

IOSUD – UNIVERSITATEA „DUNĂREA DE JOS” DIN GALAȚI

Școala doctorală de Inginerie Mecanică și Industrială



TEZĂ DE DOCTORAT

**STUDIUL EFECTELOR INECȚIEI DE APĂ ASUPRA PERFORMANȚELOR MOTOARELOR
CU ARDERE INTERNĂ**

**ASSESSMENT OF WATER INJECTION ON INTERNAL COMBUSTION ENGINES
PERFORMANCES**

**Doctorand,
ing. Michael Frățița**

| | |
|--|--|
| Președinte | Prof univ.dr.ing. Eugen-Victor-Cristian RUSU Membru corespondent al Academiei Române Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați |
| Conducător științific, | Prof univ.dr.ing. Florin Popescu Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați |
| Conducător științific în cotutelă | PhD Assoc prof.eng. Jorge Martins Universitatea Minho Guimaraes, Portugalia |
| Referenți științifici | Prof univ.dr.ing. Edward Rakosi Universitatea Tehnică „Gheorghe Asachi” din Iași Prof univ.dr.ing. Mircea Năstăsoiu Universitatea „Transilvania” din Brașov Conf. univ. dr. ing. Krisztina Uzuneanu Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați |

Seria I6. Nr.62

GALAȚI

2022

Seriile tezelor de doctorat susținute public în UDJG începând cu 1 octombrie 2013 sunt:

Domeniul fundamental ȘTIINTE INGINEREȘTI

- Seria I 1: **Biotehnologii**
- Seria I 2: **Calculatoare și tehnologia informației**
- Seria I 3: **Inginerie electrică**
- Seria I 4: **Inginerie industrială**
- Seria I 5: **Ingineria materialelor**
- Seria I 6: **Inginerie mecanică**
- Seria I 7: **Ingineria produselor alimentare**
- Seria I 8: **Ingineria sistemelor**
- Seria I 9: **Inginerie și management în agricultură și dezvoltare rurală**

Domeniul fundamental ȘTIINTE SOCIALE

- Seria E 1: **Economie**
- Seria E 2: **Management**
- Seria SSEF: **Știința sportului și educației fizice**

Domeniul fundamental ȘTIINTE UMANISTE ȘI ARTE

- Seria U 1: **Filologie- Engleză**
- Seria U 2: **Filologie- Română**
- Seria U 3: **Istorie**
- Seria U 4: **Filologie - Franceză**

Domeniul fundamental MATEMATICĂ ȘI ȘTIINTE ALE NATURII

- Seria C: **Chimie**

Domeniul fundamental ȘTIINTE BIOLOGICE ȘI BIOMEDICALE

- Seria M: **Medicină**

Mulțumiri

Parcurgerea programului de doctorat a reprezentat o adevărată provocare atât prin tema aleasă ce necesită pregătire în diverse domenii, abilități practice, cât și schimbul cultural realizat prin intermediul programului de doctorat în cotutelă.

Cu această ocazie, aș dori să mulțumesc conducătorului științific, domnului prof. Popescu Florin, pentru îndrumarea permanentă, pentru cunoștințele împărtășite și pentru încrederea și ajutorul acordat pe întreaga perioadă a studiilor doctorale. În același timp, aș dori să îi mulțumesc în egală măsură domnului profesor Jorge Martins, care mi-a acordat în permanență ajutorul necesar, m-a ghidat în tot ce am realizat și în același timp m-a ajutat să devin un cercetător mai bun.

În continuare, aș dori să îi mulțumesc domnului prof. Eugen Rusu pentru disponibilitatea sa în calitate de președinte al comisiei de susținere publică a tezei de doctorat, dar și în calitate de director CSUD ce a facilitat deplasarea mea în Portugalia și a sprijinit activitatea mea de cercetare pe întreaga durată a doctoratului.

În mod deosebit doresc să le mulțumesc referenților oficiali: domnului profesor Edward Rakosi, domnului profesor Mircea Năstăsioiu și doamnei conferențiar Krisztina Uzunianu pentru disponibilitatea de a evalua prezenta teză de doctorat.

În continuare, aș dori să îi mulțumesc domnului lector Francisco Brito și echipei din cadrul LAMOTO din Portugalia pentru ajutorul și sprijinul necondiționat oferit pe durata mobilității din Portugalia. De asemenea, aș dori să îi mulțumesc unui membru important din echipa LAMOTO, Tiago Costa - colegul meu - cu ajutorul căruia am putut realiza standul experimental și testele cu injecție de apă.

Doresc să îi mulțumesc doamnei conferențiar Krisztina Uzunianu, care mi-a oferit ajutorul și m-a ghidat pe toată perioada doctoratului, fiind direct răspunzătoare de reușita realizării doctoratului în cotutelă cu echipa din Portugalia. De asemenea, aș dori să îi mulțumesc domnului profesor Ion Ion pentru sprijinul acordat în permanență pe toată perioada doctoratului.

Aș dori să mulțumesc echipei de mobilități Erasmus, ce a făcut posibilă această deplasare în Portugalia, și mi-au asigurat integrarea în campusul din Guimaraes.

Sunt recunoscător familiei pentru sprijinul moral, înțelegerea și încurajările de care am avut cel mai mult nevoie în momentele dificile.

Nu în ultimul rând, vreau să mulțumesc echipei CONVERGE CFD pentru că au oferit Universității „Dunărea de Jos” din Galați licențe, îndrumare și sprijin tehnic pentru programul Converge CFD.

ing. Michael Frățița
Galați, februarie 2022

Cuprins

| | |
|--|-----------|
| Mulțumiri | 3 |
| Cuprins..... | 5 |
| Rezumat..... | 7 |
| Abrevieri..... | 9 |
| Lista Figurilor..... | 10 |
| Capitolul 1. Analiza literaturii de specialitate | 11 |
| 1.2. Abordări privind injecția de apă | 11 |
| 1.3. Sisteme de Injecție apă..... | 11 |
| 1.4. Injecția directă de apă | 12 |
| 1.5. Injecția de apă în galeria de admisie | 13 |
| Capitolul 2. Partea Experimentală | 15 |
| 2.1. Standul Experimental..... | 15 |
| 2.2. Metode de lucru | 19 |
| 2.3. Sistemul de măsurare al emisiilor poluante | 21 |
| 2.4. Injecția direct de apă | 22 |
| 2.4.1. Impactul în ciclul motor | 22 |
| 2.4.3. Injecția directă de apă asupra supapei de evacuare, la sfârșitul procesului de comprimare | 23 |
| 2.4.4. Injecția de apă efectuată înainte și în timpul arderii | 26 |
| 2.4.5. Injecția directă de apă efectuată la sfârșitul procesului de ardere și după ardere | 28 |
| 2.5. Injecția de apă în galeria de admisie | 30 |
| 2.5.1. Raport scăzut de comprimare – Analiza performanțelor | 30 |
| 2.5.2. Raport de comprimare scăzut – Emisii poluante | 31 |
| 2.5.7. Analiză comparativă | 32 |
| 2.5.8. Concluzii parțiale | 34 |
| Capitolul 3. Modelul Numeric | 35 |
| 3.2. Pre-procesarea | 35 |
| 3.3. Discretizarea și generarea rețelei..... | 35 |
| 3.7. Simularea CFD și predictibilitatea presiunii din cilindru | 37 |
| 3.8. Concluzii parțiale..... | 43 |
| Capitolul 4. Concluzii, contribuții și recomandări | 44 |
| 4.1. Concluzii finale..... | 44 |
| 4.2. Contribuții personale | 45 |
| 4.3. Recomandări și perspective | 47 |
| Lista lucrărilor publicate..... | 47 |
| Bibliografie | 49 |
| Curriculum vitae | 56 |

Rezumat

Activitatea de cercetare inclusă în teza de doctorat intitulată "EVALUAREA INJEȚIEI DE APĂ ASUPRA PERFORMANȚELOR MOTOARELOR CU ARDERE INTERNĂ" s-a desfășurat pe parcursul a trei ani, după cum urmează: În primul an am realizat studiul lucrărilor științifice din domeniul injecției de apă în motoarele cu ardere internă. Studiul a fost realizat la Catedra de Sisteme Termice și Autovehicule Rutiere din cadrul Universității "Dunărea de Jos" din Galați, sub îndrumarea întregii echipe de coordonare. Cel de-al doilea an s-a desfășurat la Universitatea Minho din Guimaraes, Portugalia, unde a fost dezvoltat un stand de injecție de apă și s-au efectuat teste experimentale. Modelul numeric a fost dezvoltat în cel de-al treilea an de doctorat la Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați.

Tendința actuală în dezvoltarea motoarelor este de a reduce consumul de combustibil și emisiile poluante, inclusiv GES (gaze cu efect de seră). Sistemele hibride instalate pe vehiculele echipate cu motoare cu aprindere prin scânteie sunt din ce în ce mai utilizate în traficul urban. Majoritatea vehiculelor hibride sunt echipate cu motoare termice cu capacitate cilindrică mică, ceea ce permite scăderea consumului de combustibil și a emisiilor de GES.

Injecția de apă în motoarele cu ardere internă are un rol principal în îmbunătățirea răcirii interne a motorului. Nevoia de răcire internă a motorului apare atunci când motorul funcționează la o sarcină mare, cu un avans ridicat la producerea scânteii, ceea ce poate duce la apariția detonațiilor. Pentru reducerea detonațiilor, pe lângă reducerea avansului la producerea scânteii se poate utiliza un combustibil cu cifră octanică ridicată, sau poate fi utilizată injecția de apă pentru a reduce temperatura maximă la sfârșitul procesului de comprimare. De asemenea, injecția de apă în motoarele cu ardere internă are un rol principal în inhibarea detonațiilor.

Apa este prezentă peste tot în jurul nostru, nu are nevoie de condiții speciale pentru a fi stocată și nu este dăunătoare mediului. De asemenea, apa poate fi colectată din gazele de evacuare ale motorului sau din sistemul HVAC (încălzire, ventilație și aer condiționat) al vehiculului. Sistemele actuale de injecție a combustibilului (hardware și software) pot fi utilizate pentru a realiza injecția de apă.

Dar, ca orice altă tehnologie, injecția de apă are și ea dezavantaje. În funcție de zona geografică în care este utilizat automobilul, există riscul ca apa să înghețe, să blocheze sau chiar să deterioreze sistemul de injecție de apă. Dacă omogenitatea amestecului aer-combustibil-apă nu este bine implementată, pot apărea anomalii în timpul procesului de ardere în cilindru.

Majoritatea cercetărilor privind injecția de apă au ca scop suprimarea detonațiilor, creșterea puterii produse și reducerea consumului specific de combustibil. De obicei, sunt efectuate numai la sarcina mare (clapeta de accelerație este deschisă la maxim). Cu toate acestea, nu există cercetări privind efectele negative ale apei și impactul injecției de apă la turații și sarcini reduse ale motoarelor cu ardere internă.

Obiectivul principal al tezei de doctorat este de a continua cercetările în domeniul injecției de apă, având în vedere că în literatura de specialitate încă există lacune. Astfel, sunt necesare cercetări experimentale pentru a evalua impactul injecției de apă în motoarele cu ardere internă, în special la sarcini medii și mici. Pentru a acoperi o gamă cât mai largă de teste, se vor efectua teste experimentale cu injecție de apă în galeria de admisie și injecție directă de apă în cilindru. Datele experimentale trebuie preluate cât mai exact posibil de pe standul experimental, astfel încât să se poată crea un model matematic care să prezică evoluția presiunii din camera de ardere.

Obiectivele urmărite în cadrul tezei sunt:

- Analiza stadiului actual al sistemelor de injecție a apei în motoarele cu ardere internă;
- Dezvoltarea unui stand experimental pentru efectuarea de testelor cu injecție de apă în galeria de admisie și de injecție directă de apă în cilindru;
- Controlul și achiziția de date în timp real de pe standul experimental;
- Impactul injecției de apă la sarcini medii și mici asupra combustiei și ciclului motorului;
- Impactul injecției de apă asupra emisiilor poluante;
- Modelarea 3D a standului experimental;
- Analiza CFD și predicția presiunii în cilindru.

Dezvoltarea standului experimental necesită mai întâi un studiu al lucrărilor experimentale, al cărților și chiar al tezelor de doctorat din acest domeniu. Astfel, studiul literaturii de specialitate a fost împărțit în două categorii principale: injecția directă de apă în cilindrul motorului și injecția de apă în galeria de admisie. Pe lângă rezultatele experimentale publicate, se urmăresc și tipul de motoare pe care se efectuează încercările, capacitatea cilindrică a acestora și modul în care se fac determinările (sarcină, turație, raport apă/combustibil, avans la aprindere/injecție, etc.).

Teza este structurată în patru capitole principale, după cum urmează:

Primul capitol se intitulează *Analiza literaturii de specialitate*. Acesta prezintă stadiul actual în domeniul injecției de apă. Este structurat în funcție de tipul de injecție de apă (injecție directă sau injecție în galeria de admisie), cu accent pe rezultatele obținute împreună cu modul în care au fost efectuate determinările și tipul de motor utilizat.

Al doilea capitol este intitulat *Partea experimentală*. Acesta este un capitol amplu care descrie modul în care a fost dezvoltat standul experimental, împreună cu echipamentele utilizate pentru control și achiziția datelor în timp real. În continuare, sunt prezentate metodele de lucru și de analiză a datelor brute preluate de pe stand. Capitolul continuă cu interpretarea datelor obținute de pe stand, atât pentru injecția directă de apă, cât și pentru injecția de apă în galeria de admisie. Capitolul se încheie cu principalele concluzii ale rezultatelor experimentale.

Cel de-al treilea capitol este intitulat *Modelul numeric*. În acest capitol este prezentat modelul numeric pentru predicția presiunii în cilindru. Capitolul începe cu modelarea 3D a standului și continuă cu o serie de studii comparative între diferite modele numerice specifice simulărilor, ce stau la baza creării modelului numeric de predicție a evoluției presiunii din cilindru pentru motorul analizat. În cele din urmă sunt comparate datele experimentale cu datele obținute în urma simulării.

Cel de-al patrulea capitol este intitulat *Concluzii, contribuții și recomandări*. În acest capitol sunt prezentate concluziile finale ale tezei de doctorat, contribuțiile personale la atingerea obiectivelor tezei și direcțiile viitoare de cercetare în domeniul injecției de apă în motoarele cu ardere internă.

Caracterul unic al tezei de doctorat se datorează - în primul rând - tipului de motor ales. La momentul elaborării tezei de doctorat, nu au fost găsite articole sau lucrări privind injecția de apă în motoarele cu supape în blocul motor și aprindere prin scânteie. De asemenea, unicitatea tezei este dată de parametrii de testare, atât pentru injecția directă de apă, cât și pentru injecția de apă în galeria de admisie.

Abrevieri

| | |
|------|---|
| ATDC | După Punctul Mort Interior |
| BSFC | Consum Specific de Combustibil |
| BTDC | Înainte de Punctul Mort Superior |
| CAD | Grade Rotație Arbore Cotit |
| CLT | Temperatura Lichidului de Răcire |
| COV | Coeficient de Variație |
| DWI | Injecția directă de apă |
| ECU | Unitatea Electronică de Calcul |
| EGR | Recircularea Gazelor Evacuate |
| EGT | Temperatura Gazelor Evacuate |
| EOC | Sfârșitul combustiei |
| FEM | Metoda cu Elemente Finite |
| HP | Presiune Înaltă |
| IAT | Temperatura Aerului Admis |
| IMEP | Presiunea Medie Indicată |
| LLNL | Lawrence Livermore National Laboratory |
| NI | National Instruments |
| NOx | Oxizi de Azot |
| PFI | Injecția de combustibil în galeria de admisie |
| PM | Particule Solide |
| PV | Presiune Volum |
| PWI | Injecția de apă în galeria de admisie |
| RANS | Reynolds Averaged Navier Stokes |
| SI | Aprindere prin Scânteie |
| SOC | Startul Combustiei |
| SV | Supape Laterale |
| TDC | Punct Mort Interior |
| TKE | Energia Turbulentă CINETICĂ |
| VOCs | Compuși Volatili Organici |
| W/F | Apă / Combustibil |
| WI | Injecția de apă |
| WOT | Clapetă de accelerație deschisă complet |

Lista Figurilor

| | |
|--|----|
| Figura 1.2. Performanțele injecției directe de apă [11]..... | 12 |
| Figura 1.4. Consumul Specific de Combustibil Indicat [15]..... | 13 |
| Figura 1.5. Presiunea din cilindru și căldura degajată de ardere [17]..... | 13 |
| Figura 1.6. Cifra octanică și injecția de apă [13]..... | 13 |
| Figura 1.11. Presiunea din cilindru și injecția de apă [20]..... | 14 |
| Figura 1.19. Randamentul termic indicat în funcție de raportul apa/combustibil [20]..... | 14 |
| Figura 2.1. Standul experimental..... | 15 |
| Figura 2.3. Posibilități de pulverizare și amplasare a injectorului..... | 16 |
| Figura 2.5. Semnalele preluate la interval mic de timp..... | 17 |
| Figura 2.6. Schema sistemului de injecție apă..... | 17 |
| Figura 2.7. Software-ul de achiziție date..... | 18 |
| Figura 2.11. Injector direct cu orificii de pulverizare sudate..... | 18 |
| Figura 2.14. Principiul de funcționare a senzorului optic [53] [57]..... | 19 |
| Figura 2.16. Teste pentru calibrare..... | 20 |
| Figura 2.21. Metoda grafică a lui Marvin [57]..... | 21 |
| Figura 2.23. a) Timpul de ardere b) Diagrama pV..... | 22 |
| Figura 2.24. a) Timpul de ardere și injecția de apă b) Diagrama pV..... | 22 |
| Figura 2.25. Injecția directă de apă în timpul procesului de comprimare..... | 23 |
| Figura 2.26. Injecția de apă după inițierea arderii..... | 23 |
| Figure 2.32. In cylinder pressure - DWI..... | 24 |
| Figura 2.34. Lucrul mecanic consumat pentru umplerea cilindrului / Energia combustibilului ... | 24 |
| Figura 2.35. Lucrul mecanic consumat pentru comprimare / Energia combustibilului..... | 25 |
| Figura 2.36. Lucrul mecanic produs prin destinderea gazului / Energia combustibilului..... | 25 |
| Figure 2.37. Lucrul mecanic consumat pentru evacuarea gazelor arse / Energia comb..... | 26 |
| Figure 2.38. Lucrul mecanic net produs / Energia combustibilului..... | 26 |
| Figura 2.39. Evoluția presiunii în cilindru – Raport apă/combustibil 1,5..... | 27 |
| Figura 2.40. Diagrama pV – Raport apa/combustibil 1,5..... | 27 |
| Figura 2.41. Lucrul mecanic produs de destinderea gazelor / Energia combustibilului..... | 28 |
| Figura 2.42. Lucrul mecanic net produs / Energia combustibilului..... | 28 |
| Figura 2.43. Presiunea din cilindru..... | 29 |
| Figura 2.45. Presiunea din cilindru – injecție de apă târzie..... | 29 |
| Figura 2.47. Diagrama presiune volum..... | 30 |
| Figura 2.52. Lucrul mecanic indicat [J] / Energia din combustibil [J]..... | 31 |
| Figura 2.53. Emisii de NOx..... | 31 |
| Figura 2.54. (a) Monoxid de carbon (b) Dioxid de carbon..... | 32 |
| Figura 2.55. Emisii de hidrocarburi..... | 32 |
| Figure 2.72. Lucrul mecanic produs de destinderea gazelor..... | 33 |
| Figure 2.73. Lucrul mecanic net indicat..... | 33 |
| Figura 3.6. Converge Studio 3.0..... | 35 |
| Figura 3.11. Modelarea turbulențelor [83]..... | 36 |
| Figura 3.12. Modele de turbulență în funcție de costul de calcul..... | 36 |
| Figura 3.37. Predicția presiunii în cilindru..... | 37 |
| Figura 3.38. Presiunea din cilindru - experimentală și simulată..... | 38 |
| Figura 3.39. Eroarea absoluta de predicție a presiunii din cilindru..... | 39 |
| Figura 3.40. Eroarea relativă de predicție a presiunii din cilindru..... | 39 |
| Figura 3.41. Presiunea din cilindru pentru mai multe cicluri..... | 40 |
| Figura 3.42. Temperatura din cilindru – Simulare CFD..... | 42 |

Capitolul 1. Analiza literaturii de specialitate

1.2. Abordări privind injecția de apă

Conceptul de injecție de apă nu este unul nou. Analizând evoluția sa de-a lungul timpului, se observă că acest concept a fost utilizat atunci când se urmărea creșterea performanțelor motorului. Cercetările în acest domeniu sunt destul de limitate. Printre primele cercetări efectuate, așa cum am menționat, se numără cele asupra motoarelor de avion. În 1938, Kuhring [1] a reușit să obțină o creștere a puterii cu 90 CP pe un motor de avion supraalimentat, cu un raport W/F de 0,83. El a observat o suprimare a detonațiilor și o îmbunătățire a performanțelor motorului începând cu un raport apă/combustibil de 0,3.

Studiul experimental publicat de James în 1950 [9] a avut ca scop îmbunătățirea performanțelor motoarelor cu aprindere prin scânteie, prin creșterea raportului de comprimare și realizarea injecției de amestec apă-alcool, pentru a suprima detonația. El este, de asemenea, primul cercetător care face o comparație între combustibilul cu cifră octanică diferită și injecția de apă, subliniind și mai mult caracteristica de inhibare a detonațiilor, atunci când este utilizată injecția de apă.

În același timp, armata finanța proiecte [10] pentru a studia conceptul de răcire totală a motoarelor cu injecție directă de apă. Motoarele urmau să funcționeze în condiții grele pe echipamente militare. Cantitatea de apă necesară pentru răcirea internă era de 5,5 ori mai mare decât cantitatea de combustibil. Din acest motiv, era necesar să se recupereze cât mai multă apă posibil din gazele de evacuare ale motorului. Aceste studii au fost efectuate de Weatherford în 1970 [11] și continuate de Melton în 1975 [11].

Emisiile poluante, astăzi un subiect delicat, au fost ignorate în trecut. Primele rapoarte privind legăturile dintre emisiile poluante și injecția de apă au fost realizate de Nicholls [12] și Melton [11]. După acesta, în 2003, Brusca [13] a făcut cercetări mai detaliate privind emisiile poluante și injecția de apă.

La momentul redactării tezei, cercetătorii acordă o atenție deosebită injecției de apă în motoare, astfel că în ultimii doi ani au început să fie publicate tot mai multe articole privind acest subiect.

1.3. Sisteme de injecție de apă

Primele sisteme de injecție de apă pentru motoarele cu ardere internă ale automobilelor (OldsMobile) și ale avioanelor au utilizat carburatoare modificate [1] sau o duză de pulverizare continuă a apei, la anumite regimuri de putere [4] [7]. Limitările au fost date de nivelul tehnologic prezent pe motoarele cu ardere internă. Odată cu apariția tranzistoarelor și dezvoltarea calculatoarelor auto, a fost posibilă adaptarea sistemelor de injecție a combustibilului.

Inițial, injecția directă de apă a fost realizată prin modificarea pompelor de injecție diesel mecanice și a duzelor injectoarelor [11]. În cazul pompelor de injecție mecanice, mecanismul este lubrifiat cu motorină, mai precis cu ajutorul sulfului sau al altor aditivi din motorină. Problemele întâlnite la acea vreme, se datorau lipsei de lubrifiere a mecanismului pompei. Studii recente au arătat că pompele speciale de înaltă presiune - care sunt folosite pentru injecția de apă - sunt de tip rampă comună. Injectoarele sunt dezvoltate special pentru injecția directă de apă sau injectoarele directe de benzină (GDI).

Din cauza complexității sistemului de injecție directă, au existat cazuri în care cercetătorii au preferat să injecteze apă în amestec cu combustibilul, folosind același sistem de injecție. Mai

precis, acești cercetători s-au concentrat pe dezvoltarea de aditivi pentru a crea emulsii stabile de combustibil (motorină) și apă. Problemele ridicate de aceste emulsii sunt stabilitatea în timp și imposibilitatea de a varia raportul combustibil-apă în timpul funcționării.

1.4. Injecția directă de apă

Injecția directă de apă în cilindru poate realiza răcirea internă a motorului cu ardere internă. Melton [11] a pregătit un raport detaliat privind impactul injecției directe de apă asupra motorului cu aprindere prin compresie. Figura 1.2 prezintă evoluția puterii produse în funcție de momentul de injecție directă a apei. Se poate observa că cele mai mari valori ale puterii produse sunt înregistrate pentru injecția de apă efectuată la sfârșitul procesului de comprimare.

