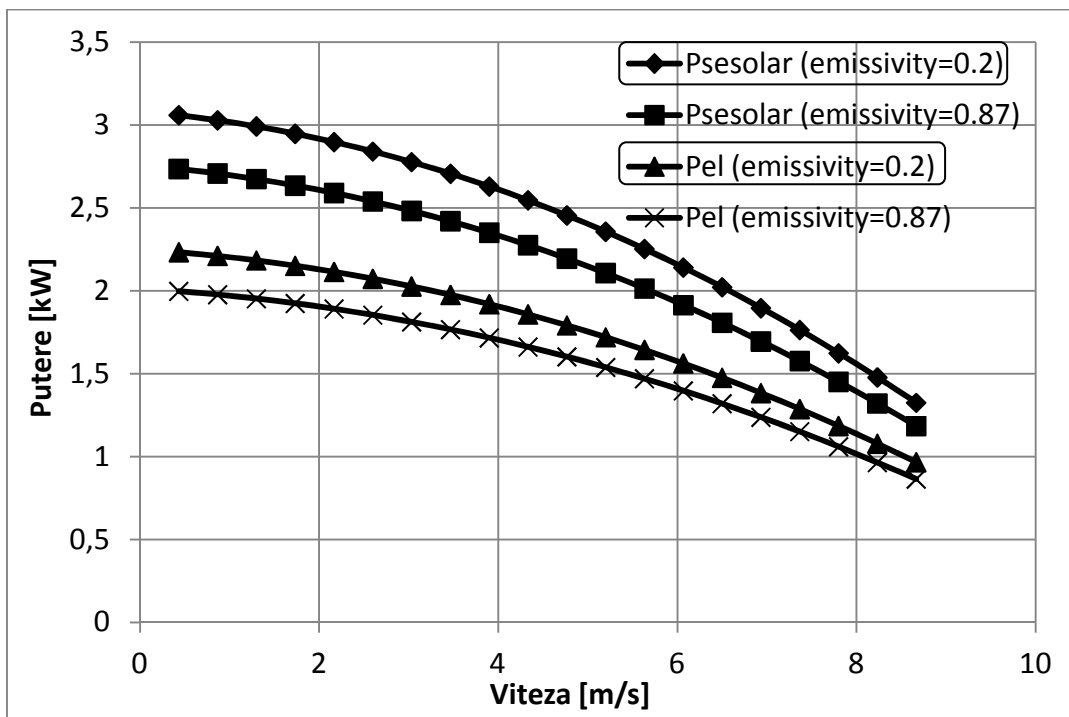


Fig. 8.37. Puterea ansamblului solar și puterea electrică a motorului Stirling în funcție de emisivitate

Tabel 8.4. Caracteristicile structurale ale oglinzii parabolice și ale receptorului solar:

Diametru [m]	4
Emisivitate	0,2
Reflectivitate (Argint)	0,92

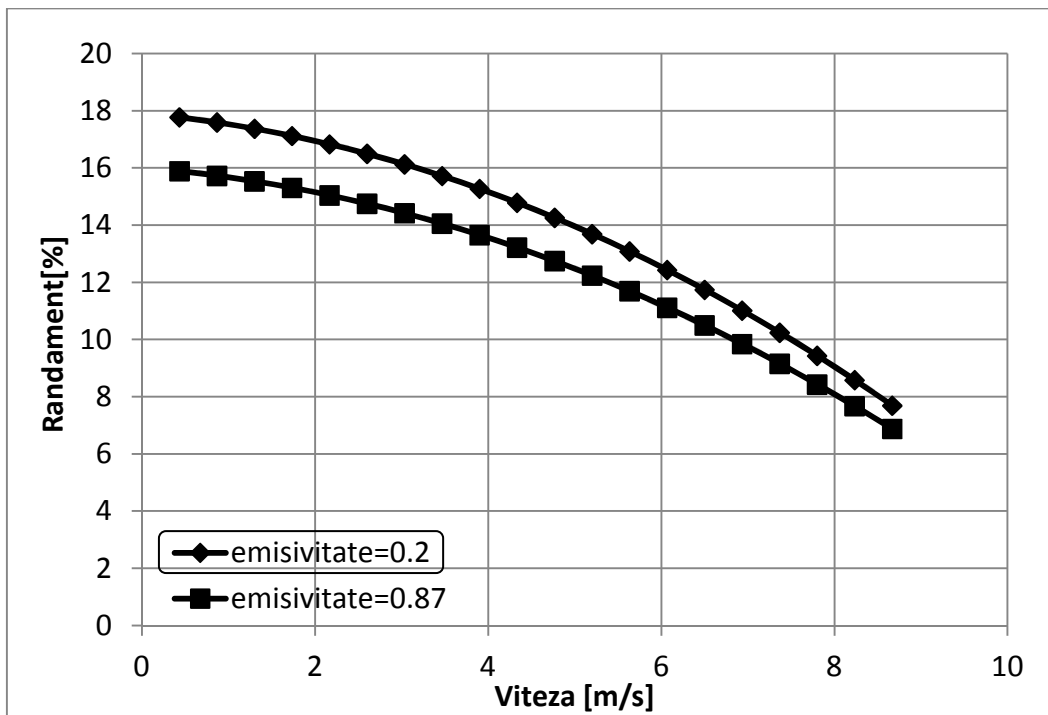


Fig. 8.38. Randamentul ansamblului solar în funcție de emisivitate

Obiectivul acestui demers a fost de a simula îndeaproape funcționarea reală a instalației solare cu cogenerare cu motor Stirling, fără a pierde informații referitoare la mecanismele care generează ireversibilități (interne și externe). Pierderile generate de viteza finită a proceselor reale s-au calculat, pe baza primului principiu al termodinamicii pentru procese cu viteză finită.

Această tehnică de calcul pentru procesele din motoarele Stirling a fost combinată cu un calcul al pierderilor și a randamentului instalației solare cu cogenerare cu motor Stirling. Rezultatul este o tehnică de calcul și optimizare a performanțelor unor astfel de sisteme. Influența parametrilor asupra randamentului și puterii au fost studiate, (viteza pistonului, diametrul oglinzii, emisivitatea receptorului, reflectivitatea materialului oglinzii, radiația solară directă diurnă și sezonieră). Acest studiu ar putea fi folosit pentru o mai bună proiectare a instalației de cogenerare cu motor Stirling. Ea are aplicabilitate la proiectarea motorului în ceea ce privește alegerea unor elemente cum ar fi mărimea și viteza pistonului, dimensiunea regeneratoarelor și configurația sa internă, și proprietățile gazului de lucru. Rezultatele au, de asemenea, aplicabilitate la proiectarea receptorului solar al motorului Stirling, în ceea ce privește dimensiunea cavității receptorului și, în general la proiectarea receptoarelor oricărui motor Stirling care folosește concentratori parabolici.

8.5. SCHEMA DE CALCUL A UNUI MODEL TERMODINAMIC DEPENDENT DE TIMP AL PROCESULUI DE REGENERARE A CĂLDURII ÎNTR-UN MOTOR STIRLING SOLAR

Scopul acestui subcapitol este să propună un set de modele termodinamice pentru regenerator ținând cont de dependența de timp a procesului de transfer de căldură și să le combine cu descrierea termodinamică concentrată a motorului Stirling solar.

Prin utilizarea metodelor analitice și numerice, optimul puterii dezvoltate de motor este obținut, în condițiile în care diferite constante sunt sau nu considerate (ex. rata de transfer de căldură disponibilă la sursa caldă).

Se efectuează și o analiză parametrică a puterii dezvoltate de motor și a variabilelor termodinamice de stare corespunzătoare modelelor parametrice pentru motor.

Concluzia principală a acestui subcapitol este că se va reconsidera comportamentul tranzitoriu al schimbătorului de căldură regenerator pentru maximum de putere dezvoltată și designul optimal al motorului Stirling solar.

8.5.1. Nomenclatură

A	arie [m ²]
A, B, C	constante
c	căldură specifică [J kg ⁻¹ K ⁻¹]
K	conductanță termică [W K ⁻¹]
m	masa gazului din ciclu [kg]
Q	căldura [J]
R	constanta gazului [J kg ⁻¹ K ⁻¹]
T	temperatura [K]
t	țimp de contact [s]
U	coeficient total de transfer de căldura [W m ⁻² K ⁻¹]

W	lucru mecanic [J]
\dot{W}	puterea dezvoltată de motor [W]

Simboluri grecești

γ	raportul căldurilor specifice
η	randamentul regenerării căldurii
λ	raportul de comprimare
θ	temperatura adimensională
τ	constanta de timp [s]

Indici

C	relativ la procesul de încărcare
CH	relativ la procesul de încărcare de la gaz la sursa caldă
DL	relativ la procesul de încărcare de la gaz la sursa rece
D	relativ la procesul de descărcare
H	relativ la gaz la sursa caldă
L	relativ la gaz la sursa rece
opt	optim
R	relativ la regenerator
RC	relativ la regenerator și la procesul de încărcare
RD	relativ la regenerator și la procesul de descărcare
SH	relativ la sursa caldă
SL	relativ la sursa rece

8.5.2. Introducere

Considerații asupra producției de energie și asupra mediului impun restricții în funcționarea motoarelor termice actuale (motoare cu ardere internă, turbine cu gaze, turbine cu abur), dar totodată dau startul cercetării privind folosirea de metode alternative. Motorul Stirling aparare ca un potential candidat eficient și nepoluant.

Noi metode termodinamice complementare pentru optimizarea motoarelor au fost dezvoltate recent. Unii autori au luat în considerare sinteza cercetării anterioare privind analiza și optimizarea motorului Stirling, și au propus noi modele ținând cont de ireversibilitățile majore ale motorului [98, 99]. Alții au studiat motorul reciproc intern reversibil – asemanator ciclurilor motoare cu regenerare de căldură și transfer de căldură linear extern și au aratat că maximul de putere produsă de motor corespunde cu jumătatea

lucrului mecanic ireversibil în limita regenerării perfecte, rezervoare infinite (termostate) și endoreversibilitate [97].

Qvale și Smith Jr. [100] și Wu et al. [101] s-au concentrat pe regenerarea imperfectă a căldurii în regenerator printr-un parametru care să arate independența de timpul necesar regenerării. Este de notat originalitatea acestor lucrări citate relativ la caracteristica putere – randament a motorului care arată valoarea optimală pentru puterea produsă.

Evident, regenerarea căldurii este un proces care are un impact important asupra designului optimal și asupra caracteristicilor motorului Stirling. Astfel, un studiu anterior [99, 102 - 104] se concentrează pe influența regeneratorului asupra optimului motorului Stirling când un proces staționar de transfer de căldură are loc în interiorul acestuia.

În acest subcapitol se intenționează să se reconsidere optimizarea motorului Stirling solar prin propunerea de modele pentru procesul de regenerare a căldurii dependente de timp.

Modelele pentru regenerator caută un optim al designului corespunzător maximului de putere produsă de motor [105, 106]. Ele leagă eficacitatea regeneratorului de capacitatea calorică a mediului de lucru, și conductanța suprafeței de transfer de căldură a regeneratorului. Dezvoltarea modelelor conduce la timp de relaxare constant pentru procesele de încărcare și descărcare a căldurii în matricea regeneratorului.

Așadar, se evidențiază cât de importantă este inerția termică a matricii solide în legătură cu durata procesului de regenerare. În condițiile corespunzătoare alocării minimului conductanței globale de transfer de căldură, rezultatele prezintă considerațiile optime de desing pentru motor.

Modelele propuse au aplicabilitate practică în designul ansamblului solar cu motor Stirling, mai exact în determinarea parametrilor optimați de funcționare. Ansamblul solar analizat este compus dintr-o oglinda parabolică, un receptor, un motor Stirling și un generator electric (Fig. 8.14).

8.5.3. Baza modelelor propuse

8.5.3.1. *Transfer de căldură între sursa caldă, sursa rece și gazul de lucru din ciclu*

În Fig. 8.39 ciclul motorului Stirling este reprezentat ca fiind în contact cu o sursă caldă de temperatură constantă (T_{SH} – partea caldă), respectiv cu o sursă rece de temperatură constantă (T_{SL} – partea rece).

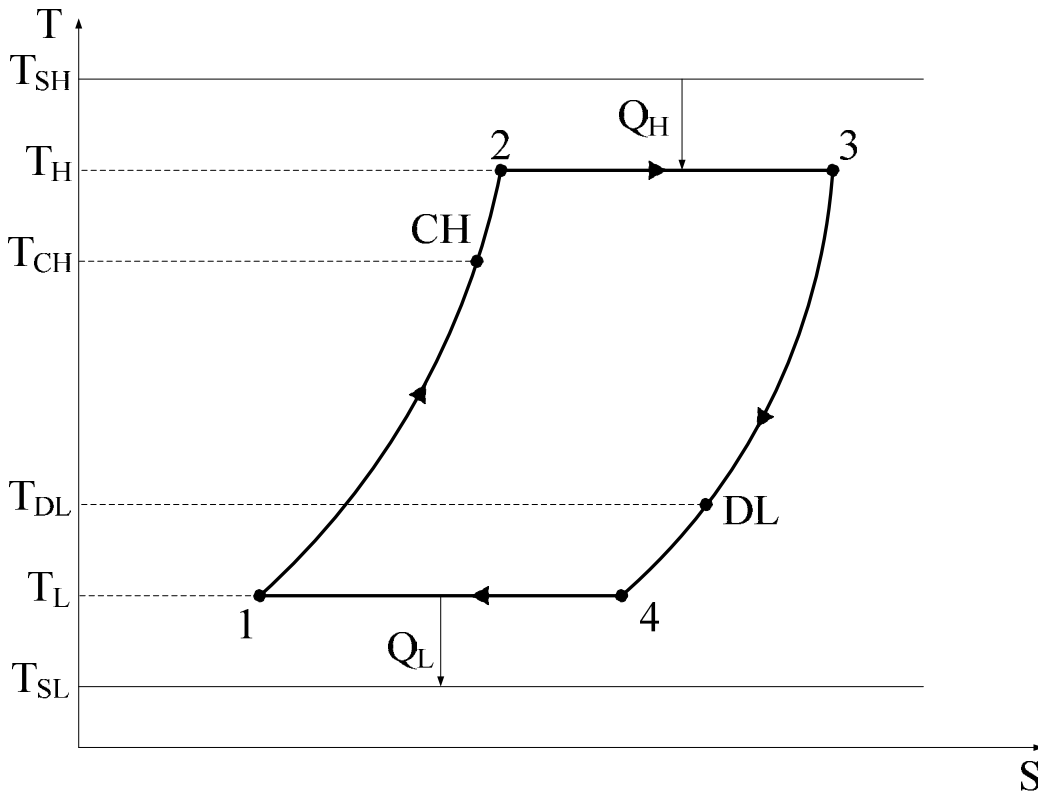


Fig. 8.39. Diagrama T - S a ciclului Stirling

Transferul de căldură la sursa caldă și la sursa rece este efectuat conform legilor liniare de transfer de căldură:

$$Q_H = K_H \cdot (T_{SH} - T_H) \cdot t_H = m \cdot R \cdot T_H \cdot \ln(\lambda) \quad (8.59)$$

$$Q_L = K_L \cdot (T_{SL} - T_L) \cdot t_L = -m \cdot R \cdot T_L \cdot \ln(\lambda) \quad (8.60)$$

Pentru motorul endoreversibil cu regenerare perfectă de căldură, primul și al doilea Principiu al Termodinamicii aplicate ciclului impun:

$$W = Q_H - |Q_L| \quad (8.61)$$

$$\frac{Q_H}{T_H} + \frac{Q_L}{T_L} = 0 \quad (8.62)$$

8.5.3.2. Proces de regenerare a căldurii dependent de timp

Schimbătorul de căldură regenerativ este caracterizat de o matrice poroasă, a cărei capacitate termică și temperatură medie instantanee sunt $(m_R c_{p_R})$ și respectiv, $T_R(t)$. Asemănător, gazul de lucru al ciclului, asimilat cu un gaz ideal, are capacitatea termică mc_p și temperatura medie instantanee $T(t)$. Regenerarea imperfectă este cauzată de transferul de căldură imperfect între gazul de lucru și matricea poroasă, prin interfața A_R , cu coeficientul

global de transfer de căldură U_R care se presupune a fi constant. Conductanța de transfer de căldură corespunzătoare regeneratoarei este dată de ecuația:

$$K_R = U_R \cdot A_R \quad (8.63)$$

Așa cum este ilustrat în fig. 8.39 două bilanțuri termice corespunzătoare proceselor de încărcare, respectiv descărcare ale matricii pot exprima regenerarea imperfectă [107]:

$$m_R \cdot c_{P_R} \cdot (\bar{T}_{RH} - \bar{T}_{RL}) = m \cdot c_v \cdot (T_H - T_{DL}) \quad (8.64)$$

$$m_R \cdot c_{P_R} \cdot (\bar{T}_{RH} - \bar{T}_{RL}) = m \cdot c_v \cdot (T_{CH} - T_L) \quad (8.65)$$

unde m_R este masa regeneratoarei și m este masa gazului de lucru.

În ec. 8.64 -8.65 presupunem $\bar{T}_{RH} < T_H$, $\bar{T}_{RL} > T_L$, unde \bar{T}_{RH} și \bar{T}_{RL} sunt temperatura maximă, respectiv minimă a matricii regeneratoarei. Dacă se consideră că procesele de încărcare/descărcare în ciclu sunt simetrice se obține [107]:

$$\varepsilon_R = \frac{T_{CH} - T_L}{T_H - T_L} = \frac{T_H - T_{DL}}{T_H - T_L} \quad (8.66)$$

unde ε_R este eficacitatea regeneratoarei.

O primă relație între cele două variabile \bar{T}_{RH} , \bar{T}_{RL} se obține combinând ec. 8.64-8.66:

$$m_R \cdot c_{P_R} \cdot (\bar{T}_{RH} - \bar{T}_{RL}) = \varepsilon_R \cdot m \cdot c_v \cdot (T_H - T_L) \quad (8.67)$$

În plus, pentru simetria fizică a proceselor de încărcare/descărcare ale matricii solide a regeneratoarei, o a doua relație poate fi luată în calcul [107]:

$$\bar{T}_{RH} + \bar{T}_{RL} = T_H + T_L \quad (8.68)$$

Temperaturile în regenerator \bar{T}_{RH} , \bar{T}_{RL} sunt exprimate conform relațiilor 8.67 - 8.68 ca fiind funcții de T_H , T_L , și de doi parametri, și anume, eficacitatea regeneratoarei ε_R , și raportul capacității termice a matricii regeneratoarei $\frac{m \cdot c_v}{m_R \cdot c_{P_R}}$.

8.5.4. Prezentarea modelului general

Puterea medie produsă de motor depinde de durata totală a ciclului. Aceasta este calculată luând în considerare timpii pentru cele patru procese din ciclu:

$$t_T = t_H + t_L + t_{RC} + t_{RD} \quad (8.69)$$

unde: t_H , t_L sunt timpii de contact pentru transferul de căldură de la sursa caldă la gazul de lucru, respect de la gazul de lucru la sursa rece; t_{RC} , t_{RD} sunt timpii de contact ai schimbului de căldură dintre matricea regeneratoarei și gazul de lucru în timpul proceselor de încărcare/descărcare.

8.5.4.1. Expresia timpilor de contact din ciclu

Primul și al doilea termen în ecuația 8.69 rezulta direct din ecuația 8.59 și ecuația 8.60. Ei sunt de asemenea interconectați de ecuația 8.62.

Pentru a exprima timpii de contact t_{RC} și t_{RD} , calculul procesului de încălzire a matricii solide este dezvoltat [107]:

$$Q_{RC} = \int_0^{t_{RC}} \dot{Q}_{RC}(t) dt \quad (8.70)$$

cu:

$$\dot{Q}_{RC} = K_{RC} \cdot (T - \bar{T}_R(t)) \quad (8.71)$$

Temperatura gazului ce traversează matricea, T , variază de la T_H la T_{DL} , așadar temperatura medie a gazului în regenerator este aproximativ corespunzătoare mediei aritmetice a celor două temperaturi. Temperatura medie a matricii, \bar{T}_R , variază de la $\bar{T}_R(0) = \bar{T}_{RL}$ la $\bar{T}_R(t_{RC}) = \bar{T}_{RH}$. Se consideră o variație liniară a temperaturii matricii regeneratorului. Se exprimă ca:

$$\bar{T}_R(t) = \bar{T}_{RL} + \frac{\bar{T}_{RH} - \bar{T}_{RL}}{t_{RC}} \cdot t \quad (8.72)$$

Combinând ecuațiile 8.68, 8.71, 8.72 în ecuația 8.70, transferul de căldură în timpul procesului de încărcare a matricii solide corespunde următoarei expresii [107]:

$$Q_{RC} = \frac{K_{RC} \cdot t_{RC}}{2} \cdot (T_{DL} - T_L) = \frac{K_{RC} \cdot t_{RC}}{2} \cdot (T_H - T_L) \quad (8.73)$$

Dezvoltarea analitică pentru procesul de descărcare este de aceeași formă [107]:

$$Q_{RD} = \frac{K_{RD} \cdot t_{RD}}{2} \cdot (T_H - T_{CH}) = \frac{K_{RD} \cdot t_{RD}}{2} \cdot (T_H - T_L) \quad (8.74)$$

De asemenea, conductanțele de transfer de căldură pentru procesele de încărcare/descărcare se asimilează ca având aceeași valoare:

$$K_{RC} = K_{RD} = K_R \quad (8.75)$$

Ipoteza menționată anterior duce la următoarele egalități:

$$t_{RC} = t_{RD} = t_R \quad (8.76)$$

$$Q_{RD} = Q_{RC} = Q_R = \frac{K_R \cdot t_R}{2} \cdot (T_H - T_L) \quad (8.77)$$

8.5.4.2. Expresia puterii medii dezvoltate de motor

Pentru a determina puterea medie dezvoltată de motor, avem nevoie de timpul total de contact al ciclului t_T . Acesta se exprimă folosind ecuațiile 8.59, 8.60, 8.69, 8.73, 8.76 și 8.77:

$$t_T = m \cdot R \cdot \ln(\lambda) \cdot \left[\frac{T_H}{K_H \cdot (T_{SH} - T_H)} - \frac{T_L}{K_L \cdot (T_{SL} - T_L)} \right] + \frac{4 \cdot \varepsilon_R \cdot m \cdot c_v}{K_R} \quad (8.78)$$

Se observă că în ecuația 8.78 eficacitatea regeneratoarei este un parametru al modelului. O dezvoltare viitoare a modelului va explora în detaliu influența regeneratoarei asupra timpului total de contact al ciclului.

