



**Universitatea Națională de Știință și Tehnologie
POLITEHNICA București – Centrul Universitar
Pitești**

Școala doctorală „INGINERIA AUTOVEHICULELOR”

*„Contribuții privind ameliorarea performanțelor energetice și
ecologice ale motorului cu aprindere prin scânteie prin folosirea
metanului”*

Doctorand ing. Robert Marian POPA

Conducător științific: prof. univ. habil. dr. ing. Adrian CLENCI

Mentori: prof. univ. dr. ing. Florian IVAN
 conf. univ. dr. ing. Rodica NICULESCU
 S.l. dr. ing. Victor IORGA-SIMĂN
 Prof.univ. dr. ing. Nicolae ISPAS

Pitești

2025

Cuprins

Capitolul 1. Introducere si motivarea alegerii temei.....	4
Capitolul 2. Stadiul actual al cunoașterii în domeniu	6
Capitolul 3. Metodologia cercetării	10
Capitolul 4. Rezultate și interpretare.....	11
Concluzii finale și perspective	14
Contribuții personale	16
Listă de publicații.....	16

Rezumat

Capitolul 1. Introducere si motivarea alegerii temei

Principala provocare asociata arderii combustibililor fosili în motoarele cu ardere internă este emisia de CO₂ legată de încălzirea globală. Activitățile speciei umane au contribuit la o încălzire globală cu aproximativ un 1°C, [1]. Această creștere trebuie limitată la cel mult 1.5°C până în 2030, [2], iar pentru a atinge acest obiectiv, gazele cu efect de seră trebuie să fie reduse cu 45% față de nivelul din 2010, urmând ca neutralitatea carbonică să fie atinsă, în Europa, până în 2050, conform Acordului de la Paris, [3,4]. Pentru atingerea acestui obiectiv este vizat inclusiv sectorul transportului rutier, responsabil de aproximativ 25% din emisia de CO₂ din Uniunea Europeană. Cum electrificarea propulsiei este o soluție de preferat dar încă neaccesibilă (timp de încărcare, autonomie redusă), combustibilii alternativi sunt o soluție cel puțin pe termen scurt și mediu.

Gazul natural este cel mai bun înlocuitor deoarece este compatibil cu motorul convențional cu aprindere prin scântee și arde mult mai curat, fiind în principal compus din metan și generează emisii de CO₂ cu până la 30% mai mici prin comparație cu arderea benzinei, [5,6] [7]. Numarul de atomi de carbon mult mai redus din compoziția combustibilului dar și cifra octanică ridicată a metanului ce permite creșterea avansului sunt doua dintre principalele motive pentru care metanul are emisii de CO₂ mult mai scăzute. Dacă discutăm de biometan obținut din procesarea deșeurilor analiza ciclului total de viață devine și mai favorabilă.

Emisiile poluante sunt, de asemenea mai scăzute atunci când se utilizează metan. Spre exemplu, în [8,9] se menționează că hidrocarburile nearse (HC) dar și monoxidul de carbon (CO) sunt mult mai mici din cauza amestecării mult mai omogene a metanului cu aerul dar și a potențialului de solvent mult mai redus al gazului asupra peliculei de ulei. Specificul arderii metanului este că principala hidrocarbură nearsă este însăși metanul care are o reactivitate neglijabilă în ciclul smogului fotochimic, totuși, trebuie avut în vedere că potențialul de încălzire globală de peste 100 de ani al metanului este de 28 de ori mai mare decât al CO₂-ului.

Deoarece motoarele alimentate cu metan produc mai puțin NO, fum și particule, contribuția lor la formarea de ozon și smog este mult redusă în comparație cu vehiculele pe benzină, [5,10–12]. Totuși, la baleierea avansului la aprindere până la atingerea presiunii maxime posibile în cilindru, deci limitare mecanică, oxizii de azot s-au dovedit a fi mai mari [13].

În ciuda avantajelor sale evidente, lipsa infrastructurii reprezintă principalul obstacol în utilizarea pe scară largă a metanului, [14]. Deși numărul stațiilor de alimentare cu CNG este în continuă creștere (4235 dintre care 11 în România), numărul acestora este de aproximativ 9 ori mai mic în comparație cu stațiile de alimentare cu GPL (36564 în Europa dintre care 304 în România), [15].

Având în vedere contextul legislativ prezentat anterior privind provocările legate de reducerea încălzirii globale și debutul anevoios al vehiculelor electrice (timpul de încărcare, autonomia, acoperirea privind stațiile de încărcare, dezvoltarea unor stații de încărcare de putere) sunt motivele principale pentru care gazul metan este un înlocuitor de nădejde pentru combustibilii fosili convenționali folosiți în prezent. Așadar, principalul obiectiv al tezei este să aducă „Contribuții privind ameliorarea performanțelor energetice și ecologice ale motorului cu aprindere prin scântee prin folosirea metanului” obținut prin atingerea următoarelor misiuni succesive:

1. Înțelegerea soluțiilor actuale de alimentare cu gaz metan
2. Analiza stadiului actual al cercetărilor privind alimentarea cu gaz metan a motorului cu aprindere prin scântee
3. Realizarea unui motor prototip optimizat pentru funcționarea cu gaz metan (raport de comprimare ridicat, reglaj optimizat energetic pentru funcționarea cu metan)

4. Instrumentarea corespunzătoare a motorului prototip și integrarea completă în DAQ
5. Optimizarea energetică a prototipului pentru alimentarea exclusivă cu metan
6. Investigarea experimentală și numerică a prototipului care să-i illustreze caracteristicile alimentării cu gaz metan
7. Stabilirea viitoarelor perspective de dezvoltare/cercetare asupra subiectului

Teza este organizată în 4 părți (*figura 1*) ce debutează cu o introducere în subiectul abordat, înțelegerea contextului și prezentarea interesului pentru tema aleasă. În partea a doua se continuă cu un studiu în care sunt prezentate tehnologiile actuale de utilizare a gazului metan pentru autovehicule, studiu în urma căruia s-a fundamentat problema sistemelor actuale de alimentare cu gaz metan. Partea a treia cuprinde metodologia de cercetare în care sunt abordate atât investigații numerice pentru a înțelege cât mai bine fenomenele din interiorul prototipului cât și investigații experimentale pentru validarea celor numerice dar și pentru a demonstra potențialul gazului metan utilizat într-o abordare de optimizare exclusivă. Desigur, teza se încheie cu concluziile finale ale acestei cercetări, contribuțiile personale cât și perspectivele de cercetare rămase încă neabordate.