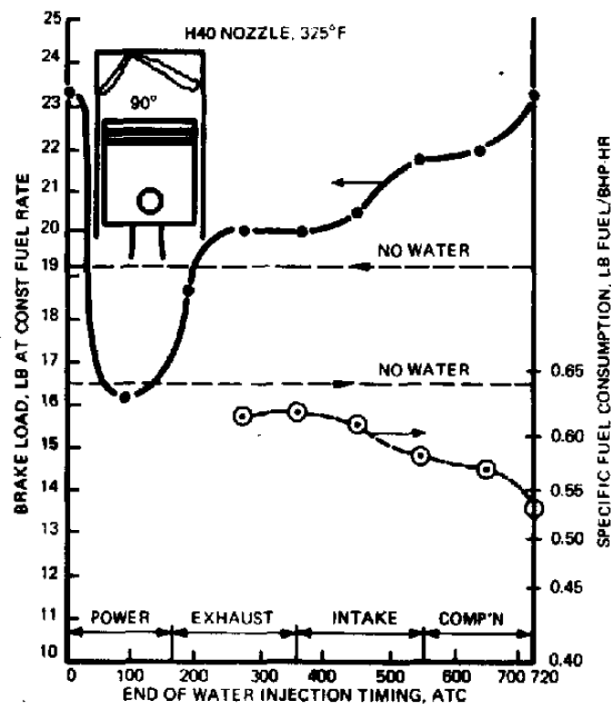


Figura 1.1. Performanțele injecției directe de apă [11]

Atunci când se injectează apă în timpul arderii, se produce o scădere considerabilă a puterii. S-a observat, de asemenea, o întârziere a combustiei, din cauza vaporilor de apă. Prin urmare, pentru a compensa acest neajuns, a fost necesară creșterea avansului injecției de combustibil. Așa cum era de așteptat, în Figura 1.2, pe axa secundară, se poate observa că cel mai mic consum specific de combustibil este cu aproape 14% mai mic față de valoarea "fără injecție apă". Pe lângă aceste avantaje, se observă că riscul de contaminare a uleiului cu apă este mai mare atunci când injecția de apă se realizează în timpul procesului de comprimare a aerului din cilindru. Cea mai mare contaminare fiind obținută atunci când injecția de apă se realizează la sfârșitul procesului de comprimare.

Studiul experimental efectuat de Cordier [15] a arătat că injecția de apă scade consumul specific de combustibil. Figura 1.4 arată că evoluția consumului specific pentru ambele sisteme de injecție este similară. Performanța superioară a sistemului de injecție directă cu apă se observă începând cu un raport apă combustibil scăzut.

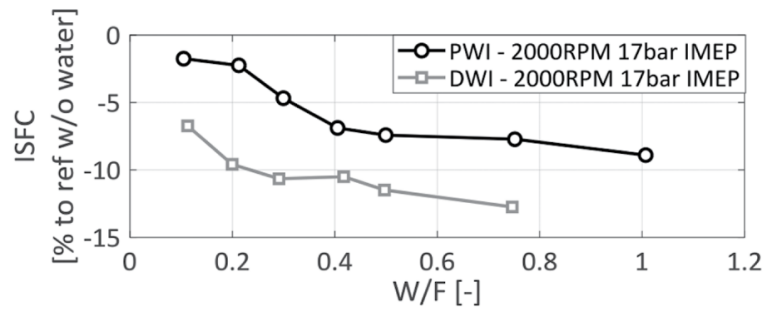


Figura 1.2. Consumul Specific de Combustibil Indicat [15]

În studiul experimental [16] efectuat pe un motor cu aprindere prin scânteie cu injecție directă de combustibil și injecție directă de apă, se observă că, odată cu creșterea raportului de apă injectată, presiunea maximă din cilindru scade și în același timp, curba de eliberare a energiei în cilindru se modifică. Din cauza vaporilor de apă, arderea este întârziată și timpul total de ardere crește, după cum se poate observa în Figura 1.5

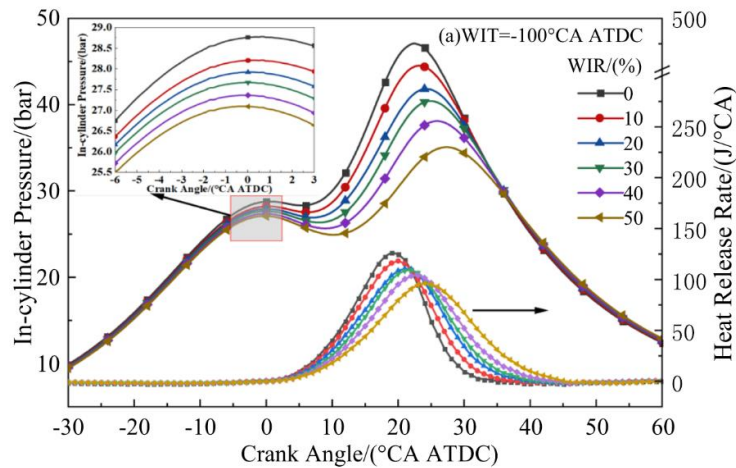


Figura 1.3. Presiunea din cilindru și căldura degajată de ardere [17]

1.5. Injecția de apă în galeria de admisie

Inhibarea arderii cu detonație a fost cea mai vizibilă caracteristică a injecției de apă în motoarele cu ardere internă. În 2003, Brusca [13] a efectuat teste experimentale pentru a putea cuantifica creșterea rezistenței la detonație atunci când se efectuează injecția de apă.

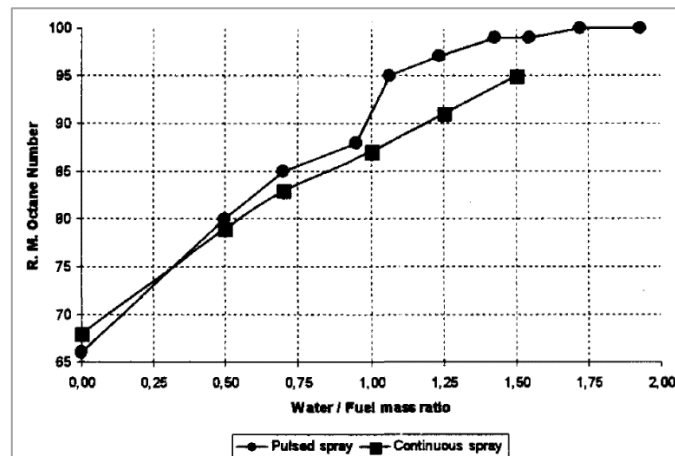


Figura 1.4. Cifra octanică și injecția de apă [13]

Pentru efectuarea testelor s-a utilizat un combustibil cu cifra octanică 67 și două sisteme de injecție de apă. Pulverizarea apei a fost realizată cu un sistem cu injecție secvențială de apă, cum ar fi sistemul de injecție a combustibilului, iar pulverizarea continuă a fost realizată cu un sistem cu duză ce pulveriza continuu apă. Cel din urmă fiind cel mai simplu sistem de injecție de apă care poate fi implementat. După cum se poate observa în Figura 1.6, rezistența la autoaprindere a amestecului din cilindru crește odată cu creșterea cantității de apă injectată. Astfel, pentru un raport combustibil-apă de 1, rezistența la detonație a crescut de la 67 la valoarea de 86. Se observă, de asemenea, că un sistem de injecție de apă secvențială este mai eficient, înregistrând valori mai mari ale rezistenței la detonație.

Golzari [20] a efectuat teste pe un motor cu injecție directă de combustibil și injecție de apă în galeria de admisie. Motorul utilizat are un singur cilindru, cu un raport de comprimare de 11,43. Prin urmare, motorul are o funcționare stabilă, cu un avans la aprindere de numai 3 grade. Avansul maxim la producere scânteii depinde de cantitatea de apă injectată. Pe măsură ce avansul la aprindere crește, crește și presiunea maximă din cilindru.

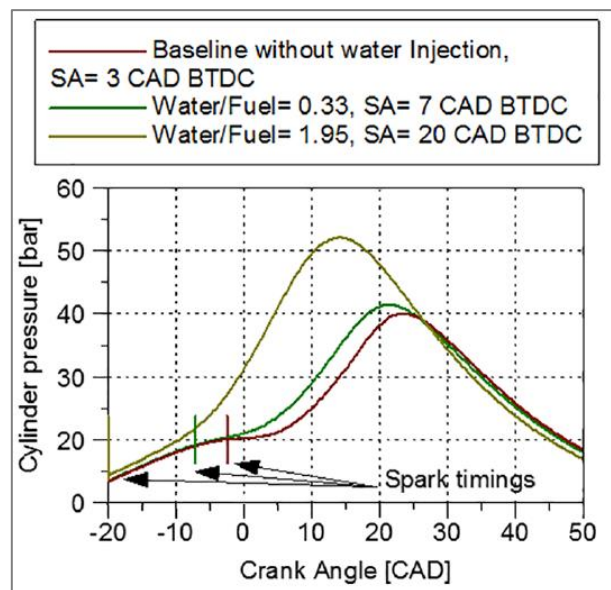


Figura 1.5. Presiunea din cilindru și injecția de apă [20]

Reza [20] a efectuat, de asemenea, teste pe un motor cu aprindere prin scântei cu un singur cilindru cu injecție directă de combustibil și injecție de apă în galeria de admisie. Randamentul termic indicat crește până când se atinge un raport apă/combustibil de 0,75.

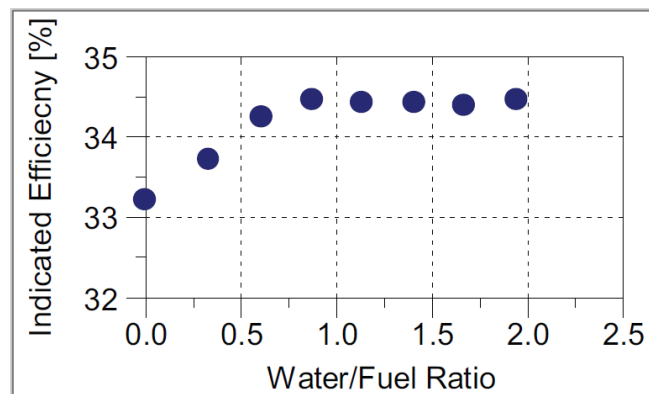


Figura 1.6. Randamentul termic indicat în funcție de raportul apă/combustibil [20]

Capitolul 2. Partea Experimentală

2.1. Standul Experimental

Pentru realizarea standului experimental a fost folosit un motor cu ardere internă cu aprindere prin scânteie. Motorul este unul monocilindric, iar răcirea acestuia se face forțat cu aer (Figura 2.1). Pentru a menține o temperatură constantă se utilizează un ventilator cu debit variabil. Turația motorului este reglată cu ajutorul unui clapete de accelerație electrice, iar încărcarea motorului este reglată cu ajutorul unei frâne electrice.



Figura 2.1. Standul experimental

Motorul dispune de injecție de combustibil în galeria de admisie și aprindere electronică controlată de un calculator EMU produs de ECU Master. Oxigenul din gazele de evacuare este măsurat cu ajutorul unui senzor Bosch cu bandă largă (wideband). Pe lângă sistemul de injecție de combustibil au fost adăugate încă două sisteme individuale de injecție de apă.

Primul sistem de injecție a apei pulverizează apă în galeria de admisie. Acest sistem este format din rezervorul de apă, pompa, filtrele, regulatorul de presiune și injectorul, așa cum se poate observa în Figura 2.6. Componentele acestui sistem sunt identice cu cele ale sistemului de injecție de combustibil.

Al doilea sistem injectează apa direct în camera de ardere, așa cum se poate observa în Figura 2.6. Acest sistem este format din rezervor de apă, pompă de presiune înaltă, filtre, regulator de presiune, rampă de injecție, injector și răcitor de apă. Având în vedere complexitatea sistemului de injecție directă, mai multe fenomene vor fi explicate în continuare în această teză.

În ceea ce privește tipul de motor, s-a ales un motor cu chiulasă dreaptă (flathead) pentru multiplele posibilități de poziționare a injectorului de apă. În plus, modificarea raportului de comprimare nu reprezintă o operațiune dificilă, deoarece forma camerei de ardere din chiulasă este una simplă.

Datorită designului simplu au fost realizate mai multe chiulase cu rapoarte de comprimare cuprinse între 7,5 și 14,2. Variația raportului de comprimare a fost realizată doar prin modificarea volumului camerei de ardere din chiulasă și prin modificarea grosimii garniturii de chiulasă.

Datorită modului de amplasare a supapelor în chiulasele de tip OHV, OHC și DOHC, injecția de apă poate fi realizată astfel încât jetul de apă să fie pulverizat spre capul pistonului (zona 1 pentru standul experimental). După cum s-a menționat anterior, motorul cu supapele în bloc permite o instalare ușoară a injectorului de apă și pentru celelalte zone 2 și 3, conform Figurii

2.3. Astfel, jetul de apă poate fi direcționat spre supapa de evacuare a gazelor și spre supapa de admisie. Deoarece ambele supape se află în apropierea bujiei, există riscul ca jetul de apă să afecteze formarea nucleului de flacără.

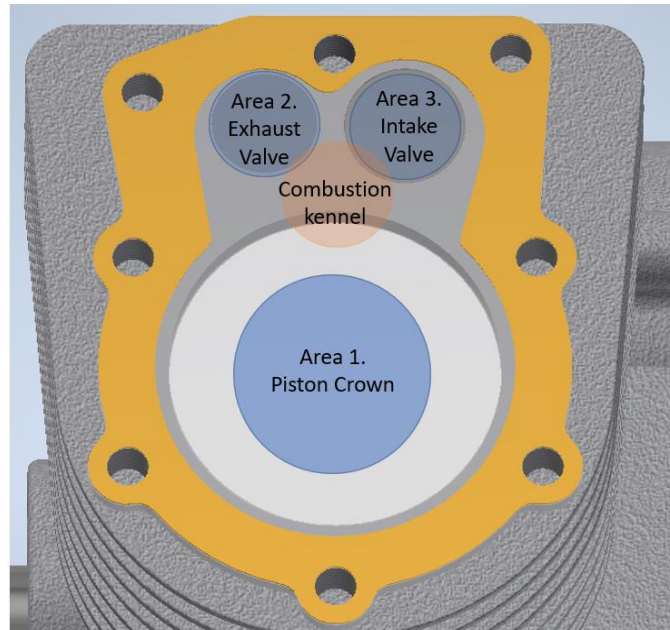


Figura 2.2. Posibilități de pulverizare și amplasare a injectorului

În același timp, conform literaturii de specialitate, supapa de evacuare a gazelor este mai fierbinte decât cea de admisie, ceea ce favorizează apariția preaprinderilor. Din acest motiv, s-a decis instalarea injectorului pentru a putea pulveriza apă în zona 2. Pe de altă parte, supapa de admisie (zona 3) este răcită în timpul procesului de admisie a amestecului aer-combustibil și nu necesită răcire suplimentară. Instalarea injectorului pentru a asigura pulverizarea apei în zona 2 are ca scop răcirea supapei de evacuare. Astfel, picăturile fine de apă vor absorbi o cantitate mai mare de căldură de pe suprafața metalică a supapei de evacuare, decât în cazul în care jetul de apă este direcționat către supapa de admisie (zona 3). Din acest motiv, s-a decis să se efectueze injecția directă numai în zona 1 și zona 2.

Pentru a răci pistonul, injectorul trebuie să pulverizeze apa spre mijlocul capului pistonului. În acest fel, se reduce cantitatea de apă din imediata vecinătate a electrozudului bujiei. Al doilea caz presupune montarea injectorului deasupra supapei de gaze, jetul de apă fiind direcționat spre mijlocul supapei. Supapa de evacuare a fost prelucrată mecanic pentru a avea o suprafață plană.

Controlul secvențial al injecției de combustibil permite controlul separat al injectoarelor. Astfel, a fost posibil să se separe ieșirile de injecție a apei de injectoarele de combustibil și să se regleze timpul de injecție procentual în funcție de injecția principală de combustibil. În plus, unitatea de calcul permite, de asemenea, ajustarea timpului de injecție necesar pentru efectuarea testelor cu injecție directă de apă. În plus, unitatea de calcul a motorului poate înregistra și stoca date pentru o perioadă definită și le poate exporta în fișiere editabile, furnizând informațiile necesare pentru analize ulterioare.

Pentru monitorizarea parametrilor cu variație mică de timp au fost folosite două plăci de achiziție de date cu o rezoluție de 12 biți și o rată de eșantionare de 20kS/s, de la National Instruments (NI).

Pentru semnalele cu variație mare în timp (precum presiunea din cilindru) a fost folosită o placă de achiziție de date de la National Instruments [45] ce are o rată de eșantionare de 250kS/s și o rezoluție de 16 biți. Semnalele achiziționate sunt prezentate în figura 2.5.

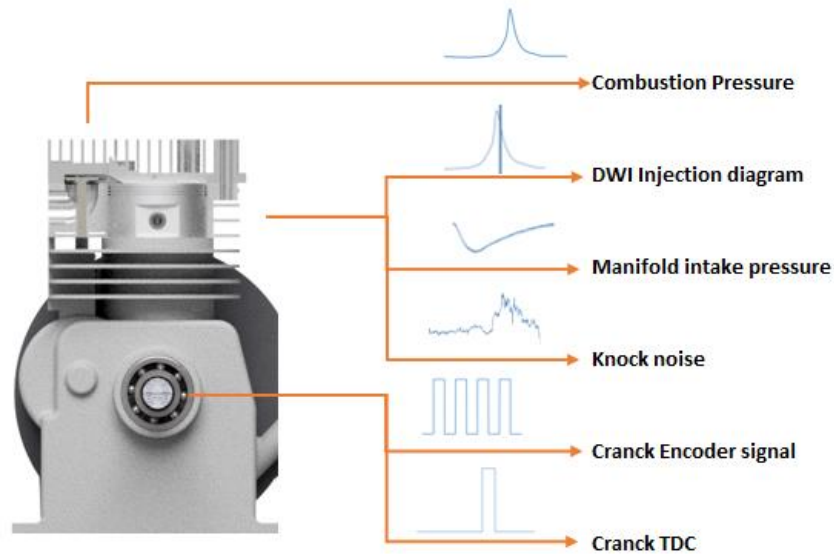


Figura 2.3. Semnalele preluate la interval mic de timp

Pentru a efectua testele experimentale cu injecție directă de apă, injectorul a fost amplasat astfel încât jetul să pulverizeze pe capul pistonului [46] [47] [16], dar se pot alege locații diferite pentru injecția directă. Figura 2.6 prezintă schema sistemului de injecție apă a standului experimental. Injecția indirectă de apă a fost amplasată pentru a pulveriza în fața supapei de admisie.

Sistemul de injecție combustibil în galeria de admisie este unul dintre cele mai utilizate tipuri de injecție, datorită simplității și costului redus de fabricație. Presiunea de lucru este de 3-4 bari. Deoarece acest sistem de injecție este simplu și fiabil, mulți producători continuă să îl folosească pe motoarele actuale pentru a avea un preț competitiv.

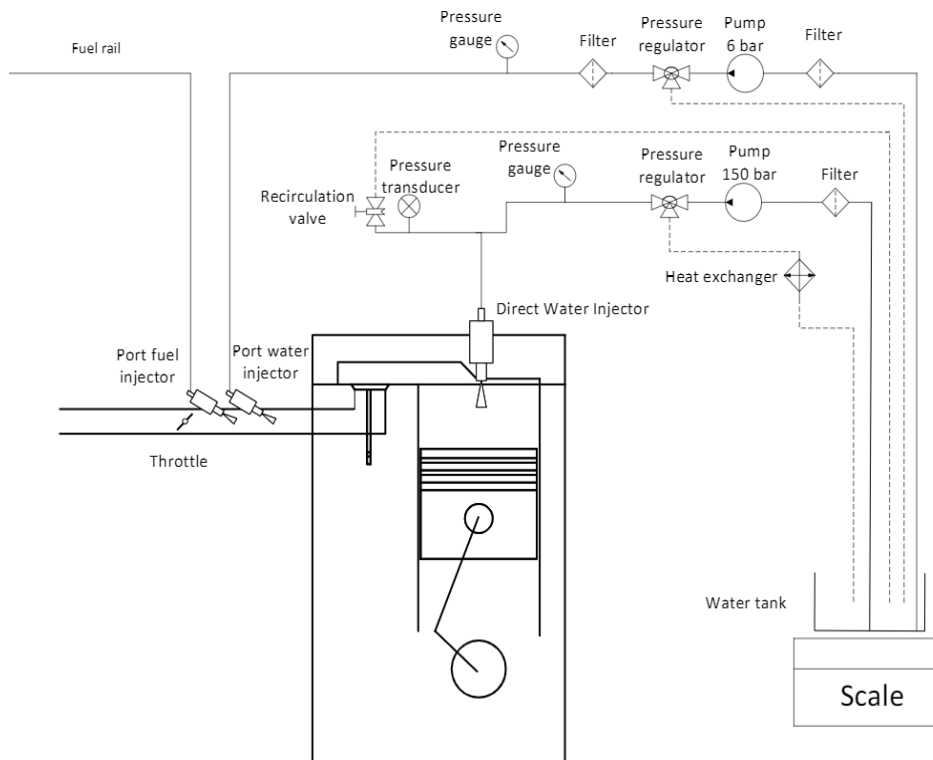


Figura 2.4. Schema sistemului de injecție apă

Chiar dacă cel mai important semnal este presiunea din camera de ardere, precizia măsurărilor și a rezultatelor testelor depinde de celelalte semnale pentru calibrarea în timp real. Software-ul de achiziție a datelor a fost creat și dezvoltat în LabView [48]. Figura 2.7 prezintă interfața grafică a sistemului de achiziție, monitorizare și control al datelor pentru standul experimental. Principalele componente ale sistemului de achiziție a datelor sunt descrise în continuare în acest capitol.

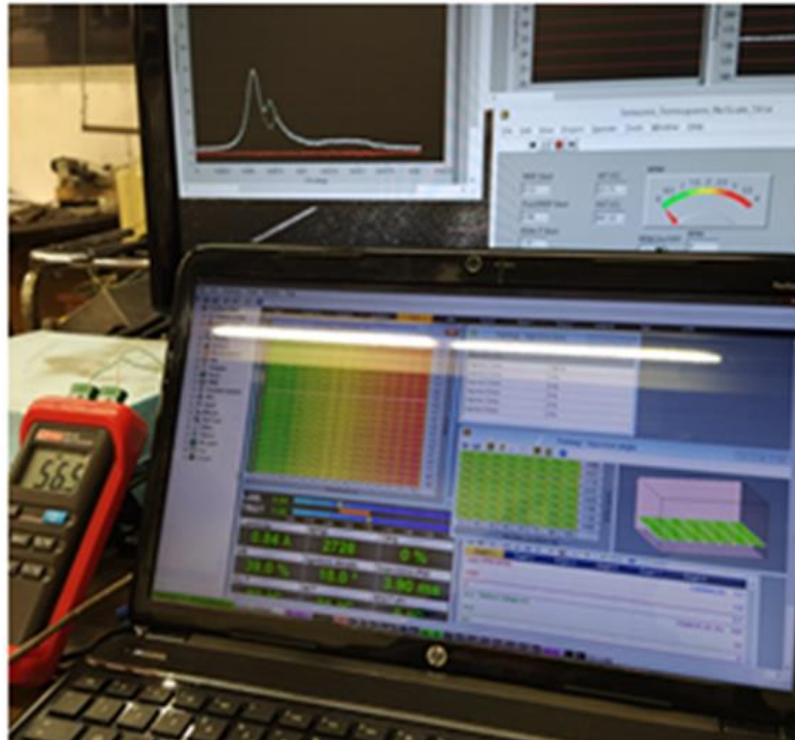


Figura 2.5. Software-ul de achiziție date

Pentru a putea efectua injecția directă de apă, a fost utilizat un injector direct de la Bosch [50], de la un motor cu injecție directă de combustibil. Din cauza cantității mari de lichid pulverizat de acest injector, s-a decis să se sudeze cinci orificii de pulverizare dintr-un total de șase. Pe standul experimental a fost adaptat și montat un circuit de înaltă presiune pentru apă.