Următoarea expresie rezultă prin combinarea ecuațiilor 8.59 – 8.61 și 8.78 [107]:

$$\dot{W} = -\frac{W}{t_T} = \frac{m \cdot R \cdot (T_H - T_L) \cdot \ln(\lambda)}{m \cdot R \cdot \ln(\lambda) \cdot \left[\frac{T_H}{K_H \cdot (T_{SH} - T_H)} - \frac{T_L}{K_L \cdot (T_{SL} - T_L)} \right] + \frac{4 \cdot \varepsilon_R \cdot m \cdot c_v}{K_R}} \quad (8.79)$$

8.5.5. Dezvoltarea modelului

8.5.5.1. Dezvoltarea modelului relativ la regenerarea căldurii

În acest model s-a considerat un regenerator adiabetic, prin care circulă un flux mediu de gaz de lucru. Deci, pentru procesul de încărcare a matricii regeneratoarei fluxul mediu de gaz este:

$$\dot{m} = \frac{m}{t_{RC}} \quad (8.80)$$

În timpul aceluiași proces bilanțul termic instantaneu pentru gaz și pentru matrice este:

$$\begin{cases} \dot{m} \cdot c_v \cdot (T_H - T(t)) = K_R \cdot \left(\frac{T_H + T(t)}{2} - \bar{T}_R(t) \right) \end{cases} \quad (8.81)$$

$$\begin{cases} m_R \cdot c_{P_R} \cdot \frac{d\bar{T}_R(t)}{dt} = K_R \cdot \left(\frac{T_H + T(t)}{2} - \bar{T}_R(t) \right) \end{cases} \quad (8.82)$$

cu profil linear de variație a temperaturii gazului de lucru [111].

Combinând ecuațiile 8.81 și 8.82 și ținând cont de condițiile inițiale ($t = 0, \bar{T}_R = \bar{T}_{RL}$) se obține profilul temperaturii [107]:

$$T_H - \bar{T}_R(t) = (T_H - \bar{T}_{RL}) \cdot e^{-\frac{t}{\tau_c}} \quad (8.83)$$

unde τ_c este constanta de timp relativă la procesul de încărcare a matricii regeneratoarei:

$$\tau_c = \left(1 + \frac{2 \cdot \dot{m} \cdot c_v}{K_R} \right) \cdot \frac{m_R \cdot c_{P_R}}{2 \cdot \dot{m} \cdot c_v} \quad (8.84)$$

Într-o manieră asemanătoare se obține și expresia pentru procesul de descărcare a matricii regeneratoarei:

$$\bar{T}_R(t) - T_L = (T_{RH} - T_L) \cdot e^{-\frac{t}{\tau_d}} \quad (8.85)$$

Constantele de timp pentru procesele de încărcare/descărcare au valori egale:

$$\tau_d = \tau_c = \tau \quad (8.86)$$

De asemenea, temperatura gazului $T(t)$ rezultă din ecuația 8.81 combinată cu ecuațiile 8.83 sau 8.85 în concordanță cu procesul de încărcare/descărcare considerat.

8.5.5.2. Expresii corespunzătoare ale lui t_R

Din moment ce simetria între procesul de încărcare/descărcare există, combinarea bilanțului termic al regeneratoarei adiabatice dat de ecuația 8.67 împreună cu ecuațiile 8.83 și 8.85 când $t = t_R$ rezultă [107]:

$$\frac{\eta_R \cdot m \cdot c_v}{m_R \cdot c_{p_R}} = th\left(\frac{t_R}{2 \cdot \tau}\right) \quad (8.87)$$

Ecuația 8.87 împreună cu ecuația 8.84 arată că timpul de contact pentru transferul termic în regenerator, t_R , depinde de capacitatea termică a gazului de lucru și de cea a matricii, $m \cdot c_v$ și $m_R \cdot c_{p_R}$, de conductanța termică a regeneratoarei K_R , și de eficacitatea regenerării, ε_R . De observat că acești patru parametri pot fi interconectați, și că t_R nu depinde de temperatura gazului de lucru.

Câteva notații sunt introduse, cum ar fi inerția termică [107]:

$$I = \frac{m_R \cdot c_{p_R}}{m \cdot c_v} \quad (8.88)$$

și cuotientul care acționează ca o referință de timp [107]:

$$\theta = \frac{m_R \cdot c_{p_R}}{K_R} \quad (8.89)$$

Eventual, din ecuațiile 8.84 și 8.87 împreună cu ecuațiile 8.88 și 8.89 rezultă:

$$t_R = \frac{2 \cdot \left[\theta \cdot \operatorname{Arcth}\left(\frac{\varepsilon_R}{I}\right) \right]}{\left[1 - I \cdot \operatorname{Arcth}\left(\frac{\varepsilon_R}{I}\right) \right]} \quad (8.90)$$

Pentru valori mari ale inerției termice se poate observa:

$$t_R \cong \frac{2 \cdot \varepsilon_R \cdot \theta}{I \cdot (1 - \varepsilon_R)} = \frac{2 \cdot \varepsilon_R}{1 - \varepsilon_R} \cdot \frac{m \cdot c_v}{K_R} \quad (8.91)$$

Aceasta este o aproximare de ordinul I a ecuației 8.90. Se arată trei căi din care să rezulte timpii de contact ai ciclului și anume, masa gazului de lucru trebuie limitată sau (și) conductanța de transfer de căldură a regeneratoarelor trebuie mărită sau eficacitatea regeneratoarelor ε_R trebuie limitată.

8.5.5.3. Căutarea minimului conductanței totale termice de transfer de căldură a motorului

Pentru a ilustra utilitatea modelului prezentat, se impune un obiectiv referitor la design, și anume optimizarea costului schimbătorului de căldură al motorului. În consecință, modelul este dezvoltat ca să minimizeze conductanța termică totală de transfer de căldură K_T

Dacă timpii de contact sunt considerați a fi variabile, expresia conductanței termice totale de transfer de căldură rezultă din ecuațiile 8.59, 8.60 și 8.91 și este dată de:

$$K_T = \frac{m \cdot R \cdot T_H \cdot \ln(\lambda)}{(T_{SH} - T_H) \cdot t_H} - \frac{m \cdot R \cdot T_L \cdot \ln(\lambda)}{(T_{SL} - T_L) \cdot t_L} + \frac{4 \cdot \varepsilon_R \cdot m \cdot c_v}{(1 - \varepsilon_R) \cdot t_R} \quad (8.92)$$

Timpul total de contact (Ec. 8.69) este considerat ca parametru și ne permite calculul fluxului mediu de căldură livrat motorului:

$$\dot{Q} = \frac{m \cdot R \cdot T_H \cdot \ln(\lambda)}{t_T} = \frac{K_H \cdot (T_{SH} - T_H) \cdot t_H}{t_T} \quad (8.93)$$

Ecuația 8.93 furnizează o relație între conductanța sursei calde și timpul de contact la sursă când fluxul mediu de căldură este dat și temperatura T_H este impusă.

Folosind ecuațiile 8.69, 8.92 și 8.93 găsim [107]:

$$K_T = \frac{\dot{Q} \cdot t_T}{\left(T_{SH} - \frac{\dot{Q} \cdot t_T}{m \cdot R \cdot \ln(\lambda)} \right) \cdot t_H} - \frac{T_L}{T_{SL} - T_L} \cdot \frac{m \cdot R \cdot \ln(\lambda)}{(t_T - t_H - 2 \cdot t_R)} + \frac{4 \cdot \varepsilon_R \cdot m \cdot c_v}{(1 - \varepsilon_R) \cdot t_R} \quad (8.94)$$

Relația poate fi rescrisă ca:

$$K_T = \frac{A}{t_H} + \frac{B}{t_T - t_H - 2 \cdot t_R} + \frac{C}{t_R} \quad (8.95)$$

unde A, B, C sunt trei constante pozitive.

Constantele pozitive sunt:

$$A = \frac{\dot{Q} \cdot t_T}{T_{SH} - \frac{\dot{Q} \cdot t_T}{m \cdot R \cdot \ln(\lambda)}} \quad (8.95.a)$$

$$B = -\frac{T_L}{T_{SL} - T_L} \cdot m \cdot R \cdot \ln(\lambda) \quad (8.95.b)$$

$$C = \frac{4 \cdot \varepsilon_R \cdot m \cdot c_v}{1 - \varepsilon_R} \quad (8.95.c)$$

Este ușor de arătat, folosind derivate simple că optimul pentru K_T este obținut pentru:

$$t_{Hopt} = \frac{t_T - 2 \cdot t_R}{1 + \sqrt{\frac{B}{A}}} \quad (8.96)$$

$$t_{Ropt} = \frac{t_T \cdot \sqrt{C}}{[\sqrt{2} \cdot (\sqrt{A} + \sqrt{B}) + 2 \cdot \sqrt{C}]} \quad (8.97)$$

Rezultă că K_{Topt} este proporțional cu frecvența motorului așa cum arată ecuația:

$$K_{Topt} = \frac{1}{t_T} \cdot [\sqrt{A} + \sqrt{B} + \sqrt{2 \cdot C}]^2 \quad (8.98)$$

8.5.6. Consecința dependenței eficacității regeneratoarelor de parametrii motorului

În secțiunea precedentă eficacitatea definită a regeneratoarelor (Ec. 8.66) a fost utilizată. În loc să se considere eficacitatea ca parametru, presupunem că regeneratorul este un schimbător de căldură în contracurent. Eficacitatea este dată de expresia:

$$\eta_R = \varepsilon_R = 1 - \frac{1}{1 + NTU_R} \quad (8.99)$$

cu:

$$NTU_R = \frac{K_R \cdot t_R}{m \cdot c_p} \quad (8.100)$$

Datorită acestei dependențe, ecuațiile 8.87 și 8.100 impun o funcție specifică a θ, I pentru t_R , și anume:

$$t_R = \frac{2 \cdot x_0 \cdot \theta}{1 - x_0 \cdot I} \quad (8.101)$$

unde funcția $x_0 = f(I, T)$ este soluția ecuației următoare [107]:

$$\frac{2 \cdot x}{1 + x \cdot I} = th(x) \quad (8.102)$$

Optimizarea puterii medii produse de motor (Ec. 8.79) sau a conductanței termice totale K_T ((Ec. 8.92) sau Ec. (8.94)) este identică ca formă cu o optimizare referitoare la variabilele de timp sau creșterea conductanțelor. Singura diferență între cele două metode o constituie constanta care s-a schimbat (Ec. 8.100), în limitele în care inerția termică, I , are valori ridicate.

8.5.7. Rezultate

Rezultatele obținute cu ajutorul modelului pun în evidență un regim optimal care asigură funcționarea în cele mai bune condiții a sistemului.

Fig. 8.40 – 8.44 au fost obținute prin varierea temperaturii la sursa caldă între 700 – 1300 K. În acest fel dependența timpilor de contact la sursa caldă, sursa rece și în regenerator pentru procesul de încărcare/descărcare în funcție de conductanța termică totală a fost evidențiată.

Așa cum am menționat anterior se impune ca obiectiv optimizarea designului schimbătorului de căldură și a funcționării ansamblului. Modelul este dezvoltat pentru a minimiza conductanța termică totală. Prin analiza parametrică a modului în care timpii de contact influențează conductanța termică totală acest obiectiv poate fi atins și se poate efectua optimizarea.

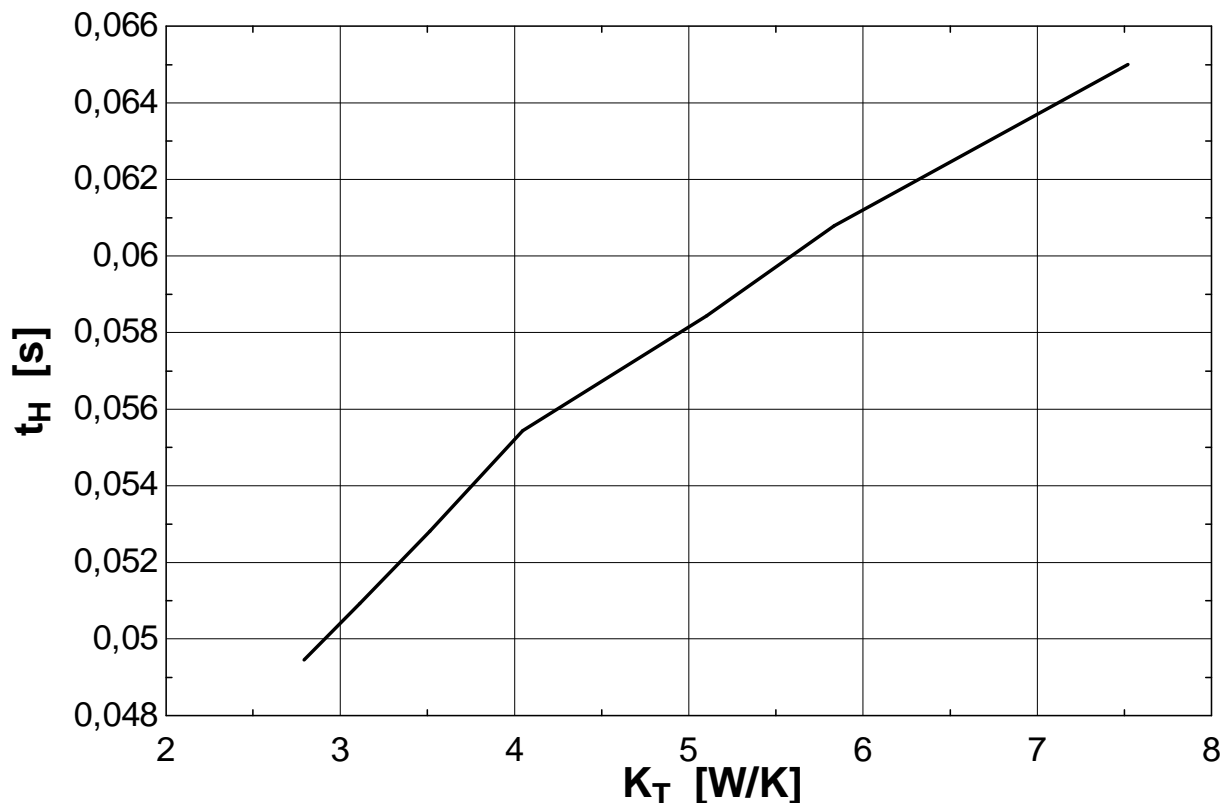


Fig. 8.40. Variația timpului total de contact pentru transferul de căldură între gazul de lucru și sursa caldă funcție de conductanța termică totală

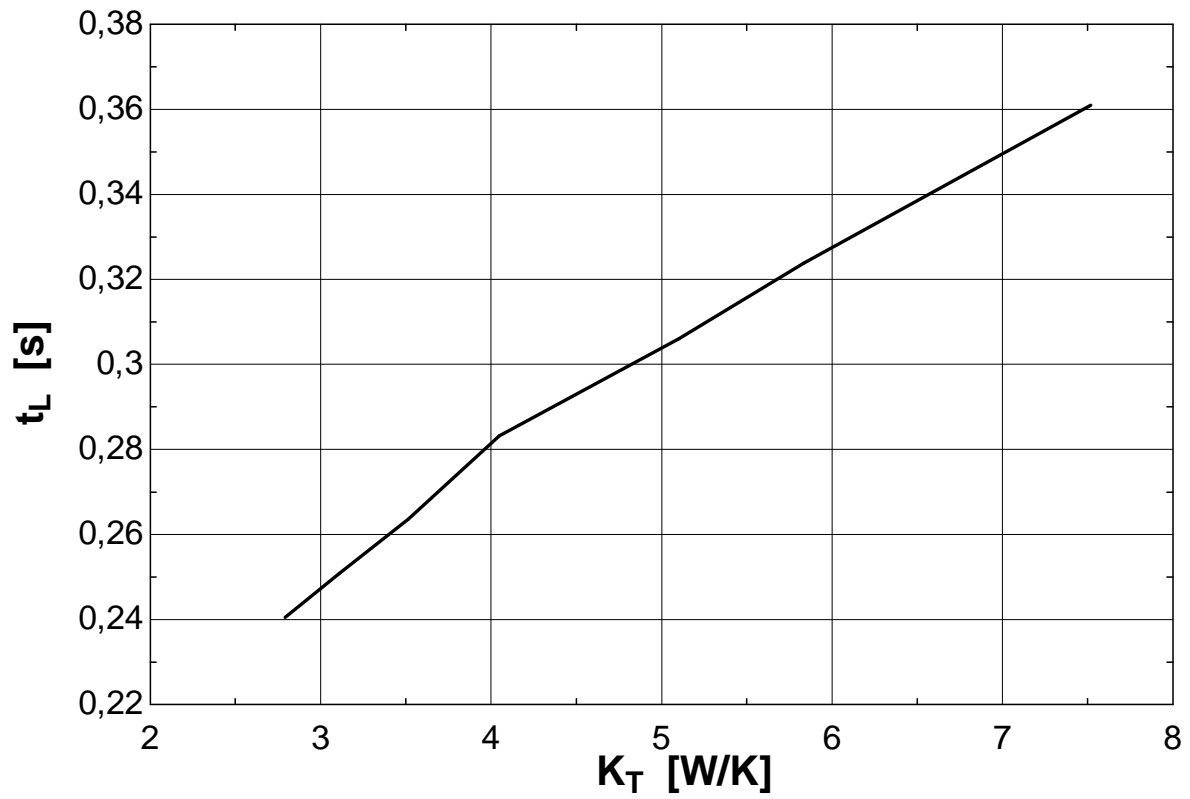


Fig. 8.41. Variația timpului total de contact pentru transferul de căldură între gazul de lucru și sursa rece funcție de conductanța termică totală

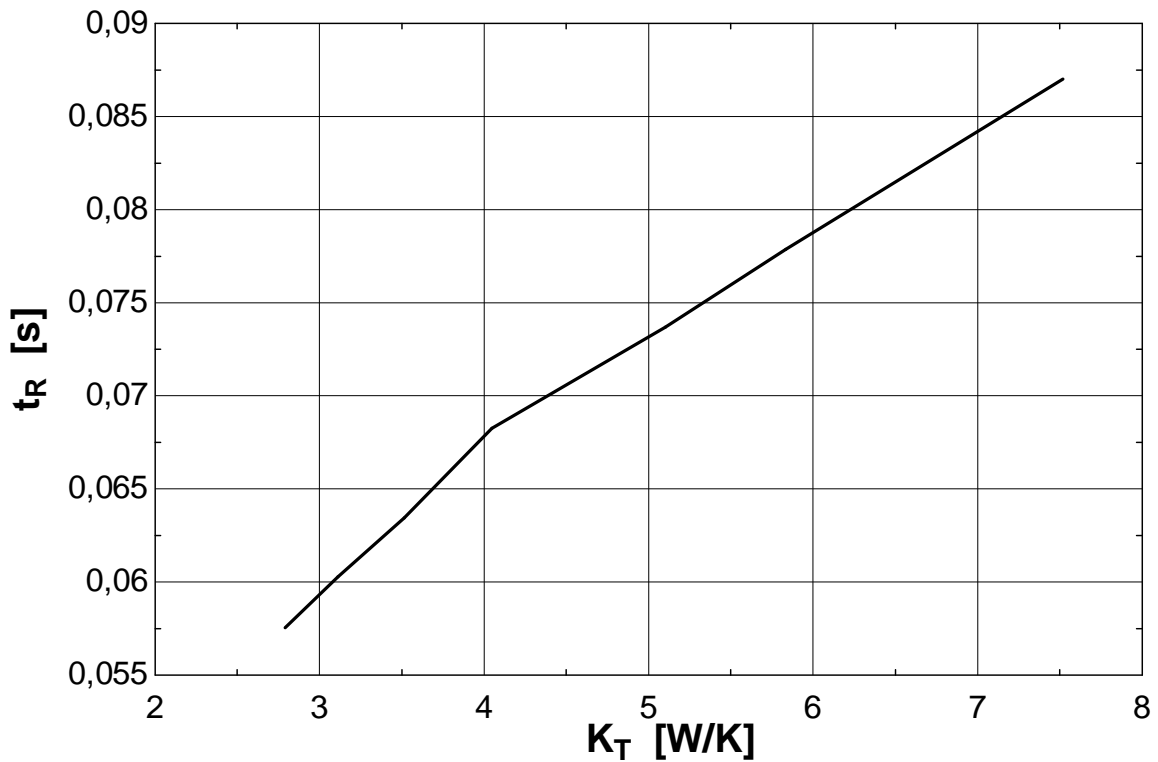


Fig. 8.42. Variația timpului de contact necesar transferului de căldură între matricea regeneratoarei și gazul de lucru în timpul procesului de încărcare/descărcare funcție de conductanța termică totală