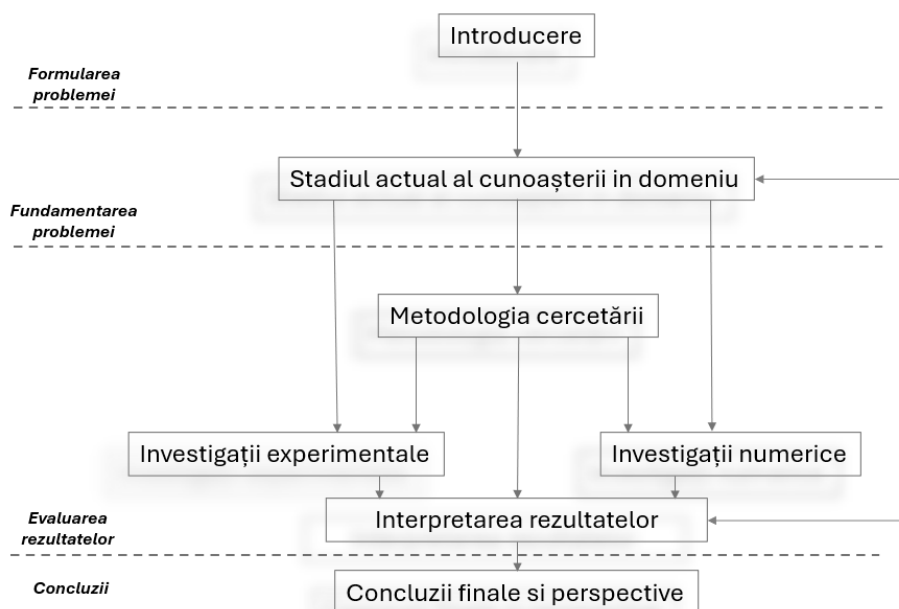


Fig. 1. Interpretarea grafică a organizării tezei

Capitolul 2. Stadiul actual al cunoașterii în domeniu

Interesul inițial pentru gaz natural în Europa a fost adesea motivat de crizele petroliere din anii '70, care au scos în evidență vulnerabilitatea dependenței de combustibilii fosili tradiționali. Țări precum Italia au fost printre pionieri, având o rețea de distribuție a gazului natural deja bine dezvoltată. Aici, vehiculele convertite la gaz natural au început să apară în număr mic, demonstrând fezabilitatea tehnică, [16,17].

Începutul anilor 2000 a marcat o perioadă de creștere accelerată pentru gazul natural comprimat (GNC) în transporturile europene. Germania, Suedia, și Austria au devenit lideri în promovarea GNC, sprijinind dezvoltarea infrastructurii și oferind stimulente fiscale pentru achiziția de vehicule alimentate cu GNC, [18].

Gazul metan a fost descoperit în România în anul 1909, în zona Sărmășel, județul Mureș, [19]. Prima stație publică de alimentare cu GNC din România a fost inaugurată în decembrie 2015, în Râmnicu Vâlcea, pe drumul european E81, de către Antares Group, [20]. Un moment semnificativ a fost inaugurarea, în octombrie 2023, a unei rețele extinse de stații de alimentare cu GNC pe coridorul Arad – Constanța. Dezvoltarea GNC în România este susținută și de cadrul legislativ național, care se aliniază directivelor europene privind combustibilii alternativi. Legea nr. 34/2017 a transpus o directivă europeană care vizează dezvoltarea infrastructurii pentru combustibili alternativi.

Gazul natural, așa cum este el utilizat de către consumatori, este foarte diferit de modul în care acesta se regăsește în puțurile de extracție. Gazul natural brut, obținut pe cale naturală (prin extracție) se găsește în 3 tipuri de puțuri: puțuri de ulei, puțuri de gaz sau puțuri condensate. Componentele principale ale gazului natural sunt metanul (~ 90%), etanul (~ 4,6%), propanul (~ 1%) și altele. Compoziția exactă se determină cu ajutorul unei cromatografii a gazului.

Metanul (CH_4) este cel mai simplu alcan și, prin urmare, cea mai simplă hidrocarbură saturată. În condiții normale de temperatură și presiune (0 °C și 1 atm), metanul este un gaz incolor și inodor în stare pură. Prin raportare la ceilalți cei mai utilizați combustibili fosili pentru autovehicule, metanul are același potențial ca benzina și motorina.

Cunoașterea limitelor de inflamabilitate contextul funcționării motoarelor cu aprindere prin scânteie (MAS), este necesară pentru a menține amestecul aer-combustibil în interiorul cilindrului într-un interval care să permită o ardere eficientă și controlată, evitând atât amestecurile prea sărace sau prea bogate, cât și detonația. Uneori, deși motorul funcționează în interiorul limitelor de inflamabilitate, o preocupare majoră este prevenirea detonației, care este o autoaprindere necontrolată, diferită de o simplă aprindere în afara limitelor. Cifra octanică (utilizată de obicei pentru benzină) și cifra metanică (utilizată de obicei pentru combustibilii gazoși) sunt indicatorii cheie care măsoară rezistența combustibilului la autoaprindere.

Cifra octanică (CO) este un indicator esențial al calității benzinei, care măsoară rezistența combustibilului la autoaprindere (detonație). Cifra octanică este determinată prin comparație cu un amestec de două hidrocarburi de referință: o hidrocarbură foarte rezistentă la autoaprindere căruia i s-a atribuit o cifră octanică de 100, reprezentată de *izo-octan* (2,2,4-trimetilpentan) și o hidrocarbură foarte susceptibilă la autoaprindere căreia i s-a atribuit o cifră octanică de 0 reprezentată de *n-heptan* ($\text{n-C}_7\text{H}_{16}$). Cifra octanică se determină utilizând un motor special de testare standardizat (motor CFR - Cooperative Fuel Research), [21], monocilindric, cu raport de comprimare variabil.

Cifra metanică (CM), [22–24], este un indicator al calității combustibililor gazoși, similară cu cifra octanică pentru benzină și cifra cetanică pentru motorină. La fel ca în cazul cifrei octanice, cifra metanică este o valoare numerică determinată prin comparație cu un amestec de două gaze de referință: metanul pur (CH_4) căruia i s-a atribuit o cifră metanică de 100, acesta fiind cel mai rezistent la autoaprindere și hidrogenul pur (H_2) căruia i s-a atribuit o cifră metanică 0.

Metanul având o cifră octanică ridicată (RON 125), fenomenul de detonație nu mai este prezent, prin urmare nici valorile avansului nu vor mai fi limitate, având astfel posibilitatea atingerii avansului ideal unde MBF 50 = (8-10) °CA, obținând maximul de eficiență.

Coeficientul stoichiometric, [25,26], reprezintă cantitatea exactă de aer necesară pentru arderea completă, fără exces de combustibil sau de oxigen. Dacă punem în balanța valorile coeficientului stoichiometric pentru metan (17.2) și benzina (14.7) putem concluziona că metanul necesită o cantitate mai mare de aer pe unitate de masă de combustibil pentru arderea stoichiometrică comparativ cu benzina. Prin urmare, deoarece metanul necesită mai mult aer pentru arderea stoichiometrică, motoarele concepute pentru alimentarea cu gaz natural trebuie să aibă un sistem de admisie a aerului dimensionat corespunzător pentru a permite un flux mai mare de aer. În cazul conversiei motoarelor pe benzină la gaz natural (retrofit), acest aspect poate fi o limitare, mai ales la turații și sarcini mari, unde "respirația" motorului devine critică.

