



Universitatea
Transilvania
din Brașov

TEZA DE ABILITARE

**SIGURANȚA ȘI PERFORMANȚELE AUTOVEHICULELOR – ABORDĂRI
ȘI PROVOCĂRI**

**VEHICLE SAFETY AND PERFORMANCE – APPROACHES AND
CHALLENGES**

Domeniul: INGINERIA AUTOVEHICULELOR

Conf.dr.ing. Adrian Constantin SACHELARIE
Universitatea Tehnică "Gheorghe Asachi" din Iasi

BRAȘOV, 2024

Cuprins

(A) Summary	3
(B) Realizări științifice și profesionale și planuri de evoluție și dezvoltare a carierei...	6
I.1. Activitatea profesională, de cercetare și didactică.....	6
(B-i) DIRECȚII DE DEZVOLTARE A CARIEREI ACADEMICE, ȘTIINȚIFICE ȘI PROFESIONALE.....	10
INTRODUCERE.....	10
Capitolul 1. Motoare cu ardere internă.....	11
1.1. Motoare cu aprindere prin scânteie care funcționează cu amestecuri sărace de combustibil.....	11
1.1.1. Studiul formării amestecului carburant în motorul cu aprindere prin scânteie ce funcționează pe principiul amestecului stratificat și jet de flacără...	24
1.2. Procesul de ardere din motoarele cu piston.....	32
1.2.1. Analiza asupra efectelor termomecanice ale arderii la motoarele diesel rapide.....	32
1.2.2. Dinamica formării produsilor de ardere în motoarele diesel rapide	40
1.3. Creșterea performanțelor energetice și reducerea poluării motoarelor cu ardere internă.....	47
1.3.1. Contribuții la reducerea emisiilor de oxid de azot ale motoarele cu ardere internă.....	47
Capitolul 2. Traficul, siguranța rutieră și dinamica producerii accidentelor de circulație.....	62
2.1. Trafic rutier și siguranța circulației	62
2.2. Dinamica producerii accidentelor rutiere	71
2.2.1. Investigarea accidentelor cu pietoni în funcție de locul în care au fost proiectați	71
Capitolul 3. Sistemele autovehiculelor.....	80
3.1. Sistemul de condiționare a aerului	80
3.1.1. Studiu privind măsurarea temperaturilor fluxului de aer la autovehiculele rutiere.....	80
3.1.2. Considerații privind vibrațiile și zgomotul sistemului HVAC auto.....	94
(B-ii) Planuri de evoluție și dezvoltare a carierei.....	102
Perspective pentru dezvoltarea carierei I evoluție.....	102
II.1. Dezvoltarea carierei științifice	102
II.2. Dezvoltarea carierei profesionale și academice.....	103
(B-iii) Bibliografie.....	107

(A) Summary

The habilitation thesis includes part of the activity and research results obtained by the associate professor of engineering. Adrian Constantin Sachelarie, currently Associate professor at the "Gheorghe Asachi" Technical University of Iași, Faculty of Mechanics, Department of Automotives and Mechanical Engineering, on the main areas of study, interest and developed after the public presentation of his doctoral thesis in 2001.

The habilitation thesis has a structure with three large chapters/sections, namely (I) academic and professional achievements, (II), the results obtained in scientific research, and (III) the perspectives of scientific and professional career development.

In the first section, I presented the milestones of my teaching career, starting in 1991 when I started my university career as a university assistant, until now. After the public presentation of the doctoral thesis with the title: Research on increasing the cyclical stability at M.A.I. operating with very lean mixtures, the serial diploma. B no. 4210/10.04.2001, a title granted by the Technical University "Gheorghe Asachi" of Iași, (scientific leader Prof. univ.dr.eng. Mircea ZUGRĂVEL) in the field of Mechanical Engineering I continued the teaching and research activity in the field/specialization graduated in 1988, that of mechanical profile engineer, Thermal Machines Specialization. The transition to the field of Automotive Engineering/Road Vehicles was natural, gradual, and irreversible, increasing the interest and number of students towards this specialization, but with the maintenance of the teaching and research activity that also includes the initial specialization. During the more than 32 years of my teaching career, I continued the tradition of the Iasi School of engineering in the field I graduated from, and since 2001 I can say that I had a decisive role in the growth and consolidation of the Automotive specialization in the "Gheorghe Asachi" Technical University of Iași, Department of I.M.A.R., Fac. of Mechanics.

The professional results and those from scientific research motivated and determined me to continue these activities in the field of Automotive Engineering at a higher level by obtaining the qualification certificate.

In the second section, the most important results of the research activity carried out in the framework of some projects/grants won through competition or with the economic environment in Romania, but also through the active participation in

support/coordination/tutoring/guidance activities of the students and doctoral students of the specialization of Road Vehicles or the teaching staff of our department are described briefly and concisely.

The research directions described in this paper refer to the studies carried out in the field of Road Vehicles, in turn detailed in chapters: (i) lean mixtures S.I. combustion engines; simulation of engine operation; the fuel mixture formation and burning process; pollution reduction in I.C.E.; experimental research and simulations of the exploitation of these engines on motor vehicles (ii) studies related to traffic safety, traffic performances and road accidentology; the accidents dynamics and investigation (iii) vehicle systems; air conditioning and confort systems.

The results of research carried out in the case of an experimental spark ignition engine with two combustion chambers, operating on flame jet and lean mixtures. The air-fuel ratio of the mixture in combustion chambers of the engine influences both engine efficiency, as well as the composition of combustion gases. Spark-ignition internal combustion engines produce exhaust gases that contain carbon monoxide, nitrogen monoxide, and unburned or incompletely burned hydrocarbons. All these exhaust gases contribute to air pollution. In order to reduce polluting components from internal combustion engines and thus to decrease overall air pollution, it is necessary to remove harmful components from the exhaust gases of internal combustion engines to the greatest extent possible. Regular gasoline engines operate at their best when the air/fuel ratio approaches the stoichiometric ratio. The use of the stoichiometric air/fuel ratio is also advantageous for the proper functioning of the three-way catalyst that carries out the oxidation of carbon monoxide CO and hydrocarbons HC, but also for the reduction of nitrogen oxides, NO_x from the engine exhaust gases. At this ratio, harmful components in the exhaust gases of automobile engines can be converted into harmless compounds such as CO₂, nitrogen, by applying an afterburner to the exhaust gases, producing hot exhaust gases that then pass through a catalyst.

Experimental research and simulations of operation on these engines, have been highlighted through publications where the results have been disseminated.

Another aspect of the habilitation thesis refers to the studies of the dynamic behavior of motor vehicles to increase their dynamic performance and confort, as well as studies

related to safety, traffic performance and accidentology. Given the massive penetration of the automobile into human activities as well as the ability of drivers to offer a lot of interpretations and nuances to a road event, the erroneous opinion was formed that any holder of a driver's license is also an expert in traffic safety. Given the massive penetration of the automobile into human activities as well as the ability of drivers to offer a lot of interpretations and nuances to a road event, the erroneous opinion was formed that any holder of a driver's license is also an expert in traffic safety.

The street networks design in localities, the dimensioning of intersections, the design of routes and transversal or longitudinal profiles of roads and highways, are based on data obtained from the study of vehicle movement dynamics. The elements that define vehicle dynamics, acceleration, deceleration, maximum speed, the ability to climb ramps or the ability to turn, are used for the dimensioning and design of signaling and traffic management systems in the existing road system, or are used for optimization design. Accidentology could be defined as a technical discipline that studies, using scientific methods, traffic events resulting in bodily injuries, taking into account all the circumstances and influences, in order to develop effective, but also rational, solutions to reduce the number of accidents and improve their severity. It has a precise theme related to the risks to which road users are exposed depending on the category of road user, the sex of the vehicle occupants, human behavior, the particularities of the road, climatic conditions, etc.

In the last part of the thesis, the most recent and important bibliographic references thoroughly studied for the development and support of this habilitation thesis are mentioned. The present thesis reflects the professional experience and the results of the research over time which were realized through adaptability, collegial spirit, a lot of dedication and perseverance. Finally, the research and development directions of the career are presented. For the didactic part, the improvement of teaching methods and the updating of the content of the taught courses are targeted, and for the research part, the main targeted directions are given, on topical issues for road traffic safety and performance, within future research projects, with mixed groups of teaching staff and students and PhD students, with the economic environment or through grants attracted following national or European competitions.

(B) Realizări științifice și profesionale și planuri de evoluție și dezvoltare a carierei

I.1. Activitatea profesională, de cercetare și didactică

Activitatea didactică și de cercetare am realizat-o fără întrerupere în Universitatea Tehnică "Gheorghe Asachi" din Iași, la început în calitate de cercetător științific și asistent universitar pe perioadă determinată și, mai apoi, din anul 1991 când în urma concursului organizat la nivelul Catedrei de Termotehnică și Masini Termice, am fost declarat admis și ca urmare, am ocupat postul de asistent universitar pe perioadă nedeterminată. Am devenit, astfel, membru al unui colectiv de mare valoare, cu personalități ale mediului academic cu largă recunoaștere națională și internațională, unde m-am format ca specialist în domeniul motoarelor cu ardere internă. Evoluția de mai târziu a carierei universitare a fost pe structura specializării de Autovehicule Rutiere astfel că la ora actuală sunt profund implicat și angrenat în activitățile didactice și de cercetare ale acestui domeniu. Planul de evoluție al carierei mele este prezentat în cele ce urmează, iar perspectivele de dezvoltare ale carierei științifice și profesionale fac obiectul Secțiunii a III-a.

Studii

Studii universitare:

1983-1988: Inginer profil mecanic, Specializarea Mașini Termice, Diploma F11420/42055/1988, Proiect de diplomă: *Aspecte constructive funcționale ale mototului M-110R8A* iunie 1988, Institutul Politehnic „Gheorghe Asachi” Iași;

Studii postuniversitare:

2001 – titlul de Doctor în domeniul inginerie mecanică, cu lucrarea: *Cercetări privind mărirea stabilității ciclice la M.A.I. funcționând cu amestecuri foarte sărace, diploma seria. B nr. 4210/10.04.2001, titlu acordat de Universitatea Tehnică "Gh. Asachi" Iași, (conducător științific Prof.univ.dr.ing. Mircea ZUGRĂVEL);*

Sumar de activitate:

1988 – 1990: Inginer stagiar, domeniul-Intreținere/funcționare Secția Cazane, Intreprinderea Electrocentrale Iași, CET II Holboca;

1990 – 1991: Inginer în profil cercetare, domeniul-Cercetare proiectare, Universitatea Tehnică "Gheorgh Asachi" din Iași, Catedra de T.M.T, Fac. de Mecanică;

1991 – 1998: Asistent universitar, Predare seminarii, activități practice de laborator și/sau proiect, Universitatea Tehnică “Gheorghe Asachi” din Iași, Catedra de Motoare cu ardere internă, Fac. de Mecanică;

1998 – 2002: Șef lucrări, Predare cursuri, seminarii, activități practice de laborator și/sau proiect, cercetare, Universitatea Tehnică “Gheorghe Asachi” din Iași, Departamentul de Inginerie Mecanică și Autovehicule Rutiere, Fac. de Mecanică;

2002 –prezent: Conferențiar universitar, Predare cursuri, seminarii, activități practice de laborator și/sau proiect, cercetare, Universitatea Tehnică “Gheorgh Asachi” din Iași, Departamentul de Inginerie Mecanică și Autovehicule Rutiere;

Pe perioada activității didactice am avut responsabilități de predare cursuri și laboratoare/proiecte la următoarele discipline:

- Procese și caracteristici în motoare cu ardere internă;
- Alimentarea și reglarea motoarelor cu ardere internă;
- Fiabilitatea și terotehnica autovehiculelor;
- Construcția și calculul motoarelor cu ardere internă;
- Autovehicule și instalații speciale;
- Trafic și securitate rutieră;
- Automobile;
- Sisteme de conducere și dinamica autovehiculelor;
- Camioane, remorci transport greu și de persoane;
- Bazele ingineriei autovehiculelor;
- Elemente de topografie și infrastructură rutieră;
- Norme și sisteme de siguranță a transporturilor;
- Dinamica și expertiza accidentelor de circulație;
- Transmisii pentru autovehicule hibride și electrice.

