



Universitatea
Transilvania
din Braşov

ŞCOALA DOCTORALĂ INTERDISCIPLINARĂ

Facultatea de Inginerie Mecanică

Adrian Ştefan MAZILU

CONTRIBUȚII LA OPTIMIZAREA ENERGETICĂ A MOTOARELOR TERMICE

CONTRIBUTIONS TO THE ENERGY OPTIMISATION OF THERMAL ENGINES

REZUMAT

Conducător științific

Prof. dr. ing. Veneția SANDU

BRAȘOV, 2025

CUPRINS

1. INTRODUCERE.....	3
2. MODELAREA ENERGETICĂ A MOTOARELOR CU ARDERE INTERNĂ.....	8
2.1 Modelul energetic	8
2.2 Modelul exergetic.....	9
3. INTEGRAREA STANDULUI EXPERIMENTAL.....	18
4. APLICAREA MODELULUI EXERGETIC LA MOTOARELE DIESEL.....	22
5. ÎMBUNĂTĂȚIREA MODELELOR ENERGETIC ȘI EXERGETIC	43
6. RECUPERAREA ENERGIEI DIN GAZELE DE EVACUARE.....	50
6.1. Metode de recuperare energetică	50
6.2. Sursele de recuperare energetică. Cazul motoarelor termice	52
6.3. Evaluarea exergiei gazelor de evacuare.....	53
6.4. Evaluarea potențialului de recuperare a energiei al motorului AVL 5402 în raport cu ciclurile de funcționare.....	54
6.5. Studiul potențialului de recuperare energetică în raport cu ciclurile de funcționare	58
7. CONCLUZII , CONTRIBUȚII, DIRECȚII DE CERCETARE	61
REFERINȚE.....	70

1. INTRODUCERE

Teza de doctorat intitulată "Contribuții la Optimizarea Energetică a Motoarelor Termice" se încadrează în domeniul fundamental Științe Inginerești, ramura de știință Inginerie mecanică, mecatronică, inginerie industrială și management, domeniul de studii universitare de doctorat Inginerie mecanică [1].

Actualitatea și oportunitatea tezei de doctorat rezultă din reglementările Uniunii Europene privind eficiența energetică în transporturi (în contextul Directivei 2012/27/UE [2]) precum și din politicile de sprijin pentru mobilitatea durabilă [3]. Din punct de vedere științific, actualitatea cercetărilor doctorale o constituie modernitatea modelelor exergetice avansate iar oportunitatea tehnicilor de eficientizare energetică propuse o constituie progresul din ingineria motoarelor și a sistemelor de recuperare a energiei, precum și din domeniul instrumentației aferente motoarelor– senzori, controlere și standuri de testare avansate.

Tematica tezei de doctorat este în conformitate cu Planul operațional de dezvoltare instituțională a Universității Transilvania din Brașov, [4], mai ales cu strategia de funcționare a ICDT (Institutul de Cercetare-Dezvoltare al Universității Transilvania) pe a cărei infrastructură performantă s-au bazat mare parte din cercetările aplicative prezentate în lucrare. Tematica tezei este centrată pe atributele *energetic* și *exergetic* utilizate în contextul analizei sau bilanțului motorului; conform cu argumentația din Capitolul 2, primul termen se va referi la energia propriu-zisă, iar cel de-al doilea, la energia recuperabilă din procesele reale, ireversibile.

Necesitatea acestei lucrări este motivată de cerința de creștere a randamentelor efective ale motoarelor care înseamnă o mai bună utilizare a energiei stocate în combustibil; astfel se reduce și rata de epuizare a rezervelor mondiale de combustibili fosili. Relația dintre compoziția combustibilului și emisia de CO₂ a motorului este una de proporționalitate, bazată pe conținutul masic de carbon al combustibilului; CO₂ este principalul produs al arderii combustibililor fosili care contribuie la producerea efectului de seră.

Alinierea la politicile internaționale privind eficiența energetică și emisiile poluante. Pactul verde european propune planuri de măsuri care urmăresc obținerea neutralității climatice în Uniunea Europeană până în anul 2050; cantitativ, se dorește scăderea emisiilor de gaze cu efect de seră cu cel puțin 55 % față de nivelurile din 1990, până în anul 2030.

Estimările emisiilor produse de gaze cu efect de seră emise de autovehiculele grele sunt de 25-40% din cele alocate transportului rutier din Uniunea Europeană, fiind evaluate a fi peste 6 % din totalul emisiilor de gaze cu efect de seră.

Strategia în domeniul transporturilor pentru scăderea emisiilor cuprinde reducerea drastică, cu 90 % a acestora, până în anul 2050; domeniul transporturilor rutiere se dovedește a fi mai ușor adaptabil la cerința de reducere a emisiilor de gaze cu efect de seră decât transporturile aeriene sau maritime, de aceea presiunea asupra randamentului efectiv al motoarelor autovehiculele grele impune recuperarea energetică din celelalte surse calde ale motoarelor.

Eficiența energetică reprezintă cea mai rentabilă modalitate de reducere a emisiilor și a impactului pe care îl au motoarele cu ardere internă asupra mediului, atât în domeniul industrial, cât și cel al transporturilor. "Europa nu își poate permite să irosească energie" afirmă Directiva (UE) 2023/1791

privind eficiența energetică [5], astfel că obiectivele viitoare sunt reducerea consumului de energie cu 11,7% până în anul 2030, raportat la situația din anul 2020.

Totodată, tranziția către zero emisii de carbon are ca obiectiv anul 2050. Pentru aceasta, este necesară o atenție sporită asupra sectorului de transporturi, cu obligația reducerii consumului final de energie, dar inclusiv sectorului industrial, cel de furnizare și stocare a energiei cât și încălzirea și răcirea centralizată. Aproximativ 40% din totalul energiei destinate transportului rutier este utilizat pentru mobilitate urbană, atât pentru transportul călătorilor cât și transportul de mărfuri.

În Figura 1.1 este reprezentat impactul directivelor europene asupra emisiilor de CO₂ ale autovehiculelor ușoare pe parcursul a două decenii începând cu anul 2000, pentru zona Uniunii Europene, Islanda, Norvegia și Regatul Unit.

Există o tendință clară în scădere a emisiilor pe măsura adoptării directivelor europene, prima fiind în anul 2009, iar obiectivele până în anul 2030 sunt relativ agresive cu praguri evidente în scădere (de la 130g/km în 2015 către o țintă de 59,4 g/km în 2030) [6].

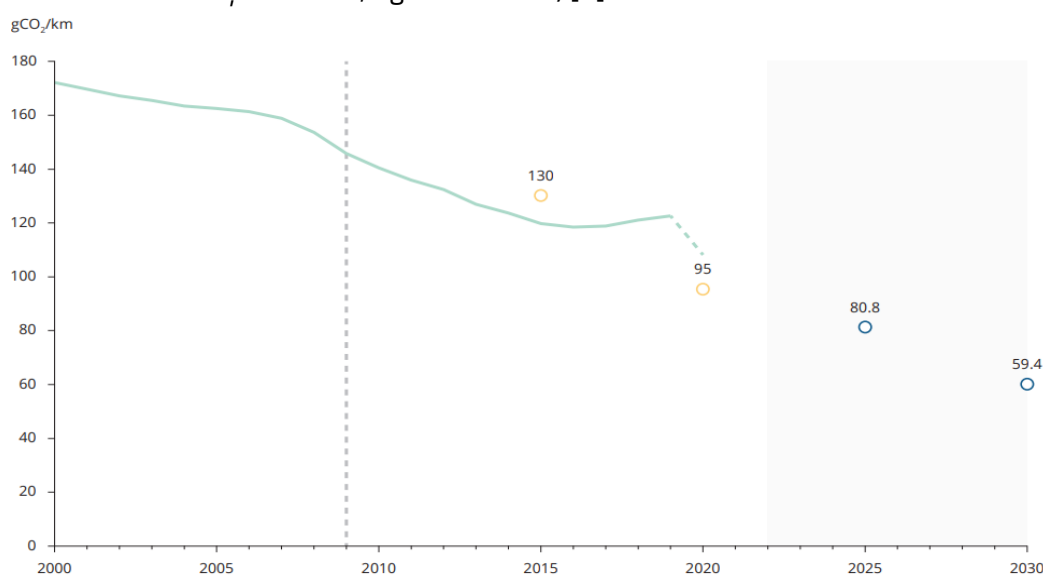


Fig. 1.1 Valorile medii ale emisiilor de CO₂ pe kilometru pentru autovehicule ușoare noi [6]

Tendențele actuale ale dezvoltării motoarelor cu ardere internă - în special direcțiile de optimizare energetică - au marcat identificarea unor strategii care sporesc randamentul efectiv, simultan cu reducerea emisiilor poluante; printre acestea se numără: implementarea unor noi moduri de ardere care implică stratificarea amestecului aer-combustibil, îmbunătățirea procesului de supraalimentare, recircularea gazelor arse (EGR – Exhaust Gas Recirculation) și perfecționarea procesului de baleiaj, injecțiile multiple, mărirea presiunii de injecție, injecția simultană a două tipuri de combustibil, distribuția variabilă prin controlul deschiderii supapelor de admisie și evacuare, reducerea pierderilor prin frecare, cât și electrificarea sistemelor motorului incluzând management termic și energetic.

Motoarele Diesel tradiționale turbo-supraalimentate prezintă randamente efective de aproximativ 44% conform [8]. Într-un motor Diesel convențional cu randamentul efectiv de 43%, distribuția energiei combustibilului este de 28% prin sistemul de evacuare (incluzând 4% pierderi de pompaj), de 28% prin mediile de răcire (lichid de răcire, lubrifiant) și de 1% pentru alte pierderi nedeterminate de căldură [8]; datele actuale din literatura de specialitate sunt convergente, valorile medii ale procentelor din bilanțul energetic al motorului fiind ilustrate în Figura 1.2.

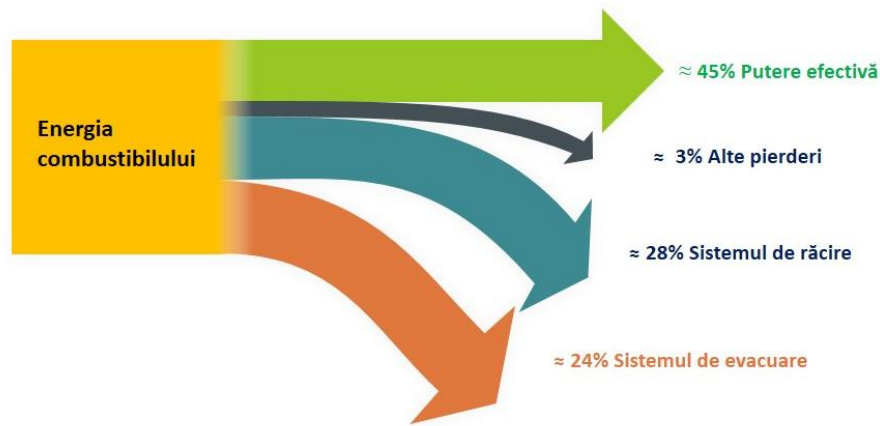


Fig. 1.2 Bilanțul energetic mediat al motorului cu ardere internă (Adaptare după [8])

În această teză vor fi relevante legile termodinamicii, care descriu calitățile energiei de a se conserva și de a se transforma. Prima lege a termodinamicii este numită legea conservării energiei. A doua lege a termodinamicii este des folosită în proiectarea sistemelor termice pentru a stabili randamentul maxim posibil al acestor sisteme; se referă la calitatea energiei, iar introducerea termenului de "exergie" reprezintă o modalitate de a cuantifica acest concept.

În Figura 1.3 se poate observa distribuția energiei și a exergiei conform cercetării unui motor diesel convențional [9]. În acest caz, transferul de căldură are loc către pereții camerei de ardere, pistonului și agentului de lubrifiere, iar în ceea ce privește cantitatea de căldură cedată mediului aceasta este în mare parte pierdută prin gazele de evacuare, nemaiputând fi utilizată pentru a produce lucru mecanic. Din punct de vedere exergetic, o parte din această căldură o reprezintă ireversibilitatea procesului de ardere a combustibilului, în timp ce restul este reprezentat de ireversibilitatea căldurii evacuate mediului.

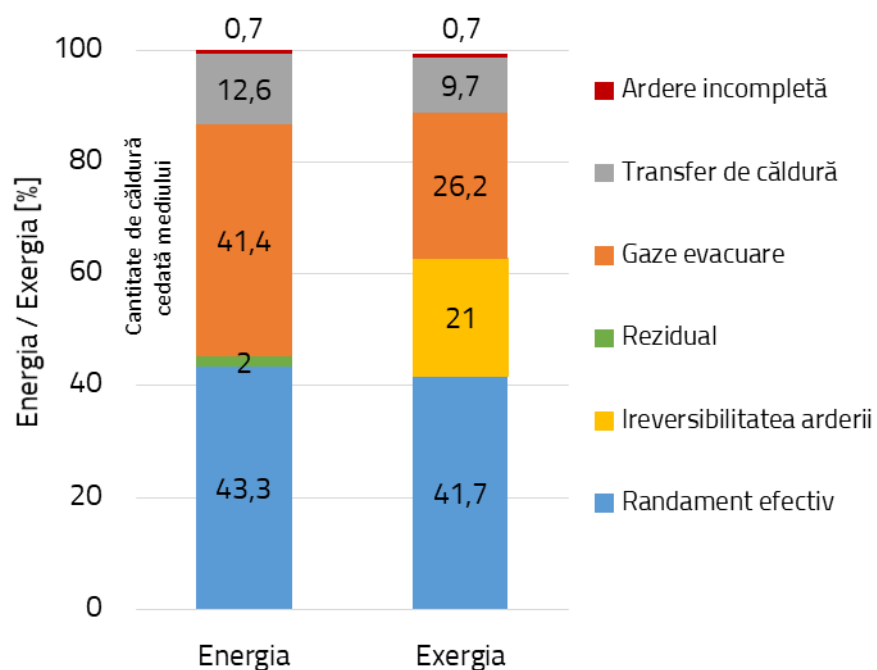


Fig. 1.3 Distribuția energiei și exergiei în motorul cu ardere internă (adaptare după [9, 11])

Literatura actuală prezintă mai multe tehnologii pentru optimizarea energetică a motoarelor cu ardere internă. Printre acestea se numără și :**tehnicele de izolare termică** a camerei de ardere (LHR – Low Heat Rejection) [10] care include utilizarea unor materiale izolatoare termic precum ceramica, pentru a obține un ciclu termodinamic cât mai apropiat de cel adiabatic; **mecanismele de distribuție variabilă**, care poate mări randamentul efectiv al motorului la turații ridicate, cu reduceri potențiale ale consumului de combustibil de până la 5,4% [12] și îmbunătățirea randamentului efectiv cu 1,5%; **utilizarea motorului cu amestec omogen HCCI** (Homogeneous Charge Compression Ignition), ceea ce poate conduce la reduceri semnificative ale consumului de combustibil de până la 25% [14]; **utilizarea tehnologiei RCCI** (Reactivity-Controlled Compression Ignition),, reușind să producă un randament indicat de până la 56% [17], **îmbunătățirea procesului de injecție** [20,21] cu atingerea unui randament efectiv de 49%, și **utilizarea sistemelor de recuperare a căldurii** care adaugă 4-7% randamentului efectiv.

Direcțiile de cercetare doctorală sunt de natură teoretică și aplicativă.

- direcțiile teoretice vizând cercetarea fundamentală și modelarea energetică– exergetică a motoarelor cu ardere internă, precum și elaborarea de modele computaționale care să susțină evaluarea aprofundată a termenilor energetici și exergetici.
- în plan experimental, direcțiile de cercetare urmăresc integrarea instrumentală a configurației de testare a motoarelor, orientată pe măsurările specifice indicate în standardele de performanță și în ciclurile specifice de funcționare.

Obiectivele corespunzătoare acestor direcții de cercetare sunt:

1.1. Cercetarea fundamentală a bilanțului energetic ca aplicare matematică a analizei motoarelor cu ardere internă pe baza principiilor termodinamicii, în vederea economiei de combustibil și a recuperării de energie.

1.2. Analiza motoarelor cu ardere internă utilizând a doua lege a termodinamicii, pentru diverse tipuri de aspirație a aerului: cu aspirație naturală, turbo-supraalimentate, cu și fără răcire intermediară.

1.3. Studiul influenței unor parametri constructivi și funcționali ai motoarelor, precum sarcina, turația, raportul de comprimare, coeficientul de exces de aer și proprietățile combustibilului în scopul evaluării termenilor din bilanțul energetic și exergetic.

1.4. Modelarea exergiei sub aspect entropic considerând ireversibilitatea proceselor reale – completarea bilanțului energetic printr-un bilanț exergetic, precum și evidențierea pierderilor exergetice prin diagramele specifice Sankey.

1.5. Îmbunătățirea modelelor energetice și exergetice - completarea bilanțului exergetic extins prin rafinarea și adăugarea de termeni noi.

2.1. Studiul stadiului actual al standurilor/bancurilor de testare pentru toate categoriile de motoare cu ardere internă, sub aspectul sistemelor de aprindere, a naturii combustibililor, a destinației acestora, precum și al echipamentelor de măsurare specifice (moment motor, consum de combustibil, debit de aer, temperatură, presiune, turație), cu sub-sistemul de senzori și sonde dedicate.

2.2. Integrarea în laboratorul de motoare L9 al ICDT a motorul experimental echipat conform cerințelor programului de testare.

2.3. Aplicarea modelului exergetic la motoarele diesel - cu aspirație naturală, turbo-supraalimentate cu și fără răcire intermediară, evaluarea critică a modelului inițial concretizată în identificarea și studiul influenței unor parametri asupra termenilor din bilanț.

2.4. Evaluarea potențialului de recuperare energetică din sursele termice ale motorului în diferite regimuri și cicluri de funcționare; prefigurarea funcției multicriteriale de optimizare și control a parametrilor motoarelor cu sisteme de recuperarea a căldurii (Waste Heat Recovery Systems) în managementul motoarelor moderne.

În contextul acestei teze de doctorat, abordarea iterativă a implicat dezvoltarea unor modele energetice apoi testarea și validarea lor experimentală. Un astfel de ciclu permite identificarea unor eventuale deficiențe de model, permițând îmbunătățirea progresivă, conform **metodei Agile**.

În ce privește interdisciplinaritatea, metoda folosește o interacțiune strânsă între proiectare-dezvoltare, implementare, testare și măsuri corective, asigurându-se că problemele sunt rezolvate în fazele incipiente (modelare) și se pot face ajustări adecvate pentru a preveni propagarea efectelor acestor probleme. Unul dintre principiile cheie ale metodei este flexibilitatea. În contextul acestei teze de doctorat, a fost importantă adaptabilitatea la schimbări în domeniul de aplicare, cerințe sau provocări neprevăzute - de exemplu, probleme de infrastructură sau chiar restricțiile din pandemie.

Resursele cercetării:

- Baza Documentară – publicații privitoare la stadiul actual al cercetărilor în domeniu, în principal articole de tip "review" și de cercetare;
- Baza Experimentală – asigurată în principal de ICDT, dar și de colaborările cu industria brașoveană, mai ales cu compania "Avantec" care a preluat și baza de cercetare și arhiva INAR Brașov– Institutul de Cercetare a Autovehiculelor Rutiere din România.

Organizarea tezei corespunde ariilor de cercetare prezentate (Figura 1.4):

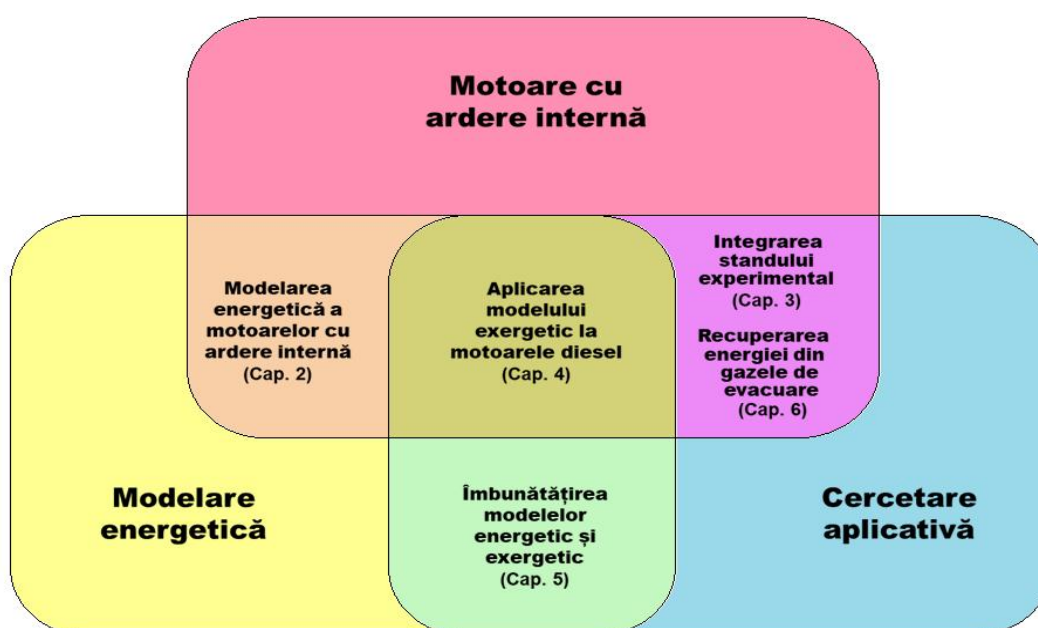


Fig. 1.4 Ariile de cercetare doctorală

2. MODELAREA ENERGETICĂ A MOTOARELOR CU ARDERE INTERNĂ

2.1 Modelul energetic

Teoria bilanțului energetic

Modelul energetic reprezintă forma matematică a bilanțului energetic, fiind de fapt analiza aplicată motorului a primului principiu al termodinamicii. Scopul cunoașterii termenilor de bilanț este acela de a crește puterea efectivă, și implicit randamentul efectiv, și de a diminua termenii colaterali. Motorul este considerat a fi un sistem termodinamic deschis, înconjurat de un contur imaginar, pentru care se face analiza energiilor intrate și ieșite, raportate la unitatea de timp. Principalii termeni ai bilanțului sunt puterea efectivă, P_e , debitul de căldură evacuat prin sistemele de răcire $\dot{Q}_{rac}$ (lichid de răcire, lubrifiant), debitul de căldură din sistemul de evacuare, $\dot{Q}_{ga}$; la acești trei termeni se adaugă termenul rezidual, $\dot{Q}_{rez}$ care încheie bilanțul și care cuprinde alți termeni care nu au fost incluși în primii trei, precum și erorile de măsură. Există și alte organizări mai detaliate ale bilanțului energetic care includ fie în termenul rezidual, fie ca termen distinct, contribuția transferului de căldură prin convecție-radiație a suprafețelor motorului către mediul înconjurător, a arderii incomplete, a schimbului de gaze din admisie-evacuare, a scăpărilor de gaze în carter sau a pierderilor mecanice. Clasificarea acestor termeni de bilanț și încadrarea în procente estimate este în realitate mai dificilă fiindcă acești termeni nu sunt izolați, existând pierderi de căldură care se redistribuie; de exemplu referințele [31, 32] arată că o parte a termenului rezidual care cuprinde căldura degajată de suprafețele motorului provine de fapt din căldura produsă de frecarea suprafețelor și preluată în parte de sistemele de răcire.

Evaluarea termenilor de bilanț se face pe baza ecuațiilor următoare:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{cb} &= P_e + \dot{Q}_{ga} + \dot{Q}_{rac} + \dot{Q}_{rez} \\ \dot{Q}_{cb} &= \dot{m}_{cb} H_i \\ P_e &= 2\pi n M_e \\ \dot{Q}_{ga} &= \dot{m}_{ga} c_{pga} T_{ga} - \dot{m}_a c_{pa} T_a - \dot{m}_f c_{pcb} T_{cb}\end{aligned}$$

în care din bilanțul masic rezultă: $\dot{m}_{ga} = \dot{m}_a + \dot{m}_{cb} - \dot{m}_{bb}$

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{rac} &= \dot{m}_{rac} c_{prac} (T_{rac,e} - T_{rac,i}) \\ \dot{Q}_{rez} &= \dot{Q}_{cb} - (P_e + \dot{Q}_{ga} + \dot{Q}_{rac})\end{aligned}$$

în care $\dot{m}_{cb}$ - debitul de combustibil, H_i -puterea calorică inferioară a combustibilului, n -turația motorului, M_e - momentul motor efectiv, $\dot{m}_{ga}$ - debitul de gaze arse, $\dot{m}_a$ - debitul de aer, $\dot{m}_{bb}$ – debitul masic al gazelor de carter (blow-by, în limba engleză). Se observă că în formula $\dot{Q}_{ga}$ s-a introdus contribuția căldurii sensibile a combustibilului în ecuația de bilanț energetic, așa cum recomandă mai multe referințe, pentru o mai bună precizie [33, 34]. Particularizarea acestor formule va fi efectuată pentru cazul determinărilor experimentale la Capitolele 5 și 6.

Evaluarea termenilor energetici

Literatura clasică [31, 35] precizează procente estimate din bilanț pentru motoare funcționând cu combustibili convenționali (Tabelul 2.1):

Tab. 2.1 Ponderea energetică a principalilor termeni de bilanț (adaptare după [31, 35])

Tipul motorului	Termenul [%]			
	efectiv	răcire	evacuare	rezidual
Motoare cu aprindere prin comprimare	33-38	16-35	23-37	2-6
Motoare cu aprindere prin scânteie	25-28	17-26	36-45	3-10

Procentele termenilor energetici au reflectat progresul tehnic, dar și specificul fiecărei utilizări. De exemplu referința [33] indică efectul creșterii randamentului prin supraalimentare, dar și distribuția energiilor eliberate prin diferite medii de răcire, conform datelor prezentate în Tabelul 2.2.

Tab. 2.2 Exprimarea comparativă a termenilor de bilanț (adaptare ref. [33])

Tipul motorului	Termenul [%]					
	efectiv	răcire			evacuare	rezidual
Motor diesel aspirat natural (autoturism 2,5 l)	33	25			34	8
Motor diesel turbo-supraalimentat (250 kW)	efectiv	răcire			evacuare	convecție radiație
		lichid	ulei	aer-supraalimentare		
	38	25	3	10	20	4

Literatura actuală consemnează creșteri importante ale procentelor randamentului efectiv față de cele din tabelele de mai sus; pentru motoarele diesel care echipează în prezent autovehiculele pentru transportul de mărfuri acest procent se înscrie în intervalul 38-47%.

2.2 Modelul exergetic

Premisele teoretice

Termodinamica clasică examinează procesele termodinamice ca fiind succesiuni de stări intermediare de echilibru pe care sistemele termodinamice le parcurg cu viteze infinit lente, într-un mod reversibil. Spre deosebire de aceste procese reversibile ideale, procesele reale sunt ireversibile și nu se desfășoară în condiții de echilibru termodinamic. De aceea termodinamica tehnică, a proceselor din mașinile termice, a trebuit să adapteze teoria clasică la realitatea evidentă; de exemplu, s-a constatat că transformarea căldurii în lucru mecanic nu este totală, fapt care a condus la ideea că energiile sunt diferite calitativ în ceea ce privește capacitatea lor de a se transforma dintr-o formă în alta.

Astfel, energiile s-au clasificat în:

- energii ordonate, care se pot transforma total în oricare altă formă de energie (energia mecanică- cinetică și potențială, energia electrică, lucrul mecanic) fără a depinde de condițiile mediului înconjurător;

- energii neordonate, care se pot transforma parțial în energii ordonate (căldura, energia internă, entalpia) și care depind de condițiile de stare ale proceselor termice și de condițiile mediului înconjurător.

Atributul de ordonat /neordonat se referă la gradul de aranjare și mobilitate a unor particule din sistemul termodinamic; de exemplu un corp solid cristalin are atomii poziționați într-o rețea bine definită, foarte ordonată, în timp ce moleculele unui gaz se mișcă liber în toate direcțiile, fiind necunoscute pozițiile și vitezele lor, astfel că aranjarea lor este haotică și imprevizibilă. Această proprietate este strâns legată de conceptul de entropie, care este o măsură a gradului de dezordine dintr-un sistem. Din punct de vedere cantitativ, ambele tipuri de energii, ordonate sau neordonate, respectă principiul conservării energiei. Cu cât un proces termic se apropie mai mult de condiția de reversibilitate totală, cu atât transformarea parțială a energiei neordonate în energie ordonată tinde spre o valoare maximă. Conform legii a doua a termodinamicii, entropia unui sistem termodinamic izolat adiabatic este constantă atunci când procesele interne sunt reversibile; în cazul apariției ireversibilităților interne entropia sistemului crește. În cazul unei mașini termice care schimbă masă și căldură cu mediul ambiant, mai apare o componentă a entropiei, ca urmare a schimbului de căldură și masă cu exteriorul, care generează ireversibilități externe.

Creșterea entropiei ca urmare a ireversibilităților duce la scăderea capacității de transformare a energiei unui sistem termodinamic în lucru mecanic. Aprecierea acestei capacități a fost propusă de fizicianul Z. Rant în 1956 care i-a dat denumirea de exergie. Definiția acestei mărimi este următoarea: Exergia unui sistem termodinamic într-o stare dată este cantitatea maximă de energie ordonată care poate fi eliberată prin trecerea reversibilă a sistemului din starea dată în starea de echilibru cu mediul înconjurător [36]. Ca urmare a acestei definiții, s-a numit anergie partea netransformabilă în lucru mecanic a energiei.

Până în anul 1970, aproximativ 50 de articole despre exergie au fost publicate în jurnale științifice sau prezentate la conferințe. În 2004, acest număr a depășit cu mult 500. Toate revistele importante dedicate studiului energiei publică, în medie, 1 sau 2 articole despre concepte legate de exergie în fiecare număr. Din anul 2000 există "International Journal of Exergy", care a publicat peste 1000 de articole până în prezent. Conform Clarivate Analytics, în anul 2023 au fost publicate aproximativ 3095 articole despre exergie pe platforma Web of Science, din care 57 în domeniul exergiei motoarelor cu ardere internă. Aproximativ 2683 au fost publicate până la sfârșitul anului 2024, iar 40 dintre acestea acoperă cuvintele cheie "internal combustion engine".

Spre deosebire de energie, care se conservă, exergia poate fi distrusă în procese ireversibile, transformându-se în energie inutilizabilă, în anergie. Ireversibilitățile pot fi interne sau externe, ca urmare a proceselor care au loc fie în interiorul sistemului termodinamic, fie în interacțiunea acestuia cu mediul înconjurător. Impactul proceselor termodinamice ireversibile asupra capacității de conversie a energiei unui sistem termodinamic în lucru mecanic este rezumat în teorema Guouy-Stodola, prin care se enunță că la trecerea 1 kg de agent termic prin sistem, pierderea provocată de ireversibilitatea internă și externă a proceselor π_{ir} este egală cu pierderea de lucru mecanic tehnic produs de ireversibilitățile interne și externe, Δl_t .

$$\pi_{ir} = \Delta l_t = T_0 \cdot \Delta S_{ir} \left[\frac{J}{kg \text{ agent}} \right]$$

În cadrul unui proces termodinamic, exergia poate fi conservată numai într-un proces reversibil. Pierderea provocată de ireversibilitatea internă și externă a proceselor, π_{ir} , este dependentă de temperatura mediului ambiant, T_0 , și de variația entropiei sistemului termodinamic agent termic-mediul ambiant, ΔS_{ir} , ca rezultat al ireversibilităților, atât interne, cât și externe a proceselor energetice în care agentul termic interacționează cu mediul ambiant. Dat fiind faptul că evoluția ireversibilă a proceselor reale este corelată cu creșterea entropiei, este imperios necesar să se introducă în teoria acestor procese conceptul de producere a entropiei. Prin această abordare s-a putut elabora o ecuație de bilanț entropic similară cu ecuațiile de bilanț ale mărimilor conservate, precum energia și masa.

Acest bilanț, fundamentul dinamicii proceselor ireversibile, arată că variația entropiei unui sistem termodinamic este rezultatul producției de entropie cauzată de ireversibilitatea internă a proceselor care au loc în condiții de dezechilibru în sistemul respectiv, precum și a variației de entropie cauzată de schimbul de căldură și masă cu mediul extern [40, 41]. Principalele procese ireversibile din domeniul termodinamicii tehnice sunt arderea combustibililor, transferul de căldură la diferențe finite de temperatură, procesele reale de comprimare și destindere, laminarea (reducerea presiunii agentului termic la parcurgerea secțiunilor foarte mici), amestecarea fluidelor și frecarea.

Analiza motoarelor cu ardere internă utilizând a doua lege a termodinamicii

Aplicarea celei de-a doua legi a termodinamicii la motoarele cu ardere internă se bazează pe un model matematic al diferitelor procese din interiorul cilindrului și a subsistemelor motorului, formulat în referința [41]. Pentru cazul cel mai general al motoarelor termice supraalimentate și cu răcire intermediară principalele ireversibilități provin din:

- procesul ireversibil de ardere a combustibilului;
- procesele ireversibile de comprimare a aerului în compresor și de destindere în turbină;
- procesul ireversibil al evacuării în condițiile diferențelor de presiune și temperatură;
- procesele ireversibile de laminare a agentului termic la trecerea prin canalizațiile motorului, la aspirația în compresor, la trecerea prin răcitorul intermediar și la trecerea prin turbină;
- procesul ireversibil de admisie-baleiaj;
- procesele ireversibile de transfer de căldură dintre gazele de evacuare și mediul ambiant la ieșirea din turbină, dintre aerul comprimat și mediul înconjurător la ieșirea din răcitor, dintre gazele evacuate din motor și aerul de baleiaj;
- procesul ireversibil al frecărilor mecanice din interiorul motorului.

Aplicarea celei de-a doua legi a termodinamicii la motoarele cu ardere internă se bazează pe modele matematice ale proceselor interne. Un model simplificat, numit "single-zone", consideră agentul termic omogen cu proprietățile aerului. Această ipoteză simplifică calculul și oferă o precizie rezonabilă. Modelele neomogene consideră zone distincte pentru amestecul aer-combustibil și gazele arse. Motorul este un sistem deschis cu schimburi de energie și masă cu mediul. Energia eliberată prin ardere este obținută aplicând prima lege a termodinamicii.

În vederea simplificării modelului de calcul, mai sunt necesare următoarele ipoteze:

- fluidul de lucru este considerat un gaz ideal;
- presiunea și temperatura sunt omogene în interiorul sistemului termodinamic sau pentru fiecare zonă considerată;

- proprietățile gazului sunt considerate invariabile cu temperatura și presiunea;
- căldura gazelor arse este distribuită uniform în camera de ardere și cilindru;
- gazele de carter sunt neglijate, fiind aplicat principiul conservării masei;
- entalpia combustibilului în procesul de injecție este neglijată;
- nu există transfer de căldură între motor și mediu în procesele de admisie, comprimare, destindere și evacuare, însă există transfer de căldură între gazele de evacuare și mediu;

În Figura 2.1, utilizând diagrama p-V, este prezentat modelul simplificat al ciclului termodinamic folosit pentru analiza unui motor cu ardere mixtă cu aspirație naturală, în 4 timpi. Parametrii asociați proceselor și mărimilor specifice sunt prezentați în Tabelele 2.3 și 2.4.

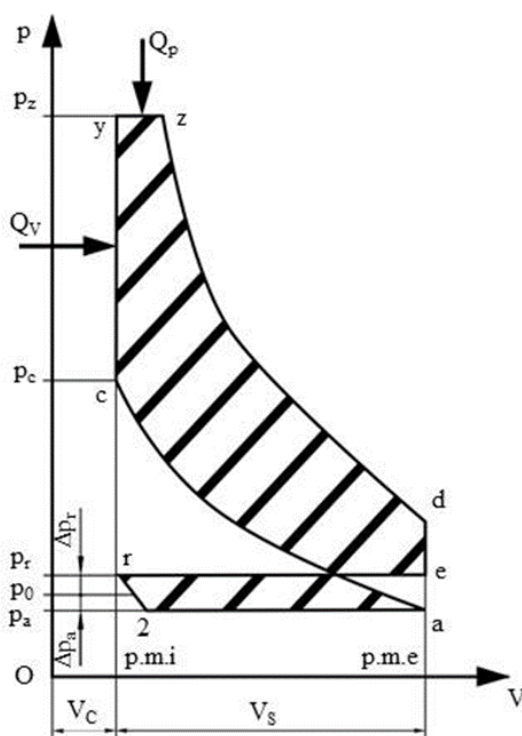


Fig. 2.1 Ciclul motorului cu ardere izocor-izobară reprezentat în p-V (Adaptare după [41])

Tab. 2.3 Procesele termodinamice ale ciclului termodinamic

Proces	Denumire	Parametri specifici
2-a	Procesul de admisie izobară	$\Psi_a = \Delta p_a / p_0$
a-c	Procesul de comprimare adiabatică reversibilă	ε
c-y	Procesul de ardere izocoră	λ
y-z	Procesul de ardere izobară	ρ
z-d	Procesul de destindere adiabatică reversibilă	(λ / ρ)
d-e	Procesul de evacuare izocoră	p_d, p_r
e-r	Procesul de evacuare izobară	$\Psi_e = \Delta p_r / p_r = (p_r - p_0) / p_r$
r-2	Procesul de destindere adiabatică reversibilă	T_r, T_a

Tab. 2.4 Mărimi specifice ale ciclului termodinamic

R	Constanta gazului ideal [J/kgK]
c_p, c_v	Căldura specifică a gazului la presiune / volum constant
H_i	Puterea calorică inferioară a combustibilului [MJ/kg]
ε	Raportul de comprimare
L_0	Valoarea stoichiometrică a cantității de aer necesară pentru arderea a 1kg de combustibil [kg aer/kg combustibil]
$\Psi_a = \Delta p_a / p_0$	Pierdere relativă de presiune în procesul de admisie
$\Psi_e = \Delta p_r / p_r$	Pierdere relativă de presiune în procesul de evacuare

Pentru fiecare etapă a acestui proces au fost determinați și evaluați parametrii termodinamici conform următorilor pași [41]:

Presiunea de admisie:

$$p_a = p_2 = (1 - \psi_a) \cdot p_0$$

Temperatura de admisie:

$$T_a = T_2 = T_0 \cdot \frac{1}{1 - (1 - \frac{T_0}{T_r}) \cdot \frac{1}{\varepsilon}}$$

Coeficientul de umplere:

$$\eta_V = (1 - \psi_a) \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot (1 - \frac{1}{\varepsilon} \cdot \frac{1}{\psi^{\frac{1}{k}}})$$

Comprimarea crește presiunea la valoarea p_c și temperatura T_c :

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^k$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{k-1}$$

Creșterea presiunii în timpul procesului de ardere izocor este:

$$p_y = \lambda p_c$$

cu parametrul λ ce poate fi calculat cunoscând presiunea maximă din cilindrul motorului.