La nivelul anului 2024, Europa numără peste 4.200 de stații de alimentare cu GNC, cea mai dezvoltată infrastructură pentru NGV aflându-se în Europa de Vest și Italia, [27],[28]. În anul 2025, România are o infrastructură publică de GNC extrem de limitată. Prima stație publică de alimentare cu GNC din România a fost inaugurată în 2015 de Antares Group. Unul dintre marile succese ale rețelei GNC europene este standardizarea completă. Timpul de alimentare al unui autoturism durează între 3 și 5 minute, un proces foarte similar cu cel al combustibililor lichizi. Din punct de vedere economic, GNC rămâne o alternativă foarte atractivă, reducerea cheltuielilor fiind de aproximativ 39.7% pentru benzină și de 22,4% în cazul motorinei.

Principala provocare a unui vehicul ce utilizează gaz natural ca sursă de alimentare cu combustibil este potențialul de efect de seră al metanului. Un gaz cu efect de seră este un gaz care absoarbe și emite energie radiantă. Principalele gaze cu efect de seră sunt: vaporii de apă (H_2O), dioxidul de carbon (CO_2), metanul (CH_4), protoxidul de azot (N_2O) și ozon-ul (O_3) - [29].

Prin sistem de alimentare se înțelege ansamblul de componente care alimentează motorul cu amestecul carburant în momentele și în cantitățile cerute de acel punct de funcționare. Un sistem de alimentare, este în general format (fără a se rezuma doar la acestea) din: rezervor de combustibil, conducte, filtru de combustibil, pompă de alimentare și injectoare. Sistemele de alimentare cu gaz metan pot fi folosite în combinație cu motoare cu aprindere prin comprimare (diesel dual-fuel) sau cu motoare cu aprindere prin scânteie, caz în care ne putem întâlni cu două situații posibile: funcționare bivalentă sau funcționare monovalentă. Emisia de dioxid de carbon scade cu 27,65% pentru 30% amestec gaz metan și cu 59.57% pentru 60% amestec cu gaz în cazul **sistemelor de alimentare diesel dual-fuel**. În ciuda cercetărilor realizate în domeniul dual-fuel, până la acest moment, nu sunt aplicații de serie în domeniul autovehiculelor mici destinate transportului de pasageri.

Sistemul de alimentare cu gaz metan în mod bivalent este caracteristic motoarelor cu aprindere prin scânteie și folosește, în mod alternativ, pe aceeași arhitectură motor, alimentarea cu benzină sau cu gaz metan. Dezavantajul principal al acestui sistem reprezintă compromisul făcut pentru funcționarea cu ambii combustibili. **Sistemul de alimentare cu gaz metan monovalent** [30] se concentrează pe optimizarea parametrilor motorului pentru utilizarea exclusivă cu gaz natural. Așadar, compromisurile făcute de obicei pentru a permite motorului cu aprindere prin scânteie să funcționeze în modul bicomustibil nu sunt prezente în această situație. **Sistemele retrofit** de alimentare a autovehiculelor cu gaz natural permit transformarea unui vehicul existent pentru a funcționa, pe lângă combustibilul inițial, și cu gaz natural.

Mercedes, Opel, Volkswagen, Audi au autovehicule de serie cu sisteme de alimentare cu gaz natural. Constructorii s-au confruntat cu diverse provocări tehnice privind fiabilitatea, performanța și autonomia vehiculelor, fiecare abordând strategii proprii dar totuși similare în ceea ce privește construcția motorului. **Prototipul Mahle** evidențiază în lucrarea [30] că doar prin utilizarea gazului metan pe un motor dezvoltat exclusiv, prin compararea cu un motor echivalent ce funcționează pe

benzină, emisia de CO₂ poate fi redusă cu aproximativ 20%. În plus, împreună cu tehnologia downsizing și cu creșterea raportului de comprimare, se aduce un plus de 7% în reducerea CO₂-ului, iar dacă se utilizează și tehnologia Stop-Start procentul total crește până la 31%.

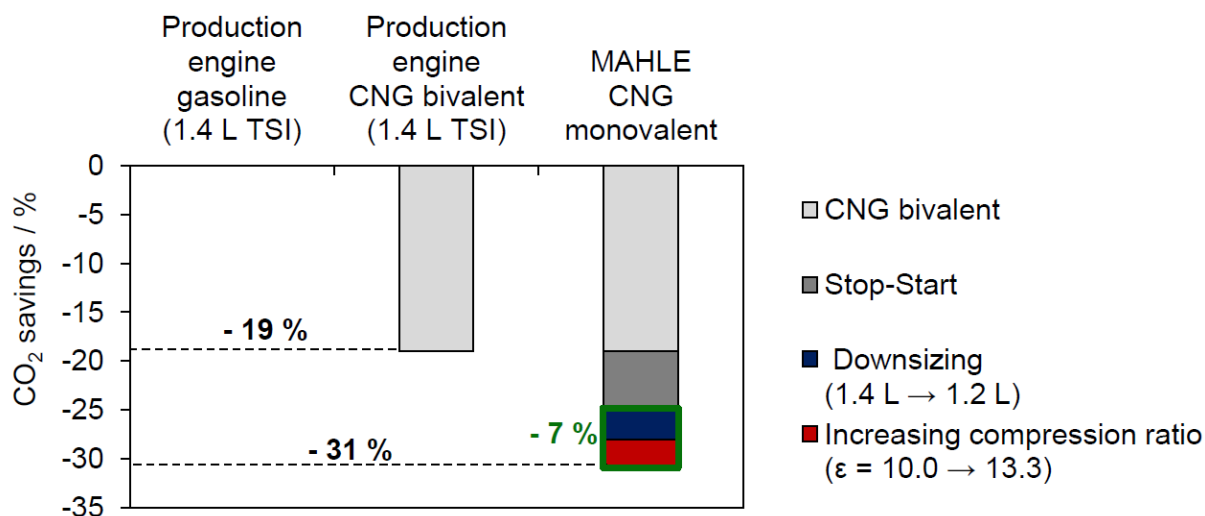


Fig. 2. Potențialul metanului de reducere a emisiei de CO₂, [30]

Deseori, s-a constatat că performanțele motorului au fost mai scăzute uneori chiar și cu 20% atunci când motorul este alimentat cu gaz natural. Totuși, nivelul emisiilor poluante a fost redus semnificativ. Această pierdere de performanță se explică prin deficiența de aer proaspăt pătruns în cilindru care pe medie este cu 12,3% mai mică comparativ cu funcționarea cu benzină, [31]. Această scădere a randamentului volumetric de umplere a motorului se datorează volumului ocupat de gazul metan în interiorul colectorului de admisie. Al doilea motiv pentru pierderea cuplului este propagarea scăzută a flăcării, [31–33], care este mai mică decât a benzinei. Aceasta înseamnă că pentru același avans la scânteie aplicat, durata arderii va fi mai mare pentru GNC. Creșterea avansului la aprindere pentru funcționarea în mod gaz natural pare să aducă diferențe de valori semnificative în comparație cu benzina. În consecință, creșterea avansului împreună cu eliminarea efectului de răcire al vaporizării combustibilului lichid duce la temperaturi mai ridicate în interiorul cilindrului, ceea ce explică valorile mai mari ale oxizilor de azot (NO_x) [34],[35].