În calitate de responsabil de program de studii Construcția de autovehicule, program licență din domeniul Ingineria Autovehiculelor și a programului de master Sistemică transporturilor auto propulsate, master, coordonez colectivul de cadre didactice și specialiști la întocmirea planurilor de învățământ și al conținutului programelor analitice ale disciplinelor.

Din anul 2016 și în prezent coordonez activitatea sindicală din filiala Facultății de mecanică, care face parte din (SSUT) Sindicatul Salariaților din Universitatea Tehnică Iași.

În perioada 2012-2016 am fost Prodecan al facultatii de Mecanica, Relația cu studenții/cercetare/admitere Universitatea Tehnică "Gheorghe Asachi" din Iași, Departamentul de Inginerie Mecanică și Autovehicule Rutiere, Facultatea de Mecanică.

Din 2021 sunt Prodecan al facultatii de Mecanica, Relația cu studenții/cercetare/admitere Universitatea Tehnică "Gheorghe Asachi" din Iași, Departamentul de Inginerie Mecanică și Autovehicule Rutiere, Facultatea de Mecanică .

Din 2008 sunt membru în Consiliului Facultății de Mecanică și din 2021 membru al Senatului Universității Tehnice "Gheorghe Asachi" din Iași.

În cadrul catedrei și ulterior al departamentului am întocmit și am fost membru în colectivele de întocmire și redactare a dosarelor de acreditare/ reacreditare la specializările Autovehicule Rutiere, Construcții de autovehicule (licență) și Siguranța și performanțele circulației rutiere și Sistemica transporturilor autopropulsate (master). De asemenea am făcut parte din echipa de lucru pentru întocmirea dosarelor de autoevaluare acreditare la programul de studii Ingineria sistemelor de propulsie pentru autovehicule.

Specializări și calificări:

Expert tehnic judiciar, specializarea Automobile și Siguranța circulației- Autorizație nr. 92/18.05.2010;

S.C. Autopadova-dealer autorizat IVECO- Consilier Consilier tehnic de specialitate în proiectarea construcția și montarea de suprastructuri pe autoșasie în perioada 1998-2020;

Membru în comitetul de redacție al revistei Ingineria autovehiculului;

Membru al unor societăți profesionale:

- EVU – Europäischer Verein für Unfallforschung und Unfallanalyse e.V.- Weisbaden, Germany (Asociația Europeană pentru Reconstrucția și Analiza Accidentelor);
- SIAR – Societatea Inginerilor de Automobile din România;
- CETR – Corpul Experților Tehnici din România;
- SAE – Society of Automotive Engineering U.S.A. (Asociația Inginerilor de Automobile – S.U.A.

Membru în comitetele științifice ale conferințelor și congreselor internaționale:
CONAT Brașov, CAR Pitești, AMMA Cluj Napoca, ESFA București, SMAT Craiova, ACME Iași;

Coordonare echipa *i-ARO Camarad* – concepție și realizare prototip vehicul 4x4;

Coordonare echipa *LSM Drift team* – adaptare autoturism pentru competiții drift/participare evenimente sportive;

Coordonare echipa *AVAI Boundles car* – adaptarea unui autoturism la transportul persoanelor cu nevoi speciale;

Coordonarea echipei *TUIași motorsport Off Road* - adaptare autoturism pentru competiții 4x4/participare evenimente sportive Off road;

Coordonarea echipei *TUIași motorsport Rally* - adaptare autoturism pentru competiții rally/participare evenimente sportive rally.

Relevanța activității și impactul rezultatelor științifice obținute

Timp de 9 luni, după terminarea facultății am activat ca inginer în cadrul Intreprinderii Electrocentrale Iași, CET II Holboca, după care am fost detașat pe bază de contract la colectivul de Motoare cu ardere internă din cadrul Facultății de mecanică, ca inginer în profil cercetare/proiectare și apoi asistent pe perioadă determinată. Din anul 1991, în urma concursului dat, am promovat ca asistent universitar pe perioada nedeterminată în cadrul Catedra de T.M.T, Fac. de Mecanică, Universitatea Tehnică "Gheorghe Asachi" din Iași. Experiența dobândită de activitate inginerească a reprezentat un avantaj în susținerea și pregătirea disciplinelor din cadrul catedrei și în special cele legate de motoarele cu ardere internă. Astfel din 1991 am susținut activități de seminar/laboratoare/proiecte la diversele discipline de la specializările Mașini și Echipamente Termice, Mecanică agricolă și am participat activ la diferite contracte de cercetare din catedră. Toată această perioadă de asistent universitar m-a ajutat pentru a mă forma ca specialist, cadru didactic și de cercetare. După obținerea titlului de șef de lucrări în 1998, prin cunoștințele dobândite am îmbunătățit atât conținutul disciplinelor predate cât mai ales am îmbunătățit permanent baza materială existentă. Din 2002 sunt conferențiar în cadrul Departamentul de Inginerie Mecanică și Autovehicule Rutiere.

(B-i) DIRECȚII DE DEZVOLTARE A CARIEREI ACADEMICE, ȘTIINȚIFICE ȘI PROFESIONALE

Introducere

Activitatea științifică, s-a concretizat, printre altele, în dezvoltarea și actualizarea bibliografiei disponibile pentru studenții Facultății de Mecanică din Iași, prin realizarea în calitate de autor principal sau coautor a unor cărți/îndrumare utilizate în procesul didactic.

Unul din domeniile de interes este cel legat de motoarele cu ardere internă. Motoarele, atât cele cu aprindere prin scânteie (MAS), cât și cele diesel sunt esențiale în special în industria auto, dar și în alte domenii de activitate care utilizează astfel de propulsoare. Într-o lume din ce în ce mai preocupată de eficiența energetică și de reducerea emisiilor poluante, inovațiile în tehnologia motoarelor sunt critice. Printre aceste inovații, motoarele care funcționează cu amestecuri sărace de combustibil se evidențiază ca o soluție promițătoare pentru îmbunătățirea performanței și sustenabilității. Motoarele care utilizează amestecuri sărace de combustibil funcționează cu un raport aer-combustibil mai mare decât cel stoechiometric. Acest procedeu are potențialul de a crește eficiența termică a motorului și de a reduce consumul de combustibil, contribuind astfel la scăderea emisiilor de gaze cu efect de seră și a altor compuși poluanți. În acest context, motoarele cu aprindere prin scânteie care funcționează cu amestecuri sărace de combustibil reprezintă o direcție importantă de cercetare și dezvoltare și promet să ofere soluții viabile pentru provocările energetice și de mediu cu care ne confruntăm. Prin explorarea principiilor lor de funcționare, a avantajelor și provocărilor asociate, putem înțelege mai bine cum aceste tehnologii pot contribui la un viitor mai sustenabil.

În decursul carierei mele am studiat și cercetat și aspectele legate de traficul, siguranța rutieră și dinamica producerii accidentelor de circulație. Traficul rutier și siguranța pe drumurile publice sunt aspecte esențiale ale vieții moderne, având un impact semnificativ asupra economiei, sănătății publice și calității vieții. Într-o lume în continuă urbanizare și creștere a mobilității, gestionarea traficului și asigurarea siguranței rutiere sunt provocări majore pentru autorități și societate în ansamblu. Dinamica producerii accidentelor de circulație și măsurile de prevenire și reducere a acestora constituie subiecte de interes crucial pentru a crea drumuri mai sigure și mai eficiente.

Capitolul 1. Motoare cu ardere internă

1.1. Motoare cu aprindere prin scânteie care funcționează cu amestecuri sărace de combustibil

Plecând de la economia de combustibil și implicit reducerea poluării, diferitele variante constructive aplicate motorului cu aprindere prin scânteie sunt limitate din cauza creșterii zonei de ardere din spatele frontului de flacără. Toate cercetările arată că utilizarea amestecurilor omogene nu au putut îmbunătăți semnificativ scăderea consumului de combustibil al motorului. În aceste circumstanțe, utilizarea amestecurilor stratificate aer-combustibil pare a fi o problemă rezonabilă, cu excepția cazului în care sunt implicate costuri mai mari sau apar dificultăți constructive majore. Până în prezent la propulsoarele ce funcționează cu amestecuri sărace, motorul cu jet de flacără, care are un consum specific de combustibil mai mare și necesită soluții constructive mai elaborate decât motorul cu o singură cameră de ardere, a fost abordat destul de precaut [1, 2, 6]. Motorul cu jet de flacără separă etapa de inițializare a nucleului flăcării de restul proceselor de ardere [13-16]. Considerăm că acest tip de motor are încă avantaje nedezevăluite. Astfel, camera de ardere divizată permite utilizarea benzinei cu un cifră octanică mai mică și chiar a combustibililor inferiori. Între timp, cercetările au demonstrat un comportament favorabil în ceea ce privește emisia de poluanți primari, în special NO_x [3, 4, 8]. Foarte multe soluții constructive de motoare cu amestec stratificat, cu două camere, folosesc o supapă auxiliară pentru admisia de aer /amestec proaspăt în camera secundară. În cele din urmă, soluția pe care am adoptat-o a eliminat cea de-a treia supapă cu mecanismul său de antrenare, folosind un sistem de alimentare mai simplu și mai fiabil, concept care conține piese care sunt utilizate în mod obișnuit în construcția de motoare cu ardere internă.

Soluția constructivă

Este bine cunoscut faptul că mulți producători de motoare folosesc componentele mari principale ale motorului, cum ar fi blocul motor, arborele cotit, biele etc., atât pentru familiile de motoare diesel, cât și pentru motoarele pe benzină.

La baza prototipului, s-au folosit piesele de la un motor convertibil, Astfel la bază s-a aflat un motor cu aprindere prin scânteie cu patru cilindri în linie (alezaj = 76 mm, cursă = 77 mm), chiulasă din două bucăți, distribuție prin curea dințată, un singur ax cu came, supape

acționate prin tacheți cilindrici cu pastile pentru reglajul jocurilor, în instalație de răcire cu lichid. Camera de ardere divizată a fost realizată parțial în chiulasa și parțial în capul pistonului. Restul volumului este format din canalul de legătură dintre cele două părți ale camerei de ardere. Partea inferioară a chiulasei provine de la varianta de motor ce funcționează după ciclul diesel. Chiulasa este echipată cu două supape verticale pentru fiecare cilindru; supapele controlează doar camera principală de ardere [7].

Sistemul de alimentare utilizat a fost unul combinat. Existența inițial a echipamentelor de injecție de înaltă presiune și experiența proprie în domeniu ne-au făcut posibil să abordăm aspectul complex al injecției directe. Astfel, camera de ardere auxiliară a fost alimentată cu amestec bogat prin injecție directă la cca. 8 MPa. S-a ales, într-o primă etapă, o pompă de injecție mecanică clasică, fără regulator de turație. Arborele cu came clasic al pompei a fost schimbat cu un arbore cu came cu profil excentric, figura 1. Pentru a obține o doză ciclică de combustibil foarte mică, pompa a fost reglată corespunzător.

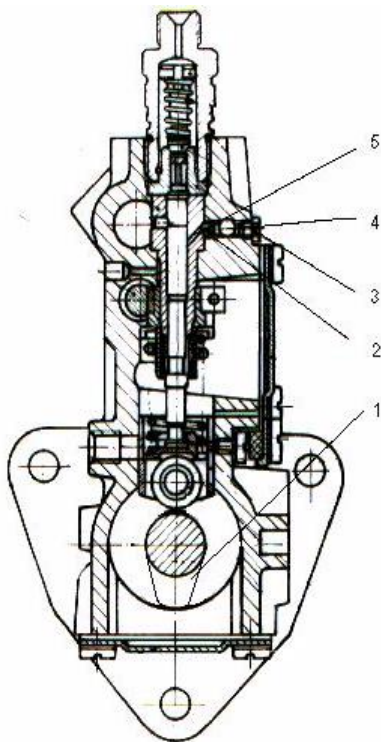


Fig. 1 Pompa de injecție

Camera de ardere principală a fost alimentată cu un amestec sărac, într-o primă etapă printr-un sistem conventional și astfel am evitat utilizarea unor soluții mai elaborate.

Aprinderea indusă electric are loc în camera de ardere secundară. După aprindere, presiunea crește în camera secundară, iar gazele sunt evacuate cu viteză mare în camera de ardere principală. Deoarece majoritatea acestor gaze ard, ele pătrund în camera principală ca un jet de flacără și produc o aprindere în masă a amestecului sărac existent. Rezultatul este o

aprindere sigură și ardere rapidă, care sunt condițiile necesare pentru un proces de funcționare corect al motorului, conform procedurii propus.