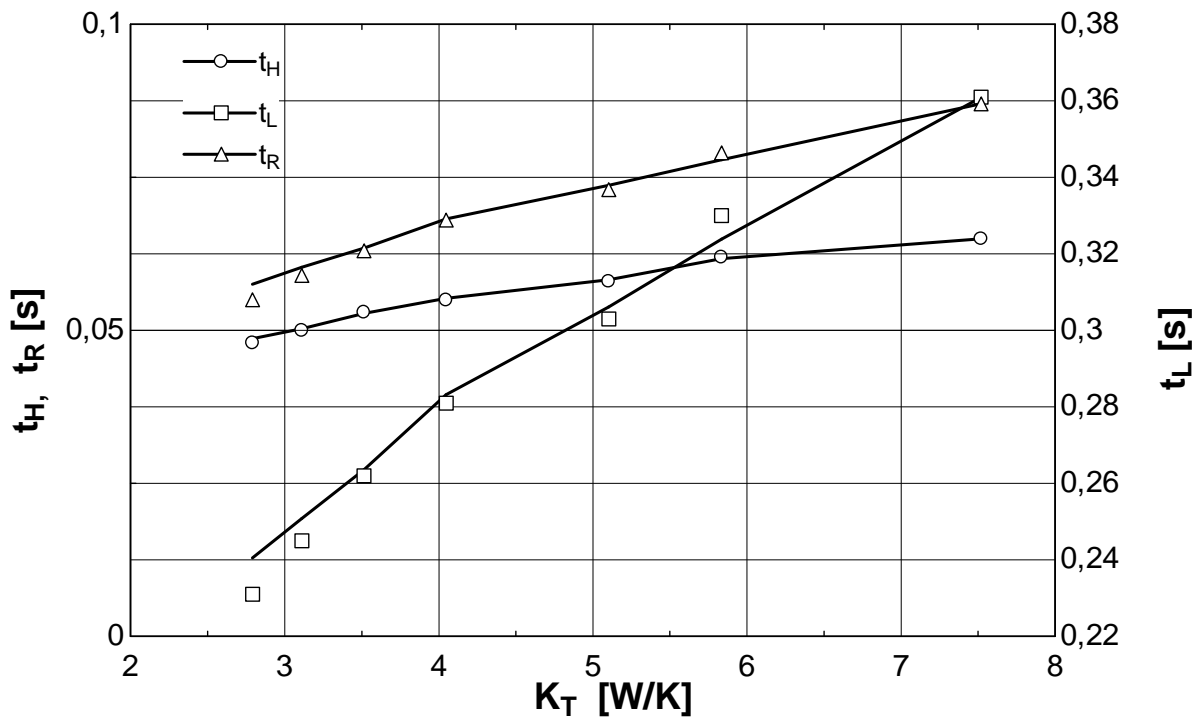


Fig. 8.43. Representare comparativă a timpilor de contact de transfer de căldură funcție de conductanța termică totală

Reprezentarea comparativă a timpilor de contact de transfer de căldură (Fig. 8.43) și influența lor asupra conductanței termice totale facilitează găsirea unui regim optim de funcționare.

În Fig. 8.44 și Fig. 8.45 se evidențiază variația lucrului mecanic produs de motorul Stirling în funcție de temperatură și conductanța termică la sursa caldă. Se observă o evoluție crescătoare a lucrului mecanic când temperatura și conductanța termică își măresc valorile.

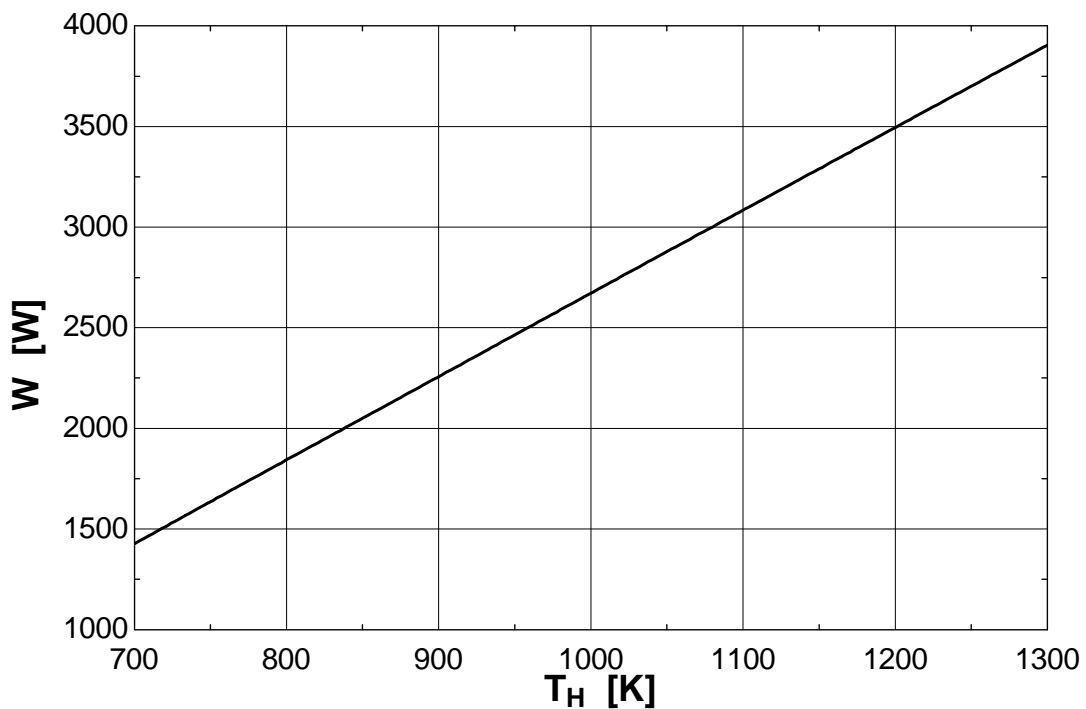


Fig. 8.44. Variația puterii totale produse funcție de temperatura sursei calde

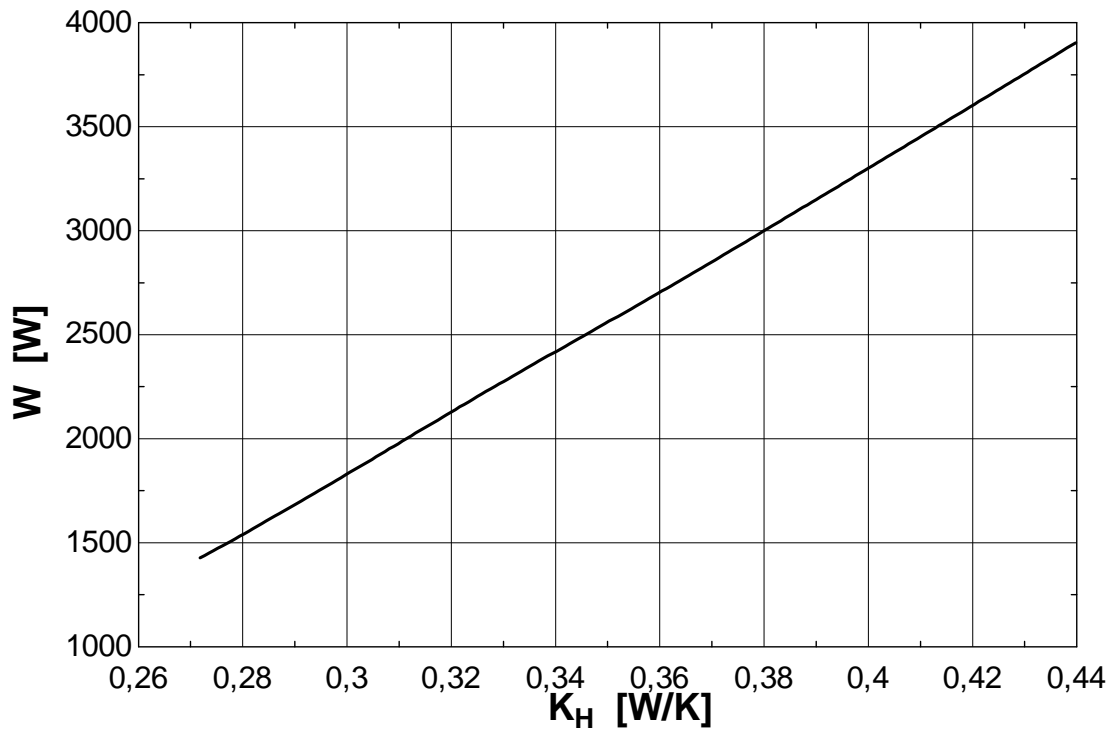


Fig. 8.45. Variația puterii totale produse funcție de conductanța termică a sursei calde

Eficacitatea regeneratoarelor este un parametru foarte important care influențează funcționarea întregului ansamblu. În concordanță cu rezultatele experimentale disponibile domeniul de funcționare pentru eficacitatea regeneratoarelor este între 33% și 97% [102] așa cum arată Fig. 8.46 și 8.47.

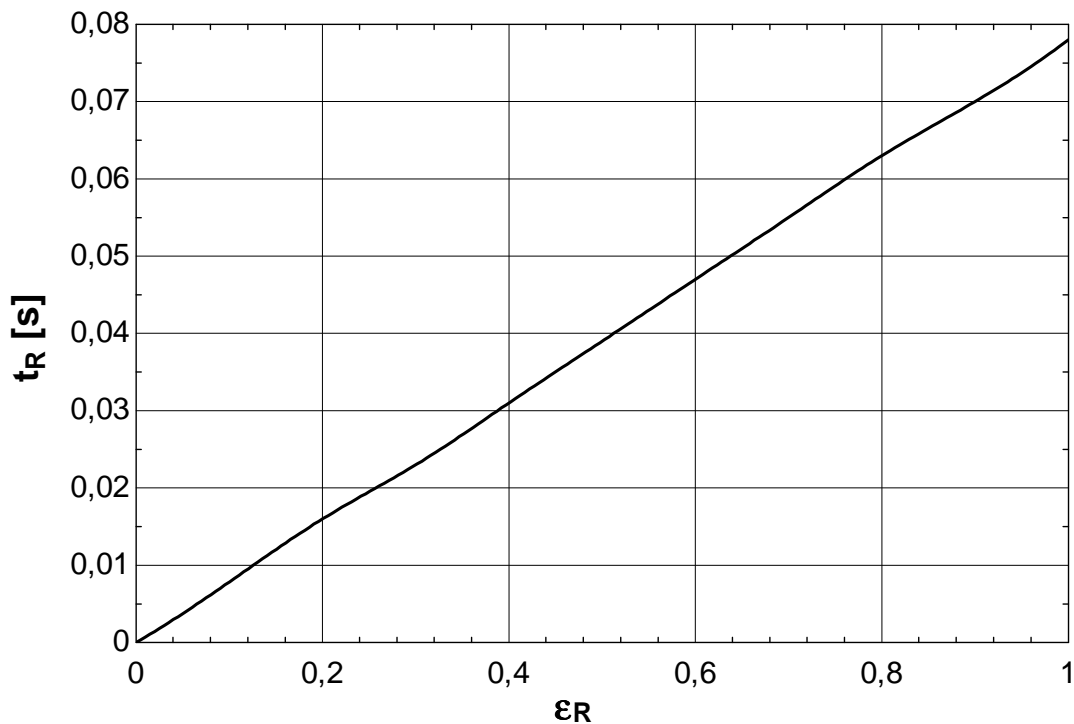


Fig. 8.46. Variația timpului de contact pentru transferul de căldură între matricea regeneratoarelor și gazul de lucru în timpul proceselor de încărcare/descărcare funcție de eficacitatea regeneratoarelor

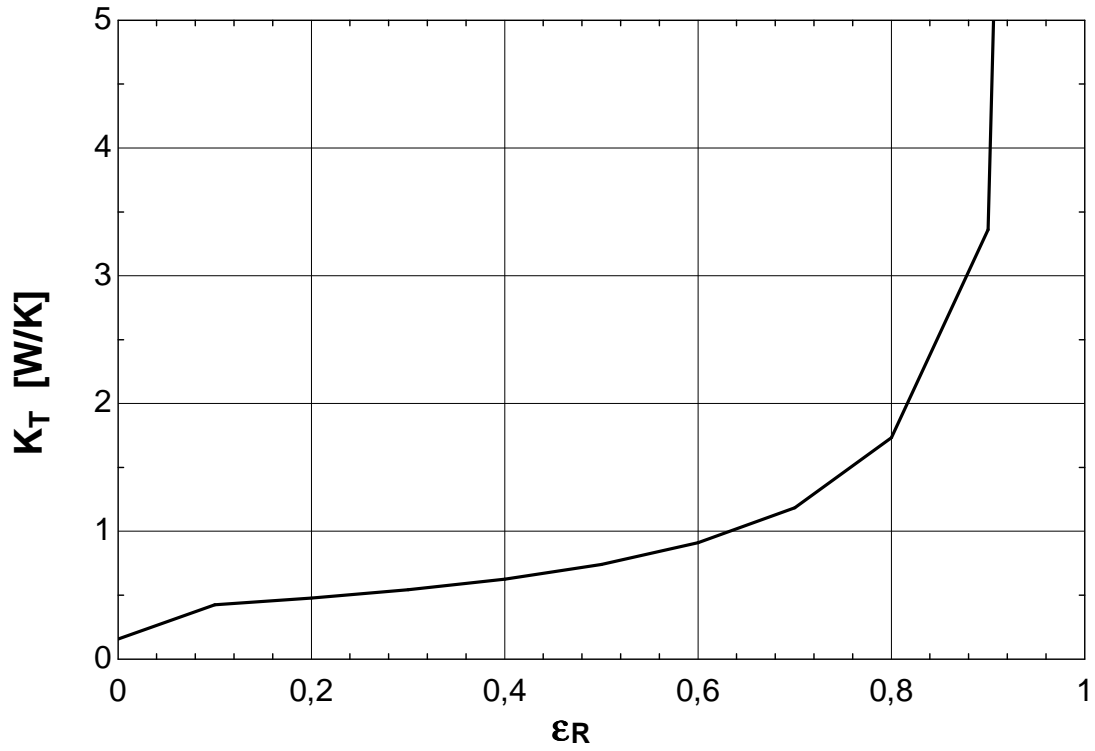


Fig. 8.47. Variația conductanței totale de transfer de căldură funcție de eficacitatea regeneratoarelor

Toate evoluțiile corespund studiilor efectuate anterior [82], fapt ce face posibilă validarea modelului prezentat în acest subcapitol.

CONCLUZII

Această teză de doctorat a fost elaborată pentru a răspunde la întrebările:

1. Este poligenerarea de energie o alternativă viabilă pentru viitor?
2. Cum poate fi folosită energia solară pentru poligenerarea de energie?

Cercetarea desfășurată în cadrul acestei lucrări de doctorat a răspuns acestor întrebări oferind și justificări pertinente în ceea ce privește răspunsurile oferite.

C.1. CONCLUZII GENERALE

Analiza exergetică și utilizarea metodelor eficiente de cercetare bazate pe proprietățile reale ale agentului de lucru, reprezintă o strategie unică, capabilă să semnaleze distrugerile de energie utilizabilă. Diminuarea distrugerilor și a pierderilor de exergie conduce la ameliorarea randamentului sistemului în cauză. Pentru a obține o abordare cât mai aproape de realitate trebuie luat în considerare modelul gazului real și al procesului de combustie.

Analiza energetică pune în evidență doar pierderile sistemului la interacțiunea sa cu mediul ambiant. Studiul bazat doar pe Primul Principiu al Termodinamicii nu este capabil să contabilizeze distrugerile interne care sunt legate intrinsec de fiecare proces termodinamic. Performanțele energetice ale diferitelor sisteme nu pot fi comparate între ele, având în vedere faptul că ele nu țin cont de parametri intensivi ai agentului de lucru în relație cu parametri intensivi ai mediului înconjurător.

Analiza exergetică a sistemelor cu turbine cu gaze a scos în evidență sursele și evoluțiile distrugerilor și pierderilor de exergie la variația parametrilor decizionali indicând în acest fel strategii pentru modificarea structurii sistemelor. Având la bază informațiile oferite de analiza exergetică s-a convenit că introducerea unui schimbător de căldură recuperator este o soluție constructivă menită să îmbunătățească performanțele sistemului. Analiza exergetică conduce la optimizarea funcționării și a construcției sistemelor cu turbine cu gaze.

În ceea ce privește motorul Stirling solar pentru aplicații de micro-cogenerare, se poate concluziona că obiectivul acestei secțiuni a tezei a fost de a simula îndeaproape funcționarea reală a instalației solare de cogenerare cu motor Stirling, fără a pierde informații referitoare la

mecanismele care generează ireversibilități (interne și externe). Pierderile generate de viteză finită a proceselor reale s-au calculat, pe baza Primului Principiu al termodinamicii pentru procese cu viteză finită.

Tehnica de calcul pentru procesele din motoarele Stirling a fost combinată cu un calcul al pierderilor și a randamentului real al instalației solare de cogenerare cu motor Stirling. Această metodă se bazează pe aplicarea Primului Principiu al Termodinamicii pentru procese cu viteză finită și folosește Metoda Directă. Rezultatul este o metodă de calcul și optimizare a performanțelor unor astfel de sisteme. Influența parametrilor asupra randamentului și puterii au fost studiate, (viteza pistonului, diametrul oglinzii, emisivitatea receptorului, reflectivitatea materialului oglinzii, radiația solară directă diurnă și sezonieră). Acest studiu ar putea fi folosit pentru o mai bună proiectare a instalației de cogenerare cu motor Stirling. Ea are aplicabilitate la proiectarea motorului în ceea ce privește alegerea unor elemente cum ar fi mărimea și viteza pistonului, dimensiunea regeneratorului și configurația sa internă, și proprietățile gazului de lucru. Rezultatele au, de asemenea, aplicabilitate la proiectarea receptorului solar al motorului Stirling, în ceea ce privește dimensiunea cavității receptorului și, în general la proiectarea receptoarelor oricărui motor Stirling care folosește concentratori parabolici.

Modelul dependent de timp propune un model de design pentru motorul Stirling solar ce include aspecte referitoare la inerția termică a proceselor din matricea regeneratoare. Subliniază importanța procesului de regenerare și propune o viziune mult mai cuprinzătoare privind influența transferului de căldură în regenerator asupra optimului de putere produsă (cu sau fără constrângeri) și asupra designului optim al schimbătorului de căldură. Analiza parametrică a modelului demonstrează în particular că reprezentarea regeneratorului doar prin eficacitatea sa nu este suficientă, fapt datorat conexiunii sale cu numărul corespunzător de unități de transfer NTU_R . O nouă evaluare este propusă prin introducerea a doi noi parametri, și anume raportul inerției termice, I , și cuotientul, θ , ca referință de timp.

C.2. CONTRIBUTII ORIGINALE

Principalele contribuții originale ale aceste teze de doctorat sunt:

- Simularea instalației de turbină cu gaze cu și fără recuperare de căldură cu ajutorul Engineering Equation Solver;
- Utilizarea modelului gazului real și al procesului de combustie;
- Simularea funcționării schimbătorului de căldură recuperator cu plăci;
- Calculul căderilor de presiune din schimbătorul de căldură recuperator;
- Analiza costurilor instalației pe baza principiilor exergoeconomice;
- Identificarea zonelor cu probleme din instalația de turbină cu gaze și oferirea de soluții pentru ameliorarea performanțelor astfel încât să se ajungă la un regim de funcționare optimal;

- Simularea funcționării instalației cu absorbție de amoniac în apă cu ajutorul Engineering Equation Solver;
- Analizarea și simularea funcționării instalației de trigenerare de energie;
- Aplicarea metodei directe pentru un motor Stirling pentru aplicații de micro-cogenerare de energie;
- Validarea metodei directe pentru un motor Stirling pentru aplicații de micro-cogenerare de energie pe baza datelor experimentale obținute pe motorul Sunmachine;
- Calculul radiației solare directe și validarea rezultatelor cu ajutorul datelor experimentale;
- Dezvoltarea unui model matematic pentru simularea procesului de regenerare a căldurii dintr-un motor Stirling solar pentru cazul endoreversibil.

C.3. PERSPECTIVE DE DEZVOLTARE ULTERIOARA

Această teză de doctorat este doar începutul. O multitudine de perspective pentru dezvoltarea conceptelor dezbătute în cadrul acestei lucrări se pot dezvolta în viitor. Câteva dintre potențialele perspective în vederea continuării subiectelor dezbătute sunt:

- Analiza și simularea unor pe principii exergoeconomice a unor alte tipuri de instalații de turbine cu gaze: instalații de turbine cu gaze cu compresiune adiabatică în trepte, instalații de turbine cu gaze cu ardere în trepte;
- Analiza și simularea instalației cu absorbție de amoniac în apă ameliorată sau a instalației cu absorbție de amoniac în apă în două trepte;
- Analiza și simularea celorlalte configurații prezentate în capitolul 7 pentru instalația de trigenerare a energiei, respectiv configurațiile cu schimbătorul de căldură recuperator în aval/paralel cu schimbătorul de căldură folosit pentru producerea apei calde (boiler);
- Efectuarea analizei exergetice pentru instalația de micro-cogenerare de energie cu motor Stirling Solar;
- Utilizarea conceptului de exergie solară în analiza exergetică a instalației de micro-cogenerare de energie cu motor Stirling Solar;
- Modelarea altor instalații solare de micro-cogenerare cu motor Stirling utilizând alte tipuri de captatori solari;
- În cazul instalației hibride (solar – biogaz) de micro-cogenerare cu motor Stirling, se poate calcula influența compoziției chimice a diferitelor tipuri de biogaz asupra performanțelor instalației;
- Dezvoltarea de modele matematice pentru simularea procesului de regenerare a căldurii dintr-un motor Stirling solar pentru cazul în care se ia în calcul generarea de entropie.