Creșterea temperaturii în procesul izocor este :

$$T_y = \lambda T_c$$

Pentru a determina parametrul ρ care definește procesul y - z , se aplică bilanțul energetic pentru procesul de combustie. Căldura totală a combustibilului Q_{ar} este formată din căldura eliberată în timpul procesului izocor Q_v și căldura eliberată în timpul procesului izobar Q_p , unde m_c și m_y reprezintă masa corespunzătoare punctelor c și y din Fig.2.1.

$$Q_{ar} = Q_v + Q_p = m_c c_v (T_y - T_c) + m_y c_p (T_z - T_y)$$

$$Q_{ar} = m_c R T_c \cdot \frac{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}{k - 1} = m_{cb} H_i$$

Masa de agent termic m_{ag} diferă funcție de tipul motorului, astfel:

- pentru motoarele cu aprindere prin comprimare (MAC) reprezintă suma dintre masa de combustibil injectată în cilindru m_{cb} , masa de aer introdusă în motor m_a și masa gazelor reziduale m_r .

$$m_{ag} = m_{cb} + m_a + m_r = [1 + (1 + \gamma_r)\alpha L_0]m_{cb}$$

- pentru motoarele cu aprindere prin scânteie (MAS) reprezintă suma dintre masa amestecului aer-combustibil admisă în motor m_{ac} și masa gazelor reziduale rămase în cilindru m_r .

$$m_{ag} = m_{ac} + m_r = (1 + \gamma_r)(1 + \alpha L_0)m_{cb}$$

Calculând raportul dintre Q_{ar} și volumul dislocat V_s , rezultă mărimea q_{ar} care se intitulază căldura arderii raportată la unitatea de cilindree și cu care se poate determina ρ :

$$q_{ar} = \frac{Q_{ar}}{V_s} = \frac{m_{cb} H_i}{V_s} = p_c \cdot \frac{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}{(k - 1)(\varepsilon - 1)}$$

$$\rho = 1 + \frac{k - 1}{k} \left(\frac{\varepsilon - 1}{p_z} q_{ar} - \frac{1}{k - 1} \cdot \frac{\lambda - 1}{\lambda} \right)$$

Temperatura maximă a ciclului este în punctul z:

$$T_z = \rho T_y$$

Temperatura medie a arderii T_{mar} :

$$T_{mar} = T_c \cdot \frac{(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)}{\ln(\lambda \cdot \rho^k)}$$

Temperatura și presiunea la sfârșitul destinderii:

$$T_d = \frac{T_z}{\left(\frac{\varepsilon}{\rho}\right)^{k-1}}; \quad p_d = \frac{p_z}{\left(\frac{\varepsilon}{\rho}\right)^k}$$

Coeficientul gazelor arse reziduale:

$$\gamma_r = \frac{1}{\rho \varepsilon \lambda^{\frac{1}{k}} - 1}$$

Temperatura gazelor de evacuare T_r este determinată utilizând ipoteza unui proces adiabatic de constantă k , în timpul evacuării libere a gazelor arse. În timpul baleiajului, are loc un proces izobar în care gazele proaspete sunt amestecate cu cele arse rămase în cilindrul motorului, păstrându-se entalpia gazelor.

$$T_r = T_d \cdot \left(\frac{p_r}{p_d} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Pentru a identifica ecuația de bilanț al pierderilor generate de ireversibilitate, este necesar să se folosească ecuațiile de bilanț energetic și entropic integrate între secțiunile de intrare și ieșire din motor:

$$\sum Q = I_2 - I_r + \sum L_t$$

$$S_2 - S_r = \sum \Delta S_Q + \sum \Delta S_{irin}$$

În ecuațiile de mai sus $I_2 - I_r$ reprezintă creșterea entalpiei agentului în timpul schimbului de căldură ΣQ și a lucrului mecanic tehnic efectuat ΣL_t cu exteriorul, $S_2 - S_r$ reprezintă creșterea entropiei agentului în timpul schimbului de căldură $\Sigma \Delta S_Q$ cu mediul ambiant și a ireversibilității interne a proceselor de lucru $\Sigma \Delta S_{irin}$. Se obține:

$$\Sigma E_Q = \Delta E + L + \Sigma \Pi_{irin},$$

care reprezintă ecuația de bilanț a pierderilor cauzate de ireversibilitate. ΣE_Q este totalul exergiilor căldurii absorbite de agentul termic în timpul admisiei și procesului de ardere.

ΔE reprezintă pierderea de exergie prin căldura cedată de către gazele de evacuare mediului ambiant în procesul izobar de răcire de la temperatura T_r la T_0 :

$$\Delta E = \Pi_{Qe} = |Q_e| - T_0 \cdot |\Delta S_{Qe}|,$$

Q_e reprezentând căldura disponibilă în gazele de evacuare, iar ΔS_{Qe} variația entropiei gazelor de evacuare.

Termenul $\Sigma \Pi_{irin}$ descrie suma pierderilor cauzate de ireversibilitatea proceselor de admisie și evacuare, de tip laminare sau de diferențe finite de presiune și temperatură.

Ecuația de bilanț a pierderilor cauzate de ireversibilitatea proceselor de lucru ale motorului cu ardere internă poate fi scrisă astfel:

$$\begin{cases} Q_{ar} = L + \Pi_{Qea} + \Pi_{irar} + \Pi_{ire} + \Pi_{la} + \Pi_{le} \\ Q_{ar} = L + \Pi_{Qer} + \Pi_{ir\Delta Ta} + \Pi_{irar} + \Pi_{ire} + \Pi_{la} + \Pi_{le} \end{cases}$$

iar sub o formă restrânsă:

$$Q_{ar} = L + \sum_{j=1}^n \Pi_{irj}$$

O parte din căldura produsă prin arderea combustibilului se transformă în lucru mecanic, în timp ce restul sunt pierderile cauzate de ireversibilitatea internă și externă a ciclului. Pierderile de exergie pot fi exprimate în trei moduri: în unitatea de energie, Π_x [MJ], sub formă de energie raportată la masa combustibilului π_x [MJ/kg], sau de energie raportată la energia degajată prin arderea combustibilului, exprimată procentual $\bar{\pi}_x$ (%):

$$\pi_x = \frac{\Pi_x}{m_{cb}};$$

$$\bar{\pi}_x = \frac{\pi_x}{H_i} \cdot 100 \text{ (%)}$$

Pierderile de exergie generate de ireversibilitate pentru motorul cu aspirație naturală sunt următoarele: Pierdere cauzată de ireversibilitatea arderii,

$$\Pi_{irar} = T_0 \cdot \Delta S_{Qar} = T_0 (\Delta S_{Qv} + \Delta S_{Qp}) = T_0 m_{cb} (c_v \ln \frac{T_y}{T_c} + c_p \ln \frac{T_z}{T_y}) = m_{cb} R T_0 \cdot \frac{1}{k-1} \cdot \ln \lambda \rho^k$$

Rezultă pierderea cauzată de ireversibilitatea arderii raportată la unitatea de combustibil:

$$\Pi_{irar} = \frac{(1+\gamma_r)(1+\alpha L_0)}{k-1} m_{cb} R T_0 \ln \lambda, \text{ pentru MAS};$$

$$\Pi_{irar} = \frac{1+(1+\gamma_r)\alpha L_0}{k-1} m_{cb} R T_0 \ln \lambda \rho^k, \text{ pentru MAC};$$

Pierdere cauzată de ireversibilitatea evacuării:

$$\Pi_{ire} = T_0 \Delta S_{ire} = \frac{k}{k-1} \cdot (1 + \alpha L_0) m_{cb} R T_0 \ln \frac{T_e}{T_r};$$

Pierdere cauzată de ireversibilitatea laminării în timpul admisiei:

$$\Pi_{la} = T_0 \Delta S_{la} = (1 + \alpha L_0) m_{cb} R T_0 \ln \frac{1}{1 - \psi_a};$$

Pierdere cauzată de ireversibilitatea laminării în timpul evacuării:

$$\Pi_{le} = T_0 \Delta S_{le} = (1 + \alpha L_0) m_{cb} R T_0 \ln \frac{1}{1 - \psi_e};$$

Pierdere cu exergia căldurii cedate mediului ambiant:

$$\Pi_{Qea} = |Q_{ea}| - T_0 |\Delta S_{Qea}| = \frac{k}{k-1} \cdot (1 + \alpha L_0) m_{cb} R T_0 \left(\frac{T_e}{T_0} - \frac{T_a}{T_0} - \ln \frac{T_e}{T_a} \right)$$

În cazul motoarelor turbosupraalimentate și cu răcire intermediară, sunt prezenți factori suplimentari în comparație cu motorul aspirat natural, care determină ireversibilitatea proceselor [41]:

- ireversibilitatea comprimării aerului în suflantă și destinderii în turbină;
- ireversibilitatea transferului de căldură la variație finită a temperaturii în răcitor;
- ireversibilitatea proceselor de laminare la trecerea prin suflantă, transferul de căldură în răcitor și evacuarea gazelor din turbină;

Parametrii specifici proceselor termodinamice sunt prezentați în Tabelul 2.5.

Tab. 2.5 Procesele termodinamice [42]

	Proces	Denumire	Parametri specifici
Compresor	0-1	Aer aspirat în compresor la $p_1 < p_0$	$\Psi_1 = (p_0 - p_1) / p_0$
	1-s	Comprimarea aerului, adiabatic ireversibil	k, p_s, T_s
Răcitor	s-s'	Răcirea izobară a aerului	$\tau = \Delta T_R / \Delta T_{Rmax}$
	s'-2	Laminarea aerului izotermă în răcitor la Δp_2	$\Psi_2 = (p_s - p_2) / p_s$
Motor	2-a'	Procesul de admisie izobară	$\Psi_a = (p_2 - p_a) / p_2$
	a'-a	Procesul ireversibil de baleiaj	β
	a-c	Procesul de comprimare adiabatic	ε
	c-y	Procesul de ardere izocoră	λ
	y-z	Procesul de ardere izobară	ρ
	z-d	Procesul de destindere adiabatică	(λ / ρ)
	d-e	Procesul adiabatic de evacuare liberă	p_d, p_r
	e-t	Procesul izobar de evacuare forțată	$\Psi_e = (p_r - p_t) / p_r$
Turbină	t-3	Procesul ireversibil de destindere adiabatică a gazelor de evacuare	k
	3-e _T	Evacuarea gazelor cu scăderea presiunii până la valoarea p_0	$\Psi_3 = (p_3 - p_0) / p_3$

Similar motorului aspirat natural, se determină parametrii termodinamici: presiunea la intrarea în compresor (p_1), presiunea la ieșirea din răcitor (p_2), presiunea de admisie (p_a), temperatura la ieșirea din compresor (T_s), temperatura la ieșirea răcitorului (T_2), densitatea aerului la ieșirea din răcitor (ρ_2), temperatura aerului la intrarea în motor (T_a), coeficientul de creștere a temperaturii (φ_a). Se calculează: presiunea și temperatura la sfârșitul comprimării (p_c, T_c), raportul de creștere a presiunii în arderea izocoră (λ), raportul de creștere a volumului în arderea izobară (ρ), căldura totală eliberată în ardere (Q_{ar}), căldura arderii raportată la cilindrul unitară (q_{ar}), temperatura maximă a ciclului (T_z), temperatura și presiunea la sfârșitul destinderii (T_d, p_d), presiunea gazelor arse (p_r). Se evaluează: temperatura gazului în galeria de evacuare (T_e), concentrația de gaze arse (γ_r), temperatura gazelor de evacuare (T_r), temperatura procesului de baleiaj (T_b), factorul de baleiaj (β), temperatura gazelor înaintea turbinei (T_t), temperatura gazelor de evacuare la ieșirea din turbină (T_3), și presiunea de ieșire din turbină (p_3).

În cele din urmă se calculează pierderile exergetice specifice motorului supraalimentat: pierderile cauzate de ardere (π_{irar}), transferul de căldură în răcitor (π_{QR}), transferul de căldură între gazele de evacuare și mediu (π_{QeT}), ireversibilitatea comprimării în suflantă (π_{irs}), ireversibilitatea destinderii în turbină (π_{irT}), ireversibilitatea baleiajului în admisie (π_{irba}), ireversibilitatea procesului de evacuare (π_{ire}), ireversibilitatea transferului de căldură între gazele de evacuare și aerul de baleiaj ($\pi_{ir\Delta T_{eb}}$), laminarea în compresor (π_{las}), laminarea în răcitor (π_{lR}), laminarea la admisia în motor (π_{laM}), laminarea la evacuarea din motor (π_{leM}), și laminarea la ieșirea din turbină (π_{leT}).

Modelul numeric evaluează presiunea medie indicată a ciclului (p_{mc}) și randamentul termic al ciclului motor (η_t). Presiunea medie indicată a ciclului este echivalentă cu presiunea medie indicată a motorului (p_{mi}). Formulele pentru p_{mc} sunt valabile pentru ambele tipuri de motoare.

Randamentul termic al ciclului motor (η_t) este raportul dintre lucrul mecanic indicat și căldura degajată prin ardere, similar cu randamentul indicat (η_i). Diferența dintre ele apare la termenul căldură (degajată vs. disponibilă). Raportul celor două călduri este randamentul arderii incomplete, care în acest model este considerat egal cu unitatea (ardere totală). Deci, $\eta_t = \frac{p_{mc}}{q_{ar}} = \eta_i$.

Pe baza mărimilor și ecuațiilor prezentate anterior s-a construit un program de calcul care a permis determinarea presiunilor și temperaturilor din ciclu, a randamentului indicat, a presiunii medii indicate, precum și a pierderilor exergetice raportate la energia combustibilului, π_i , formulate anterior.

3. INTEGRAREA STANDULUI EXPERIMENTAL

Acest capitolul descrie standurile clasice pentru testarea motoarelor cu ardere internă ale Institutelor de cercetare (INAR , INMT BRAȘOV), fiind mai detaliat prezentat standul modern, utilizat din cadrul Institutului de Cercetare și Dezvoltare (ICDT) al Universității Transilvania din Brașov. Infrastructura de cercetare pusă la dispoziție de către ICDT cuprinde celula de testare a motoarelor cu ardere internă, din cadrul Centrului de cercetare Produse high-tech pentru autovehicule.

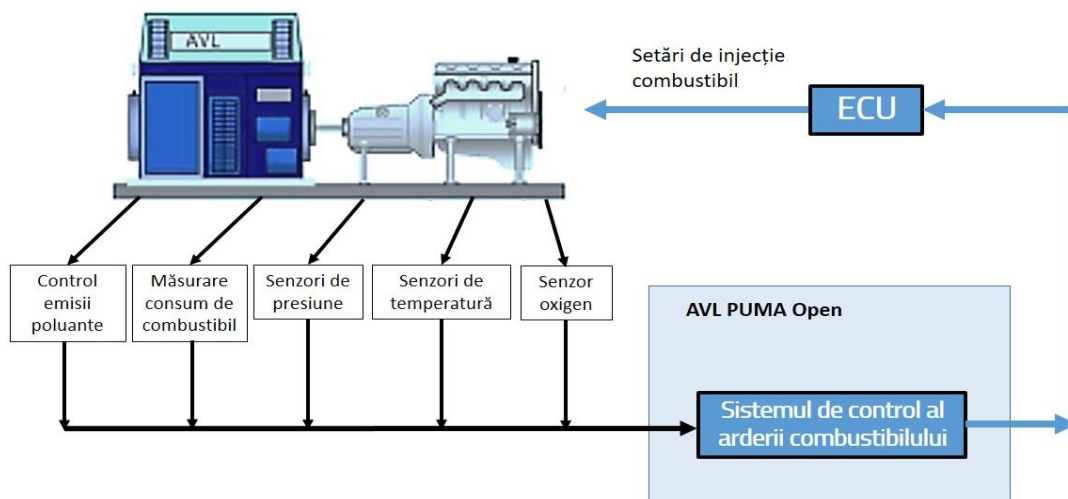


Fig. 3.1 Schema standului de testare AVL [50]

Componentele principale ale standului de testare sunt frâna electrică, motorul de cercetare, unitatea pentru controlul lichidului de răcire (la intrarea și la ieșirea din motor), cât și a uleiului (în carter sau pe circuit), unitatea de control a aerului aspirat în motor și monitorizarea gazelor de evacuare. Configurația generală a instalației (Figura 3.1) prezintă funcționarea cu reglare continuă în circuit închis a sistemului motor-frână. Standul de testare din dotarea ICDT utilizează o celulă de testare controlată prin software-ul AVL Puma Open ca panou principal de comandă și un motor monocilindru modular AVL 5402, reconfigurabil pentru diferite tipuri de aprindere și combustibili. Standul include o frână electrică reversibilă, sisteme de control al temperaturii lichidului de răcire și a uleiului, un sistem de alimentare cu aer (simulator de supraalimentare) și un sistem de achiziție de date (AVL Indicom). Cercetarea experimentală se bazează pe un stand cu un motor monocilindru modular AVL, în patru timpi, reconfigurabil atât ca motor cu aprindere prin scânteie, cât și ca motor cu aprindere prin comprimare (AVL 5402), fiind adaptat pentru diferite tipuri de combustibili (motorină, benzină, esteri ai uleiurilor vegetale, compuși oxigenați), având configurația camerei de ardere în capul pistonului în forma literei ω ilustrată în fig.3.2,iar datele tehnice în Tab. 3.2. Presiunea de injecție este asigurată printr-un sistem de injecție Bosch, tip Common Rail CP4.1.

Principalele mărimi specifice au fost debitul masic de combustibil măsurat cu AVL735S,debitul masic de aer măsurat cu debitmetrul AVL Flowsonix, parametrii instalației de reglare a supraalimentării aerului aspirat tip AVL Supercharger 515 Unit, temperaturile fluidelor de lucru (Pt100, NiCr-Ni), termometru infraroșu Optimus AT 420, viteza aerului din apropierea blocului cilindrului cu anemometrul cu fir cald, portabil, AirFlow TA460, presiunea din cilindru cu senzorul piezoelectric GU21D și alte presiuni cu senzorul piezorezistiv APT100, coeficientul de exces de aer cu sonda lambda tip Bosch LSU 4.9, condiționarea temperaturilor lichidului de răcire și a uleiului cu unitatea AVL 577, debitul gazelor de carter cu sistemul AVL Blow-by 442S.

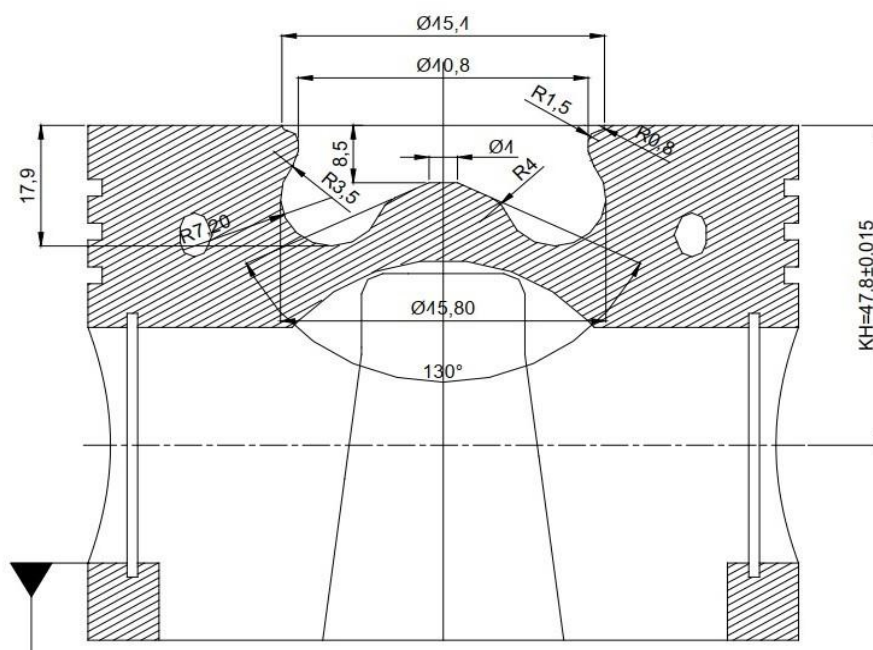


Fig. 3.2 Geometria camerei de ardere a motorului AVL 5402 [51]

Tab. 3.1 Caracteristicile tehnice ale motorului AVL 5402 [20, 52]

Parametrul	Valoarea	U.M.
Tipul motorului	4 timpi, monocilindru	-
Raport cursă/alezaj	90 / 85	mm
Capacitatea cilindrică	510,7	cm ³
Lungimea bielei	138	mm
Tip combustie	Injectie directă cu un injector	-
Turație nominală/maximă	4200/4500	rpm
Domeniul puterii nominale (aspirat natural-supraalimentat)	6-16	kW
Presiune maximă de injectie	180	MPa
Raport de comprimare	17,5:1	-
Sistem de înaltă presiune	Common rail CP 4.1 Bosch	-
Sistem de management	AVL-RPEMS + ETK7 Bosch	-
Presiunea maximă din cilindru	17	MPa
Diametrul scaunului supapelor	Admisie 24,9 / Evacuare 24,5	mm

Standul de testare a utilizat software-ul AVL PUMA Open pentru controlul turației, sarcinii și parametrilor aerului de admisie, reglați de unitatea AVL Supercharger. Achiziția datelor s-a realizat cu sistemele AVL Indicom și AVL IndiModul 621, monitorizând presiunea în cilindru, performanța injectiei, presiunile din colectoare și alți parametri operaționali. De asemenea, s-au măsurat temperaturile suprafețelor exterioare ale motorului și viteza aerului în celulă pentru analiza transferului de căldură prin convecție și radiație.

Programul de testare a motorului AVL a avut ca scop principal analiza bilanțului energetic și exergetic al motorului monocilindru cu aprindere prin comprimare, AVL 5402, în diverse regimuri de funcționare, variind turația, sarcina și parametrii aerului de admisie. Motorul a fost operat într-un interval de turație limitat la 1600-3600 rpm pentru comparabilitate. Testele au inclus funcționarea cu aspirație naturală și cu simularea supraalimentării la diferite presiuni (100mbar, 250mbar, 400mbar), utilizând motorină conform standardului EN 590 și ulei SAE 15W40. Sarcina motorului a fost variată între 25%, 50%, 75% și 100%. Injectia a inclus o injectie principală și o injectie pilot pe ciclu, controlată prin intermediul modulului software AVL Fire, fără modificarea parametrilor specifici de injectie în timpul testelor.

Se pot observa în Figura 3.3 datele specifice ale AVL Fire cum sunt turația, sarcina, presiunea de injectie, precum și avansul la injectie și debitul injectat pe cursă pentru injectia pilot și injectia principală.

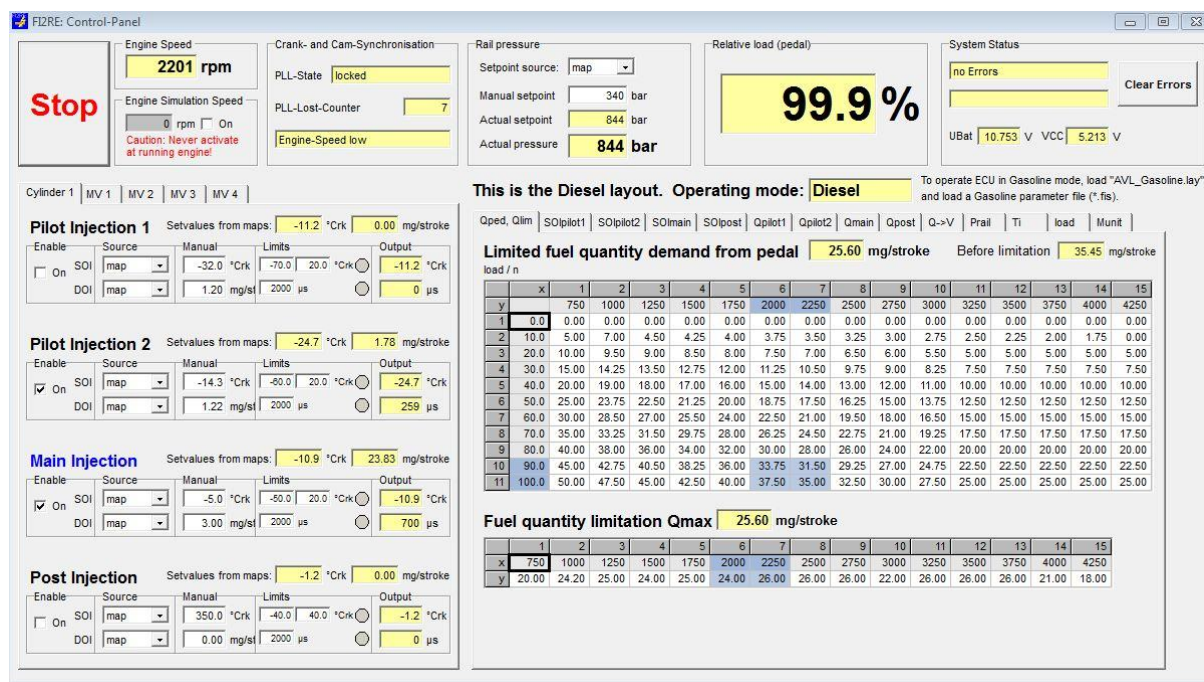


Fig. 3.3 Captură de ecran din software-ul AVL Fire la turația nominală și sarcină totală

Folosind software-ul integrat standului de testare, AVL PUMA Open (Figura 3.4), s-au putut seta ca date de intrare turația și sarcina, controlabile prin intermediul motorului electric asincron trifazat. Totodată, programul PUMA este folosit pentru a afișa în timp real consumul orar de combustibil, presiunea gazelor de evacuare, presiunea de ulei, presiunea atmosferică, temperatura gazelor de evacuare și coeficientul excesului de aer, oferind posibilitatea calculului mărimilor specifice derivate, cum ar fi puterea efectivă și cuplul motor.

Rezumând cele descrise în acest capitol, o privire retrospectivă asupra progresului tehnic din ultimele decenii indică scăderea considerabilă a erorilor de măsurare, cu două realizări deosebite: PT100 scade eroarea de 50 de ori, iar eroarea pentru consumul de combustibil scade de 8 ori, conform Tabelului 3.1.

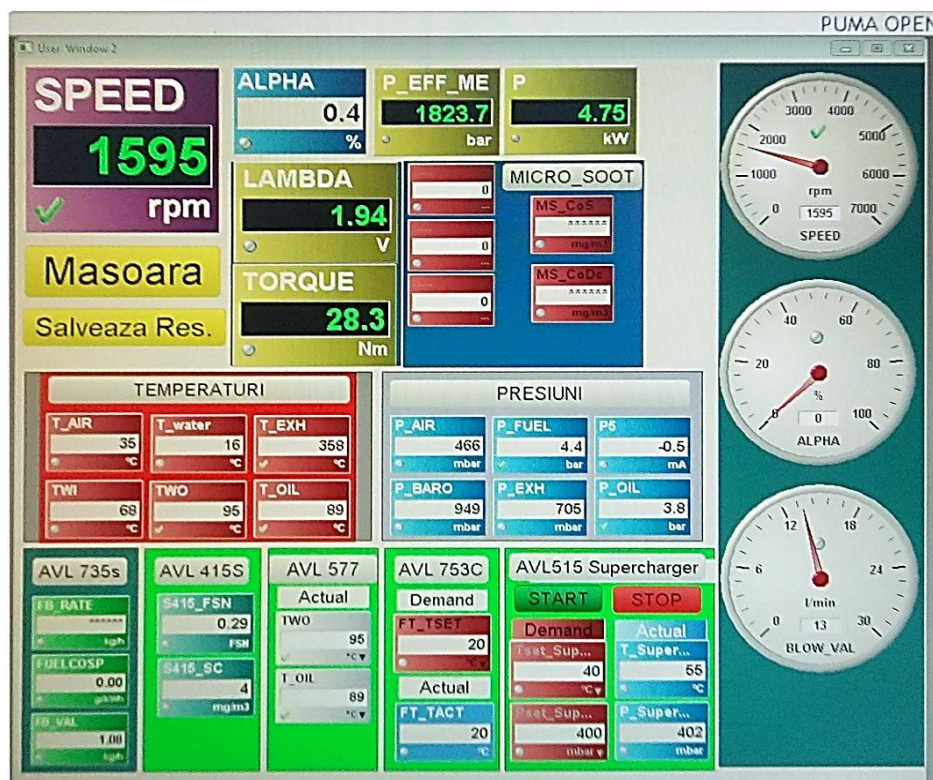


Fig. 3.4 Interfața AVL PUMA Open

Tab. 3.1 Evoluția erorilor de măsurare

Mărimea	Erorile de măsurare [45]	Erorile de măsurare [50]
Temperatură gaze arse, Pt100	±5K	±0,1K
Temperatură gaze arse, NiCr-Ni	±2K	±1,5K
Consum de combustibil	1%	0,12%
Consum de aer	±2%	<±1%

A fost integrat un sistem complex cu performanțe avansate (capacitate mare, rezoluție/precizie, controlabilitate) care oferă capabilități de a închide bucle de control automat în timp real. Cercetarea experimentală a avut ca rezultat integrarea unei importante configurații de test (măsurare - control prin achiziție de date – senzori) și acționări. Însemnătatea acestei soluții constă în deschiderea către strategiile de monitorizare și control automat care se pot transpune în implementări ECU (Electronic Control Unit). Această abordare modernă combină Informatica Instrumentală cu Realitatea Mixtă înscriind aceste contribuții în categoria tehnicilor avansate de dezvoltare ingierească (mecanică, robotică, instrumentație, comunicații) care fac parte dintre obiectivele ICDT Brașov [50].

4. APLICAREA MODELULUI EXERGETIC LA MOTOARELE DIESEL

Capitolul 4 prezintă validarea modelului exergetic inițial descris în Capitolul 2. Studiul utilizează programul de calcul cu modelul său exergetic pentru a evalua performanța și pierderile de exergie în diverse condiții de funcționare și configurații de motoare. Pentru aceasta, s-a utilizat o serie de date experimentale ale motoarelor, ridicate pe standuri de testare. În acest scop s-a constituit o bază de date formată din motoarele cu ardere internă pentru autovehicule rutiere și tractoare dezvoltate și produse în România. Activitățile de dezvoltare a acestor motoare au avut loc pe parcursul câtorva decenii la institute de cercetare din Brașov, la Institutul INAR -Institutul de Cercetare pentru Autovehicule Rutiere, devenit ulterior societatea comercială SC INAR SA și INMT - Institutul Național de Motoare Termice, filiala Brașov. Pentru obținerea datelor necesare s-a solicitat și s-a obținut permisiunea de consultare a arhivei INAR (Anexa 4.1.1), depozitarul comun al buletinelor de testare ale motoarelor. Au fost analizate 8 tipuri de motoare cu aprindere prin comprimare, în patru timpi, cu injecție directă, toate fabricate în România, ordonate după cilindrul totală (3,12-13,8 litri), detaliate în Tabelul 4.1. Pentru o parte din acestea au fost considerate variantele cu aspirație naturală (N), turbo-supraalimentate (T) și cele turbo-supraalimentate cu răcirea aerului de admisie (RI).

Tab. 4.1 Caracteristicile principale ale motoarelor investigate

Nr.crt.	Codul motorului	Tipul aspirației de aer	Configurația cilindrilor	Turația nominală (rot/min)	Turația de cuplu maxim (rot/min)
1.	D127	N	4 cilindri în linie	3200	1600
		T		2800	1600
2.	392-L4	N	4 cilindri în linie	2800	1600
		T		2800	1800
		RI		2600	1600
3.	550-L6	N	6 cilindri în linie	2800	1800
		T		2700	1800
		RI		2600	1700
4.	1035-L6-DTO	T	6 cilindri în linie	2100	1400
5.	1070-L6-DTI	RI	6 cilindri în linie	2150	1400
6.	1230-L6-DTI	RI	6 cilindri în linie	1900	1200
7.	1240-V8-DT	T	8 cilindri în V	2600	1600
8.	1380-V8-DT	T	8 cilindri în V	2200	1400
	1380-V8-DTI	RI		2200	1400

Prin rularea programului s-a obținut o bază de date ale analizei exergetice corespunzătoare modelului inițial, care sunt prezentate grafic sub forma unor diagrame Sankey.

Aceste diagrame constituie reprezentări ale bilanțurilor materiale și energetice ale sistemelor termodinamice în evoluția lor.

Prelucrarea datelor și prezentarea rezultatelor s-a efectuat astfel:

- **pentru fiecare motor** s-au comparat rezultatele obținute prin analizele exergetice ale celor două regimuri reprezentative de funcționare, pentru regimul de sarcină totală la turația nominală și pentru regimul de sarcină totală la turația cuplului maxim, fiind comentate comparativ cu datele din literatura științifică, pe categorii de motoare definite după tipul aspirației (N, T și RI);
- **pentru fiecare clasă de motoare, definită după tipul aspirației (N, T , RI)** s-au comparat termenii omologi din bilanțurile exergetice la regimurile corespunzătoare; prin simulare numerică s-a determinat influența unor parametri asupra termenilor exergetici (N, T și RI);

Au fost analizate patru motoare cu aspirație naturală: D127, 392-L4, 550-L6 și D30.

Programul de calcul a considerat cinci termeni exergetici principali, reprezentând pierderile cu ireversibilitatea proceselor de lucru:

- pierderea cauzată de ireversibilitatea arderii - π_{irar}
- pierderea cauzată de ireversibilitatea evacuării - π_{ire}
- pierderea cauzată de ireversibilitatea laminării în procesul de admisie - π_{la}
- pierderea cauzată de ireversibilitatea laminării în procesul de evacuare - π_{le}
- pierderea de exergie a căldurii cedate mediului înconjurător - π_{Qea}

Termenii de ireversibilitate a laminării agentului termic în procesele de admisie și evacuare sunt foarte mici, aproape neglijabili.

Pierderile exergetice ale celor patru motoare sunt ilustrate în Anexa 4.2.1 (ce cuprinde și un detaliu al programului de calcul). Ele se caracterizează prin valori mari ale ireversibilității arderii π_{irar} și ale pierderii de exergie a căldurii spre mediu π_{Qea} , ambele în intervalul (20-24%).

Pierderea cauzată de ireversibilitatea evacuării, π_{ire} , se încadrează în intervalul (1,3-1,95%), iar suma pierderilor prin laminare a admisiei și a evacuării este de circa 2%.

Influența turației asupra termenilor exergetici arată că π_{irar} crește ușor cu turația, în timp ce π_{Qea} scade puțin. π_{ire} scade cu turația, iar suma pierderilor prin laminare crește.

Aceste tendințe sunt similare cu cele din literatura de specialitate [40].

Bilanțurile exergetice sub forma diagramelor Sankey trasate pentru cele două turații reprezentative la sarcină totală ale motorului 392-L4-D sunt ilustrate în Figura 4.1:

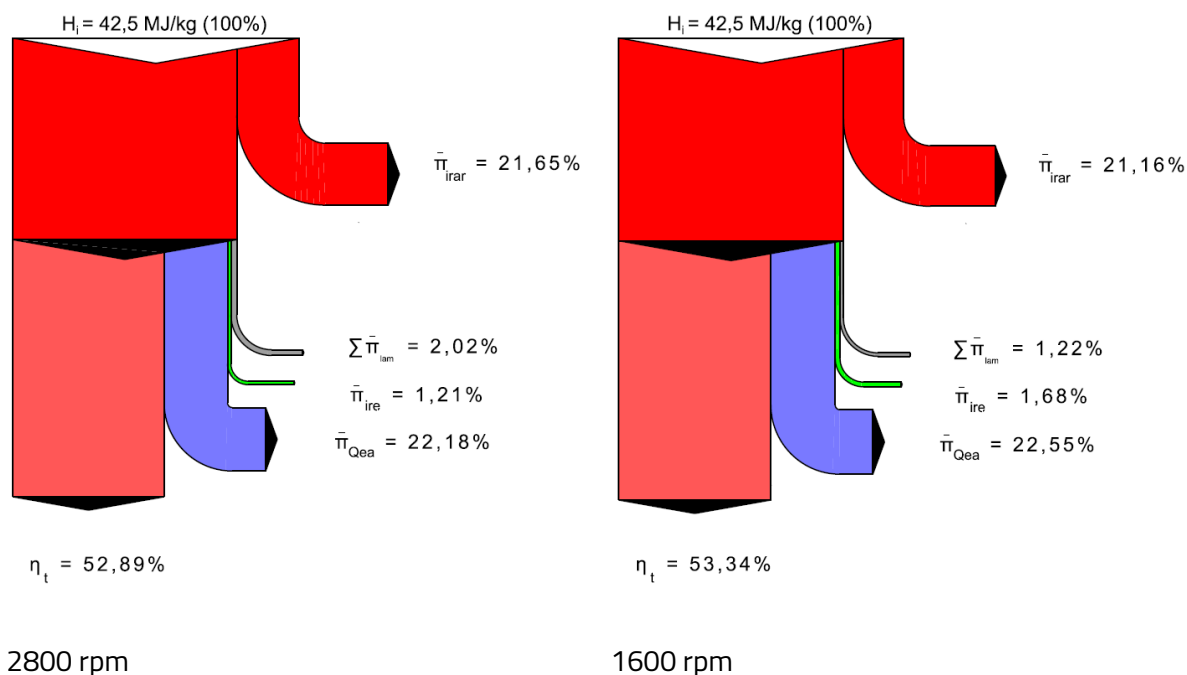


Fig. 4.1 Diagramele Sankey – motor 392-L4-D

Şase motoare cu indicativul T au fost analizate. Bilanţul exergetic a inclus unsprezece termeni, specifici proceselor din motor şi turbosuflantă. Termenii suplimentari faţă de motoarele N includ:

- pierderea cu exergia căldurii cedate de gazele evacuate din turbină în mediu - π_{QeT}
- pierderea cauzată de ireversibilitatea comprimării aerului în compresor - π_{irs}
- pierderea cauzată de ireversibilitatea destinderii gazelor în turbină - π_{irT}
- pierderea cauzată de ireversibilitatea proceselor de admisie-baleiaj - π_{irba}
- pierderea cauzată de ireversibilitatea transferului de căldură dintre gazele evacuate din motor şi aerul de baleiaj - $\pi_{\Delta Teb}$
- pierderea cauzată de ireversibilitatea laminării în admisia în motor - π_{laM}
- pierderea cauzată de ireversibilitatea laminării în evacuarea din motor - π_{leM}
- pierderea cauzată de ireversibilitatea laminării în aspiraţia în compresor (suflantă) - π_{las}
- pierderea cauzată de ireversibilitatea laminării în evacuarea din turbină - π_{leT}

Termenii de ireversibilitate a laminării sunt foarte mici, suma lor nedepăşind 1%. Motoarele T se caracterizează prin valori relativ mari ale π_{irar} , (16,33-18,70%), dar mai mici decât la motoarele N. Pierderile de exergie a căldurii spre mediu, π_{QeT} , (14,53-19,50%) sunt de asemenea mai reduse decât π_{Qea} la motoarele N. Aceste valori nu sunt semnificativ sensibile la variaţia turaţiei. Pierderea cauzată de ireversibilitatea evacuării (1,38-2,20%) creşte odată cu scăderea turaţiei. Ireversibilităţile compresorului π_{irs} (0,48-3,60%) sunt mai mari decât cele ale turbinei π_{irT} (0,23-1,34%), ambele crescând în medie cu creşterea turaţiei. Termenii π_{irba} şi $\pi_{\Delta Teb}$ au variaţii mici. Pierderile prin laminare cresc cu turaţia.

Răcirea intermediară (RI) a aerului de admisie are ca efect creşterea masei de încărcătură proaspătă în cilindru. În lista motoarelor în discuţie există cinci motoare turbo-supraalimentate cărora li s-a aplicat răcirea aerului de admisie prin intermediul unor răcitoare tip aer-aer.