Camera de ardere principală a fost construită în două variante. Prima variantă prezintă la nivelul capului pistonului o cavitate profilată, așa cum se arată în figura 2. Astfel se asigură o mișcare centrifugă în timpul compresiei, creând o stratificare suplimentară a amestecului sărac, îndreptat către canalul de legătură dintre cele două camere. Această construcție a condus la un raport de compresie $\epsilon = 10,5$.

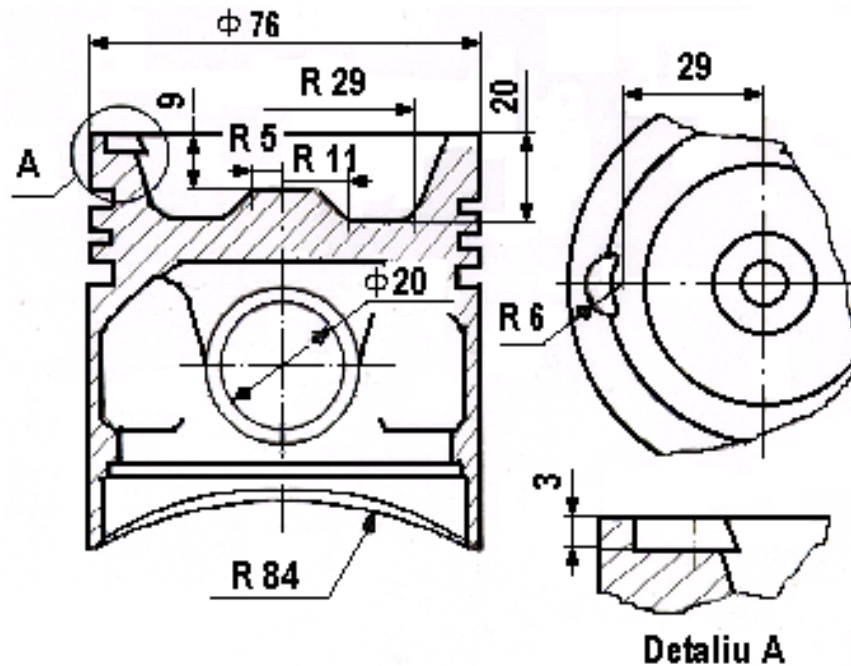


Fig. 2 Camera de ardere principală, tip I

Al doilea tip de cameră de ardere principală are prevăzute în partea superioară a pistonului trei compartimente, așa cum se arată în figura 3. Un prim prag de turbulență a fost prevăzut în zona canalului de trecere, având rolul de a sparge jetul și de a răspândi centrii activi în masa amestecului sărac.

Panta pragului asigură reflexia jetului, în timp ce zona semicirculară imprimă o formă divergentă jetului. Cele două cavități simetrice sunt folosite pentru a crea o mișcare de vârtej, care antrenează și difuzează centrii activi din jetul de flacără în masa amestecului sărac.

Realizarea camerei principale de ardere în capul pistonului a impus utilizarea pistoanelor cu un cap mai gros. Debitul de ulei prin ultimul canal de segment de piston a fost crescut datorită prezenței a 8 găuri cu diametrul de 0,5 mm.



Fig. 3. Camera de ardere principală, tip II

Al doilea tip de cameră de ardere principală a condus la un raport de compresie de 10 sau 11,5, în funcție de tipul camerei de ardere secundară. Pentru testarea funcționării motorului și cu combustibili grei (cum ar fi motorina sau petrolul), s-a realizat o variantă cu $\epsilon = 7$.

S-au ales trei tipuri de piese pentru a realiza camera de ardere auxiliară, prezentate în figura 4. Proiectarea acestor piese a ținut cont de influența eforturilor termice și a condițiilor specifice de montare; am folosit oțel rezistent la temperatură aliat cu Mo și Cr.

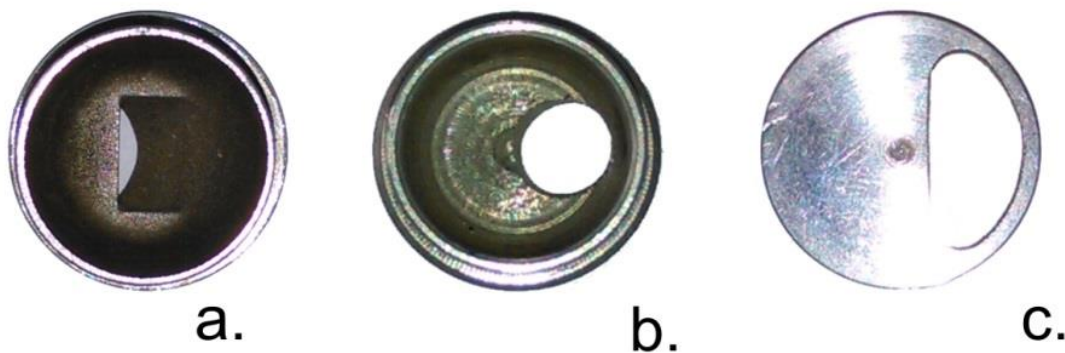


Fig. 4. Camere de ardere auxiliare (variante)

Având în vedere cele două tipuri de cameră de ardere principală și cele trei tipuri de cameră de ardere auxiliară, am obținut în sfârșit șase soluții constructive pentru motorul cu aprindere cu jet de flacără. Figura 5 prezintă una dintre aceste soluții constructive.

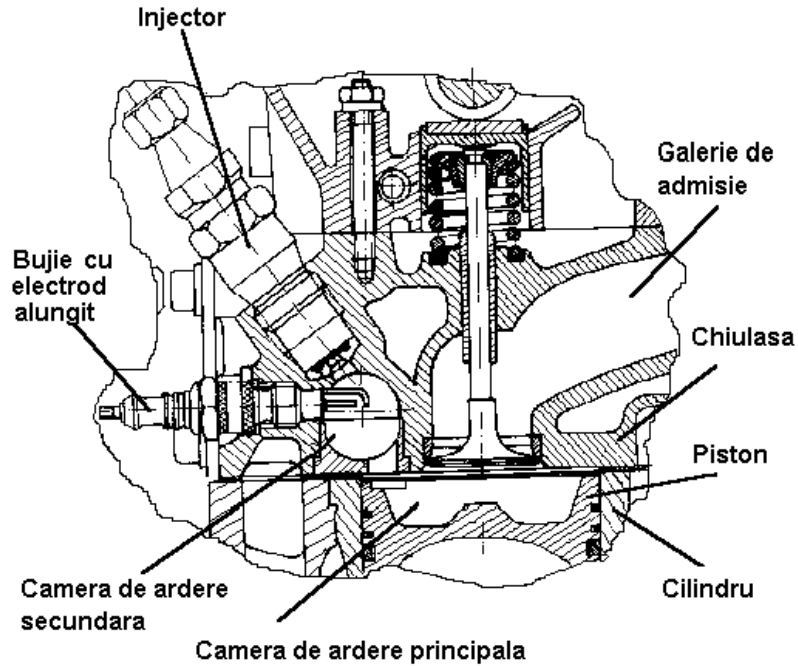


Fig. 5. Varianta F1

Arborele cu came a fost folosit și pentru a antrena pompa de injecție, prin intermediul unui pinion și a unei curele dințate, amplasate la capătul opus pinionului de distribuție.

Pentru această fază a cercetării am folosit un sistem clasic de aprindere. Distribuitorul de aprindere a fost amplasat pe pompa de injecție folosind o piesă intermediară care permite rotirea acesteia cu un unghi larg de cca. 120°, permițând astfel reglarea avansului la aprindere.

Recomandările făcute de alți cercetători, precum și experimentele preliminare au indicat că inițierea flăcării în amestecul bogat din camera de ardere secundară ar trebui să aibă loc în zona centrală a acesteia [2, 5]. Pentru a atinge acest scop am folosit bujii speciale, adaptate din bujii clasice la care am prelungit electrodul central și am adăugat electrodul de masă, devenind astfel niște "bujii cu electrozi lungi", așa cum se arată în figura 6. Pentru a regla mai precis poziția bujiilor în camera de ardere, am folosit șaibe de cupru cu grosimi diferite. Se știe că o mare parte din energia scântei încălzește electrozii sau se pierde prin radiație și doar 5-16% este folosită pentru a încălzi amestecul până la nivelul temperaturii de aprindere [9, 10]. Acesta este motivul pentru care am proiectat și realizat trei tipuri de

electrozi, prezentate în figura 7. Tipul "a" combină forma clasică cu cerințele mai sus menționate, în timp ce tipul „b” previne înfundarea din cauza unui jet pulverizat în apropiere. Forțele de tensiune superficială produse de forma curbată a electrodului oprește formarea picăturilor de combustibil. Bujia de tip "c" folosește doi electrozi de masă formați; energia de descărcare pentru acest tip de bujie este între 0,2 și 3 mJ, conform Bosch [10, 11]. În etapele finale ale încercărilor experimentale am folosit și o aprindere electronică, în fapt fiind un sistem electronic special conceput pentru a oferi o energie înaltă între electrozii bujiei de aprindere.

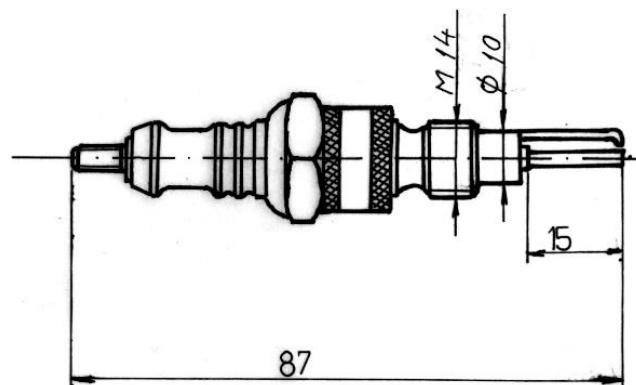


Fig.6 Bujie cu electrozi lungi

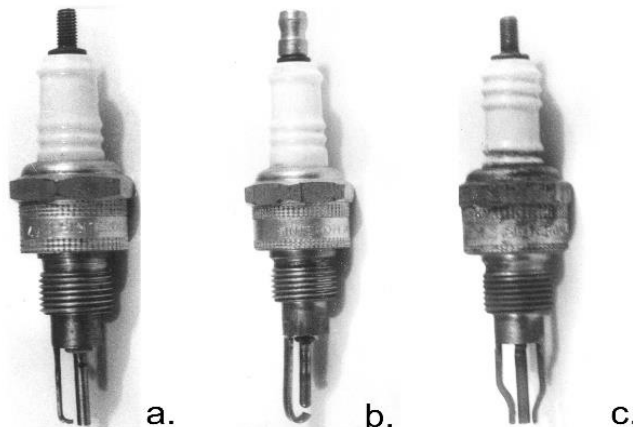


Fig. 7. Variante de bujii

Experimentele au fost facute inițial pe motorul standard, pentru a obține caracteristicile de funcționare și performanțele energetice, după care pe standl de încercări a

fost montat motorul experimental ce funcționează cu amestec stratificat și jet de flacără. Figura 8 prezintă o vedere a motorului experimental în momentul testării.

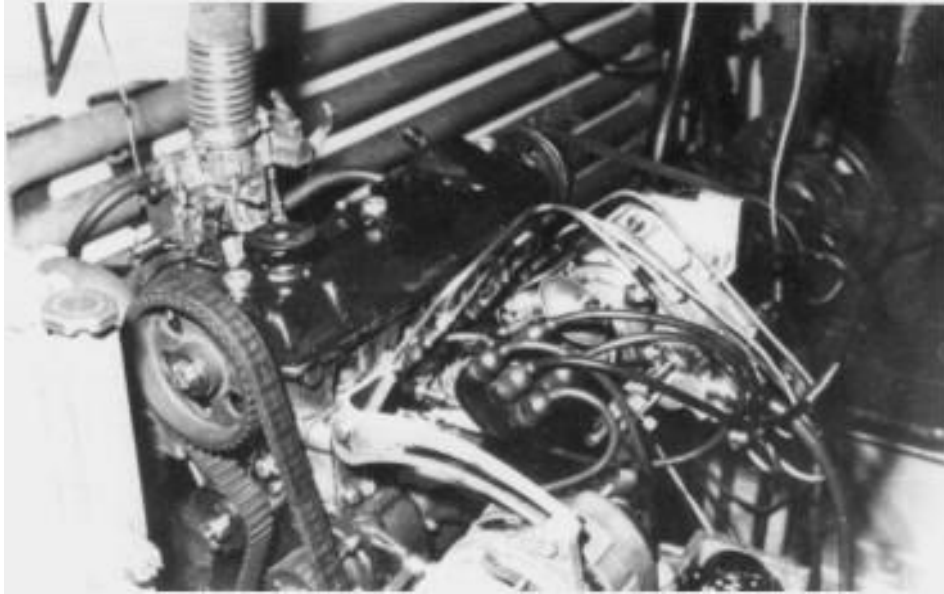


Fig. 8. Motor montat pe bancul de testare

Teste experimentale

Am dezvoltat multe teste pentru a stabili cea mai convenabilă configurație și dimensiunile celor două camere de ardere și ale canalului de legătură. Tabelul 1 prezintă variantele de testare luate în considerare.