Consumul specific efectiv, în toate testele efectuate de cercetători, a fost întotdeauna mai mic în cazul funcționării cu gaz metan, fapt ce poate fi explicat prin trei factori principali: puterea termică mai mare a GNC (49.2 MJ/kg) decât benzina (43,4 MJ/kg), arderea mai lentă în cazul gazului natural și mărirea avansului la aprindere aplicat în modul gaz. Acești 3 factori îmbunătățesc consumul specific efectiv cu 12% până la 20%.

În cazul oxizilor de azot (NO_x), s-a constatat o reducere a acestora cu o medie de 68%, [36], în condiții de sarcină plină, însă fără a aduce modificări asupra parametrilor aplicați motorului. În schimb, la modificarea avansului la aprindere până la atingerea presiunii maxime posibile în cilindru s-a constatat că oxizii de azot sunt mai mari. În cazul sarcinilor parțiale oxizii de azot au fost mai mici în cazul utilizării gazului metan drept combustibil. Emisiile de hidrocarburi nearse (HC), în orice caz, au fost mai mici decât în cazul funcționării pe benzină, datorită amestecului stoechiometric menținut în cazul gazului metan în condiții de plină sarcină dar și potențialul mai puțin dizolvant al gazului asupra filmului de ulei de pe pereții cilindrului, [9,36]. Tendința emisiilor de monoxid de carbon (CO) este contrară emisiilor de NO_x. O explicație ar putea fi conținutul de carbon din structura metanului împreună cu necesarul de aer mai mare al metanului. Masa totală medie a particulelor (PM) a motorului GNC este de doar (7-9)% din emisiile unui motor diesel [37,38].

În cele din urmă, dar nu în ultimul rând, emisia de dioxid de carbon (CO₂) este mai redusă decât în cazul unui motor benzină echivalent. Pentru 1 MJ de energie obținut din arderea metanului se produc

55g CO₂ iar pentru 1 MJ de energie obținut din arderea izo-octanului se produc 69.7g CO₂. Procentual, asta înseamnă că pentru fiecare mega-Joule de energie produsă, metanul generează aproximativ 26.7% mai puțin CO₂ decât benzina.

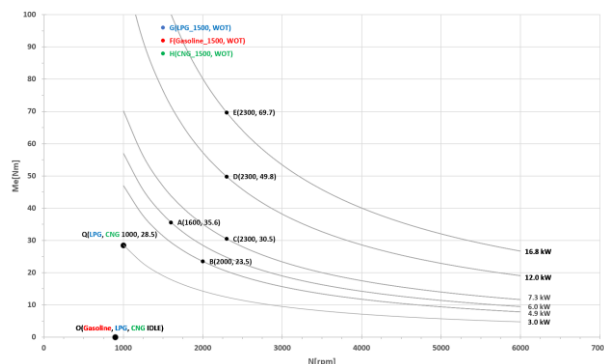
O particularitate întâlnită în cazul utilizării gazului metan drept combustibil a fost întâlnită în lucrările [39–44] unde, sub anumite condiții specifice, un al doilea vârf de degajare de căldură (*figura 2.37*) , de o amplitudine mai mică, a fost observat odată cu prelucrarea diagramelor indicate ale experimentelor derulate. Acest vârf apare în situația utilizării unui motor cu cameră de ardere de tip „bol”, la fel ca în cazul prototipului realizat pentru acest subiect. Acest fenomen a fost regăsit în cadrul testelor desfășurate la standul motor cu mențiunea că, în acest caz, particularitatea și-a făcut apariția la amestecuri stoichiometrice, spre deosebire de observațiile din lucrările prezentate anterior.

Capitolul 3. Metodologia cercetării

Cercetarea experimentală derulată s-a desfășurat la standul motor, iar în *tabelul 1* sunt prezentate punctele de funcționare abordate.

Tabelul 1. Matricea punctelor de funcționare explorate

Notăție	Descriere	N[rpm]	M _e [Nm]	P _e [kW]
O	MERS în GOL	800	-	-
Q	SARCINI PARȚIALE	1000	28.5	3.0
A		1600	35.6	6.0
B		2000	23.5	4.9
C		2300	30.5	7.3
D			49.8	12.0
E			69.7	16.8
F	SARCINĂ PLINĂ	1500	92.0	14.5
G			96.0	15.1
H			88.0	13.8



Mai întâi, s-a mizat pe un baleiaj de avans la aprindere (SA), realizat la stoichiometrie (i.e., $\lambda = 1$), pentru fiecare dintre cei trei combustibili utilizați și pentru fiecare dintre punctele de funcționare abordate (cu excepția punctului O, aferent sarcinii nule). Prin acest baleiaj de avans s-a încercat găsirea valorilor optime pentru avansul la aprindere din condiția obținerii celui mai mic consum de combustibil (deci, a celui mai mare randament) și a funcționării fără detonație. Apoi, pentru fiecare valoare de avans optim, s-a considerat necesară o baleiere a momentului de început al injecției (Sol¹), cu funcționarea motorului în condiții stoichiometrice.

O altă etapă parcursă a fost realizarea unui baleiaj referitor la calitatea amestecului unde s-a dorit găsirea valorii coeficientului excesului de aer (λ) pentru care randamentul efectiv este maxim. Această etapă a fost aplicată și funcționării cu benzină, ținând cont că supracomprimarea permite funcționarea cu amestecuri sărace. Evident, acest baleiaj s-a realizat la valoarea optimă a avansului obținută la pasul precedent. Finalmente, pentru valorile optime ale avansului și coeficientului de exces de aer se realizează același baleiaj de Sol.

Un punct major de interes al studiului nostru a fost analiza comparativă prin investigații numerice 3D de tip CFD a aerodinamicii interne a motorului prototip, care este specifică unui m.a.c. (i.e., cameră de ardere de tip „omega”, în capul pistonului, praguri de *squish*, canalizație de admisie proiectată să genereze o mișcare de *swirl*), în raport cu cea generată de o geometrie standard pentru un m.a.s. (i.e., cameră emisferică de ardere în chiulasă, de tip *wide-open* – fără praguri de *squish*, canalizație de admisie ce favorizează formarea unei macro-mișcări de tip *tumble*).

Un alt punct major de interes a fost analiza procesului de formare a amestecului aer-gaz natural (NG) pentru care s-a optat tot pentru investigații numerice 3D de tip CFD. S-au simulat injecția de GN în poarta supapei de admisie și procesul de formare a amestecului de-a lungul curselor de admisie, comprimare și destindere. Scopul a fost analiza distribuției coeficientului de exces de aer în volumul camerei de ardere, înainte și după momentul producerii scânteii electrice.

¹ Engl. Start-of-Injection ; Eol (End-of-Injection) rezultă din adăugarea la Sol a aceleiași durate de injecție.