Programul de calcul pentru motoarele RI include treisprezece termeni exergetici, adăugând încă doi termeni asociați răcitorului intermediar:

- pierderea de exergie a căldurii din schimbătorul aer-aer- π_{QR}

-pierderea cauzată de ireversibilitatea laminării în schimbătorul de căldură aer-aer - π_{IR}

Suma termenilor de ireversibilitate a laminării nu depășește 1.8%. Pierderile exergetice ale celor cinci motoare se caracterizează prin valori mari ale ireversibilității arderii (18,56-21%), mai mari decât a motoarelor turbo-supraalimentate. Pierderile de exergie a căldurii spre mediu (11,78-17,57%) sunt mai reduse decât omoloagele lor de la motoarele turbo-supraalimentate. Pierderea de exergie prin transferul de căldură al răcitorul de aer variază între 0,22-1,22% cu valori mai mari pentru turațiile mai mari. Pierderile cauzate de ireversibilitatea evacuării se încadrează în intervalul (1,65-2,48%). Și în acest caz ireversibilitățile compresorului (0,93-2,71%) sunt mai mari decât cele ale turbinei (0,56-1,18%). Termenii π_{irba} și $\pi_{\Delta Teb}$ au ambii o variație mică, primul 0,54-0,83%, iar cel de-al doilea 0,23-1,06%, primul crescând cu turația, iar cel de-al doilea scăzând la creșterea turației. Pierderile prin laminare sunt mai mari decât la motoarele T, explicabil prin laminarea suplimentară în răcitor cu o contribuție medie de 0,2%. Valorile totale ale pierderilor prin laminare oscilează în intervalul 0,67-1,75%, crescătoare cu creșterea turației.

Față de cazul T prin aplicarea RI, se confirmă creșterea notabilă a ireversibilităților arderii caracterizate de intervalul (16,33-18,70%) pentru T, la intervalul (18,56-21%) pentru RI. Pe de altă parte, pierderea cu schimbul de căldură a gazelor arse la ieșirea din turbină, π_{QeT} , s-a micșorat la RI, (11,78-16,34)% față de T (14,53-19,50%).

Influența calitativă, pe media motoarelor prezentate, a **creșterii turației** asupra termenilor de bilanț pentru cele trei tipuri de motoare este sintetizată în Tabelul 4.2.

Tab. 4.2 Răspunsul termenilor exergetici la creșterea turației

	π_{irar}	$\pi_{Qea,T}$	π_{ire}	$\Sigma\pi_l$	π_{irs}	π_{irT}	π_{irba}	$\pi_{\Delta Teb}$	π_{QR}
N	↗	↘	↘	↗	-	-	-	-	-
T	→	↘	↘	↗	↗	↗	↗	↘	-
RI	↗	↘	↘	↗	↗	↗	↗	↘	↗

Cu excepția termenului π_{irar} se poate observa păstrarea tendinței de evoluție a termenilor exergetici.

Ultima parte a Capitolului 4 prezintă studiul influenței unor parametri asupra termenilor din bilanțul exergetic. Studiul a utilizat o metodă de calcul variațional, aplicând mici variații asupra parametrilor pentru a observa efectul asupra termenilor din bilanțul exergetic. Influențele au fost analizate separat pentru motoarele N, T și RI.

Figurile următoare ilustrează evoluția câtorva parametri ale motoarelor aspirate natural, supraalimentate, cât și supraalimentate cu răcire intermediară, la cele două turații specificate.

Pentru **cazul motorului aspirat natural**, parametrii considerați au fost factorii atmosferici (temperatură și presiune), raportul de comprimare și coeficientul de exces de aer. Temperatura mediului ambiant T_o , în cazul testării celor două motoare a fost de 290K sau aproximativ 17°C.

Pentru a studia influența acestui parametru asupra ciclului motor și a bilanțului exergetic s-a simulat funcționarea motorului în intervalul de temperaturi (273-310K) sau 0-37°C.

Mărimile afectate de variația T_o sunt densitatea aerului admis, ρ_o , temperaturile din ciclu precum și T_{mar} - temperatura termodinamică medie a arderii, presiunea medie indicată, p_{mi} , randamentul indicat al ciclului, η_i , încărcarea termică volumică a cilindrului q_{ar} și căldura raportată cedată mediului din gazele arse Q_{ea} . În bilanțul exergetic termenii relativi cei mai sensibili sunt pierderea cauzată de ireversibilitatea arderii, π_{irar} , pierderea cu exergia căldurii cedate mediului înconjurător π_{Qea} , pierderea cauzată de ireversibilitatea evacuării, π_{ire} .

Cu creșterea temperaturii mediului are loc o scădere a densității aerului ρ_o , explicabilă prin ecuația de stare a aerului, considerat gaz ideal: $\rho_o = \frac{p}{RT_o}$. Temperaturile proceselor din ciclu T_a , T_c , T_y , T_z , T_d cresc și acestea firesc, cu T_o . Se prezintă rezultatele modelelor numerice aplicate pentru motoarele 392-L4-D și 550-L6-D, în paralel.

Tendința creșterii T_{mar} cu T_o este evidentă pentru ambele motoare, având valori mai mari pentru turația de cuplu maxim, conform Figurii 4.2.

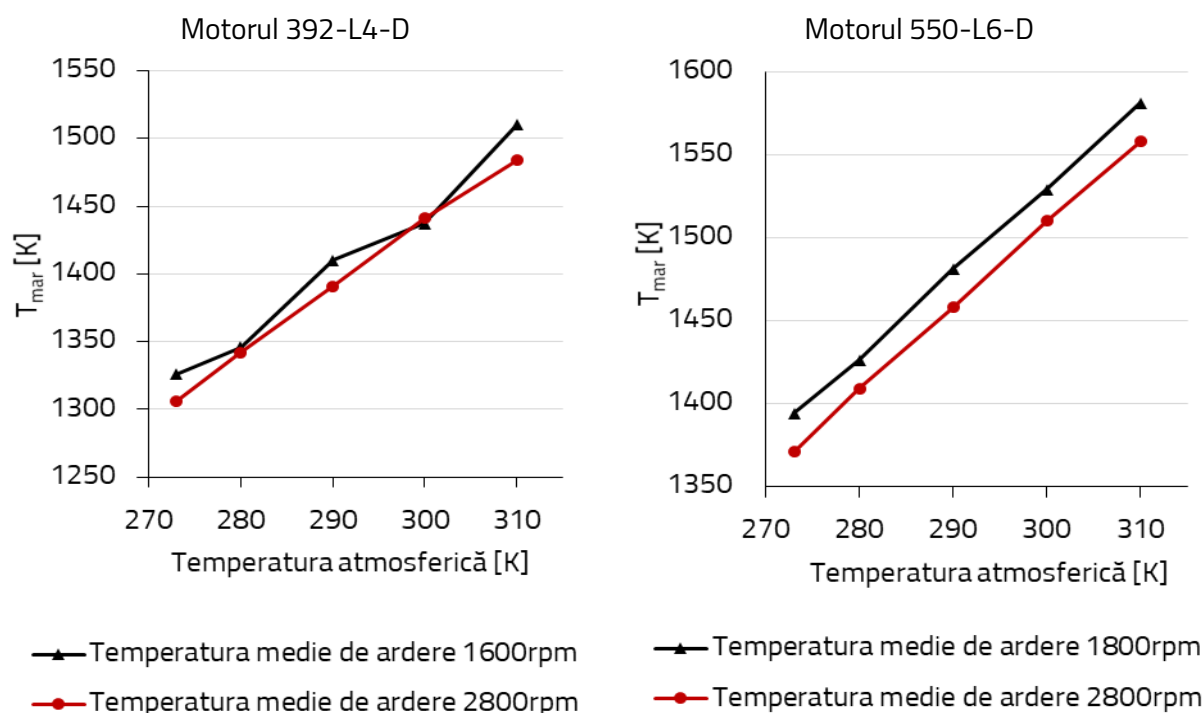


Fig. 4.2 Variația cu T_o a temperaturii termodinamice medii a arderii, T_{mar}

Căldura dezvoltată prin arderea combustibilului care revine unității de cilindree a motorului, q_{arVs} , se dovedește a fi relativ stabilă cu creșterea temperaturii T_o , înregistrând valori mai mari pentru turația cuplului maxim, conform Figurii 4.3.

Presiunea medie indicată, p_{mi} , suferă variații minore cu temperatura, cu valori mai mari pentru turația de cuplu maxim decât pentru turația nominală.

Căldurile gazelor arse Q_{ea} cresc ușor cu T_o . Randamentul indicat, η_i , scade foarte puțin cu creșterea temperaturii (Figura 4.4).

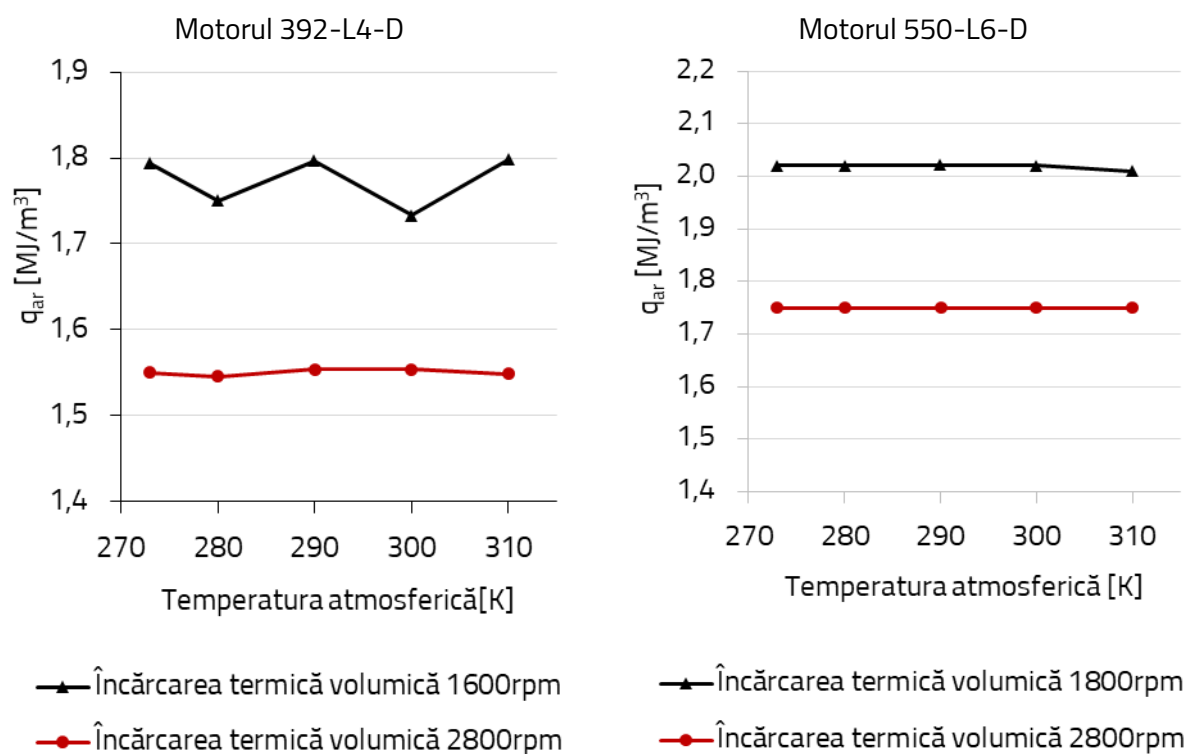


Fig. 4.3 Variația cu T_o a q_{ar}

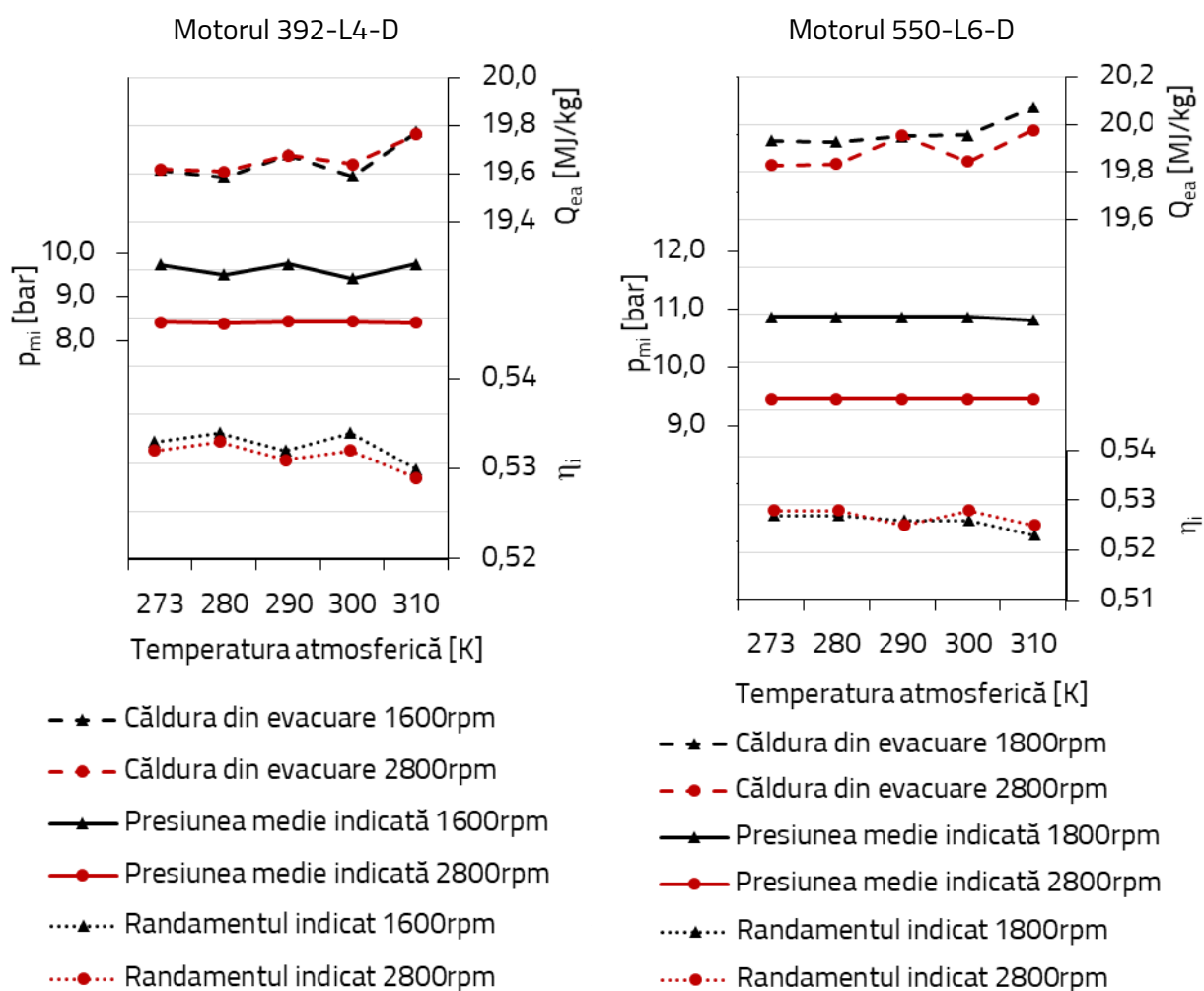


Fig. 4.4 Variația p_{mi} , η_i , Q_{ea} cu T_o

Ireversibilitatea arderii π_{irar} crește ușor, pierderea cu exergia căldurii gazelor arse cedată mediului înconjurător π_{Qea} crește odată cu T_o , iar pierderea cauzată de ireversibilitatea proceselor de evacuare sunt aproape invariabile cu T_o .

Prin creșterea **raportului de comprimare** (Figura 4.5), căldura evacuată prin gazele arse Q_{ea} scade, mai pregnant pentru turația nominală, iar randamentele indicate și presiunile medii indicate se măresc. Din punct de vedere cantitativ, pentru motorul 392-L4-D la turația de 2800 rpm, se poate observa că prin creșterea raportului de comprimare de la 18,5 la 21,5 raportul creșterii de presiune în arderea izocoră, λ , scade cu 18%, raportul creșterii volumului în arderea izocoră, ρ , crește cu 15%, iar randamentul indicat sporește cu 1,9%.

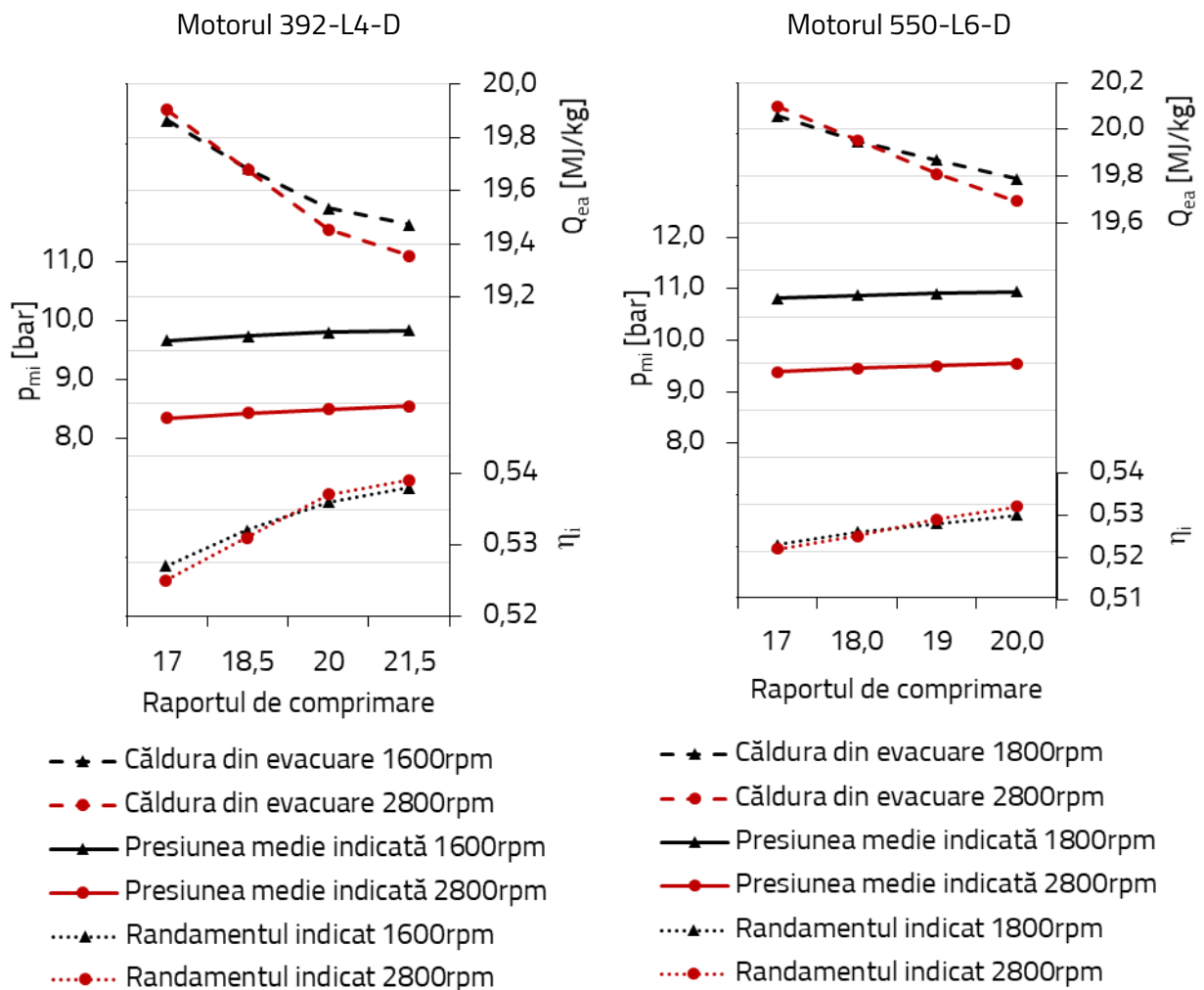


Fig. 4.5 Variația cu raportul de comprimare a p_{mi} , η_i , Q_{ea}

Deși reducerile pierderilor exergetice nu sunt notabile, creșterea raportului de comprimare duce la scăderea simultană a celor doi termeni importanți π_{irar} și π_{Qea} (Figura 4.6).

Numeric, pentru cazul motorului 392-L4-D la turația de 2800 rpm π_{irar} scade cu 1,6%, iar prin schimbul de căldură π_{Qea} scade cu 4,5%; la turația 1600 rpm π_{irar} scade cu 1 %, iar π_{Qea} scade cu 3,4%.

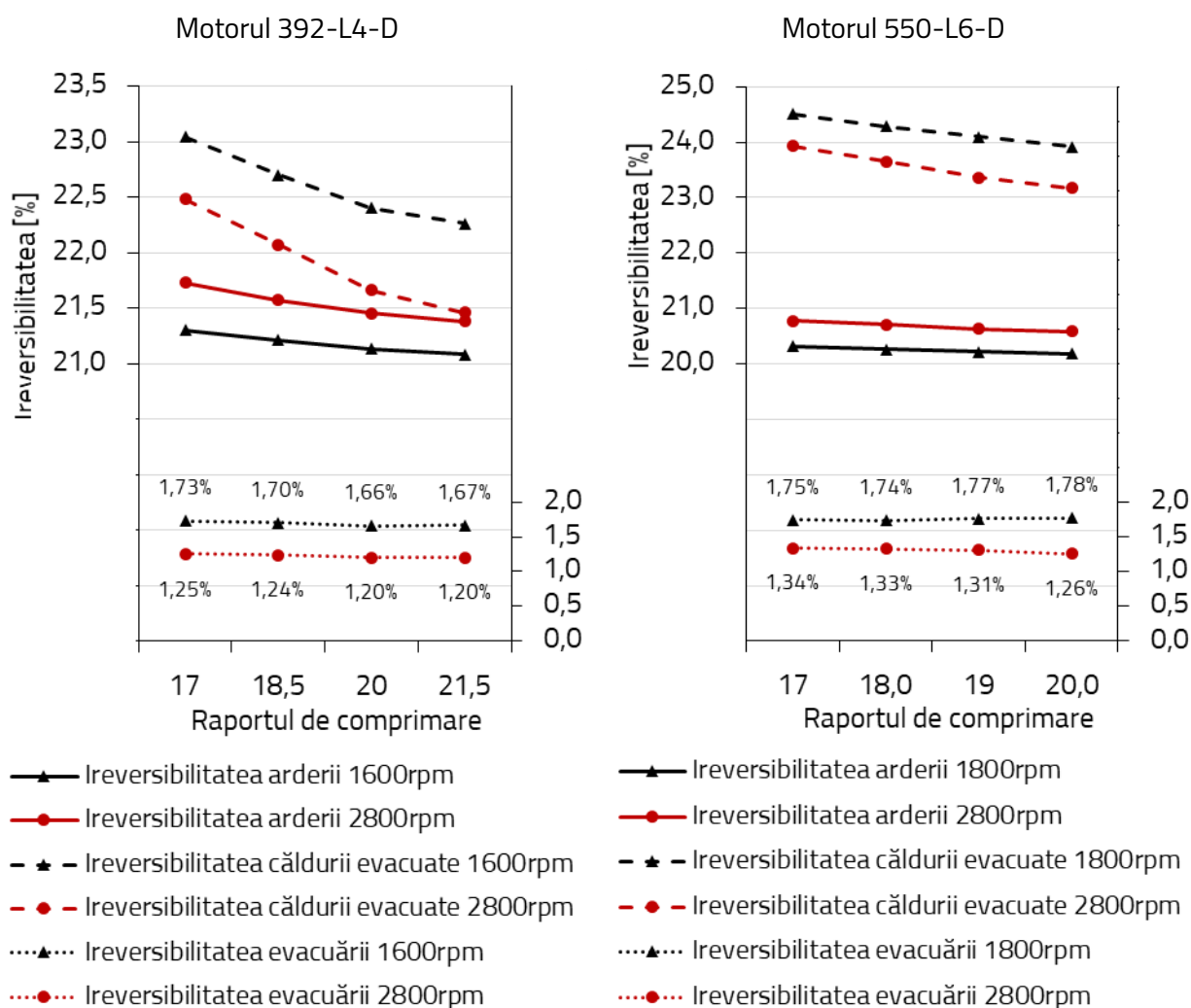


Fig. 4.6 Principali termeni exergetici sensibili la variația raportului de comprimare

Temperatura termodinamică medie a arderii, T_{mar} scade considerabil cu creșterea excesului de aer (Figura 4.7) mai pregnant la turațiile înalte, ceea ce prezice scăderea randamentului exergetic al arderii și implicit creșterea ireversibilităților arderii π_{irar} . Aceasta determină o scădere notabilă și a parametrului qar_{vs} .

Figura 4.8 arată reducerea considerabilă a p_{mi} și a căldurii evacuate prin gazele arse Q_{ea} , concomitent cu creșterea randamentului indicat. Prin scăderea T_{mar} scade și temperatura de evacuare a gazelor arse, fapt care anticipează scăderea pierderilor cu exergia gazelor arse. Variația excesului de aer pe întreg domeniul de valori 1,3-2,2, scade considerabil încărcarea termică volumică qar_{vs} și presiunea medie indicată, iar randamentul indicat crește cu circa 2%.

Cu mărirea **coeficientului de exces de aer**, pierderea exergetică prin ireversibilitatea arderii π_{irar} crește semnificativ, pierderea cu exergia căldurii din evacuare π_{Qea} scade semnificativ, iar ireversibilitatea proceselor din evacuare apreciată prin termenul π_{ire} are o tendință descrescătoare cu creșterea coeficientului de exces de aer (Figura 4.9).

Tendențele de variație ale parametrilor și termenilor exergetici sunt în concordanță cu literatura de specialitate.

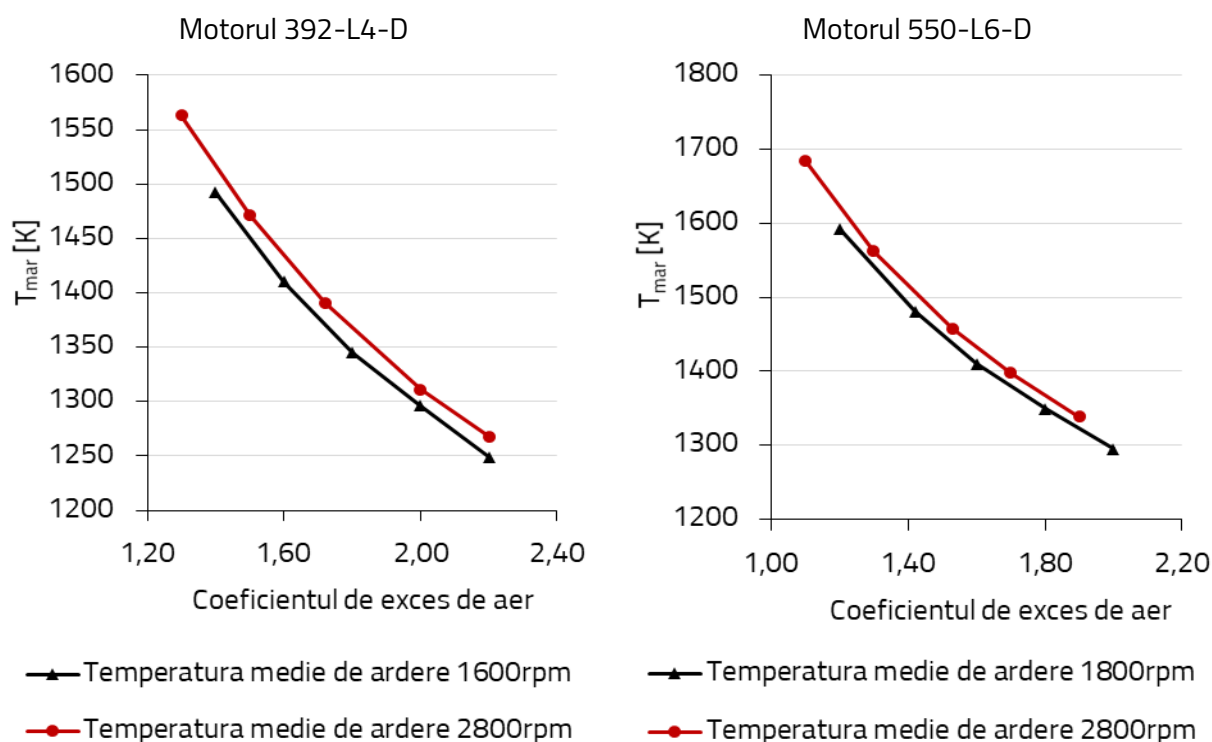


Fig.4.7 Variația T_{mar} cu α

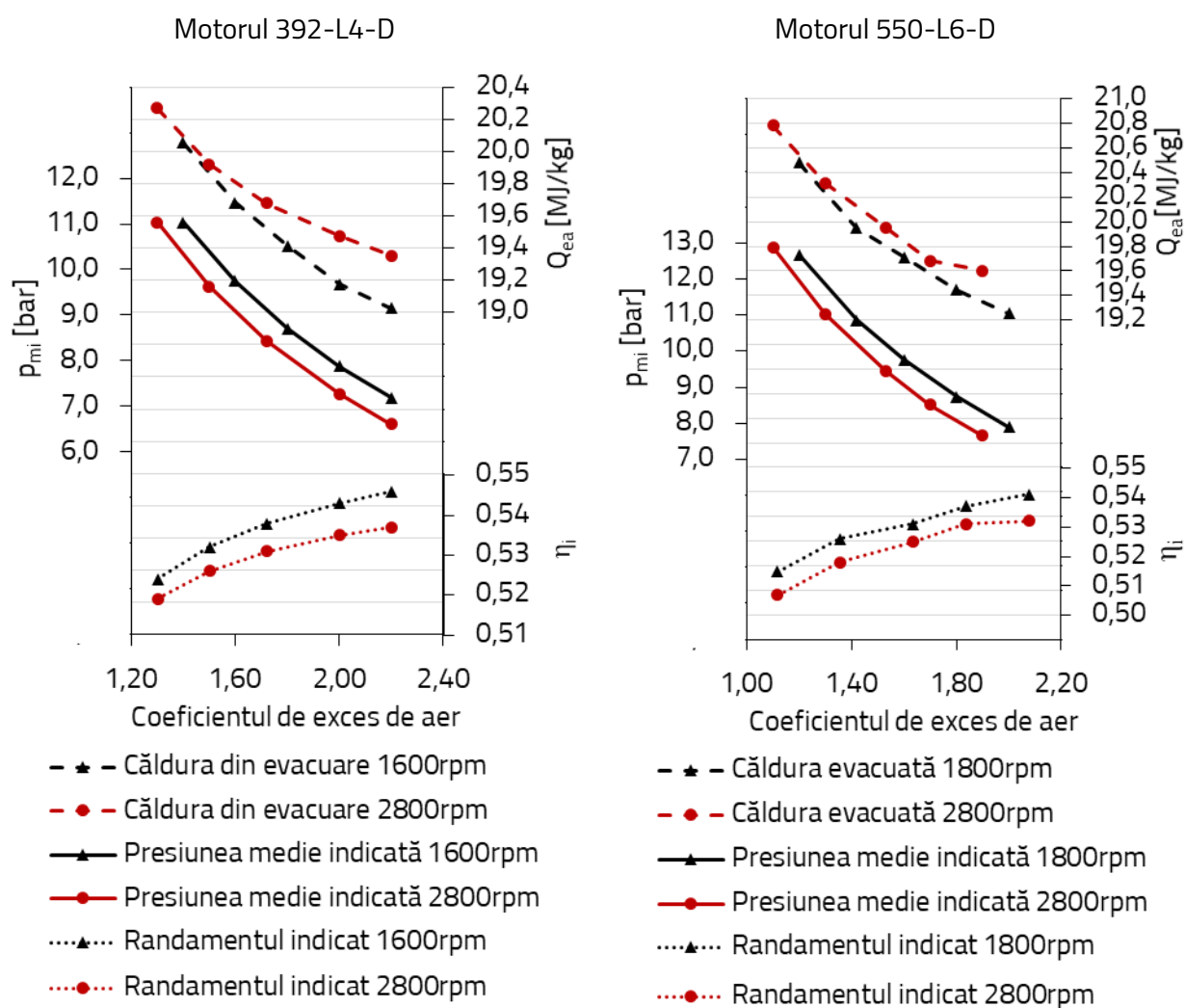


Fig. 4.8 Variația cu α a p_{mi} , η_i , Q_{ea}

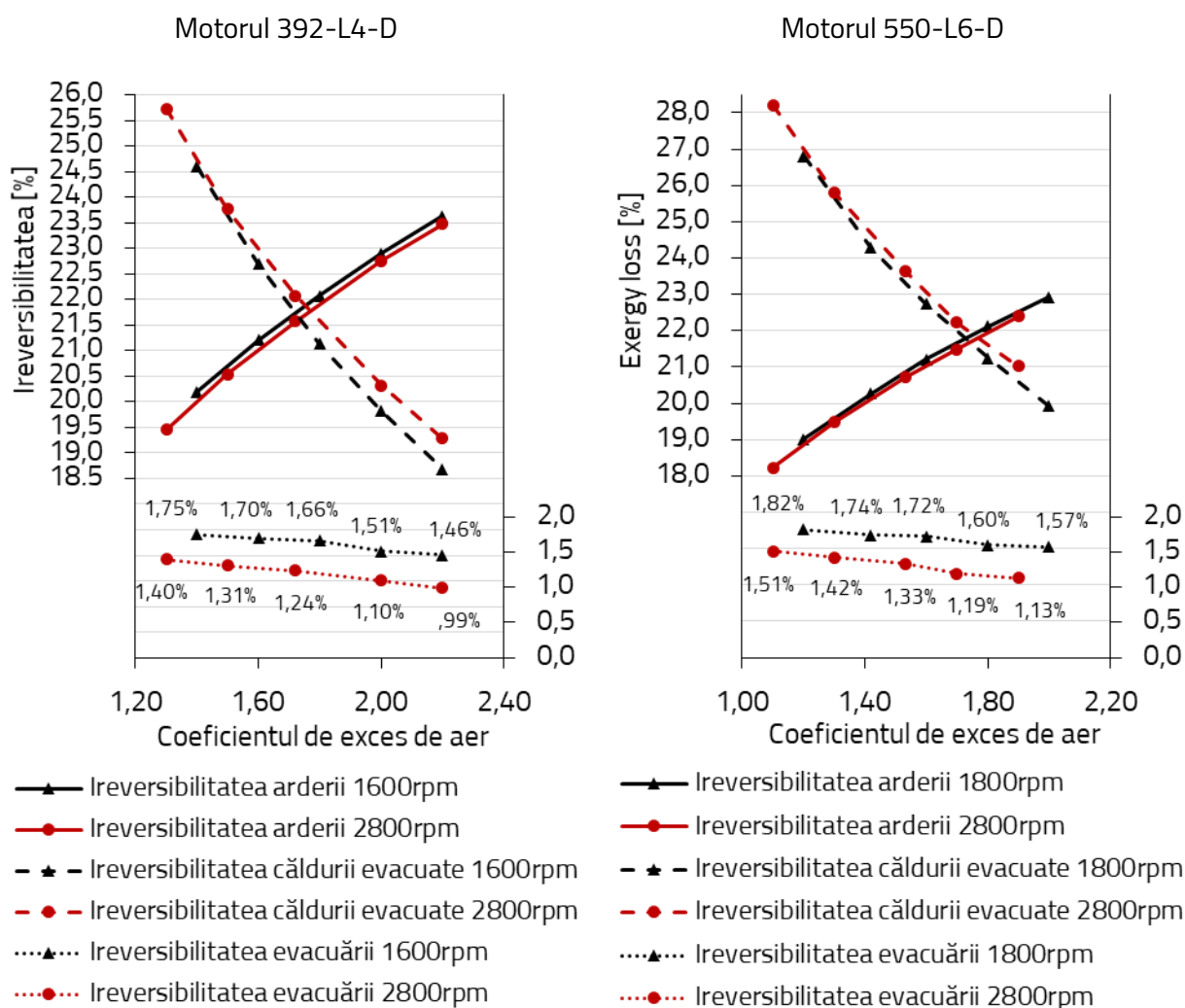


Fig. 4.9 Principali termeni exergetici sensibili cu variația α

Raportul de comprimare pare a fi singurul parametru "win-win", îmbunătățind simultan performanțele energetice și exergetice. Coeficientul de exces de aer poate influența concomitent trei termeni exergetici, iar mărirea turației influențează Q_{ea} și $\pi_{Q_{ea}}$, termeni importanți pentru recuperarea energiei din gazele arse.

Pentru cazul **motoarelor supraalimentate** influența factorilor asupra exergiei motoarelor urmează forma prezentată pentru cazul motoarelor cu aspirație naturală, cu completările și modificările necesare. Factorii atmosferici - temperatura, presiunea atmosferică și umiditatea - se reduc la temperatura atmosferică, presiunea atmosferică fiind înlocuită cu presiunea de supraalimentare p_s . Mărimile investigate au fost: T_{mar} - temperatura termodinamică medie a arderii, încărcarea termică volumică a cilindrului q_{ar} , căldura cedată de gazele evacuate din turbină într-un proces de răcire izobar, Q_{eT} , randamentul indicat η_i , presiunea medie indicată, p_{mi} .

Principalii termeni din bilanțul exergetic investigați au fost pierderea cauzată de ireversibilitatea arderii, π_{irar} , pierderea cu exergia căldurii $\pi_{Q_{eT}}$, pierderile cauzate de ireversibilitatea procesului de comprimare din compresor (denumit și suflantă), π_{irs} , de ireversibilitatea procesului de destindere din turbină, π_{iT} , precum și de ireversibilitatea procesului de evacuare π_{ire} .

Studiul acestor influențe este bazat pe rezultatele analizei numerice a două motoare turbo-supraalimentate, prezentate în paralel, 550-L6-DT și 1240-V8-DT, având la bază determinările experimentale la sarcină totală pentru două turații.

Creșterea T_o mărește temperaturile din ciclu și temperatura termodinamică medie a arderii, T_{mar} , având ca și în cazul motoarelor cu aspirație naturală valori mai mari pentru turația de cuplu maxim, așa cum este reprezentat în Figura 4.10.

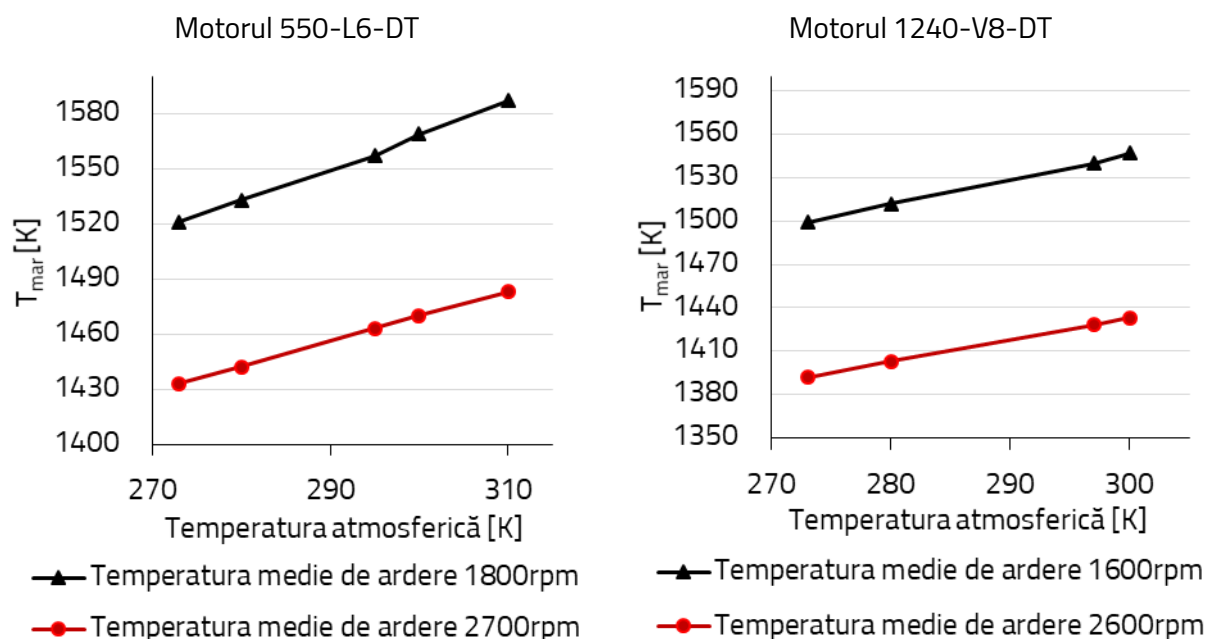


Fig. 4.10 Variația T_{mar} cu T_o

Căldura dezvoltată prin arderea combustibilului care revine unității de cilindree a motorului, $q_{ar_{vs}}$, denumită și încărcarea termică volumică, se mărește ușor cu temperatura, înregistrând valori mai mari pentru turația cuplului maxim; căldura la ieșirea din turbină Q_{eT} depinde de diferența dintre temperatura de la ieșirea din turbină ($T_{eT}=T_3$) și T_o ; pe măsură ce T_o crește, se micșorează diferența de temperatură față de mediu, iar Q_{eT} scade, cum se poate observa în Figura 4.11.