A.1. LISTĂ DE PUBLICAȚII

Dobrovicescu A., Stanciu D. Prisecaru T., Prisecaru, M. Petre C., Tîrcă-Dragomirescu G., Thermoeconomic Optimization of Energetic Systems Based on the Marginal Cost Concept, *Revue Roumaine des Sciences Techniques, Serie Electrotechnique et Energetique* , Juillet-Septembre 2011, Tome 56 , No 3, pp. 336 – 345, ISSN: 0035-4066.

Dobrovicescu A., Stanciu D. Prisecaru T., Prisecaru, M. Petre C., Tîrcă-Dragomirescu G., The Decomposition Method in the Exergoeconomic Optimization of Energy Systems, *Revue Roumaine des Sciences Techniques, Serie Electrotechnique et Energetique* , Octobre – Decembre 2011, Tome 56 , No 4, pp. 428–437, ISSN: 0035-4066.

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*, September 2011, Vol. 10, No. 9, pp. 1371-1378, ISSN: 1582-9596.

Stanciu C., Petrescu S., Costea M., Dobrovicescu A., Stanciu D., Tîrcă-Dragomirescu G., Thermodynamic Design and Optimization of a Solar-Dish Powered Stirling Engine, *Environmental Engineering and Management Journal*, September 2011, Vol.10, No. 9, pp. 1335-1343, ISSN: 1582-9596.

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 quasi-Carnot Irreversible Cycles I. Evaluation of coefficient of performance and power of refrigeration machines with mechanical compression of vapour, *Revista de Chimie*, Ianuarie 2012, Vol. 63, No. 1, pp. 74 – 81, ISSN: 0034-7752.

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, *Advanced Materials Research II*, Ianuarie 2012, Vol. 2, pp. 1658 – 1662, ISSN: 978-3-03785-363-4.

Petrescu S., Costea M., Tîrcă-Dragomirescu G., Dobre C., Validation of the Direct Method and its Applications in the Optimized Design of the Thermal Machines for the Increase of the Efficiency, *Proceedings of the 5th National Conference of the Academy of Technical Studies of Romania*, September 2010 Craiova, Romania, pp. 161-166, ISBN: 2066-6586.

Petrescu S., Costea M., Dobre C., Tîrcă-Dragomirescu G., Fundamentals, Development and Engineering Applications of Thermodynamics with Finite Speed (Tfs) – An Achievement of Romanian School of Thermodynamics, *Proceedings of the 5th National Conference of the Academy of Technical Studies of Romania*, September 2010 Bucharest, Romania, pp. 153-159, ISBN: 2066-6586.

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, Proceedings of 2010 International Conference on Mechanical Engineering, Robotics and Aerospace, December 2010 Bucharest, Romania, pp. 387-391, ISBN: 978-1-4244-8867-4.

Petrescu S., Tîrcă-Dragomirescu G., Feidt M., Dobrovicescu A., Costea M., Petre C., Dobre C., Combined Heat and Power Solar Stirling Engine, Book of Papers of the 23rd International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems - ECOS 2010 Lausanne, Switzerland, pp. 359-366, ISBN: 1456303201.

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 the 9th European Conference on Industrial Furnaces and Boilers, April 2011 Estoril, Portugal, pp. 1-9, ISBN: 978-972-99309-6-6.

Dobrovicescu A., Feidt M., Grosu L., McGovern J., Tîrcă-Dragomirescu G., Analyse du comportement réel et de l'optimisation structurelle des cycles de turbines à gaz, Congrès Français de Thermique 2011 - Energie Solaire et Thermique, Tome 2, May 2011 Perpignan, France, pp. 801-806, ISBN: 978-2-905267-76-4.

Tîrcă-Dragomirescu G., Dobrovicescu A., McGovern J., Feidt M., Tuțică D., Marin A., Parametric Analysis and Structural Optimization of a Gas Turbine Installation for Trigeneration of Energy, Proceedings of 5th International Conference on Sustainable Energy and Environmental Protection SEEP2012, 5 – 8 June 2012, pp. 339-344, ISBN 978-1-873769-10-2.

Petrescu S., Dobre C., Tîrcă-Dragomirescu G., Costea M., Performances (COP and Power) evaluation for a reversed quasi-Carnot irreversible cycle, using the Direct Method from Thermodynamics with Finite Speed, Proceedings of the 6th edition of Colloque Francophone sur l'Energie – Environnement – Economie et Thermodynamique (COFRET'12), 11 – 13 June 2012, pp. 244-249, ISBN 978-619-460-008-3.

McGovern J., Tîrcă-Dragomirescu G., Feidt M., Dobrovicescu A., A Critical Exploration of the Usefulness of Rational Efficiency as a Performance Parameter for Heat Exchangers, Proceedings of 25th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems ECOS 2012, 26 – 29 June 2012, cd publication pp. 307-1 – 307-11.

Tîrcă-Dragomirescu G., Costea M., Feidt M., McGovern J., Dobrovicescu A., Tuțică D., Kheiri A., Modelling and Optimization of Heat Exchangers within Gas Turbine Systems, Proceedings of the ASME 2012 11th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis (ESDA2012), 2 – 4 July 2012, CD publication.

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, Buletinul Universității Politehnica București, în curs de recenzare.

Tîrcă-Dragomirescu G., Dobrovicescu A., McGovern J., Feidt M., Tutica D., Marin A., Optimization of a Gas Turbine Installation for Trigeneration of Energy, Elsevier Energy Journal, în curs de recenzare.

Participare la conferinte:

Prezentare orală:

Petrescu S., Costea M., Tîrcă-Dragomirescu G., Dobre C., Validation of the Direct Method and its Applications in the Optimized Design of the Thermal Machines for the Increase of the Efficiency, Proceedings of the 5th National Conference of the Academy of Technical Studies of Romania, September 2010 Craiova, Romania, pp. 161-166, ISBN: 2066-6586.

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, Proceedings of 2010 International Conference on Mechanical Engineering, Robotics and Aerospace, December 2010 Bucharest, Romania, pp. 387-391, ISBN: 978-1-4244-8867-4.

Tîrcă-Dragomirescu G., Dobrovicescu A., McGovern J., Feidt M., Tuțică D., Marin A., Optimization of a Gas Turbine Installation for Trigeneration of Energy, Proceedings of 5th International Conference on Sustainable Energy and Environmental Protection SEEP2012, 5 – 8 June 2012, pp. 339-344, ISBN 978-1-873769-10-2. **BEST PRESENTATION OF THE CONFERENCE AWARD**

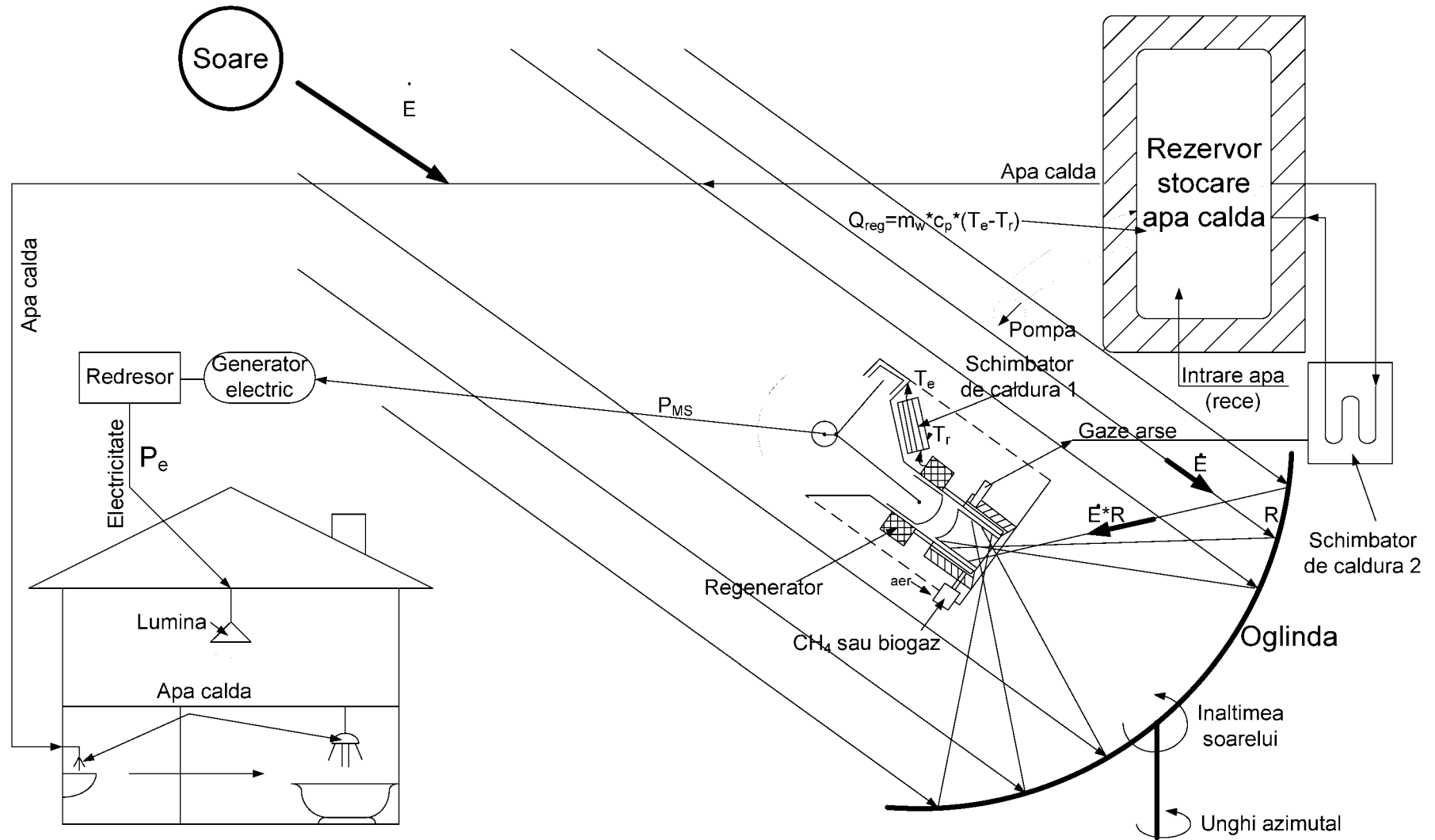
Tîrcă-Dragomirescu G., Costea M., Feidt M., McGovern J., Dobrovicescu A., Tuțică D., Kheiri A., Modelling and Optimization of Heat Exchangers within Gas Turbine Systems, Proceedings of the ASME 2012 11th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis (ESDA2012), 2 – 4 July 2012, CD publication.

Poster:

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 the 9th European Conference on Industrial Furnaces and Boilers, April 2011 Estoril, Portugal, pp. 1-9, ISBN: 978-972-99309-6-6.

Petrescu S., Dobre C., Tîrcă-Dragomirescu G., Costea M., Performances (COP and Power) evaluation for a reversed quasi-Carnot irreversible cycle, using the Direct Method from Thermodynamics with Finite Speed, Proceedings of the 6th edition of Colloque Francophone sur l'Energie – Environnement – Economie et Thermodynamique (COFRET'12), 11 – 13 June 2012, pp. 244-249, ISBN 978-619-460-008-3.

A.2. SCHEMĂ INSTALAȚIE DE COGENERARE CU MOTOR STIRLING



A.3.SPECIFICAȚII DE DESIGN ȘI DE PERFORMAȚE PENTRU ANSAMBLURI SOLARE CU MOTOR STIRLING

Ținând cont de faptul că pentru instalația SUNMACHINE Solar nu sunt disponibile date experimentale, se va ține cont de literatura de specialitate și de datele experimentale a unor instalații solare deja existente, pe baza dimensiunilor și performanțelor acestora în comparație cu instalația SUNMACHINE.

SISTEM							
Nume	Vanguard	MDAC	German/Saudi	SBP 7.5m	CPG 7.5m	Aisin/Miyako	STM Solar PCS
An	1984	1984 – 1988	1984 – 1988	1991	1992 –	1992 –	1993 –
Electricitate netă*	25 kW	25 kW	52.5 kW	9 kW	7.5 kW @ 950 W/m ²	8.5 kW @ 900 W/m ²	25 kW (design)
Randament *	29.4 % @ 760°C temperatura gazului	29 % – 30 %	23.1 %	20.3 %	19 % @ 950 W/m ²	16 % @ 900 W/m ²	– +++
Număr	1	6	2	5	3 built, 14 planned	3 planned	1
Locație(no.)	CA	CA (4), GA, NV	Riyadh, Saudi Arabia (2)	Spain (3) Germany (2)	CA, TX, PA	Miyako Is, Japan	SNL - TBC
CONCENTRATOR							
Producător	Advanco	MDAC	SBP	SBP	CPG	CPG	–
Diametru**	10.57 m	10.57 m	17 m	7.5 m	7.3 m	7.5 m	–
Tip	Oglinzi de sticlă fațetate	Oglinzi de sticlă fațetate	Membrană întinsă	Membrană întinsă	Membrană întinsă	Membrană întinsă	–
No. de fațete	336	82	1	1	24	24***	–
Dimensiunea fațetelor	0.451 X 0.603 m	0.91 X 1.22 m	17 m dia.	7.5 m dia.	1.524 m dia.	1.524 m dia.	–
Suprafață	Sticlă/Argint	Sticlă/Argint	Sticlă/ Argint pe oțel	Sticlă/ Argint pe oțel	Film de plastic aluminizat	Film de plastic aluminizat	–
Reflectivitate (inițial)	93.5 %	91 %	92 %	94 %	85 % to 78 %	85 % to 78 %	–
Concentrare ⁺	2750	2800	600	4000	1670	1540	–

Optimizarea exergoeconomică a sistemelor de trigenerare a energiei

Sistem de urmărire	Exocentric gimbal	Az-el	Az-el	Polar	Polar	Polar	–
Randament	89 %	88.1 %	78.7 %	82 %	78 %	78 %	–
MOTOR							
Producător	USAB	USAB	USAB	SPS/ Solo	Sunpower / CPG	Aisin Seiki	STM/DDC
Model	4 – 95 Mk II	4 – 95 Mk II	4 – 275	V – 160	9 kW	NS30A	4 – 120
Tip	Kinematic	Kinematic	Kinematic	Kinematic	Free – piston	Kinematic	Kinematic
Putere (electrică)	25 kW	25 kW	50 kW	9 kW	9 kW	30 kW (reduc la 8.5 kW) ^{***}	25 kW
Gaz de lucru	Hidrogen	Hidrogen	Hidrogen	Heliu	Heliu	Heliu	Heliu
Presiune (max)	20 MPa	20 MPa	15 MPa	15 MPa	4 MPa	14.5 MPa	12 MPa
Temperatura gazului. (max)	720°C	720°C	620°C	630°C	629°C	683°C	720°C
Randament max	41 %	38 % – 42 %	42 %	30 %	33 % ⁺⁺	25 %	42 %
RECEPTOR							
Tip	Radiație directă pe tuburi	Radiație directă pe tuburi	Radiație directă pe tuburi	Radiație directă pe tuburi	Țeava caldă de Sodiu	Radiație directă pe tuburi	Radiație directă pe tuburi
Diametrul deschiderii	20 cm	20 cm	70 cm	12 cm	18 cm	18.5 cm	22 cm
Flux max	75 W/cm ²	78 W/cm ²	50 W/cm ²	80 W/cm ²	30 W/cm ²	30 W/cm ²	75 W/cm ²
Temperatura tubului. (max)	810°C	–	800°C	850°C	675°C ⁺⁺⁺⁺	780°C	800°C
Randament	90 %	90 %	80 %	86 %	86 %	65 %	85 % to 90 %

- * La 1000 W/m², dacă nu se specifică alte condiții
- ** Diametru echivalent
- *** 32 pentru output ridicat temporar
- + Raport geometric de concentrare
- ++ Include alternator
- +++ Depinde de concentratorul utilizat
- ++++ Temperatura internă a țevii (vapori de Na)

A.4. SPECIFICAȚII TEHNICE PENTRU CÂTEVA TURBINE CU GAZE MODERNE [15]

Turbină	Producător	Putere [Mwe]	Randament [%]
SIA-02	KAWASAKI Heavy Industries	0,2	16,5
SIT-02	KAWASAKI Heavy Industries	0,4	16,2
PW6E	Ebara Corporation	0,6	20,9
PW6M	Ebara	0,6	22,5
PW7E	Ebara Corporation	0,7	22,0
S2A-01	KAWASAKI Heavy Industries	0,7	21,9
PW7M	Ebara	0,8	23,5
SB5	MITSUI Eng. & S.B. Co.	1,1	25,5
TGC105CS	Tuma Turbomach	1,1	24,2
Saturn 20	Solar	1,1	24,2
M1A-01	KAWASAKI Heavy Industries	1,2	20,9
PW12M	Ebara	1,3	22,5
M1A-11	KAWASAKI Heavy Industries	1,3	24,5
M1A-13CC	KAWASAKI Heavy Industries	1,4	22,3
KG2-3C	Dresser-Rand	1,5	15,8
M1A-03	KAWASAKI Heavy Industries	1,5	21,9
M1A-13	KAWASAKI Heavy Industries	1,6	25,5
PW14M	Ebara	1,6	23,5
Hurricane	Europcan Gas Turbines	1,6	24,5
KG2-3C	Dresser-Rand	1,8	16,0
KG2-3E	Dresser-Rand	1,9	16,5
PGT2	Nuovo Pignone	2,0	25,0
KG2-3E	Dresser-Rand	2,1	16,9
M1A-23	KAWASAKI Heavy Industries	2,2	26,2
M1T-01	KAWASAKI Heavy Industries	2,3	20,4
M1A-13CC (steam injection)	KAWASAKI Heavy Industries	2,4	33,7
CX501-KB3	Centrax Gas Turbine	2,7	25,0
SB15	MITSUI Eng. & S.B. Co.	2,7	25,6
M1T-03	KAWASAKI Heavy Industries	2,8	21,4
501-KB3	Allison Engine Company	2,8	26,0
M1T-13	KAWASAKI Heavy Industries	3,1	25,1
CX501-KN3	Centrax Gas Turbine	3,1	27,1
TGC308CC	Tuma Turbomach	3,5	27,9
Centaur 40 & 40s	Solar	3,5	27,9
CX501-KB5	Centrax Gas Turbine	3,8	27,7
TB5000	European Gas Turbines	3,8	25,8
501/KB5	Rolls-Royce	3,9	29,3
AS4055	Allied Signal Engines	4,0	38,1
TB5000	European Gas Turbines	4,0	27,1
501-KH5S	Allison Engine Company	4,1	29,5
TGC378CH	Tuma Turbomach	4,1	28,0
M1T-23	KAWASAKI Heavy Industries	4,2	26,0
Typhoon	European Gas Turbines	4,2	29,9

Turbină	Producător	Putere [Mwe]	Randament [%]
Typhoon	Alstom ^a	4,3	N/A
501-KB4	Allison Engine Company	4,3	29,2
Centaur 50 & 50s	Solar	4,4	28,8
DR990	Dresser-Rand	4,4	30,5
CX501-KN5	Centrax Gas Turbine	4,5	29,9
Typhoon	Alstom ^a	4,7	N/A
TOC435CT	Tuma Turbomach	4,8	30,3
Typhoon	European Gas Turbines	4,9	33,2
Typhoon	European Gas Turbines	4,9	30,6
Typhoon	Stewart and Stevenson	4,9	30,6
Typhoon	Alstom ^a	5,0	N/A
CX501-KB7	Centrax Gas Turbine	5,0	29,3
Taurus 60 & 60s	Solar	5,0	30,3
Typhoon	Alstom ^a	5,2	N/A
501-KB7	Allison Engine Company	5,2	31,5
PGT5	Nuovo Pignone	5,2	26,9
501/KB7	Rolls–Royce	5,3	31,6
CX571	Centrax Gas Turbine	5,4	30,3
SB30	MITSUI Eng. & S.B. Co.	5,4	26,0
CX501-KN7	Centrax Gas Turbine	5,6	31,0
571-K	Allison Engine Company	5,9	33,9
MF-61	MITSUBISHI Heavy Industries	5,9	28,6
M7A-01	KAWASAKI Heavy Industries	6,0	30,5
CX501-KH	Centrax Gas Turbine	6,0	37,4
Tornado	European Gas Turbines	6,2	30,3
Tornado	Stewart and Stevenson	6,3	30,3
Taurus 70 & 70s	Solar	6,3	31,3
501/KH-5	Rolls–Royce	6,4	39,8
Tornado	European Gas Turbines	6,6	31,7
Tornado	Alstom ^a	6,7	N/A
501-KH (steam injection)	Allison Engine Company	6,8	39,9
Tempest	Stewart and Stevenson	7,5	31,4
Tempest	Alstom ^a	7,9	N/A
TG7	FIAT-TTG	8,6	24,2
Mars 90 & 90s	Solar	9,3	31,7
TGC880CM	Tuma Turbomach	9,3	31,8
G3142R(J)	European Gas Turbines	10,0	32,9
G3142R	Thomassen International	10,0	32,9
PGT10	Nuovo Pignone	10,1	30,9
G3142(J)	European Gas Turbines	10,4	25,6
M3142R	European Gas Turbines	10,4	34,4
G3142	Thomassen International	10,5	25,6
Mars 100 & 100s	Solar	10,7	32,5