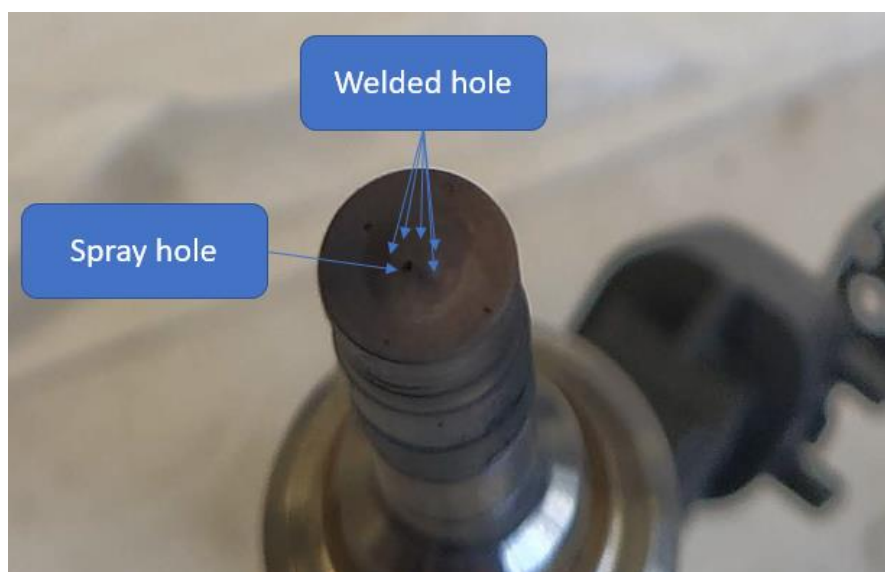


Figura 2.6. Injector direct cu orificii de pulverizare sudate

2.2. Metode de lucru

Studiile experimentale asupra motoarelor cu ardere internă au avut ca scop îmbunătățirea performanțelor, îmbunătățirea combustiei și reducerea emisiilor poluante. Astfel, înregistrarea parametrilor de funcționare a motoarelor cu ardere internă poate furniza informații privind efectele implementării noilor tehnologii și posibilitatea de îmbunătățire continuă.

Semnalul primit de la senzorul inductiv de pe volanta motorului nu este suficient pentru a codifica poziția arborelui cotit la precizia dorită în testele experimentale. Dacă, în cazul funcționării normale a unui motor cu ardere internă, o abatere de câteva grade de la TDC nu are un impact notabil, în cazul cercetării, aceasta poate introduce erori mari încă de la începutul achiziției de date.

Primele măsurători ale presiunii din camera de ardere au fost efectuate cu un indicator mecanic [51]. Odată cu progresele tehnologice, senzorii pentru măsurarea presiunii în camera de ardere au devenit mai compacți, mai stabili, cu un timp de răspuns foarte scurt, capabili să măsoare presiunea cu o precizie ridicată și să reziste la condițiile tranzitorii din camera de ardere. Măsurarea presiunii din cilindru permite determinarea parametrilor de combustie din motor, contribuind la dezvoltarea permanentă a motoarelor cu ardere internă.

Traductoarele piezoelectrice răspund numai la variațiile de presiune și - prin urmare - este necesar să se determine o referință pentru fiecare ciclu motor. Precizia măsurării presiunii cu senzori piezoelectrice scade atunci când senzorul este expus unui flux termic variabil, cum ar fi în timpul arderii. Variațiile de temperatură influențează tensiunile interne din diafragmă și carcasă, modificând astfel sensibilitatea elementului piezoelectric. Acest fenomen provoacă o distorsiune a semnalului de ieșire al traductorului, numită semnal de derivă, cauzată de variațiile de temperatură (temperature drift).

De asemenea, semnalul de la cristalul piezoelectric la traductor, respectiv de la traductor la placa de achiziție trebuie să fie bine ecranat, deoarece în cazul motoarelor cu aprindere prin scânteie există un risc mai mare ca semnalul preluat să fie cu zgomot, din cauza tensiunilor ridicate care asigură producerea scânteii.

Prin urmare, pentru a monitoriza presiunea din camera de ardere, s-a utilizat un senzor de presiune optic de la Oprand [56]. Figura 2.14 prezintă principiul de funcționare. Sursa de lumină din modulul de conversie electronică este transmisă, prin intermediul fibrei optice, pe suprafața diafragmei. Această diafragmă reflectă lumina și este transmisă pe un alt canal înapoi la modulul de conversie electronică, unde o fotodiodă transformă lumina într-un semnal electric. Presiunea gazului din cilindru deformează diafragma, modificând suprafața de reflexie și, prin urmare, fluxul de lumină reflectată.

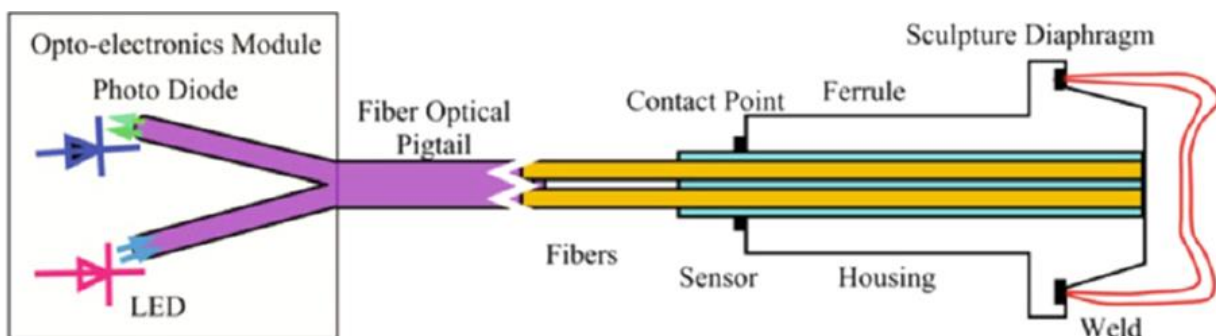


Figura 2.7. Principiul de funcționare a senzorului optic [53] [57]

Pentru a determina poziția arborelui cotit cu o precizie mai bună, a fost ales un encoder incremental optic. Semnalul de ieșire este reprezentat de o serie de impulsuri pătrate.

Componentele de bază sunt diode emițătoare de lumină, detectoare de lumină și un disc codificat (perforat), care permite luminii produse de led să treacă doar prin anumite fante. Discul este instalat în linie cu arborele cotit, iar restul componentelor sunt fixate pe blocul motorului. Astfel, în funcție de poziția arborelui cotit, discul codificat întrerupe fluxul de lumină incidentă asupra diodei de recepție. Aceste variații de impulsuri sunt interpretate de software-ul de achiziție ca fiind 1 și 0. Aceasta înseamnă că presiunea poate fi citită pe măsură ce semnalul crește sau scade.

După cum s-a menționat mai sus, din cauza dilatărilor interne și a variației fluxului de căldură primit de senzorul de presiune din camera de ardere, există riscul ca semnalul să devieze. Din acest motiv, este necesar să se utilizeze senzori de presiune suplimentari în colectorul de admisie și de evacuare pentru a putea calibra diagrama indicată. Astfel se elimină posibilele erori de calcul. Se recomandă utilizarea senzorilor piezoelectrice pentru a măsura presiunea absolută din galeria de admisie cu o precizie de ± 10 mbar.

În figura de mai jos, se poate observa că presiunea măsurată de senzorul de presiune din camera de ardere poate aluneca la o valoare mai mare (ca în figura 2.16) sau la o valoare mai mică, introducând erori în calculele ulterioare. Prin urmare, un senzor de presiune instalat în colectorul de admisie poate rezolva această problemă.

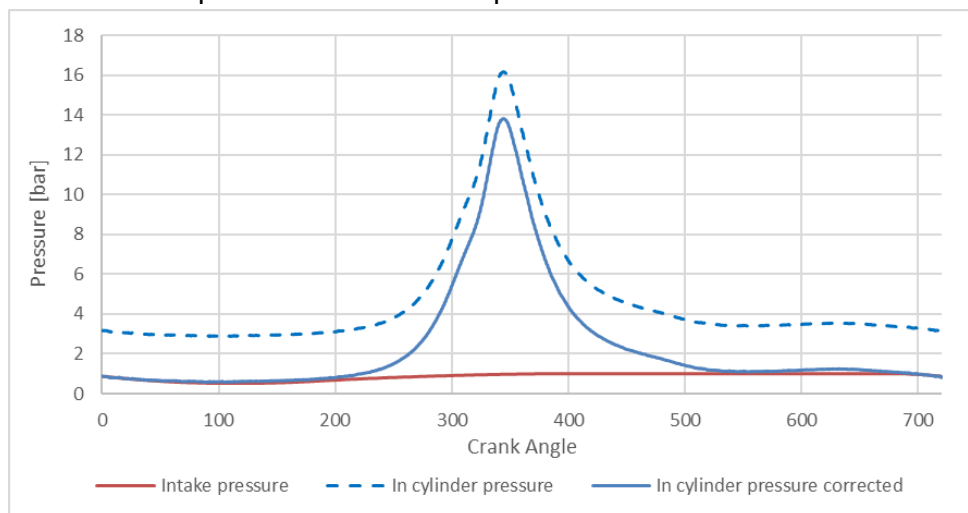


Figura 2.8. Teste pentru calibrare

După cum se poate observa, este necesar ca placa de achiziție rapidă de date să preia simultan, cel puțin, date de la senzorul de presiune din camera de ardere, de la codificatoarele de poziție ale arborelui cotit și de la senzorul de presiune din galeria de admisie. Pe lângă aceste semnale, se adaugă alte semnale de acționare, măsurarea zgomotului produs de combustie, semnale preluate în funcție de scopul testelor experimentale [60] [61]. Precizia datelor preluate de pe standul experimental și analiza acestora trebuie să fie ridicată, mai ales atunci când diferențele de performanță măsurate sunt mici. Acest lucru necesită calibrarea permanentă a senzorilor și utilizarea unor senzori de control suplimentari.

Metoda lui Marvin.

Metoda lui Marvin necesită trasarea diagramei volum-presiune pe o scară logaritmică. Aceasta permite calcularea valorii exponentului politropic în timpul comprimării și destinderii, de asemenea se pot determina date despre începutul și sfârșitul combustiei, conform figurii de mai jos.

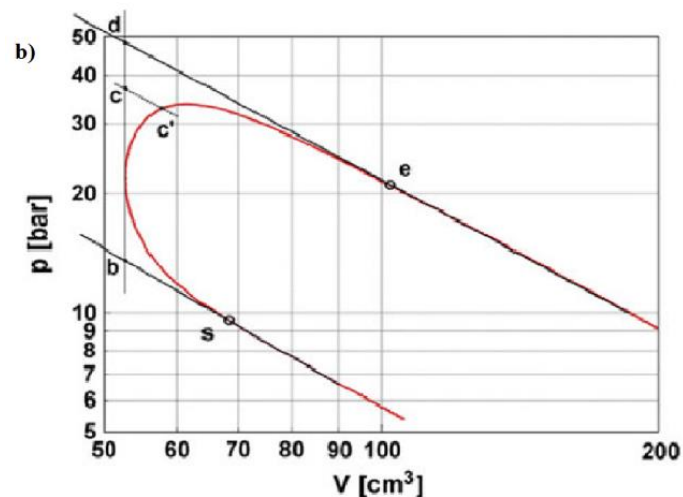


Figura 2.9. Metoda grafică a lui Marvin [57]

Procentul de masă arsă, începutul și sfârșitul procesului de ardere pot fi determinate grafic, prin utilizarea acestei metode. Se consideră că procesul de comprimare a amestecului proaspăt precum și cel de destindere a gazului ars au o evoluție politropică. Abaterea liniei de presiune (linia roșie) de la linia dreaptă (procesele teoretice de comprimare sau de destindere - liniile negre) marchează în punctul „s” începutul arderii, iar punctul „e” marchează sfârșitul procesului de ardere.

2.3. Sistemul de măsurare al emisiilor poluante

Măsurarea emisiilor poluante a fost efectuată cu ajutorul unui dispozitiv AVL DiGas 4000. Având în vedere vulnerabilitatea acestui dispozitiv la umiditate excesivă, s-a ales introducerea unui răcitor de gaze cu un separator de condens. Astfel, mostra de gaz este răcită, iar condensul este colectat într-un recipient ermetic. Gazele răcite urmează drumul spre analizor.

Emisiile de hidrocarburi (HC) contribuie în mod semnificativ la formarea smogului (ceață formată din fum). Arderea incompletă a combustibilului în motoarele cu ardere internă este responsabilă de apariția emisiilor de hidrocarburi.

Oxizii de azot (NOx) provoacă ploaie acide și smog în marile orașe. Ploaia acidă poate afecta foarte mult culturile agricole care se află în apropierea zonelor urbane [69], fenomen determinat de evoluția curenților de aer. Temperatura maximă din cilindru influențează în mod direct cantitatea de emisii de oxid de azot [15]. Sistemul de recirculare a gazelor de eșapament (EGR) are rolul esențial de a reduce temperatura din camera de ardere, reducând astfel nivelul de NOx produs [70] de motoarele cu ardere internă. Cu toate acestea, dacă temperatura din interiorul camerei de ardere scade, arderea are tendința de a se înrăutăți, ceea ce conduce la creșterea emisiilor de HC și CO.

Necesitatea unui sistem de control în buclă închisă, pentru motoarele cu ardere internă, a apărut odată cu utilizarea catalizatorului cu trei căi, care reduce semnificativ emisiile poluante, dar care necesită un amestec stoichiometric. Astfel, motoarele cu aprindere prin scânteie (SI) cu sondă lambda și catalizator trebuie să funcționeze cu un amestec stoichiometric $\lambda=1\pm 1\%$.

2.4. Injecția direct de apă

2.4.1. Impactul în ciclul motor

Injecția directă de apă în motoarele cu ardere internă implică costuri ridicate și necesită echipamente mai scumpe și mai precise decât cele utilizate pentru injecția de apă în galeria de

admisie. Dacă pentru injecția de apă în galeria de admisie contează doar raportul apă-combustibil, pe lângă acest raport, momentul realizării injecției de apă este un alt parametru important pentru injecția directă de apă. Pentru primele teste, injectorul direct de apă este amplasat astfel încât jetul de apă să fie îndreptat spre capul pistonului (în zona 1 - figura 2.3). Această amplasare a injectorului se poate realiza și pe motoarelor OHV, OHC și DOHC.

Drept urmare, injecția directă de apă și vaporii de apă rezultați pot modifica timpul de întârziere a aprinderii, dacă se efectuează înainte de producerea scânteii. De asemenea, poate modifica și timpul de ardere al amestecului aer-combustibil. Aceste efecte au fost măsurate în motorul de pe standul experimental. Metoda lui Marvin a fost utilizată pentru a calcula timpul de combustie cu și fără injecția directă de apă.

Primul test a fost efectuat fără injecție de apă, devenind astfel o referință pentru celelalte teste. Pentru toate testele s-a utilizat o turație constantă de 3 000rpm, împreună cu o injecție de combustibil de (6,5 ms) și un avans al aprinderii de 9 grade rac. Evenimentele sunt ilustrate în figura 2.23 (a). Timpul necesar pentru aprinderea amestecului aer-combustibil (întârziere la aprindere) este de aproximativ 0,5 grade rac, iar combustia durează 69,5 de grade rac.

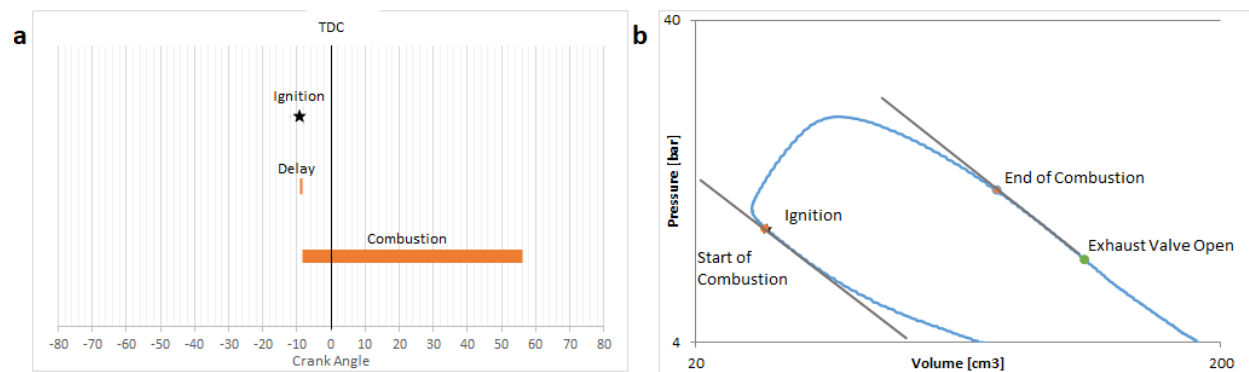


Figura 2.10. a) Timpul de ardere b) Diagrama pV

Pentru următorul test s-a folosit injecția directă de apă cu un raport apă/combustibil de 1,3:1. Injecția de apă a fost realizată la începutul cursei de comprimare (80 grade rac înainte de PMI). Figura 2.24 arată că, atunci când injecția directă de apă este efectuată la începutul procesului de comprimare, întârzierea la aprindere a amestecului crește de la 0,5 la 2,3 grade rac, iar timpul de ardere se reduce de la 69,5 la 62 grade rac.

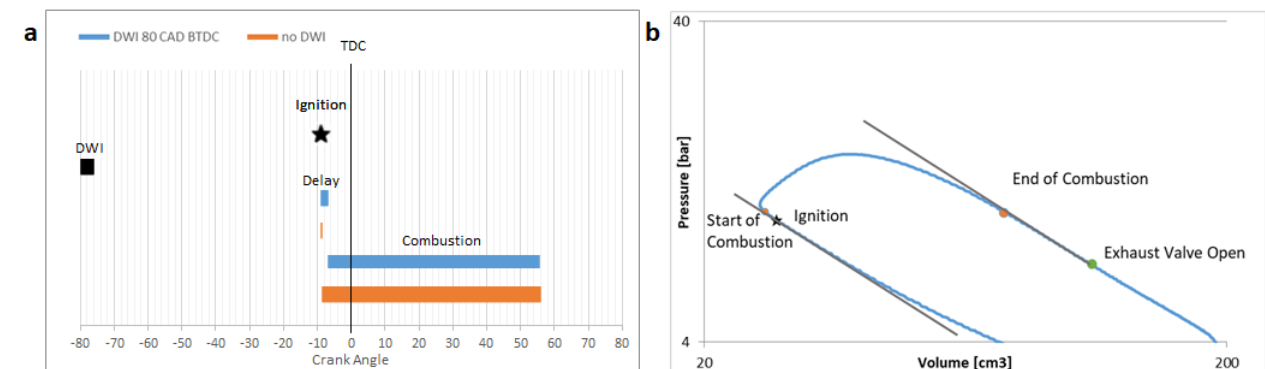


Figura 2.11. a) Timpul de ardere și injecția de apă b) Diagrama pV

Pe de altă parte, atunci când injecția directă de apă este efectuată mai târziu în timpul procesului de comprimare, cu un avans mic față de descărcarea scânteii, întârzierea la formarea nucleului de flacără este de 2 grade rac, iar timpul total de combustie ajunge la 75 grade rac, după cum se observă în Figura 2.25.

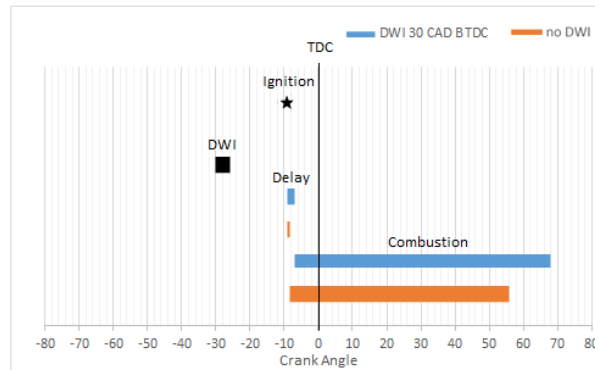


Figura 2.12. Injecția directă de apă în timpul procesului de comprimare

Dacă injecția de apă este inițiată când pistonul se află în PMI, în timpul procesului de ardere, se poate observa că timpul total de ardere este redus la 58 de grade rac, care este cel mai scurt timp de ardere de până acum. După cum se observă în figura 2.27(a), apa a fost pulverizată după dezvoltarea nucleului de flacără, astfel încât întârzierea inițierii arderii rămâne neschimbată (0,5 grade rac).

Pe de altă parte, atunci când injecția de apă este efectuată la 30 de grade rac după punctul mort interior, combustia se termină la scurt timp după injecția de apă. În acest caz, timpul de ardere este foarte scurt, având o durată de numai 46,5 grade rac, după cum este prezentat în Figura 2.27 (b).

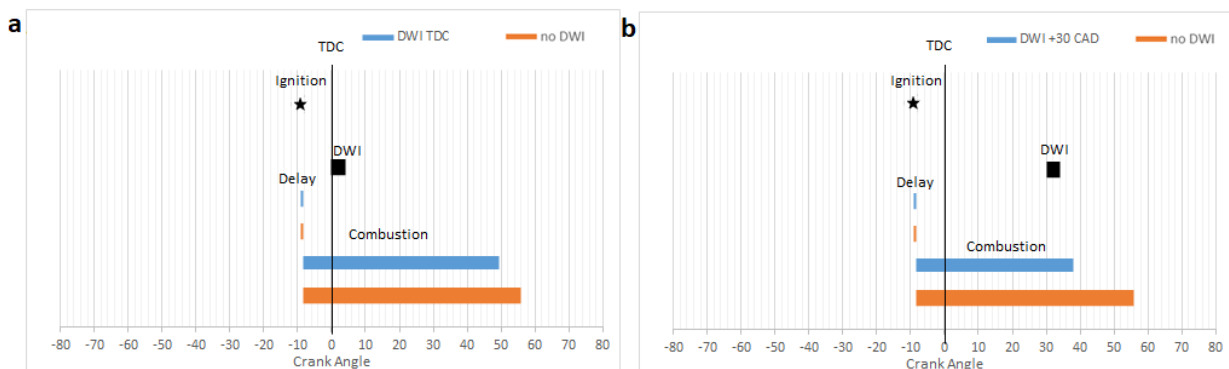


Figura 2.13. Injecția de apă după inițierea arderii

Conform datelor analizate, injecția directă efectuată târziu în timpul procesului de ardere poate "îngheța" combustia după ce aceasta a avut loc. Probabil că un efect similar se produce și în cazul injecției de apă în PMI. În ambele cazuri s-a identificat o ușoară reducere a cuplului motor și o creștere a emisiilor de hidrocarburi, fiind mai accentuată în cazul injecției târzii [71]. În calculele deja prezentate mai sus, s-a utilizat același avans pentru producerea scânteii, pentru a putea determina efectele injecției de apă asupra timpului de combustie.

2.4.3. Injecția directă de apă asupra supapei de evacuare, la sfârșitul procesului de comprimare

Având în vedere că motorul cu ardere internă cu supape în bloc are o construcție specială a camerei de ardere, s-a decis instalarea injectorului astfel încât să pulverizeze apă pe talerul supapei de evacuare (zona 2 - Figura 2.3). Din cauza temperaturii ridicate a supapei de evacuare, pe măsură ce crește raportul de comprimare, talerul supapei de evacuare poate deveni un punct fierbinte care duce la o combustie anormală în cilindru. Pentru următoarele teste s-a decis să se monteze o chiulasă cu un raport de comprimare de $\epsilon=11,7$.

Injectorul de apă a fost amplasat pentru a pulveriza apa pe supapa de evacuare, iar momentul de injecție apă ales a fost de 12 grade înainte de PMI. Astfel, injecția de apă a fost efectuată înainte ca scânteia să se producă, pentru a se evita orice pulverizare de particule de apă pe miezul flăcării sau pe electrozii bujiei.

Așa cum era de așteptat, injecția de apă efectuată înainte de producerea scânteii întârzie formarea nucleului de flacără. Figura 2.32 prezintă diagrama presiunii din camera de ardere în funcție de poziția arborelui cotit.

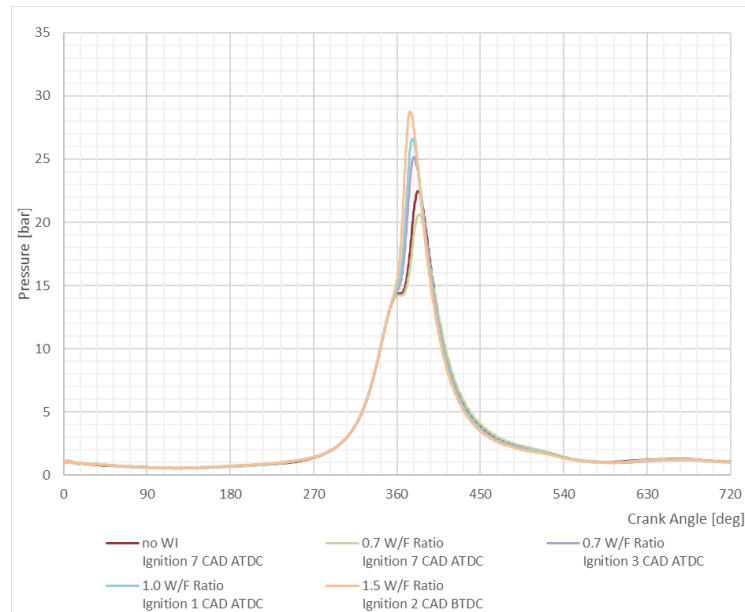


Figure 2.14. In cylinder pressure - DWI

Figura 2.34 prezintă consumul de lucru mecanic pentru cursa de admisie a amestecului proaspăt în cilindru, în funcție de energia combustibilului injectat. Există totuși mici variații ale acestui raport în comparație cu cel de referință (fără injecție de apă), din cauza modificării compoziției gazului rezidual din cilindru.