Există o creștere a presiunii medii indicate p_{mi} cu mărirea T_o , ceea ce implică o creștere evidentă a randamentului indicat η_i , valabilă pentru ambele turații ale motorului și prezentată în Figura 4.12.

Pierderile de exergie ale motorului, ilustrate în Figura 4.13, arată o ușoară creștere a ireversibilităților de combustie π_{irar} cu mărirea T_o .

Deși T_{mar} crește, în expresia care definește π_{irar} , $(1-T_o/T_{mar})$, creșterea lui T_o este mai importantă, iar tendința este în acord cu observațiile din referința [36].

Concomitent, se reduc pierderile cu exergia căldurilor evacuate π_{QeT} .

Cu mărirea T_o scad semnificativ pierderile de exergie în compresor π_{irS} , în timp ce ireversibilitatea evacuării π_{ire} și ireversibilitatea în turbină π_{irT} rămân quasi-constante.

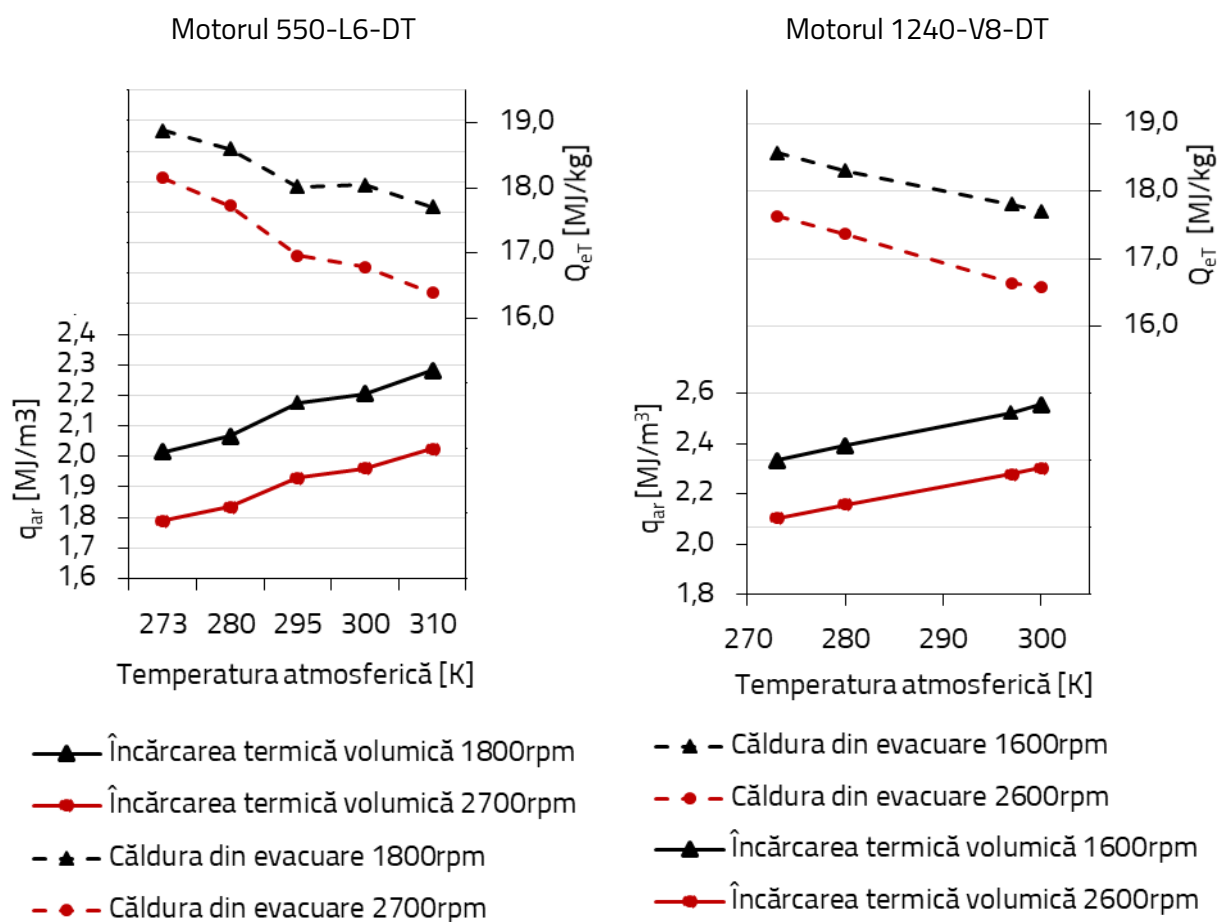


Fig. 4.11 Variația q_{ar} și Q_{eT} cu T_o

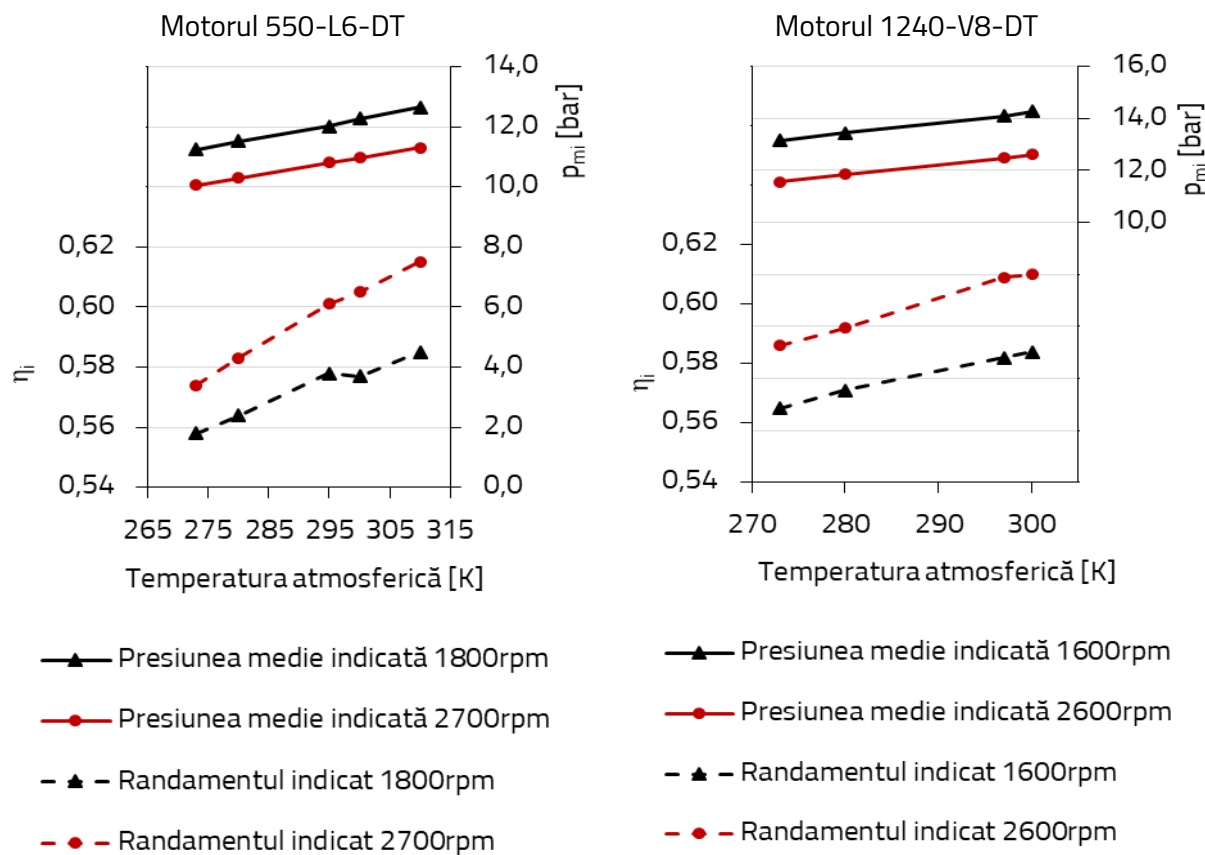


Fig. 4.12 Variația p_{mi} și η_i cu T_o

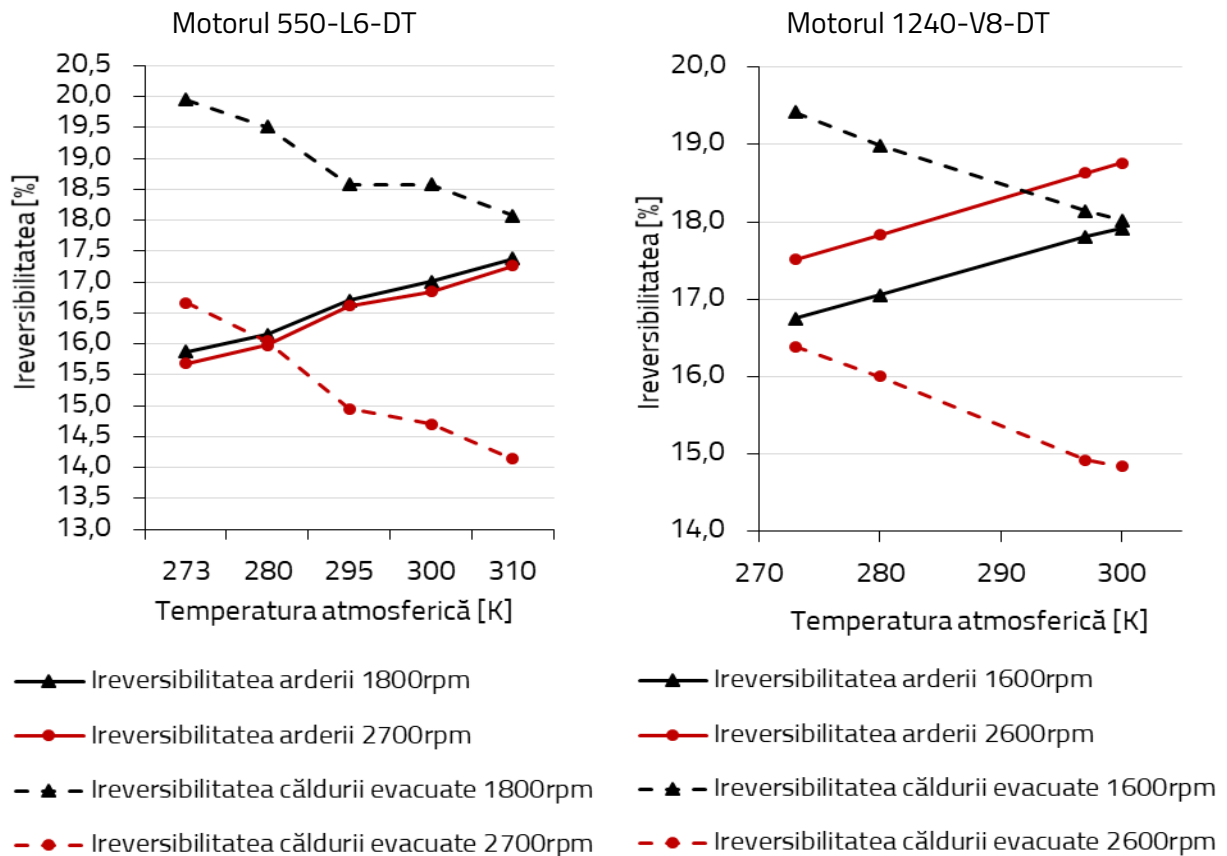


Fig. 4.13 Variația π_{irar} și π_{QeT} cu T_0

În ceea ce privește variația **presiunii de supraalimentare** p_s , încărcarea termică volumică înregistrează creșteri notabile cu creșterea p_s , mai pregnant pentru turația scăzută, dar căldura eliberată în mediu, Q_{eT} , rămâne mai degrabă constantă (Figura 4.14). Mărirea turației scade q_{arVs} și Q_{eT} .

Presiunea medie indicată crește, în timp ce randamentul indicat crește foarte puțin pentru turația nominală și rămâne aproape constant pentru cea de cuplu maxim (Figura 4.15). Mărirea turației scade p_{mi} și crește η_i .

Variația cu p_s a celor doi termeni importanți, π_{irar} și π_{QeT} , este limitată. Ireversibilitățile arderii π_{irar} cresc foarte puțin cu p_s .

Referitor la procesele specifice supraalimentării, Figura 4.16 indică evoluția ireversibilităților din compresor și turbină.

Creșterea p_s duce la scăderea ireversibilităților din compresor, π_{irs} , mai pregnant la turația nominală, în timp ce ireversibilitățile din turbină, π_{iT} , nu sunt influențate deloc. Ireversibilitățile evacuării π_{ire} cresc cu p_s , mai intens la turația de cuplu maxim.

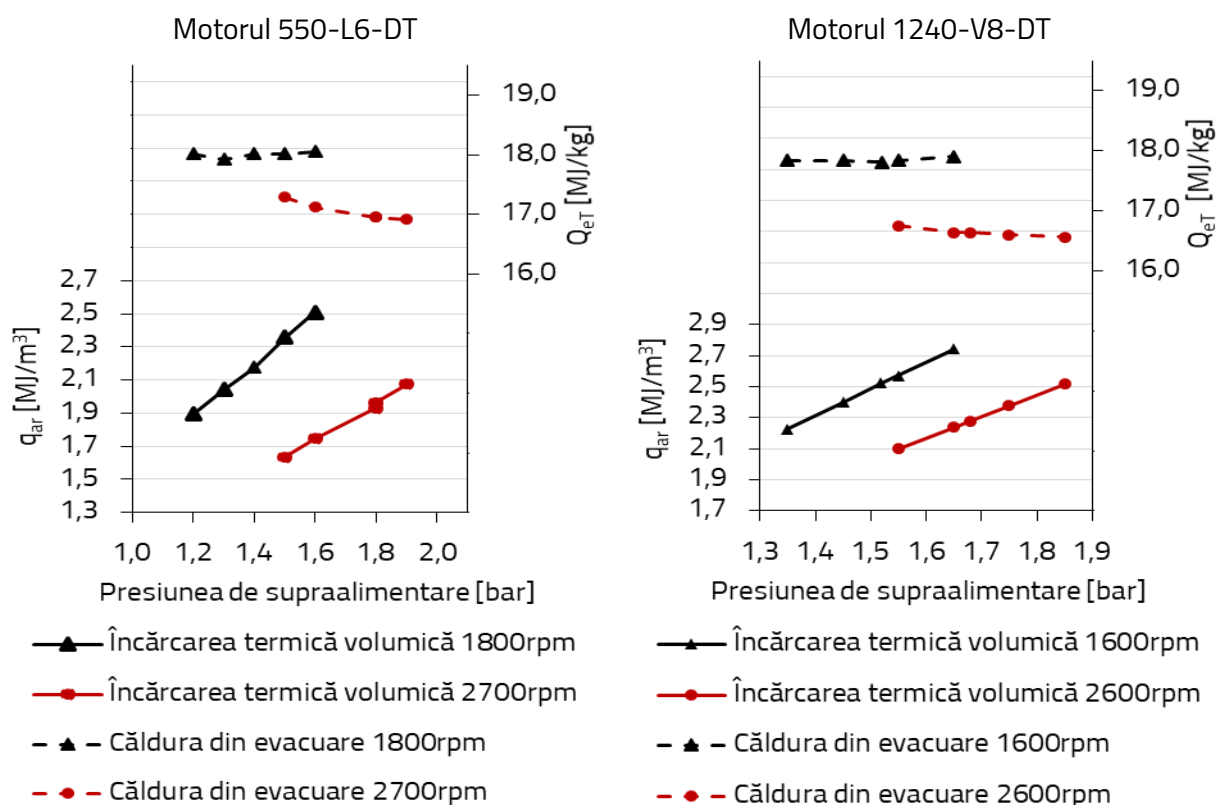


Fig. 4.14 Variația q_{ar} și Q_{eT} cu presiunea de supraalimentare p_s

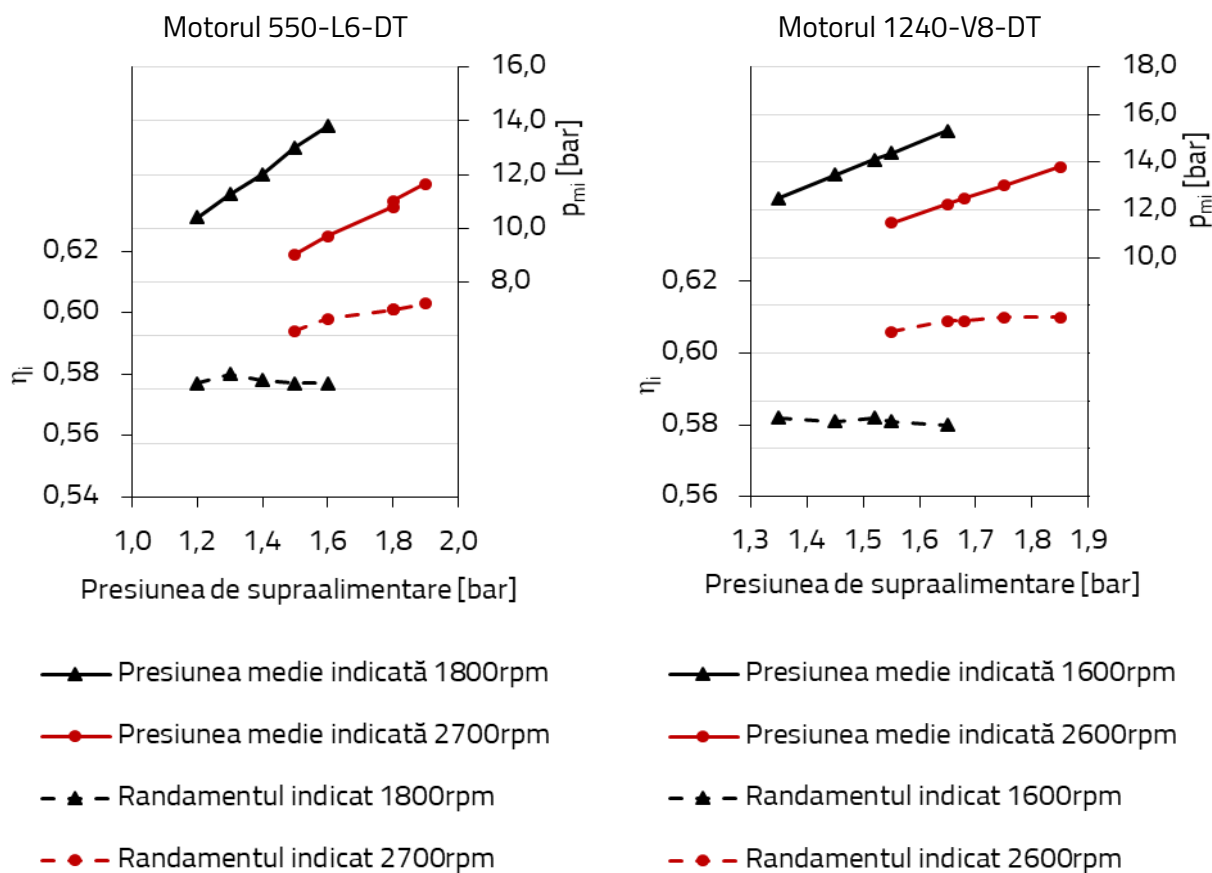


Fig. 4.15 Variația p_{mi} și η_i cu presiunea de supraalimentare p_s

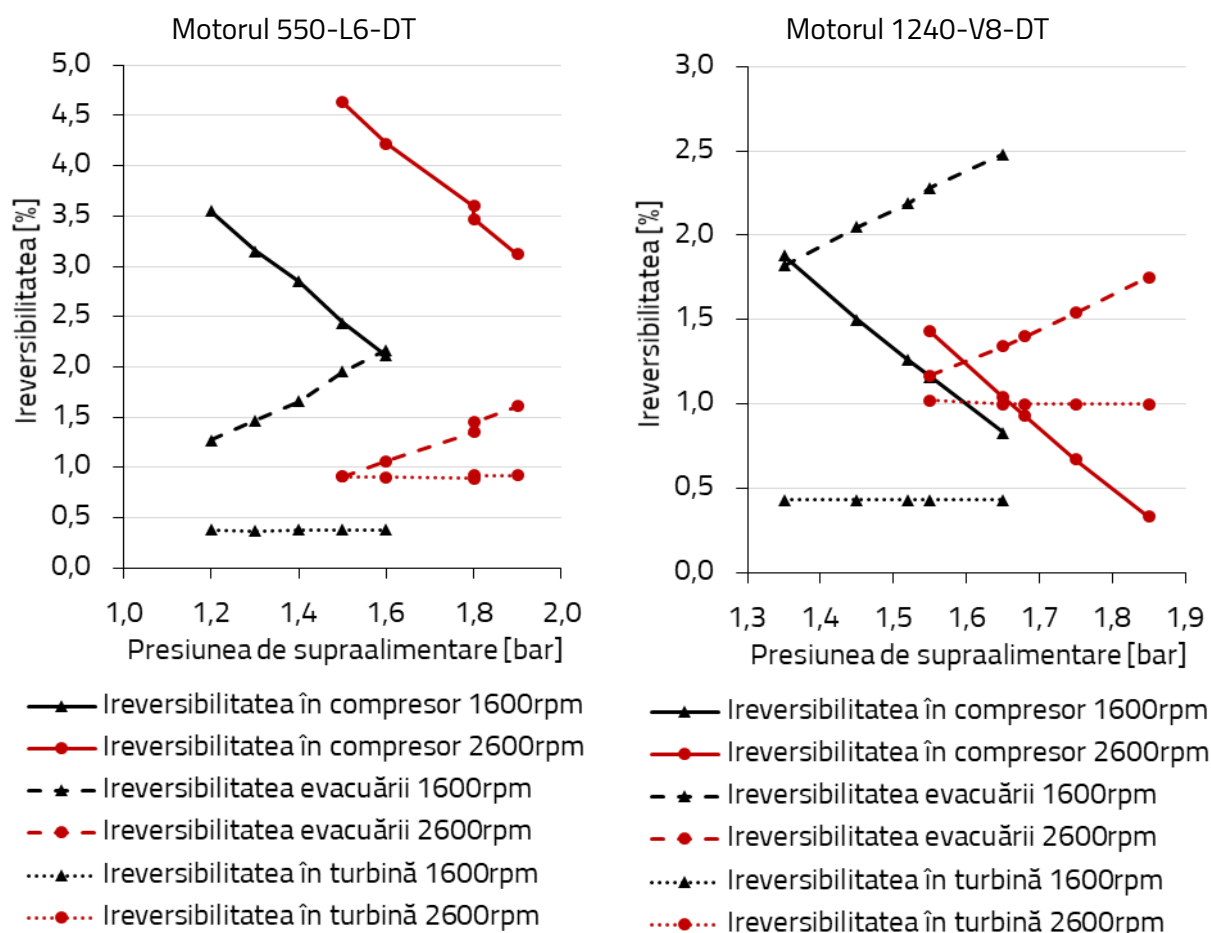


Fig. 4.16 Variația π_{irs} , π_{irT} și π_{ire} cu presiunea de supraalimentare p_s

Mărirea **raportului de comprimare** duce la creșterea presiunii și temperaturii din cilindru, precum și a randamentului indicat, η_i . Creșterea nivelului de temperaturi în ciclu este descrisă cel mai bine de evoluția parametrului T_{mar} , prezentată în Figura 4.17.

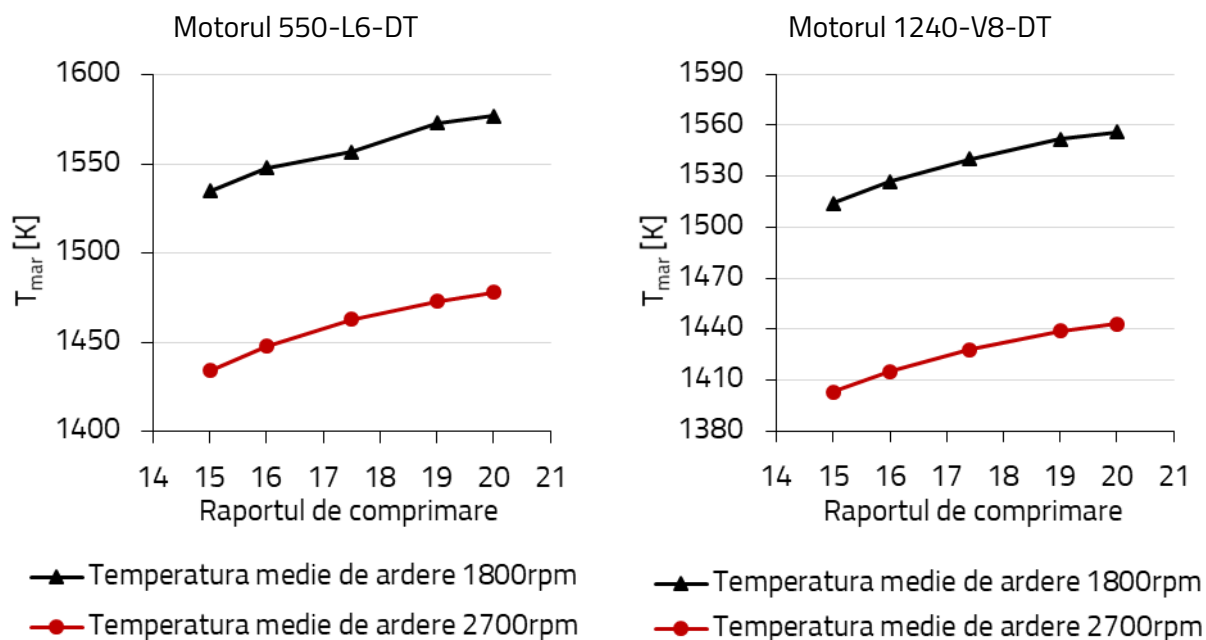


Fig. 4.17 Variația T_{mar} cu raportul de comprimare

Încărcarea termică volumică, $q_{ar_{vs}}$, rămâne constantă la variația raportului de comprimare, iar căldurile evacuate în mediu Q_{eT} au o foarte ușoară tendință de scădere, ambele mărimi înregistrând valori mai reduse la turația nominală. Prin creșterea raportului de comprimare randamentele indicate și presiunile medii indicate se măresc ușor. Din punct de vedere exergetic cei doi termeni semnificativi în bilanț π_{irar} și π_{Qea} suferă o mică reducere simultană, odată cu creșterea raportului de comprimare. Ireversibilitățile din turbosuflantă, π_{irs} , π_{irT_s} , precum și ireversibilitățile evacuării π_{ire} , nu dovedesc că ar fi influențate de variația raportului de comprimare.

În ceea ce privește variația termenilor exergetici la **mărirea coeficientului de exces de aer α** se produce scăderea T_{mar} , ceea ce duce la creșterea ireversibilităților arderii, π_{irar} . În sens contrar evoluează π_{QeT} ca urmare a scăderii temperaturilor la ieșirea din turbină (Figura 4.18), iar efectul turației este descrescător pentru ambele mărimi.

Ireversibilitatea din compresor crește semnificativ cu mărirea coeficientului de exces de aer, iar cea din turbină crește foarte puțin. În schimb, ireversibilitatea evacuării are o variație quasi-constantă, ușor descrescătoare.

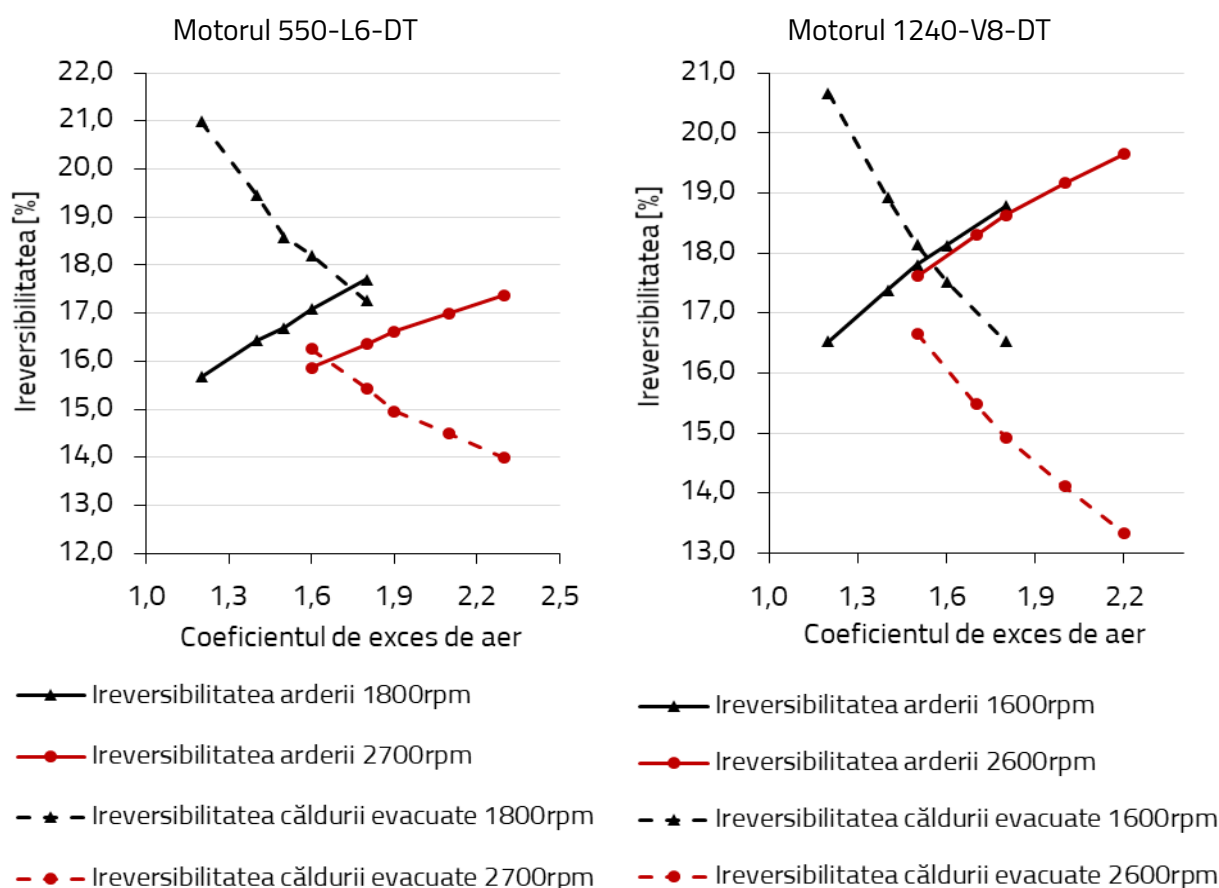


Fig. 4.18 Variația π_{irar} și π_{QeT} cu coeficientul de exces de aer

Mărirea **presiunii maxime din ciclu p_{max}** are ca efect scăderea ușoară, simultană, a ireversibilităților π_{irar} și π_{QeT} (Figura 4.19). Creșterea turației mărește π_{irar} și scade π_{QeT} .

Termenii din bilanțul exergetic asociați turbosuflantei și evacuării indică valori aproape constante, care nu sunt influențate semnificativ de variația p_{max} .

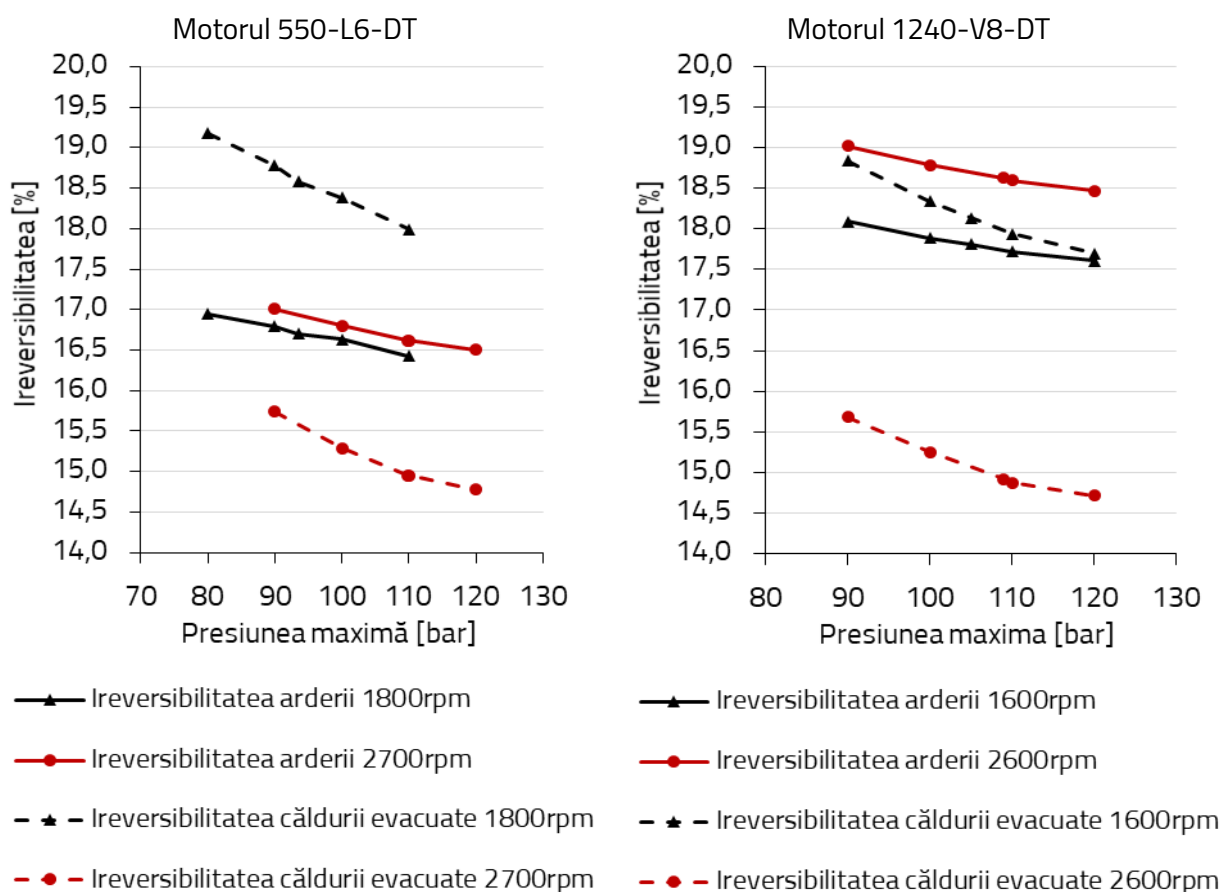


Fig. 4.19 Variația π_{irar} și π_{QeT} cu presiunea maximă din ciclu p_{max}

Analiza motoarelor supraalimentate a arătat o bună corelație a variației mărimilor energetice și exergetice cu studiile de specialitate. Supraalimentarea aduce avantaje precum creșterea puterii indicate și scăderea căldurii evacuate. Optimizarea funcționării poate fi realizată prin mărirea raportului de comprimare și a presiunii de supraalimentare, dar cu influențe diferite asupra termenilor exergetici. Scăderea coeficientului de exces de aer crește p_{mi} , dar crește și π_{QeT} .

Analiza influențelor unor parametri asupra **motoarelor supraalimentate cu răcire intermediară** a inclus modificările produse de integrarea răcitorului intermediar. Noutatea în programul de calcul este legată de eficiența de răcire (τ), căldura eliminată (Q_R) și laminarea aerului în răcitor. Mărimile investigate au fost: temperatura termodinamică medie a arderii, T_{mar} , încărcarea termică volumică a cilindrului q_{ar} , căldura cedată de gazele evacuate din turbină într-un proces de răcire izobar, Q_{eT} , randamentul indicat, η_i , presiunea medie indicată, p_{mi} . Principalii termeni din bilanțul exergetic investigați au fost pierderea cauzată de ireversibilitatea arderii, π_{irar} , pierderea cu exergia căldurii π_{QeT} , pierderile cauzate de ireversibilitatea procesului de comprimare din compresor (denumit și suflantă), π_{irs} , de ireversibilitatea procesului de destindere din turbină, π_{iT} , precum și de ireversibilitatea procesului de evacuare, π_{ire} .

Motoarele supraalimentate și cu răcire intermediară analizate au fost 550-L6-DTI și 1380-V8-DTI, prezentate în paralel, având la bază determinările experimentale la sarcină totală pentru turația de cuplu maxim și pentru turația nominală.

Răcirea intermediară produce efecte mai puține decât supraalimentarea, de aceea unele grafice înregistrează valori constante, nefiind relevant a fi prezentate integral. Cel mai important parametru al răcirii intermediare este eficiența de răcire (sau gradul de răcire), τ .

Prin creșterea eficienței procesului de răcire din răcitor temperaturile termodinamice medii ale arderii, T_{mar} scad, ca urmare a intrării în ciclul motor a unui aer mai intens răcit, după încălzirea produsă de comprimarea în compresor, Figura 4.20.