Capitolul 4. Rezultate și interpretare

Deoarece dezvoltarea unui motor complet nou este foarte costisitoare și necesită mult timp, acest prototip are ca bază un motor cu aprindere prin comprimare al unui constructor european. Pentru a putea funcționa alimentat exclusiv cu gaz natural, acest motor trebuie adaptat la funcționarea cu aprindere prin scânteie. Conversia este realizată în întregime la nivelul chiulasei. După determinarea pozițiilor optime ale injectoarelor de benzină, s-a continuat cu adaptarea injectoarelor de gaz natural, urmate de adaptarea clapetei obturator, a bujiilor și a bobinelor. Simpla adaptare mecanică a componentelor specifice MAS nu sunt suficiente pentru a porni și a funcționa. Este necesară o unitate de control care să controleze atât momentul aprinderii cât și momentul injecției de benzină respectiv de gaz natural. Prin urmare, un cablaj specific motorului cu aprindere prin scânteie a fost necesar să fie adaptat împreună cu unitatea de control și sistemul de senzori specifici.

Odată finisate ultimele detalii privind adaptarea mecanică și electrică a motorului prototip, acesta a fost montat la standul de încercări unde s-a constatat lipsa arderii în cilindri 1 și 2 la funcționarea cu benzina unde s-a concluzionat că adaptarea sistemului de injecție nu a fost făcută corect pentru toți cilindrii.

Standul motor al Universității din Pitești pe care a fost montat motorul prototip dispune de o serie de echipamente industriale care facilitează testarea în mod corect și precis a prototipului. Standul folosește o frână cu curenți turbionari, un debitmetru AVL Flowsonix, o balanță de combustibil AVL, un debitmetru masic cu efect Coriolis de la Emerson, un sistem AVL IndiMicro 602 pentru prelevarea diagramelor indicate, și un sistem de achiziție de date de la National Instruments. Emisiile la nivelul eșapamentului au fost măsurate cu ajutorul unui echipament de tip PEMS (Portable Emission Measurement Sistem). Speciile chimice analizate de acest echipament sunt: NO, NO₂, CO, CO₂, PN. Cu ajutorul unui debitmetru masic, concentrația poluanților a fost transformată în debit pentru a putea face estimările în g/km, așa cum impune legislația.

Pentru determinarea compoziției combustibililor utilizați la standul motor, universitatea dispune de un laborator de combustibili unde s-a realizat cromatografia gazului natural și a GPL-ului. Cromatografia GN a fost efectuată după metoda standardului ISO 6974-6, iar pentru GPL după metoda standardului EN 27941. În cazul GN rezultatul ne arată că gazul preponderent utilizat este metanul în proporție de 96,4881% (procente volumetrice), urmat de etan în proporție de 1,106%, iar în cazul GPL-ului predominant este propanul (39,98%) urmat de cei doi izomeri ai butanului (n-butan 15,56% și izo-butan 32,42%). După determinarea compoziției a fost calculat aerul stoichiometric specific al fiecărui combustibil.

Prelucrarea datelor experimentale s-a făcut cu ajutorul programului AVL Concerto, un program ce are în spate calcule predefinite, dedicat analizei diagramelor indicate, o metodă foarte răspândită în studiul proceselor fundamentale ale unui motor cu ardere internă.

Analiza la izo-avans arată că pentru punctele de sarcină și turație joasă randamentul motorului crește ca urmare a aerului stoichiometric mai mare al gazului natural în comparație cu cel al benzinei, deci un lucru mecanic de pompaj mai mic. Emisiile poluante rămân la un nivel mai mic comparativ cu cele produse de arderea benzinei, o posibilă explicație fiind vaporizarea incompletă a benzinei. Din punct de vedere CO₂, subiectul principal al acestei lucrări, este redus cu aproximativ 10.7% din cauza raportului H/C mult mai favorabil al metanului, al randamentului crescut dar și a puterii calorifice inferioare mult mai mare a metanului. În cazul funcționării cu avans optim la aprindere, o primă observație a fost valoarea mult mai redusă comparativ cu a unui motor de serie de cilindree apropiată. Această diferență este justificată prin raportul de comprimare mult mai ridicat al motorului

care a arătat o funcționare cu o eficiență mult mai ridicată la valori ale avansului mult mai mici deși, creșterea în continuare a avansului, în cazul CNG nu a generat eficiențe mai mari și nici valori de CO_2 mai mici.

Din punct de vedere stabilitate combustie s-a constatat că utilizarea CNG-ului produce instabilități mai mari în momentul debutului arderii, dar, totuși, arderi mai stabile ca urmare raportului de comprimare mult mai ridicat. Referitor la emisii, tendința observată la izo-avans este observată și în cazul avansului optim. În cazul sarcinii pline, privitor la emisia de CO_2 , avantajul evident este în cazul utilizării gazului metan deoarece permite creșterea avansului foarte mult comparativ cu benzina sau GPL-ul fără riscul apariției detonației. Acest fapt generează o creștere a randamentului efectiv și implicit o reducere a emisiei de CO_2 .

Baleiajul momentului de debut al injectiei, de la injectie pe supapă închisă la injectie pe supapă deschisă nu a generat rezultatele așteptate cu privire la ameliorarea randamentului umplerii ce ar fi condus la o creștere a randamentului efectiv.

Funcționarea cu amestecuri sărace, după cum era de așteptat, a arătat reduceri spectaculoase în ceea ce privește emisiile poluante. În condițiile păstrării punctului de funcționare, în situația funcționării cu amestecuri sărace, clapeta obturatoare este deschisă suplimentar ceea ce se traduce printr-un randament de umplere mult mai ridicat și implicit un pompaj diminuat. Totuși, funcționarea cu amestecuri sărace nu mai permite utilizarea unui sistem de post-tratare catalitică clasic, ceea ce ar putea însemna utilizarea unui sistem de tip m.a.c. (NO_x -trap sau chiar SCR).

Utilizarea unui sistem de post tratare generează o diminuare semnificativă a nivelului de poluare, având randamente de peste 95%. Totuși, în situația utilizării CNG s-a observat că NO_x -ul nu este tratat deoarece oscilația în interiorul ferestrei catalitice nu a făcut obiectul acestei lucrări și astfel stocarea și eliberarea oxigenului din catalizator nu a fost calibrată. Reacțiile de oxidare respectiv de reducere din interiorul catalizatorului au condus la o creștere a CO_2 -ului cu (8-13)%. Astfel compromisul depoluare-emisie CO_2 devine un subiect delicat.

Referitor la particularitățile ce țin de viteza de degajare a căldurii, acestea au fost regăsite în cadrul testelor efectuate la standul motor însă la amestec stoichiometric. După cum s-a menționat deja, cele două vârful de degajare a căldurii pot fi explicate de separarea arderii în interiorul și în exteriorul camerei de ardere din capul pistonului. Din motive ce țin de evitarea detonației, fenomenul nu a putut fi reprodus și în cazul alimentării prototipului cu GPL.