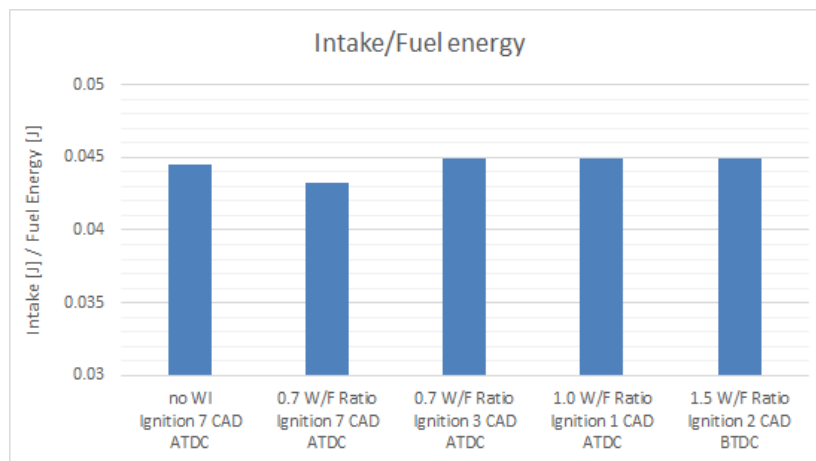


Figure 2.15. Lucrul mecanic consumat pentru umplerea cilindrului / Energia combustibilului

Conform Figurii 2.35, din cauza injecției directe de apă, lucrul mecanic necesar pentru comprimare crește. Chiar dacă se așteaptă o creștere liniară cu creșterea raportului apă/combustibil, efectul injecțiilor de apă este diferit la același raport apă/combustibil, variind odată cu modificarea avansului la aprindere. Acest lucru a fost observat și de Melton [10]. El a observat tendințe tranzitorii ale gradului de umplere al motorului cu variații de 2-3%. În anumite condiții, injecția de apă răcește componentele motorului, asigurând o creștere a gradului de

umplere al cilindrului, iar în alte situații, aburul produs de evaporarea apei a înrăutățit schimbul de gaze în motor.

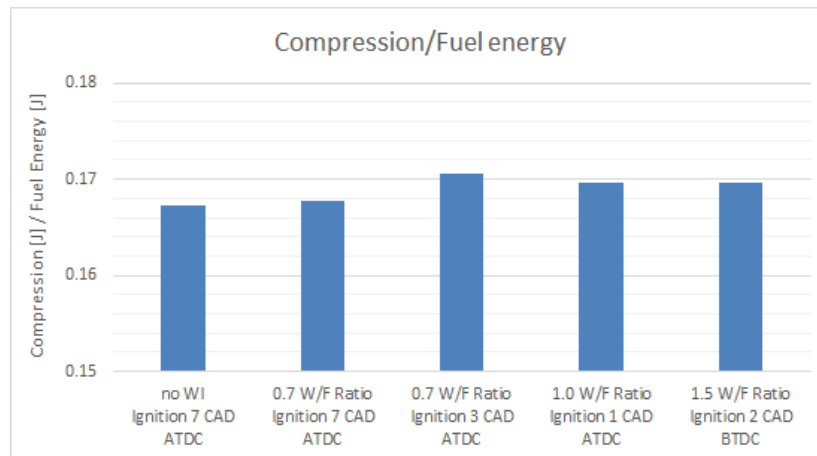


Figura 2.16. Lucrul mecanic consumat pentru comprimare / Energia combustibilului

Dacă inițial s-a observat că pentru un raport apă combustibil de 1,5 presiunea maximă în cilindru are o valoare mai mare (figura 2.32), analizând lucrul mecanic produs în timpul unui ciclu de motor (figura 2.36), se observă că rezultatele sunt ușor diferite. Astfel, raportul dintre lucrul mecanic efectuat în timpul destinderii gazului în cilindru și energia chimică teoretică a combustibilului indică o scădere de 1% pentru un raport apă/combustibil de 1,0 și 1,5.

Acest fenomen se datorează faptului că picăturile fine de apă absorb energia din gazele arse, nu doar de pe suprafața metalică a camerei de ardere. În plus există riscul ca aceste picături fine de apă să oprească mai repede procesul de ardere. Aceste rezultate vor fi analizate în alte seturi de date.

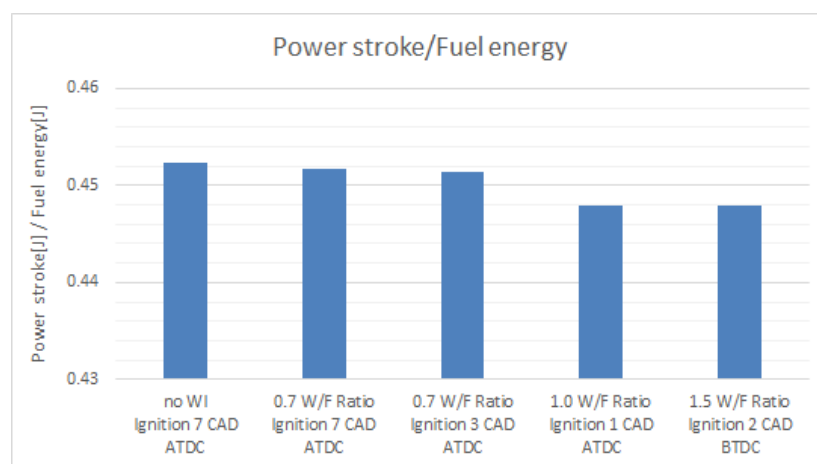


Figura 2.17. Lucrul mecanic produs prin destinderea gazului / Energia combustibilului

În mod surprinzător, lucrul mecanic utilizat pentru evacuarea gazelor din cilindru este ușor mai mic pentru cazurile de injecție de apă în comparație cu referința “fără injecție apă” (figura 2.37). Cu toate acestea, era de așteptat ca aburul produs de vaporizarea apei să mărească lucrul necesar pentru pompare.

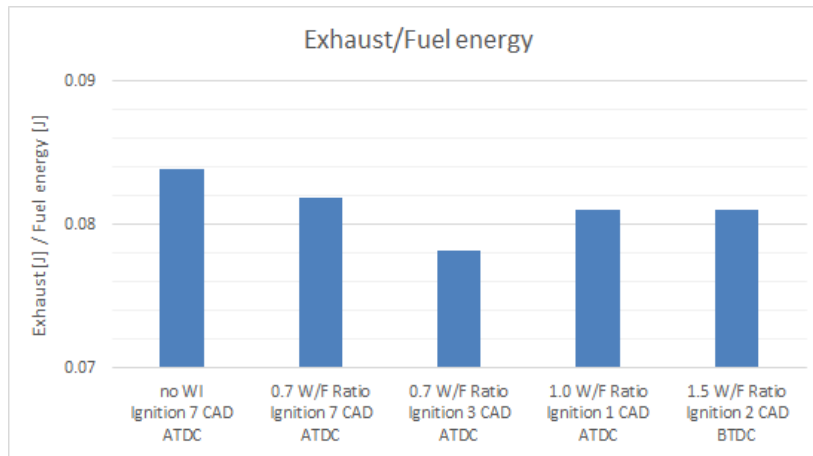


Figure 2.18. Lucrul mecanic consumat pentru evacuarea gazelor arse / Energia combustibilului

În cele din urmă s-a calculat lucrul mecanic net pentru întreg ciclul motor în raport cu energia chimică a combustibilului injectat (figura 2.38). Există o creștere de 1,3% a lucrului mecanic net pentru cazul injecției de apă cu un raport apă/combustibil de 0,7, în comparație cu referința. Cu toate că presiunea maximă din camera de ardere este mai mică.

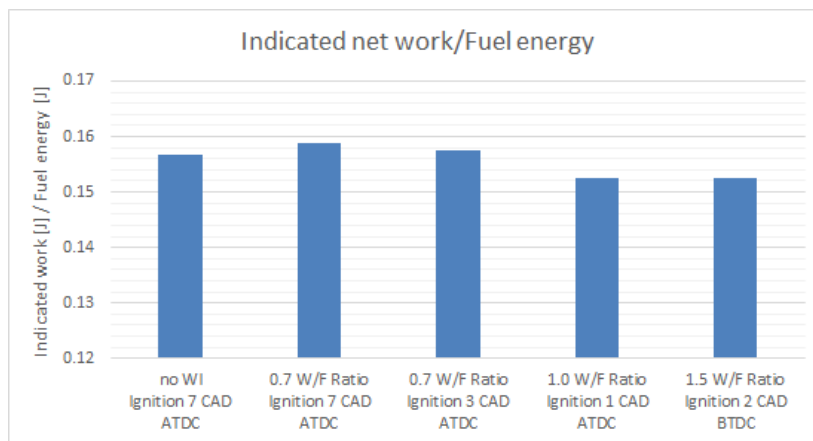


Figure 2.19. Lucrul mecanic net produs / Energia combustibilului

2.4.4. Injecția de apă efectuată înainte și în timpul arderii

Investigațiile experimentale au continuat cu aceeași poziționare a injectorului de apă (pulverizare pe supapa de evacuare). Au fost urmărite efectele injecției directe de apă, în funcție de variația momentului de injecție. Pentru aceste teste a fost folosit un timp de injecție combustibil fix de 6,26 ms și un raport apă combustibil de 1,5. Evoluția presiunii din cilindru poate fi urmărită în Figura 2.39.

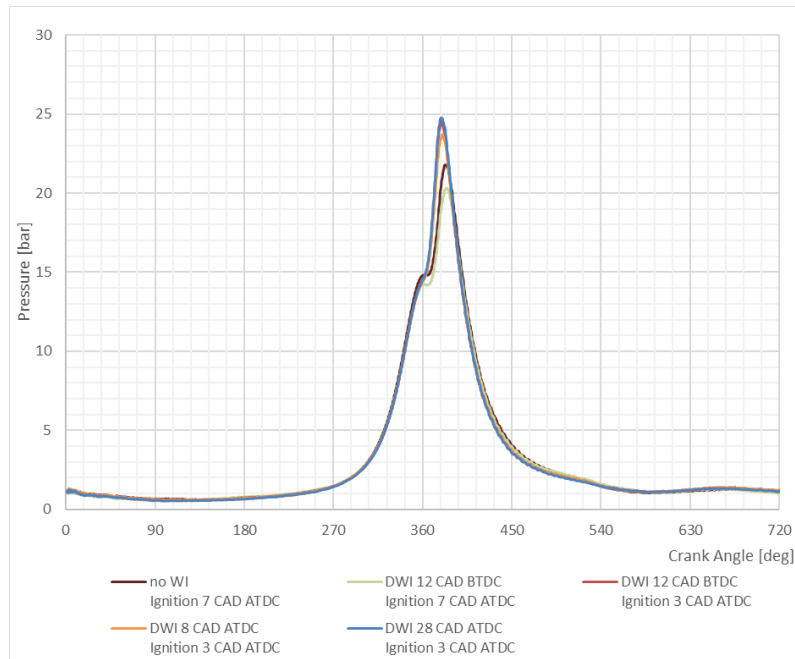


Figura 2.20. Evoluția presiunii în cilindru – Raport apă/combustibil 1,5

Așa cum era de așteptat, injecția de apă efectuată înainte de producerea nucleului de flacără provoacă întârzierea aprinderii amestecului și modifică timpul de ardere. În figura 2.41 se poate observa că, modificarea timpului de injecție directă a apei și avansul în producerea scântei are un impact ridicat în procesul de destindere a gazelor în cilindru.

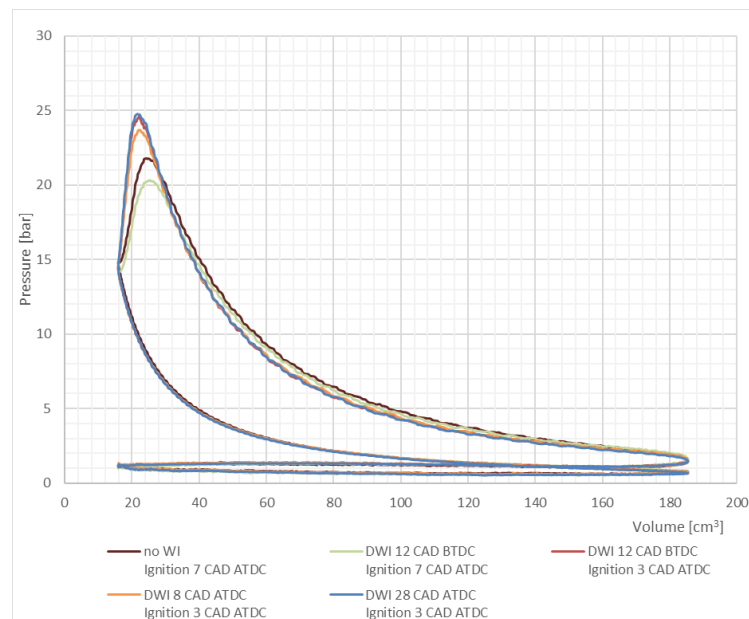


Figura 2.21. Diagrama pV – Raport apă/combustibil 1,5

În plus, în figura 2.41, se observă că lucrul mecanic produs în timpul destinderii gazelor - în raport cu energia chimică a combustibilului - scade atunci când se efectuează injecția de apă.

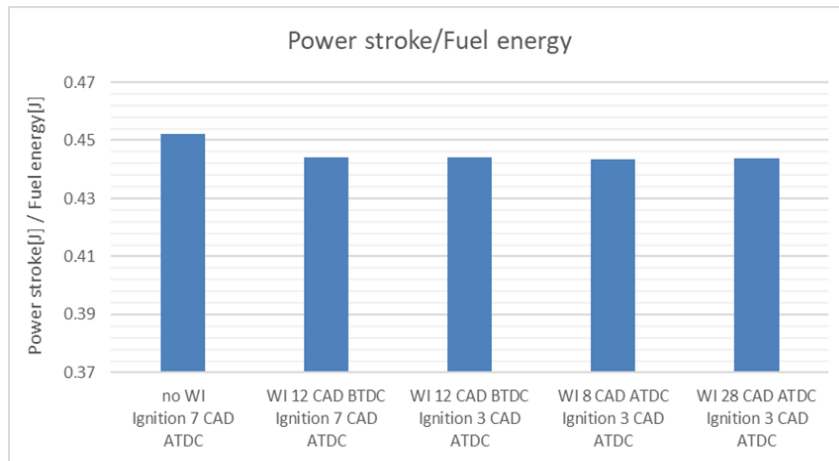


Figura 2.22. Lucrul mecanic produs de destinderea gazelor / Energia combustibilului

Așa cum era de așteptat, dacă se analizează lucrul mecanic pe tot ciclul motor se observă o scădere de 11% atunci când injecția de apă este efectuată la 8 grade rac după PMI (cu doar câteva grade mai târziu față de producerea nucleului de flacără, conform Figurii 2.42).

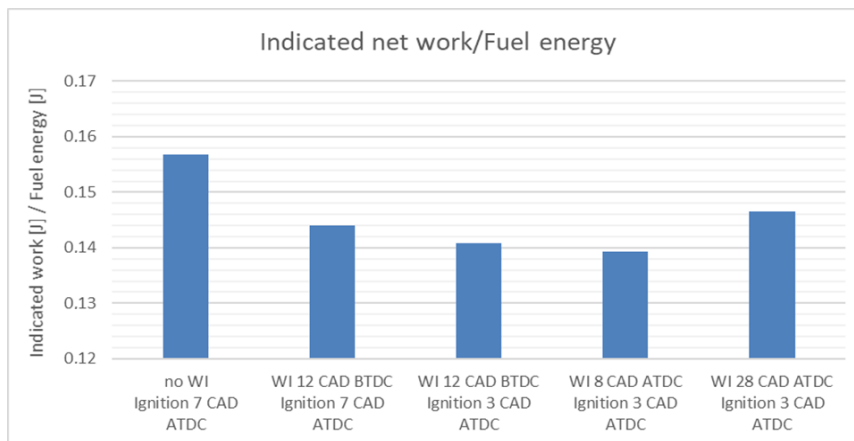


Figura 2.23. Lucrul mecanic net produs / Energia combustibilului

Testele experimentale efectuate arată că injecția directă de apă, echivalentă cu un raport combustibil-apă de 1 sau mai mare, înrăutățește performanțele motorului. În același timp, dacă injecția directă de apă este efectuată la scurt timp după producerea scântei, performanța scade destul de mult.

2.4.5. Injecția directă de apă efectuată la sfârșitul procesului de ardere și după ardere

Testele experimentale la sarcină medie au continuat folosind un raport combustibil-apă de 0,7. În timpul testelor s-a observat că motorul are variații de performanță (fluctuații) din cauza injecției de apă. Din cauza acestor fluctuații de performanță, la modificarea parametrilor de injecție directă de apă, datele au fost preluate după o perioadă de stabilizare a motorului termic. Pentru a reduce erorile cauzate de variațiile de presiune din camera de ardere, după stabilizarea modului de funcționare, datele au fost achiziționate pentru un număr de cel puțin 50 de cicluri consecutive.

Conform Figurii 2.43, pentru un raport apă/combustibil de 0,7, presiunea maximă în camera de ardere a crescut cu aproape un bar (culoare albastră), fără a influența evoluția destinderii gazelor arse. Per total, lucrul mecanic indicat a crescut cu 2,3%.

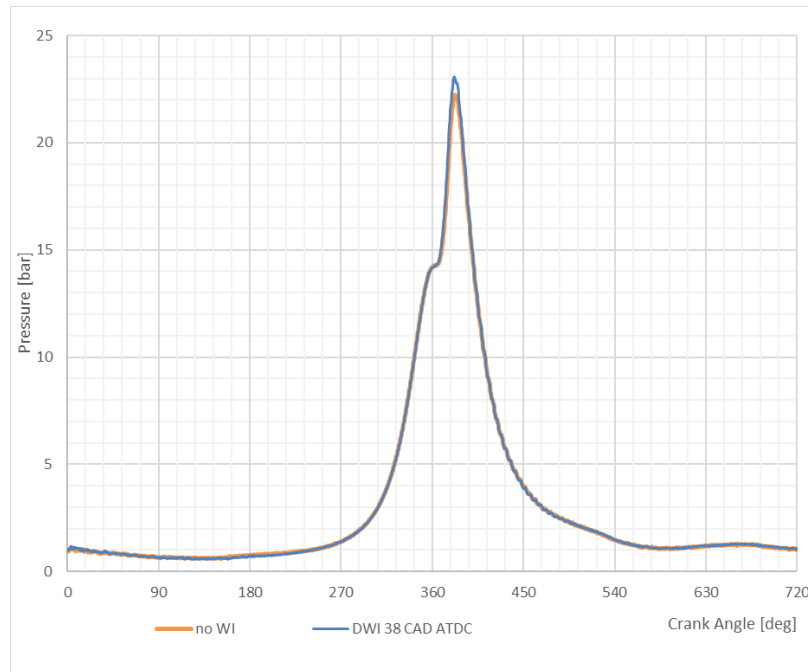


Figura 2.24. Presiunea din cilindru

Au fost efectuate teste suplimentare pentru a vedea dacă injecția directă de apă efectuată târziu, după ce amestecul a fost ars în cilindru, ar putea produce abur prin absorbția căldurii de pe suprafețele metalice ale camerei de ardere. Injectorul de apă a fost amplasat deasupra supapei de evacuare.

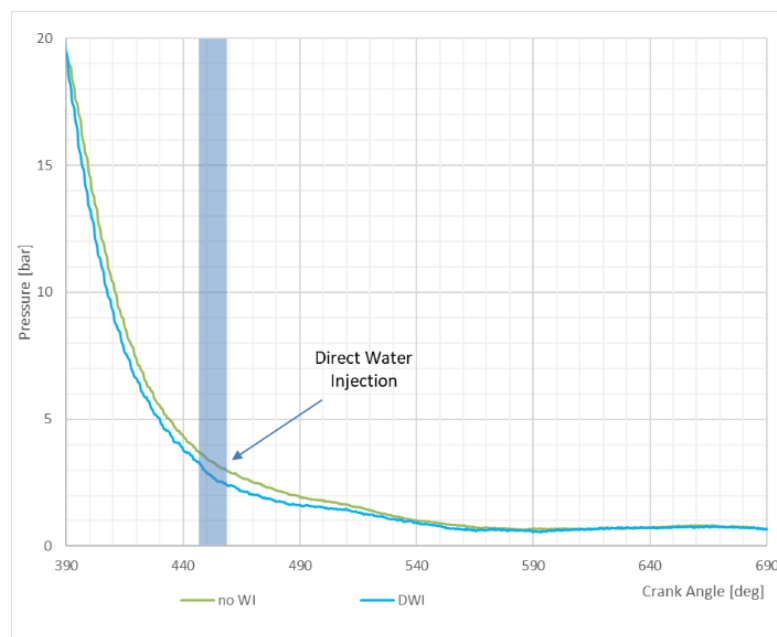


Figura 2.25. Presiunea din cilindru – injecție de apă târzie

S-a observat că apa injectată după procesul de ardere nu absoarbe doar căldura de la suprafața metalică, ci și de la gazele fierbinți arse. Prin urmare, după cum se poate observa în figura 2.45 (evoluția presiunii în funcție de poziția arborelui cotit), presiunea din camera de ardere scade atunci când se efectuează injecția de apă.

2.5. Injecția de apă în galeria de admisie

2.5.1. Raport scăzut de comprimare – Analiza performanțelor

După efectuarea mai multor teste cu și fără injecție de apă, s-a observat că gradul de umplere a cilindrului scade atunci când se efectuează injecția de apă în galeria de admisie. Testele au fost efectuate pentru o poziție fixă a clapetei de accelerație. Prin urmare, a fost necesar să se reducă cantitatea de combustibil injectat pentru a menține un amestec stoichiometric.

Figura 2.47 ilustrează evoluția presiunii din interiorul cilindrului în funcție de variația volumului camerei de ardere. Testele au fost efectuate fără injecție de apă (pentru referință), cât și pentru diferite cantități de apă injectată. Raportul apă/combustibil a variat de la 0,21 la 1,0. Avansul la aprindere a fost reglat în mod constant la limita de detonație. După cum se poate observa, presiunea maximă a fost înregistrată pentru cazul fără injecție de apă. Presiunea maximă a scăzut pe măsură ce raportul apă combustibil a crescut de la 0,25 la 1,0.

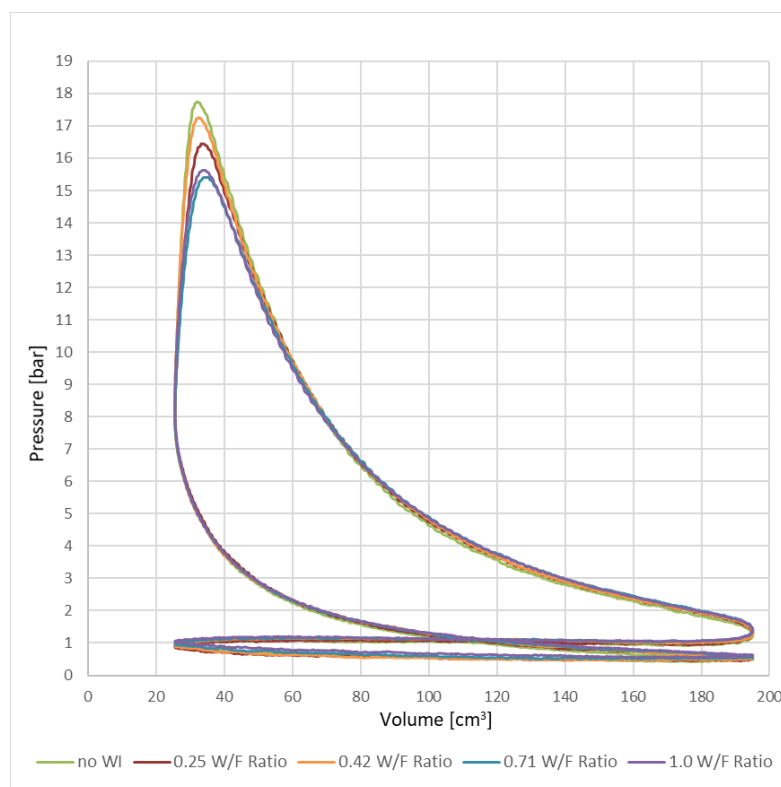


Figura 2.26. Diagrama presiune volum

Lucrul mecanic indicat pentru un ciclu motor a fost calculat cu ecuația 2.7 [73].

$$W = \int p dV \quad (2.7)$$

Pentru fiecare condiție (fără injecție de apă și cu injecție de apă) a fost calculat lucrul mecanic pentru:

- admisie;
- comprimare;
- destinderea gazelor arse;
- evacuare;
- lucru mecanic indicat.