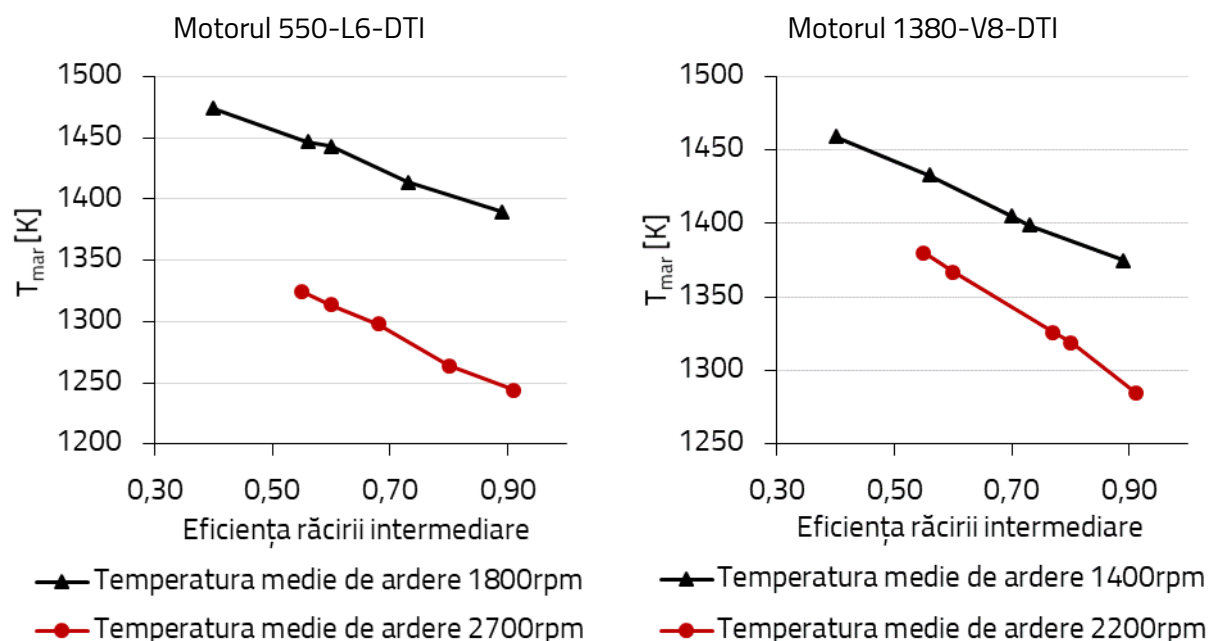


Fig. 4.20 Variația T_{mar} cu τ

O răcire a aerului mai bună scade căldura de evacuare Q_{eT} și crește încărcarea termică volumică, $q_{arV/s}$, ambele variații fiind inverse față de cea a turației motorului, conform Figurii 4.21.

În cazul creșterii coeficientului răcirii intermediare, în Figura 4.22 se observă o creștere ușoară a presiunii medii indicate, iar randamentul indicat prezintă un caracter quasi-constant. La aceeași eficiență a răcirii, mărirea turației înregistrează valori mai reduse ale p_{mi} , dar mai mari ale randamentului indicat, η_i .

Variația termenilor exergetici este prezentată în Figura 4.23 unde se observă o creștere ușoară a ireversibilității arderii și o scădere moderată a ireversibilității căldurii de evacuare la ieșirea din turbină, odată cu mărirea eficienței răcirii intermediare.

Creșterea turației scade semnificativ pierderea de exergie a căldurii evacuate; în schimb efectul turației asupra ireversibilității arderii este foarte redus.

Figura 4.24 prezintă termenii ireversibilităților din procesele de supraalimentare și evacuare din motor. Ireversibilitatea în compresor și turbină nu prezintă sensibilitate la variația eficienței răcirii intermediare.

În schimb, ireversibilitatea evacuării crește ușor cu mărirea coeficientului de răcire intermediară. Mărirea turației crește π_{irT} și scade π_{ire} ; în ceea ce privește π_{irs} cele două motoare se comportă diferit la variația turației, cu observația că procente respective au valori mici, între 1-2% din energia combustibilului, pentru ambele motoare.

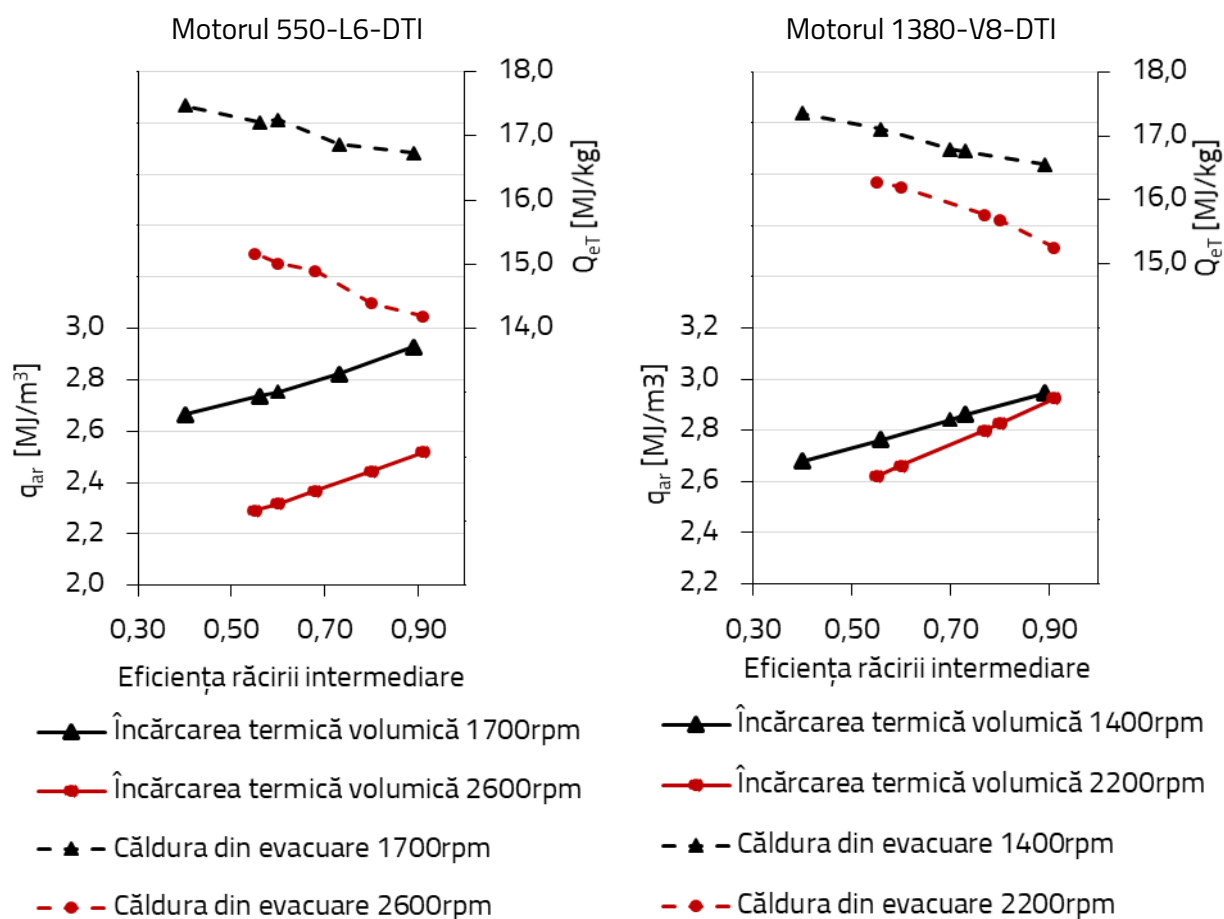


Fig. 4.21 Variația q_{ar} și Q_{eT} cu τ

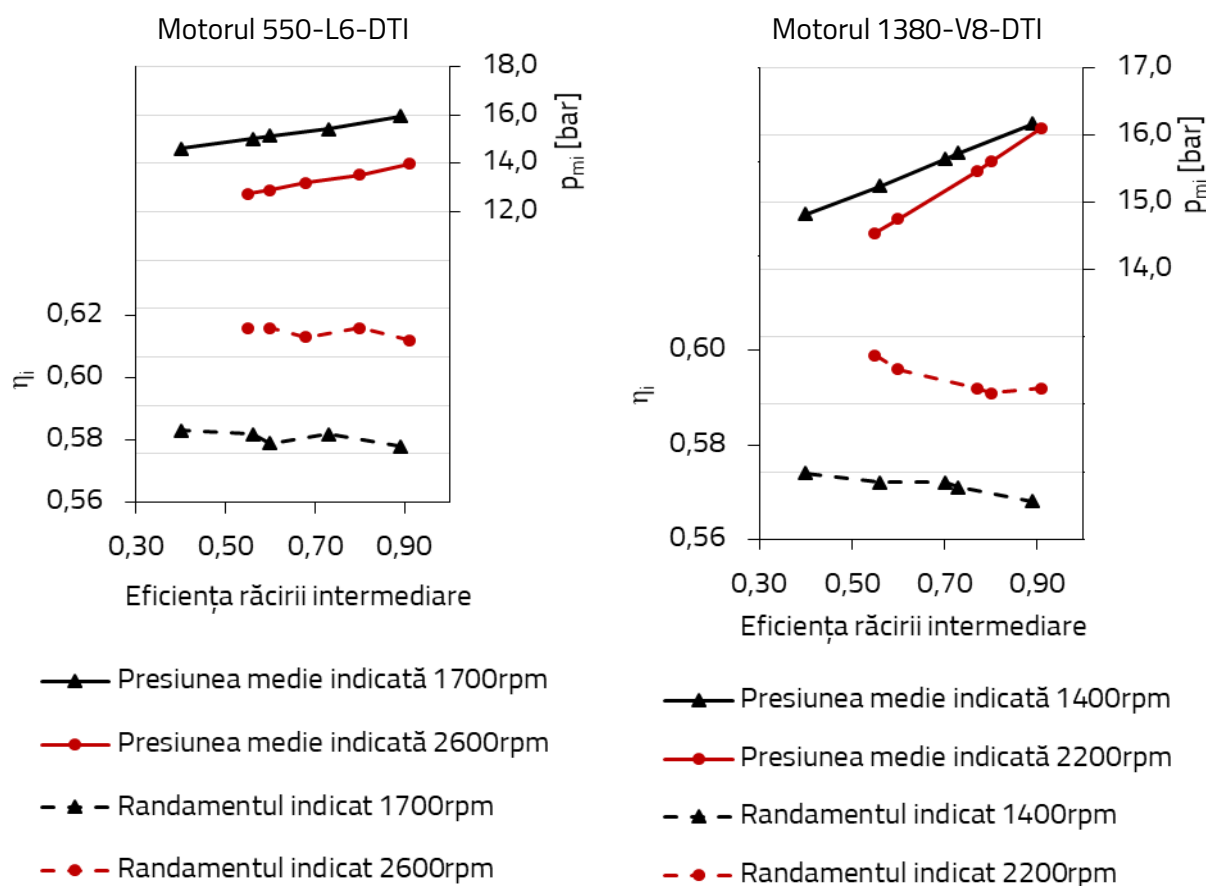
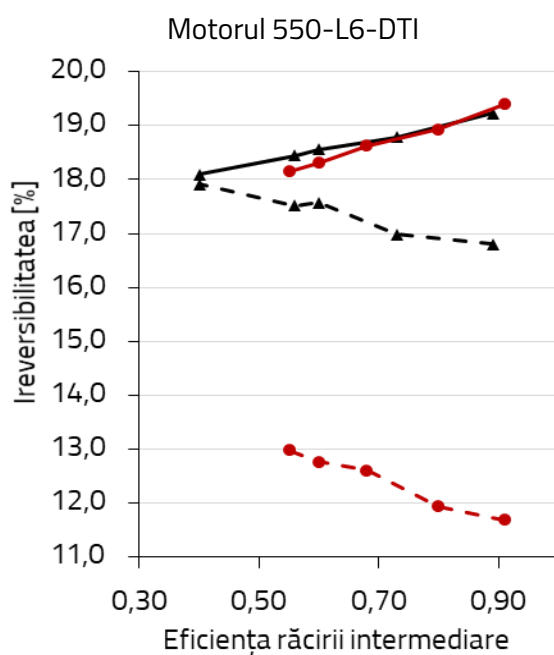
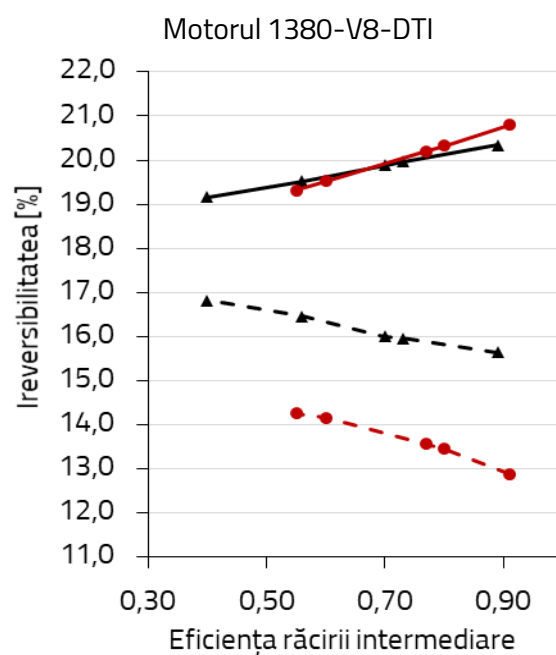


Fig. 4.22 Variația p_{mi} și η_i cu τ

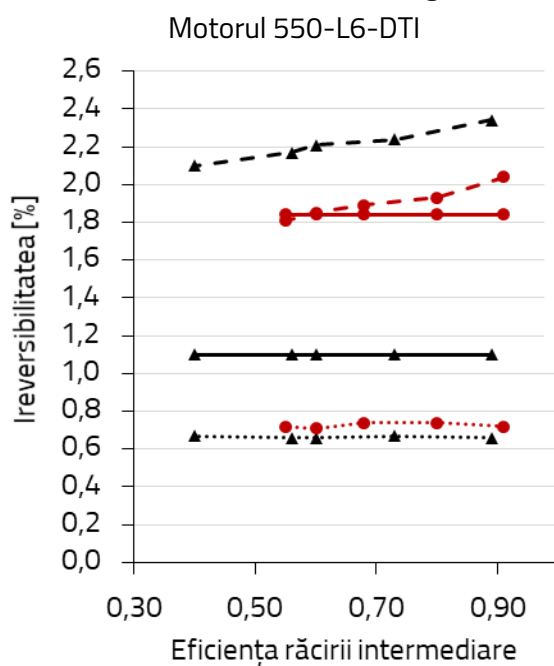


- ▲— Ireversibilitatea arderii 1700rpm
- Ireversibilitatea arderii 2600rpm
- ▲- Ireversibilitatea căldurii evacuate 1700rpm
- Ireversibilitatea căldurii evacuate 2600rpm

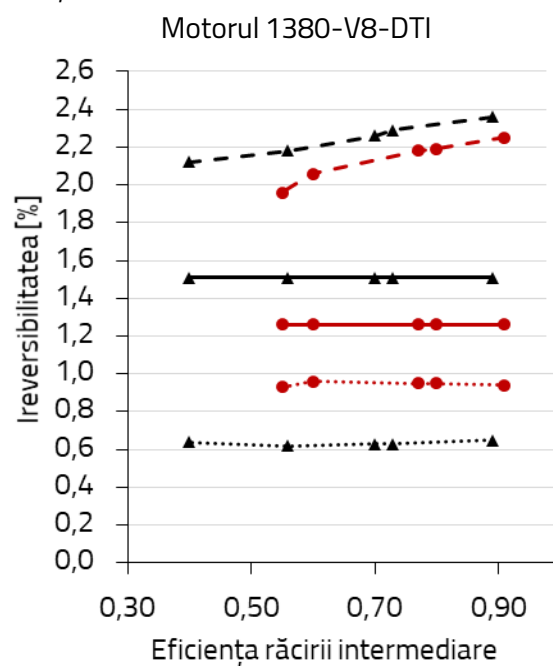


- ▲— Ireversibilitatea arderii 1400rpm
- Ireversibilitatea arderii 2200rpm
- ▲- Ireversibilitatea căldurii evacuate 1400rpm
- Ireversibilitatea căldurii evacuate 2200rpm

Fig. 4.23 Variația π_{irar} și π_{QeT} cu τ



- ▲— Ireversibilitatea în compresor 1700rpm
- Ireversibilitatea în compresor 2600rpm
- ▲- Ireversibilitatea evacuării 1700rpm
- Ireversibilitatea evacuării 2600rpm
-▲.... Ireversibilitatea în turbină 1700rpm
-●.... Ireversibilitatea în turbină 2600rpm



- ▲— Ireversibilitatea în compresor 1400rpm
- Ireversibilitatea în compresor 2200rpm
- ▲- Ireversibilitatea evacuării 1400rpm
- Ireversibilitatea evacuării 2200rpm
-▲.... Ireversibilitatea în turbină 1400rpm
-●.... Ireversibilitatea în turbină 2200rpm

Fig. 4.24 Variația π_{irs} , π_{irT} și π_{ire} cu τ

Comportamentul motoarelor RI analizate a înregistrat o serie de diferențe, justificabile prin parametrii diferiți de funcționare și domeniile diferite ale turațiilor de lucru. Rezultatele studiului numeric sunt în bună concordanță cu literatura tehnică. Răcirea intermediară a adăugat un spor de putere indicată față de motoarele T. Prin aplicarea RI se constată o creștere a π_{irar} concomitent cu o scădere a pierderilor de exergie a căldurii eliberate în mediu π_{QeT} . Controlul funcțional al parametrilor este dificil, optimizarea energetică fiind adesea în contradicție cu cea exergetică. Mărimile Q_{eT} și π_{QeT} sunt importante pentru recuperarea căldurii din gazele evacuate, iar mărirea turației motorului le reduce concomitent.

Studiul detaliat al influenței parametrilor asupra termenilor exergetici oferă o perspectivă valoroasă asupra optimizării funcționării motoarelor diesel din punctul de vedere al ambelor principii ale termodinamicii. Deși unii parametri constructivi (raportul de comprimare) sau condiții de mediu (temperatură, presiune) au influențe predictibile, controlul funcțional prin parametri precum presiunea de supraalimentare și coeficientul de exces de aer necesită o abordare multicriterială pentru a echilibra performanțele energetice cu cele exergetice. Pierderile semnificative de exergie prin ardere și evacuare rămân principalele ținte pentru îmbunătățiri viitoare.

5. ÎMBUNĂTĂȚIREA MODELELOR ENERGETIC ȘI EXERGETIC

Prima parte se concentrează pe bilanțul energetic al motorului AVL 5402, pe baza datelor experimentale, cu accent pe influența turației asupra principalilor termeni de bilanț, comparația între variantele cu aspirație naturală și supraalimentate și evaluarea transferului de căldură prin suprafețele motorului. Motorul AVL 5402 a fost testat pe stand în variante de funcționare cu aspirație naturală (N) și supraalimentată (T), pe un interval de turații reprezentativ (1600–3600 rpm) și la diferite sarcini (50%, 75%, 100%). Analiza energetică s-a concentrat pe regimurile de peste 50% sarcină, deoarece la sarcini mici temperaturile și debitele sunt reduse, limitând potențialul de recuperare a energiei. Influența turației motorului asupra termenilor de bilanț a fost analizată pentru motorul AVL 5402 în configurație cu aspirație naturală (N). Pentru funcționarea la regimul nominal ponderile acestor mărimi energetice raportate la unitatea de timp sunt ilustrate în Figura 5.1.

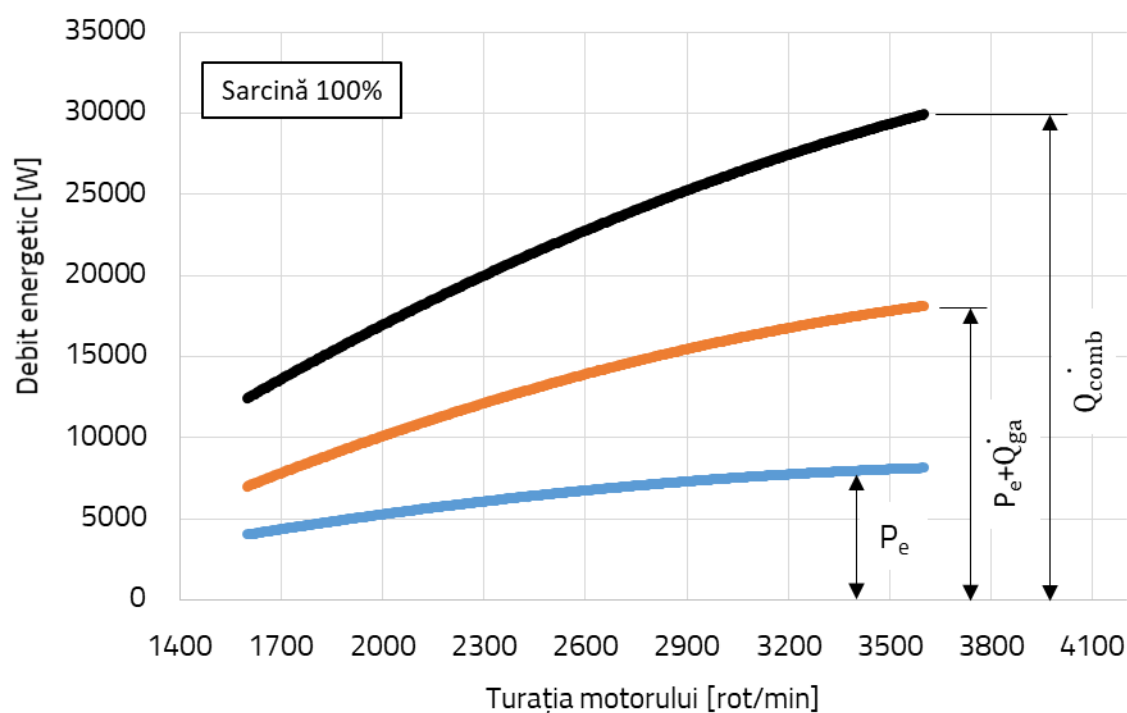


Fig. 5.1 Variația principalilor termeni de bilanț cu turația, la sarcină totală

Termenul care reprezintă diferența dintre debitul energiei degajate prin arderea completă a combustibilului și suma dintre puterea efectivă și debitul de căldură evacuat prin gazele arse este debitul de căldură extins eliberat prin răcire $Q_{răce}$. La sarcină totală, tendințele de evoluție ale ponderilor acestor mărimi odată cu creșterea turației de la 1600 la 3600 rpm, exprimate față de energia combustibilul consumat în unitatea de timp, sunt următoarele: puterea efectivă, P_e scade de la 32,9% la 27,2%, debitul de căldură evacuată prin gazele arse Q_{ga} crește de la 25,1% la 33,1%, iar debitul de căldură extins eliberat prin răcire, $Q_{răce}$, scade de la 41,9% la 39,7%. Având aceiași termeni de bilanț considerați anterior în Figura 5.1, Figura 5.2 înfățișează alura curbelor reprezentative specifice funcționării supraalimentate.

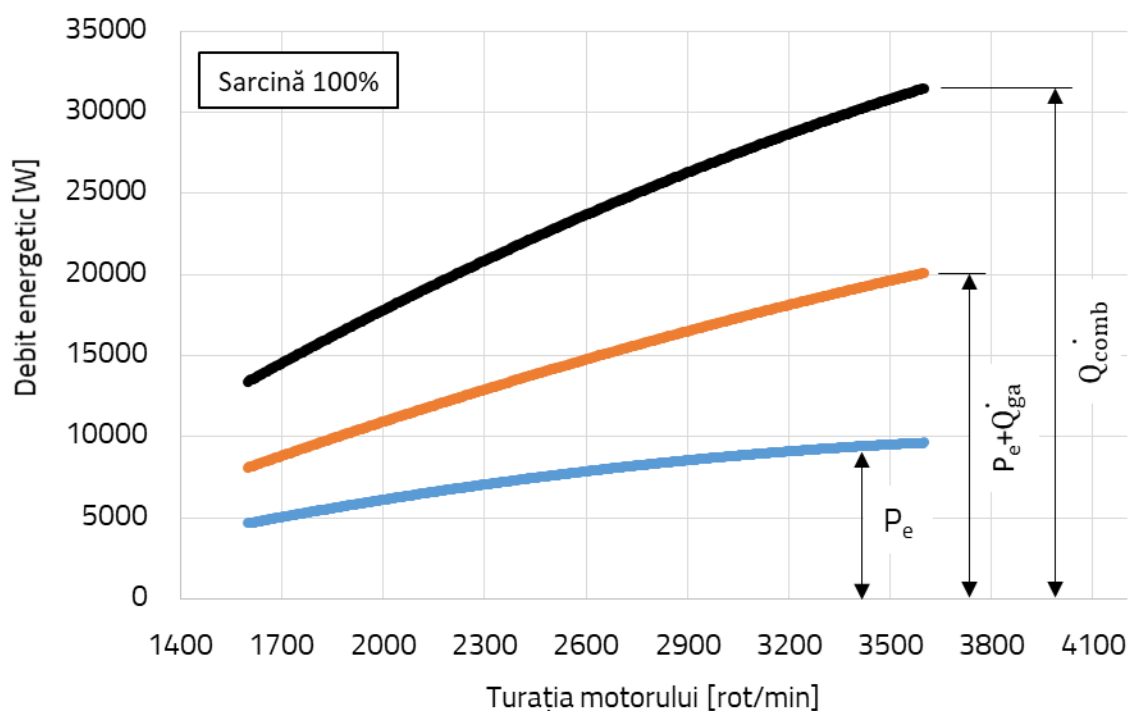


Fig. 5.2 Variația principalilor termeni de bilanț cu turația, la sarcină totală

La sarcină totală, tendințele de evoluție ale ponderilor acestor mărimi odată cu creșterea turației de la 1600 la 3600 rpm, exprimate față de energia combustibilului consumat în unitatea de timp, sunt următoarele: puterea efectivă, P_e scade de la 35,8% la 30,42%, debitul de căldură evacuată prin gazele arse $\dot{Q}_{ga}$ crește de la 25,3% la 33,4%, iar debitul de căldură extins eliberat prin răcire, $\dot{Q}_{răce}$, scade de la 38,8% la 36,2%. Comparativ cu bilanțul variantei N, varianta T la creșterea turației înregistrează o mai bună utilizare a energiei combustibilului, mediile procentelor termenilor T față de omoloagele lor N crescând cu 3,2% pentru P_e și scăzând cu 1,2% pentru $\dot{Q}_{ga}$ și cu 2,4% pentru $\dot{Q}_{răce}$.

Transferul de căldură în motoarele termice este un fenomen complex care influențează randamentul efectiv, încărcarea termică a componentelor și nivelul emisiilor poluante.

Conform analizei termenilor bilanțului energetic (Capitolul 2), termenul rezidual, $\dot{Q}_{rez}$, care închide bilanțul, are o pondere din energia combustibilului apreciată de diferite referințe, astfel: astfel: 2-6% [31], 6-8% [33], 8-16% [32, 105]. Acest termen include mai mulți constituenți din care **transferul de căldură prin convecție și radiație al suprafețelor motorului către mediul înconjurător** $\dot{Q}_s$ este cel mai semnificativ ca mărime energetică. Evaluarea experimentală a transferului de căldură prin convecție-radiație a suprafețelor motorului către mediul înconjurător, $\dot{Q}_s$, poate fi făcută pornind de la datele motorului AVL 5402, măsurate pe durata testelor descrise în capitolul 3 și raportată procentual la energia combustibilului. Transferul de căldură de la suprafața motorului către mediul înconjurător $\dot{Q}_s$ are două componente, una produsă de convecția termică, $\dot{Q}_c$, iar cealaltă de radiația termică, $\dot{Q}_r$.

$$\dot{Q}_c = \alpha_c (t_{pm} - t_f) A_{ef} \quad [W]$$

$$\dot{Q}_r = \varepsilon_r C_N \left[\left(\frac{T_{pm}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_f}{100} \right)^4 \right] A_{ef} \quad [W]$$

$$\dot{Q}_s = \dot{Q}_c + \dot{Q}_r$$

în care α_c – coeficientul de transfer termic prin convecție, A_{ef} – aria efectivă a suprafeței blocului motor, ε_r – coeficientul energetic de emisie prin radiație al suprafeței blocului motor, C_N – coeficientul de radiație al corpului absolut negru, T_{pm} și T_f sunt temperaturile absolute medii ale suprafeței blocului motor, respectiv a aerului înconjurător. Pentru cazul particular al turației motorului de 2000 rpm la sarcină totală, s-a măsurat temperatura locală a blocului motor cu termometru cu infraroșu în mai multe puncte, temperatura variind între 85 și 91 °C (Fig. 5.3).

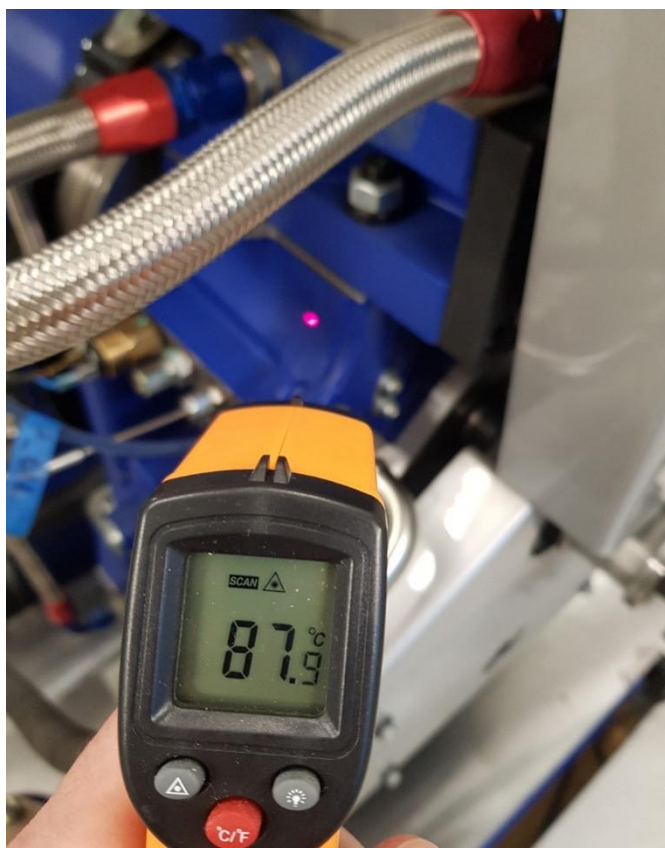


Fig. 5.3 Citirea temperaturii exterioare a blocului motor AVL 5402

Pentru valoarea medie a temperaturilor suprafeței, de 88 °C, și a mediului ambiant al laboratorului, de 28 °C, s-au efectuat calculele rezultând următoarele concluzii:

- a. Ponderea termenului radiant din transferul termic ($\dot{Q}_r/\dot{Q}_s$) este de doar 2,48%, transferul convectiv fiind dominant.
- b. Raportarea $\dot{Q}_s$ la debitul energetic corespunzător combustibilului reprezintă 6,6%, valoare destul de apropiată de intervalul de valori al termenului rezidual, Q_{rez} , care include $\dot{Q}_s$, conform celor patru referințe [31-33, 105].

O evaluare numerică a transferului de căldură prin suprafața colectorului de evacuare a fost realizată pentru motorul D30, utilizând software-ul COMSOL Multiphysics. Modelarea a implicat definirea geometriei colectorului, proprietăților materialului și fluidului, condițiilor limită și generarea unui mesh (rețea de elemente finite). Rezultatele simulării (Figura 5.4) au ilustrat distribuția temperaturilor, vitezei și presiunii gazelor de evacuare în colector.

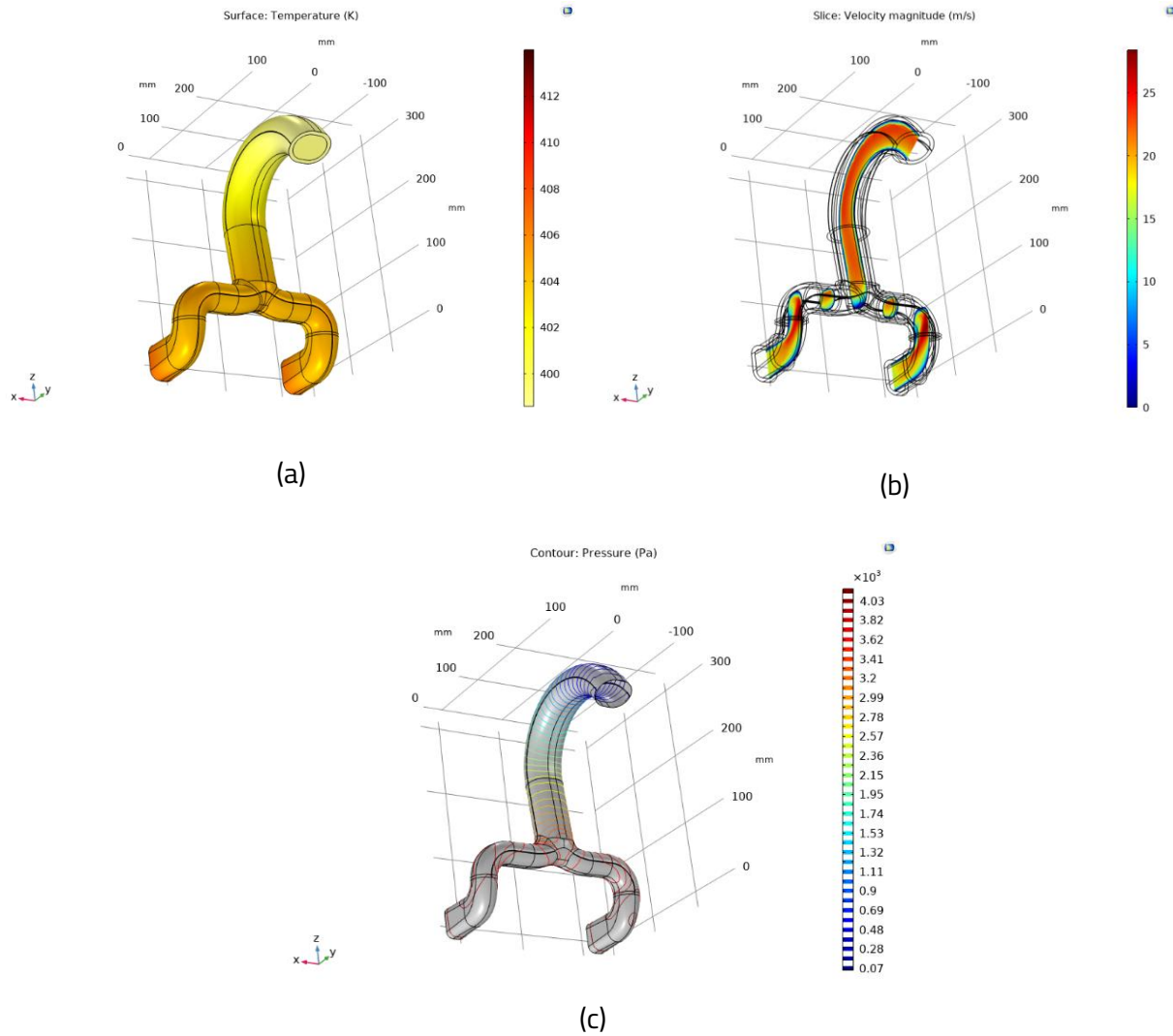


Fig. 5.4 Rezultatele simulării de curgere a gazelor arse prin colectorul de evacuare

S-a observat o scădere semnificativă a temperaturii la fiecare cot, atribuită creșterii presiunii locale și favorizării transferului prin convecție. Creșterea secțiunii la intersecția conductelor de evacuare a afectat de asemenea răcirea gazelor. Validarea modelului s-a făcut prin comparație cu măsurători experimentale (scanare termică cu infraroșu).

Pierderile mecanice înglobează pierderile prin frecarea dintre piesele motorului, pierderile de antrenare a diferitelor sisteme auxiliare, precum și pierderile de pompaj; predicția acestor pierderi utilizează calcule simple și rapide, cu câteva din variabilele principale ale motorului, fiind exprimate prin presiunea medie a rezistențelor proprii, p_{rp} , dependentă de viteza medie a pistonului, w_{pm} , presiunea maximă din camera de ardere p_{max} , turația n și raportul de comprimare ε . O serie de cinci formule empirice au fost analizate comparativ cu datele experimentale extrase din buletinele de testare INAR conducând la patru **ecuații noi**, adaptate la caracteristicile motoarelor investigate în această lucrare:

$$p_{rp} = 1,113 + 0,118 \cdot w_{pm} \quad (1), \text{ în bar}$$

$$p_{rp} = 0,749 + 0,1629 \cdot w_{pm} + 5 \cdot 10^{-8} \cdot p_{max} \quad (2), \text{ în bar}$$

$$p_{rp} = -13600 + 29,4 \cdot n + 0,016 \cdot p_{max} \quad (3), \text{ în Pa}$$

$$p_{rp} = 85,1 + 48 \cdot \left(\frac{n}{1000}\right) + 0,4 \cdot w_{pm}^2 \quad (5), \text{ în kPa}$$

Capitolul explorează și posibilitatea predicției pierderilor mecanice pentru motoarele netestate utilizând formule globale calibrate pe baza datelor de la motoarele testate.

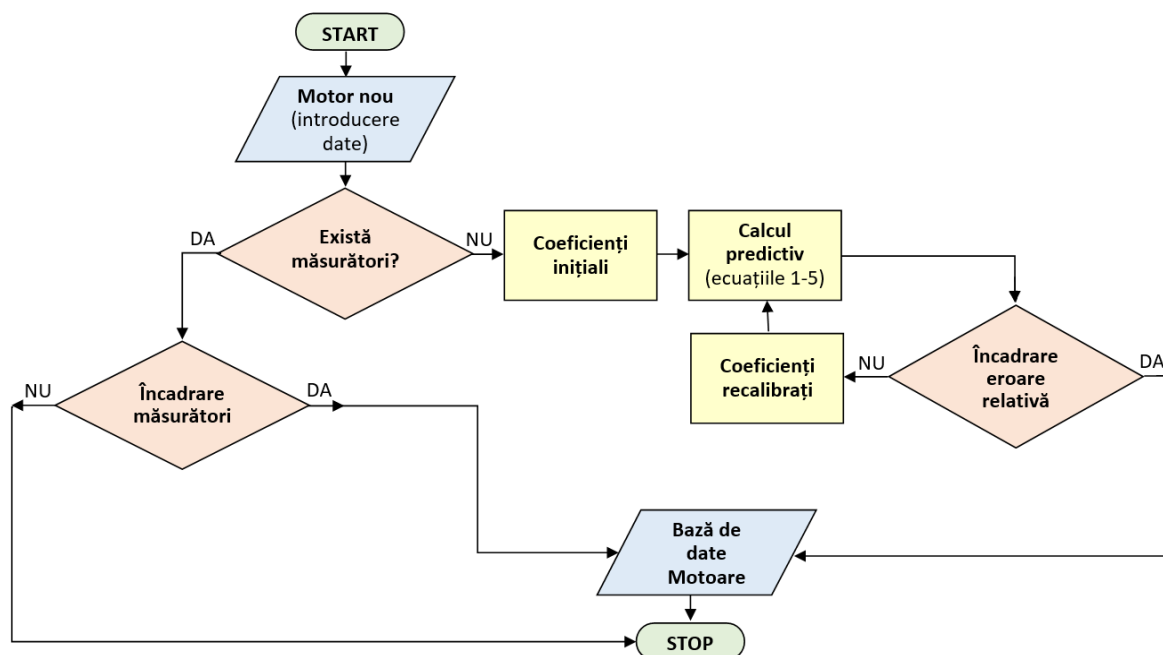


Fig. 5.5 Operarea bazei de date

Algoritmul propus (Figura 5.5) implică aplicarea iterativă a formulelor empirice și calibrarea termenului liber al acestora pentru a minimiza eroarea față de media pierderilor mecanice a motoarelor testate. Ca urmare a determinării analitice a acestor pierderi mecanice s-a generat un termen exergetic nou în bilanțul exergetic inițial, Π_m , care se calculează cu formula propusă în referința [36]. După raportarea la exergia combustibilului și scăzând pierderile prin pompaj, rezultă pierderea prin ireversibilitatea proceselor de frecare, acesta devine $\bar{\pi}_f$:

$$\bar{\pi}_f = \bar{\pi}_m - (\bar{\pi}_{la} + \bar{\pi}_{le})$$

Tabelul 5.1 cuprinde, pe baza calculelor prezentate la evaluarea transferului de căldură, situația motoarelor analizate din punctul de vedere al modului în care s-au calculat pierderile mecanice, precum și procentul pierderilor mecanice prin ireversibilitatea proceselor de frecare, $\bar{\pi}_f$, raportat la exergia combustibilului, fapt care a fost realizat prin împărțirea procentelor din bilanțul energetic la constanta anterior calculată, 1,07.