Simulările de tip CFD au la bază ecuațiile Navier-Stokes ce pun în evidență factorii principali ce influențează curgerea fluidelor: variația cantității de mișcare ca rezultat al interacțiunii forțelor exterioare, forțelor vâscoase și a forțelor de presiune. Pentru simplificarea calculului CFD se mizează cel mai frecvent pe abordarea mediată în timp de tip RANS (Reynolds-averaged Navier-Stokes). În această situație se ignoră componentele fluctuante ale vitezelor (pe cele trei direcții, x, y, z), luându-se în calcul doar componentele medii care pot sau nu să varieze în timp.

Baza rezolvării ecuațiilor Navier-Stokes este discretizarea. O discretizare fină este ca o sabie cu două tăișuri: permite obținerea unei imagini mai detaliată dar face calculul mai lung sau mai costisitor din punct de vedere computațional.

Condițiile la limită influențează stabilitatea și convergența numerică a problemei. Uneori, apar dificultăți în a stabili tipul optim al condiției la limită pentru intrarea și ieșirea din domeniul de calcul. De aceea, este important ca acestea să reflecte fenomenul fizic abordat cu tehnica CFD.

Pentru cuantificarea aerodinamicii interne a motorului prototip s-a mizat pe o serie de investigații numerice: mai întâi, la nivel OD, pentru o primă cuantificare a intensității mișcării radiale de *squish*, care – apoi – a fost comparată cu date livrate de simulări CFD 3D.

Finalmente, în urma simulărilor s-a concluzionat că nu pare să existe niciun risc ca nucleul flăcării să se stingă în cazul motorului prototip, cu arhitectură specifică MAC/Diesel, transformat pentru funcționare cu aprindere prin scânteie.

Studiul referitor la injecția de gaz și analiza procesului de formare a amestecului a fost realizat tot cu AVL FIRE™, folosind aceeași abordare RANS. Acest studiu s-a folosit pentru a explica particularitatea numită „*profil RoHR cu două vârfuri*”.

Concluzii finale și perspective

În urma studiului complex ce a fost prezentat în această lucrare este clar că legislațiile devin din ce în ce mai stricte în ceea ce privește gazele cu efect de seră ce induc o încălzire globală accelerată. Constructorii auto sunt presați să găsească soluții care să le facă autovehiculele „mai curate” pentru a putea atinge țintele impuse, în caz contrar sunt penalizați cu sume imense pentru fiecare autovehicul vândut care nu respectă limita.

O potențială soluție este reprezentată de combustibilii alternativi, cu atenție deosebită spre metan. Pe lângă faptul că este un combustibil ce poate fi adaptat ușor pe motoarele actuale, acesta prezintă proprietăți fizice și chimice similare sau chiar superioare combustibililor convenționali.

Deși este al treilea gaz cu efect de seră, emisiile de metan sunt foarte mici și „naturale” în sensul că ovinele, bovinele, mlaștinile, producția de orez, etc, sunt principalele surse. Bineînțeles, activitatea de extracție de zăcămintele poate avea uneori scăpări de metan care ajung în atmosferă, situație în care nu mai vorbim de o emisie naturală ci de una cauzată de specia umană.

Infrastructura de alimentare este destul de redusă în comparație cu cea a combustibililor convenționali dar se fac progrese de dezvoltare și de îmbunătățire a acoperirii ariei de călătorie cu acest combustibil alternativ cu potențial ecologic mai ridicat.

Sistemele de alimentare cu gaz metan sunt adaptate pentru toate tipurile de aplicații (diesel dual fuel, monovalent, bivalent, retrofit). Performanțele atinse de utilizarea acestor sisteme echivalează uneori cu aplicațiile monovalente echivalente (benzină), iar tehnologic sunt la fel de mature ca sistemele convenționale. Rezervoarele de combustibil, fiind recipiente sub presiune înaltă, (200 bar) trebuie să treacă o serie de teste standardizate în ceea ce privește siguranța pe drumurile publice. Acestea sunt rezistente chiar și la glonț.

Constructorii au abordat alimentarea monovalentă pe diverse aplicații de serie ale lor cu scopul de a reduce emisiile poluante ale flotelor. De-a lungul dezvoltării proiectelor, aceștia s-au confruntat cu diverse probleme constructive (de spațiu, de adaptare, de funcționare) ce au fost depășite prin soluții ingenioase sau inovative pentru acest tip de combustibil. Mai mult, constructorii au pus și cele mai recente tehnologii disponibile ale lor pentru a maximiza acest potențial.

Studiile de laborator evidențiază câteva dezavantaje ale utilizării metanului în motoarele cu aprindere prin scânteie, printre care amintim: pierderea de putere cauzată de randamentul de umplere mai scăzut datorită volumului ocupat deja de injecția de gaz metan; viteza de ardere mai scăzută ce poate fi compensată prin creșterea avansului la aprindere; creșterea oxizilor de azot în plină sarcină au drept cauză principală creșterea cantității de oxigen disponibil în cilindru dat de coeficientul stoichiometric mai mare al metanului. Acest fapt coroborat cu creșterea avansului și raportul de comprimare mărit sporesc condițiile de formare a oxizilor de azot (oxigen și temperatură).

Emisia de CO₂, scopul acestei lucrări, conform studiului bibliografic, în configurațiile potrivite poate atinge chiar și 30% din: proprietățile combustibilului (numarul de atomi de carbon; raportul H/C), condițiile în care acesta arde (carbon mai puțin și oxigen mai mult), creșterea raportului de comprimare și utilizarea sistemului stop-start.

În baza studiului bibliografic, au fost luate decizii care să îmbine toate situațiile avantajoase ale utilizării metanului pentru a demonstra adevăratul potențial al acestuia și anume: un raport de comprimare ridicat, turbocompresor cu geometrie variabilă, o calibrare energetică care să avantajeze eficiența (calibrarea avansului optim, debutul injecției) și funcționarea cu amestecuri sărace.

Pentru că dezvoltarea unui motor complet nou adaptat la toate aceste caracteristici este imposibil de realizat în cadrul unei astfel de lucrări, s-a hotărât să se utilizeze un motor cu caracteristici cât mai apropiate de deciziile luate în cadrul metodologiei și adaptarea acestuia. Un motor cu aprindere prin comprimare are deja un raport de comprimare ridicat și este dimensionat să reziste presiunilor și temperaturilor ridicate. Mai mult, în cazul deteriorării motorului în timpul cercetării, fiind unul de serie, automat poate fi înlocuit sau reparat cu ușurință. Convertirea unui motor cu aprindere prin comprimare la funcționarea cu aprindere prin scânteie presupune o serie de activități de adaptare a injectoarelor de combustibil, a clapetei obturator necesară controlului sarcinii, a sistemului de aprindere (bujii și bobine) dar și a unui sistem de control electronic care să gestioneze toate cele menționate anterior. Pentru a putea controla parametrii cât mai precis, unitatea de control are nevoie de informații cu privire la poziția arborelui cotit și a arborelui cu came, prin urmare adaptarea reperelor și sincronizarea acestora cu momentele mecanice este crucială în funcționarea motorului devenit acum prototip.