Comparând lucrul produs - de-a lungul ciclului motor - cu energia combustibilului injectat (Figura 2.52), se poate observa că cel mai mare raport este pentru cazul fără injecție de apă. Atunci când se utilizează un raport de apă/combustibil de 0,25 sau 0,42, performanța scade cu 1,5 %. Pe de altă parte, când este utilizat un raport apă/combustibil de 1,0, performanța scade cu până la 14%. Cu toate acestea, aceste diferențe ar putea fi reduse prin optimizarea deschiderii supapelor, dar nu acesta este scopul cercetării.

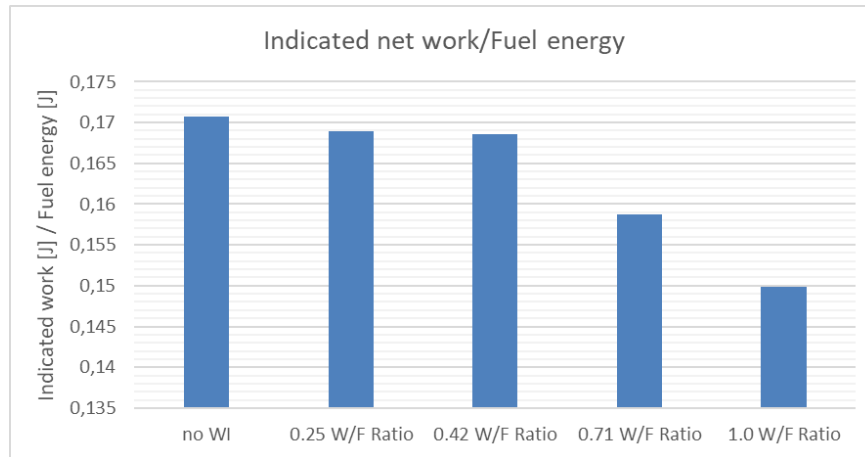


Figura 2.27. Lucrul mecanic indicat [J] / Energia din combustibil [J]

2.5.2. Low compress ratio – Pollutant emissions

Oxizii de azot NO și NO₂ sunt cunoscuți și sub denumirea de NO_x. În general, aceștia se formează în urma interacțiunii dintre N₂ și O₂ la temperaturi ridicate, conform ecuației 2.8 [74] [75].



Atunci când raportul de injecție apă/combustibil a fost modificat la 1,00, emisiile de oxizi de azot au fost reduse cu până la 80%. În același timp aprinderea a fost avansată de la 10 la 25 de grade. În plus, s-a observat că, odată cu creșterea avansului la producerea scânteii, crește presiunea maximă din camera de ardere, iar motorul are tendința de supraîncălzire.

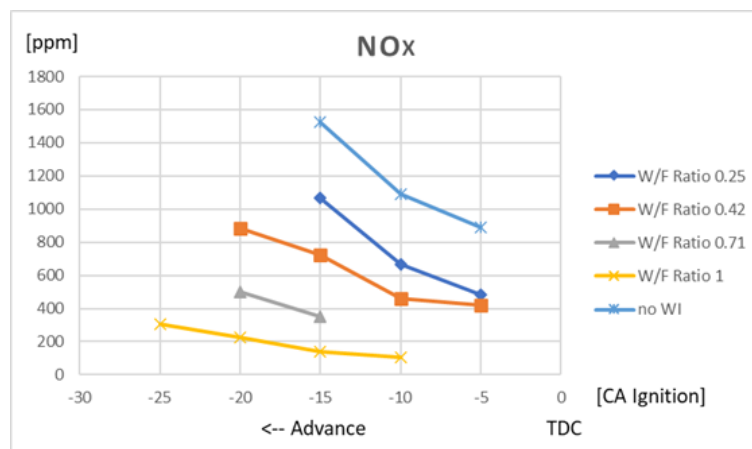


Figura 2.28. Emisii de NOx

În figura 2.54 (a) se observă faptul că nivelul de CO a scăzut atunci când s-a utilizat injecția de apă. Pentru un raport apă/combustibil de 1,00, nivelul de CO a scăzut cu 43%, iar emisiile de CO₂ au crescut în medie cu 4% (Figura 2.55 b).

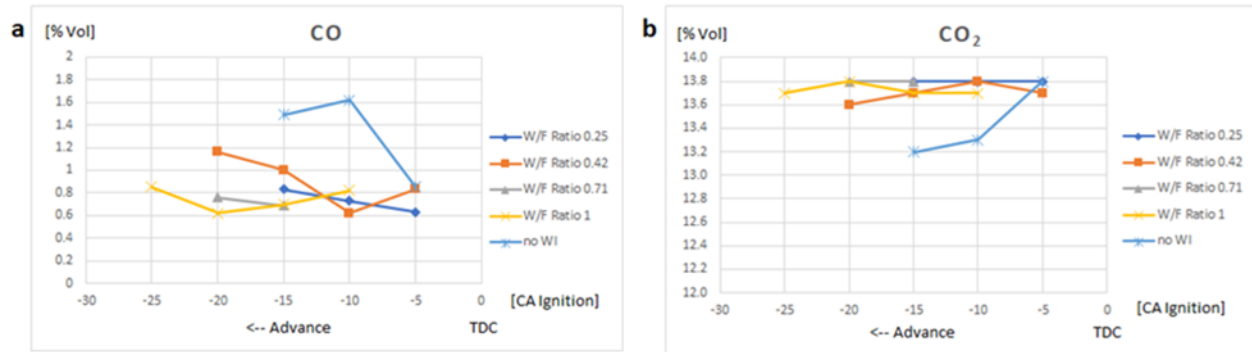


Figura 2.29. (a) Monoxid de carbon (b) Dioxid de carbon

După cum se poate observa în figura 2.55, pe măsură ce cantitatea de apă injectată crește, nivelul de hidrocarburi crește.

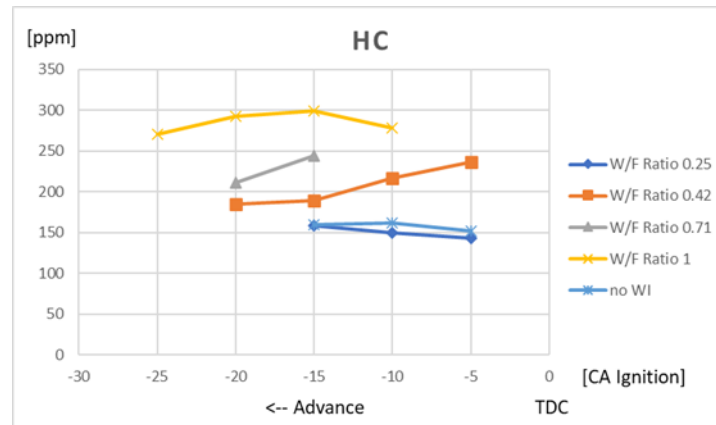


Figura 2.30. Emisii de hidrocarburi

2.5.7. Analiză comparativă

Testele experimentale au fost efectuate pentru rapoarte de comprimare de 7,5, 11,7 și 13. Pentru a putea compara rezultatele obținute cu cele 3 chiulase diferite, s-a efectuat o analiză comparativă. Aceasta are ca scop evaluarea impactului injecției de apă în motor pentru diferite rapoarte de apă-combustibil.

Conform figurii 2.72, energia eliberată în timpul ciclului motor, mai precis în timpul destinderii gazelor, înregistrează o valoare maximă atunci când injecția de apă este efectuată cu un anumit raport. Mai exact, pentru un raport de comprimare de $\epsilon = 7,5$, cea mai bună performanță a fost înregistrată pentru un raport apă/combustibil de 1. Mărind raportul de comprimare la $\epsilon = 11,7$, performanța maximă este înregistrată atunci când se utilizează un raport apă/combustibil de 0,71. În cele din urmă, pentru un raport de comprimare de $\epsilon = 13$, performanța maximă înregistrată este atunci când se utilizează un raport de apă/combustibil de 0,42.

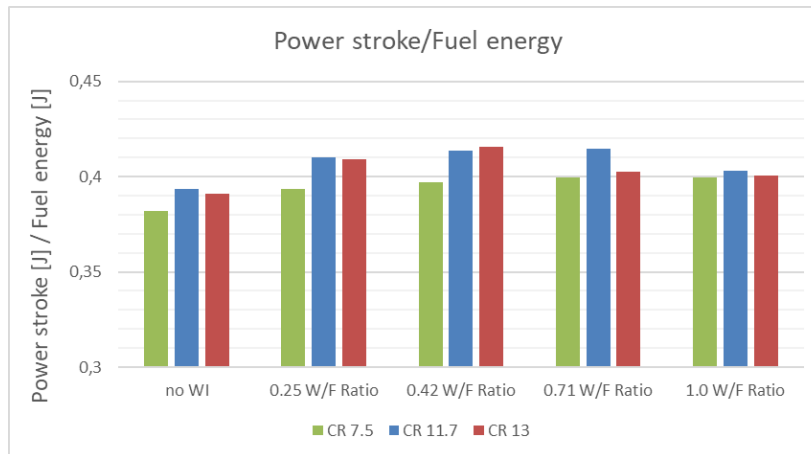


Figure 2.31. Lucrul mecanic produs de destinderea gazelor

Teoretic, dacă raportul de comprimare crește, ar trebui să crească și randamentul termic al motorului. Cu toate acestea, în practică, raportul de comprimare poate crește până la o anumită valoare maximă, în funcție de cifra octanică a combustibilului utilizat. Depășind această valoare, performanța motorului scade. În legătură cu rezultatele acestor teste experimentale s-a observat că cea mai mare cantitate de energie convertită din combustibil se obține atunci când se utilizează un raport de comprimare de $\epsilon = 11,7$, cu un raport apă/combustibil de 0,71 și un raport de comprimare de $\epsilon = 13$, cu un raport apă/combustibil de 0,42.

Având în vedere că numai unul din timpii motorului produce lucru mecanic, iar celelalte trei sunt consumatoare de lucru mecanic (în cazul motoarelor aspirate în patru timp), s-a observat că, în ciuda unei bune performanțe a ratei de conversie a energiei combustibilului injectat, lucrul mecanic net indicat este mult mai mic în cazurile cu un raport de comprimare de 11,7 și 13.

Acestea se datorează unui consum mai mic de lucru mecanic pentru ceilalți timpai ai motorului (admisie, comprimare și evacuare). Cazul fără injecție de apă înregistrează cele mai bune performanțe atunci când este utilizată chiulasa cu raportul de comprimare scăzut. După cum era de așteptat, cel mai mare consum de lucru mecanic este pentru procesul de comprimare. Astfel, odată cu creșterea raportului de comprimare, conform figurii 2.74, lucrul mecanic consumat pentru comprimarea gazelor este mult mai mare decât câștigul de performanță pe timpul de destindere gaze (figura 2.73).

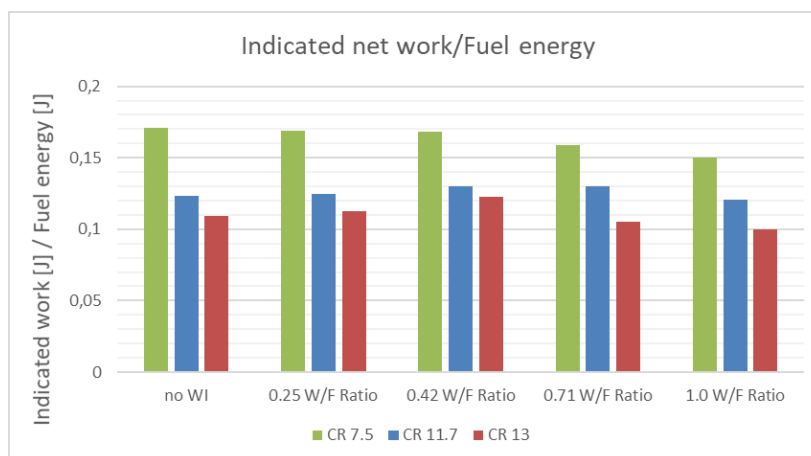


Figura 2.32. Lucrul mecanic net indicat

2.5.8. Concluzii parțiale

Pentru a încheia capitolul în care au fost prezentate datele experimentale, aș dori să subliniez din nou că motorul utilizat este un motor cu aprindere prin scânteie cu supapele în blocul motor, răcit cu aer. Pentru acest tip de motor, raportul de comprimare este cuprins între 6 și 7,5. Acesta este un raport de comprimare scăzut pentru motoarele OHC sau DOHC. Un raport de comprimare de 11,7 este mare, chiar și pentru motoarele OHC și DOHC actuale. Scopul testelor a fost acela de a studia efectele injecției de apă în condiții dificile de combustie. Din acest motiv, s-au efectuat teste și pentru un raport de comprimare de 13, care este un raport de comprimare extrem de ridicat pentru un motor cu supapele în bloc.

Unul dintre obiectivele tezei este de a studia influența injecției directe de apă asupra combustiei în motoarele cu aprindere prin scânteie. Astfel, pentru motorul analizat s-au constatat următoarele:

- Injecția directă de apă efectuată în timpul procesului de comprimare poate întârzia formarea nucleului de flacără cu până la 2,3 grade. Fără injecție de apă, întârzierea la formarea nucleului de flacără este de doar 0,5 grade la 3000rpm.

- Injecția directă de apă efectuată cu puțin timp înainte de producerea scântei mărește timpul de ardere.

- Injecția directă de apă realizată după formarea nucleului de flacără scurtează timpul total de ardere.

- Injecția directă de apă la mijlocul sau la sfârșitul arderii "omooară" combustia în cilindru.

- Injecția directă de apă efectuată la sfârșitul procesului de ardere poate crește performanța motorului cu 2,3%. În același timp, dacă cantitatea de apă injectată este prea mare, va provoca răcirea internă a motorului și va reduce presiunea din cilindru (apa absoarbe căldura din gazele de arse, nu numai de pe suprafețele metalice ale motorului).

Urmărind performanțele motorului în timpul injecției de apă în galeria de admisie, este surprinzător să constatăm că apa îmbunătățește combustia la sarcini medii. Raportul optim între combustibil și apă pentru un amestec stoichiometric depinde de raportul de comprimare utilizat. În același timp, se constată că odată cu injecția de apă crește lucrul mecanic consumat pentru procesul de admisie și evacuare. Din cauza injecției de apă, gazul rezidual rămas în cilindru (din ciclul anterior) conține o cantitate mare de apă/vapori, ce vor înrăutăți gradul de umplere pentru ciclul următor.

Conform analizei diagramelor preluate de pe standul experimental s-a observat că cea mai mare cantitate de energie eliberată în timpul destinderii gazelor este atunci când se efectuează injecția de apă pentru cele trei rapoarte de comprimare analizate. Pe de altă parte, dacă se analizează întregul ciclu motor, se observă că lucrul mecanic indicat are cea mai mare valoare pentru cazul în care nu se injectează apă, deoarece pierderile mecanice pentru pomparea vaporilor cresc. Acestea pot fi eliminate prin adaptarea profilului arborelui cu came la noile condiții de lucru sau prin adăugarea unui turbocompresor. Răcirea internă a motorului a fost posibilă cu ambele tipuri de injecție de apă. Avansul maxim al scântei depinde de raportul apă-combustibil utilizat.

În ceea ce privește emisiile poluante, s-a observat că emisiile de oxizi de azot depind de raportul de comprimare și de raportul apă-combustibil. Astfel, odată cu creșterea raportului apă-combustibil, emisiile de NO_x scad. În același timp, emisiile de HC cresc pe măsură ce crește raportul apă/combustie și/sau în prezența unei combustii cu ardere anormală. Emisiile de CO₂ și CO au o tendință invers proporțională, astfel încât, dacă există o creștere a lucrului mecanic produs de destinderea gazelor, emisiile de CO₂ cresc, iar emisiile de CO scad.

Capitolul 3. Modelul Numeric

3.2. Pre-procesarea

Primul pas pentru simularea CFD este preprocesarea. Pentru a reduce timpul de calcul al simulării CFD, sunt exportate suprafețele interioare care intră în contact cu fluxul de fluid. Pentru o simulare mai precisă, a fost introdusă galeria completă de admisie și evacuare.

Importul fișierului a fost realizat în Converge Studio, unde geometria este verificată și corectată. Programele CAD nu exportă întotdeauna informații de conectivitate pentru triunghiurile de suprafață, ceea ce duce la erori în timpul importului suprafețelor. După importarea suprafețelor și corectarea erorilor, sunt introduse în Converge Studio informații despre geometria motorului cu ardere internă, cum ar fi diametrul pistonului, lungimea bielei, raza arborelui cotit, profilul de deschidere a supapelor, precum și informațiile despre starea motorului, (viteza, temperaturile componentelor, presiunile și așa mai departe) [80] (Figura 3.6).

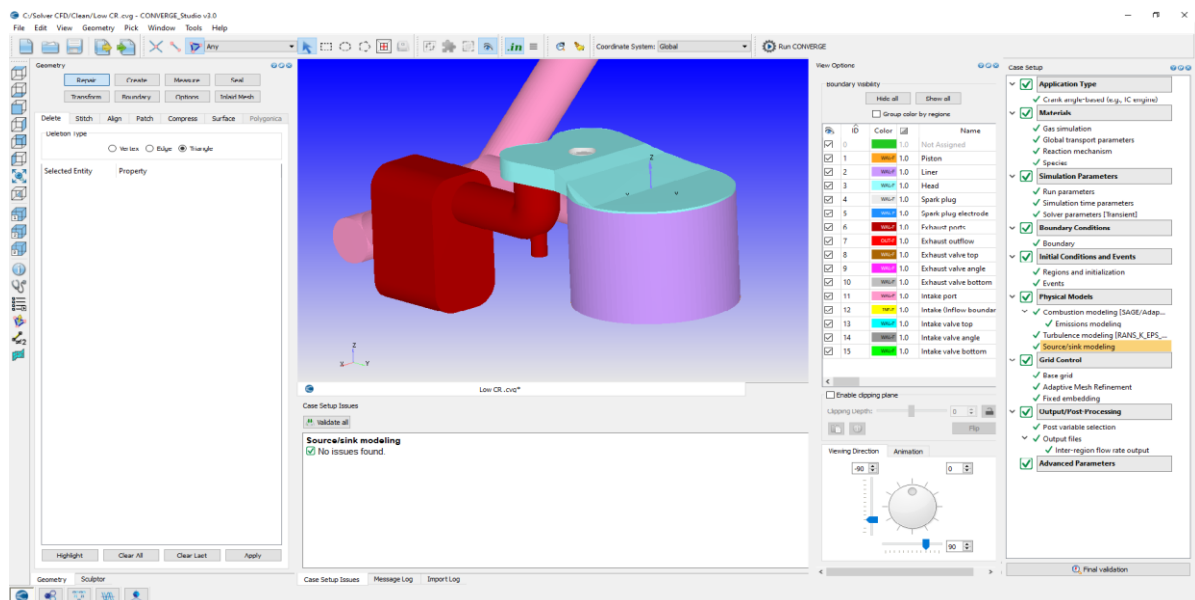


Figura 3.1. Converge Studio 3.0

3.3. Discretizarea și generarea rețelei

Realizarea unei rețele de discretizare de calitate este primul pas în cadrul unei simulări CFD care permite convergența rezultatelor către soluția corectă. În același timp, trebuie să se țină cont de faptul că - pentru soluția obținută - consumul resurselor unității de procesare trebuie să fie minim [79]. Programul Converge CFD conține mai multe instrumente pentru modificarea dimensiunii grilei înainte și în timpul simulării. Scalarea grilei permite modificarea grilei globale pentru a o face mai grosieră sau mai fină. Dacă este necesară o rețea mai grosieră sau mai fină, după un anumit timp de la începutul simulării sau la un anumit eveniment, se poate utiliza funcția *Grid scaling* sau funcția *Fixed embedding*.

3.4. Modelarea Turbulențelor

Curgerile turbulente sunt caracterizate de diferite vârtejuri, cu o gamă foarte largă de scări de timp și lungime. Cele mai mari vârtejuri au dimensiuni comparabile cu lungimea caracteristică a curgerii staționare din punct de vedere statistic, în timp ce cele mai mici scări sunt responsabile de disiparea energiei cinetice turbulente.

În motoarele cu ardere internă, curgerea gazelor este turbulentă, ca în majoritatea aplicațiilor ingineresti. Din punct de vedere teoretic, întregul spectru de scări de turbulență poate fi rezolvat prin utilizarea unei abordări de simulare numerică directă (DNS). Principalul avantaj este că nu necesită nicio modelare. În același timp, resursele necesare pentru calculul direct sunt colosale.

Pe de altă parte, modelul de turbulență LES utilizează o abordare ușor diferită. Astfel, vârtejurile mari sunt rezolvate direct, iar vârtejurile de dimensiuni mici sunt modelate numeric (figura 3.11). În ceea ce privește modelele de turbulență RANS, acestea sunt complet modelate, ceea ce reduce considerabil nevoia de resurse informatice și timpul de simulare.

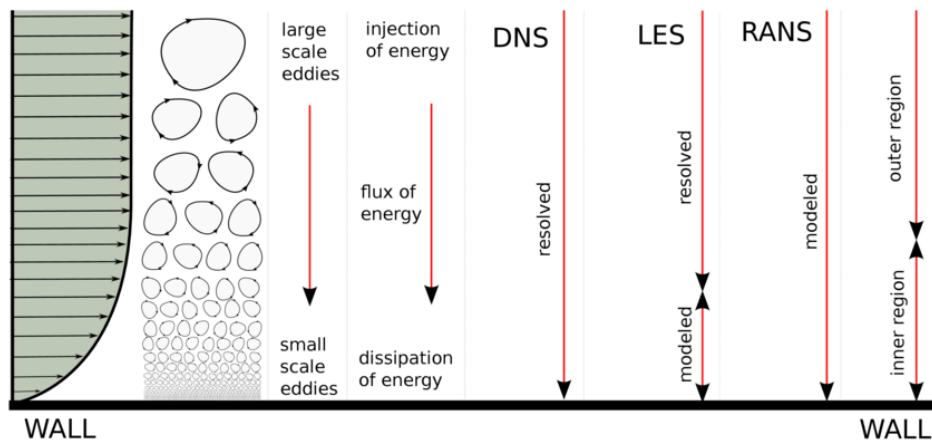


Figura 3.2. Modelarea turbulențelor [83]

Desigur, aceste modele au atât avantaje, cât și dezavantaje. Acestea sunt ilustrate în figura 3.12. Metoda DNS prezice cel mai bine fenomenele fizice, dar nu este fezabilă pentru problemele ingineresti obișnuite. Deoarece în motoarele cu ardere internă avem de-a face cu turbulențe mari, vor rezulta numere Reynolds mari. Acest lucru necesită resurse de calcul sporite și, prin urmare, costuri ridicate. Este evident că, pentru numere Reynolds mari, costurile devin nejustificate.

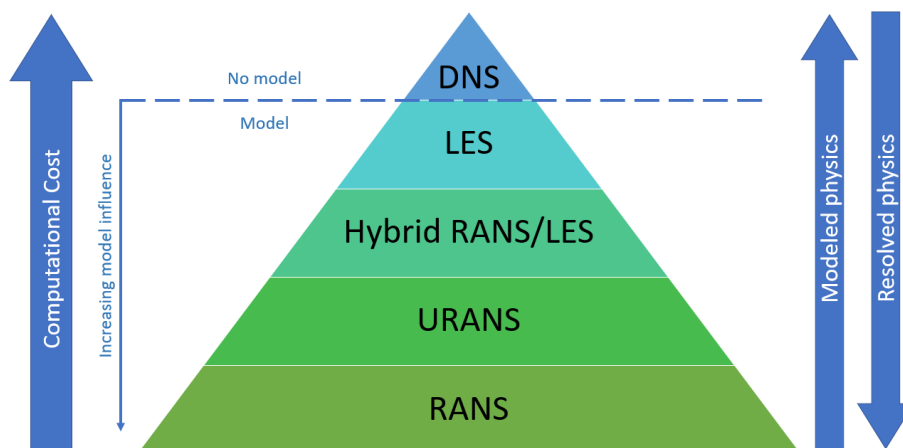


Figura 3.3. Modele de turbulență în funcție de costul de calcul

3.7. Simularea CFD și predictibilitatea presiunii din cilindru

Combustia în motoarele cu ardere internă este un fenomen foarte complex. Simularea proceselor din interiorul camerei de ardere necesită o înțelegere a reacțiilor termochimice și a dinamicii fluidelor. Cu toate acestea, turbulența și transferul de căldură influențează direct modul în care au loc reacțiile chimice. Studiul își propune să vizualizeze diferențele dintre diferitele modele numerice de transfer de căldură și impactul acestora asupra reacțiilor chimice din camera de ardere, a evoluției temperaturii, a presiunii și a emisiilor poluante.