Tab. 5.1 Pierderile exergetice asociate frecărilor din motor, $\bar{\pi}_f$

Motor	Tip aspirație	Metoda	$\bar{\pi}_f$ [%]	
			La turația nominală	La turația cuplului maxim
D127	N	Predicție	12,10	7,83
	T	Predicție	12,97	11,02
392	N	Predicție	11,17	7,40
	T	Experimental	13,93	9,15

550	N	Experimental	10,26	7,38
	T	Experimental	11,48	8,48
	RI	Experimental	11,24	7,47
1035	T	Predicție	10,44	7,26
1070	RI	Experimental	10,68	7,03
1230	RI	Predicție	8,61	6,28
1240	T	Predicție	11,18	7,45
1380	T	Experimental	10,48	6,36
	RI	Experimental	10,25	7,02
D30	N	Predicție	9,49	-

Eficiența arderii poate fi calculată dacă se cunosc mărimile produselor de combustie CO (monoxid de carbon), HC (hidrocarburi), PM (particule). Monoxidul de carbon degajă prin ardere 10,16 MJ/kg; hidrocarburile degajate se consideră a fi apropiate compozițional de hidrocarburile existente în combustibil, de aceea se admite că au puteri calorice inferioare apropiate de cele ale motorinelor și benzinelor (42-44 MJ/kg). Particulele emise de motoarele diesel au o compoziție chimică mai diversă, totuși se acceptă că 75% este reprezentată de carbon amorf, iar 24% de hidrocarburi grele [121]. Se atribuie carbonului puterea calorică de 32,8 MJ/kg, iar pentru hidrocarburi grele puterea calorică a păcurii, de 40,9 MJ/kg. Astfel se poate calcula eficiența arderii sau combustiei η_c cu următoarea formulă:

$$\eta_c = 1 - \frac{\sum g_i H_{ij}}{(\dot{m}_{cb}/(\dot{m}_{cb} + \dot{m}_a))H_{i_{cb}}}$$

în care: j =CO, HC, PMc (particule carbonoase), PMh (particule provenind din hidrocarburi grele), g_j - fracțiunea masică a componentului j în gazele arse, H_{ij} - puterea calorică inferioară (masică) a componentului j sau a combustibilului, $\dot{m}_{cb}$ - debitul masic de combustibil, $\dot{m}_a$ - debitul masic de aer. Sunt prezentate rezultatele a două calcule ale eficiențelor arderii pentru două motoare, situate la o distanță tehnologică de trei decenii, 1240-V8-DT și AVL 5402, pe baza formulei anterior prezentate. S-au utilizat valorile puterilor calorice inferioare anterior prezentate, iar pentru motorină s-a considerat 42,5 MJ/kg. Ambele motoare au fost testate în aceleași 13 regimuri staționare reprezentative descrise de Regulamentul European nr.49 [125], fapt care a permis compararea rezultatelor. Rezultatele calculelor sunt bazate pe emisiile poluante implicate în procesul de oxidare ale celor două motoarelor investigate și pe formula eficienței arderii, fiind prezentate în Tabelul 5.2.

Tab. 5.2 Eficiența arderii și emisiile poluante

Motor	CO [g/kWh]	HC [g/kWh]	PM [g/kWh]	η_c
1240-V8- DT	3,82	0,76	1,93	0,982
AVL 5402	4,4	0,275	0,106	0,996

În concluzie, conform datelor din Tabelul 5.2, se confirmă că pierderea este de circa 2% cum prezisese referința [31], contemporană cu motorul 1240-V8- DT.

Noutatea metodologică prezentată este diferențierea puterii calorice a particulelor pe baza compoziției lor (carbon și hidrocarburi grele), ceea ce îmbunătățește precizia calculului eficienței arderii.

Partea a 2-a evaluează mai precis influența exergiei combustibilului, mărime la care se face raportarea termenilor exergetici.

S-a considerat motorina ca fiind alcătuită în principal din carbon și hidrogen, neglijând impuritățile precum sulf, azot și oxigen.

Variația compozițională a condus la o dispersie a formulelor de evaluare a exergiei, existând abordări bazate pe alegerea unei hidrocarburi reprezentative (ex: dodecanul $C_{12}H_{26}$) sau exprimarea cu zecimale a numărului de atomi ($C_{14,4}H_{24,9}$).

Abordarea cea mai acceptată, utilizată în lucrare, exprimă exergia chimică a combustibilului (A_{cb}) în funcție de puterea calorică inferioară (H_i) și compoziția chimică sub forma $C_zH_yO_pS_q$:

$$A_{cb} = H_i \left(1,0401 + 0,01728 \frac{y}{z} + 0,0432 \frac{p}{z} + 0,2196 \frac{q}{z} (1 - 2,0628 \frac{y}{z}) \right)$$

Deși nu există o explicație științifică, merită făcută o observație asupra coeficientului de proporționalitate, valabilă pentru mulți combustibili lichizi petrolieri: valoarea 1,07 a raportului A_{cb}/H_i coincide cu raportul dintre puterea calorică superioară și puterea calorică inferioară, H_s/H_i , ceea ce poate conduce la aproximarea exergiei combustibilului cu puterea calorică superioară ($A_{cb} \approx H_s$).

Studiul exergetic al **transferul de căldură din cilindru** din timpul procesului de comprimare, de destindere și de ardere a generat **trei termeni exergetici noi** $\bar{\pi}_{Q_{ar}}$ prin pereții camerei de ardere și a cilindrului în timpul proceselor de ardere, $\bar{\pi}_{Q_c}$ în procesul de comprimare și $\bar{\pi}_{Q_d}$ în procesul de destindere Π_{Q_d} .

Extinderea bilanțului exergetic a implicat raportarea termenilor existenți la exergia combustibilului, utilizând factorul de corecție de 1,07, și adăugarea termenului exergetic referitor la pierderile mecanice ale motorului $\bar{\pi}_f$, precum și a celor trei termeni exergetici referitori la pierderile de căldură din cilindru, $\bar{\pi}_{Q_{ar}}, \bar{\pi}_{Q_c}, \bar{\pi}_{Q_d}$.

Merită precizat faptul că în diagramele Sankey noi s-a neglijat reprezentarea pierderii asociate cu eficiența arderii η_c , fiind apreciată ca fiind mai mică de 1%.

Celor patru termeni distincți descriși anterior li se mai adaugă un nou termen, $\bar{\pi}_x$, care desemnează pierderile nedeterminate de exergie care nu sunt explicit cuprinse în bilanțul exergetic.

În concluzie, față de modelul exergetic inițial, **prin adăugarea celor patru termeni exergetici noi**, profilul pierderilor din motor devine mai clar, mai amănunțit, așa cum se poate observa în Figura 5.6 pentru analiza motorului 550-L6-DTI la regimurile de turație corespunzătoare cuplului maxim și celui de sarcină totală.

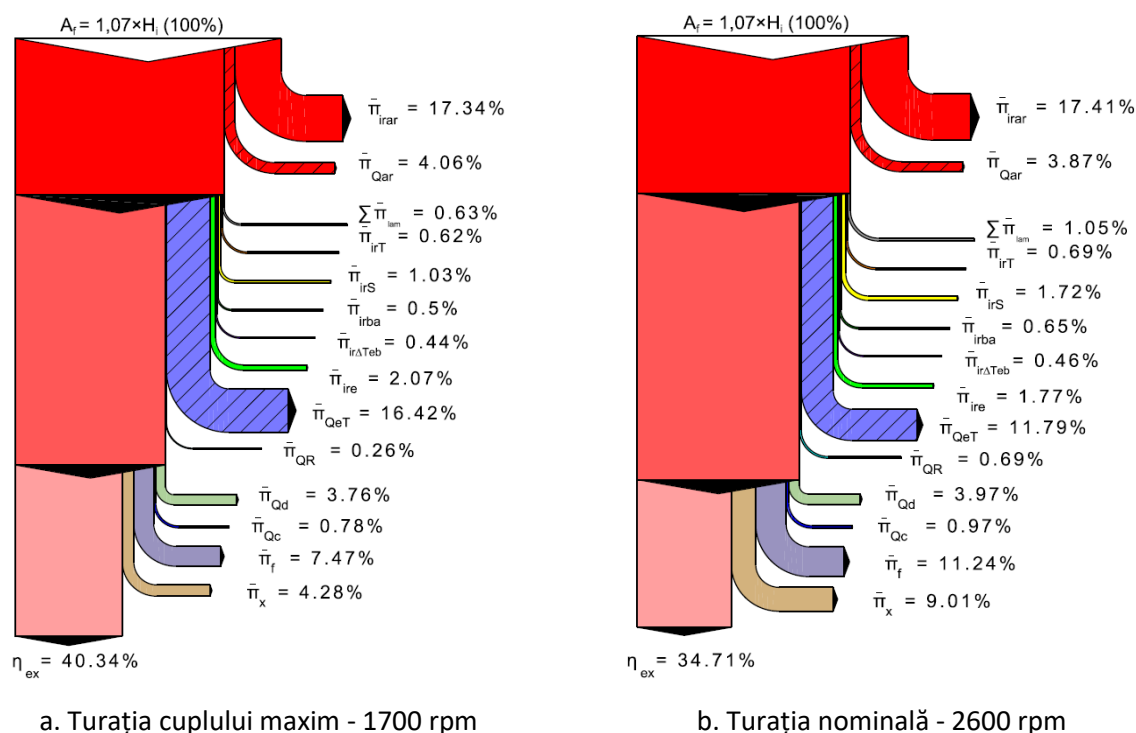


Fig. 5.6 Bilanțul exergetic extins al motorului 550-L6-DTI

6. RECUPERAREA ENERGIEI DIN GAZELE DE EVACUARE

6.1. Metode de recuperare energetică

Pentru a valorifica întregul potențial energetic al motoarelor cu ardere internă, principiul "Recuperării căldurii reziduale" (WHR) a devenit tot mai cunoscut, acesta făcând posibilă îmbunătățirea eficienței globale a motorului cu ardere internă prin conversia căldurii risipite într-o energie ordonată. În mod evident, nu întreaga energie eliberată în urma arderii combustibilului în cilindrii motorului poate fi recuperată, însă chiar și o fracțiune infimă din aceasta poate contribui semnificativ la conservarea resurselor energetice ale planetei. Gazele de evacuare care sunt eliberate în atmosferă prin sistemul de evacuare sau gazele recirculate prin sistemul EGR, pierderile de căldură din sistemele de răcire și ungere al motorului sau chiar radiația emisă de suprafața acestuia, toate pot fi considerate surse de căldură reziduală în motorul cu ardere internă [134]. Figura 6.1 prezintă metodele convenționale de recuperare a căldurii reziduale din motoarele cu ardere internă. Aceste tehnologii pot fi clasificate ca tehnologii pasive sau active, funcție de utilizarea căldurii direct la aceeași temperatură sau o temperatură mai mică ori este transformată în altă formă de energie sau la o temperatură mai ridicată [135]. Schimbătoarele de căldură și sistemele de stocare a Energiei (TES) sunt printre cele mai utilizate tehnologii pasive pentru recuperarea căldurii, fiind capabile să transfere energie în mod constant, fie prin înmagazinarea acesteia și eliberarea la cerere. Sistemele Turbocompound, pompele de căldură, cicluri termice de putere și generatoarele termoelectrice sunt considerate tehnologii active.

Conexiunile punctate din figură reprezintă posibilitatea de evitare a unor tehnologii în procesul de obținere a lucrului mecanic sau a energiei electrice. Aceste tehnologii sunt utile nu doar în domeniul transporturilor, cât și domeniul industrial, fiecare cu avantajele sale legate de spațiul disponibil, sursa de energie recuperabilă în funcție de temperatură și debit de căldură, cât și costuri [136].

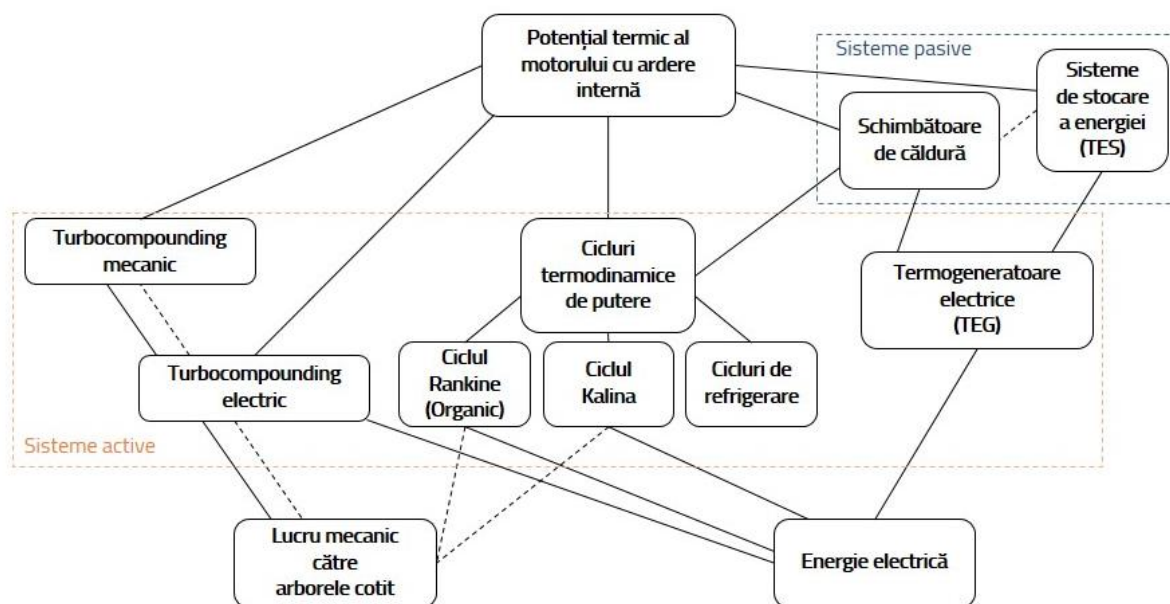


Fig. 6.1 Tehnologii de recuperare a energiei reziduale (Adaptare după [135, 136])

În tabelul 6.1 sunt prezentate avantajele și dezavantajele principalelor sisteme de recuperare de energie, adaptate după [163], [162].

Tab. 6.1 Tehnologiile de recuperare a energiei. Avantaje și dezavantaje

	Avantaje	Dezavantaje
Termogeneratorul electric (TEG)	- Siguranță în exploatare - Nu produc zgomot - Nu produc emisii nocive - Nu depind de tipul sursei de căldură - Se pot monta și orienta pe orice direcție - Conversie directă a căldurii - Dimensiune compactă	- Randament de conversie scăzut (4-10%) - Cost per watt generat (8,4 €/W) [141] - Dependent de construcția sistemului
Ciclul Rankine aplicat M.A.I.	- Interval operațional (100-500°C) potrivit motoarelor cu ardere internă - Considerat mai performant decât alte cicluri de putere cum ar fi Kalina sau Rankine convențional - Simplitatea design-ului - Randament de conversie 10%-46% [151]	- Necesită măsuri de siguranță în funcționare datorită fluidelor de lucru cu potențial de poluare a mediului - Dimensiuni de gabarit și greutate

Turbocompounding	- Consum specific de combustibil redus - Design simplu - Potrivit funcționării la turații și sarcini mari [163] - Randament de conversie 68-88% [175] - Volum redus	- Mărește considerabil rezistența la evacuarea gazelor arse - La sarcini reduse, consumul specific de combustibil este înrăutățit față de configurația fără turbocompound
Dispozitive pentru stocarea energiei	- Capacitate mare de stocare a energiei - Perioada mare de stocare a energiei - Se reduce funcționarea motorului la sarcină ridicată prin folosirea căldurii stocate și reduce căldura cedată mediului - Poate fi folosită concomitent cu alte sisteme de recuperare a energiei	- Desincronizarea dintre cererea de energie și disponibilitatea energiei - Complexitatea design-ului - Costuri inițiale ridicate și de mentenanță - Uzură mărită în funcție de ciclurile de încărcare-descărcare - Durată îndelungată de încărcare și descărcare pentru stocarea căldurii latente.

6.2. Sursele de recuperare energetică. Cazul motoarelor termice

Principalele surse energetice ale motorului termic care ar putea fi utilizate pentru recuperare sunt gazele de evacuare, gazele de evacuare recirculate (EGR), aerul de supraalimentare, lichidul de răcire, lubrifiantii și suprafața exterioară a motorului, care în timpul funcționării poate atinge o temperatură considerabilă, de peste 90°C.

Recuperarea energiei este cu atât mai mare cu cât temperatura sursei calde este mai înaltă, de aceea sursele de recuperare ale motoarelor termice se divid în două categorii, de potențial mare și de potențial redus, primele fiind mult mai eficiente și cuprinzând doar gazele de evacuare propriu-zise și gazele de evacuare recirculate prin sistemul EGR.

Factorul de transformare a căldurii este asociat cu gradul teoretic de recuperare energetică $(1-T_0/T)$, având valorile pentru o temperatura mediului ambiant de T_0 de 20°C, cuprinse în Tabelul 6.2.

Se poate observa că există o similitudine a datelor pentru același tip de sursă, precum și o clară separare a surselor pe baza nivelului de potențial energetic.

Pentru cele trei motoare detaliate gazele de evacuare propriu-zise și cele recirculate ating valori mari ale potențialului de recuperare de 0,39-0,67 prin reuniune, în timp ce sursele de potențial scăzut acoperă prin reuniune intervalul (0,09-0,22). În medie, sursele fierbinți au potențialul de recuperare energetică de 3,42 ori mai mare decât cel al surselor mai puțin calde, fapt care este decisiv în procesul de selecție a procedurii de recuperare.

Tab. 6.2 Caracteristicile termice ale mediilor din motoarele diesel [122, 160, 176]

Sursa caldă	Gazele arse	Gazele arse recirculate (EGR)	Lubrifiant	Lichid de răcire	Aerul de supra-alimentare	Suprafața motorului
Motor diesel 6 cilindri, 243 kW [160]						
T sursei calde, K	479-744	555-867	363-373	347-357	330-426	-
Factorul $(1-T_0/T)$	0,389-0,606	0,472-0,662	0,193-0,214	0,156-0,179	0,112-0,312	-
Motor diesel 1240-V8-DT, 265 kW [122]						
T sursei calde, K	453-833	-	358-375	349-354	-	-
Factorul $(1-T_0/T)$	0,353-0,648	-	0,182-0,219	0,160-0,172	-	-
Motor diesel 392-L4- DTI, 93kW, [176]						
T sursei calde, K	490-803	-	351-373	351-368	322-375	-
Factorul $(1-T_0/T)$	0,402-0,635	-	0,165-0,214	0,165-0,204	0,09-0,219	-
Motor diesel AVL 5402, monocilindru, 8 kW						
T sursei calde, K	632-771	-	362-364	344-377	-	330-364
Factorul $(1-T_0/T)$	0,568-0,620	-	0,190-0,195	0,148-0,223	-	0,112-0,195

În situația unor motoare sau a altor sisteme industriale de puteri instalate mari, selectarea procedeeleor de recuperare energetică ar putea înclina și în favoarea surselor mai reci, dacă debitele agenților termici ar fi suficient de mari pentru a asigura rentabilitatea recuperării. Pentru sistemele de recuperare a energiei neutilizate în urma arderii de combustibili (WHRS), într-un motor cu ardere internă există două surse principale care pot fi exploatate: gazele de evacuare și celelalte surse calde (Tabelul 6.2). Cele dintâi sunt considerate a avea un potențial ridicat pentru recuperare datorită diferențelor mai mari de temperatură față de cea a mediului ambiant, dar fiindcă sistemul de evacuare conține dispozitive de reducere a emisiilor (catalizatoarele de oxidare, sistemele de reducere catalitică selectivă a NO_x , filtrele de particule) care își ating eficiența maximă la temperaturi ridicate, utilizarea WHRS ar putea interfera cu funcționarea acestora. Pentru autovehiculele rutiere, recuperarea energiei din gazele de evacuare depinde de regimurile de funcționare ale motorului, iar evaluarea potențialului de recuperare a căldurii pierdute poate fi cel mai bine efectuată pornind de la date experimentale colectate de la un stand de testare a motoarelor.

6.3. Evaluarea exergiei gazelor de evacuare

Exergia unui agent termic aflat în curgere continuă și în regim staționar este considerată ca o sumă dintre exergia fizică, exergia cinetică, exergia potențială și exergia chimică. Exergia cinetică și potențială au formulele identice cu cele ale energiilor respective, de obicei acestea au valori foarte reduse și se neglijează. Exergia chimică este exergia specifică combustibilului.

Exergia fizică este dată de relația [177]:

$$E = (I - I_0) - T_0(S - S_0)$$

Mărima ($I - I_0$) este diferența dintre entalpia agentului termic la starea caracterizată de parametrii (p, T) și entalpia agentului termic aflat la echilibru cu mediul ambiant (p_0, T_0), iar ($S - S_0$) este diferența entropiilor analoage. Calculul mărimii E este dependent de valorile specifice ale agentului, existente în tabele termodinamice. În acest capitol se va folosi sub-scriptul **g** în loc de **ga** pentru gaze arse pentru a fi în concordanță cu formulele și graficele deja publicate. Prin raportarea ecuației la unitatea de timp și la specificul gazelor de evacuare se obține ecuația:

$$\dot{E}_g = \dot{m}_g \left[c_{pg}(T_g - T_0) - T_0(s_g - s_0) + \frac{v_g^2}{2} + gh \right]$$

în care $\dot{m}_g$ este debitul masic al gazelor de evacuare, T_g temperatura absolută a gazelor, s este entropia specifică, v este viteza gazului, h este înălțimea sistemului raportat la suprafața solului, iar g este accelerația gravitațională. Particularizând pentru variația entropiei, debitul exergetic $\dot{E}_g$ poate fi scris:

$$\dot{E}_g = \dot{m}_g \left[c_{pg}(T_g - T_0) - T_0 \left(c_{pg} \ln \left(\frac{T_g}{T_0} \right) - R_g \ln \left(\frac{p_g}{p_0} \right) \right) + \frac{v_g^2}{2} + gh \right]$$

Există în literatură o serie de indicatori derivați ai acestei mărimi care permit raportarea la debitul energetic din gazele de evacuare sau la debitul exergetic al combustibilului; prima mărime, δ , este numită eficiența evacuării, definită prima oară în lucrarea [38] ca raportul dintre exergia gazelor de evacuare E_g și energia termică a gazelor de evacuare Q_g . Acest raport arată procentul din energia gazelor de evacuare care poate fi transformat în lucru mecanic util într-un sistem ideal de recuperare a energiei, fiind recunoscut și intens utilizat în articolele dedicate recuperării de energie [166]:

$$\delta = \frac{\dot{E}_g}{\dot{Q}_g}$$

Cel de-al doilea indicator, ε , compară $\dot{E}_g$ prin raportare la exergia chimică introdusă în motor prin combustibil, fiind relevant în determinarea cantității de energie posibil a fi extrasă folosind un sistem ideal de recuperare a energiei, din exergia combustibilului utilizat :

$$\varepsilon = \frac{\dot{E}_g}{A_{cb} \dot{m}_{cb}}$$

6.4. Evaluarea potențialului de recuperare a energiei al motorului AVL 5402 în raport cu ciclurile de funcționare

Transformarea căldurii în lucru mecanic depinde de randamentul ciclului Carnot, care este definit ca randamentul maxim al unui motor termic care funcționează într-un ciclu complet reversibil între două temperaturi ale sursei calde și a sursei reci. Varierea sursei reci, de obicei temperatura atmosferică, este destul de mică, deci eficiența ciclului Carnot depinde în principal de cea mai mare temperatură din ciclu. Acest lucru explică faptul că recuperarea căldurii reziduale aplicată la gazele de evacuare la 450-600°C este de 2-4 ori mai mare decât cea a recuperării căldurii reziduale la fluidul de răcire sau lubrifiant, adică 80-90°C, calculul fiind făcut în scara absolută de temperatură Kelvin. Pentru funcționarea motorului AVL 5402 cu aspirație naturală, la sarcină totală, curbele de temperatură a gazelor de evacuare, a fluidului de răcire și lubrifiantului sunt reprezentate în Figura 6.2.

Diferența considerabilă dintre temperaturile gazelor de ardere comparativ cu cele ale lichidului de răcire și a lubrifiantului explică potențialele de recuperare dezavantajoase ale celor din urmă.

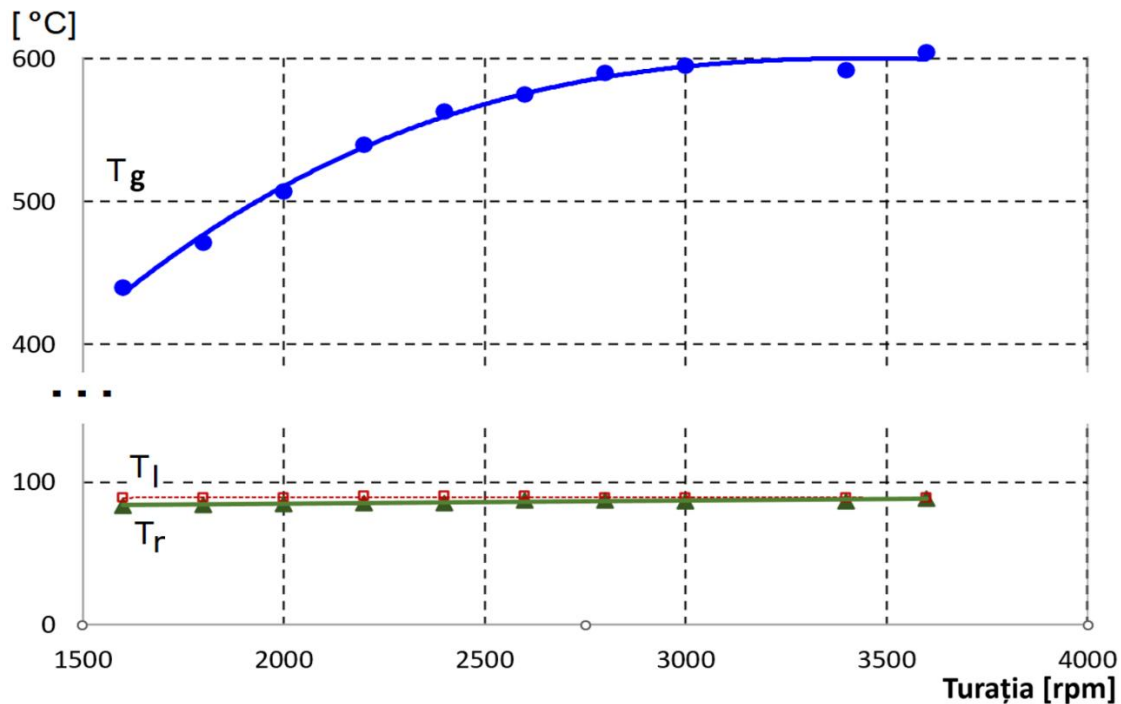


Fig. 6.2 Variația temperaturilor T_g (gaze arse), T_i (lubrifiant) și T_r (lichid de răcire) la sarcină totală

Condițiile de funcționare ale motorului investigat și calculele aferente corespund cu cele descrise la analiza datelor experimentale rezultate din testarea motorului AVL-N, cu admisia naturală a aerului, pentru toate regimurile de funcționare, la turații în domeniul 1600-3600 rpm și la sarcinile de 25, 50,75 și 100%, pentru fiecare turație.

Calculul exergiei $\dot{E}_g$ se bazează pe ecuația următoare, fiind neglijăți termenii energie cinetică și potențială:

$$\dot{E}_g = \dot{m}_g \left[c_{pg}(T_g - T_0) - T_0 \left(c_{pg} \ln \left(\frac{T_g}{T_0} \right) - R_g \ln \left(\frac{p_g}{p_0} \right) \right) \right]$$

Temperatura gazelor de evacuare are o contribuție determinantă atât în analiza energetică, cât și în analiza exergetică. Prin aplicarea ecuațiilor prezentate anterior, cum se poate observa în Figura 6.3, pentru regimul nominal creșterea temperaturii conduce la o triplare a debitului de energie transferată $\dot{Q}_g$, cât și a debitului exergetic $\dot{E}_g$.

Literatura tehnică a consemnat faptul că temperatura gazelor de evacuare crește semnificativ odată cu turația, fiind raportat în numeroase referințe din domeniu, precum [180] pentru motoarele diesel utilizate în mod normal pe autocamioane în condiții de sarcină maximă și [181] pentru cicluri de conducere ale autovehiculelor de tonaj mare.

În ceea ce privește turația și sarcina, așa cum este reprezentat în Figura 6.4, debitul energetic al gazelor de evacuare crește odată cu ambii parametri, influența turației fiind mai mare decât cea a sarcinii [91].

Pentru un interval al turației între 1600-3600 rpm, raportat la valorile inițiale, $\dot{Q}_g$ crește în medie de 2,7 ori, pentru toate sarcinile; pentru intervalul de sarcini 25-100%, $\dot{Q}_g$ crește în medie de 1,9 ori, la toate turațiile.

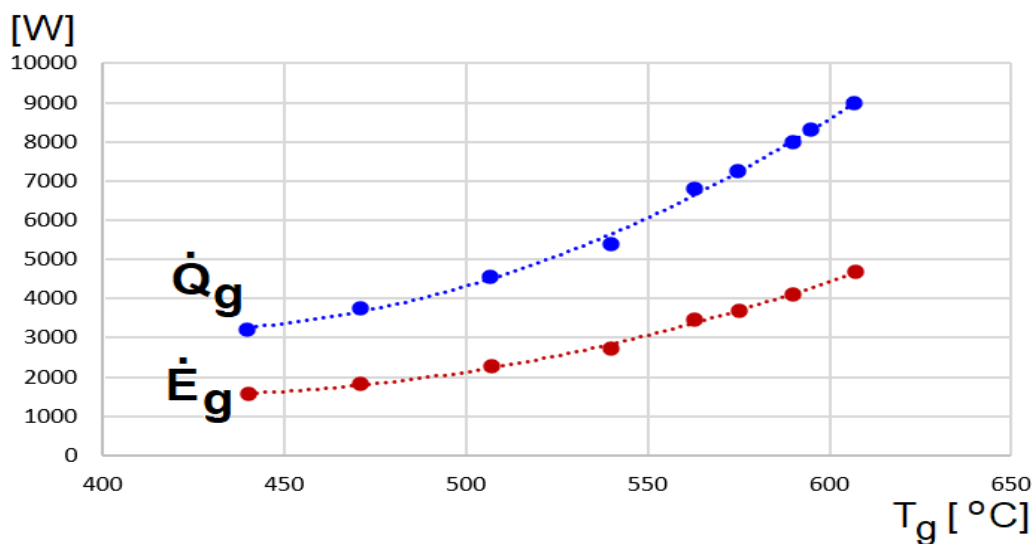


Fig. 6.3 Debitul energetic $\dot{Q}_g$ și debitul exergetic $\dot{E}_g$ funcție de temperatura T_g

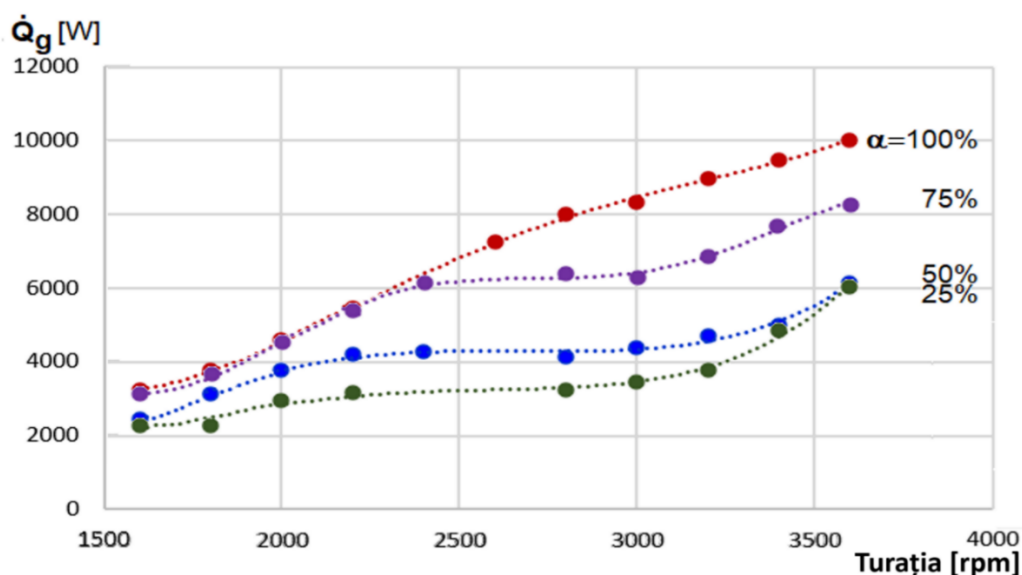


Fig. 6.4 Debitul energetic al gazelor de evacuare $\dot{Q}_g$ în funcție de turație și sarcină

Valorile debitului exergetic, $\dot{E}_g$, prezintă profiluri destul de asemănătoare cu cele ale graficului pentru $\dot{Q}_g$, așa cum se poate observa în Figura 6.5, dar cu valori mai mici. Influența turației și a sarcinii asupra debitului exergetic este destul de similară cu cea a $\dot{Q}_g$. Similar cu rezultatele anterioare, $\dot{E}_g$, crește în medie de 2,8 ori la creșterea turației pentru toate sarcinile; pentru intervalul de încărcare 25-100%, $\dot{E}_g$ crește în medie de 2,1 ori pentru toate turațiile.

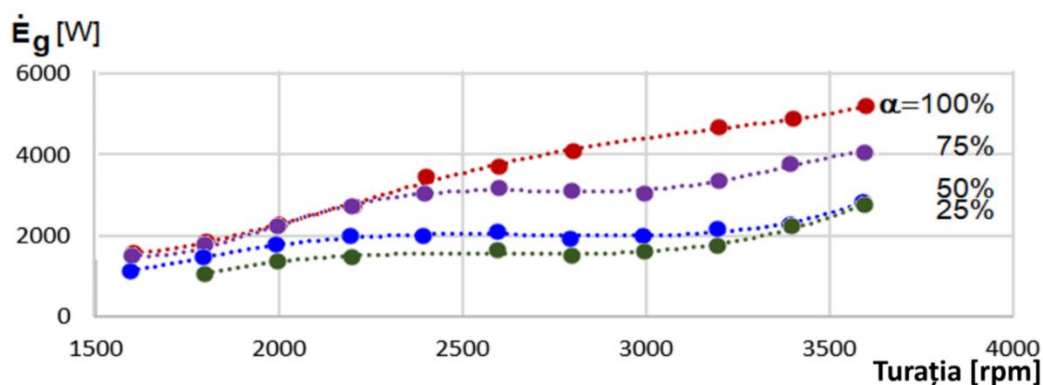


Fig. 6.5 Debitul exergetic $\dot{E}_g$ în funcție de turație și sarcină

Temperatura gazelor de evacuare a fost preluată din datele generate de către software-ul AVL PUMA. O reprezentare grafică a evoluției temperaturii în funcție de presiunea medie efectivă și turație este prezentă în Figura 6.6. Se poate observa creșterea temperaturii gazelor de evacuare cu mărirea presiunii medii efective din cilindru și a turației motorului.

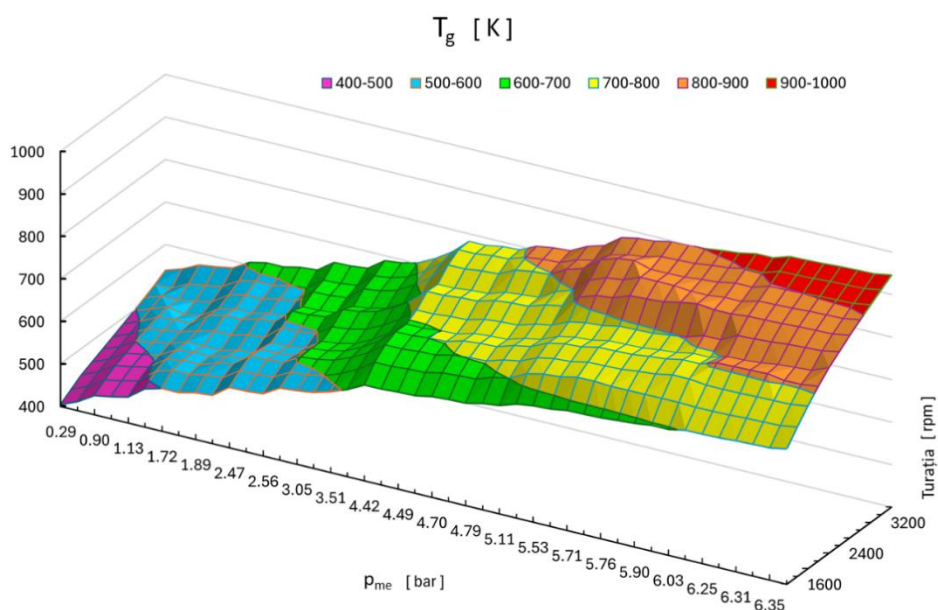


Fig. 6.6 Temperatura gazelor de evacuare funcție de turația și presiunea medie efectivă

Raportul dintre $\dot{E}_g$ și $\dot{Q}_g$, simbolizat δ , arată partea din energia gazelor de evacuare care poate fi transformată într-o formă convertibilă de energie sau exergie. Acesta variază între (0,45-0,52), având valori mai mici în domeniul sarcinilor și turațiilor reduse. Valoarea 0,5 este atinsă la sarcină maximă și la turații peste 2400 rpm. Mărimea ε indică cât de mult din exergia combustibilului supraviețuiește ciclului motor și poate fi recuperată. Acest procent este destul de mic, între 11-20%, valorile mici din interval fiind dominante pentru sarcinile ridicate – Figura 6.7.

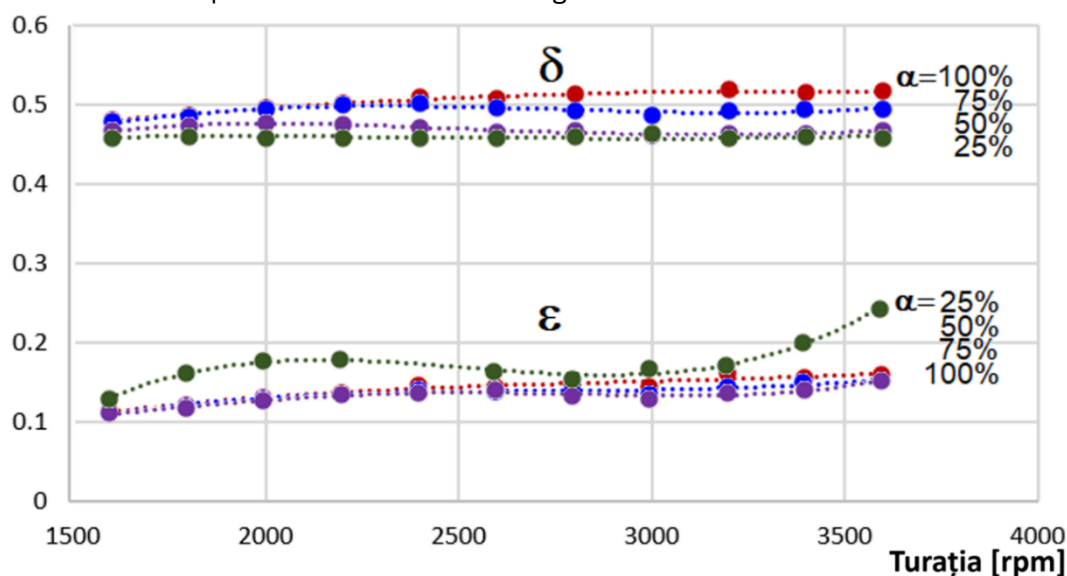


Fig. 6.7 Indicatorii exergetici în funcție de turație și sarcină

Recuperarea energiei din gazele de evacuare depinde într-o mare măsură de debitul și nivelul de temperatură.