Turbină	Producător	Putere [Mwe]	Randament [%]
TGC100CM	Tuma Turbomach	10,7	32,4
M3142	European Gas Turbines	10,9	26,7
SB60	MITSUI Eng. & S.D. Co.	12,5	29,6
MF-111A	MITSUBISHI Heavy Industries	12,6	30,3
Cyclone	Alstom ^a	12,9	N/A
PGT16	Nuovo Pignone	13,4	35,2
RLM1600	European Gas Turbines	13,4	35,4
LM1600PA	KVAERNER ENERGY AS	13,4	35,7
TG1600	Stewart and Stevenson	13,4	35,7
SB60	MITSUI Eng. & S.B. Co.	13,6	29,7
DR-60G	Dresser-Rand	13,6	35,9
LM1600PA	General Electric	13,8	35,5
RLM1600	European Gas Turbines	14,0	37,1
DR60G	Dresser-Rand	14,1	37,2
TGC111MF	Tuma Turbomach	14,3	33,0
MF-111B	MITSUBISHI Heavy Industries	14,6	31,0
Coberra 2000	Cooper Rolls, Inc.	14,6	28,2
LM1600 STIG (steam injection)	General Electric	17,0	39,5
GT35	Alstom ^a	17,0	32,1
OGT15000	Mashprom/Orenda	17,1	34,2
TG16	FIAT TTG	18,4	26,8
FT4A-9	Greenwich Turbine, Inc.	19,8	28,1
PG5271	Thomassen International	20,3	26,6
LM2500	Fiat Avio Power Division	21,9	35,5
RLM2500-PE	European Gas Turbines	21,9	35,6
PGT 25	Nuovo Pignone	21,9	35,5
DR-61	Dresser-Rand	22,1	36,1
LM2500 PE	KVAERNER ENERGY AS	22,2	36,3
LM2500	Nuovo Pignone	22,3	36,1
DR-61G	Dresser-Rand	22,8	36,8
RLM2500-PE	European Gas Turbines	22,8	36,8
LM2500PE	General Electric	22,8	36,8
LM2500	Greenwich Turbine, Inc.	22,8	36,8
TG2500	Stewart and Stevenson	22,8	36,8
DR61	Dresser-Rand	23,0	37,4
SB120	MITSUI Eng. & S.B. Co	23,0	30,5
DR61G	Dresser-Rand	23,3	37,6
RLM2500	European Gas Turbines	23,3	37,6
M5322R	European Gas Turbines	23,9	36,0
GT10B	Alstom ^a	24,8	34,2
FT8	Ebara Corporation	25,4	38,1
FT8	United Technologies	25,5	38,1
FT8	Ebara	26,1	39,2
PG 5371PA	European Gas Turbines	26,3	28,5
PG5371	John Brown Engineering	26,3	28,5

Turbină	Producător	Putere [Mwe]	Randament [%]
PG5371PA	KVAERNER ENERGY AS	26,3	28,5
MS5001	Nuovo Pignone	26,3	28,5
PG5371	Thomassen International	26,3	28,4
M5352	European Gas Turbines	26,6	36,4
MFT-8	MITSUBISHI Heavy Industries	26,8	38,7
RLM2500C	European Gas Turbines	27,0	36,6
DR-61G PLUS	Dresser-Rand	27,0	36,6
TG2500C	Stewart and Stevenson	27,1	36,6
Coberra 6000	Cooper Rolls, Inc	27,2	35,8
RB211	Parsons Power Generation	27,2	35,8
RB211/6562	Rolls-Royce	27,5	36,2
DR61G PLUS	Dresser-Rand	27,6	37,3
RLM2500+	European Gas Turbines	27,6	37,3
DR-61 PLUS	Dresser-Rand	27,6	37,4
LM2500 STIG (steam injection)	General Electric	28,1	41,0
FT4C-3F	Greenwich Turbine, Inc.	28,1	30,7
M5382	European Gas Turbines	28,4	29,3
DR61 PLUS	Dresser-Rand	28,5	38,3
GT10C	Alstom ^a	29,1	36,0
RB211/6762	Rolls-Royce	29,5	37,7
MF-221	MITSUBISHI Heavy Industries	30,0	32,0
RB11/6761	Rolls-Royce	32,1	39,3
RLM5000-PC	European Gas Turbines	34,3	36,8
RLM5000-PC	European Gas Turbines	34,3	36,5
TG5000	Stewart and Stevenson	34,4	37,2
LM5000PC	General Electric	34,5	37,2
RLM5000	European Gas Turbines	35,1	37,8
MW-251	MITSUBISHI Heavy Industries	36,8	28,9
PG 6541B	European Gas Turbines	38,3	31,4
PG6541B	Greenwich Turbine, Inc.	38,3	31,4
PG6541	John Brown Engineering	38,3	31,4
PG6541B	KVAERNER ENERGY AS	38,3	31,4
MS6001	Nuovo Pignone	38,3	31,4
PG6541	Thomassen International	38,3	31,4
TG20	FIAT TTG	38,4	30,7
TG20B7/8U	Fiat Avio Power Division	39,4	29,9
LM6000PA	KVAERNER ENERGY AS	39,6	39,7
LM6000	Greenwich Turbine, Inc	39,9	38,8
LM6000	John Brown Engineering	40,0	38,8
LM6000	Nuovo Pignone	40,0	38,9
LM6000	Fiat Avio Power Division	40,5	39,1
RLM6000	European Gas Turbines	40,6	39,5
DR-63G	Dresser-Rand	40,7	39,2
TG 6000	Stewart and Stevens	40,8	39,7

Turbină	Producător	Putere [Mwe]	Randament [%]
DR63G	Dresser-Rand	42,0	40,5
MS6001B	General Electric	42,1	32,1
MS6001C	General Electric	42,3	36,3
GTX 100	Alstom ^a	43,0	37,0
LM6000PC	General Electric	43,9	41,9
TG20B11/12	Fiat Avio Power Division	47,8	33,5
251B11	Parsons Power Generation	49,2	32,7
FT 8 Twin	Ebara Corporati	51,1	38,3
TRENT	Parsons Power Generation	51,2	41,6
Trent	United Technologies	51,2	41,6
LM5000 STIG (steam injection)	General Electric	51,6	43,8
Trent 50	Rolls–Royce	51,9	42,2
GT8C2	Alstom ^a	57,0	34,0
Trent 60	Rolls–Royce	58,2	40,8
V64.3	Ansaldo Energia	63,0	35,4
V64.3A	Siemens/Westinghouse	67,0	N/A
PG6101	John Brown Engineering	70,1	34,2
PG6101FA	KVAERNER ENERGY AS	70,1	34,2
MS6001FA	Nuovo Pignone	70,1	34,2
PG6101	Thomassen International	70,1	34,3
PG6101FA	General Electric	70,2	34,2
MS6001FA	General Electric	75,9	35,0
PG7111	John Brown Engineering	83,5	32,6
PG7111EA	KVAERNER ENERGY AS	83,5	32,6
MS7001E	Nuovo Pignone	83,5	32,6
TG50	FIAT TTG	92,7	31,2
MW-501	mitsubishi Heavy Industries	104,5	33,3
V84.2	Ansaldo Energia	109,0	33,7
GT11N2	Alstom ^a	114,7	33,4
PG 9171E	European Gas Turbines	123,4	33,8
PG9171	John Brown Engineering	123,4	33,8
PG9171E	KVAERNER ENERGY AS	123,4	33,8
MS9001E	Nuovo Pignone	123,4	33,8
PG9171	Thomassen International	123,4	33,7
MS9001E	General Electric	126,1	33,8
MW-701	mitsubishi Heavy Industries	130,5	33,9
MW-701DA	mitsubishi Heavy Industries	136,9	34,0
701DA	Parsons Power Generation	138,3	34,2
TG50D5	Fiat Avio Power Division	140,8	34,5
TG50D5S	Fiat Avio Power Division	147,8	34,5
V84.3	Ansaldo Energia	154,0	36,2
V94.2	Siemens/Westinghouse	157,0	34,3
501F	mitsubishi Heavy Industries	158,6	36,0

Turbină	Producător	Putere [Mwe]	Randament [%]
V94.2	Ansaldo Energia	159,0	34,2
PG7221FA	KVAERNER ENERGY AS	159,0	35,9
GT13E2	Alstom ^a	165,0	35,7
PG7231	John Brown Engineering	167,8	36,2
PG9231	Thomassen International	168,9	34,9
MS9001EC	Nuovo Pignone	169,2	35,0
GT24	Alstom ^a	171,0	36,5
V94.2A	Siemens/Westinghouse	190,0	35,2
V94.3	Ansaldo Energia	222,0	36,2
PG9311FA	General Electric	226,0	35,7
PG9331 FA	European Gas Turbines	226,5	35,7
PG9331	John Brown Engineering	226,5	35,7
PG9331 FA	KVAERNER ENERGY AS	226,5	35,7
MS901FA	Nuovo Pignone	226,5	35,7
PG9331	Thomassen International	226,5	35,6
501G	MITSUBISHI Heavy Industries	230,0	38,5
701F	Fiat Avio Power Division	234,0	36,7
701F	MITSUBISHI Heavy Industries	234,2	36,6
701F	Parsons Power Generation	236,7	36,8
M89001FA	General Electric	255,6	36,9
V94.3A	Siemens/Westinghouse	265,0	38,5
GT26	Alstom ^a	268,0	37,0

^a Afacerea cu turbine cu gaze a Alstom a fost vândută companiei Siemens

BIBLIOGRAFIE

- [1] *Victor Athanasovici (coordonator), Ion-Sotir Dumitrescu, Roxana Patrascu, Ioan Bitir, Eduard Minciuc s.a.*, Tratat de inginerie termica. Alimentari cu caldura. Cogenerare, A.G.I.R., 2010.
- [2] *D.W. Wu, R.Z. Wang*, „Combined cooling, heating and power: A review”, *Progress in Energy and Combustion Science* 32 (2006) 459–495.
- [3] *J. Deng, R.Z. Wang, G.Y. Han*, „A review of thermally activated cooling technologies for combined cooling, heating and power systems”, *Progress in Energy and Combustion Science* 37 (2011) 172 – 203.
- [4] *Jiangfeng Wang, Yiping Dai, Lin Gao, Shaolin Ma*, „A new combined cooling, heating and power system driven by solar energy”, *Renewable Energy* 34 (2009) 2780–27
- [5] *N. Thilak Raj, S. Iniyar, Ranko Goic*, „A review of renewable energy based cogeneration technologies”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15 (2011) 3640–3648
- [6] *Mark Hinnells*, „Combined heat and power in industry and buildings”, *Energy Policy* 36 (2008) 4522–4526
- [7] *Behnaz Rezaie, Marc A. Rosen*, „District heating and cooling: Review of technology and potential enhancements”, *Applied Energy* 93 (2012) 2–10
- [8] *Süleyman Hakan Sevilgen, Onur Sancar*, „Economical analysis of trigeneration system”, *International Journal of the Physical Sciences* Vol. 6(5), pp. 1068-1073, 4 March, 2011
- [9] *Masood Ebrahimi, Ali Keshavarz, Arash Jamali*, „Energy and exergy analyses of a micro-steam CCHP cycle for a residential building”, *Energy and Buildings* 45 (2012) 202–210
- [10] *Barbara Praetorius, Lambert Schneider*, „Micro cogeneration: towards a decentralized and sustainable german energy system?”, 29th IAEE International Conference, Potsdam, 7-10 June 2006
- [11] *V. Pimsner, C. A. Vasilescu, G. A. Rădulescu*, Energetica turbomotoarelor cu ardere internă, Editura Academiei Republicii Populare Române, 1964
- [12] *Alexandru Dobrovicescu, Nicolae Băran, Stoian Petrescu, Alexandru Chisacof, Eugenia Vasilescu, Dragoș Isvoranu, Monica Costea, Camelia Petre, Alin Ovidiu Motorga*, Bazele termodinamicii tehnice – Elemente de termodinamică tehnică, Politehnica Press, 2009
- [13] *Nicolae Băran, Petre Răducanu, Sorin Dimitriu, Dorin Stanciu, Nicolae Boriaru, Dragoș Isvoranu, Claudia Ionița*, Bazele termodinamicii tehnice –Termodinamica tehnică, Politehnica Press, 2010
- [14] *Mahmood Farzaneh-Gord, Mahdi Deymi-Dashtebayaz*, „A new approach for enhancing performance of a gas turbine (case study: Khangiran refinery)”, *Applied Energy* 86 (2009) 2750–2759
- [15] *Royce N. Brown*, Compressors. Selection and sizing, Gulf Professional Publishing, 1997
- [16] *Yousef S.H. Najjar*, „Efficient use of energy by utilizing gas turbine combined systems”, *Applied Thermal Engineering* 21 (2001) 407±438
- [17] *T. Heppenstall*, „Advanced gas turbine cycles for power generation: a critical review”, *Applied Thermal Engineering* 18 (1998) 837±846
- [18] *Andreas Poullikkas*, „An overview of current and future sustainable gas turbine technologies”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 9 (2005) 409–443

- [19] *K.K. Gupta, A. Rehman, R.M. Sarviya*, „Bio-fuels for the gas turbine: A review”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14 (2010) 2946–2955
- [20] *Yousef S.H. Najjar*, „Gas turbine cogeneration systems: a review of some novel cycles”, *Applied Thermal Engineering* 20 (2000) 179±197
- [21] *Alexandru Dobrovicescu*, *Principiile analizei exergoeconomice*, Politehnica Press, 2007
- [22] *Keenan, J.H.*, „A Steam Chart for Second Law Analysis”, *Mechanical Engineering, Trans. ASME*, 54, 195, pp. 195 – 204, 1932.
- [23] *A. Dobrovicescu et al.*, „Analyse exergétique d’un système de turbine a gaz”, *Bulletin Scientifique de L’Université POLITEHNICA de Timisoara, Serie Mecanique, Tomul 51 (65), Fascicola 1, (2006), ISSN 1224-6077*, pag.13-23.
- [24] *H. Cohen, G.F.C. Rogers, H.I.H. Saravanamuttoo*, *Gas Turbine Theory*, Longman Group Limited, 1996
- [25] *R.W. Haywood*, *Analysis of Engineering Cycles*, Pergamon Press (1987)
- [26] *J.H. Horlock*, *Advanced Gas Turbine Cycles*, Pergamon Press (1987)
- [27] *J.H. Horlock, W.A. Woods*, „Determination of the optimum performance of gas turbines”, *Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*; 214: 243 -255
- [28] *Mircea Marinescu, Alexandru Chisacof, Petre Răducanu, Alin Ovidiu Motorga*, *Bazele termodinamicii tehnice, Transfer de caldură și masă – Procese fundamentale*, Politehnica Press, 2009
- [29] *A. Bejan, G. Tsatsaronis, M.J. Moran*, *Optimization and thermal design*, Willey, 1996
- [30] *W. M. Kays, A. L. London, D.W. Johnson*, *Gas Turbine Plant Heat Exchangers – Basic Heat Transfer and Flow Friction Design Data*, American Society of Mechanical Engineers, 1954.
- [31] *W.M. Kays, A.L. London*, *Compact Heat Exchangers*, Krieger Publishing Company Malabar, Florida, 1998 SFT
- [32] <http://www.solartubs.com/solar-plate-heat-exchanger.html>
- [33] www.thermopedia.com/content/1187/
- [34] *Pongsid Sriksirin, Satha Aphornratana, Supachart Chungpaibulpatana*, „A review of absorption refrigeration technologies”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 5 (2001) 343–372
- [35] *Vasilescu, E., E.*, *Instalații frigorifice cu absorbție și ejecție ; Teorie și aplicații*, Ed. Printech, București, 2003.
- [36] *Grigoriu, M.*, *Calculul și construcția instalațiilor frigorifice*, IPB, 1985.
- [37] *Bejan, A.*, *Termodinamică tehnică avansată*, Ed. Tehnică, București, 1996.
- [38] *Dobrovicescu, A.*, *Analiza exergetică si termoeconomica a sistemelor frigorifice si criogenice*, AGIR, Bucuresti, 2000.
- [39] *Anilson Arcangelo Rossa and Edson Bazzo*, „Thermodynamic Modeling of an Ammonia-Water Absorption System Associated with a Microturbine”, *International Journal of Thermodynamics*, Vol. 12 (No. 1), pp. 38-43, 2009
- [40] *R. Chacartegui, F. Jiménez-Espadafor, D. Sánchez, T. Sánchez*, „Analysis of combustion turbine inlet air cooling systems applied to an operating cogeneration power plant”, *Energy Conversion and Management* 49 (2008) 2130–2141
- [41] *M.M. Alhazmy, Y.S.H. Najjar*, „Augmentation of gas turbine performance using air coolers”, *Applied Thermal Engineering* 24 (2004) 415–429
- [42] *Firdaus Basrawi, Takano Yu Yamada, Kimio Nakanishi, Soe Naing*, „Effect of ambient temperature on the performance of micro gas turbine with cogeneration system in cold region”, *Applied Thermal Engineering* 31 (2011) 1058-1067
- [43] *Mahmood Farzaneh-Gord, Mahdi Deymi-Dashtebayaz*, „Effect of various inlet air cooling methods on gas turbine performance”, *Energy* 36 (2011) 1196-1205
- [44] *A. Guha*, „Effects of internal combustion and non-perfect gas properties on the optimum performance of gas turbine”, *Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, Part C : Journal of Mechanical Engineering Science*, 217, pp. 1085-1099, 2003
- [45] *Dobrovicescu A., Feidt M., Grosu L., McGovern J., Tîrcă-Dragomirescu G.*, „Analyse du comportement réel et de l’optimisation structurelle des cycles de turbines à gaz”, *Congres Francais de Thermique 2011 - Energie Solaire et Thermique, Tome 2, May 2011 Perpignan, France*, pp. 801-806, ISBN: 978-2-905267-76-4.

- [46] C.A. Frangopoulos and G.G. Dimopoulos, „Effect of Gas-Properties Evaluation Method on the Optimum Point of Gas Turbine Cycles”, *Int. J. of Thermodynamics*, Vol. 8, (No.2), pp 95-102, June-(2005)
- [47] El-Sayed, Y.M., Evans, R.B., „Thermoeconomics and the Design of Heat Systems”, *Transaction of the ASME, Journal of Engineering for Power*, 92, Series A, Nr.1, p.27, 1970.
- [48] El-Sayed, Y.M., Tribus, M., „The Strategic Use of Thermoeconomic Analysis for Process Improvement”, *Efficiency and Costing Second Law Analysis of Processes*, ACS Symposium, Series 235, Ed. R. Gaggioli, Washington, 1983.
- [49] Frangopoulos, C.A., *Thermoeconomic Functional Analysis: A Method for the Optimal Design or Improvement of Complex Thermal Systems*, Ph.D. Thesis, Georgia Institute of Technology, 1983.
- [50] M. Feidt, M. Costea, „Comparaison entre le cycle simple de Brayton avec apport thermique imposé et avec contrainte de température maximale”, *O.G.S.T., revue de l’I.F.P.*, vol. 61, n° 2, p 237-247, 2006
- [51] A. Khaliq, „Exergy analysis of gas turbine trigeneration system for combined production of power heat and refrigeration”, *International Journal of Refrigeration*, 32, pp. 534 – 545, 2009.
- [52] P. J. Mago, A. K. Hueffed, „Evaluation of a turbine driven CCHP system for large office buildings under different operating strategies”, *Energy and Buildings*, 42, pp. 1628–1636, 2010.
- [53] Feidt, M.; Lang, S., „Conception optimale de systèmes combinés à génération de puissance”, *chaleur et froid, Entropie*, 242, pp. 2-11, 2002.
- [54] A. Khaliq, I. Dincer, „Energetic and exergetic performance analyses of a combined heat and power plant with absorption inlet cooling and evaporative aftercooling”, *Energy*, 36, pp. 2662 – 2670, 2011.
- [55] J.-P. Bédécarrats, F. Strub, „Gas turbine performance increase using an air cooler with a phase change energy storage”, *Applied Thermal Engineering*, 29, pp. 1166–1172, 2009.
- [56] M. Costea, M. Feidt, G. Alexandru, D. Descieux, „Optimization of Gas Turbine Cogeneration Systems for various Heat Exchanger Configurations”, to be published in *OGST*.
- [57] Țircă-Dragomirescu G., Dobrovicescu A., McGovern J., Feidt M., Tuțică D., Marin A., „Parametric Analysis and Structural Optimization of a Gas Turbine Installation for Trigeneration of Energy”, *Proceedings of 5th International Conference on Sustainable Energy and Environmental Protection SEEP2012*, 5 – 8 June 2012, pp. 339-344, ISBN 978-1-873769-10-2.
- [58] Țircă-Dragomirescu G., Costea M., Feidt M., McGovern J., Dobrovicescu A., Tuțică D., Kheiri A., „Modelling and Optimization of Heat Exchangers within Gas Turbine Systems”, *Proceedings of the ASME 2012 11th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis (ESDA2012)*, 2 – 4 July 2012, CD publication.
- [59] Cullen, B., *The Combined Otto and Stirling Cycle Prime-Mover-Based Power Plant*. Doctoral thesis. Dublin Institute of Technology, 2011.
- [60] www.sunmachine.com
- [61] Rodica Povară, *Meteorologie generală*, Editura Fundației România de Măine, București 2006
- [62] A. Dănescu, S. Bucurenciu, S. Petrescu, „Utilizarea energiei solare”, Ed. Tehnică, București 1980.
- [63] Tamer Khatib, Azah Mohamed, K. Sopian, „A review of solar energy modeling techniques”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16 (2012) 2864– 2869
- [64] K.H. Solangi, M.R. Islam, R. Saidur, N.A. Rahimb, H. Fayaz, „A review on global solar energy policy”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15 (2011) 2149–2163
- [65] S. Mekhilef, R. Saidur, A. Safari, „A review on solar energy use in industries”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15 (2011) 1777–1790
- [66] Bancha Kongtragool, Somchai Wongwises, „A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 7 (2003) 131–154
- [67] D.G. Thombare, S.K. Verma, „Technological development in the Stirling cycle engines”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12 (2008) 1–38
- [68] K. Scharmer, J. Greif, *The European Solar Radiation Atlas - Vol. 1: Fundamentals and maps*, Les Presses de l’École des Mines, Paris, 2000