Potrivirea datelor obținute în urma simulării CFD cu datele preluate de pe stand în urma testelor experimentale reprezintă o provocare, deoarece există multe necunoscute și condiții care trebuie introduse în modelul numeric. Principala modalitate de validare a datelor experimentale este suprapunerea curbelor de presiune în cilindru în funcție de poziția arborelui cotit. Pentru a realiza acest lucru, este necesar să se împartă diagrama în mai multe zone, după cum se arată în figura 3.37.

Prima zonă reprezintă procesul de admisie a aerului în cilindru. Pentru suprapunerea corectă a acestei zone este necesar să se cunoască profilul corect al arborelui cu came, presiunea atmosferică și temperatura aerului. În cazul în care determinările sunt efectuate pe motoare cu aprindere prin scânteie cu sarcină parțială (clapeta de accelerație parțial deschisă), atunci modelul 3D importat în program trebuie să conțină galeria de admisie și clapeta de accelerație. Trebuie acordată o atenție deosebită fluxului de fluid în jurul profilului clapetei de accelerație. Sunt necesare, de asemenea, date experimentale suplimentare privind debitul de aer, adică cantitatea de aer captată în cilindru.

Asigurarea unei bune predictibilități a modelului matematic necesită o calibrare inițială a zonelor de admisie (0-180 de grade) și de evacuare (540-720 de grade). După ce se efectuează mai multe simulări CFD și se asigură o bună suprapunere, se trece la partea mai dificilă; calibrarea zonei de comprimare, inițiere ardere, arderea și destinderea gazelor fierbinți.

A doua problemă întâlnită este zona de sfârșit a procesului de comprimare și inițierea arderii, mai precis zona de după producerea scânteii. Suprapunerea diagramelor în această zonă este influențată de geometria motorului (abateri geometrice de la raportului de comprimare, pierderi de presiune prin neetanșeitarea supapei sau a pistonului), transferul de căldură.

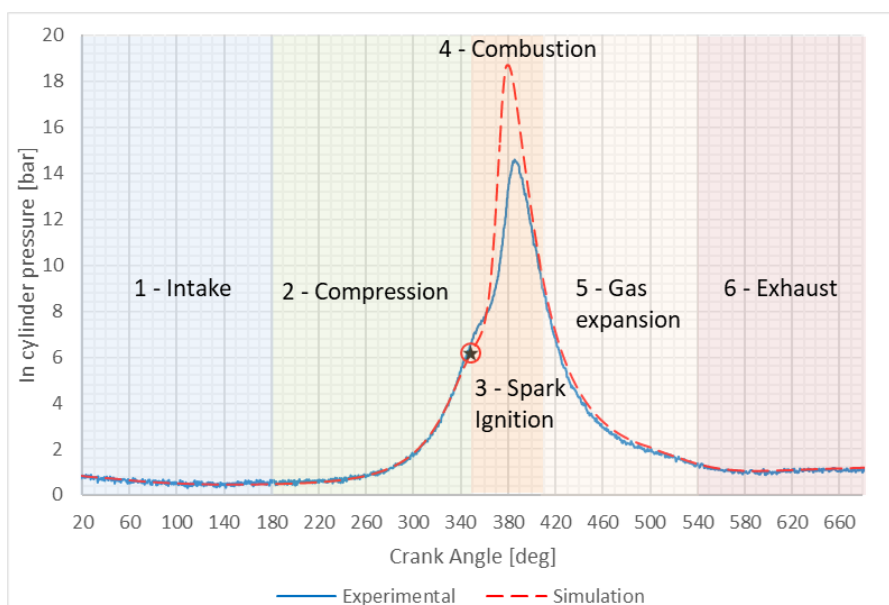


Figura 3.4. Predicția presiunii în cilindru

Evoluția presiunii în zona 3 - 4 este influențată de tipul de combustibil surogat utilizat, de mecanismul de reacție chimică, de viteza de reacție a combustiei, de transferul de căldură, de temperatura gazului din cilindru, de turbulența din camera de ardere și de calitatea rețelei de discretizare, după cum am văzut în studiile comparative. Zona 5, destinderea gazelor, este influențată de transferul de căldură în camera de ardere, de sfârșitul reacțiilor chimice din cilindru și de raportul de comprimare.

În subcapitolele anterioare, au fost analizate influențele diferitelor tipuri de mecanisme de reacție chimică și ale modelelor de transfer de căldură de perete asupra predictibilității presiunii în cilindru. În continuare, în figura 3.38 poate fi observată presiunea medie în cilindru pentru mai multe cicluri experimentale și simulate. Se poate observa o bună suprapunere a modelului teoretic și experimental. Zonele care prezintă diferențe între cele două diagrame sunt zona de suprapunere a supapelor de admisie și de evacuare, inițierea combustiei și presiunea maximă prezisă. Diferențele de presiune dintre zona de evacuare și cea de admisie se pot datora erorilor în determinarea profilului real al arborelui cu came și a erorilor cauzate de dilatării termice.

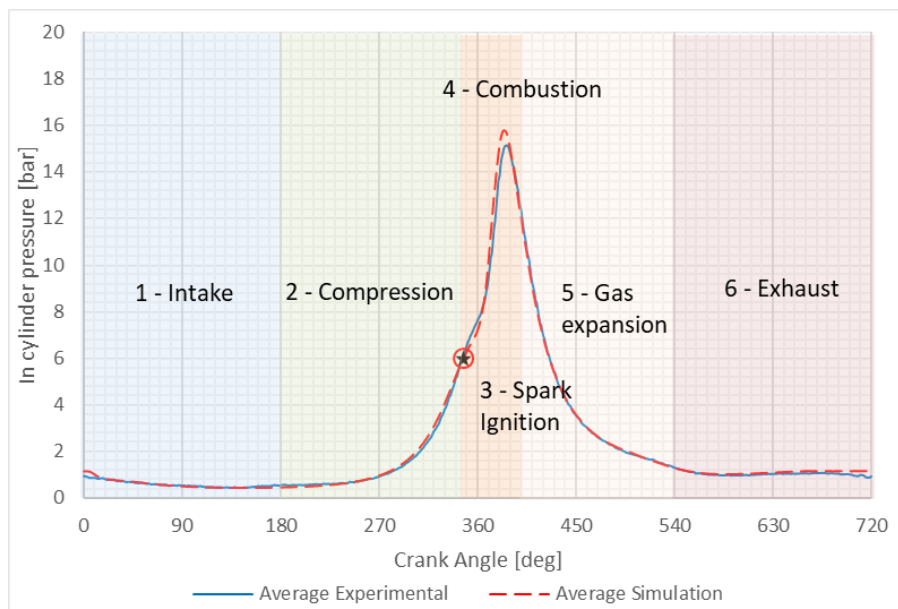


Figura 3.5. Presiunea din cilindru - experimentală și simulată

Pentru a putea compara rezultatele, se va analiza în continuare eroarea dintre presiunea medie reală și cea simulată. Tabelul 3.6 prezintă eroarea absolută și eroarea relativă în funcție de evenimentele ciclului motorului. Cea mai mare eroare medie absolută are o valoare de 0,29 bar și este înregistrată pentru procesul de ardere. Pe de altă parte, cea mai mare eroare relativă are o valoare de 8,4 % și este înregistrată pentru procesul de evacuare a gazelor arse. Eroarea este cauzată de posibile abateri la măsurarea profilului real al arborelui cu came sau de lipsa datelor care să simuleze traseul exhaustorului gazelor evacuate.

Table 3.1. Eroarea medie

| | Admisie | Comprimare | Ardere | Destindere | Evacuare |
|------------------------------|---------|------------|--------|------------|----------|
| Eroarea absolută medie [bar] | -0.01 | -0.06 | -0.29 | 0.02 | -0.09 |
| Eroarea relativă medie [%] | -0.97% | -0.88% | -1.71% | -0.34% | -8.40% |

Valoarea negativă a erorii este dată de tendința modelului numeric de a supra-estima presiunea din cilindru. Dacă discutăm despre eroarea globală pe ciclu de motor, constatăm că avem o eroare absolută medie de -0,05 bar, ceea ce reprezintă o eroare relativă de -2,76%. În

figura 3.39 se poate observa eroarea absolută pentru predicția presiunii din cilindru, în funcție de poziția arborelui cotit. La sfârșitul procesului de comprimare, odată cu inițierea arderii, există o ușoară abatere a presiunii. Deviație întâlnită în timpul simulărilor și de către cercetătorii care au creat modele de reacții chimice [111] și de către cercetătorii care au creat modele de transfer de căldură [120] [117].

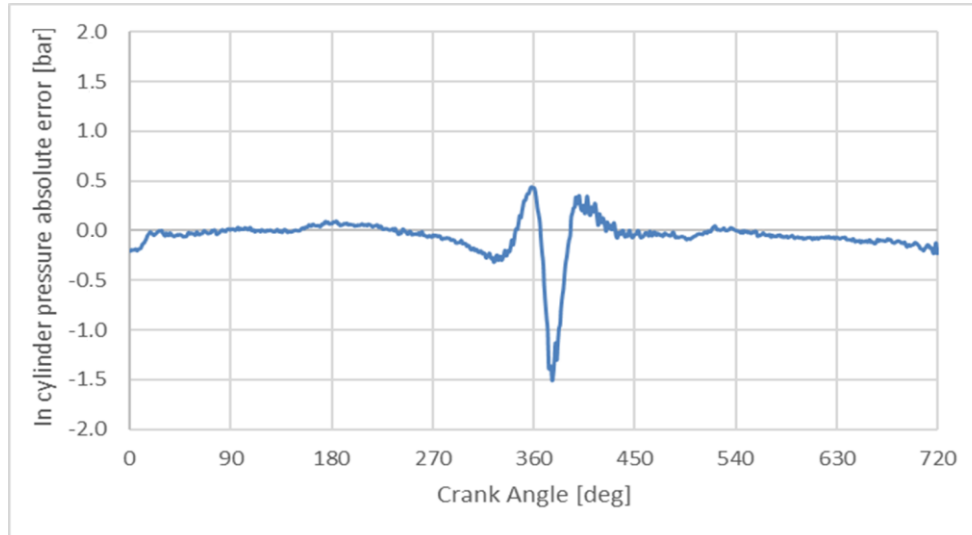


Figura 3.6. Eroarea absoluta de predicție a presiunii din cilindru

Figura 3.40 prezintă evoluția erorilor relative în funcție de poziția arborelui cotit. Cele mai mari erori absolute se înregistrează în zona de suprapunere a supapei de evacuare și cea de admisie și pentru procesul de închidere a supapei de admisie (aproape de 180 de grade). În plus, vibrația diagramei erorilor absolute în zonele de admisie și evacuare este dată de zgomotul semnalului din timpul achiziției datelor experimentale.

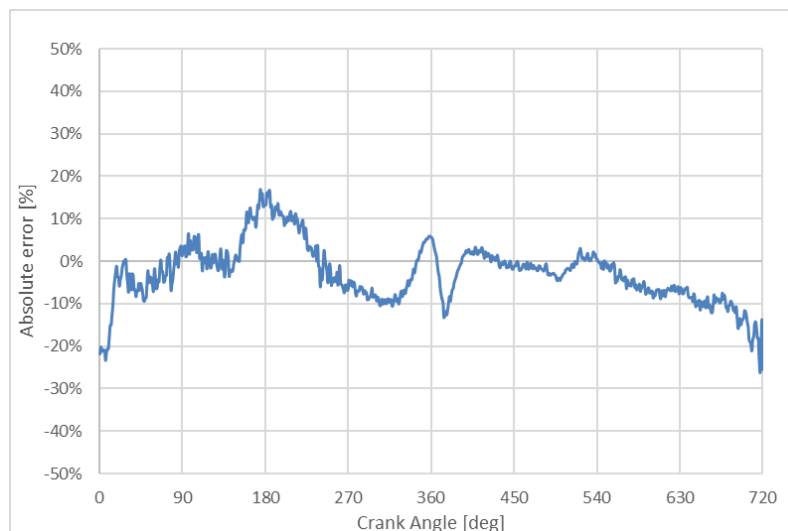


Figura 3.7. Eroarea relativă de predicție a presiunii din cilindru

Aceste calcule ale erorilor sunt valabile pentru mediile presiunilor obținute din mai multe cicluri de motor experimentale și simulate. Dacă se neglijează erorile datorate suprapunerii supapelor și dacă se iau în considerare variațiile de presiune de la un ciclu la altul, atât pentru datele experimentale, cât și pentru cele simulate, se va observa că erorile sunt mai mici. Acest lucru poate fi observat în figura 3.41. Se observă, de asemenea, că presiunea maximă prezisă

de modelul numeric se situează între valorile reale preluate de pe stand. Cu toate acestea, eroarea de predicție a presiunii la inițierea arderii este încă prezentă.

Având în vedere buna suprapunere a graficelor, se va trece la prelucrarea și analiza fișierele 3D. Post-procesarea este realizată de programul Converge CFD, iar vizualizarea rezultatelor analizei CFD 3D se realizează cu programul Tecplot. Tecplot este compus din instrumente software pentru vizualizare, software de analiză și postprocesare.

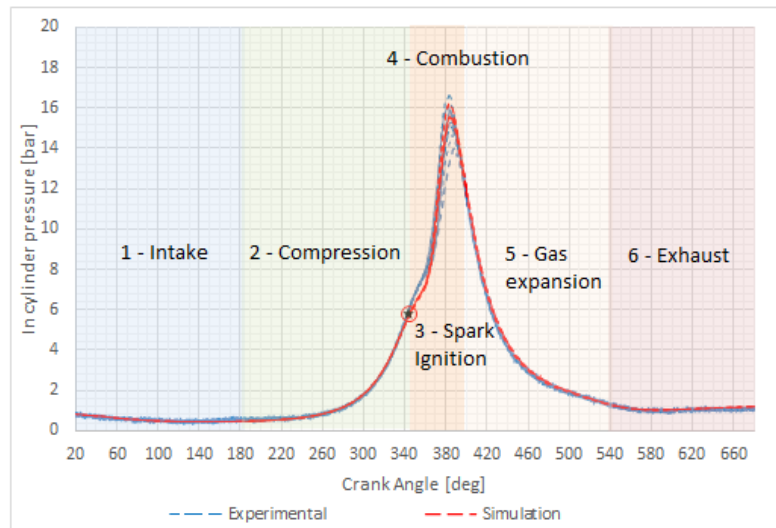
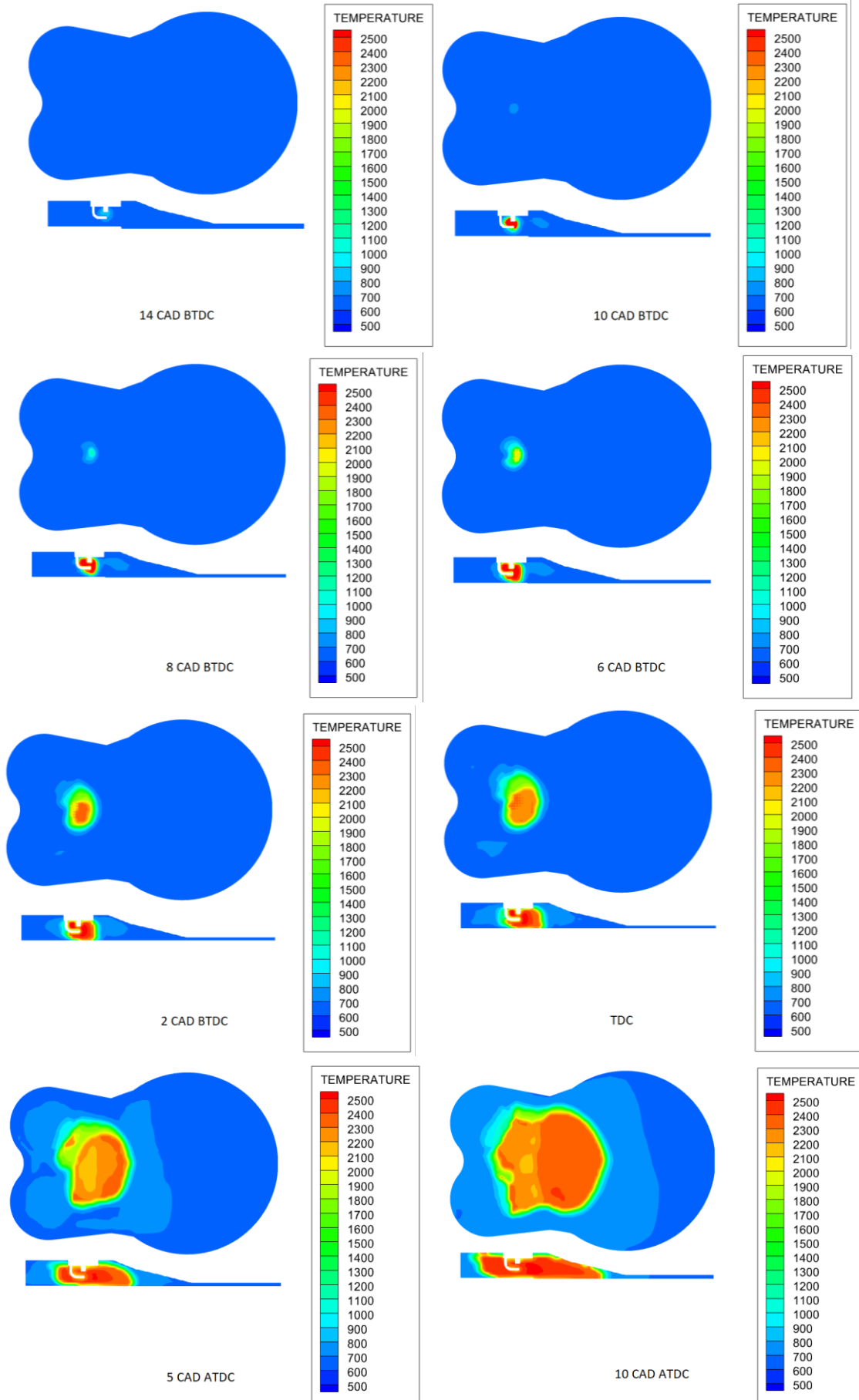


Figura 3.8. Presiunea din cilindru pentru mai multe cicluri

Analiza temperaturii din cilindru și a formării nucleului de flacără se realizează cu ajutorul programului Tecplot. În Figura 3.42 este prezentat procesul de ardere pentru motorul analizat. Scânteia este produsă cu un avans de 15 grade, ca în cazul real. Pentru o mai bună vizualizare au fost realizate două secțiuni în modelul 3D. Prima este o vedere de sus, reprezentând o secțiune prin garnitura de chiulasă. A doua vedere este o vedere laterală cu o secțiune prin mijlocul bujiei.

Se poate observa în figura 3.42 că formarea nucleului de flacără are o durată de aproape 5 grade de la 15 CAD BTDC (când se produce scânteia) la 10 CAD BTDC. Conform datelor experimentale, pentru tipul de motor analizat, formarea nucleului de flacără este de 0,5-1,0 grade la 3000rpm. Aceasta ar putea fi una dintre cauzele diferențelor de presiune dintre modelul experimental și cel numeric. Deși a fost ales un model de reacție chimică cu inițiere rapidă a combustiei, se pare că avansul scânteii ar trebui să fie mai mare pentru a compensa această întârziere.

Pereții reci ai motorului și suprafața mare a camerei de ardere produc înghețarea reacțiilor chimice în apropierea pereților, după cum se poate observa la 30 - 45 CA ATDC. Acest lucru a fost observat în special în testele experimentale cu un raport de compresie absurd de mare pentru acest motor (raport de comprimare de 13). În plus, în testele experimentale s-a constatat că în zona cea mai îndepărtată de bujie, hidrocarburile pe pereții chiulasei sunt minime. Având în vedere acest lucru, ar trebui analizată arderea din cilindru în detaliu.



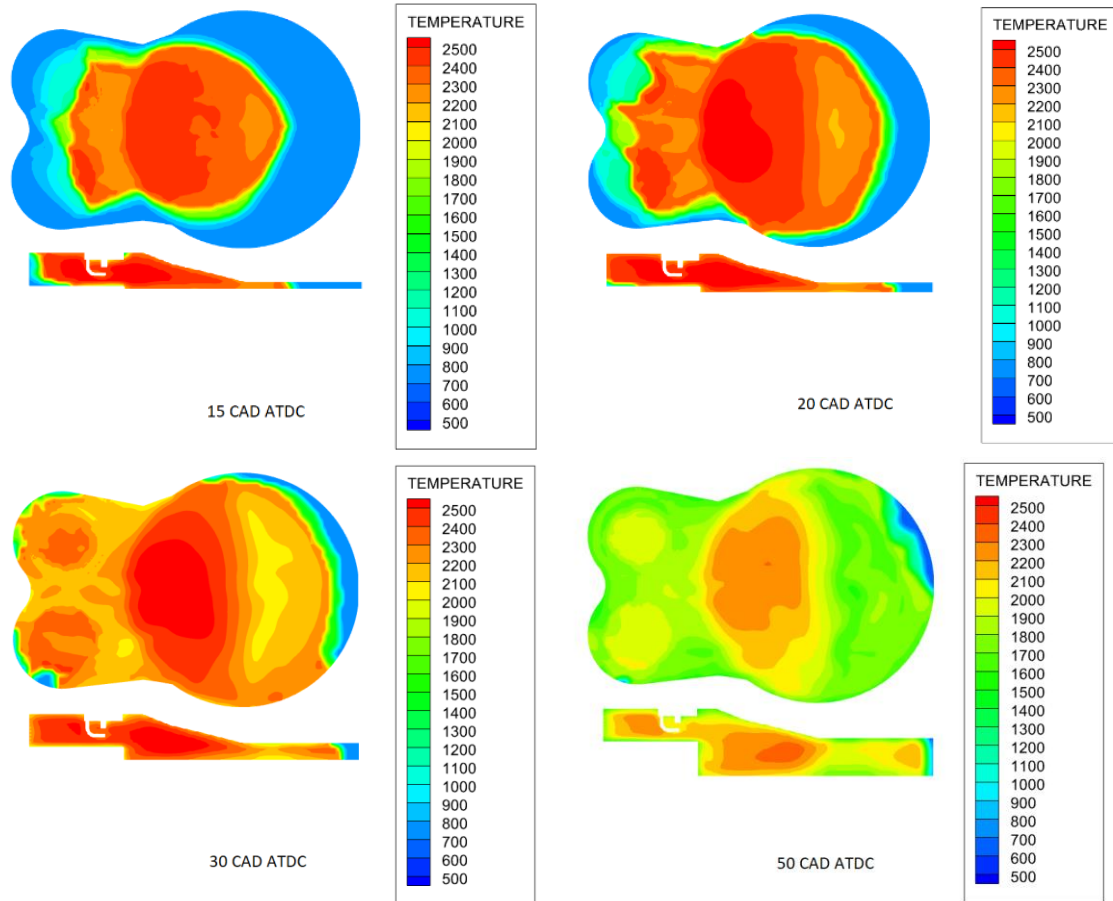
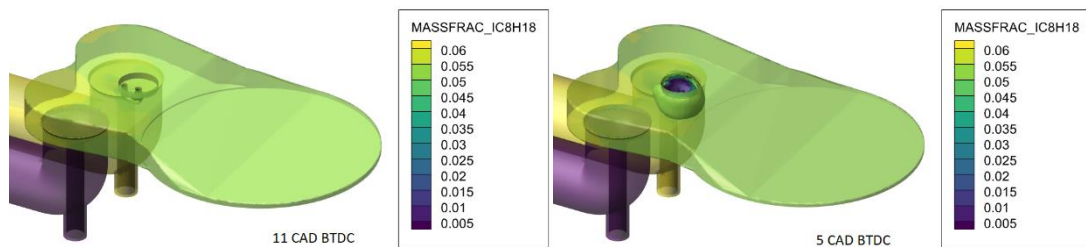


Figura 3.9. Temperatura din cilindru – Simulare CFD

Figura 3.43 prezintă fracția de masă pentru combustibilul utilizat (izo-octan iC_8H_{18}). Pentru o mai bună vizualizare a modului în care combustibilul este consumat în cilindru, au fost create trei izo-suprafețe pentru următoarele valori: 0,01, 0,03 și 0,05. Izo-suprafața reprezintă o suprafață creată din puncte cu valori constante. Aceasta este un analog tridimensional pentru izolinie.