Tabelul 1 Variante de testare

Variante	Camera de ardere principală	Camera de ardere secundară	Raport de compresie	Alimentare
F1	O cavitate (fig. 1)	fig. 3a	$\epsilon_1 = 9$	soluție de alimentare combinată
F2		fig. 3b	$\epsilon_2 = 10.5$	
F3		fig. 3c	$\epsilon_3 = 7$	
F4	Trei cavități (fig. 2)	fig. 3a	$\epsilon_4 = 10$	
F5		fig. 3b	$\epsilon_5 = 11.5$	
F6		fig. 3c	$\epsilon_6 = 8$	

Am început testele motorului experimental cu varianta marcată F1. Reglând poziția bujiei în interiorul camerei de ardere auxiliară, am observat că procesul de lucru cel mai

constant, atât la mersul în gol, cât și la sarcină, s-a obținut atunci când punctul de aprindere (vârful electrodului) a fost plasat la aproximativ 14-15 mm. în interiorul camerei. Când această poziție este depășită cu ± 3 mm stabilitatea ciclică este compromisă, ceea ce demonstrează existența în centrul camerei a unei zone cu amestec bogat - probabil o sferă de 6 mm diametru. Următorul pas a fost stabilirea celui mai favorabil moment al injectiei. Criteriile luate în considerare au fost ușurința de pornire, stabilitatea procesului de lucru al motorului și atingerea indicilor de putere maximă. Experimental s-a constatat că momentul cel mai favorabil pentru începerea injectării s-a constatat a fi la 75° înaintea P.M.S., în timpul cursei de comprimare. Aceste ajustări și mai ales avansul de injectie s-au dovedit a fi potrivite și pentru restul variantelor test.

Rezultate experimentale

Rezultatele experimentale pe care le-am obținut sunt prezentate în tabelul 2. Am elaborat analiza ținând cont de următoarele criterii:

- ✓ ușurință de pornire;
- ✓ stabilitatea procesului de lucru;
- ✓ indicele de putere;
- ✓ doza ciclică și consumul de carburant motorului;
- ✓ tendința de detonație.

Tabelul 2. Rezultate obținute

Varianta	P_n [kW]	λ at idle	ΔC_h [%]	ΔC_e [%]	Tip bujie	Observații
F1	37.8	1.92	18.1	12.4	fig. 6a	Proces de lucru foarte stabil
F2	40.5	2.10	21.3	13.6	fig. 6a	Proces de lucru bun, cu rezistență ridicată la detonație și consum redus
F3	-	1.56	10.8	-	fig. 6c	Proces de lucru instabil, în special la sarcină parțială mare și încărcare completă
F4	39.0	1.98	18.7	13.2	fig. 6b	Comportament bun, dar fără performanțe remarcabile
F5	42.6	2.50	29.2	15.0	fig. 6b	Cele mai bune performanțe pentru această soluție
F6	22.7	1.7	11.2	-	fig. 6c	Performanțe scăzute, tendință spre instabilitate

Testele au subliniat că regimurile de lucru la mersul în gol și la sarcină redusă ar putea fi asigurate doar prin injectarea combustibilului în camera de ardere secundară, în special la turații mici ale motorului. Am observat că motorul poate fi acționat pentru toate sarcinile cu

clapeta de accelerație complet deschisă. În aceste condiții, ajustarea sarcinii a fost realizată prin modificarea dozei amestecului sărac. Acest lucru ne-a permis să evităm echiparea pompei de injecție cu un dispozitiv de corectare ciclică a dozei. Pentru a prezenta mai multe detalii despre cele mai semnificative rezultate, am selectat varianta F5, care mi s-a parut a fi cea mai buna, satisfacand majoritatea criteriilor initiale.

Figura 9 prezintă dozajul de combustibil λ la regimul de mers în gol atât pentru motorul standard, cât și pentru experimentul. Am observat diferențe importante între cele două soluții de alimentare.

Astfel, pentru motorul cu jet de flacără, motorul a avut un regim de lucru stabil chiar și pentru $\lambda = 3,3$ ceea ce dovedește eficiența procesului de stratificare adoptat. Dozele medii pe care le-am obținut au fost următoarele:

- ✓ $\lambda_{m, F5} = 2,5$ pentru motorul experimental;
- ✓ $\lambda_{m, s} = 0,66$ pentru motorul standard.

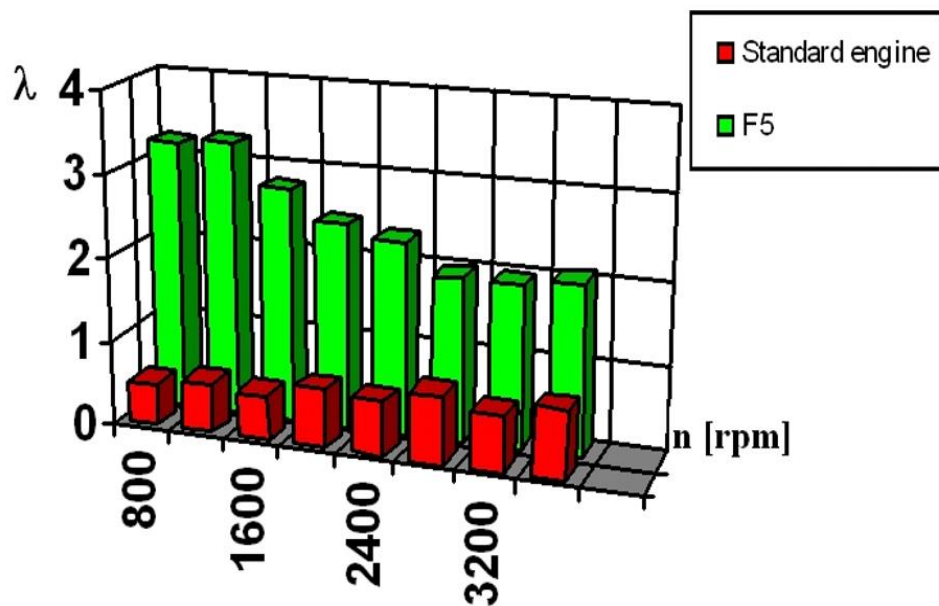


Fig. 9. Excesul de aer la mersul în gol

Temperatura mai scăzută a gazelor de evacuare este prezentată în figura 10 și confirmă faptul că motorul funcționează cu amestecuri sărace în combustibil.

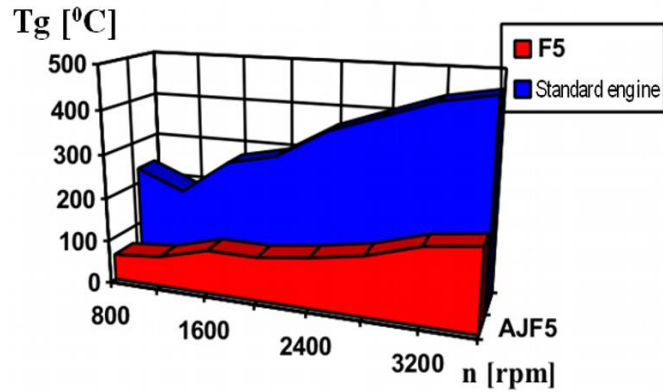


Fig.10 Temperatura gazelor de evacuare la mersul în gol

Motorul poate funcționa cu amestecuri mai sărace, așa cum se arată în caracteristica de consum de combustibil la mersul în gol, reprezentată în figura 11. Scăderea ΔCh a consumului de combustibil al motorului cu jet de flacără comparativ cu motorul clasic, este reprezentată în figura 12.

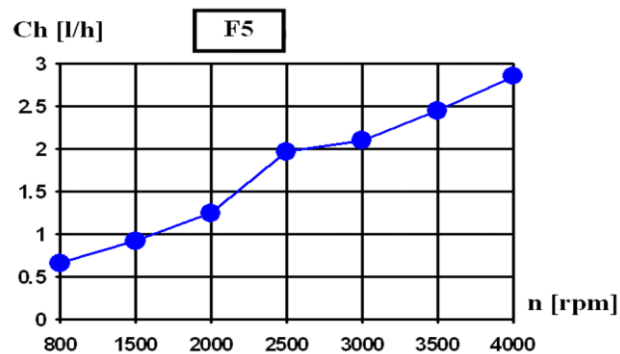


Fig.11 Caracteristica de consum la mersul în gol

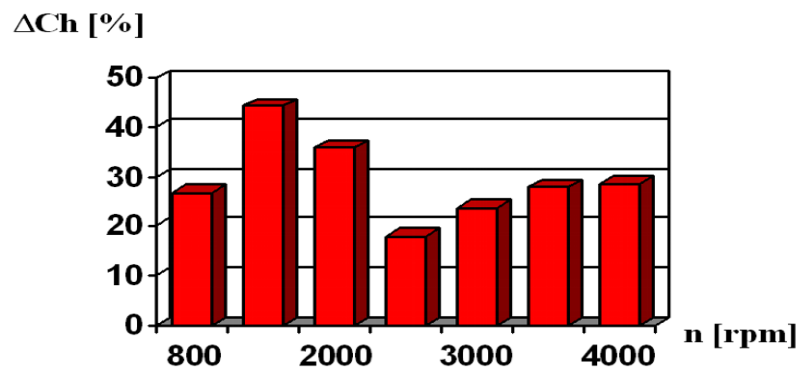


Fig. 12. Scăderea consumului de combustibil la mersul în gol

Deoarece motorul funcționează fără obturator pe galeria de admisie, procesul de umplere a cilindrilor s-a îmbunătățit. Acest aspect este prezentat în figura 13, unde η_v reprezintă coeficientul de umplere.

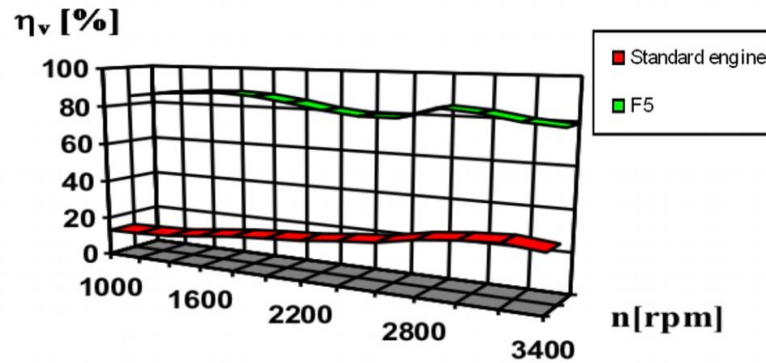


Fig. 13. Coeficientul de umplere a cilindrilor la mersul în gol

Figura 14 prezintă consumul specific al motorului experimental la diferite sarcini parțiale. Cele mai importante scăderi ale consumului specific de combustibil au avut loc la sarcină de 25%, 40% și 70%. Consumul specific minim de combustibil a fost de 240 g/kW.h. Influența turației motorului asupra scăderii consumului specific de combustibil, la sarcini de 25% și 40%, este prezentată în figura 15.