Universitatea din Pitești este dotată cu un sistem de achiziție de date complet astfel încât toți parametrii sunt urmăriți în același loc, iar informațiile sunt suficiente pentru a putea înțelege majoritatea evenimentelor ce au loc în timpul arderii. Fără echipamentele din dotarea universității nu ar fi fost posibilă o cercetare atât de complexă.

Deși la izo avans metanul are deja avantaje, odată cu trecerea la avans optim lucrurile se schimbă, în mod evident, în favoarea acestuia. Procentele de eficiență sunt modeste (3-4%) însă cu efect major asupra emisiei de CO_2 . Avantajele evidente ale utilizării metanului se accentuează odată cu sărăcirea amestecului, în special în cazul emisiilor poluante, unde reducerile sunt spectaculoase. Într-adevăr, din punct de vedere CO_2 reducerea nu este semnificativă dar, luând în calcul că în cazul amestecului stoichiometric post tratarea catalitică a emisiilor crește emisia de CO_2 cu (8-13)%, utilizarea amestecurilor sărace poate avea un potențial ridicat. Totuși, post tratarea oxizilor de azot în acest caz trebuie făcută cu sisteme dedicate cum ar fi SCR sau NO_x -trap.

O întrebare referitoare la aerodinamica internă a prototipului și o particularitate a arderii identificată în studiul bibliografic ce fost regăsită și în cazul testelor realizate la stand cu acest prototip, au fost explicate cu ajutorul simulărilor de tip CFD în urma cărora s-a concluzionat că nu pare să existe niciun risc ca nucleul flăcării să se stingă în cazul motorului prototip, cu arhitectură specifică MAC/Diesel, transformat pentru funcționare cu aprindere prin scânteie. Profilul RoHR cu două vârfuri pare să fie o consecință a schimbării sensului mișcării radiale după PMS ce permite flăcării să se propage din zona bolului în zona de squish, în cazul amestecului stoichiometric.

Toate cele precizate anterior conduc la un simplu rezumat: o optimizare exclusivă a unui motor cu aprindere prin scânteie alimentat cu metan are un potențial ridicat în direcția reducerii emisiilor cu efect de seră impuse de autorități.

În cadrul acestei teze de doctorat, bazat pe concluziile rezultate în urma analizei încercărilor realizate la standul motor, pot fi abordate următoarele subiecte rămase netratate:

1. Cercetări privind adaptarea unui catalizator dimensionat pentru funcționarea cu gaz metan și amestec stoichiometric
2. Cercetări privind identificarea unei soluții de post tratare catalitică dimensionat pentru alimentarea cu gaz metan și amestec sărac
3. Optimizarea întregului câmp motor împreună cu alte activități de calibrare cu scopul adaptării și testării prototipului pe un vehicul în trafic real (PEMS)
4. Adăugarea de hidrogen pentru a compensa viteza de ardere mai redusă a flăcării și cuantificarea efectelor

5. Studiul performanțelor maxime (putere, cuplu) ale motorului prototip în regim de supraalimentare
6. Utilizarea prototipului în cadrul unui sistem de propulsie hibrid

Contribuții personale

Această cercetare a pus în evidență un dezavantaj major al alimentării cu gaz metan: utilizarea acestuia în motoare bivalente care realizează un compromis pentru a putea fi utilizat cu ambii combustibili. Scopul acestei lucrări este să demonstreze potențialul într-un context adaptat metanului.

Așadar, contribuțiile mele personale privind acest subiect sunt:

1. Realizarea unui motor prototip cu raport de comprimare ridicat alimentat cu metan;
2. Optimizarea energetică a punctelor de funcționare realizând o calibrare specifică;
3. Analiza profundă a fenomenelor din interiorul cilindrului pe baza diagramei indicate, a simulărilor CFD și a emisiilor poluante;
4. Compararea rezultatelor și cu GPL-ul, un alt combustibil răspândit și foarte utilizat
5. Explorarea funcționării cu amestecuri sărace în manieră monovalentă
6. Cuantificarea emisiilor de CO₂ ce revin catalizatorului, ca urmare a reacțiilor de oxidare și de reducere

Listă de publicații

1. POPA R., NICULESCU R., CLENCI A., IORGA-SIMĂN V. : „Overview on the Use of Natural Gas in Spark Ignition Engines”; Buletin Științific al Universității din Pitești; 2021
2. POPA R., BERQUEZ J., CLENCI A., IORGA-SIMĂN V., NICULAE M., NICULESCU R.: ”Sustainable road mobility with methane gas. Preliminary results of a monovalent spark ignition engine fueled with methane”; FISITA; 2021
3. POPA R., CLENCI A., CHIRIAC R., NICULESCU R., IORGA-SIMĂN V.: ” Experimental and Numerical Investigation on The Effects of Using Natural Gas in a Monovalent Spark Ignition Engine” Bulltrans; 2023
4. POPA R., CLENCI A., IORGA-SIMĂN V., NICULESCU R.: „On the use of natural gas in a diesel engine retrofitted for spark ignition operation” Buletin Științific al Universității Naționale de Știință și Tehnologie Politehnica București; 2025

Bibliografie

- [1] IPCC, Framing and Context, in: Global Warming of 1.5°C, Cambridge University Press, 2022: pp. 49–92. <https://doi.org/10.1017/9781009157940.003>.
- [2] IPCC, Mitigation Pathways Compatible with 1.5°C in the Context of Sustainable Development, in: Global Warming of 1.5°C, Cambridge University Press, 2022: pp. 93–174. <https://doi.org/10.1017/9781009157940.004>.
- [3] IPCC, Mitigation Pathways Compatible with 1.5°C in the Context of Sustainable Development, in: Global Warming of 1.5°C, Cambridge University Press, 2022: pp. 93–174. <https://doi.org/10.1017/9781009157940.004>.
- [4] R.J. Detz, B. van der Zwaan, Transitioning towards negative CO₂ emissions, *Energy Policy* 133 (2019). <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2019.110938>.
- [5] M.I. Khan, T. Yasmin, A. Shakoor, Technical overview of compressed natural gas (CNG) as a transportation fuel, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 51 (2015) 785–797. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.06.053>.
- [6] DIRECTIVE
2014/94/EU OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL - of 22 October 2014 - on the deployment of alternative fuels infrastructure -, 2014.
- [7] Natural gas a chance to be grabbed, n.d. www.MTZonline.com.
- [8] K. Nguyen Duc, V. Nguyen Duy, L. Hoang-Dinh, T. Nguyen Viet, T. Le-Anh, Performance and emission characteristics of a port fuel injected, spark ignition engine fueled by compressed natural gas, *Sustainable Energy Technologies and Assessments* 31 (2019) 383–389. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2018.12.018>.
- [9] J. Lee, C. Park, J. Bae, Y. Kim, S. Lee, C. Kim, Comparison between gasoline direct injection and compressed natural gas port fuel injection under maximum load condition, *Energy* 197 (2020) 117173. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117173>.
- [10] G.T. Chala, A.R.A. Aziz, F.Y. Hagos, Natural Gas Engine Technologies: Challenges and Energy Sustainability Issue, *Energies (Basel)* 11 (2018). <https://doi.org/10.3390/en1112934>.
- [11] T. Korakianitis, A.M. Namasivayam, R.J. Crookes, Natural-gas fueled spark-ignition (SI) and compression-ignition (CI) engine performance and emissions, *Prog Energy Combust Sci* 37 (2011) 89–112. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2010.04.002>.
- [12] R. Tilagone, S. Venturi, G. Monnier, *Natural Gas-an Environmentally Friendly Fuel for Urban Vehicles: the Smart Demonstrator Approach*, 2006.
- [13] J. Lee, C. Park, J. Bae, Y. Kim, S. Lee, C. Kim, Comparison between gasoline direct injection and compressed natural gas port fuel injection under maximum load condition, *Energy* 197 (2020). <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117173>.
- [14] EU, DIRECTIVE 2014/94/EU OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL on the deployment of alternative fuels infrastructure, *Official Journal of the European Union*, 2014.
- [15] <https://lpgstations.com/>, (n.d.).
- [16] <https://il-act.org/a-history-of-alternative-fuels/>, (n.d.).
- [17] <https://www.britannica.com/science/natural-gas#ref50586>, (n.d.).