Dacă anterior s-a afirmat că - pentru simulare - combustia începe la 5 grade după producerea scânteii, se poate observa în figura 3.43 că avem o primă izo-suprafață pentru o fracție de masă de 0,05 la 4 grade după producerea scânteii. Aceasta ne indică faptul că procesul de ardere începe cu 1 grad mai devreme. La 5 grade după producerea scânteii este clar cum crește nucleul flăcării și consumă combustibilul din vecinătatea sa. Analiza fracției de masă la sfârșitul procesului de ardere arată că rămâne combustibil neoxidat în regiunea cea mai îndepărtată de bujie. Acest lucru se observă, de asemenea, în figura 3.42, unde temperatura în acea zonă este mai scăzută decât în restul camerei de ardere.



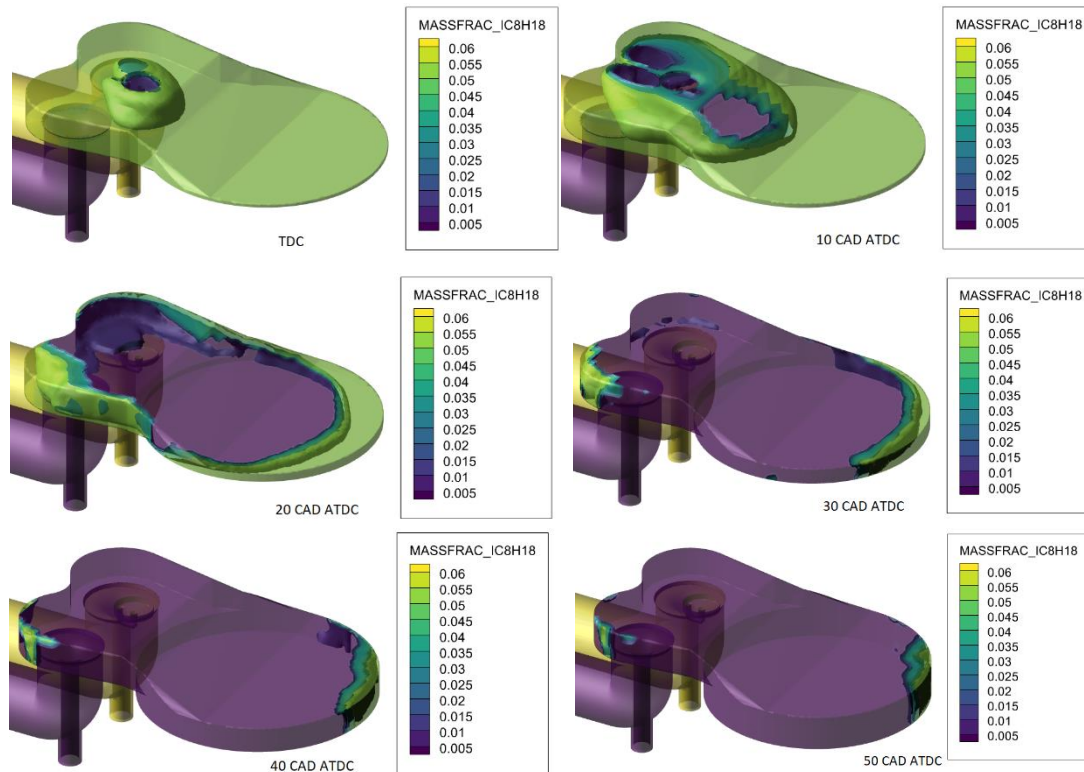


Figura 3.10. Frația de masă

3.8. Concluzii parțiale

Predictibilitatea evoluției presiunii în cilindru depinde de multe variabile introduse în modelul numeric. Astfel, primul lucru analizat este geometria motorului, care poate introduce erori încă de la începutul simulării. Uzura motorului și toleranțele de construcție pot introduce, de asemenea, erori. Calitatea rețelei de discretizare este strâns legată de modelul de turbulență utilizat. În cazul în care fluidul introdus în cilindru nu este pre-amestecat (se utilizează simularea prin pulverizare), trebuie acordată o atenție deosebită vârtejurilor și modului în care se realizează amestecul gazelor reziduale cu aerul proaspăt și combustibilul pulverizat.

Simularea combustiei în motoarele cu aprindere prin scânteie depinde de mecanismele de reacție chimică și de combustibilul surrogat utilizat. Predictibilitatea evoluției presiunii în cilindru este strâns legată de aceste mecanisme. Modelele complexe de reacții chimice necesită resurse de calcul ridicate.

Modelul de transfer de căldură are un impact ridicat asupra predictibilității presiunii în cilindru, deoarece influențează cantitatea de combustibil captată în cilindru, inițierea combustiei și modul de eliberare a căldurii în cilindru.

În cele din urmă, modelul numeric aplicat pentru a prezice presiunea în cilindru a utilizat un model de turbulență RANS - RNG, modelul de transfer de căldură a fost cel propus de Angelberger, iar pentru simularea combustiei a fost utilizat un mecanism simplu de reacție chimică care utilizează izo-octanul ca și combustibil. Au fost efectuate mai multe simulări, iar presiunea medie prezisă a fost comparată cu presiunea medie obținută experimental.

Eroarea absolută pentru predicția presiunii în cilindri a fost de -0,05 bar, iar eroarea relativă a fost de -2,76%. Semnul negativ indică faptul că presiunea medie obținută în urma simulării este mai mare decât presiunea medie obținută experimental. Cu toate acestea, dacă se ia în considerare variația de presiune a ciclurilor motorului (experimental și simulat), se va observa că suprapunerea graficelor este mai bună..

Capitolul 4. Concluzii, contribuții și recomandări

4.1. Concluzii finale

Studiul literaturii de specialitate și a lucrărilor științifice arată că injecția de apă la sarcină maximă îmbunătățește performanțele motoarelor cu ardere internă. Cele mai reprezentative rezultate sunt creșterea puterii maxime și scăderea consumului specific de combustibil. Răcirea internă a motorului permite ca motorul să funcționeze cu un avans la scânteie (sau avans la injecție pentru motorul diesel) mai mare. Majoritatea articolelor de specialitate nu publică toate informațiile și reglajele privind motorul pentru cazurile cu injecție de apă și fără injecție de apă. În aceste cazuri, repetabilitatea testelor este imposibilă. S-a observat, de asemenea, că injecția de apă are un efect de inhibare a arderii cu detonație.

În ceea ce privește emisiile poluante, s-a observat o creștere a emisiilor de hidrocarburi și o scădere a emisiilor de oxizi de azot. Scăderea emisiilor de azot se datorează scăderii temperaturii camerei de ardere. S-a observat, de asemenea, o scădere a temperaturii gazelor de evacuare datorită modificării compoziției chimice a gazelor motorului.

Testele experimentale au arătat că efectele injecției directe de apă depind de momentul injecției de apă și de raportul apă/combustibil utilizat. Astfel, se pot face următoarele clarificări:

- Injecția directă de apă efectuată în procesul de comprimare poate întârzia aprinderea cu până la 2,3 grade. Fără injecție de apă, întârzierea este de 0,5 grade la 3000rpm.
- Injecția directă de apă efectuată la sfârșitul procesului de comprimare, dar înainte de producerea scânteii mărește timpul de ardere.
- Injecția directă de apă efectuată după formarea nucleului de flacără scurtează timpul total de ardere.
- Injecția directă de apă la mijlocul sau la sfârșitul arderii "omoadă" combustia în cilindru.
- Injecția directă de apă efectuată la sfârșitul procesului de ardere poate crește performanța motorului cu până la 2,3%. În același timp, dacă cantitatea de apă injectată este mai mare, aceasta va provoca răcirea internă a motorului și va reduce presiunea din cilindru (apa absoarbe căldura din gazele arse, nu doare de pe suprafețele metalice ale motorului).

Injecția în galeria de admisie este cel mai ușor de implementat pe vehiculele de serie și este, de asemenea, mai puțin costisitoare. S-a observat că injecția de apă îmbunătățește combustia pentru rapoartele de comprimare analizate. Avansul la aprindere pentru testele experimentale a fost ajustat la limita de detonație pentru a obține performanța maximă pentru fiecare determinare, iar amestecul aer-combustibil a fost întotdeauna stoichiometric prin modificarea timpului de injecție a combustibilului în defavoarea modificării debitului de aer admis (modificarea poziției clapetei de accelerație). Analiza diagramelor extrase în timpul determinărilor arată că raportul optim apă/combustibil depinde de raportul de comprimare utilizat. Pentru un raport de comprimare de 7,5 s-a constatat că cea mai mare cantitate de energie eliberată în timpul procesului de combustie se obține atunci când se utilizează un raport apă/combustibil cuprins între 0,71 și 1,00.

Pe măsură ce raportul de comprimare crește, s-a observat că raportul optim apă/combustibil scade. Conform datelor experimentale, pentru un raport de comprimare de 11,7, cea mai mare cantitate de energie eliberată este atunci când se utilizează un raport apă/combustibil cuprins între 0,42 și 0,71, iar pentru un raport de comprimare de 13, cele mai bune rezultate înregistrate sunt pentru un raport apă/combustibil de 0,42. Comparând aceste

rezultate, se poate observa că injecția de apă în galeria de admisie îmbunătățește combustia, în special în regimurile de ardere dificilă.

Pe de altă parte, dacă se analizează întreg ciclul motor, se observă că, lucrul mecanic maxim indicat este pentru cazul în care nu se injectează apă. Acest fenomen se datorează faptului că lucrul mecanic consumat pentru pompare (a vaporilor de apă) este mai mare. Acest lucru mecanic suplimentar poate fi eliminat prin adaptarea profilului arborelui cu came la noile condiții de lucru sau prin adăugarea unui turbocompresor. Răcirea internă a motorului a fost posibilă cu ambele tipuri de injecție de apă. Avansul maxim al scânteii depinde de raportul apă-combustibil utilizat.

În ceea ce privește emisiile poluante, s-a observat că nivelul maxim de NO_x produs depinde de raportul de comprimare, de avansul la aprindere și de raportul apă/combustibil utilizat. Astfel, creșterea avansului la aprindere tinde să supraîncălzească motorul, iar nivelul de NO_x crește foarte mult. În cazul în care avansul este prea mare și arderea este cu detonație, nivelul de NO_x nu are aceeași creștere agresivă. În cazul arderii cu detonație, se înregistrează o creștere a nivelului de CO și HC și o scădere a nivelului de CO₂ produs.

Pentru un raport apă/combustibil de 1,0, s-a observat că emisiile de NO_x scad cu până la 80%. Pe de altă parte, dacă se obține un raport optim apă/combustibil în funcție de raportul de comprimare, se observă că nivelul de CO scade, nivelul de CO₂ crește, iar emisiile de HC au o variație mică.

Modelul numeric a fost realizat în Converge CFD pentru arderea fără injecție de apă. Simularea fluxului rece arată că modelele de turbulențe analizate prevăd turbulențe de intensitate diferită. Cea mai mare turbulență în cilindru este prezisă de modelul de turbulență RANS, urmat de LES și DES. În același timp, dacă analizăm evoluția câmpului de viteze, observăm o formare diferită de vârtejuri pentru cele trei modele de turbulențe. Aceste diferențe pot avea o influență în cazul în care analizăm amestecul de combustibil cu aer sau în cazul injecției directe în cilindru. Deoarece pentru simularea combustiei motorului se utilizează un pre-amestec, influențele acestor modele de turbulență sunt minime.

Studiul comparativ al mecanismelor de reacție arată diferențe clare între modelele utilizate. În cazul în care se utilizează modele complexe de combustie, sunt necesare mai multe resurse de calcul sau mai mult timp pentru rezolvarea ecuațiilor. Pe de altă parte, modelele simple de combustie nu reproduc toate reacțiile din combustibilul real, dar ecuațiile pot fi rezolvate pe stațiile de lucru într-un interval de timp rezonabil.

Influența modelelor de transfer de căldură asupra predictibilității presiunii în cilindri este semnificativă. În primul rând, modelul de transfer de căldură influențează predictibilitatea presiunii în timpul destinderii gazelor fierbinți. În al doilea rând, conform simulărilor diferitelor modele de transfer de căldură, este influențată formarea nucleului de flacără și inițierea reacțiilor în cilindru prin modificarea modului în care căldura este eliberată în cilindru. Presiunea maximă din cilindru și presiunea din timpul destinderii gazului vor fi de asemenea puternic influențate de modificarea curbei de eliberare a căldurii. Pentru a reduce aceste diferențe, timpul de ardere este limitat, conform datelor experimentale preluate de pe stand.

Predictibilitatea evoluției presiunii în cilindru depinde de toate modelele prezentate mai sus. În cele din urmă, s-a ales utilizarea combustibilului primar izo-octan împreună cu un mecanism chimic simplu pentru modelul numeric final. Modelul de turbulență ales este RANS RNG, iar pentru modelul de transfer de căldură de perete a fost ales modelul propus de Angelberger. După calibrarea modelului numeric cu datele de intrare preluate de la stand, au fost rulate mai multe simulări. Eroarea absolută dintre datele experimentale și modelul numeric este de -0,05bar, iar eroarea relativă este de -2,76%. Semnul negativ indică faptul că presiunea medie obținută în urma simulării este mai mare decât presiunea medie obținută experimental. Cu toate

acestea, dacă se ia în considerare variația de presiune a ciclurilor de motor (experimental și simulat), se va observa că suprapunerea graficelor este mai bună.

4.2. Contribuții personale

Literatura de specialitate și lucrările științifice au arătat că nu există suficiente informații publice cu privire la impactul injecției de apă asupra combustiei în motoarele cu aprindere prin scânteie. De asemenea, sunt deficiențe în ceea ce privește injecția de apă și emisiile poluante la sarcini parțiale.

Identificarea sistemelor de injecție de apă utilizate în literatura de specialitate și limitările acestor sisteme au conturat o primă imagine a standului experimental de injecție de apă care trebuie să lucreze cu cele două tipuri de injecție în mod individual. O altă condiție a fost ca toți parametri de funcționare ai motorului și ai sistemelor de injecție cu apă să poată fi controlați și monitorizați în timp real.

Al doilea an de doctorat a început cu provocarea de a dezvolta un stand experimental de injecție de apă la Universitatea din Minho, în Portugalia. Acolo, a trebuit să pun în practică ceea ce studiasem și, în același timp, să studiez domenii conexe pentru a rezolva problemele care au apărut în timpul realizării standului experimental sau în timpul testelor experimentale.

Efectuarea testelor experimentale necesită un stand complet funcțional. Așadar, mai întâi s-a făcut o revizie completă a motorului cu ardere internă și, cu această ocazie, s-au făcut măsurători ale pieselor pentru a realiza modelul 3D. Majoritatea problemele tehnice au fost rezolvate, iar motorul a fost reasamblat pe stand împreună cu frâna electrică și senzorii aferenți.

Pentru a modifica rapoartele de comprimare au fost proiectate și fabricate chiulase noi cu camera de ardere mai mică (pentru a crește raportul de comprimare). Din cauza timpului lung de așteptare și de producție a chiulasei pe mașinile-unelte cu comandă numerică, o parte din chiulase au fost produse manual pe mașinile-unelte disponibile în laborator. Înlocuirea chiulasei necesită schimbarea garniturii de chiulasă. Schimbarea formei camerei de ardere a necesitat reproiectarea formei garniturii. Din cauza timpului de execuție lung (peste o lună) pentru decuparea cu laser, garnitura de chiulasă a fost realizată manual din metal (cupru și aluminiu) în diferite grosimi (pentru a putea ajusta raportul de comprimare mai bine).

În timpul testelor experimentale cu injecție de apă în motorul cu ardere internă, au început să apară probleme tehnice. Din cauza șocurilor termice ciclice amplificate de injecția directă de apă a fost distrusă garnitura de chiulasă. Astfel s-a impus creșterea momentului de strângere a șuruburilor, peste valoarea recomandată de producător. Blocul motor este realizat dintr-un aliaj de aluminiu cu rezistență mecanică scăzută. Din acest motiv, a fost necesară modificarea sistemului de strângere a prezoanelor pentru ca motorul să poată funcționa în noile condiții de lucru cu un cuplu de strângere mai mare.

Analiza gazelor de evacuare a fost posibilă datorită măsurilor de siguranță suplimentare. Pentru a reduce cantitatea de apă care poate pătrunde în analizorul de emisii poluante, a fost dezvoltat un răcitor de gaze cu separarea condensului. Scopul acestui dispozitiv este de a proteja senzorii din stația de măsurare a emisiilor poluante în timpul testelor experimentale cu injecție de apă, deoarece cantitatea de apă din gazele de evacuare este mult mai mare decât în condiții normale de funcționare.

Au fost efectuate modificări ale instalațiilor electrice pentru controlul motorului și achiziția de date, pentru a putea adăuga senzori suplimentari în funcție de testele experimentale efectuate. De asemenea, au fost realizate hărțile de amestec aer-combustibil și de aprindere pentru motorul studiat în funcție de raportul de comprimare și în funcție de raportul apă/combustibil utilizat.

Modul de realizare a testelor experimentale și de achiziție a datelor, împreună cu alegerea strategiilor de injecție directă de apă dovedesc originalitatea tezei de doctorat, deoarece abordează teme științifice care nu au fost studiate până în prezent.

Prezentarea temei de doctorat echipei Converge CFD și solicitarea de suport tehnic au pus bazele unei noi colaborări între Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați și echipa Converge, furnizând astfel licență academică pentru dezvoltarea modelului numeric al tezei.

S-au efectuat simulări numerice și studii comparative pentru a analiza impactul modelelor de reacții chimice asupra degajării de căldură în timpul procesului de combustie și a predictibilității presiunii în cilindru. Au fost realizate studii privind diferențele dintre modelele de transfer termic (modelul GRU-Unimore, modelul Angelberger, modelul O'Rourke și modelul Han - Reiz) și impactul acestora asupra combustiei și predictibilității presiunii în cilindri. De asemenea, au fost realizate studii comparative între modelele de turbulență LES, DES și RANS și o analiză a vitezelor de curgere în cilindru.

4.3. Recomandări și perspective

Teza abordează un subiect de interes actual și deschide noi direcții de cercetare în domeniul motoarelor cu ardere internă:

1. Motoarele cu ardere internă vor continua să fie utilizate ca sursă principală de energie mecanică și pot fi folosite ca grup motor-generator pentru creșterea autonomiei vehiculelor electrice până la dezvoltarea infrastructurii rețelei de încărcare. În ceea ce privește utilizarea motoarelor cu ardere internă ca range-extender, ar trebui să se acorde atenție motoarelor cu capacitate cilindrică mică.

2. Studiul injecției de apă în motoarele cu ardere internă cu capacitate cilindrică mare, care funcționează la turații reduse.

3. Studiul efectelor injecției directe de apă în motoarele care utilizează ciclul Atkinson sau pentru motoarele care utilizează bariere termice cu acoperire ceramică.

4. Studiul efectelor injecției directe de apă în motoarele care utilizează biocombustibili sau combustibili cu ardere rapidă.

5. Studiul efectelor injecției de apă în motoarele cu raport de comprimare variabil.

6. Studiul efectelor injecției de apă în motoarele cu ardere internă care utilizează sisteme de distribuție OHC sau DOHC.

Modelul numeric dezvoltat acoperă o parte din testele experimentale efectuate. Modelul numeric poate fi dezvoltat în continuare pentru următoarele scenarii:

1. Verificarea modelului numeric pentru funcționarea cu rapoarte de comprimare mari și foarte mari.

2. Verificarea modelului și al turbulențelor atunci când este pulverizat combustibilul.

3. Studiul turbulențelor și al combustiei atunci când se utilizează injecția de apă în galeria de admisie.

4. Studiul turbulențelor și al combustiei atunci când se utilizează injecția directă de apă.

5. Studiul compoziției chimice a gazelor reziduale atunci când se utilizează injecția de apă și impactul asupra ciclului ulterior.

6. Inducerea de turbulențe suplimentare în cilindru și impactul acestora asupra combustiei.

Lista lucrărilor publicate

Web of Science

1. **Frățița, Michael**; Popescu, Florin; Martins, Jorge; Brito, F. P.; Costa, Tiago, *Direct water injection and combustion time in SI engines*, Published in Energy Reports 2021, Tmrees, EURACA, 28 to 30 May 2021, Athens, Greece
DOI: 10.1016/j.egyr.2021.07.061
2. **Frățița, Michael**; Popescu, Florin; Martins, Jorge; Brito, F. P.; Costa, Tiago, *Water injection as a way for pollution control*, Published in Energy Reports 2021, Tmrees, EURACA, 28 to 30 May 2021, Athens, Greece
DOI: 10.1016/j.egyr.2021.07.099
3. **Frățița, Michael**; Popescu, Florin; Martins, Jorge; Brito, F. P.; Costa, Tiago; Ion, Ion, *Water injection in spark ignition engines-Impact on engine cycle* Published in Energy Reports 2021, Tmrees, EURACA, 28 to 30 May 2021, Athens, Greece
DOI: 10.1016/j.egyr.2021.07.113
4. Calin, Cristina; Ion, Ion V.; Rusu, Eugen; **Frățița, Michael**, *Performance analysis of a RDF gasification and solar thermal energy based CCHP system*, Published in Energy Reports 2021, 6th International Conference on Advances on Clean Energy Research, ICACER 2021 April 15–17, 2021, Barcelona, Spain
DOI: 10.1016/j.egyr.2021.06.032
5. **Frățița, M.**; Uzuneanu, K.; Balanescu, D. T., *About I-beam versus H-beam connecting rod design using Inventor Autodesk 2018*, The 8th International Conference on Advanced Concepts in Mechanical Engineering, ACME2018 Iasi, Romania
DOI: 10.1088/1757-899X/444/7/072008

Scopus

1. **Frățița, M.**, Uzuneanu, K., Popescu, F., Ion, I., *The analysis of the thermal barrier coating using Ansys software*, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2020, 997(1), 012143, ACME2020, Iasi, Romania
DOI:10.1088/1757-899X/997/1/012143
2. **Frățița, M.**, Popescu, F., Uzuneanu, K., Ion, I.V., Angheluță, C.M., *About Structural and Thermal Analysis of Diesel Engine Piston Using Ansys Software*, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2019, NACOT2019, Galati, Romania
DOI: 10.1088/1757-899X/595/1/012041
3. **Frățița, M.**, Popescu, F., Uzuneanu, K., Mereuță, V., Ion, I., *Fatigue analysis of the connecting rod in internal combustion engines*, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2019, 485(1), 012008, UGALMAT2019, Galati, Romania
DOI: 10.1088/1757-899X/485/1/012008
4. Chirica, I., Angheluta, C.M., Perijoc, S.D., Hobjilă, A.I., **Frățița, M.** *Mesh independence of a transient multiphase fluid-solid interaction*, Journal of Physics: Conference Series, 2019, 1297(1), International Scientific Conference SEA-CONF 2019
DOI: 10.1088/1742-6596/1297/1/012026

Bibliografie

- [1] M. S. Kuhring, "WATER AND WATER-ALCOHOL INJECTION IN A SUPER CHARGED JAGUAR AIRCRAFT ENGINE," *Canadian Journal of Research*, 1938.
- [2] D. D. L, S. Ortanderl and D. Eames, "Revisiting Water Injection for Commercial Aircraft," in *SAE Technical Paper*, 2004.
- [3] "Water injection (engine)," Wiki, [Online]. Available: [https://en.wikipedia.org/wiki/Water_injection_\(engine\)](https://en.wikipedia.org/wiki/Water_injection_(engine)).
- [4] K. Ernst, "Cars of Futures Past - 1962-1963 Oldsmobile Jetfire," [Online]. Available: <https://www.hemmings.com/stories/2013/04/18/yesterdays-car-of-tomorrow-1962-1963-oldsmobile-jetfire>.
- [5] D. Hayhoe, "Formula 1 - Engine Rule," [Online]. Available: http://www.formula1-dictionary.net/engine_rule_changes_history.html.
- [6] Wiki, "Formula One Engines," [Online]. Available: https://en.wikipedia.org/wiki/Formula_One_engines.
- [7] Christophe, "Injection water in formula 1 - Renault," [Online]. Available: <https://www.econology.info/injection-water-in-formula-1-renault/>.
- [8] Bosch, "Water injection," [Online]. Available: https://ru.bosch-automotive.com/en/news_and_extras/water_instead_of_gasoline/water_instead_of_gasoline_1.
- [9] J. C. PORTER, "ALCOHOL-WATER INJECTION FOR HIGH COMPRESSION ENGINES," SAE International, Northern Regional Research Laboratory, Peoria, Illinois, 1950.
- [10] R. B. Melton, S. J. Lestz, R. D. Quillian and E. J. Rambie, "Direct water injection cooling for military engines and effects on the diesel cycle," *Symposium (International) on Combustion*, vol. 15, no. 1, pp. 1389-1399, 1975.
- [11] W. D. Weatherford and R. D. Quillian, "Total Cooling of Piston Engines by Direct Water Injection," in *Society Automotive Engineers*, Philadelphia, 1970.
- [12] J. E. Nicholls, I. A. El-Messiri and H. K. Newhall, "Inlet Manifold Water Injection Inlet Manifold Water Injection — Theory and Experiment," in *International Automotive Engineering Congress and Exposition*, 1969.
- [13] S. Brusca and R. Lanzafame, "Water Injection in IC - SI Engines to Control Detonation and to Reduce Pollutant Emissions," in *SAE International Spring Fuels & Lubricants Meeting*, Yokohama, Japan, 2003.
- [14] R. Vigneswaran and K. Annamalai, "Reduction of Emissions by Diesel-Water Emulsion," *International Journal of ChemTech Research*, vol. 7, no. 4, pp. 1808-1813, 2015.
- [15] M. Cordier, M. Lecompte and L.-M. Malbec, "Water Injection to Improve Direct Injection Spark Ignition Engine Efficiency," in *SAE International*, 2019.
- [16] Q. Zhang, Y. Pei, Y. An, Z. Peng and J. Qin, "Study of water direct injection on knock control and combustion process of a high compression ratio GDI engine," vol. 306, no. 1, 2021.