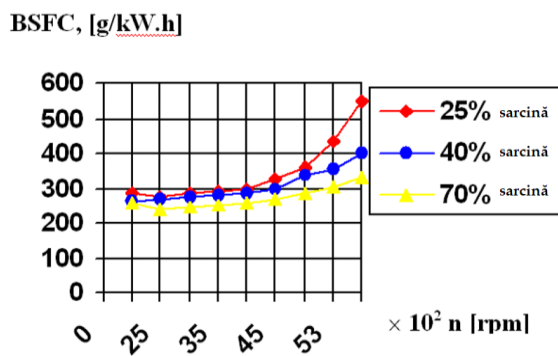


Fig. 14. Consumul specific de combustibil

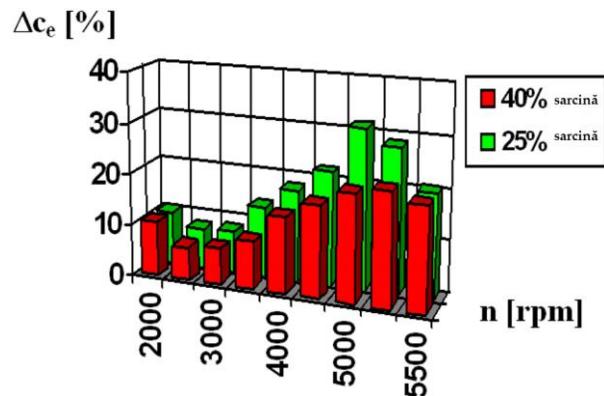


Fig. 14. Variația consumului specific de combustibil

Figura 16 prezintă conținutul de CO al gazelor de evacuare la 25% și 70% sarcină, în timp ce figura 17 prezintă emisiile de HC; sunt indicați și coeficienții medii de exces de aer.

Din acest punct de vedere, motorul cu jet de flacără are un comportament diferit față de motorul clasic cu aprindere prin scânteie, pentru care λ ar trebui să scadă la sarcini mici și la mersul în gol. Pentru motorul cu jet de flacără, amestecurile mai sărace au condus la emisii mai mari de HC.

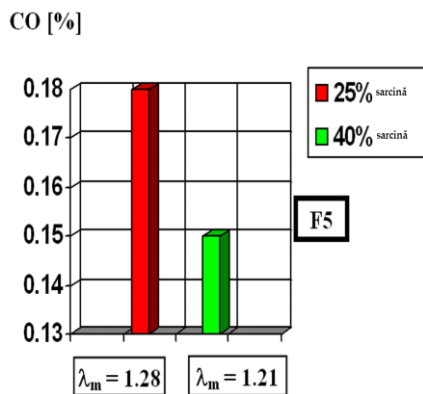


Fig. 16. Emisii de CO, varianta F5

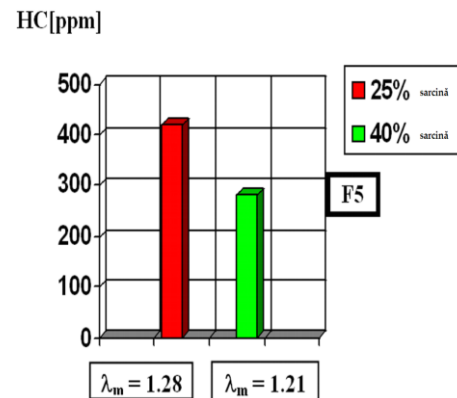


Fig. 17. Emisii HC, varianta F5

Testele efectuate la sarcini foarte mici cu varianta F3 a aceluiași motor au arătat posibilitatea folosirii de combustibili mai puțin volatili fără manifestarea fenomenului de detonație, chiar și pentru un avans ceva mai mare la aprindere.

Concluzii

- Soluția de motor cu amestec stratificat a furnizat motorului amestecuri sărace, care ar putea duce la un consum specific de combustibil mai mic de 245 g/kWh pentru cea mai bună variantă a motorului cu aprindere cu jet de flacără;
- Se asigură functionarea la mersul în gol și la sarcini mici, la turație redusă numai cu injecție de combustibil în camera de ardere secundară. Toate celelalte regimuri necesită alimentare dublă: o cantitate mică de combustibil (independent de sarcină și turație) este injectată în camera de ardere secundară, în timp ce camera de ardere principală este alimentată cu un amestec foarte sărac. În aceste condiții, pompa de injecție nu are nevoie de un dispozitiv de corectare a debitului;
- Toate regimurile de lucru sunt realizate cu clapeta de accelerație complet deschisă. Reglarea sarcinii se realizează numai prin modificarea dozei amestecului sărac, similar cu un motor Diesel;

- Stabilitatea ciclică a motorului care funcționează cu amestecuri sărace se realizează atunci când electrozii bujiilor au lungimea de 14-15 mm; aceasta dovedește existența unei zone cu amestec bogat (probabil o sferă cu diametrul de 6 mm);
- Alimentarea motorului cu amestecuri stratificate conduce la o bună stabilitate ciclică chiar și pentru coeficienții de dozare globale $\lambda = 3,3$. Aceasta este o caracteristică a motorului cu aprindere cu jet de flacără și confirmă încadrarea acestuia între motoarele cu încărcare stratificată;
- La sarcini mici, reducerea medie a consumului specific de combustibil este cuprinsă între 14,6% și 18% pentru care se obține un consumuri de combustibil mai mici de 300 g/kWh într-un interval de turații relativ larg;
- La sarcini parțiale mici, s-a observat o reducere semnificativă a emisiilor de CO, pentru întreaga gamă de turații a motorului. Emisiile de CO sunt mai mici decât cele înregistrate pentru motorul standard. Emisiile de HC sunt mai mari decât cele ale motorului standard, datorită amestecurilor mai sărace utilizate pentru alimentarea motorului cu aprindere cu jet de flacără;
- Deși am folosit un raport de compresie destul de mare ($\epsilon = 11,5$) nu s-a evidențiat funcționarea cu detonație, ceea ce reprezintă un avantaj important pentru motorul cu experimental cu jet de flacără. Pentru o altă soluție constructivă, cu raportul de compresie $\epsilon = 7$, testele de pornire și de funcționare pe care le-am efectuat au arătat că ar putea fi folosiți combustibili mai puțin volatili (cum ar fi petrolul) pentru a alimenta motorul.

O posibilitate interesantă este utilizarea amestecurilor sărace prin conversia unui motor clasic cu ardere internă. Motorul cu amestec sărac îmbunătățește soluțiile tehnice complexe și prezintă o importanță mare justificată de un consum redus și un nivel acceptabil de poluare. Acestea sunt principalele beneficii pentru aplicarea procedurii de stratificare a amestecului pe baza injectării carburantului într-o cameră de ardere divizată. Una dintre cele mai mari probleme este formarea amestecului carburant în limitele de inflamabilitate. Introducerea combustibilului în camera de ardere secundară prin procedeul de injecție

mecanică, forma și structura pulverizării combustibilului determină alegerea arhitecturii camerei de ardere, a punctului de aprindere etc.

1.1.1. Studiul formării amestecului carburant în motorul cu aprindere prin scânteie ce funcționează cu amestec stratificat și jet de flăcără

Cercetarea în domeniul formării amestecurilor concepute în vederea îmbunătățirii performanțelor de putere, consum și poluare, se axează în principal pe două direcții:

- îmbunătățirea funcționării motorului la sarcini parțiale, prin folosirea amestecurilor sărace; în aceste condiții de funcționare motorul cu aprindere prin scânteie pentru aplicații auto este adesea folosit neeconomic;
- îmbunătățirea formării amestecului pe baza dezvoltării echipamentelor auxiliare (de exemplu mecanisme de distribuție variabilă, sisteme injecție de benzină speciale).

În timpul procesului de ardere în motorul clasic cu aprindere prin scânteie, există două fenomene opuse. Pentru prima perioadă a procesului de ardere, când începe inițializarea nucleului frontului de flăcără, trebuie să avem factori fizicochimici constanți și este necesar un amestec bogat și o turbulență redusă în zona electrozilor bujiiei de aprindere. Altfel, în a doua perioadă a procesului de ardere, când flacăra se dezvoltă în camera de ardere, este necesară turbulență mărită. Pentru atingerea acestor obiective există două variante viabile:

- amestecul staratificat, în măsură de a obține un amestec bogat doar în zona bujiilor;
- să se separe inițializarea nucleului de flăcără de procesul de propagare a flăcării în camera de ardere.

Observații generale

Pentru a face o evaluare cantitativă a economicității, ar trebui efectuate studii termodinamice comparative în diferite situații de alimentare cu combustibil a motorului cu scânteie [17,18]. Acesta poate fi de fapt al doilea aspect caracteristic, pe lângă caracteristica de sarcină, analiza termodinamică a unui motor cu amestec stratificat cu injecție directă de combustibil poate oferi indicatori privind natura dependenței dintre sarcină și raportul aer-combustibil. În figura 18 se poate observa că pentru o sarcină cuprinsă între $\chi = 50\%$ și $\chi = 100\%$, ($\chi = P_e / P_{e,max,cont}$) cu P_e și $P_{e,max,cont}$ ca putere efectivă, la un moment dat și sub sarcină maximă continuă, coeficientul de exces de aer variază în limite apropiate: 2...1.

Pentru a controla o sarcină mai mică de 27 %, χ va suferi modificări de la 3 la 6 aproximativ, ceea ce reprezintă un avantaj pentru echipamentul de injecție al carburantului utilizat la motorul cu injecție directă. În al doilea rând, pierderile de căldură prin gazele de evacuare scad și iar încărcătura proaspătă care intră în cilindrii motor va fi mai puțin impurificată de către gazele reziduale.

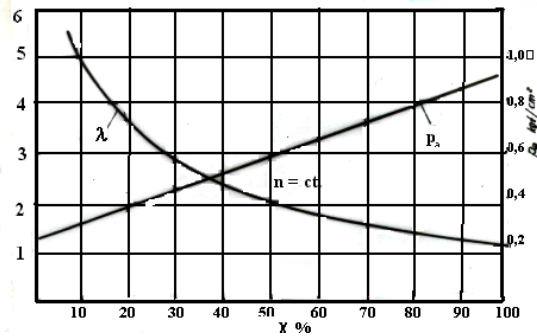


Figura 18 Dependenta dintre sarcina și raportul aer-combustibil

În mod similar, prin reducerea sarcinii motorului cu amestec stratificat, proporția de aer din încărcătură crește și are loc o scădere corespunzătoare a valorilor termice specifice ale produselor de ardere. Din această cauză gazele de eșapament vor prelua mai puțină căldură, deci vom avea o pierdere mai mică de energie în ciclul motor. Acest lucru contribuie la un randament indicat mai mare. Într-adevăr, analiza exprimării eficienței termodinamice a ciclului de ardere izocor se poate scrie:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\frac{c_p}{c_v}}}, \quad (1)$$

unde se arată că raportul căldurii specifice:

$$k = \frac{c_p}{c_v}, \quad (2)$$

crește odată cu îmbunătățirea amestecului, deoarece prin creșterea proporției de gaze biatomice scad valorile căldurii specifice. Mai mult, intensitatea disocierii și arderii combustibilului este mai completă. În plus, valoarea termică specifică mai mare a fluidului în mișcare are ca rezultat temperaturi mai scăzute ale gazelor de evacuare, împreună cu

scăderea sarcinii în sine și pierderi de căldură mai mici. Acest aspect arată că motorul cu stratificat se comportă într-un mod complet diferit față de motorul clasic.

În ciclul de funcționare cu amestec stratificat valorile maxime ale presiunii la sfârșitul procesului de comprimare (în ceea ce privește sarcinile parțiale), sunt mai mari decât valorile presiunii similare la motorul clasic. Acest aspect împreună cu cele analizate anterior pot conduce la concluzia că randamentul indicat este mai mare când sarcina este mai mică, ceea ce este exact opusul aceluiași aspect la motorul clasic.

Graficul din figura 19 prezintă aspectul mai sus menționat; curbele 1, 2 se referă la motoarele alimentate proporție constantă raportat la sarcină și respectiv cu proporție variabilă în funcție de sarcină; curba 3 este pentru motorul cu amestec stratificat. Dacă modificarea în sarcină a randamentului mecanic este considerată identică pentru cele trei cicluri examinate, este că variațiile valorilor consumului specific efectiv sunt dependente de variațiile η_i ale randamentului indicat.