Debitul maxim este înregistrat la cea mai mare turație, în timp ce temperaturile cele mai ridicate sunt influențate de turație și sarcină. Prin intermediul unui sistem ideal de recuperare a căldurii, energia maximă recuperată ar putea fi în jur de 50% din energia gazelor de evacuare sau echivalentul aproximat de 11-15% din exergia combustibilului.

6.5. Studiul potențialului de recuperare energetică în raport cu ciclurile de funcționare

Pentru cazul motoarelor termice care sunt utilizate pentru propulsia autovehiculelor potențialul de recuperare a energiei depinde de structura ciclurilor de funcționare, de regimurile de sarcină și turație. Limitând obiectul cercetării la cazul motoarelor autovehiculelor rutiere- în principal autovehicule de transport de marfă sau transport de persoane în cele ce urmează se analizează efectul compoziției diferitelor cicluri de funcționare asupra recuperării energetice.

În această lucrare s-au utilizat **două cicluri de funcționare existente stabilite de organisme europene** pentru măsurarea emisiilor poluante, precum și **trei cicluri reprezentative regimometrate în funcționarea motoarelor de autovehicule în România**, propuse de Institutul de Autovehicule Rutiere Brașov [182]. Ciclul de funcționare a unui autovehicul este asociat cu destinația sa și se referă la tipul de serviciu pe care acesta îl realizează. Prin efectuarea măsurărilor de sarcină și turație și aplicarea regimometrării, se poate identifica distribuția temporală a regimurilor de funcționare pentru un anumit traseu și tip de serviciu, stabilindu-se performanța, a nivelul de poluare, dar și **evaluarea potențialului de recuperare a energiei**.

Ciclurile utilizate sunt ciclul staționar cuprins în Regulamentul CEE-ONU nr. 49 [125], Ciclul european de testare ESC [184], precum și trei cicluri dezvoltate pe baza regimometrărilor din România în circulație urbană, circulație pe drumuri de munte și pe autostradă [182].

În circulația urbană predomină turațiile mici și sarcinile reduse corespunzătoare mersului în gol și cu frână de motor ca urmare a schimbării frecvente a vitezei. Pe autostrada sarcinile și turațiile mari sunt predominante. Pe drumuri de munte sunt dominante regimurile de turații medii în jurul cuplului maxim, cu sarcini spre limita superioară, corespunzând demarajelor, alternând cu sarcini mici corespunzând mersului în gol și cu frână de motor.

Pe baza ciclurilor definite menționate s-a realizat aplicarea acestora la datele ridicate pe standul dinamometric pentru motorul 392-L4-DT [70].

Rezultatele au demonstrat că recuperarea energiei este mai eficientă în cazul funcționării motorului la sarcini mari și la turații medii și mari. Mediarea temperaturilor funcție de ponderea lor temporară a generat o valoare reprezentativă pentru fiecare ciclu de testare, ilustrată în Figura 6.8.

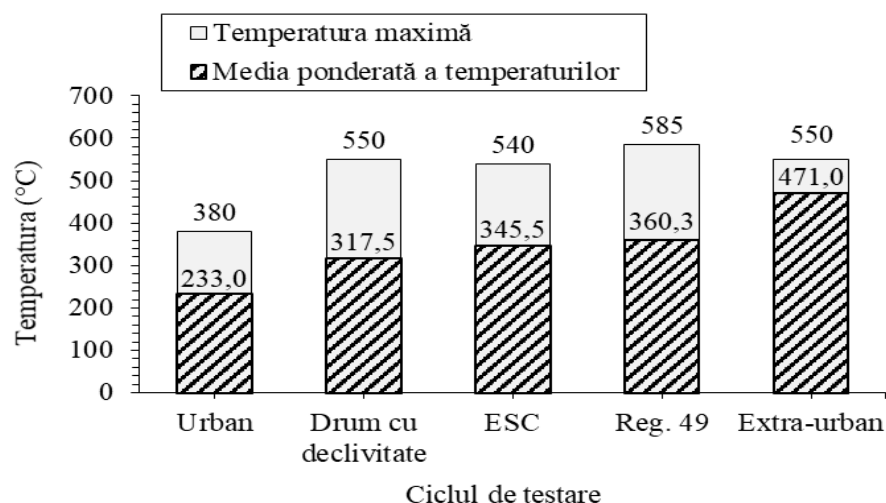


Fig. 6.8 Temperatura maximă și medie a gazelor de evacuare funcție de ciclul de testare

Potențialul de recuperare a energiei din gazele de evacuare depinde atât de temperatura medie, cât și de debit. Formulele utilizate pentru determinarea potențialului de recuperare sunt identice cu cele de la secțiunea 6.4. O comparație a ciclurilor de conducere după valoarea mediată a exergiei (Figura 6.9) indică ierarhizarea acestora după intensitatea utilizării regimurilor de sarcini și turații mari.

Regimul extraurban, specific conducerii pe autostradă se dovedește cel mai performant în ceea ce privește resursa de recuperare de energie, fiind urmat la diferență mare de celelalte regimuri. Cel mai dezavantajos se dovedește a fi regimul urban, de circa 6 ori mai redus.

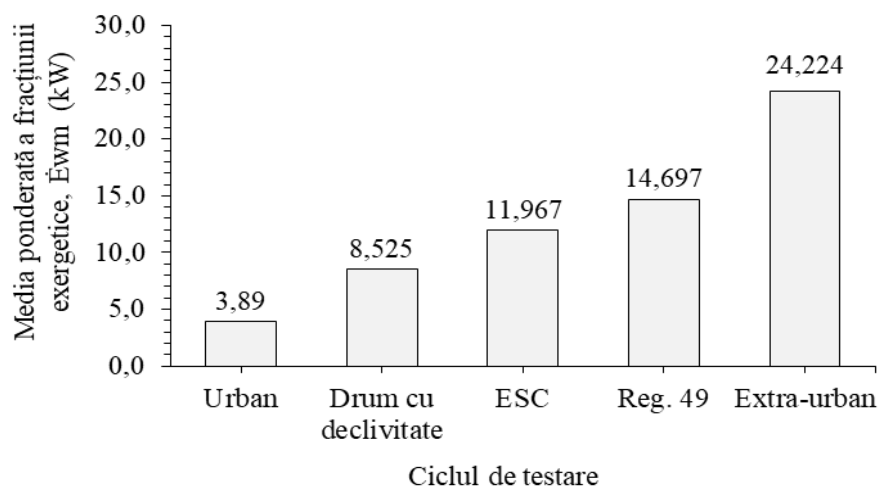


Fig. 6.9 Media ponderată a ratei exergiei în ciclurile de conducere

Propagarea acestei ierarhizări se menține și pentru mărimile δ și ε (Figura 6.10) pentru care potențialul teoretic de recuperare a energiei poate ajunge la 40% din energia gazelor arse sau la peste 12% din energia combustibilului.

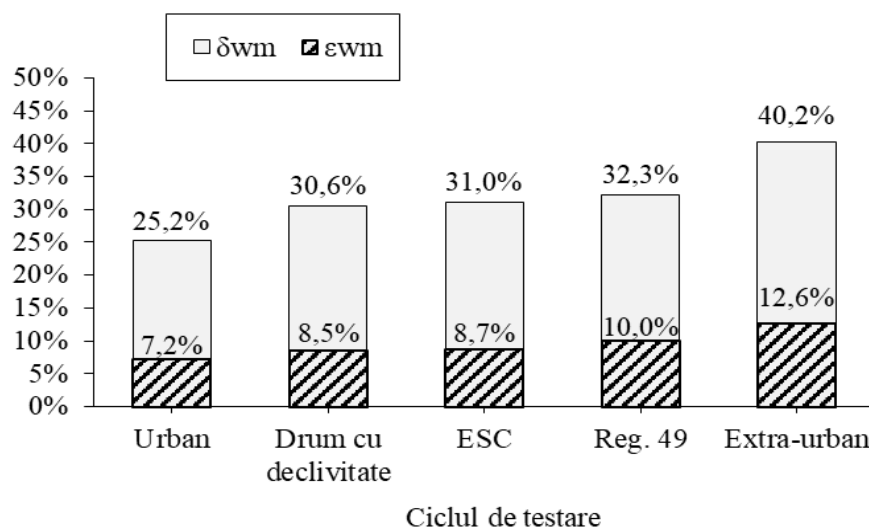


Fig. 6.10 Exergiile raportate la energia gazelor arse δ , și la exergia combustibilului, ε

Controlul motoarelor prin tehnici orientate pe exergie se poate face definind o funcție de maximizare a exergie care se bazează pe rezultatele detaliate ale studiului influenței unor parametri asupra termenilor din bilanțul exergetic (capitolul 4). Ierarhizarea mediată a termenilor bilanțului exergetic pentru cazul cel mai general, a două motoare supraalimentate și cu răcire intermediară din baza de date INAR a condus la următoarea repartitie a termenilor:

Tab. 0.1 Ierarhizarea termenilor exergetici -motoare supraalimentate și cu răcire intermediară

	π_{irar}	π_{QeT}	π_f	π_{Qd}	π_{Qar}	π_{ire}	π_{irS}	Suma laminărilor	π_{irT}	π_{irba}	π_{QR}	$\pi_{\Delta T_{eb}}$
[%]	18,05	13,96	8,99	3,99	3,94	2,00	1,34	0,74	0,70	0,59	0,53	0,52
Ordinea	1	2	3	4	5	6	7	8-11	12	13	14	15

Se observă că primii trei termeni au ponderile cele mai mari, însumând 41% din exergia combustibilului. Urmează termenii 4-7, însumând 11,27%, apoi termenii 8-15, sub 1% fiecare, însumând 3,08%.

Asupra primilor trei termeni trebuie căutate și aplicate tehnici de reducere simultană. Fiind definită o funcție de minimizare a pierderilor exergetice $F = \min(\pi_{irar} + \pi_{QeT} + \pi_f)$ se pot căuta și găsi regimurile de funcționare (sarcină, turație, raport de comprimare, etc.) care generează valorile locale minime. Variația primilor doi termeni a fost precizată în Capitolul 4; variația termenului π_f este predictibilă funcție de sarcină dacă se cunoaște influența coeficientului de exces de aer, deja investigat, iar π_f crește cu mărirea turației. Aceste funcții de corelare a parametrilor studiați în Capitolul 4 împreună cu funcția minimă împreună cu funcția minimă pot genera curbe de corelații individualizate pentru fiecare motor și care pot fi introduse ca o funcție suplimentară a unității centrale de comandă (ECU) a motorului care va pregăti motorul pentru a funcționa în acele regimuri cu distrugere minimă de exergie și recuperare maximă a energiei. Succesul acestei metode este previzibil fiindcă variațiile mărimilor π_{irar} și π_{QeT} sunt inverse la variația sarcinii, turației și a gradului de răcire al aerului din răcitorul intermediar.

7. CONCLUZII , CONTRIBUȚII, DIRECȚII DE CERCETARE

Principalele concluzii formulate urmăresc obiectivele tezei:

1. Randamentul efectiv al motoarelor diesel rezultat din analiza literaturii, particularizat pentru cazul autovehiculelor grele, utilizate pentru transportul de mărfuri, variază în prezent între 42-47%, depășind chiar, în cazuri rare, 50%. Prin adăugarea sistemelor WHR aceste motoare obțin un plus de circa 5% la randamentul efectiv fără WHR. Creșterea de cel puțin 10% a randamentului efectiv față de cele consemnate în literatura clasică s-a obținut pe parcursul ultimelor patru decenii.

2. Există o foarte bună corespondență între rezultatele raportate în această lucrare și literatura de specialitate, în ceea ce privește ponderile termenilor din bilanțurile energetice și exergetice ale motoarelor, fapt care întărește încrederea în modelele numerice, confirmând totodată variabilitatea acestor termeni la modificarea factorilor de mediu și a factorilor constructivi și funcționali.

3. Pe baza datelor interpretate detaliat în Capitolul 4 și în conformitate cu Obiectivele 1.1-1.4, se pot sintetiza următoarele aspecte referitoare la variația mărimilor energetice și exergetice ale motorului cu modificarea parametrilor funcționali, constructivi și de mediu, ținând cont în același timp de tipul sistemului de aspirație a aerului (N, T, RI):

- **Creșterea coeficientului de exces de aer** are pentru toate categoriile de motoare (N, T, RI) același efect de scădere a pierderii exergetice a gazelor de evacuare (π_{Qea} sau π_{QeT}), concomitent cu creșterea ireversibilității arderii (π_{irar}).

- **Creșterea turației motorului** are același efect de scădere concomitentă a căldurii evacuate prin gazele de evacuare Q_{ea} sau Q_{eT} , precum și a pierderii de exergie asociate acestei călduri, π_{Qea} sau π_{QeT} ;

- **Mărirea raportului de comprimare** este foarte eficientă pentru motoarele aspirate natural, înregistrând reduceri semnificative și simultane ale Q_{ea} , π_{Qea} , π_{irar} ; pentru motoarele supraalimentate se păstrează aceleași tendințe ale Q_{eT} , π_{QeT} , π_{irar} , dar cu reduceri mai modeste; pentru motoarele supraalimentate și cu răcire intermediară, tendințele se mențin, dar reducerile aceluiași termeni sunt neglijabile.

- **Creșterea presiunii maxime din cilindru p_{max}** produce într-o bună măsură efecte similare cu cele ale creșterii raportului de comprimare, prin reducerea simultană, dar modestă, a ambelor mărimi importante π_{irar} și π_{QeT} pentru motoarele N, T, RI. Reglarea acestui parametru depinde de cantitatea de combustibil injectată corespunzătoare fazei de ardere izocoră, cantitate care experimental nu poate fi stabilită.

- **Factorii atmosferici** influențează prin intermediul variabilității temperaturii T_o și presiunii mediului înconjurător, p_o , pentru motoarele N, prin creșterea temperaturii atmosferice T_o are loc creșterea π_{irar} , cu menținerea aproape constantă a π_{Qea} pentru motoarele N, iar pentru motoarele T are loc creșterea π_{irar} , cu scăderea π_{QeT} . Creșterea presiunii atmosferice conduce în cazul motoarelor N la creșterea π_{irar} , simultan cu scăderea π_{Qea} .

- **Creșterea presiunii de supraalimentare, p_s** , îmbunătățește performanțele energetice, dar nu produce efecte notabile asupra termenilor exergetici.

- **Creșterea eficienței răcirii intermediare**, τ , scade pierderea de exergie din gazele de evacuare, π_{QeT} crescând într-o măsură mai mică ireversibilitatea arderii π_{irar} .

4. Gradul de cunoaștere al termenilor din bilanțurile energetice și exergetice a fost sporit calitativ și cantitativ, iar ierarhizarea variațiilor de mărimi s-a făcut în conformitate cu Obiectivele 1.3, 1.5 și 2.3. S-au adăugat termeni exergetici noi, iar termenul exergetic nedeterminat $\bar{\pi}_x$, care închide bilanțul exergetic, a avut valoarea medie pentru cele 12 regimuri de funcționare detaliate în Anexa A.5.2 de 6,27%.

5. În conformitate cu Obiectivele 1.2 și 1.5, în Capitolul 5 se prezintă estimarea transferului de căldură din cilindru care respectă formalismul ecuației consacrate Nusselt- Reynolds și care aduce pentru motoarele studiate un coeficient de proporționalitate adaptat. Pentru procesele de comprimare, ardere, destindere s-au mai adăugat termeni care au fost cuantificați și cuprinși în bilanțul exergetic. Evaluarea pierderilor mecanice ale motorului, pe baza datelor extrase din rapoarte de testare (în cooperare cu INAR) s-a confirmat cu ajutorul unui set de patru ecuații numerice care determină cu bună precizie, precum și a unui algoritm de selecție prin comparație, generând un termen exergetic nou. În total **modelul extins propus a adăugat cinci termeni exergetici noi**.

6. Pentru cinci cicluri specifice dependente de natura drumului, s-au calculat debitul energetic și cel exergetic al gazelor de evacuare pentru motorul testat la INAR Brașov.

Ambele evaluări au fost **convergente**, dovedind că regimurile de sarcini și turații mari au potențialele de recuperare energetică cele mai ridicate, iar ciclul favorit este cel de funcționare pe autostradă, fiind urmat în ordine descrescătoare de ciclul din Regulamentul 49 CEE, ciclul ESC, ciclul pe drumuri cu declivitate și ciclul urban.

7. Complexitatea proceselor din motoarele cu ardere internă se răsfrânge asupra posibilităților de recuperare a energiei, doar într-un interval limitat. Pentru cazul motorului AVL 5402 care a fost testat, acest potențial de recuperare a energiei din gazele de evacuare a reprezentat doar 11-20% din energia combustibilului.

Pentru cazul motoarelor cu regimuri de funcționare variabile cu sarcina și turația, cum sunt motoarele utilizate în domeniul transporturilor, sunt necesare funcții de optimizare a regimurilor, cuprinse în ECU, care să favorizeze regimurile cu potențial de recuperare mare.

Pentru cazul motoarelor cu regimuri de funcționare staționare (grupuri de cogenerare, motopompe) problema recuperării de energie se simplifică, fiind preferat regimul stabil care are potențialul de recuperare cel mai mare, de regulă regimul nominal. În plus aceste motoare au avantajul că pot integra mai ușor sistemele de recuperare a energiei, fără a avea limitările de greutate și gabarit pe care le au motoarele pentru autovehicule rutiere.

Principalele contribuții realizate în cadrul cercetării doctorale, prezentate pe larg în teză și valorificate, în majoritatea lor, prin publicații în jurnale de specialitate și volumele unor conferințe internaționale cu comitet de recenzori, sunt următoarele:

- Punerea la punct a **modelului termodinamic, energetic și exergetic al motoarelor cu ardere internă**, printr-un studiu amplu al stadiului actual al cercetărilor în domeniu. Stabilirea parametrilor modelului și a sistemelor de ecuații aferente – capitolul 2 [în conformitate cu Obiectivul 1.1].

- Elaborarea unui **program de calcul integrat** care înglobează într-o structură computațională ecuațiile specifice modelelor termodinamice, energetice și exergetice, dezvoltate în Capitolul 2 [în conformitate cu Obiectivul 1.2].

- Realizarea unei **baze de date** formată din caracteristicile motoarelor de autovehicule dezvoltate de Institutul de Cercetare INAR Brașov și fabricate la S.C. Roman S.A. Această bază de date care s-a constituit în fondul documentar al cercetării doctorale privind ireversibilitățile proceselor din motoare, a fost consolidată prin extragerea informațiilor tehnice din standardele tehnice de ramură, din studiile și rapoartele de testare din arhiva INAR. Informațiile extrase din aceste rapoarte de testare au fost esențiale pentru studiul critic aprofundat al modelelor energetice și validarea acestora prin evaluarea detaliată a termenilor energetici și exergetici.

- Rezultatul rulării programului de calcul integrat a fost **generarea unei prime serii de diagrame Sankey** care cuantifică principalii termeni ai analizei exergetice pentru motoarele din baza de date; generarea diagramelor a fost parametrizată prin utilizarea modulului Design Table din formatul Catia v5 care permite asocierea a multiple variabile din sistemul CAD cu o foaie de calcul de tip Microsoft Excel.

- **Integrarea instrumentală a standului de testare** pentru analiza energetică a motorului AVL 5402, în cadrul ICDT – Institutul de Cercetare-Dezvoltare al Universității Transilvania. Configurația experimentală a fost adaptată la cerințele tezei care a necesitat și măsurări atipice, suplimentare față de testările consacrate ale motoarelor, cum ar fi măsurarea temperaturii suprafețelor motorului și a vitezei aerului în apropierea suprafeței motorului [în conformitate cu Obiectivele 2.1 și 2.2].

- **Elaborarea unui program de testare pe stand** și achiziția structurată a datelor experimentale sub controlul software Puma Open, sistemul de informatică instrumentală AVL [în conformitate cu Obiectivul 2.2].

- Programul de calcul integrat a fost exploatat și prin aplicarea metodei micilor variații - ale principalilor parametri ai motoarelor - pentru a studia influența acestora asupra mărimilor energetice și exergetice, în Capitolul 4. Rezultatele acestor cercetări multi-variabilă au fost structurate funcție de clasificarea motoarelor în motoare cu aspirație naturală (N), supraalimentate (T) și supraalimentate și cu răcire intermediară (RI). **Contribuțiile au constat în determinarea influențelor unor factori de mediu și constructiv-funcționali asupra unor mărimi consacrate ale motoarelor și a unor termeni de bilanț energetic și exergetic.** S-a realizat astfel și o **ierarhizare a mărimii pierderilor exergetice** care este foarte utilă în strategia de control a recuperării energetice [în conformitate cu Obiectivul 1.3].

- Dependența dintre regimul de curgere a agentului termic și transferul de căldură din cilindru a fost validată în Capitolul 5, fiind propusă **o ecuație proprie, originală, a invariantilor Nu-Re**, apropiată de valorile consacrate din literatură, ecuație care este susținută de rezultatele analizei lotului de motoare [în conformitate cu Obiectivele 1.2 și 1.5].

- **Cuantificarea pierderii de căldură prin suprafețele exterioare ale motorului, Q_s ,** (Capitolul 5), mărime puțin studiată în literatură, componentă importantă a termenului rezidual din bilanțul energetic, a fost cercetată experimental pentru cazul motorului AVL 5402. S-a utilizat Comsol Multiphysics pentru simularea transferului de căldură din colectorul de evacuare al motorului D30, creând astfel

fundamentul necesar pentru realizarea unor simulări avansate aplicabile în optimizarea motoarelor cu ardere internă [în conformitate cu Obiectivul 1.5].

- În Capitolul 5, pierderile mecanice determinate experimental ale motoarelor investigate din baza de date au fost comparate cu formulele de predicție din literatură, funcție de o serie de parametri de catalog ai motorului; **analiza critică a predicțiilor pierderilor mecanice față de experiment a condus la recalibrarea cu coeficienți noi a patru formule, fiind elaborat și un algoritm de predicție.** Acest demers a fost necesar pentru evaluarea termenului exergetic corespunzător pierderilor mecanice [conform cu Obiectivului 1.5].

- **O contribuție la studiul perfecțiunii arderii** (Capitolul 5) apreciată în funcție de energia rămasă în produsele arderii (CO, HC, particule Diesel) **a fost actualizarea formulei de definiție prin separarea particulelor diesel în două fracțiuni, una carbonoasă și cealaltă conținând hidrocarburi grele** [în conformitate cu Obiectivul 1.5]. Ca urmare a diferenței puterilor calorice ale celor două fracțiuni, apar diferențe față de cazul în care nu se consideră diferența de compoziție. În plus, s-a putut aprecia prin utilizarea aceluiași ciclu de testare conform Regulamentului ECE 49, cum a crescut perfecțiunea arderii, de la 0,982 la 0,996, prin scăderea celor trei poluanți, într-o perioadă de două decenii în care s-au aplicat metode eficiente de reducere a emisiilor poluante.

- În Capitolul 5, o contribuție la evaluarea exergiei combustibililor este propunerea de a avea în vedere **ca un foarte bun predictor puterea calorică superioară, H_s , pentru cazul combustibililor petrolieri lichizi,** fiind mai ușor de utilizat decât produsul $A_{cb} \cdot H_i$, care necesită cunoașterea exactă a compoziției chimice a combustibilului [în conformitate cu Obiectivul 1.4].

- Tot în Capitolul 5 se motivează și se susține propunerea de **introducere a trei noi termeni exergetici asociați transferului de căldură ca urmare a pierderilor de căldură din procesele de comprimare, ardere (care țin cont de randamentul energetic al arderii) și destindere, precum și a unui termen rest, nedeterminat, care încheie bilanțul exergetic** [în conformitate cu Obiectivul 1.5].

- Paragraful dedicat bilanțului exergetic extins însumează toate aceste contribuții, fiind generat **un set de diagrame Sankey noi, cu cinci termeni de pierderi exergetice noi, față de prima serie de diagrame** [în conformitate cu Obiectivul 2.3].

- Tabelul 6.2 cuprinde **o caracterizare comparativă, ideală, a factorilor de recuperare energetică a surselor calde existente** pe motor, care au valorile cele mai mari pentru gazele de evacuare, apoi descrescător pentru lubrifianți, lichidele de răcire, aerul de supraalimentare și suprafețele exterioare ale motorului.

- În secțiunea 6.2, pentru sursa de recuperare cea mai avantajoasă, gazele de evacuare, pe baza datelor experimentale ridicate pentru motorul AVL 5402 **s-a studiat amănunțit potențialul de recuperare a energiei, constatându-se obținerea valorilor maxime la temperaturile cele mai ridicate, care sunt atinse la regimurile de turații și sarcini mari.** Exprimarea cantitativă a acestui potențial raportat la energia gazelor de evacuare (δ) a înregistrat valori de 0,4-0,51, iar raportat la exergia combustibilului (ε) de 0,11-0,25 [conform Obiectivului 2.4].

- Pentru cinci cicluri distincte de funcționare a motoarelor, (secțiunea 6.5), ierarhizarea după potențialul de recuperare indică faptul că funcționarea în regim de autostradă este cea mai avantajoasă; față de acesta, regimul de funcționare pe drumuri cu declivitate - drumuri de munte, are un potențial de recuperare de circa trei ori mai redus, iar la funcționarea în ciclul urban potențialul este de circa de șase

ori mai redus. Aceste date sunt deosebit de valoroase pentru elaborarea strategiilor de aplicare a mijloacelor de recuperare energetică.

- Controlul ideal al recuperării de exergie trebuie să se concentreze pe optimizarea termenilor de bilanț exergetic cu ponderea cea mai mare, adică pe pierderea cauzată de ireversibilitatea arderii - π_{irar} și pe pierderea cu exergia căldurii cedate de gazele de evacuare mediului înconjurător - π_{QeT} [în conformitate cu Obiectivul 2.4].

Publicarea principalelor rezultate ale tezei de doctorat în reviste de specialitate și volumele unor conferințe internaționale cu comitet de recenzori se poate considera ca o contribuție importantă ce îmbogățește literatura tehnică din acest domeniu de cercetare.

În ceea ce privește **direcțiile viitoare de continuare a cercetărilor**, principiile aplicate în bilanțul exergetic pot fi extrapolate către alte modele și configurații de sisteme, dincolo de motorul cu aprindere prin comprimare. În lucrarea [40] se pune accent pe identificarea și cuantificarea ireversibilităților, ceea ce oferă un potențial imens de aplicare la diverse alte tipuri de motoare.

Cea mai firească extindere a modelului numeric este pentru cazul **motoarelor cu ardere prin scânteie**, unde aplicarea modelului exergetic este deja prezentată în secțiunea 2.2; există diferențe ale proceselor termodinamice distincte, ale caracteristicilor de ardere și a condițiilor de funcționare care influențează magnitudinea ireversibilităților. Diferențele în ceea ce constă bilanțul exergetic dintre motorul cu aprindere prin scânteie și cel prin aprindere prin comprimare constau în tipul proceselor termodinamice care au loc în timpul funcționării, unde arderea la MAS este caracterizată de temperaturi medii mai ridicate, iar ireversibilitățile datorate arderii sunt mai mici în comparație cu MAC.

Pierderea de exergie din gazele de evacuare este totuși mai redusă la MAC cu o temperatură a gazelor arse de asemenea mai mică, specificând totodată un randament mai ridicat în cazul motorului cu ardere prin comprimare [41]. Pe lângă aceste deosebiri, MAC se diferențiază printr-o energie a combustibilului pe unitatea de volum mai mare decât a omologului său, ceea ce rezultă într-o conversie mai bună a exergiei chimice a combustibilului în lucru mecanic. MAC este totodată avantajat din punct de vedere funcțional și constructiv de raportul de comprimare mai ridicat și de presiunile mai mari dezvoltate, permițând funcționarea mai aproape de potențialul energetic al combustibilului.

Din punct de vedere al modelului numeric, modificările apar la ciclul motor ($p=1$), la masa agentului termic introdus în ciclu (m_{ag}), precum și la valorile diferite ale unor mărimi specifice datelor de intrare, cum ar fi raportul de comprimare, coeficientul de exces de aer sau exergia combustibilului.

De asemenea, analiza exergetică reprezintă o metodă valoroasă în selectarea și integrarea **combustibililor alternativi** pentru motorul cu ardere internă, deoarece identifică detaliat modul și locul în care exergia este distrusă prin ireversibilitățile datorate arderii combustibilului și transferului de căldură din interiorul motorului, cuantificând totodată exergia disponibilă în gazele de evacuare. Caracteristicile combustibilului poate afecta direct ireversibilitățile din timpul proceselor termodinamice. Prin cuantificarea precisă a exergiei chimice și a distrugerii sale, analiza exergetică prezintă o metodă de îmbunătățire a eficienței motoarelor și de optimizare a utilizării combustibilului atât pentru combustibili convenționali, cât și cei alternativi. În cazul motorului cu ardere prin comprimare, combustia metanului sau metanolului, care se caracterizează prin creșterea cantității de

oxigen disponibile, va conduce la valori ale ireversibilităților arderii mai scăzute datorate unei entropii reduse la amestecarea produșilor de ardere. Această reducere a ireversibilităților de ardere va produce creșterea randamentului față de cazul motorinei convenționale [190].

Motorul cu aprindere prin scânteie prezintă randament mărit în cazul folosirii etanolului sau a amestecului îmbogățit în oxigen, rezultând ireversibilități de ardere reduse față de cazul benzinei pure [191, 192]. Combustibili precum etanolul, gazul natural comprimat și amestecurile îmbogățite cu oxigen sau hidrogen duc la creșterea lucrului mecanic util spre deosebire de butanol sau adăugarea de apă pe traseul de admisie până la 50% din amestec, caz în care creșterea ireversibilităților datorate arderii sunt semnificative, având ca rezultat un randament scăzut [193, 194].

Combustibilii regenerabili sunt de mare interes deoarece reduc emisiile de CO_2 prin reducerea amprente de carbon pe parcursul ciclului lor de viață și reducerea arderii de combustibili fosili care, prin arderea lor, suplimentează cantitatea de CO_2 din atmosferă. Lucrarea [195] prezintă un studiu experimental realizat pe un motor cu aprindere prin comprimare și alimentat cu biodiesel în proporție de 50% și 100%.

Rezultatele arată că ireversibilitățile arderii sunt mai reduse cu creșterea cantității de biodiesel, în principal datorită conținutului relativ ridicat de oxigen, de circa 10–12% (m/m) a acestui combustibil, care ajută la omogenizarea amestecului; în schimb, temperatura gazelor de evacuare scade ușor.

Adăugarea unei fracțiuni de până la 15% (m/m) de etanol într-un amestec de diesel cu 50% biodiesel duce la creșterea eficienței exergetice și la reducerea ireversibilităților datorate arderii [196].

Se conturează două tendințe care ar reduce ireversibilitatea arderii, și anume utilizarea hidrocarburilor mai ușoare (metan, etan) decât benzina și motorina, precum și utilizarea compușilor oxigenați (metanol, etanol).

Din punct de vedere al modelului numeric aplicat motoarelor cu combustibili alternativi, modificările apar la formula de calcul a exergiei combustibilului, la componentele compoziționale (c , h , o , s) și la puterea calorică inferioară rezultată.

Modelul exergetic poate fi aplicat inclusiv la motoarele **LHR** (Low Heat Rejection) care sunt continuatoarele conceptului de motor, numit impropriu, **adiabatic**, adică fără pierderi de căldură, caz în care sistemul de răcire ar fi eliminat ca inutil; această tehnologie are ca scop minimizarea transferului de căldură prin pereții motorului folosind materiale izolatoare pentru camera de ardere, măbind astfel temperatura medie din interiorul cilindrului și implicit a randamentului. Prin aplicarea legii a doua a termodinamicii se observă o reducere a ireversibilităților datorate arderii combustibilului și temperaturi mai mari ale gazelor de evacuare, corespunzând unei disponibilități crescute de energie pentru turbină sau alte sisteme de recuperare a energiei. O comparație a comportării motorului diesel izolat termic, față de cazul convențional arată o creștere ușoară a lucrului mecanic indicat de aproximativ 3,7%, precum și o creștere a exergiei gazelor de evacuare de până la 49%, fapt care atribuie soluției de izolare termică a peretelui cilindrului o apreciere din punct de vedere al principiului al doilea al termodinamicii [197]; "reversul medaliei" este că reducerea transferului de căldură din cilindru nu se transformă notabil în creșterea randamentului indicat, ci mai mult în creșterea exergiei gazelor de evacuare.

Metoda de identificare a ireversibilităților subsistemelor poate fi extinsă chiar la **sistemele de cogenerare** antrenate de motoare termice.

Sistemele de cogenerare funcționează adesea sub sarcini și condiții variabile, în special în aplicații precum încălzirea urbană sau diverse procese industriale, iar analiza exergetică ar putea fi aplicată în etapa de proiectare pentru a fi obținută o eficiență ridicată în condiții dinamice. Echilibrul exergiei chimice și termice este deosebit de relevant pentru sistemele de cogenerare, unde atât energia electrică cât și cea termică trebuie optimizate.

Analiza exergetică poate fi utilizată pentru integrarea unor sisteme de recuperare a căldurii reziduale, cum ar fi generatoarele termoelectrice (TEG) sau sistemele ce utilizează ciclul Rankine organic pentru a folosi căldura gazelor de evacuare în scopul producerii de lucru mecanic. Totodată, prin extinderea analizei către anexele motorului, analiza exergetică poate îmbunătăți soluțiile tehnice de dezvoltare și proiectare a sistemelor de supraalimentare și răcire intermediară a aerului de admisie prin reducerea ireversibilităților datorate comprimării, schimbului de căldură și procesului de laminare al fluidului.

Prin utilizarea modelului exergetic prezentat se pot obține date de intrare pentru programele software caracteristice ale sistemelor de recuperare de energie. Modelul validat experimental cu ajutorul datelor din baza de date a motoarelor INAR, inclusiv motorul AVL 5402, poate fi utilizat pentru a furniza informațiile necesare determinării condițiilor limită necesare, spre exemplu, în cazul determinării datelor despre temperatură și presiune necesare unui dispozitiv de recuperare a energiei ce utilizează ciclul Rankine sau datele despre sursa caldă a generatorului termoelectric (TEG).

O configurație alternativă de motoare sunt sistemele hibride moderne, unde motoarele cu ardere internă funcționează în sinergie cu un motor electric. Analiza exergetică poate evalua pierderile de stocare a energiei prin estimarea pierderilor datorate transferului de căldură și poate contribui la optimizarea interacțiunii dintre energia termică a motorului cu ardere internă și energia electrică din baterie. Sistemele hibride sunt adesea proiectate să recupereze energia din gazele de evacuare ale motorului termic sau din frânare. Aplicarea principiului al doilea al termodinamicii poate fi benefică în mai buna înțelegere a modului în care energia circulă între componentele sistemului hibrid și poate ajuta în etapa de proiectare a sistemelor de recuperare a energiei, cum ar fi turbocompresoarele sau soluțiile de frânare regenerativă [198].