- [69] *Stefan Becker*, „Calculation of Direct Solar and Diffuse Radiation in Israel”, *Int. J. Climatol.* 21: 1561–1576 (2001)
- [70] *Maria Eugênia Vieira da Silva, Alex Sandro de Araújo, Marcelo Ricardo Queiroz Medeiros*, „Adjustment of the Clear Sky Coefficients for the Transmission of Solar Radiation under the Ambient Conditions in Fortaleza”, RIO 02 - World Climate & Energy Event, January 6-11, 2002
- [71] *M. Jamil Ahmad, G. N. Tiwari*, „Solar radiation models—A review”, *Int. J. Energy Res.* 2011; 35:271–290
- [72] *Ali Al-Mohamad*, „Global, direct and diffuse solar-radiation in Syria”, *Applied Energy* 79 (2004) 191–200
- [73] *I. F. Hand*, „Methods of Calculating Solar Radiation Values at Blue Hill Observatory”, Milton, Massachusetts, *Monthly Weather Review*, Volume 8, number 2, February 1954
- [74] *Ali A. Sabziparvar*, „A simple formula for estimating global solar radiation in central arid deserts of Iran”, *Renewable Energy* 33 (2008) 1002–1010
- [75] *M. Feidt, M. Costea, C. Petre, R. Boussehain*, *Genie energetique appliqué au solaire. Energie solaire thermique*, Ed. Printech, București 2004.
- [76] *John A. Duffie, William A. Beckman*, *Solar Engineering of thermal processes* (3rd edition), 2006 – Chapter Solar Radiation (1.1. The Sun 3-5)
- [77] *S. Petrescu, J. Zaiser, V. Petrescu*, *Lectures on Advanced Energy Conversion*, vol. I, Bucknell University, Lewisburg, USA, 1996.
- [78] *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 of Society of Japan*, Vol.33, No.128, 60-67, 1994.
- [79] *S. Petrescu, C. Harman, M. Costea, G. Popescu, C. Petre, T. Florea*, “Analysis and Optimization of Solar-Dish/Stirling Engines”, *Proc. Of Inter. Solar 2002 Conference*, Reno, Nevada, 2002.
- [80] *S. Petrescu, G. Stănescu, 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”, *Volumul Inter. Conf. On Efficiency, Costs, Optimization and Simulation of Energy Systems, ECOS'92*, Zaragoza, Spain, editată de A. Valero și G. Tsatsaronis, ASME, 33-39, 1992.
- [81] *S. Petrescu, C. Harman, M. Costea, C. Petre, T. Florea, M. Feidt*, “A Scheme of Computation, Analysis, Design and Optimization of Solar Stirling Engines”, *Proceedings of the 16th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, ECOS'03*, Copenhagen, Danemarca, Vol.I, p.1255-1262, iunie 2003.
- [82] *S. Petrescu, T. Florea, C. Harman, M. Costea*, “A New Technique for Determining the Coefficient of Regenerative Losses in Stirling Machines”, *Proceedings of the Inter. Conf. On Efficiency, Costs, Optimization Simulation and Environmental Impact of Energy Systems ECOS'2001*, edited by A. Öztürk and Y. A. Göğüş, Istanbul, Turkey, Vol. I, 377-386, 2001.
- [83] *Petrescu, S., Costea, M., Harman, C., Florea, T.*, „Application of the Direct Method to Irreversible Stirling Cycles with Finite Speed”, *International Journal of Energy Research*, Vol. 26, 589-609, 2002.
- [84] *Petrescu, S., Petre, C., Costea, M., Harman, C., Feidt, M., Florea, T.*, “Optimisation du cycle de Stirling avec des irreversibilites internes et externes”, Vol. *Colloque Franco-Roumain Energy, Environment, Economie et Thermodynamique – COFRET'04*, Nancy, Franța, p.87-94, 2004.
- [85] *Costea, M., Petrescu, S., Harman, C.*, „The Effect of Irreversibilities on Solar Stirling Engine Cycle Performance”, *Energy Conversion & Management*, Vol. 40, 1723-1731, 1999.
- [86] *Costea, M., Petrescu, S., Stănescu, G., Dănescu, R.*, „Thermal and Dimensional Optimization of a Solar Stirling Engine Cavity Type Receiver”, *Proc. of Florence World Energy Research Symposium, FLOWERS'94*, Florence, Italy, edited by E. Carnevale, G. Manfrida, F. Marteli – SG Editoriali Padova, 1075-1082, 1994.
- [87] *Petrescu, S., Florea, T., Harman, C., Costea, M.*, „A Method for Calculating the Coefficient for the Regenerative Losses in Stirling Machines”, *Proceedings of the 5th European Stirling Forum 2000*, Osnabruck, Germany, 121-129, 2000.
- [88] *T. Florea, S. Petrescu, E. Florea*, „Scheme de calcul pentru studiul ireversibilității proceselor funcționale ale motoarelor cu ardere externă Stirling” *Constanța*, 2000.

- [89] *J.A. Organ*, Thermodynamics and Gas Dynamics of Stirling Cycle Machine, Cambridge University Press, Cambridge, 1992.
- [90] *Georgiana Țircă*, Hybrid Cogeneration System Based on Stirling Engine, Bucharest 2009
- [91] *Stanciu C., Petrescu S., Costea M., Dobrovicescu A., Stanciu D., Țircă-Dragomirescu G.*, „Thermodynamic Design and Optimization of a Solar-Dish Powered Stirling Engine”, Environmental Engineering and Management Journal, September 2011, Vol.10, No. 9, pp. 1335-1343, ISSN: 1582-9596.
- [92] *Petrescu S., Costea M., Țircă-Dragomirescu G., Dobre C.*, „Validation of the Direct Method and its Applications in the Optimized Design of the Thermal Machines for the Increase of the Efficiency”, Proceedings of the 5th National Conference of the Academy of Technical Studies of Romania, September 2010 Craiova, Romania, pp. 161-166, ISBN: 2066-6586.
- [93] *Petrescu S., Costea M., Dobre C., Țircă-Dragomirescu G.*, „Fundamentals, Development and Engineering Applications of Thermodynamics with Finite Speed (Tfs) – An Achievement of Romanian School of Thermodynamics”, Proceedings of the 5th National Conference of the Academy of Technical Studies of Romania, September 2010 Bucharest, Romania, pp. 153-159, ISBN: 2066-6586.
- [94] *Petrescu S., Țircă-Dragomirescu G., Feidt M., Dobrovicescu A., Costea M., Petre C., Dobre C.*, „Combined Heat and Power Solar Stirling Engine”, Book of Papers of the 23rd International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems - ECOS 2010 Lausanne, Switzerland, pp. 359-366, ISBN: 1456303201.
- [95] *Petrescu S., Țircă-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 the 9th European Conference on Industrial Furnaces and Boilers, April 2011 Estoril, Portugal, pp. 1-9, ISBN: 978-972-99309-6-6.
- [96] *Stine, W.B., Diver, R.B.*, A Compendium of Solar Dish / Stirling Technology, Sandia Laboratories Report, 1994.
- [97] *Petrescu, S., Harman, C., Costea, M., Florea, T.*, „Determination of the Pressure Losses in a Stirling Cycle through Use of a PV/Px Diagram”, Proceedings of the Inter. Conf. On Efficiency, Costs, Optimization Simulation and Environmental Aspects of Energy Systems ECOS'2000, edited by G.G. Hirs, Enschede, Netherlands, 659-670, 2000.
- [98] *Blank D.A.*, „Universal optimized work for reciprocating internally reversible Stirling like heat engine cycles with regeneration and linear external heat transfer”, Journal of Applied Physics, 84, 2385-2392, 1998.
- [99] *Costea M.*, Improvement of heat exchangers performance in view of the thermodynamic optimization of Stirling machine; Unsteady - state heat transfer in porous media, Ph.D. Thesis, P.U. Bucharest & U.H.P. Nancy 1, 1997.
- [100] *E.B. Qvale, J.L. Smith, Jr.*, „An approximate solution for the thermal performance of a Stirling – Engine regenerator”, Journal of Engineering for power (1969) 91:109-112
- [101] *Wu F., Chen L.G., Wu C., Sun F.G.*, „Optimum performance of irreversible Stirling engine with imperfect regeneration”, Energy Conversion and Management, 39, 727-732, 1998.
- [102] *Shah K.R., Sekulic P.D.*, Fundamentals of Heat Exchanger Design, John Wiley & Sons. Inc., 2003.
- [103] *Sebastien Bonnet, Muriel Alaphilipe, Pascal Stouffs*, „Etude experimentale des transferts thermiques et des transformations thermodynamiques dans un petit moteur Stirling”, Congres francais de Thermique, SFT 2002, Vittel, 3 – 6 juin 2002
- [104] *R. Scaricarozzi*, „Une method numerique non iterative pour la determination du regime de fonctionnement periodique des regenerateurs”, Consejo Nacional de Investigaciones Cientificas y Tecnicas, Dpto. De Fisica, INTI, P.T. Miguelete C.C., 157 1650 San Martin, Buenos Aires, Argentina
- [105] *Michel Feidt, K. Le Saos, Monica Costea, Stoian Petrescu*, „Thermodynamical time dependent models of the heat regeneration process in a Stirling Engine”, Proceedings of ECOS 2002, July 3 -5, 2002, Berlin, Germany
- [106] *Feidt M., Costea M., Petrescu S., Le Saos K.*, „Optimal allocation of HEX inventory associated to fixed power output or fixed heat transfer rate input”, International Journal of Applied Thermodynamics, 5, 25-36, 2002.

- [107] *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*, September 2011, **Vol. 10**, No. 9, pp. 1371-1378, ISSN: 1582-9596.



UNIVERSITATEA POLITEHNICA DIN BUCUREȘTI

Facultatea de Inginerie Mecanică și Mecatronică
Catedra de Termodinamică, Echipamente Termice și Frigorifice

UNIVERSITÉ DE LORRAINE

Ecole doctorale EMMA Energie Mécanique Matériaux de Nancy
Laboratoire d'Energétique et de Mécanique Théorique et Appliquée, Nancy



Résumé étendu

Optimisation exergoéconomique des systèmes de trigénération d'énergie

Georgiana TIRCA-DRAGOMIRESCU

Soutenance le 28 Septembre 2012

Table des matières

1. Introduction	2
2. Installation de turbine à combustion pour trigénération d'énergie	3
2.1.L'optimisation paramétrique du système de turbine à combustion	5
2.2.L'influence de la température à l'aspiration dans le compresseur sur les performances de la turbine à combustion	7
2.3.Installation de turbine à combustion pour trigénération d'énergie	7
2.4.Conclusions	8
3. Système de cogénération à moteur de Stirling	9
3.1.Schéma de calcul de moteur de Stirling solaire base sur la Thermodynamique Irréversible avec Vitesse Finit et la Méthode Directe	9
3.1.1. Résultats	12
3.1.2. Conclusions	15
3.2.Schéma de calcul d'un model thermodynamique dépendant de temps du procès de régénération de la chaleur dans un moteur Stirling	15
3.2.1. Résultats	17
3.2.2. Conclusions	18
Références	19

1. Introduction

L'importance des systèmes de trigénération est de plus en plus de jour en jour que la demande croissante d'énergie et de prise de conscience accrue des questions environnementales. En utilisant un carburant unique pour augmenter l'efficacité a été atteinte et une réduction des émissions par rapport aux systèmes traditionnels ou les trois types d'énergie sont générées individuellement.

Dans le premier cas, dans ce travail de doctorat, seront étudiées du point du vue exergoeconomic les centrales de cogénération. Le processus de conversion de chaleur en travail mécanique, fait dans une installation de turbine à combustion avec compression adiabatique et

combustion isobare, est effectué par la perte d'une quantité importante de chaleur qui est libérée dans l'environnement. Régénération de chaleur est un moyen efficace d'accroître l'efficacité thermique de l'installation de turbine à combustion à pression constante. L'installation de cogénération à turbine à combustion utilisé à grande échelle sera accompagnée par une installation d'absorption de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ pour obtenir le froid.

La deuxième partie de la thèse portera sur la micro-cogénération en offrant une installation pour la production d'électricité et de chaleur utilisant un moteur Stirling avec l'énergie solaire comme combustible. En utilisant les avantages de l'énergie solaire en termes de durabilité, parce que les réserves de combustibles solides ne sont pas une solution viable pour l'avenir. Le moteur Stirling choisie pour l'installation solaire a comme agent de travail l'azote (N_2).

2. Installation de turbine à combustion pour trigénération d'énergie

Pour pouvoir découvrir les destructions et les pertes d'exergie l'analyse exergétique est utilisé [1-3].

Dans la plupart des études les systèmes de turbine à gaz sont analysés seulement sur la base du premier principe de la thermodynamique, ou sur l'efficacité globale exergétique [4-6].

Les schémas des systèmes de turbine à combustion simple avec et sans récupération de chaleur sont présentés sur les figures 2.1 et 2.2.

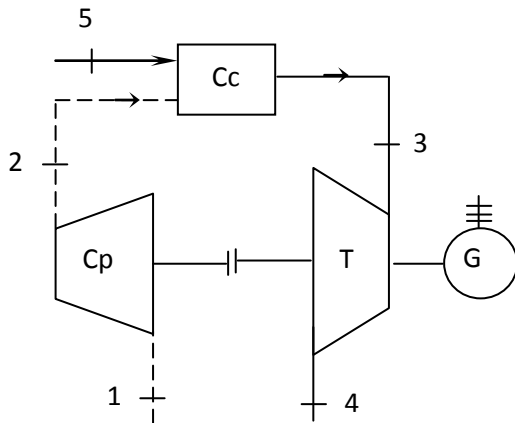


Figure 2.1 : Schéma TAC simple

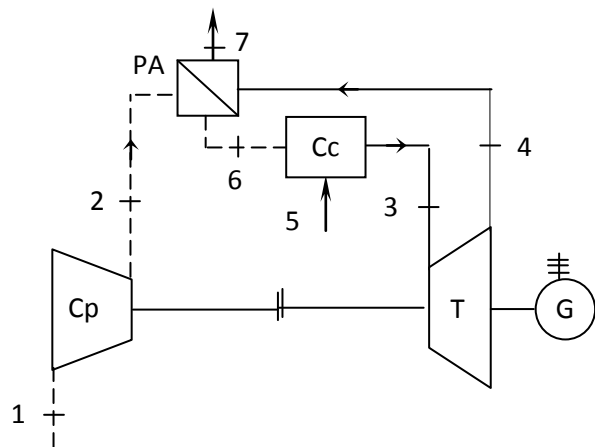


Figure 2.2 : TAC avec échangeur récupérateur

Le préchauffeur est un échangeur compact à plaques planes avec la surface à la partie de l'air de type 3/6-6.06 et pour le gaz de type 11.1 [7]. Les caractéristiques de transfert de chaleur et de résistance gazodynamique de ces deux surfaces sont connues.

Pour le modèle réel la composition du carburant et de l'air doivent être spécifiées.

La puissance effective du système considéré est $P_e=65$ MW.

La conduite comparative de l'efficacité énergétique et du travail mécanique spécifique calculée en fonction du modèle idéal et réel de l'agent thermique, à la variation du taux de compression, sont présentées dans les figures 2.3 – 2.6.

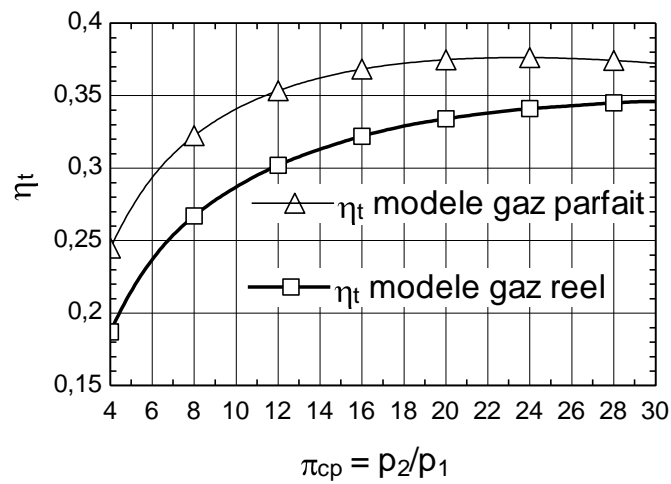


Figure 2.3 : Influence du π sur le rendement énergétique de TAC simple

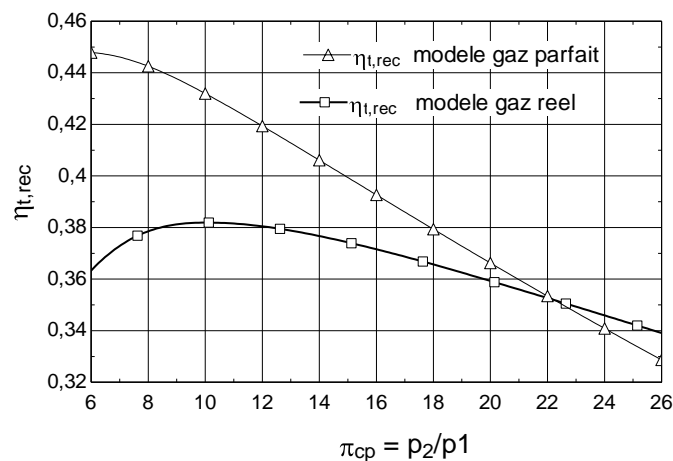


Figure 2.4 : Influence du π sur l'efficacité énergétique de TAC avec échangeur récupérateur

2.1. L'optimisation paramétrique du système de turbine à combustion

Le minimum de la somme entre les pertes et les destructions d'exergie conduit à une efficacité maximale.

Non seulement la variation des paramètres du même schéma, peut conduire à une solution constructive et d'exploitation optimale, mais aussi un changement de la structurel du système.

L'analyse exergétique d'un système de turbine à combustion simple (fig.2.1), présentées dans la figure 2.5 fait remarquer une perte exergétique grande avec les gaz de combustion à la sortie de la turbine.

Une reprise d'une partie du potentiel de chauffage du gaz de combustion est recommandée.

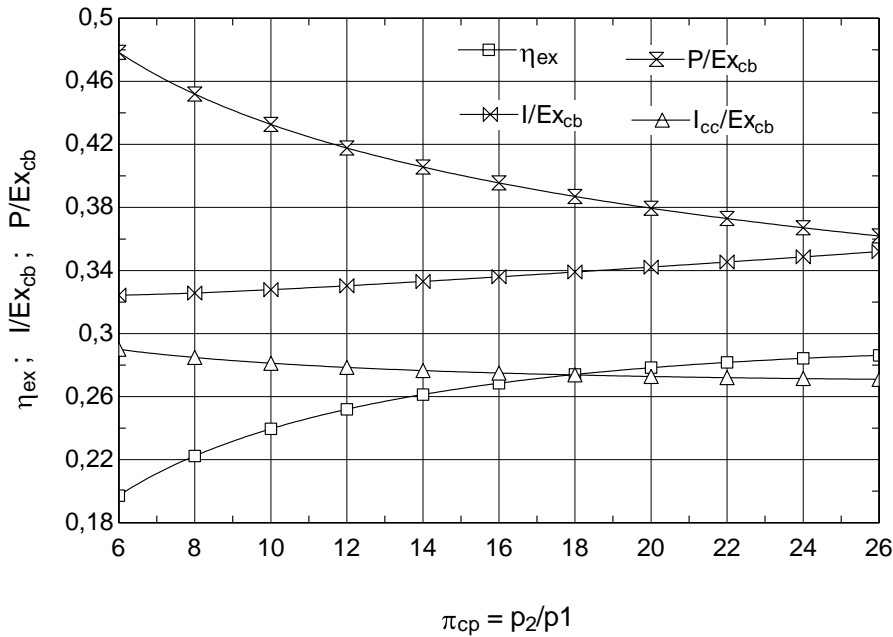


Figure 2.5 : Influence du π sur le rendement exergétique et sur les destructions et pertes relatives d'exergie de TAC simple

Pour atteindre ce but la figure 2.2 montre un changement structurel du schéma du cycle de turbine à combustion. Un échangeur de chaleur régénératif pour préchauffer l'air comprimé avant d'entrer dans la chambre de combustion est ajouté au système de turbine à combustion simple.

L'effet bénéfique de ce changement structurel est observé par une analyse exergétique comparatives entre le comportement du cycle de turbine à combustion simple (Figures 2.5) et

celui de régénération (figure 2.6).