- [18] https://afdc.energy.gov/laws/key_legislation#epact92, (n.d.).
- [19] <https://www.transgaz.ro/ro/despre-noi/prezentare-companie/istoric-si-personalitati>, (n.d.).
- [20] <https://romanalibera.ro/economie/prima-statie-de-gaz-natural-comprimat-deschisa-in-bucuresti-741262/>, (n.d.).
- [21] Test Method for Research Octane Number of Spark-Ignition Engine Fuel, (2024). <https://doi.org/10.1520/D2699-24B>.
- [22] G. Palmer, Methane Number, *Journal of Natural Gas Engineering* 2 (2018) 134–142. <https://doi.org/10.7569/jnge.2017.692506>.
- [23] ISO 15403-1 from IHS, 2006.
- [24] M. Malenshek, D.B. Olsen, Methane number testing of alternative gaseous fuels, *Fuel* 88 (2009) 650–656. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.fuel.2008.08.020>.
- [25] Procesul de ardere (note de curs), n.d. https://doi.org/http://cambi.utcb.ro/sites/default/files/2022-12/02_Procesul_de_ardere.pdf.
- [26] Internal Combustion Engine Fundamentals - J. Heywood, (n.d.).
- [27] NVGA Europe map, (n.d.). <https://www.ngva.eu/stations-map/> (accessed September 20, 2021).
- [28] LPG stations, (n.d.). <https://www.eafo.eu/alternative-fuels/lpg/filling-stations-stats> (accessed February 2, 2021).
- [29] Gaz cu efect de sera, (n.d.). https://ro.wikipedia.org/wiki/Gaz_cu_efect_de_seră (accessed May 19, 2020).
- [30] M. Warth, S. Streng, P. Wieske, U. Mohr, J. Hall, Monovalenter Erdgasbetrieb und Downsizing für niedrigste CO₂ Emissionen /Monovalent Natural Gas Combustion and Downsizing for Lowest CO₂ Emissions, 37. Internationales Wiener Motorensymposium 28. – 29. April 2016 (2016) II-34-II-52. <https://doi.org/10.51202/9783186799128-ii-34>.
- [31] A.H. Shamekhi, N. Khatibzadeh, A. Shamekhi, A comprehensive comparative investigation of compressed natural gas as an alternative fuel in a bi-fuel spark ignition engine, *Iranian Journal of Chemistry and Chemical Engineering* 27 (2008) 73–83.
- [32] M. Baloo, B.M. Dariani, M. Akhlaghi, I. Chitsaz, Effect of iso-octane/methane blend on laminar burning velocity and flame instability, *Fuel* 144 (2015) 264–273. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2014.11.043>.
- [33] M.I. Khan, T. Yasmin, A. Shakoor, Technical overview of compressed natural gas (CNG) as a transportation fuel, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 51 (2015) 785–797. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.06.053>.
- [34] A.H. Shamekhi, N. Khatibzadeh, A. Shamekhi, A comprehensive comparative investigation of compressed natural gas as an alternative fuel in a bi-fuel spark ignition engine, *Iranian Journal of Chemistry and Chemical Engineering* 27 (2008) 73–83.
- [35] J. Lee, C. Park, J. Bae, Y. Kim, S. Lee, C. Kim, Comparison between gasoline direct injection and compressed natural gas port fuel injection under maximum load condition, *Energy* 197 (2020) 117173. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117173>.

- [36] K. Nguyen Duc, V. Nguyen Duy, L. Hoang-Dinh, T. Nguyen Viet, T. Le-Anh, Performance and emission characteristics of a port fuel injected, spark ignition engine fueled by compressed natural gas, *Sustainable Energy Technologies and Assessments* 31 (2019) 383–389. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2018.12.018>.
- [37] K. Lehtoranta, T. Murtonen, H. Vesala, P. Koponen, J. Alanen, N. Kuittinen, P. Simonen, T. Rönkkö, S. Saarikoski, H. Timonen, T. Maunula, K. Kallinen, S. Korhonen, Controlling emissions of natural gas engines, *Proceedings of the Air and Waste Management Association's Annual Conference and Exhibition, AWMA* (2017).
- [38] M.I. Khan, T. Yasmin, A. Shakoor, International experience with compressed natural gas (CNG) as environmental friendly fuel, *Energy Systems* 6 (2015) 507–531. <https://doi.org/10.1007/s12667-015-0152-x>.
- [39] J. Liu, C.E. Dumitrescu, 3D CFD simulation of a CI engine converted to SI natural gas operation using the G-equation, *Fuel* 232 (2018) 833–844. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.05.159>.
- [40] J. Liu, C.E. Dumitrescu, Flame development analysis in a diesel optical engine converted to spark ignition natural gas operation, *Appl Energy* 230 (2018) 1205–1217. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.09.059>.
- [41] J. Liu, C.E. Dumitrescu, Combustion partitioning inside a natural gas spark ignition engine with a bowl-in-piston geometry, *Energy Convers Manag* 183 (2019) 73–83. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.12.118>.
- [42] J. Liu, C.E. Dumitrescu, Single and double Wiebe function combustion model for a heavy-duty diesel engine retrofitted to natural-gas spark-ignition, *Appl Energy* 248 (2019) 95–103. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.04.098>.
- [43] F. Aktas, Spark ignition timing effects on a converted diesel engine using natural gas: A numerical study, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 236 (2022) 1949–1963. <https://doi.org/10.1177/09544070221081671>.
- [44] J. Liu, C.E. Dumitrescu, Optical analysis of flame inception and propagation in a lean-burn natural-gas spark-ignition engine with a bowl-in-piston geometry, *International Journal of Engine Research* 21 (2020) 1584–1596. <https://doi.org/10.1177/1468087418822852>.