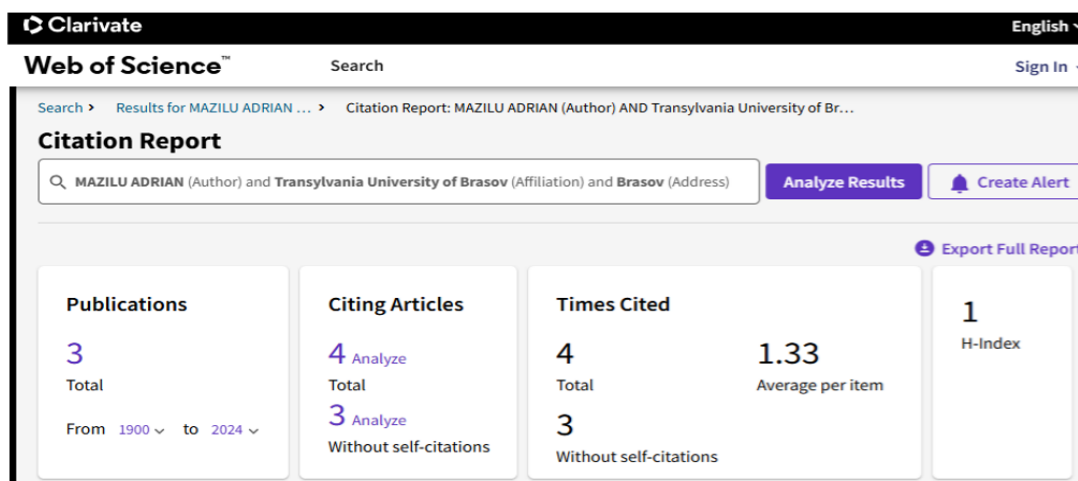
Validarea rezultatelor cercetării

6 articole științifice publicate, după cum urmează:

	INDEXARE					
	ISI WoS	Scopus	IEEE	Google Scholar	alte BDI *	
JURNAL						
						Prim autor
PROCEEDINGS						
						Autor corespondent
						Prim autor

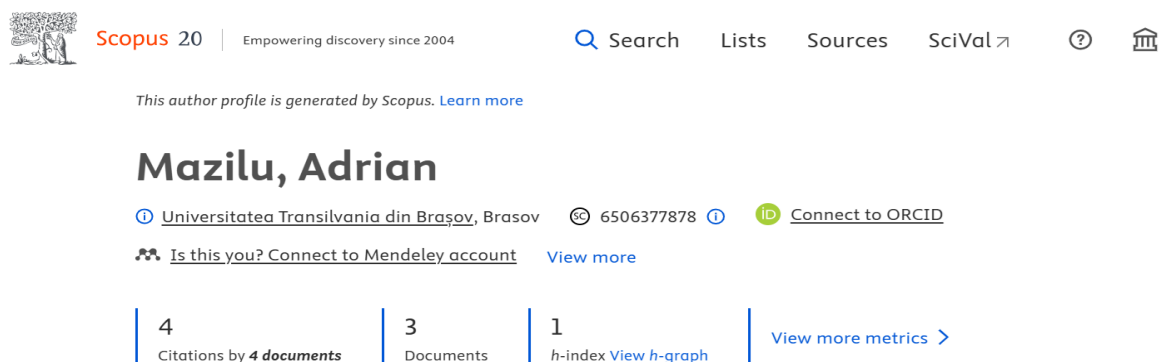
* ResearchGate, Academia.edu, EBSCO, CNCSIS, etc

3 articole indexate în ISI (International Scientific Index) –
Clarivate WoS (Web of Science) Core Collection



- Sandu V., Mazilu A. – "Assessment of Internal Combustion Engine Exergy Based on Theoretical Cycles and Experimental Data" - TEM JOURNAL-TECHNOLOGY EDUCATION MANAGEMENT INFORMATICS, Volume: 8 Issue: 4, Nov. 2019, Pages: 1277-1287, ISSN: 2217-8309, DOI: 10.18421/TEM84-25, Accession Number: WOS:000500710200025, *Indexat și SCOPUS ; Indexat și Google Scholar ; 1 citare în WoS*
- Sandu V., Mazilu A. – "Diesel Engine Waste Heat Recovery Potential versus Driving Cycles" – Proceedings of the 8TH International Conference on Renewable Energy Research and Applications (ICRERA 2019), Pages: 331-336, ISSN: 2377-6897, ISBN: 978-1-7281-3587-8, DOI: 10.1109/icrera47325.2019.8996563, Accession Number: WOS:000761668400048 ; *Indexat și SCOPUS ; Indexat și IEEE ; Indexat și Google Scholar ; 3 citări în WoS*
- Mazilu A., Sandu V. – „Factors Affecting Exergy Terms in Naturally Aspirated Diesel Engines” – Journal ACTA TECHNICA NAPOCENSIS SERIES-APPLIED MATHEMATICS MECHANICS AND ENGINEERING, Volume: 66, Issue: 1, 2023, Pages: 123-132, ISSN: 1221-5872, Accession Number: WOS:000995805400014, *Autor corespondent Mazilu A ; Indexat și Google Scholar*

1 articol indexat doar SCOPUS



- Sandu V., Ungureanu V.B., Leahu C., Mazilu A. – "Predicting vehicle waste heat recovery potential in road gradient driving cycle - A case study" – Proceedings of the International Conference on Advanced Concepts in Mechanical Engineering, ACME 2020, Iasi, June 2020 – ISSN: 1757-8981, Publisher IOP (Institute of Physics – UK / Ireland), DOI: 10.1088/1757-899X/997/1/012155, *Autor corespondent Mazilu A.*

1 articol într-un jurnal indexat doar în alte BDI

- Mazilu A., Costiuc L. – "NUMERICAL MODELLING OF HEAT TRANSFER IN ENGINE EXHAUST MANIFOLDS" - Bulletin of the Transilvania University of Braşov, Vol.15(64), No.2, 2022, DOI:10.31926/but.ens.2022.15.64.2.3, 1 citare în *Google Scholar*.

https://webbut.unitbv.ro/index.php/Series_I/article/view/5020

1 articol indexat doar Google Scholar

Harzing's Publish or Perish (Windows GUI Edition) 8.17.4863.9118

File Edit Search View Help

My searches	Search terms	Source	Papers	Cites	Cites/year	h	g	hI,norm	hI,annual	hA	acc10	Search date	Cache date	Last
Trash	✓ Mazilu Adrian from 2015 to 2023	Google Sch...	4	8	1.00	2	2	2	0.25	1	0	12/21/2024	12/21/2024	

Google Scholar search

Authors: Mazilu Adrian Years: 2015 - 2023 Search

- Mazilu A., Preda I. – " Kinematic Optimization of the Rack and Pinion Steering-System of an Automobile: An Example" – Proceedings of CONAT 2016 - International Automotive Congress, Transilvania University Press ; 4 citări în *Google Scholar*

<http://193.254.231.99:8080/jspui/bitstream/123456789/2056/1/11.pdf>

REFERINȚE

- [1] *** *Nomenclatorul domeniilor și al specializărilor / programelor de studii universitare*. Available: https://www.edu.ro/sites/default/files/ANEXA_1_NOMENCLATOR_2020_2021_0.pdf
- [2] *** *Directiva 2012/27/UE a Parlamentului European și a Consiliului din 25 octombrie 2012 privind eficiența energetică*. Available: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/RO/ALL/?uri=celex:32012L0027>
- [3] *** Raportul special nr. 06/2020 „Mobilitatea urbană durabilă în UE”.
- [4] *** *Planul operational de dezvoltare instituțională a Universității Transilvania din Brașov*. Available: https://www.unitbv.ro/documente/despre-unitbv/info-interes-public/transparenta-insitutinala/planuri/plan-operational/Planul_operational_2024.pdf
- [5] *** *Directiva (UE) 2023/1791 a Parlamentului European și a Consiliului din 13 Septembrie 2023 privind Eficiența Energetică*, 2023.
- [6] E. E. Agency, Transport and environment report 2021. Decarbonising road transport—the role of vehicles, fuels and transport demand, ed. European Environment Agency Copenhagen, Denmark, 2022.
- [7] J. DeCarolus, A. LaRose, Annual Energy Outlook 2023, *US Energy Information Administration*, 2023.
- [8] R. Y. Dahham, H. Wei, J. Pan, Improving thermal efficiency of internal combustion engines: recent progress and remaining challenges, *Energies*, vol. 15, p. 6222, 2022.
- [9] J. A. Caton, A review of investigations using the second law of thermodynamics to study internal-combustion engines, *SAE transactions*, pp. 1252-1266, 2000.
- [10] S. Jaichandar, P. Tamilporai, Low heat rejection engines—an overview, 2003.
- [11] Y. Li, M. Jia, S. L. Kokjohn, Y. Chang, R. D. Reitz, Comprehensive analysis of exergy destruction sources in different engine combustion regimes, *Energy*, vol. 149, pp. 697-708, 2018.
- [12] W. Guan, V. B. Pedrozo, H. Zhao, Z. Ban, T. Lin, Variable valve actuation-based combustion control strategies for efficiency improvement and emissions control in a heavy-duty diesel engine, *International Journal of Engine Research*, vol. 21, pp. 578-591, 2020.
- [13] Z. Lou, G. Zhu, Review of advancement in variable valve actuation of internal combustion engines, *Applied Sciences*, vol. 10, p. 1216, 2020.
- [14] M. Izadi Najafabadi, N. Abdul Aziz, Homogeneous charge compression ignition combustion: challenges and proposed solutions, *Journal of combustion*, vol. 2013, p. 783789, 2013.
- [15] J. A. Caton, The thermodynamic characteristics of high efficiency, internal-combustion engines, *Energy Conversion and Management*, vol. 58, pp. 84-93, 2012.
- [16] R. K. Maurya, A. K. Agarwal, Experimental study of combustion and emission characteristics of ethanol fuelled port injected homogeneous charge compression ignition (HCCI) combustion engine, *Applied Energy*, vol. 88, pp. 1169-1180, 2011.
- [17] S. L. Kokjohn, R. M. Hanson, D. Splitter, R. Reitz, Fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI): a pathway to controlled high-efficiency clean combustion, *International Journal of Engine Research*, vol. 12, pp. 209-226, 2011.
- [18] J. Zareei, M. Haseeb, K. Ghadamkheir, S. Farkhondeh, A. Yazdani, K. Ershov, The effect of hydrogen addition to compressed natural gas on performance and emissions of a DI diesel engine by a numerical study, *International journal of hydrogen energy*, vol. 45, pp. 34241-34253, 2020.

- [19] S. Bari, M. M. Esmaeil, Effect of H₂/O₂ addition in increasing the thermal efficiency of a diesel engine, *Fuel*, vol. 89, pp. 378-383, 2010.
- [20] D. Dogariu, Optimizarea proceselor de formare a amestecurilor și de ardere din motoarele cu ardere internă, Doctoral Thesis, Universitatea Transilvania Brașov, 2020.
- [21] Y. Aoyagi, T. Yamaguchi, H. Osada, K. Shimada, Y. Goto, H. Suzuki, Improvement of thermal efficiency of a high-boosted diesel engine with focus on peak cylinder pressure, *International Journal of Engine Research*, vol. 12, pp. 227-237, 2011.
- [22] V. Hariram, R. V. Shangar, Influence of compression ratio on combustion and performance characteristics of direct injection compression ignition engine, *Alexandria Engineering Journal*, vol. 54, pp. 807-814, 2015.
- [23] M. Meijer, Development and Demonstration of Advanced Engine and Vehicle Technologies For Class 8 Heavy Duty Vehicle (Supertruck II), PACCAR Inc., Bellevue, WA (United States); National Energy Technology 2024.
- [24] F. Zhou, S. N. Joshi, R. Rhoté-Vaney, E. M. Dede, A review and future application of Rankine Cycle to passenger vehicles for waste heat recovery, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 75, pp. 1008-1021, 2017.
- [25] R. Freymann, J. Ringler, M. Seifert, T. Horst, The second generation turbosteamer, *MTZ worldwide*, vol. 73, pp. 18-23, 2012.
- [26] J. Panting, K. Pullen, R. Martinez-Botas, Turbocharger motor-generator for improvement of transient performance in an internal combustion engine, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 215, pp. 369-383, 2001.
- [27] A. Boretta, F1 style MGU-H applied to the turbocharger of a gasoline hybrid electric passenger car, *Nonlinear Engineering*, vol. 6, pp. 293-300, 2017.
- [28] H. Jääskeläinen, W. A. Majewski, Waste heat recovery for heavy-duty diesel engines: A review of mechanical turbocompounding, in *Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference*, 2017, p. V001T01A012.
- [29] S. Park, J. Yoo, S. Kim, A thermoelectric generation waste heat recovery system using engine coolant for light-duty ICE vehicles, in *2010 International Conference on Electrical Machines and Systems*, 2010, pp. 2012-2015.
- [30] Volkswagen Shows Thermoelectric Generator for Waste Heat Recovery, in *Green Car Congress*, Berlin, 2008. Available: <https://www.greencarcongress.com/2009/02/volkswagen-show.html>
- [31] J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill, 1988.
- [32] B. Grunwald, Teoria, calculul și construcția motoarelor pentru autovehicule rutiere. București. Editura didactică și pedagogică, 1980.
- [33] A. J. Martyr, M. A. Plint, Engine testing: theory and practice. Elsevier, 2011.
- [34] F. Payri, P. Olmeda, J. Martín, R. Carreño, Experimental analysis of the global energy balance in a DI diesel engine, *Applied Thermal Engineering*, vol. 89, pp. 545-557, 2015.
- [35] W. W. Pulkrabek, Engineering fundamentals of the internal combustion engine, ed, 2004.
- [36] V. Radcenco, Criterii de optimizare a proceselor termice. București. Editura Tehnică, 1977.
- [37] E. Sciubba, G. Wall, A brief commented history of exergy from the beginnings to 2004, *International Journal of Thermodynamics*, vol. 10, pp. 1-26, 2007.
- [38] A. Alkidas, The application of availability and energy balances to a diesel engine, 1988.

- [39] P. Flynn, K. Hoag, M. Kamel, R. Primus, A new perspective on diesel engine evaluation based on second law analysis, *SAE transactions*, pp. 198-211, 1984.
- [40] C. D. Rakopoulos, E. G. Giakoumis, Second-law analyses applied to internal combustion engines operation, *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 32, pp. 2-47, 2006/01/01/ 2006.
- [41] V. Radcenco, Termodinamică tehnică și mașini termice. Procese ireversibile. București. Editura Didactică și Pedagogică, 1976.
- [42] V. Sandu, A. Mazilu, Assessment of Internal Combustion Engine Exergy Based on Theoretical Cycles and Experimental Data, *TEM Journal*, vol. 8, p. 1277, 2019.
- [43] B. C. Popa, I. Gh. , Manualul inginerului termotehnician. București. Editura Tehnică, 1986.
- [44] A. Chiru, S. Țărulescu, Testarea și omologarea motoarelor cu ardere internă. Matrix Rom, 2018.
- [45] *** STAS 6635-87. Motoare cu ardere internă pentru autovehicule și tractoare agricole. Reguli și metode de încercare pe stand., București 1987.
- [46] N. Apostolescu, D. Taraza, Bazele cercetării experimentale a mașinilor termice. Editura Didactică și Pedagogică, 1979.
- [47] D. Abăitancei, Motoare pentru automobile și tractoare, *Editura Tehnică, București*, 1980.
- [48] R. Atkins, An introduction to engine testing and development. SAE International, 2009.
- [49] A. Hijawi, Cam-less Engine Management Unit, 2018.
- [50] *** AVL Product Description (2014). Single Cylinder Research Engines, 2014.
- [51] A. Sarangi, Diesel low temperature combustion: an experimental study, Loughborough University Loughborough, 2012.
- [52] J. Mattson, N. V. Burnete, C. Depcik, D. Moldovanu, N. Burnete, Second law analysis of waste cooking oil biodiesel versus ULSD during operation of a CI engine, *Fuel*, vol. 255, p. 115753, 2019.
- [53] *** AVL FLOWSONIX AIR, 2014.
- [54] K. Kudlaty, K. Kock, H. Krenn, A novel ultrasonic intake air flow meter for test bed applications, SAE Technical Paper 0148-7191, 2013.
- [55] Internal Combustion Engines and Powertrain Systems for Future Transport, in *The International Conference on Internal Combustion Engines and Powertrain Systems for Future Transport*, Birmingham, UK, 2019.
- [56] *** Industrial platinum resistance thermometers and platinum temperature sensors EN60751, IEC 2022.
- [57] *** Tolerance classes for thermocouples according to the IEC 60 584-2, 1995.
- [58] *** Thermocouples - EMF specifications and tolerances IEC 60584-1, 2013.
- [59] *** Pressure sensors for combustion analysis. Product catalog, ed. AVL, 2013.
- [60] *** Lambda sensor LSU 4.9 Data Sheet, ed. Bosch, 2024.
- [61] W. Dongliang, H. Kaisheng, L. Wei, L. Zhihua, W. Yinhui, OBD system oxygen sensor degradation monitoring and mechanism analysis, in *2011 third international conference on measuring technology and mechatronics automation*, 2011, pp. 740-744.
- [62] *** AVL Blow-By Meter 442S - 300, ed. AVL, 2009.
- [63] S. Hannes, Examination of the Automated Test System for AVL IndiCom, Master Thesis, Graz University of Technology, Graz, 2015.
- [64] D. Abăitancei, Motoare pentru automobile și tractoare fabricate în România. Alma, 2011.

- [65] G. Bobescu, T. Nagy, A. Chiru, C. Cofaru, Ridicarea diagramelor indicate și analiza experimentală a proceselor termogazodinamice la motoarele din fabricația Întreprinderii de Autocamioane Brașov, Universitatea Transilvania din Brașov, Brașov 1981.
- [66] *** Cercetare preliminară a modelului funcțional D-127T, INAR, Brașov 1997.
- [67] *** Dezvoltarea motoarelor din gama de putere 70-100 CP prin turbosupraalimentare în vederea încadrării în normele Euro II, INAR, Brașov 1998.
- [68] *** Punerea la punct a motorului D127 ce echipează utilitarele ROCAR, INAR, Brașov 1993.
- [69] *** Elaborarea standardelor de ramură (STR) pentru motoarele 392-L4D, DT, DTI cu patru cilindri în linie, INAR, Brașov 1991.
- [70] *** Încercări preliminare motor 392-L4-DT pentru definirea performanțelor, INAR, Brașov 1995.
- [71] *** Elaborarea procedurii pentru încercarea și atestarea turbosufiantelor, INAR, Brașov 1996.
- [72] *** Încercarea motorului 392-L4-DTI în vederea omologării interne, INAR, Brașov 2000.
- [73] *** Elaborarea standardului tehnic de ramură pentru motoarele 550-L6 cu injecție directă în camera de ardere de tip omega, INAR, Brașov 1991.
- [74] *** Cercetarea și optimizarea motorului 550-L6-D, INAR, Brașov 1989.
- [75] *** Cercetări privind toxicitatea gazelor arse, randamentului volumetric și a vibrațiilor torsionale ale arborelui cotit al motorului 797-05, INAR, Brașov 1985.
- [76] *** Determinarea siguranței în funcționare cu motorul 550-L6-DT, INAR, Brașov 1994.
- [77] *** Motor 550-L6-DTI cu încadrarea în norma Euro. Cercetări și încercări de scurtă durată în vederea omologării., INAR, Brașov 1994.
- [78] *** Încercări pentru determinarea siguranței în funcționare cu motorul orizontal 1035-L6-DTO, INAR, Brașov 1997.
- [79] *** Cercetări pentru definitivarea soluțiilor constructive și determinarea performanțelor motorului orizontal 1035-L6-DTO cu puterea de 240 CP la 2100 rpm, INAR, Brașov 1996.
- [80] *** Încercări pentru determinarea siguranței în funcționare a motorului 1070-L6-DTI și elaborarea documentelor de omologare, INAR, Brașov 1994.
- [81] *** Motor 1230-L6-DTI pentru autovehicule de transport rutier cu putere de 380 CP la 1900 rpm - Cercetare model funcțional, INAR, Brașov 1998.
- [82] *** Studiu INAR - Proiectarea modelului funcțional al motorului 1230-L6-DTI, INAR, Brașov 1990.
- [83] *** Cercetarea echipamentului de injecție și a grupului de supraalimentare pentru motorul 1230-L6-DTI, INAR, Brașov 1997.
- [84] *** Cercetări pentru determinarea performanțelor și reglajelor motorului 1240-V8-DTI, INAR, Brașov 1987.
- [85] *** Cercetări pentru determinarea performanțelor motorului 1240-V8-DT/DTI, INAR, Brașov 1985.
- [86] *** Motor 1380-V8 DT fiabilizat și cu încadrarea în normele Euro, INAR, Brașov 1995.
- [87] *** Proiectarea prototipului motorului 1380-V8-DT și 1380-V8-DTI cu alezaj de 130mm, INAR, Brașov 1986.
- [88] *** Încercări în vederea omologării de prototip a motorului 1380-V8-DTI fiabilizat și cu încadrarea în normele Euro, INAR, Brașov 1995.

- [89] H. R. Sankey, The Thermal Efficiency of Steam-Engines, *Minutes of the Proceedings of the Institution of Civil Engineers*, vol. 125, pp. 182-212, 1896.
- [90] D. C. Kyritsis, C. D. Rakopoulos, Parametric study of the availability balance in an internal combustion engine cylinder, SAE Technical Paper 0148-7191, 2001.
- [91] C. Rakopoulos, E. Giakoumis, Speed and load effects on the availability balances and irreversibilities production in a multi-cylinder turbocharged diesel engine, *Applied Thermal Engineering*, vol. 17, pp. 299-313, 1997.
- [92] R. J. Primus, P. F. Flynn, The assessment of losses in diesel engines using second law analysis, *Computer-Aided Engineering and Energy Systems*, vol. 3, pp. 61-68, 1986.
- [93] C. Rakopoulos, E. Giakoumis, Development of cumulative and availability rate balances in a multi-cylinder turbocharged indirect injection diesel engine, *Energy Conversion and Management*, vol. 38, pp. 347-369, 1997.
- [94] B. Challen, R. Baranescu, Diesel engine reference book, 1999.
- [95] V. Sandu, Improving diesel engine performance by air-to-air intercooling, *Bulletin of the Transilvania University of Brasov. Series I-Engineering Sciences*, pp. 19-24, 2014.
- [96] M. J. da Silva, A. de Oliveira, J. R. Sodré, Analysis of processing methods for combustion pressure measurement in a diesel engine, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, vol. 41, pp. 1-9, 2019.
- [97] Y. A. Cengel, M. A. Boles, Thermodynamics: an engineering approach, *Sea*, vol. 1000, pp. 287-93, 2002.
- [98] C. F. Taylor, Internal Combustion Engine in Theory and Practice, revised, Volume 1: Thermodynamics, Fluid Flow, Performance vol. 1. Mit Press, 1985.
- [99] K. I. Hamada, M. Rahman, A. R. A. Aziz, Time-averaged heat transfer correlation for direct injection hydrogen fueled engine, *International journal of hydrogen energy*, vol. 37, pp. 19146-19157, 2012.
- [100] C. Finol, K. Robinson, Thermal modelling of modern engines: a review of empirical correlations to estimate the in-cylinder heat transfer coefficient, *Proceedings of the institution of mechanical engineers, part D: journal of automobile engineering*, vol. 220, pp. 1765-1781, 2006.
- [101] G. Borman, K. Nishiwaki, Internal-combustion engine heat transfer, *Progress in energy and combustion science*, vol. 13, pp. 1-46, 1987.
- [102] C. F. Taylor, T.-Y. Toong, Heat transfer in internal-combustion engines, 1957.
- [103] G. Blair, Design and simulation of four-stroke engines. SAE International, 1999.
- [104] W. Annand, Heat transfer in the cylinder and porting. The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engines, vol II, ed. Oxford University Press, London, 1986.
- [105] S. Edition, Ashrae handbook, *Stephen Comstock: Atlanta, GA, USA*, 1993.
- [106] T. L. Bergman, Fundamentals of heat and mass transfer. John Wiley & Sons, 2011.
- [107] V. Sandu, V.-B. Ungureanu, M. Ivănoiu, L. Costiuc, Experimental Analysis on External Surface Convective-Radiative Heat Transfer in Stationary Diesel Engines, *surfaces*, vol. 1, p. 3, 2014.
- [108] A. Mazilu, L. Costiuc, Numerical Modelling of Heat Transfer in Engine Exhaust Manifolds, *Bulletin of the Transilvania University of Brasov. Series I-Engineering Sciences*, pp. 23-30, 2022.
- [109] V. Sandu, A.-C. Stanca, A. Pasarioiu, D. Dobre, Experimental investigation of thermoelectric heat recovery from a diesel engine, in *2012 International Conference on Applied and Theoretical Electricity (ICATE)*, 2012, pp. 1-8.

- [110] M. Tabatabaian, COMSOL5 for Engineers. Mercury learning and information, 2015.
- [111] *** Comsol Multiphysics 5.6. Software documentation., ed. COMSOL AB, 1998-2020.
- [112] *** *Fluke Ti20 User Manual*. Available: <https://www.manualslib.com/manual/52657/Fluke-Ti20.html>
- [113] E. Giulli, A review of internal combustion engine losses, *Proc. Inst. Mech. Engrs*, vol. 207, pp. 229-240, 1993.
- [114] K. McAulay, T. Wu, S. K. Chen, G. L. Borman, P. S. Myers, O. A. Uyehara, Development and evaluation of the simulation of the compression-ignition engine, *SAE Transactions*, pp. 560-593, 1966.
- [115] S. Chen, P. FLYNN, International Harvester-LABECO high bmep single cylinder research engine, in *SAE TRANSACTIONS*, 1966, pp. 150-&.
- [116] D. Winterbone, D. Tennant, The variation of friction and combustion rates during diesel engine transients, SAE Technical Paper 0148-7191, 1981.
- [117] B. W. Millington, E. Hartles, Frictional losses in diesel engines, *SAE Transactions*, pp. 2390-2410, 1968.
- [118] *** Motoare cu ardere internă pentru autovehicule și tractoare agricole. Reguli și metode de încercare pe banc., STAS 6635-1987, 1987.
- [119] A. J. Martyr, M. A. Plint, Engine testing: the design, building, modification and use of powertrain test facilities. Elsevier, 2012.
- [120] D. Taraza, N. A. Henein, W. Bryzik, Experimental determination of the instantaneous frictional torque in multicylinder engines, *SAE transactions*, pp. 2140-2150, 1996.
- [121] M. M. Maricq, Chemical characterization of particulate emissions from diesel engines: A review, *Journal of Aerosol Science*, vol. 38, pp. 1079-1118, 2007.
- [122] *** Cercetări pe motor pentru determinarea bilanțului energetic general al motorului 1240-V8-DT, INAR, Brașov.
- [123] *** Determinarea concentrațiilor compușilor poluanți din gazele de evacuare ale motorului 1240-V8-DT conform Regulamentului nr. 49 al ECE-ONU, INAR, Brașov 1996.
- [124] I. Bortel, J. Vavra, M. Takats, Emissions and performance of a passenger car size diesel engine fuelled with hvo diesel fuel mixtures, *fuel*, vol. 7, p. 9, 2017.
- [125] *** Regulation No. 49 of the Economic Commission for Europe of the United Nations, in *Uniform Provisions Concerning the Measures to be Taken against the Emission of Gaseous and Particulate Pollutants from Compression-Ignition Engines and Positive Ignition Engines for Use in Vehicles And The Emission Of Gaseous Pollutants From Positive-Ignition Engines Fuelled With Natural Gas Or Liquefied Petroleum Gas For Use In Vehicles* vol. 49, ed. UN/ECE, p. 2013.
- [126] V. D. Negrea, V. Sandu, Combaterea poluării mediului în transporturile rutiere, *Ed. Tehnică, București*, 2000.
- [127] M. J. Moran, Availability analysis: a guide to efficient energy use, 1989.
- [128] Z. Rant, Towards the estimation of specific exergy of fuels, *Allg. Wärmetech*, vol. 10, pp. 172-176, 1961.
- [129] V. Stepanov, Chemical energies and exergies of fuels, *Energy*, vol. 20, pp. 235-242, 1995.
- [130] J. Szargut, T. Styrylska, Approximate evaluation of the exergy of fuels, *Brennst. Wärme Kraft*, vol. 16, pp. 589-596, 1964.
- [131] *** Carburanți pentru automobile. Motorină. Cerințe și metode de încercare, SR EN 590:2022, 2022.

- [132] *** The Greenhouse Gases, Regulated Emissions, and Energy Use In Transportation Model, ed. Argonne, Illinois, USA. GREET, Argonne National Laboratory, 2010.
- [133] G. Abbaszadehmosayebi, L. Ganippa, Determination of specific heat ratio and error analysis for engine heat release calculations, *Applied Energy*, vol. 122, pp. 143-150, 2014.
- [134] R. Saidur, M. Rezaei, W. K. Muzammil, M. Hassan, S. Paria, M. Hasanuzzaman, Technologies to recover exhaust heat from internal combustion engines, *Renewable and sustainable energy reviews*, vol. 16, pp. 5649-5659, 2012.
- [135] O. Douadi, R. Ravi, M. Faqir, E. Essadiqi, A conceptual framework for waste heat recovery from compression ignition engines: Technologies, working fluids & heat exchangers, *Energy Conversion and Management: X*, vol. 16, p. 100309, 2022.
- [136] S. Brückner, S. Liu, L. Miró, M. Radspieler, L. F. Cabeza, E. Lävemann, Industrial waste heat recovery technologies: An economic analysis of heat transformation technologies, *Applied Energy*, vol. 151, pp. 157-167, 2015.
- [137] D. Crane, G. Jackson, D. Holloway, Towards optimization of automotive waste heat recovery using thermoelectrics, SAE Technical Paper 0148-7191, 2001.
- [138] X. Zheng, C. Liu, Y. Yan, Q. Wang, A review of thermoelectrics research—Recent developments and potentials for sustainable and renewable energy applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 32, pp. 486-503, 2014.
- [139] *Scientific Guide to Understanding Thermoelectric Generators*. Available: <https://www.tegmart.com/info/guide-to-understanding-and-using-teg-power-and-products>
- [140] F. T. Tănăsescu, D. Moraru, C. I. Popescu, *Conversia energiei: tehnici neconvenționale*. Editura Tehnică, 1986.
- [141] N. V. Burnete, F. Mariasiu, C. Depcik, I. Barabas, D. Moldovanu, Review of thermoelectric generation for internal combustion engine waste heat recovery, *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 91, p. 101009, 2022.
- [142] A. Schönecker, P.-Y. Pichon, J. König, M. Jägle, M. den Heijer, B. Kraaijveld, Novel Process for Metal Silicide Nanostructures Regarding Cheap and Large-Scale Material Synthesis, in *Proceedings of the 11th European Conference on Thermoelectrics: ECT 2013*, 2014, pp. 43-51.
- [143] A. T. Tomescu, I. B. L.; Tomescu, F. M. G., *Conversiunea directă a energiei*. Editura Matrixrom, 2008.
- [144] L. Yang, Z. G. Chen, M. S. Dargusch, J. Zou, High performance thermoelectric materials: progress and their applications, *Advanced Energy Materials*, vol. 8, p. 1701797, 2018.
- [145] C. Hadjistassou, E. Kyriakides, J. Georgiou, Designing high efficiency segmented thermoelectric generators, *Energy conversion and management*, vol. 66, pp. 165-172, 2013.
- [146] X. Liu, Y. Deng, S. Chen, W. Wang, Y. Xu, C. Su, A case study on compatibility of automotive exhaust thermoelectric generation system, catalytic converter and muffler, *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 2, pp. 62-66, 2014.
- [147] L. Heber, J. Schwab, Modelling of a thermoelectric generator for heavy-duty natural gas vehicles: Techno-economic approach and experimental investigation, *Applied Thermal Engineering*, vol. 174, p. 115156, 2020.
- [148] S. Lan, Z. Yang, R. Chen, R. Stobart, A dynamic model for thermoelectric generator applied to vehicle waste heat recovery, *Applied energy*, vol. 210, pp. 327-338, 2018.

- [149] P. Fernández-Yáñez, A. Gómez, R. García-Contreras, O. Armas, Evaluating thermoelectric modules in diesel exhaust systems: potential under urban and extra-urban driving conditions, *Journal of Cleaner Production*, vol. 182, pp. 1070-1079, 2018.
- [150] D. T. Crane, G. S. Jackson, Optimization of cross flow heat exchangers for thermoelectric waste heat recovery, *Energy conversion and management*, vol. 45, pp. 1565-1582, 2004.
- [151] P. Varshil, D. Deshmukh, A comprehensive review of waste heat recovery from a diesel engine using organic rankine cycle, *Energy Reports*, vol. 7, pp. 3951-3970, 2021.
- [152] M. Ghilvacs, Diesel engine exhaust heat recovery using Organic Rankine Cycle, Universitatea Politehnica din Bucuresti, 2018.
- [153] C. Sprouse III, C. Depcik, Review of organic Rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery, *Applied thermal engineering*, vol. 51, pp. 711-722, 2013.
- [154] A. Javanshir, N. Sarunac, Z. Razzaghpanah, Thermodynamic analysis of ORC and its application for waste heat recovery, *Sustainability*, vol. 9, p. 1974, 2017.
- [155] A. Ganjehkaviri, M. N. M. Jaafar, Energy analysis and multi-objective optimization of an internal combustion engine-based CHP system for heat recovery, *Entropy*, vol. 16, pp. 5633-5653, 2014.
- [156] G. Latz, Waste heat recovery from combustion engines based on the Rankine cycle. Chalmers Tekniska Hogskola (Sweden), 2016.
- [157] H. Wang, R. Peterson, K. Harada, E. Miller, R. Ingram-Goble, L. Fisher, *et al.*, Performance of a combined organic Rankine cycle and vapor compression cycle for heat activated cooling, *Energy*, vol. 36, pp. 447-458, 2011.
- [158] H. Teng, G. Regner, Improving fuel economy for HD diesel engines with WHR Rankine cycle driven by EGR cooler heat rejection, SAE Technical Paper 0148-7191, 2009.
- [159] *Directiva 1999/96/CE a Parlamentului European și a Consiliului din 13 decembrie 1999 privind aproximarea legislațiilor statelor membre referitoare la măsurile ce trebuie luate împotriva emisiilor de poluanți gazeși și particule provenite de la motoare cu aprindere prin compresie destinate vehiculelor, precum și a emisiilor de poluanți gazeși provenite de la motoare cu aprindere prin scânteie alimentate cu gaz natural sau gaz petrolier lichefiat destinate vehiculelor și aducerea modificării Directivei 88/77/CEE a Consiliului.* , 2000.
- [160] G. Shu, G. Yu, H. Tian, H. Wei, X. Liang, Z. Huang, Multi-approach evaluations of a cascade-Organic Rankine Cycle (C-ORC) system driven by diesel engine waste heat: Part A–Thermodynamic evaluations, *Energy conversion and management*, vol. 108, pp. 579-595, 2016.
- [161] A. Mahmoudzadeh Andwari, A. Pesiridis, V. Esfahanian, A. Salavati-Zadeh, A. Karvountzis-Kontakiotis, V. Muralidharan, A comparative study of the effect of turbocompounding and ORC waste heat recovery systems on the performance of a turbocharged heavy-duty diesel engine, *Energies*, vol. 10, p. 1087, 2017.
- [162] H. Aghaali, H.-E. Ångström, A review of turbocompounding as a waste heat recovery system for internal combustion engines, *Renewable and sustainable energy reviews*, vol. 49, pp. 813-824, 2015.
- [163] C. Ononogbo, E. Nwosu, N. Nwakuba, G. Nwaji, O. Nwufo, O. Chukwuezie, *et al.*, Opportunities of waste heat recovery from various sources: Review of technologies and implementation, *Heliyon*, vol. 9, 2023.
- [164] Y. Ismail, D. Durrieu, P. Menegazzi, P. Chesse, D. Chalet, Potential of exhaust heat recovery by turbocompounding, SAE Technical Paper 0148-7191, 2012.

- [165] G. He, H. Xie, Fuel saving potential of different turbo-compounding systems under steady and driving cycles. SAE Tech Papers. 2015, ed.
- [166] M. A. Abdelkareem, H. M. Maghrabie, E. T. Sayed, E.-C. A. Kais, A. G. Abo-Khalil, M. Al Radi, *et al.*, Heat pipe-based waste heat recovery systems: Background and applications, *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 29, p. 101221, 2022.
- [167] I. Dincer, C. Zamfirescu, Advanced power generation systems. Academic Press, 2014.
- [168] C. Ladekar, S. Choudhary, S. Khadare, A critical review-optimization of heat pipe, *International J. of Engineering Research & Technology*, pp. 274-280, 2016.
- [169] J. Bull, J. M. Buick, J. Radulovic, Heat exchanger sizing for organic rankine cycle, *Energies*, vol. 13, p. 3615, 2020.
- [170] C.-T. Hsu, G.-Y. Huang, H.-S. Chu, B. Yu, D.-J. Yao, Experiments and simulations on low-temperature waste heat harvesting system by thermoelectric power generators, *Applied Energy*, vol. 88, pp. 1291-1297, 2011.
- [171] H. Lu, T. Wu, S. Bai, K. Xu, Y. Huang, W. Gao, *et al.*, Experiment on thermal uniformity and pressure drop of exhaust heat exchanger for automotive thermoelectric generator, *Energy*, vol. 54, pp. 372-377, 2013.
- [172] T. Wang, W. Luan, W. Wang, S.-T. Tu, Waste heat recovery through plate heat exchanger based thermoelectric generator system, *Applied Energy*, vol. 136, pp. 860-865, 2014.
- [173] V. Pandiyarajan, M. Chinnappandian, V. Raghavan, R. Velraj, Second law analysis of a diesel engine waste heat recovery with a combined sensible and latent heat storage system, *Energy policy*, vol. 39, pp. 6011-6020, 2011.
- [174] Y. Kuze, H. Kobayashi, H. Ichinose, T. Otsuka, Development of new generation hybrid system (THS II)-development of Toyota coolant heat storage system, SAE Technical Paper 0148-7191, 2004.
- [175] H. Aghaali, H.-E. Angstrom, Demonstration of air-fuel ratio role in one-stage turbocompound diesel engines, SAE Technical Paper 0148-7191, 2013.
- [176] *** Cercetarea efectelor de reducere a particulelor emise de motorul 392-L4-DTI prin utilizarea filtrului de particule 3M, INAR, Braşov 1999.
- [177] M. J. Moran, Engineering Thermodynamics/Mechanical Engineering Handbook, ed. Boca Raton: CRC Press LLC, 1999.
- [178] T. Wang, Y. Zhang, Z. Peng, G. Shu, A review of researches on thermal exhaust heat recovery with Rankine cycle, *Renewable and sustainable energy reviews*, vol. 15, pp. 2862-2871, 2011.
- [179] A. L. GmbH. *** AVL LIST, „Single Cylinder Research Engine 5402 – Users Guide” [Online].
- [180] H. Teng, G. Regner, C. Cowland, Waste heat recovery of heavy-duty diesel engines by organic Rankine cycle part I: hybrid energy system of diesel and Rankine engines, SAE Technical Paper 0148-7191, 2007.
- [181] V. Sandu, A. Mazilu, Diesel engine waste heat recovery potential versus driving cycles, in *2019 8th International Conference on Renewable Energy Research and Applications (ICRERA)*, 2019, pp. 331-336.
- [182] C. Bejan, Studiul critic al ciclurilor în domeniul testelor de duranţă prin raportare la regimurile reale de funcţionare şi cerinţele testelor de fiabilitate, 1996.
- [183] I. S. Rău, Veneţia, Discrepancies of international regulations of diesel engine emissions, in *International Symposium on Environmental Protection ECO '96*, Bucureşti, 1996, pp. pg. 86-93.

- [184] *** *Directiva 1999/96/EC a Parlamentului European și a Consiliului privitoare la măsurile care trebuie luate împotriva emisiilor de gaze și particule e ale motoarelor cu aprindere prin compresie și ale motoarelor cu aprindere prin scânteie alimentate cu gaz natural sau gaz petrolier lichefiat utilizate pe autovehicule*, 2000.
- [185] E. G. Giakoumis, *Driving and engine cycles* vol. 1. Springer, 2017.
- [186] Google. (2019). *** *Date obținute de pe traseul Izvoarele-Cheia-Pasul Bratocea, România, folosind Google Earth [Software]*. Available: <http://earth.google.com>
- [187] V. Sandu, V. Ungureanu, C. Leahu, A. Mazilu, Predicting vehicle waste heat recovery potential in road gradient driving cycle-A case study, in *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2020, p. 012155.
- [188] F. F. Rovai, C. Mady, Exergetic analysis of an internal combustion engine running on E22 and E100, *Revista de Ingineria Termica*, vol. 21, pp. 43-50, 2022.
- [189] N. Norouzi, A. G. Ebadi, A. Bozorgian, S. J. Hoseyni, E. Vessally, Energy and exergy analysis of internal combustion engine performance of spark ignition for gasoline, methane, and hydrogen fuels, *Iranian Journal of Chemistry and Chemical Engineering*, vol. 40, pp. 1909-1930, 2021.
- [190] C. D. Rakopoulos, D. C. Kyritsis, Comparative second-law analysis of internal combustion engine operation for methane, methanol, and dodecane fuels, *Energy*, vol. 26, pp. 705-722, 2001.
- [191] W. L. R. Gallo, L. F. Milanez, Exergetic analysis of ethanol and gasoline fueled engines, SAE Technical Paper 0148-7191, 1992.
- [192] J. A. Caton, Use of a cycle simulation incorporating the second law of thermodynamics: results for spark-ignition engines using oxygen enriched combustion air, SAE Technical Paper 0148-7191, 2005.
- [193] H. Ozcan, M. Sait Soylemez, Effect of water addition on the exergy balances of an LPG fuelled spark ignition engine, *International Journal of Exergy*, vol. 2, pp. 194-206, 2005.
- [194] F. Alasfour, Butanol—a single-cylinder engine study: availability analysis, *Applied Thermal Engineering*, vol. 17, pp. 537-549, 1997.
- [195] A. Magno, E. Mancaruso, B. M. Vaglieco, Effects of both blended and pure biodiesel on waste heat recovery potentiality and exhaust emissions of a small CI (compression ignition) engine, *Energy*, vol. 86, pp. 661-671, 2015.
- [196] A. Paul, R. Panua, D. Debroy, An experimental study of combustion, performance, exergy and emission characteristics of a CI engine fueled by Diesel-ethanol-biodiesel blends, *Energy*, vol. 141, pp. 839-852, 2017.
- [197] C. Rakopoulos, E. Andritsakis, D. Kyritsis, Availability accumulation and destruction in a DI diesel engine with special reference to the limited cooled case, *Heat Recovery Systems and CHP*, vol. 13, pp. 261-276, 1993.
- [198] Y. D. Lee, K. Y. Ahn, T. Morosuk, G. Tsatsaronis, Exergetic and exergoeconomic evaluation of an SOFC-Engine hybrid power generation system, *Energy*, vol. 145, pp. 810-822, 2018.