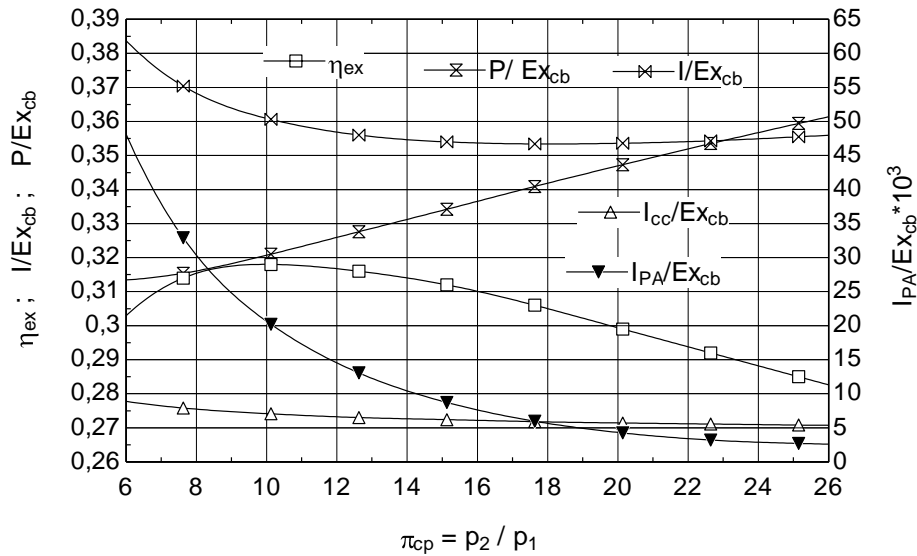


Figure 2.6 : Influence du π sur le rendement exergétique et sur les destructions et pertes relatives d'exergie de TAC avec échangeur récupérateur de préchauffage de l'air

Si, pour le système de turbine à combustion de régénération (fig. 2.2) la perte exergétique a fortement diminué, il reste encore place à amélioration par la diminution de la destruction d'exergie interne.

En matière des coûts, c'est facile d'observer que pour une efficacité de 0,75 de l'échangeur de chaleur, le coût total de l'installation a un minimum. Pour le coût de combustible, il diminue quand l'efficacité de l'échangeur augmente.

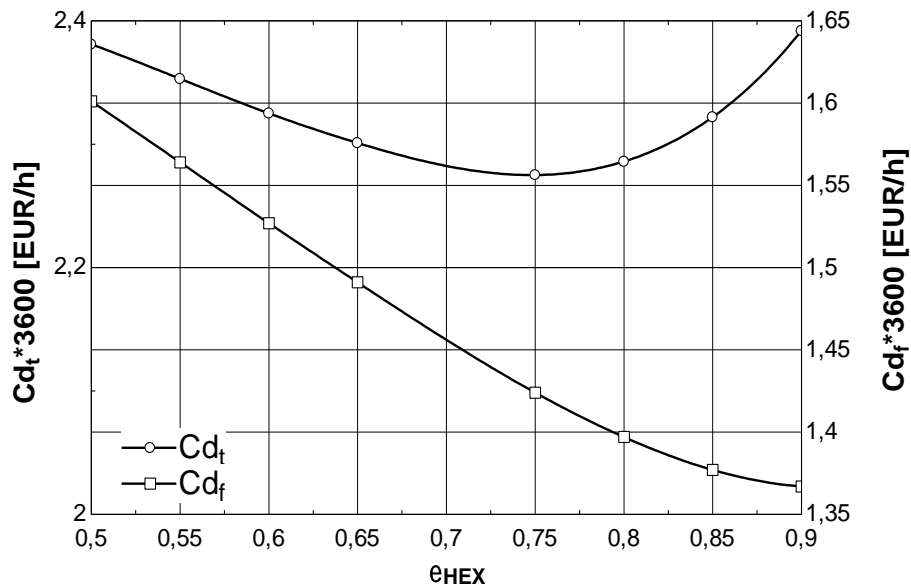


Figure 2.7 : Variation du coût total et le coût du carburant de TAC avec de récupération de chaleur fonction de l'efficacité de l'échangeur de chaleur

2.2.L'influence de la température à l'aspiration dans le compresseur sur les performances de la turbine à combustion

La température d'aspiration du compresseur est un paramètre important qui influence les performances de la turbine à combustion. La température d'entrée plus haut fait que le rendement de la turbine a combustion diminue.

Pour assurer l'efficacité le plus élevé possible de l'installation nous pouvons utiliser à une solution constructive, l'introduction dans l'installation de turbine à combustion du système de refroidissement de l'air. En plus de maintenir la température d'aspiration optimale se peut produire du air froid, et dans c manière devenir une installation de trigénération.

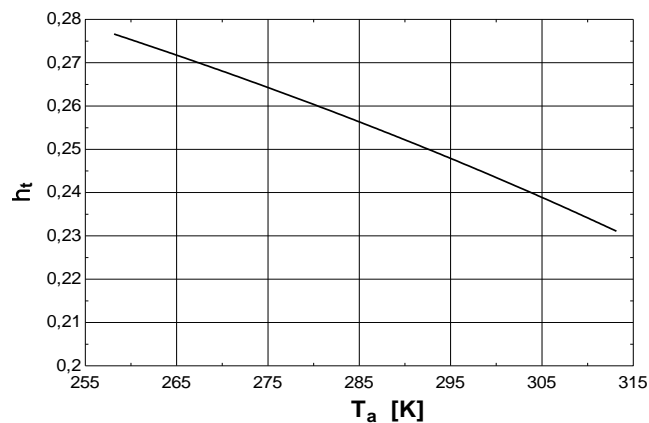


Figure 2. 8 : Variation du rendement de TAC fonction de la température d'air à l'admission dans le compresseur

2.3. Installation de turbine à combustion pour trigénération d'énergie

La cogénération est un concept de genie qui implique la production d'électricité et de chaleur utile dans une seule opération, par conséquent, le carburant est utilisé efficacement en comparaison à obtenir les deux produits par des processus distincts. En outre, il ya une forte demande pour le refroidissement et la climatisation. Les systèmes énergétiques combinés peuvent être appelés comme systèmes de trigénération, qui est une production combinée d'électricité, de chaleur et de froid. [8,9]

Le refroidissement de l'air à l'entrée du compresseur est nécessaire pour améliorer la performance des installations pendant l'été pour être en mesure de répondre à la demande. Ce

processus de combustion doit être considéré.

L'analyse exergétique et l'utilisation de méthodes efficaces de recherche basées sur les propriétés réelles de l'agent thermique, représentent la stratégie unique capable de signaler les destructions de l'énergie utilisable. La diminution des destructions et des pertes d'exergie conduit à l'amélioration de l'efficacité du système.

3. Système de cogénération à moteur de Stirling

3.1. Schéma de calcul de moteur de Stirling solaire base sur la Thermodynamique Irréversible avec Vitesse Finit et la Méthode Directe

Les systèmes de cogénération résidentiels adaptés pour les applications résidentielle à petite échelle et des applications commerciales, comme les hôpitaux, les hôtels ou les bâtiments institutionnels sont disponibles, et de nombreux nouveaux systèmes sont en cours de développement. Ces produits sont utilisés ou destinés pour répondre aux exigences électriques et thermiques d'un bâtiment pour l'espace et d'eau chaude sanitaire et, éventuellement, [12] de refroidissement par absorption. Surtout à l'énergie solaire moteurs Stirling qui travaillent avec une température relativement basse avec de l'air ou de l'hélium comme fluide de travail sont des moteurs potentiellement attractifs de l'avenir [13]. Son modèle thermique [13] est également disponible et il est constitué d'un modèle de transfert de rayonnement pour la cavité, qui est couplée à la distribution du flux solaire, et sur un modèle thermodynamique pour le moteur Stirling.

Ce sous-chapitre présente une schéma originale de calcul pour un moteur Stirling solaire avec cogénération. Pour le moteur Stirling Sunmachine [développé par Sunmachine GmbH] [14], le système de calcul et d'optimisation développé précédemment ont été adapté [15-18]. Il est basé sur le première principe de la thermodynamique des processus avec une vitesse finie et utilise la méthode directe. La méthode proposée est d'application pratique pour la conception du récepteur solaire - systèmes avec moteur Stirling. Un élément important du modèle est que les performances (puissance et l'efficacité du cycle irréversible) sont calculées en fonction de le rayonnement direct E .

L'objectif du modèle est de déterminer l'efficacité et la puissance des moteurs Stirling solaires sur une plage de conditions de fonctionnement.

Le rendement thermique du moteur Stirling est exprimé comme un produit de l'efficacité du cycle de Carnot et une efficacité de deuxième Principe de la thermodynamique [15-18]:

$$\eta_{SE} = \eta_{CC,g} \cdot \eta_{II,irrev} = \left(1 - \frac{T_{L,g}}{T_{H,g}}\right) \cdot \eta_{II,irrev} \quad (3.1)$$

où l'efficacité de deuxième Principe de la thermodynamique est un produit entre l'efficacité sur les pertes dues à la régénération imparfaite (X) et sur l'efficacité des pertes de charge (Δp) [17].

$$\eta_{II,irrev} = \eta_{II,X} \cdot \eta_{II,\Delta p} \quad (3.2)$$

La puissance du moteur Stirling est donné par:

$$P_{SE} = z \cdot \eta_{SE} \cdot m_g \cdot R \cdot T_{H,g} \cdot \ln(\varepsilon_v) \cdot \frac{w_p}{2 \cdot S} \quad (3.3)$$

où z est un coefficient de réglage à la valeur: $z = 0.45$. Cette valeur de z a été validé pour 12 moteurs Stirling et 16 Régimes à hautes performances (avec des rendements allant jusqu'à 40% et les pouvoirs jusqu'à 30kW), en utilisant H₂ ou He en tant que fluide de travail.

La régénération incomplète représente une perte importante dans les moteurs Stirling. Cette perte est exprimée en utilisant un coefficient de pertes de régénération, X. Une analyse pour la détermination de cette perte a été faite, et l'efficacité du deuxième principe pour les processus avec de régénération imparfaite a été obtenue [18]:

$$\eta_{II,X} = \frac{1}{1 + \frac{X \cdot c_v}{R \cdot \ln \varepsilon_v} \cdot \left(1 - \frac{T_{L,g}}{T_{H,g}}\right)} \quad (3.4)$$

L'expression de l'efficacité sur le deuxième principe en raison des pertes de charge est [17]:

$$\eta_{II,\Delta p} = 1 - \frac{\frac{w_p}{w_{S,L}} \cdot \gamma \cdot \left(1 + \tau \frac{1}{2}\right) \cdot \ln \varepsilon_v + 5 \cdot \left(\frac{w_g}{w_{S,L}}\right)^2 \cdot N_s}{\tau \cdot \eta_{CC} \cdot \eta_{II,X} \cdot \ln \varepsilon_v} - \frac{3 \cdot (0.94 + 0.045 \cdot w_p) \cdot 10^5}{4 \cdot p_l \cdot \tau \cdot \eta_{CC} \cdot \eta_{II,X} \cdot \ln \varepsilon_v} \quad (3.5)$$

L'équipage solaire analysé se compose d'un concentrateur de rayonnement solaire (un miroir parabolique), un récepteur de rayonnement solaire concentré, un moteur Stirling et une générateur électrique [15-18].

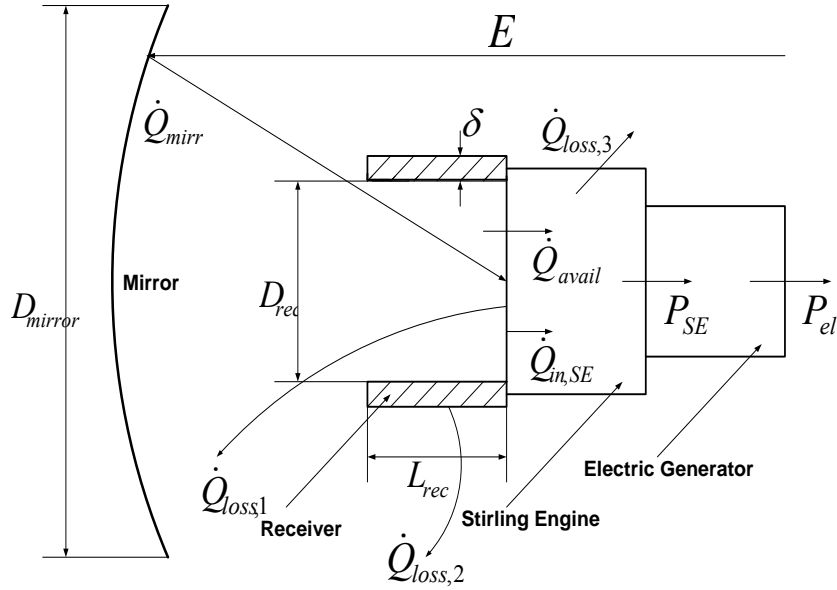


Figure 3.1: L'équipage solaire: miroir parabolique, récepteur de rayonnement solaire concentré, moteur Stirling, Générateur.

L'expression analytique pour la puissance électrique de l'équipage solaire est:

$$\begin{aligned} P_{el} &= E \cdot A_{mirr} \cdot \eta_{conc} \cdot \eta_{rec} \cdot \eta_{SE} \cdot \eta_{EG} \\ P_{el} &= P_{SE} \cdot \eta_{EG} \end{aligned} \quad (3.6)$$

ou la surface de miroir est:

$$A_{mirr} = \frac{\pi \cdot D_{mirr}^2}{4} \quad (3.7)$$

La production d'énergie électrique et la puissance totale du moteur Stirling solaire sont prévues en fonction de l'ensoleillement E.

Une efficacité totale du concentrateur peut être déterminée comme suit:

$$\eta_{conc} = R_{mirr} \cdot \eta_{interception} \cdot \eta_{mirract} \quad (3.8)$$

En appliquant la loi d'abord, l'efficacité de rayonnement du récepteur cylindrique est donné par la formule [15]:

$$\eta_{rec} = \alpha_{cav} \cdot \left[1 - \frac{\varepsilon_m}{\alpha_{cav}} \cdot \frac{\sigma \cdot T^4}{\eta_{mirr} \cdot E \cdot C} - \left(\frac{A_{ext} \cdot h_{ext} \cdot (T_{ext} - T_0)}{\alpha_{cav} \cdot \eta_{mirr} \cdot E \cdot C \cdot A_{cav}} + \frac{A_{int} \cdot h_{int} \cdot (T - T_0)}{\alpha_{cav} \cdot \eta_{mirr} \cdot E \cdot C \cdot A_{cav}} \right) \right] \quad (3.9)$$

Le rendement total de l'équipage solaire / moteur Stirling est la suivante:

$$\eta = \eta_{conc} \cdot \eta_{rec} \cdot \eta_{SE} \cdot \eta_{EG} \quad (3.10)$$

3.1.1. Resultats

Les résultats obtenus avec le modèle mathématique pour les performances du moteur Stirling sont similaires à ceux indiqués par les producteurs sur les données expérimentales [22] (voir Tableau 3.1).

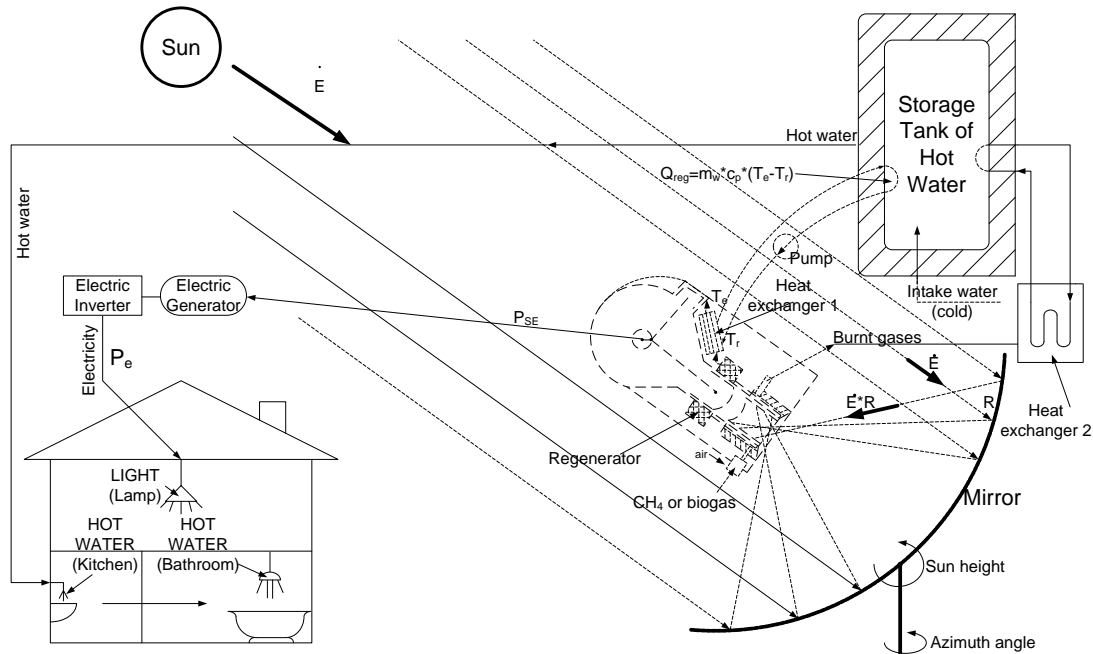


Figure 3.2: L'équipage solaire avec cogeneration

Pour ce moteur Stirling [14], nous avons déterminé un paramètre de réglage nouvelle pour z , notée $Z_N=0.2875$ (N indice de l'azote).

Dans les graphiques suivants (Figure 3.3-3.8), l'influence de différents paramètres sur l'efficacité et la puissance ont été étudiées.

Les résultats obtenus avec le modèle analytique pour les performances du moteur Stirling sont similaires à celles expérimentalement déclaré par le producteur [14].

Tableau 3.1 : Performances du moteur Stirling

	Vitesse	Puissance	Rendement
Model	0.87 m/s	1.57 kW	34.08 %
mathematique	1.73 m/s	2.86 kW	33.17 %
Expérimental	0.87 m/s	1.5 kW	36 %
	1.73 m/s	3 kW	33 %

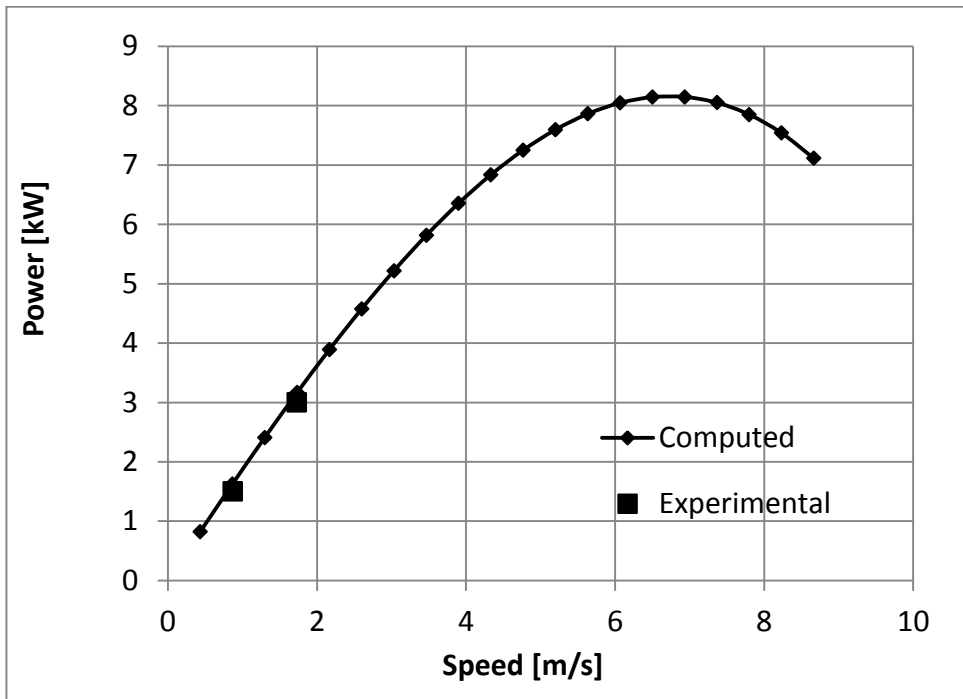


Figure 3.3 : Puissance du moteur Stirling

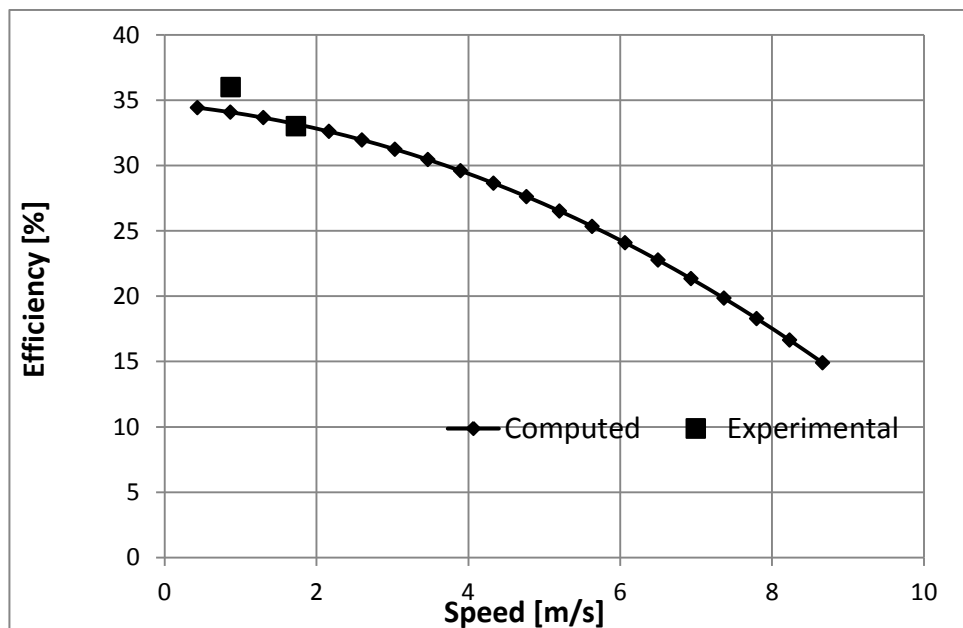


Fig. 3.4 : Rendement du moteur Stirling

Un des paramètres les plus importants qui influencent la performance d'un moteur solaire Stirling est l'ensoleillement direct E . Il a une influence forte sur les performances de l'équipage solaire comme illustré dans la figure 3.5. Le rayonnement solaire direct avec le centroïde dans l'angle zénithal θ et l'angle d'azimut α se calcule en utilisant l'équation suivante:

$$\tau = A + B \cdot \cos\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{i - i_f}{365}\right)$$