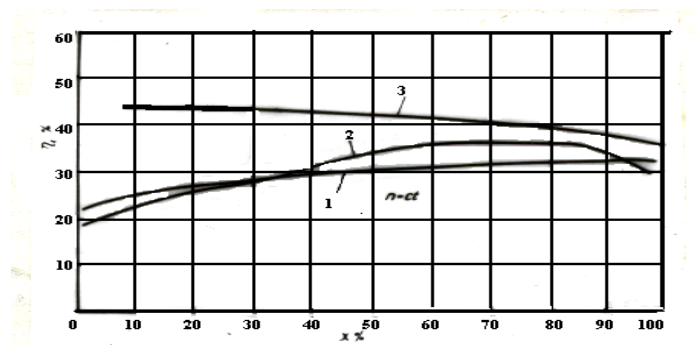


Figura 19 Influența sarcinii în funcție de eficiența randamentului indicat

În figura 20 sunt prezentate curbele efective de variație a consumului specific în funcție de sarcina motorului, ce unde poate determina economicitatea fiecărei categorii de cicluri analizate.

Soluția de stratificare și modelul funcțional

Studiile teoretice și experimentale au avut la bază soluția constructivă de camera de ardere principială și secundară prezentate în figura 5 din paragraful anterior, respectiv un motor cu jet de flacără destul de diferit de motoarele de acest tip, proiectate anterior, deoarece nu are supapă de baleiaj la camera secundară. Raportul între volumul camerelor de

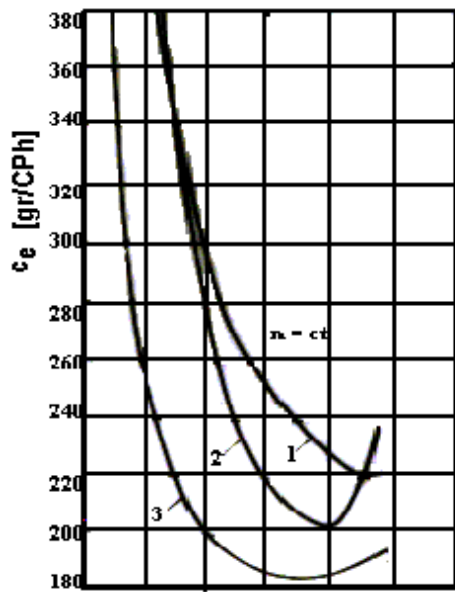


Figura 20 Curbele de variație a consumului specific efectiv în funcție de sarcina motorului

ardere a fost $\gamma = 0,47$. Față de prima variană constructivă a motorului experimental (cea prezentată în figura 8 din paragraful anterior), varianta II a motorului experimental ce funcționează cu amestec stratificat și jet de flacără, a fost dezvoltat în sensul în care a fost construită o galerie de admisie specială, deasemenea fără obturator și camera de ardere principală a alimentată în poarta supapei de o injecție electronică gestionată de un ECU programat special pentru acest scop. S-a păstrat soluția de alimentare a camerei de ardere secundară cu ajutorul pompei de injecție mecanică, injecția având loc la aceeași valoare a unghiului de avans, de 75° înainte de PMS,

în procesul de comprimare.

Aspecte privind formarea amestecului

La motoarele cu amestec stratificat, la care combustibilul este injectat direct în zona electrozilor bijiei de aprindere printr-o pompă mecanică, una dintre provocări este forma și structura pulverizării de combustibil deoarece procedeul folosește mișcarea de rotație a aerului din camera de ardere secundară, iar picăturile de combustibil sunt separate centrifug în funcție de masa lor în proporții diferite. Și modelarea convenabilă a canalului de legătură între cele două camere de ardere are un rol foarte important în această mișcare de rotație a încărcăturii proaspete. Pentru a ști ce se întâmplă în camera de ardere secundară, este necesar să cunoaștem viteza de rotație a încărcăturii, transferul de căldură și masă la nivelul picăturii de combustibil, precum și modificarea parametrilor fluidului de lucru din interiorul cilindrului în timpul procesului de compresie.

Pentru partea de modelare matematică, calculele au fost făcute pentru camera de ardere secundară sferică 1 cu volumul V_{ac} (în chiulasă) în legătură cu cilindrul prin canalul 2, figura 21, și altul delimitat de piston și chiulasa cu volumul V_x . Parametrii care descriu

mișcarea fluidului de lucru în interiorul camerei de ardere secundare sunt prezentați în figura 22.

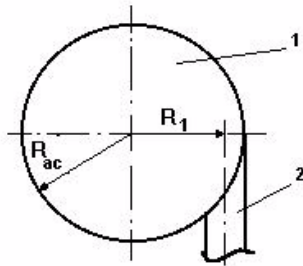


Fig. 21 Camera de ardere secundară

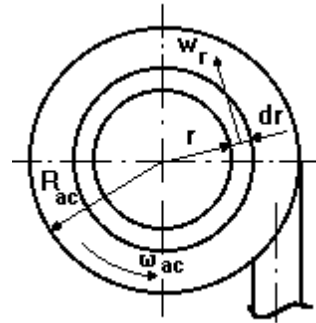


Fig. 22 Mișcarea fluidului de lucru în camera de ardere secundară

Expresia vitezei de rotație a fluidului de lucru în camera de ardere secundară este:

$$\omega_{ac} = \frac{R_1 \cdot S_p^2 \cdot V_{ac}}{\mu \cdot S_c \cdot R_2^2 \cdot \omega} \cdot V_x \int_{\phi_c}^{\phi_x} \frac{w_x^2}{V_x^3} \cdot d\phi, \quad (3)$$

unde:

S_p este aria pistonului, S_c este aria secțiunii de trecere prin canalului 2, ϕ_c este unghiul arborelui cotit la începutul procesului de compresie și ϕ_x este unghiul arborelui cotit când volumul camerei de ardere principale este V_x , w_x este viteza pistonului, μ este coeficientul de refulare în canalul de legătură, iar ω este turația arborelui cotit.

O picătură de combustibil, în mișcare relativă în curent de aer cald, își modifică dimensiunile inițiale d_0 :

$$d^m = d_0^m - k(t - t_1) \quad (4)$$

unde $(t-t_1)$ este timpul de la începutul injecției, k este coeficientul de vaporizare și m un exponent a cărui valoare este 1,5...1,66.

Parametrii fluidului de lucru care ne interesează în timpul procesului de compresie sunt densitatea ρ_{ac} și vâscozitatea μ_{ac} :

$$\rho_{ac} = \frac{P_{ac}}{g \cdot R_a \cdot T_{ac}} = \frac{\varepsilon \cdot \rho_a}{\left[\frac{1}{2} \cdot (\varepsilon - 1) \cdot \left(1 - \cos 6nt + \frac{\lambda}{2} \sin^2 6nt \right) + 1 \right]}$$

$$\mu_{ac} = 0,38 \cdot 10^{-8} \cdot T_a \cdot \left[\frac{\varepsilon}{\frac{1}{2} \cdot (\varepsilon - 1) \cdot \left(1 - \cos 6nt + \frac{\lambda}{2} \sin^2 6nt \right) + 1} \right]^{n_1 - 1} \quad (5)$$

unde p_{ac} și T_{ac} sunt presiunea și temperatura amestecului de combustibil în timpul procesului de compresie, R_a este constanta aerului, ε raportul de compresie, ρ_a densitatea aerului, n turația arborelui cotit, λ raportul constructiv și n_1 exponentul politropic.

Evoluția jetului de combustibil, în camera de ardere secundară figura 23 este descrisă de ecuațiile de mișcare ale picăturilor de combustibil:

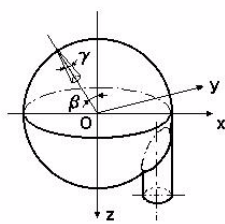


Fig.23 Stabilirea condițiilor inițiale

$$\begin{aligned} \frac{d^2y}{dt^2} &= -1,3204 \cdot 10^7 \cdot \frac{\rho_{ac}^{0,5}(t) \cdot \mu_{ac}^{0,5}(t)}{d^{1,5}} \cdot \left(\frac{dy}{dt} \right)^{1,5} \\ \frac{d^2x}{dt^2} &= -1,3204 \cdot 10^7 \cdot \frac{\rho_{ac}^{0,5}(t) \cdot \mu_{ac}^{0,5}(t)}{d^{1,5}} \cdot \left(\frac{dx}{dt} + z \cdot \omega_{ac}(t) \right)^{1,5} \\ \frac{d^2z}{dt^2} &= -1,3204 \cdot 10^7 \cdot \frac{\rho_{ac}^{0,5}(t) \cdot \mu_{ac}^{0,5}(t)}{d^{1,5}} \cdot \left(\frac{dz}{dt} + x \cdot \omega_{ac}(t) \right)^{1,5} \end{aligned} \quad (6)$$

Simulările pe calculator ale ecuațiilor de mai sus prezintă în figura 24 evoluția parametrilor principali din camera de ardere secundară, în funcție de rotația arborelui cotit sau de timp.

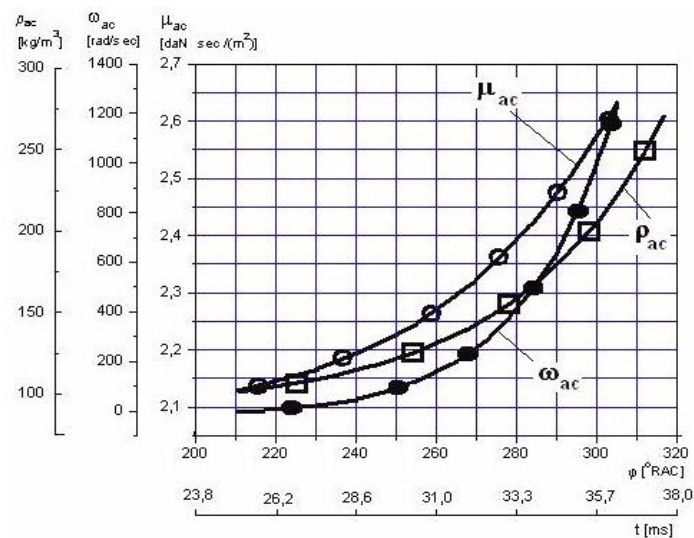


Fig.24 Evoluția parametrilor principali din camera de ardere secundară

Graficul din figura 25 prezintă vaporizarea picăturii de combustibil (cu diametrul cuprins între 50...100 μm), în funcție de rotația arborelui cotit sau de timp.

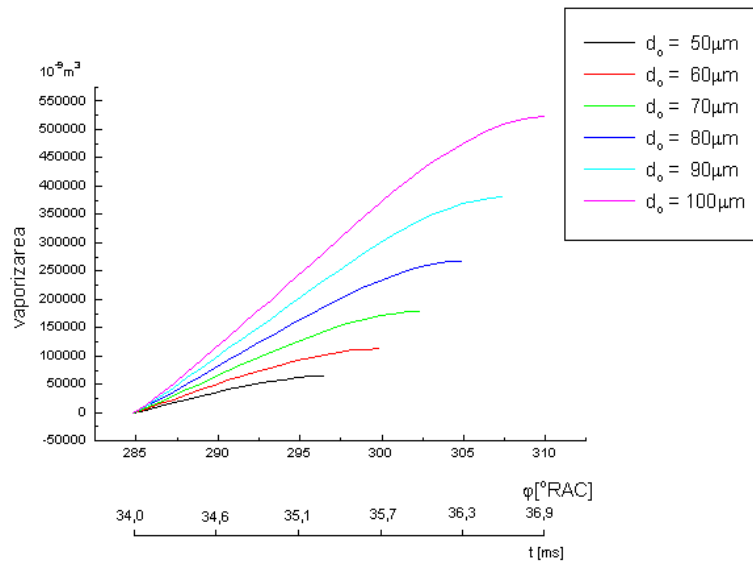


Fig.25 Vaporizarea picăturii de combustibil

Traectoria jetului de combustibil este descrisă de poziția a patru picături caracteristice din anvelopa de pulverizare în XZ și XY. Fig. 26. Pe grafice au fost prezentate și camera de ardere direcția de pulverizare a combustibilului și axa bujiei, care este OX. Punctul de aprindere poate fi modificat de-a lungul acestei axe.