- [17] Q. Zhang and Y. Pei, "Study of water direct injection on knock control and combustion process of a high compression ratio GDI engine," *Fuel*, vol. 306, no. 121631, 2021.
- [18] S. R. Shah, A. Maiboom, A. Maiboom, X. Tauzia and X. Tauzia, "Experimental study of Inlet Manifold Water Injection on a Common Rail HSDI automobile Diesel Engine, compared to EGR with respect to PM and NOx Emissions and Specific Fuel Consumption," in *SAE International*, 2009.
- [19] C. Wang, F. Zhang, E. Wang, C. Yu and H. Gao, "Experimental study on knock suppression of spark-ignition engine fuelled with kerosene via water injection," *Applied Energy*, vol. 242, pp. 248-259, 2019.
- [20] R. Golzari, H. Zhao, J. Hall and M. Bassett, "Impact of intake port injection of water on boosted downsized gasoline direct injection engine combustion, efficiency and emissions," *International J of Engine Research*, vol. 22, no. 1, pp. 295-315, 2021.
- [21] B. Chen, L. Zhang, D. Zi and X. Chen, "Investigating Effects of Water Injection on Availabilities of a Turbocharged Gasoline Direct Injection Engine," *J Energy*, vol. 145, no. 6, 2019.
- [22] Y. Fan, T. Wu and D. Xiao, "Effect of port water injection on the characteristics of combustion and emissions in a spark ignition direct injection engine," *Fuel*, vol. 283, no. 119271, 2021.
- [23] N. Miganakallu, J. D. Naber, S. Rao and W. Atkinson, "Experimental Investigation of Water Injection Technique in Gasoline Direct Injection Engine," in *CEF2017*, Seattle, Washington, USA, 2017.
- [24] European Environment Agency, "Adoption of the EU Euro emissions standards for road vehicles in Asian countries," [Online]. Available: <https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/figures/number-of-international-environmental-agreements-adopted-1>.
- [25] European Commission, "Emissions in the automotive sector," [Online]. Available: https://ec.europa.eu/growth/sectors/automotive/environment-protection/emissions_en.
- [26] Wikipedia, "European emission standards," [Online]. Available: https://en.wikipedia.org/wiki/European_emission_standards.
- [27] European Commission, "EU actions since Dieselgate," [Online]. Available: https://ec.europa.eu/growth/content/eu-actions-dieselgate_en.
- [28] Wikipedia, "Volkswagen emissions scandal," [Online]. Available: https://en.wikipedia.org/wiki/Volkswagen_emissions_scandal.
- [29] Bosch, "Bosch WaterBoost Technology – Official video," [Online]. Available: <https://www.youtube.com/watch?v=sNhnFusFI-g>.
- [30] D. Luria and Y. Taitel, "The Otto-Atkinson Engine - A New Concept in Automotive Economy," in *SAE Tehnical Paper*, Detroit, Michigan, 1982.
- [31] J. Zhao, "Research and application of over-expansion cycle (Atkinson and Miller) engines – A review," *Applied Energy*, vol. 185, no. 1, pp. 300-319, 2017.
- [32] J. Atkinson, "Gas engine". Patent US 336505, 16 02 1886.
- [33] Atkinson, "Gas engine". Patent US 367496., 02 08 1887.
- [34] J. Atkinson, "Utilite Engine". Patent 2492, 1892.

- [35] J. Benajes, J. Serrano and S. Molina, "Potential of Atkinson cycle combined with EGR for pollutant control in a HD diesel engine," *Energy Conversion and Management*, vol. 50, pp. 174-183, 2009.
- [36] T. Costa, J. Martins and F. Brito, "UMotor - PERFORMANCE EVALUATION OF A SMALL OVER-EXPANDED ENGINE USING 3D-CFD AND 1D ENGINE MODELS," in *CONEM 2018*, Salvador- Brasil, 2018.
- [37] L. G. Newman, "Five stroke internal combustion engine". Patent US6776144B1.
- [38] P. Murugadoss, H. Modi and G. Bansal, "Five Stroke Internal Combustion Engine," in *International Journal of Control Theory and Applications* , 2016.
- [39] ILMOR Engineering, "Five stroke engine," [Online]. Available: <http://www.ilmor.co.uk/capabilities/5-stroke-engine>.
- [40] M. M. Gasim, L. ChuiK and B. Anwar, "SIX STROKE ENGINE ARRANGEMENT," in *15th International Conference on Applied Mechanics and Mechanical Engineering*, 2021.
- [41] D.N.Thatoia and S. Gaur, "Design and thermal analysis of six stroke engine," in *Materials Today*, 2021.
- [42] E. Insider, "Working Principle of 6 Stroke Engine," [Online]. Available: <https://engineeringinsider.org/working-principle-6-stroke-engine/>.
- [43] E. MASTER, "EMU," [Online]. Available: <https://www.ecumaster.com/products/emu/>.
- [44] E. Master, "EMU Manual," [Online]. Available: https://www.ecumaster.com/wp/wp-content/uploads/2016/11/emu_manual.pdf.
- [45] National Instruments, "DATA ACQUISITION AND CONTROL," [Online]. Available: <https://www.ni.com/ro-ro/shop/hardware/products/multifunction-io-device.html>.
- [46] V. Ayhan, "Investigation of electronic controlled direct water injection for performance and emissions of a diesel engine running on sunflower oil methyl ester," *Fuel*, vol. 275, 2020.
- [47] Z. Liua, Z. Zhenga and Z. Zhang, "The effect of direct water injection on the combustion stability of a downsized boost engine under high compression ratios and load conditions," *Fuel*, vol. 308, no. 1, 2022.
- [48] Wikipedia, "LabVIEW," [Online]. Available: <https://en.wikipedia.org/wiki/LabVIEW>.
- [49] Pico, "PicoScope Automotive," [Online]. Available: <https://www.picoauto.com/library/waveform-library>.
- [50] Bosch Motorsport, "HP Injection Valve HDEV 5.2," [Online]. Available: <https://www.bosch-motorsport.com/content/downloads/Raceparts/en-GB/49510539208591115.html#/Tabs=49522187/>.
- [51] M. Günter and Schwarz Christian, *Combustion Engines Development*, Springer, 2012.
- [52] G. He and M. T. Wlodarczyk, "Evaluation of a Spark-Plug-Integrated Fiber-Optic Combustion Pressure Sensor," *SAE Technical Paper Series*, 1994.
- [53] O. Ulrich, R. Wlodarczyk and M. T. Wlodarczyk, "High-Accuracy Low-Cost Cylinder Pressure Sensor for Advanced Engine Controls," *SAE Technical Paper*, 2001.

- [54] Kistler, "Piezoelectric Measurement Technology: a Key Factor in Business Success for Industrial Manufacturers".
- [55] A. V. Bueno, J. A. Velásquez and L. F. Milanez, "Internal Combustion Engine Indicating Measurements," 2012.
- [56] Optrand, "Fiber Optic Sensors for Extreme Environments," [Online]. Available: <http://www.optrand.com/catalog/opcat2001large.pdf>.
- [57] Reciprocating Engine Combustion Diagnostics - In-Cylinder Pressure Measurement and Analysis, Springer, 2019.
- [58] M. I. Afandi, H. Adinanta and A. Setiono, "High resolution extensometer based on optical encoder for measurement of small landslide displacements," in *Journal of Physics: Conf. Series* 985, 2018.
- [59] M. Papoutsidakis, D. Piromalis and D. Tseles, "Rotation Sensors – A Brief Guide of Use of the Most Common Types," *International Journal of Computer Applications* (, vol. 179, 2018..
- [60] M. Tazerout, O. L. Corre and S. Rousseau, "TDC Determination in IC Engines Based on the Thermodynamic Analysis of the Temperature-Entropy Diagram," *SAE Technical Paper Series*, 1999.
- [61] M. Lapuerta, O. Armas and S. Molina, "Study of the compression cycle of a reciprocating engine through the polytropic coefficient," in *Applied Thermal Engineering* , 2003.
- [62] Yoshio Nakamura Honda Research & Development, "Small High-Speed, High-Performance Gasoline Engine," in *Society of Automotive Engineers*, San Francisco, 1964.
- [63] S. Byttner and Thorsteinn Rognvaldsson, "Estimation of combustion variability using in-cylinder ionization measurements," in *SAE International Fuels and Lubricants meeting*, San Antonio, USA, 2001.
- [64] L. Marchitto and C. Tornatore, "Individual Cylinder Combustion Optimization to Improve Performance and Fuel Consumption of a Small Turbocharged SI Engine," *Energies*, 2020.
- [65] L. N and Z. H, "Engine combustion instrumentation and diagnostics. SAE International.," *SAE International*, 2001.
- [66] A. B, J. V and L. M, "André B, José V, and Luiz M A new engine indicating measurement procedure for combustion heat release analysis," *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, p. 1657–1675, 2009.
- [67] Y. C, J. Cooney, Worm, D. Michalek and J. Naber, "Wiebe Function Parameter Determination For Mass Fraction Burn Calculation In An Ethanol-Gasoline Fuelled Si Engine," *Journal of KONES Powertrain and Transport*, vol. 15, no. 3, pp. 567-574, 2008.
- [68] AVL, "Manual AVL emission tester series 4000".
- [69] M. S. a. F. Inambao, "The Formation, Effects and Control of Oxides of Nitrogen in Diesel Engines," *International Journal of Applied Engineering Research* , vol. 13, no. 6, pp. 3200-3209, 2018.
- [70] M. Choi, Y.-H. Kwak, D. J. David B. Roth and J. Song, "Synergies of Cooled External EGR, Water Injection, Miller Valve Events and Cylinder Deactivation for the

- Improvement of Fuel Economy on a Turbocharged-GDI Engine; Part 2, Engine Testing,” in *SAE International*, 2019.
- [71] F. Michael, P. Florin, M. Jorge, B. F.P. and C. Tiago, “Direct water injection and combustion time in SI engines,” *Energy Reports*, 2021.
- [72] W. Perception, “YouTube - See Through Engine - 4K Slow Motion Visible Combustion (S1 • E1),” [Online]. Available: <https://www.youtube.com/watch?v=jdW1t8r8qYc>. [Accessed 15 01 2020].
- [73] M. Jorge, “Motores de Combustao Interna (4th edition, revised and extended),” ISBN: 978-989-723-033-2, 2013.
- [74] A. Kozina, G. Radica and S. Nizetic, “Analysis of methods towards reduction of harmful pollutants from diesel engines,” *Journal of Cleaner Production* , vol. 262 , 2020.
- [75] T. Engineering, “Combustion and Air Quality:,” [Online]. Available: https://www.teachengineering.org/activities/view/cub_airquality_lesson01_activity2. [Accessed 01 03 2021].
- [76] C. Tiago, M. Jorge, O. P. Brito F P and M. A. M, “The effect of ambient pressure on the heat transfer of a water spray,” *Applied Thermal Engineering* 152, pp. 490-498, 2019.
- [77] M. Frățița, K. Uzuneanu and D. T. Balanescu, “About I-beam versus H-beam connecting rod design using Inventor Autodesk 2018,” in *ACME2018*, Iasi, 2018.
- [78] M. P. F. U. K. I. I. A. C. Frățița, “About Structural and Thermal Analysis of Diesel Engine Piston Using Ansys Software,” in *NACOT2019*, Galati, 2019.
- [79] M. U. K. P. F. I. I. Frățița, “ The analysis of the thermal barrier coating using Ansys software,” in *ACME2020*, Iasi, 2020.
- [80] S. P. a. P. E. Richards K.J, “ CONVERGE 3.0,” Convergent Science, Madison, WI, 2022.
- [81] I. A. C. P. S. H. A. F. M. Chirica, “Mesh independence of a transient multiphase fluid-solid interaction,” 2019.
- [82] S. P. K. P. E. Richards K. J., CONVERGE 2.4 Manual, Madison, WI: Convergent Science, 2019.
- [83] C. Support, “Turbulence Modeling Scheme,” [Online]. Available: <https://www.cfdsupport.com/OpenFOAM-Training-by-CFD-Support/node346.html>. [Accessed 09 04 2021].
- [84] F. Popescu and I. I. Razvan Mahu, METODE NUMERICE DE REZOLVARE A ECUAȚIILOR DINAMICII FLUIDELOR REALE, Galati University Press, 2021.
- [85] H. J.O, Turbulence, NY: McGraw-Hill, 1975.
- [86] H. J. R., Subgrid Scale Modeling — An Introduction and Overview, 1979.
- [87] C. Online, “Large eddy simulation (LES),” [Online]. Available: [https://www.cfd-online.com/Wiki/Large_eddy_simulation_\(LES\)](https://www.cfd-online.com/Wiki/Large_eddy_simulation_(LES)). [Accessed 22 03 2021].
- [88] M. Germano, U. Piomelli and W. C. P. Moin, “ Dinamic Subgrid-Scale Eddy Viscosity Model,” in *Center for Turbulence Research*, Stanford, 1996.
- [89] D. Lilly, “A proposed Modification of the Germano Subgrid-Scale Closure Model,” pp. 633-635, 1992.

- [90] C. Online, "Wall-adapting local eddy-viscosity (WALE) model," [Online]. Available: [https://www.cfd-online.com/Wiki/Wall-adapting_local_eddy-viscosity_\(WALE\)_model](https://www.cfd-online.com/Wiki/Wall-adapting_local_eddy-viscosity_(WALE)_model). [Accessed 03 03 2021].
- [91] C. Online, "Detached eddy simulation (DES)," [Online]. Available: [https://www.cfd-online.com/Wiki/Detached_eddy_simulation_\(DES\)](https://www.cfd-online.com/Wiki/Detached_eddy_simulation_(DES)). [Accessed 03 03 2021].
- [92] K. M. L. R. Menter F, "Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model," in *Proceedings of the 4th International Symposium on Turbulence*, 2003.
- [93] M. L. Shur, P. R. Spalart, M. K. Strelets and A. K. Travin, "A hybrid RANS-LES approach with delayed-DES and wall-modelled LES capabilities," *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 29, p. 1638–1649, 2008.
- [94] L. B. E and a. S. B. I, "Application of the Energy Dissipation Model of Turbulence to the Calculation of Flow Near a Spinning Disc," *Letters in Heat and Mass Transfer*, vol. 1, no. 2, pp. 131-138, 1974.
- [95] I. Yavuz, "Refined turbulence models for simulation of IC -engine cylinder flows," West Virginia University, 2000.
- [96] Y. V and S. Orszag, "Renormalization Group Analysis of Turbulence I Basic Theory," *Journal of Scientific Computing*, vol. 1, no. 1, p. 1–51, 1986.
- [97] Y. V, S. Orszag, S. Thangam, G. T.B and S. C.G, " Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique,," *Physics of Fluids*, vol. 4, no. 7, pp. 1510-1520, 1992.
- [98] N. Viti, D. Valer and C. Gualtieri, "Numerical Simulation of Hydraulic Jumps. Part 2: Recent Results and Future Outlook," *Water*, vol. 11, no. 28, pp. 1-18, 2018.
- [99] C. Online, "K-epsilon models," [Online]. Available: https://www.cfd-online.com/Wiki/K-epsilon_models.
- [100] "Turbulence kinetic energy," Wikipedia, [Online]. Available: https://en.wikipedia.org/wiki/Turbulence_kinetic_energy. [Accessed 01 05 2021].
- [101] A. F. G. T. K. PS.Mani Sarathy, "Recent progress in gasoline surrogate fuels," *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 65, pp. 67-108, 2018.
- [102] P. W, C. N and D. F, "Development of an Experimental Database and Chemical Kinetic Models for Surrogate Gasoline Fuels," *SAE Technical Paper*, 2007.
- [103] S. Dooley, S. H. Wona, J. Heyne and T. I. Farouk, "The experimental evaluation of a methodology for surrogate fuel formulation to emulate gas phase combustion kinetic phenomena," *Combustion and Flame*, vol. 59, no. 1, pp. 1444-1466, 2012.
- [104] S. Tanaka and F. Ayala, "A reduced chemical kinetic model for HCCI combustion of primary reference fuels in a rapid compression machine," *Combustion and Flame*, vol. 133, pp. 467-481, 2003.
- [105] M. Jia and M. Xie, "A chemical kinetics model of iso-octane oxidation for HCCI engines," *Fuel*, vol. 85, pp. 2593-2604, 2006.
- [106] M. Mehl, W. J. Pitz, C. K. Westbrook and H. J. Curran, "Kinetic modeling of gasoline surrogate components and mixtures under engine conditions," *Proceedings of the Combustion Institute*, vol. 33, pp. 193-200, 2011.
- [107] S. A, F. A, C. A, F. T and R. E, "Skeletal mechanism reduction through species-targeted sensitivity analysis," *Combustion and Flame*, vol. 163, pp. 382-393, 2016.

- [108] P. d. Milano, "The CRECK Modeling Group," [Online]. Available: <http://creckmodeling.chem.polimi.it/menu-kinetics/menu-kinetics-detailed-mechanisms>. [Accessed 02 04 2021].
- [109] H. Wang, "Foundational Fuel Chemistry Model (FFCM-1)," Hai Wang's research group, [Online]. Available: <http://web.stanford.edu/group/haiwanglab/FFCM1/pages/FFCM1.html>. [Accessed 20 04 2021].
- [110] P. K. Senecal, E. Pomraning and R. K. J., "Multi-Dimensional Modeling of Direct-Injection Diesel Spray Liquid Length and Flam Lift-off Length using CFD an Parallel Detailed Chemistry," *SAE TECHNICAL PAPER SERIES*, 2003.
- [111] L. Yao-Dong, M. Jia, M.-Z. Xie and B. Pang, "Methodology, Enhancement on a Skeletal Kinetic Model for Primary Reference Fuel Oxidation by Using a Semidecoupling," *Energy and Fuel*, vol. 26, pp. 7069-7083, 2012.
- [112] A. J.C.G and H. R.A., "HCCI experiments with gasoline surrogate fuels modeled by a semidetailed chemical kinetic model," *Combustion and Flame*, vol. 156, pp. 842-851, 2009.
- [113] L. L. N. Laboratory, "Gasoline Surrogate," [Online]. Available: <https://combustion.llnl.gov/mechanisms/surrogates/gasoline-surrogate>. [Accessed 06 05 2021].
- [114] Intel, "Optimizing Performance with Intel Advanced Vector Extensions (AVX)," Intel, [Online]. Available: <https://www.intel.com/content/dam/www/public/us/en/documents/white-papers/performance-xeon-e5-v3-advanced-vector-extensions-paper.pdf>. [Accessed 15 06 2021].
- [115] A. G. Woschni, "Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine," *SAE 1967 Transactions-V76-A*, 1967.
- [116] H. ZHIYU and R. R. D, "A temperature wall function formulation for variable-density turbulent flows with application to engine convective heat transfer modeling," *Elsevier Science Ltd*, vol. 40, no. 3, pp. 613-625, 1997.
- [117] C. Angelberger and T. Poinso, "Improving Near-Wall Combustion and Wall Heat Transfer Modeling in SI Engine Computations," *Society of Automotive Engineers*, pp. 113-130, 1997.
- [118] W. Kasys and M. Crawford, *Convective Heat and Mass Transfer - Third Edition*, McGraw-Hill Inc, 1993.
- [119] B. Fabio and C. Giuseppe, "A modified thermal wall function for the estimation of gas-to-wall heat fluxes in CFD in-cylinder simulations of high performance spark-ignition engines," *Applied Thermal Engineering*, vol. 115, pp. 1045-1062, 2017.
- [120] S. Matteo, Andrea and F. D, "Assessment of the wall heat transfer in 3D-CFD in-cylinder simulations of high performance diesel engines," in *Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association, ATI2017*,, Lecce, Italy, 2017.
- [121] S. Y, A. I and I. F, "Research and Development of High-Speed, High-Performance, Small Displacement Honda Engines," *SAE International*.
- [122] Ugal, "HPC@UGAL," [Online]. Available: <https://www.hpc.ugal.ro/monitorizare/monitorizare-generala>. [Accessed 2021 09 12].

Curriculum vitae






Curriculum Vitae


Frățița Michael

PERSONAL INFORMATION

Frățița Michael



 Bd. G. Coșbuc, No. 23, Galați, ROMANIA
 0745553794
 michael.fratita@ugal.ro

Gender Male | Date of birth 31/07/1993 | Nationality Romanian

WORK EXPERIENCE

- 2019 – Present Teaching assistant at „Dunărea de Jos”, University of Galați
Department Thermal System and Road Vehicles
- 2018 – 2019 DA-SPACE Open Innovation to Raise Entrepreneurship Skills and Public Private Partnership in Danube Regio
Academic mentor in the project
- 2016 – 2018 Engineer at former ArcelorMittal Galați (LIBERTY Galați)
ArcelorMittal Galați – UTILITY Department
2017 – 2018 Process engineer at Turbogenerators and Turbo-blower
2016– 2017 Exploitation engineers at the Blowing Thermal Power Station
- 2015 Project assistant at ArcelorMittal Galați 2015 (2 months of Internship Program)
Project assistant on increasing the reliability of pumps supplying demineralised water to superheated steam boilers.

EDUCATION AND TRAINING

- 2018 – Present PhD at University "Dunărea de Jos" of Galați
Doctoral School of Mechanical and Industrial Engineering
- 2019 - 2020 PhD at Universidade do Minho Escola de Engenharia: Guimaraes, PT
- June – Aug 2018 Leadership ACT+ Academy
Training course on leadership skills teamwork, organizing and coordinating a team, time management, conflict management, goal setting, performance management
- 2016 - 2018 Master at University "Dunărea de Jos" of Galați
Faculty of Engineering - Computer Graphics and Modeling
- 2012 – 2016 Undergraduate studies
University "Dunărea de Jos" of Galați
Faculty of Engineering - Specialization Road Vehicles



Curriculum Vitae


 Frățița Michael

Native Language Romanian

Other language(s)

| | UNDERSTANDING | | SPEAKING | | WRITING |
|------------------|---------------|---------|--------------------|-------------|---------|
| | Listening | Reading | Spoken interaction | Oral speech | |
| English language | B1 | B1 | B1 | B1 | B1 |

SOCIAL SKILLS AND COMPETENCES

| | | | |
|------------------------|----------------------------------|---------------------------------|--------------------------------|
| Digital skills CFD | Converge CFD Independent user | Ansys Independent user | Tecplot Independent user |
| Digital skills FEM | Autodesk Inventor Expert user | Ansys Independent user | Autodesk Nastran Basic user |
| Digital skills CAD/CAM | Autodesk Inventor Expert user | Solid Works Independent user | AutoCAD Independent user |
| | | | CATIA V5 Independent user |

Competences The AMG and Unilever Engineers' League internships gave me the opportunity to develop my organizational and communication skills, meet deadlines and use analysis charts to see the real problem and find the root of it. During this time, I learned how important the team is, how to listen to my teammates and how to really lead a team.

Driving licence ▪ B Category