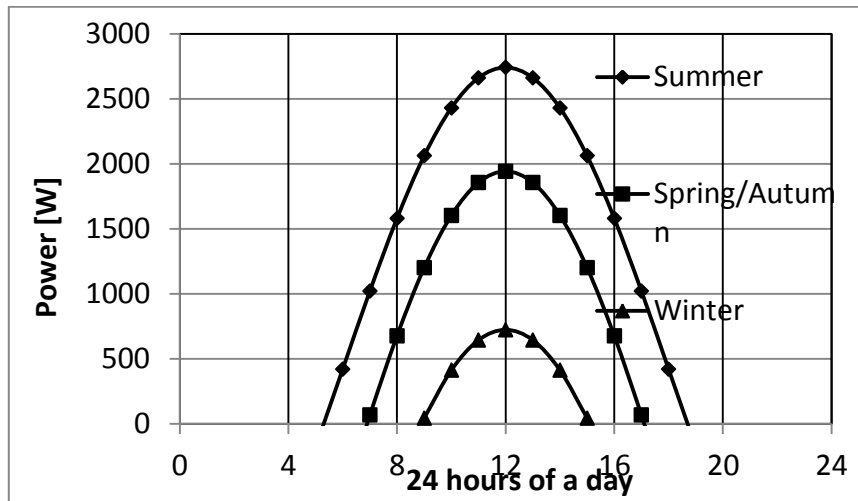


Figure 3.5: Puissance du moteur Stirling pour une journée pour les valeurs d'ensoleillement différentes selon la saison

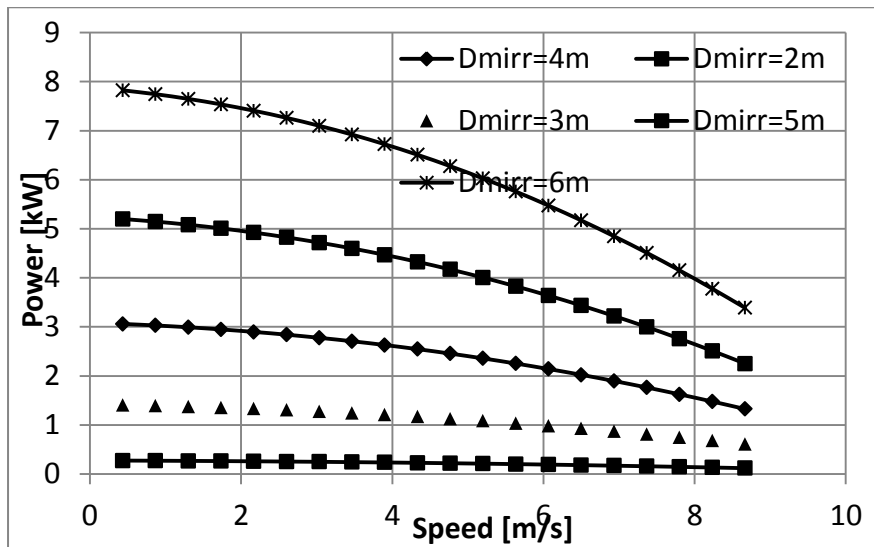


Figure 3.6: Puissance de l'équipage solaire pour une émissivité = 0.2 et $D_{mirr}=2 \dots 6m$

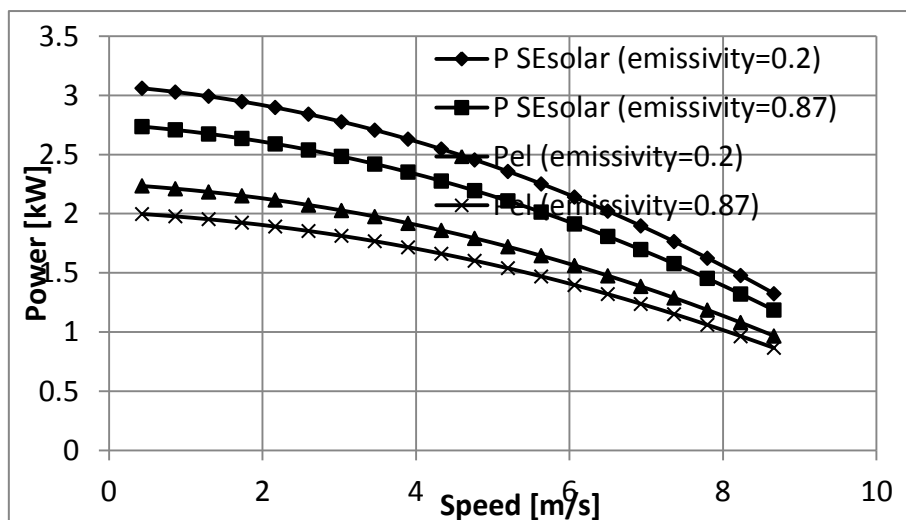


Figure 3.7: Comparaison entre la puissance électrique et totale de l'équipage solaire pour une émissivité = 0.2 et une émissivité = 0.87

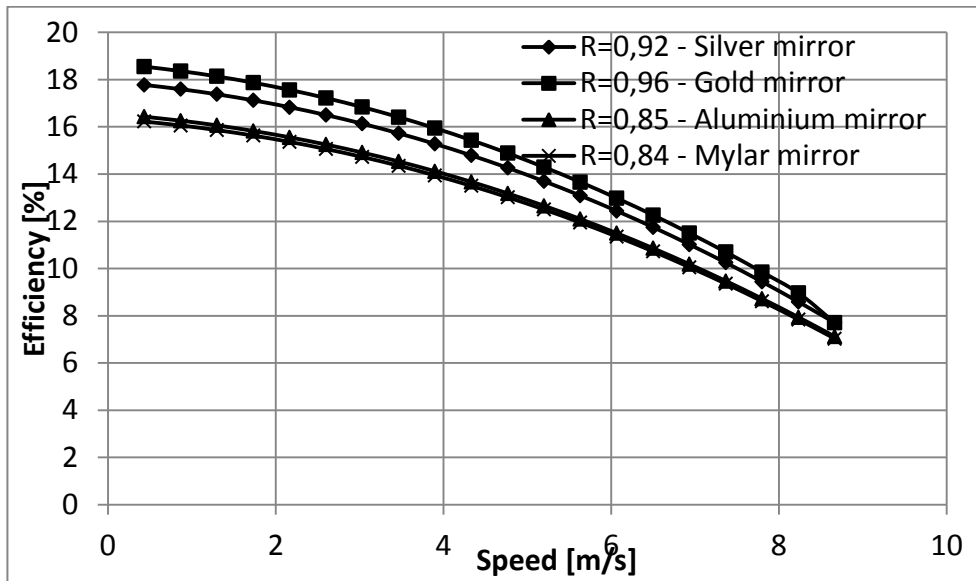


Figure 3.8: Rendement de l'équipage solaire pour des valeurs différentes de la réflectivité

3.1.2. Conclusion

L'objectif de cette approche de simulation a été de simuler le fonctionnement réel de l'équipage solaire avec moteur Stirling avec cogénération sans perdre un aperçu des mécanismes qui ont généré des irréversibilités (interne et externe). Les pertes générées par la vitesse finie des processus actuels ont été calculées sur la base du premier principe de la thermodynamique pour les processus avec une vitesse finie.

3.2. Schéma de calcul d'un modèle thermodynamique dépendant de temps du processus de régénération de la chaleur dans un moteur Stirling

Le processus de régénération de chaleur est le principal qui a une influence sur la conception optimale et les caractéristiques du moteur Stirling. Ainsi, l'étude précédente [19] portait sur l'influence des caractéristiques optimales du régénérateur dans un moteur Stirling en

états stationnaires, quand le processus de transfert de chaleur a été envisagé de prendre place à l'intérieur.

Dans ce sous-chapitre, il est prévu de revoir l'optimisation du moteur Stirling solaire en proposant des modèles dépendant du temps du processus de récupération de la chaleur.

Les modèles de régénération recherchent la conception optimale de la machine à un maximum de puissance a la sortie [19,20].

Pour cette analyse l'équipage solaire présente en la figure 3.1 a été utilisé.

Dans la figure 3.9 le moteur Stirling est montré en contact constant avec la température de la source chaude (T_{SH}), respectivement avec la température de la source froide (T_{SL}).

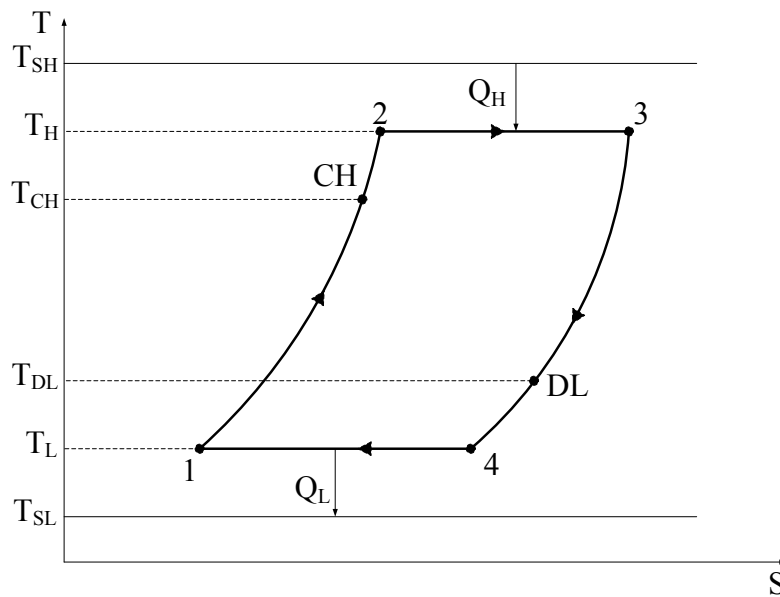


Figure 3.9: $T - S$ schéma du cycle de Stirling

Pour le moteur thermique endoreversible avec régénération parfaite, la première et le deuxième principe de la thermodynamique appliquée au cycle impose:

$$W = Q_H - |Q_L| \quad (3.11)$$

$$\frac{Q_H}{T_H} + \frac{Q_L}{T_L} = 0 \quad (3.12)$$

Quelques notations sont présentées comme le ratio de l'inertie thermique [20]:

$$I = \frac{m_R \cdot c_{P_R}}{m \cdot c_v} \quad (3.13)$$

et le quotient agissant comme la référence de temps [20]:

$$\theta = \frac{m_R \cdot c_{P_R}}{K_R} \quad (3.14)$$

Au final le temps de regeneration devien:

$$t_R = \frac{2 \cdot \left[\theta \cdot \text{Arcth} \left(\frac{\varepsilon_R}{I} \right) \right]}{\left[1 - I \cdot \text{Arcth} \left(\frac{\varepsilon_R}{I} \right) \right]} \quad (3.15)$$

Pour la valeur haute du ratio de l'inertie thermique:

$$t_R \cong \frac{2 \cdot \varepsilon_R \cdot \theta}{I \cdot (1 - \varepsilon_R)} = \frac{2 \cdot \varepsilon_R}{1 - \varepsilon_R} \cdot \frac{m \cdot c_v}{K_R} \quad (3.16)$$

Dans les sections précédentes de l'efficacité de régénération a été utilisé. Au lieu de considere l'efficacité comme un paramètre, nous supposons que le régénérateur est un enchageur de chaleur flux contraire. Ainsi, l'efficacité est donnée par:

$$\eta_R = \varepsilon_R = 1 - \frac{1}{1 + NTU_R} \quad (3.17)$$

avec:

$$NTU_R = \frac{K_R \cdot t_R}{m \cdot c_p} \quad (3.18)$$

Le temps de regeneration a l'expression:

$$t_R = \frac{2 \cdot x_0 \cdot \theta}{1 - x_0 \cdot I} \quad (3.19)$$

ou la fonction $x_0 = f(I, T)$ est la solution de l'equation:

$$\frac{2 \cdot x}{1 + x \cdot I} = th(x) \quad (3.20)$$

3.2.1. Résultats

Les résultats du modèle mis en evidence le régime optimal qui assure les meilleures performances du système.

Les figures 3.10 - 3.11 ont été obtenues en faisant varier la température à la source de chaleur entre 700-1300 K. De cette façon, la dépendance des temps de contact à la source et puits

de chaleur dans le régénérateur pour la fonction de charge / décharge de la conductance thermique totale ont été établis.

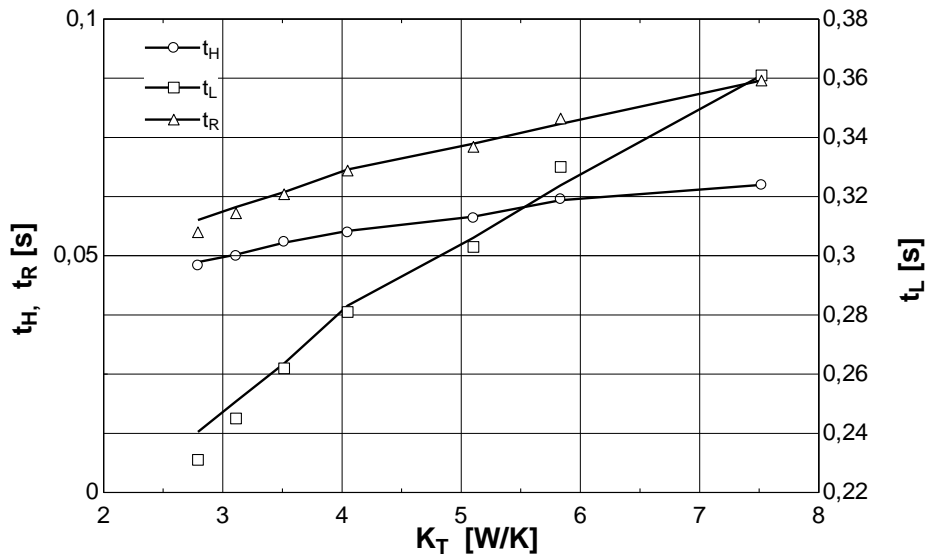


Figure 3.10: Représentation comparative des temps de contact du transfert de chaleur fonction de la conductance thermique totale

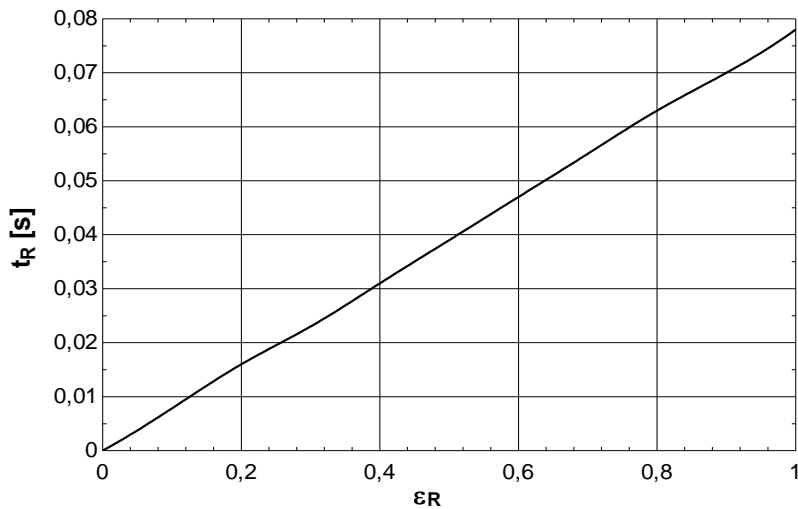


Figure 3.11: Variation de t_R fonction de l'efficacité de régénération

Toutes les évolutions correspondent à des résultats disponibles, rendant ainsi la validation du modèle possible présentée dans ce sous-chapitre.

3.2.2. Conclusion

Cette étude propose un modèle pour le design du moteur Stirling solaire car elle comporte des aspects d'inertie thermique des processus qui se produisent dans la matrice de régénération.

Il éclaire définitivement l'importance du processus de régénération et propose un aperçu plus complet sur l'influence du transfert de chaleur dans le régénérateur sur deux la puissance de sortie optimale (avec / sans contrainte) et la conception optimale de l'échangeur de chaleur. L'analyse de sensibilité du modèle montre notamment que la représentation du régénérateur par son efficacité est insuffisante, en raison de la connexion à son nombre de unité de transfert de chaleur correspondant. Une nouvelle évaluation est proposée par l'introduction de deux nouveaux paramètres, l'inertie thermique, I , et le quotient, θ , comme référence de temps.

Références

- [1] J.H. Horlock, W.A. Woods, Determination of the optimum performance of gas turbines, *Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*; 214: 243 -255
- [2] C.A Frangopoulos, Application of the Thermo-economic Functional Approach to the CGAM Problem, *Energy* (1994), 19(3), 323-342
- [3] C.A. Frangopoulos and G.G. Dimopoulos, Effect of Gas-Properties Evaluation Method on the Optimum Point of Gas Turbine Cycles, *Int. J. of Thermodynamics*, Vol. 8, (No.2), pp 95-102, June-(2005)
- [4] A. Guha, Effects of internal combustion and non-perfect gas properties on the optimum performance of gas turbine, *Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, Part C : Journal of Mechanical Engineering Science*, 217, pp. 1085-1099
- [5] A. Dobrovicescu et al. Analyse exergétique d'un système de turbine a gaz, *Bulletin Scientifique de L'Université POLITEHNICA de Timisoara, Serie Mecanique, Tomul 51 (65), Fascicola 1*, (2006), ISSN 1224-6077, pag.13-23
- [6] A. Dobrovicescu, *Principes de l'analyse exergoéconomique*, Politehnica Press, 2007
- [7] W.M. Kays, A.L. London, Compact Heat Exchangers, Krieger Publishing Company Malabar, Florida, 1998
- [8] A. Khaliq, Exergy analysis of gas turbine trigeneration system for combined production of power heat and refrigeration, *International Journal of Refrigeration*, 32, pp. 534 – 545, 2009.

- [9] D.W. Wu, R.Z. Wang, Combined cooling, heating and power: A review, *Progress in Energy and Combustion Science*, 32, pp. 459–495, 2006.
- [10] Feidt, M.; Lang, S. Conception optimale de systèmes combinés à génération de puissance, chaleur et froid. *Entropie*, 242, pp. 2-11, 2002.
- [11] M. Costea, M. Feidt, G. Alexandru, D. Descieux, Optimization of Gas Turbine Cogeneration Systems for various Heat Exchanger Configurations, *to be published in OGST*.
- [12] Thombare, D.G., and Verma, S.K., 2008, Technological Development in the Stirling Cycle Engines, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12(1), pp. 1-38.
- [13] Nepveu, F., Ferriere, A., Bataille, F., 2009, Thermal Model of a Dish/Stirling Systems, *Solar Energy*, 83(1), pp. 81-89.
- [14] Technical specification Sunmachine <http://www.sunmachine.com>.
- [15] Petrescu, S., et al., 2003, Application of the Direct Method to Irreversible Stirling Cycles with Finite Speed, *International Journal of Energy Research*, 26, pp. 589-609.
- [16] Petrescu, S., et al., 2000, *Determination of the Pressure Losses in a Stirling Cycle through Use of a PV/Px Diagram*, Proc. Int. Conf. On Efficiency, Costs, Optimization Simulation and Environmental Aspects of Energy Systems ECOS'2000, G.G. Hirs ed., Enschede, Netherlands, pp. 659-670.
- [17] Petrescu, S., et al., 2000, A Method for Calculating the Coefficient for the Regenerative Losses in Stirling Machines, *Proc. 5th European Stirling Forum 2000*, Osnabruck, Germany, pp. 121-129, 2000.
- [18] Costea, M., et al., 1994, Thermal and Dimensional Optimization of a Solar Stirling Engine Cavity Type Receiver, *Proc. Florence World Energy Research Symposium, FLOWERS'94*, E. Carnevale, G. Manfrida, F. Marteli eds., SGEEditoriali Padova, Italy, pp. 1075-1082.
- [19] Feidt M., Le Saos K., Costea M., Petrescu S., (2002), *Thermodynamical time dependent models of the heat regeneration process in a Stirling Engine*, Proceedings of ECOS 2002, July 3 -5, Berlin, Germany.
- [20] Feidt M., Costea M., Petrescu S., Le Saos K., (2002), Optimal allocation of HEX inventory associated to fixed power output or fixed heat transfer rate input, *International Journal of Applied Thermodynamics*, 5, 25-36.