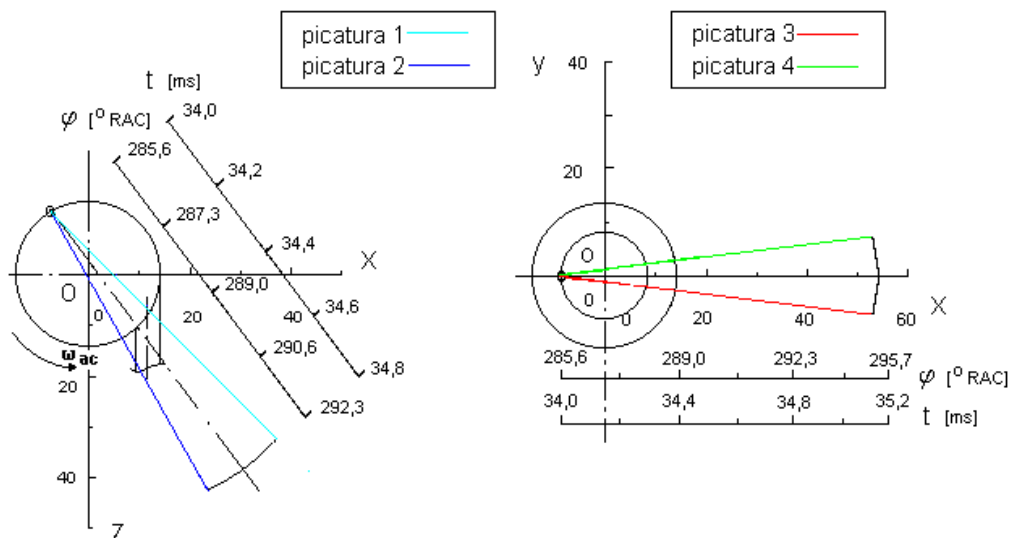


Fig.26 Traectoria jetului de combustibil

Simulările pe calculator arată că, în cazul nostrum particular, mișcarea aerului în camera de ardere secundară nu are o influență majoră asupra traiectoriei jetului de combustibil pulverizat. Mișcarea aerului se suprapune astfel peste mișcarea picăturilor de combustibil vaporizate din jet. Ele fac puține rotații complete în camera de ardere, din momentul injecției până la momentul aprinderii.

S-au obținut rezultate semnificative și pentru sarcinile parțiale, utilizate de obicei pentru a conduce automobilul la viteză stabilizată. Deci pentru o putere efectivă de 22 CP la 3000 rpm, s-au obținut un coeficient de exces de aer de 1,38, randamentul volumetric este $\eta_v = 0,79$ și consumul specific efectiv de 247 g/CP h. Pentru un alt punct de pe caracteristica de funcționare a motorului pentru o putere de 27 CP la 3000 rpm, s-au obținut un coeficient de exces de aer de 1,23, randament volumetric $\eta_v = 0,79$ și consum specific efectiv 229 g/CP h.

În figura 27 se prezintă caracteristica de mers în gol a motorului ce funcționează cu amestec stratificat și jet de flacără comparative cu motorul standard, iar în figura 20 se prezintă caracteristica de sarcină și alți parametri semnificativi la turația de 1600 rpm.

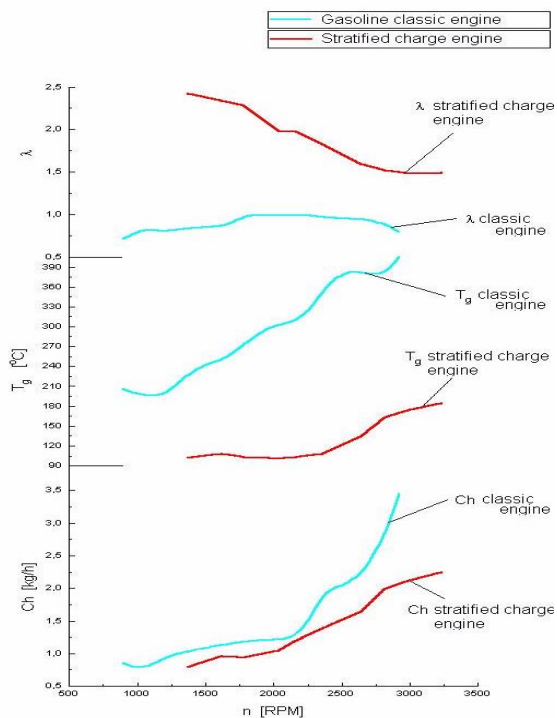


Fig. 27 Caracteristica de mers în gol

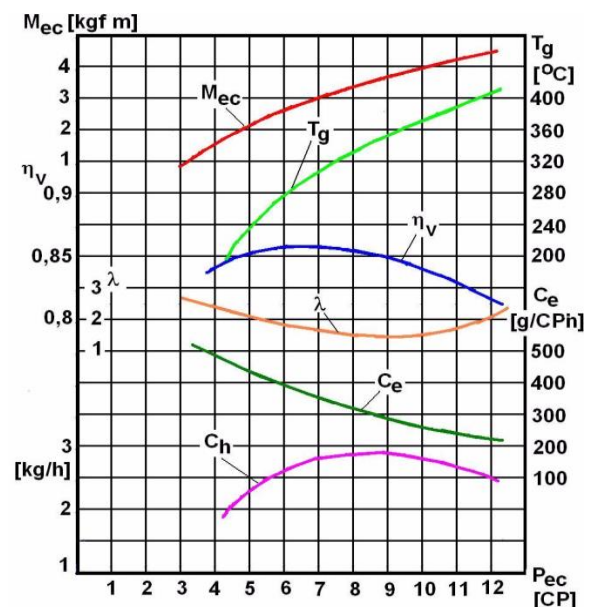


Fig. 28 Caracteristica de sarcină și variația unor parametri semnificativi

Concluzii

- Experiența acumulată în domeniul echipamentelor de injecție a făcut posibilă abordarea problemelor complexe începând cu abordări privind formarea amestecului carburant pentru motoarele cu aprindere prin scânteie existente și mergând până la noi soluții pentru formarea și arderea amestecurilor sărace în combustibil, un domeniu care poate oferi posibilități încă neexplorate.
- Avantajele economice și stabilitatea ciclică sporită pledează pentru utilizarea procedurii descrise în motorul cu aprindere prin scânteie experimental alimentat prin injecție directă de combustibil. Lucrând pe o familie de motoare cunoscute, câștigul de performanță obținut contribuie la îmbunătățirea calităților de dinamică și de consum ale acestora.
- Procedeu de formare a amestecului carburant prin stratificare în cameră de ardere divizată alimentată prin injecție directă este o soluție rațională nu numai prin prisma posibilităților de reducere a dispersiei ciclice dar și prin mărirea gradului de convertibilitate între M.A.S. și M.A.C.;
- Un alt aspect din cercetarea mea este cel legat de procesul de ardere din motoarele cu piston. Eforturile de cercetare în direcția simulării ciclului funcțional al motoarelor cu ardere internă, sunt justificate prin scurtarea drumului dintre o nouă soluție conceptuală și efectele acesteia și, de asemenea, prin reducerea costurilor de cercetare. Pot fi adoptate noi soluții de organizare și management pentru procesul de ardere după ce acestea, de exemplu, sunt confirmate la nivel de model.

1.2 . Procesul de ardere din motoarele cu piston

1.2.1. Analiza asupra efectelor termo-mecanice ale arderii la motoarele diesel rapide

Aportul de căldură realizat prin ardere este integrat într-un model matematic având în vedere evoluții teoretice distincte caracterizate prin exponenți politropi constanți, efectele evidențiate fiind semnificativ mai mari.

Pentru monitorizarea condițiilor de ardere (care, spre deosebire de cele de la motorul real, pot fi strict controlate) s-a procedat la izolarea unui microvolum de control reprezentativ pentru întregul amestec, caracterizat prin parametrii initiali. Algoritmul se bazează pe discretizarea procesului termo-gazo dinamic pe intervale de timp suficient de mici. Căldura de masă specifică a amestecului aer – vapori combustibil – produse de ardere este considerată variabilă și se determină pas cu pas, ca funcție de temperatură.

Experimentul simulat consideră că arderea are loc în condiții izocorice. Cinetica procesului este monitorizată prin caracteristicile de vaporizare, caracteristicile de ardere și parametrii dinamici de ardere. Rezultatele obținute confirmă viabilitatea modelului, o serie de parametri evoluând într-un mod previzibil, ca valori absolute și, de asemenea, ca viteză de-a lungul procesului.

Variația exponentului politropic pentru transformările gazodinamice este relevantă pentru evoluția procesului motor; prin urmare, s-a abordat dependența numerică dintre exponentul politropic și principalele caracteristici de ardere.

Modelarea proceselor motoarelor cu ardere internă permite posibilitatea de a simula funcționarea acestora în diferite condiții de funcționare. De asemenea, pot fi efectuate studii parametrice care să permită analiza detaliată a factorilor de influență. Prin urmare, cercetarea experimentală poate fi îndreptată către direcțiile efectelor ce se desprind în urma „experimentelor” simulate. Modelul fizic și matematic propus este de tip termodinamic unizonal și necesită rezolvarea numerică a unui sistem de ecuații format din:

- ecuațiile de continuitate pentru ansamblul cilindru – supape - canalizații de admisie/evacuare;
- ecuația energiei pentru evoluția parametrilor fluidului de lucru din cilindru, în condițiile de desfășurare a arderii specifice fiecărui tip de motor, și luând în considerare efectele transferului variabil de căldură prin pereții cilindrului și camera de ardere și transferul de energie mecanică între piston și arborele cotit;
- ecuațiile de mișcare pentru supape;
- ecuațiile de curgere pentru secțiunile de intrare și ieșire.

Simularea evoluției arderii se bazează pe o lege de tip Vibe, care poate fi personalizată pentru motoarele Otto sau diesel, și modelul Woschni pentru transferul de căldură prin

pereți. Modelul este complex și permite simularea completă a ciclului funcțional pentru motorul diesel de turație mare în orice regim de funcționare și în toate detaliile acestuia. Cantitatea de informații obținute referitoare la motor permite aprofundarea analizei tuturor solicitărilor termo-mecanice asupra pieselor mecanice ale motorului și chiar evaluarea fiabilității și uzurii componentelor motorului.

Evoluțiile presiunii cilindrului și ale variațiilor de temperatură împreună cu variațiile termo- mecanice ale schimbului de gaze cu mediul extern și mecanismele motorului sunt determinante pentru solicitările termo-mecanice ale motorului. Această lucrare prezintă acele secvențe de model și programe de simulare care privesc principalii parametri care influențează solicitările termo-mecanice ale motorului.

Spațiul de lucru din cilindru este considerat ca un sistem termodinamic deschis, prin suprafețele sale de separare evoluând fluxuri instabile de substanță și energie termică și mecanică. Volumul de control include camera de ardere, fiind limitat de suprafața frontală a pistonului, chiulasa și suprafața interioară a cilindrului. Ipotezele principale sunt cele unanime acceptate în cazul modelelor termodinamice unizonale și au fost precizate în lucrările anterioare ale autorilor [21].

Fundamentarea teoretică a modelului fizico-matematic

Modelul fizic este format din cilindru, piston și supape acționate mecanic și reprezintă un sistem deschis cu mai multe fluxuri de substanță și energie. Funcționarea acestuia poate fi descrisă prin rezolvarea sistemului format din:

- Ecuația de continuitate

$$m_a = \frac{6m}{6c} + m_e + m_s \quad (7)$$

- primul principiu al termodinamicii:

$$+ dQ_{wall} - dL_{t-i} = mde + e_e \cdot dm_e - e_a dm_a + e_s \cdot dm_s \quad (8)$$

unde m - masa fluidului în interiorul cilindrului; m_a - debitul masic al fluidului aspirat; m_e - debitul masic al fluidului evacuat;

m_s - fluxul de masă de fluid prin scăpările dintre piston și cilindru; τ – timp; dQ_{comb} - căldura elementară produsă de arderea combustibilului; dQ_{wall} - căldura elementară transferată între fluid și pereții cilindrului; dL_{t-i} - lucrul mecanic tehnic de bază (care provine sau este transferat la arborele cotit); e - energia mecanică totală a fluidului, constând din entalpia masică și din

energia cinetică a masei fluidului ($e=h+w^2/2$); h – entalpia masică $w^2/2$ - energia cinetică a masei; e_e – energia masică totală pentru fluidul evacuat; $d m_e$ - masa elementară de evacuat fluid; e_a - energia masică totală pentru fluidul aspirat; $d m_a$ – masa elementară de fluid aspirat; e_s și $d m_s$ - energia masică totală pentru scăpările de fluid prin interstițiile dintre piston și cilindru și masa sa elementară. Se precizează că s-a neglijat energia masei datorate poziției gazului/fluidului de lucru.

Dacă se presupune că prioritatea interacțiunii termice gaz - pereți are loc prin convecție, căldura elementară schimbată între fluidul din cilindru și pereții acestuia se va scrie:

$$dQ_{wall} \cong \alpha \cdot S \cdot (T_{wall} - T) \cdot dr \quad (9)$$

unde α - coeficientul de transfer de căldură convectiv între gazul din cilindru și pereții cilindrului; S - suprafața de schimb de căldură între gaz și pereți; T_{wall} - temperatura absolută a pereților cilindrului; T – temperatura instantanee a gazului.

Lucrul mecanic tehnic de bază (echivalent cu lucrul mecanic intern în absența frecării motorului) este:

$$dL_{t-i} = -Vdp - m \cdot w \cdot dw - dL_f \quad (10)$$

Vdp este lucrul mecanic elementar pentru variația presiunii; $m \cdot w \cdot dw$ - variația elementară a energiei cinetice; dL_f - lucru mecanic de frecare elementar produs de fluidul în mișcare, pentru a depăși forțele de frecare legate de vâscozitatea acestuia.

Gazodinamica procesului de curgere prin supape poate fi descrisă matematic prin ecuația de mișcare a talerului acesteia și cu ajutorul ecuațiilor gazodinamice. Deplasarea/ridicarea supapei de pe scaun poate fi calculată în funcție de poziția unghiulară α a arborelui cotit, fiind exprimată sub forma generică: $h_{a,e} = h_{a,e}(\alpha)$.

Gazul poate curge prin supapă în ambele sensuri, acoperind un traseu cu geometrie variabilă, care poate fi asimilat unui ajutoraj convergent – divergente. În consecință, sunt aplicabile ecuații de dinamică a gazelor, personalizate pentru fluxurile de substanțe care nu interacționează mecanic cu mediul extern ($l_t = 0$):

- ecuația de continuitate în formă diferențială

$$\frac{d_m}{m} = \frac{ds}{s} + \frac{dp}{\rho} + \frac{dw}{w} \quad (11)$$

S - aria secțională a curgerii; ρ – densitatea gazului; w - debitul mediu, normal pe tronsonul S ;

- ecuația energiei sub formă termică:

$$\delta q_e - dh^* = 0 \quad (12)$$

q_e – căldură masică schimbată de fluid cu pereții; h^* - entalpia totală masică;

- ecuația energiei în formă mecanică

$$Vdp + d\left(\frac{w^2}{2}\right) + dl_f = 0 \quad (13)$$

V – volumul masic; p – presiunea momentană a fluidului; l_f – lucru mecanic de frecare pentru fluid;

- Ecuația Vullis a curgerii mono-dimensionale, în absența substanței și a transferului de energie mecanică cu exteriorul ($dm = 0$ și $l_t = 0$)

$$(M^2 - 1) \cdot \frac{dw}{w} = \frac{ds}{s} - \frac{1}{a^2} \cdot [(k - 1) \cdot dq_e + k \cdot dl_f] \quad (14)$$

M – numărul Mach; a – viteza sunetului; k – coeficientul fluidului izoentropic.

- ecuația de stare termică

$$p \cdot V = \xi \cdot R \cdot T \quad (15)$$

unde ξ - coeficientul real de compresibilitate a gazului; R – constantă masică pentru gaz.

Procesul de referință este considerat fluxul izoentropic; Eficiența izoentropică este definită ca raport între pierderea internă de căldură (reală) și pierderea teoretică de căldură (izoentropică):

$$\eta_s = \Delta h_i / \Delta h_{t(s)} \quad (16)$$

Calculul debitului tranzitoriu al gazelor prin canalizațiile de admisie și supape se realizează în următoarele ipoteze:

- curgerea prin supape este asimilată cu curgerea prin frecare (eventual cu transfer de căldură) printr-un ajutoraj convergent – divergent;
- debitul prin filtrul de aer și toba de esapament este asimilat cu debitul de frecare printr-un ajutoraj convergent; la aerul care trece prin filtrul de aer schimbul de căldură poate fi neglijat; degajarea gazului prin toba de esapament este nadiabatică;
- debitul prin canalizațiile de admisie/evacuare asociate unui cilindru este tratat individual, ca și cum motorul ar avea un singur cilindru și astfel nu ar contabiliza eventualele fenomene de interferență între galeriile de admisie/evacuare ai diferiților cilindri;

- variațiile de presiune și viteza la conductele de intrare și ieșire sunt simulate prin ecuații de unda în care forțele de frecare pot fi neglijate.

Debitul real de gaz prin supapele de admisie și evacuare poate fi analizat folosind același model, dar care trebuie personalizat pentru condițiile inițiale și limită pentru cele două tipuri diferite de supape. Cea mai sintetică și riguroasă metodă de calcul se bazează pe utilizarea funcțiilor gazodinamice. În acest scop, inițial se estimează fie eficiența isentropică în procesul de dilatare prin supapă, η_s , fie pierderile prin frecare, l_f , în același proces. Deoarece debitele prin supape sunt relativ mari și condițiile de transfer de căldură sunt mai puțin favorabile, influența acestui transfer este ne semnificativă, astfel încât gazele care trec prin supape pot fi considerate adiabatic.

În ceea ce privește debitul real pe canalizațiile de admisie și de evacuare, acesta este nestaționar și neadiabatic. Abaterea de la adiabatism este mai pronunțată pe evacuare din cauza diferenței semnificative de temperatură dintre produsele de ardere și mediul extern. Pe de altă parte, debitul de aer din conducta de admisie poate fi încă asimilat ca adiabatic, scăderea temperaturii aerului prin filtrul de aer fiind redusă și cu consecințe minore asupra transferului de căldură.

Procesul de transfer de căldură are loc în condiții în care variază volumul ocupat de gazele din cilindru și de asemenea parametrii gazului. De asemenea, dimensiunea și starea suprafețelor de contact sunt variabile. În general, la motoarele diesel predomină căldura transferată în cursa activă (70 – 90%). În timpul evacuării (5 – 22%) sau compresiei (5 – 8%), transferul de căldură este redus semnificativ.

Există expresii adecvate pentru determinarea coeficienților de transfer de căldură care se aplică diferitelor tipuri de motoare (modelele dezvoltate Nusselt, Eichelberg, Sitkei, Annand, Woschni), modele empirice (Nusselt, Clerk, Eichelberg), modele ce au la bază teoria similitudinii (Woschni, Vogel, Hohenberg). și modele bazate pe teoria turbulenței $k - \epsilon$ (Knight, Poulous și Heywood, Morel și Keribar, Bargende), [22].

Rezultate

În cadrul experimentului simulat s-a considerat că arderea are loc în condiții izocore.
- Cinetica poate fi urmărită prin următoarele variații: caracteristica de vaporizare (figura 29 și figura 30); sunt reprezentate de masa relativă a combustibilului vaporizat din doza inițială și

respectiv din fracția lichidă curentă (figura 29); de asemenea, reprezentată de raportul dintre diametrul curent și cel inițial Sauter (figura 30).

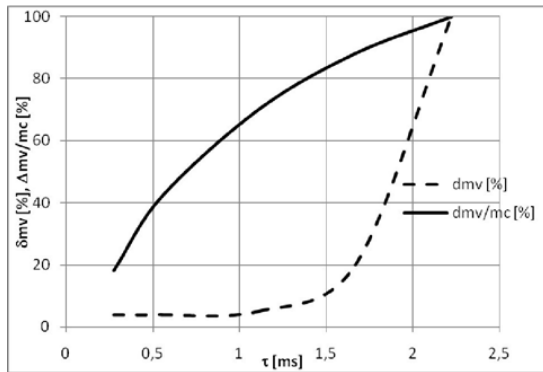


Fig.29 Variația masei relative de combustibil vaporizat față de doza inițială ($\Delta mv/mc$ [%]); variația masei relative de combustibil vaporizat din fracția lichidă curentă (δmv [%])

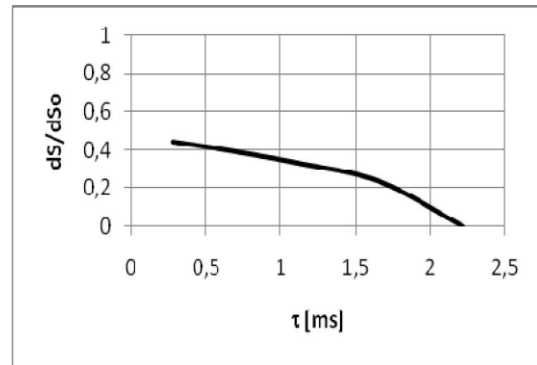


Fig.30 Variația raportului dintre diametrul curent și cel inițial Sauter

- Caracteristica de ardere – reprezentate de căldura relativă produsă până la momentul actual și fracția curentă de combustibil nears față de doza inițială (figura 31); creșterea temperaturii față de temperatura inițială și creșterea temperaturii pe intervalul de calcul (figura 32).

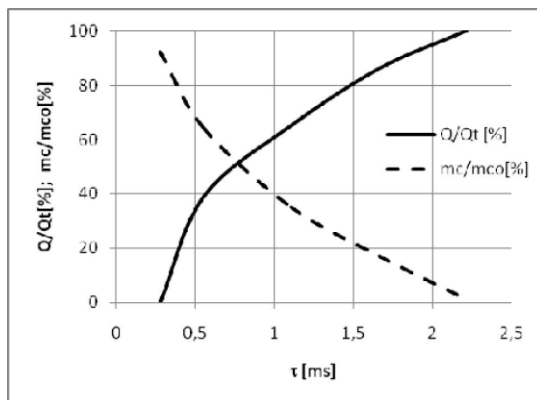


Fig. 31 Variația căldurii relative produse până la momentul actual (Q/Qt [%]); variația fracției curente de combustibil nears în comparație cu doza inițială (mc/mco [%])

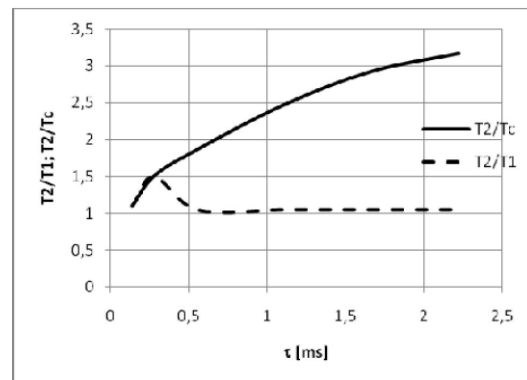


Fig.32 Variația creșterii temperaturii față de temperatura initiala ($T2/Tc$); variația creșterii temperaturii pe intervalul de calcul ($T2/T1$)

- Dinamica arderii – reprezentat de rata de variație a temperaturii (figura 33), rata de variație a presiunii (figura 34), lucrul mecanic pentru variația presiunii pe interval de calcul și, respectiv, până la momentul curent considerat (figura 35).

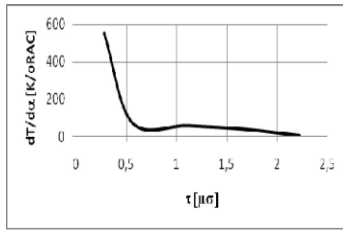


Fig.33 Rata de variație a temperaturii

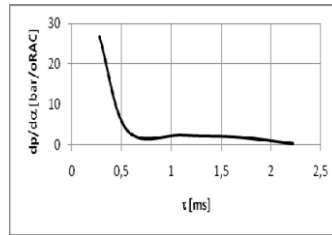


Fig.34 rata de variație a presiunii

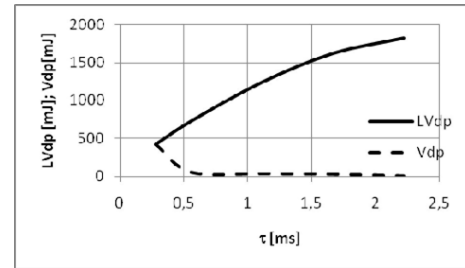


Fig.35 Lucrul mecanic pentru variația presiunii pe interval de calcul (V_{dp}); lucrul mecanic pentru variația presiunii până la momentul curent considerat (LV_{dp})

De observat că variațiile prezentate în figuraile 20-35 se referă la evoluția procesului de ardere în condiții de referință echivalente cu regimul nominal analizat. Procesul fiind izocor, raporturile de temperatură pot fi interpretate direct ca rapoarte de presiune.

Concluzii

Rezultatele obținute confirmă viabilitatea modelului prin faptul că un număr de parametri evoluează în sens previzibil și se stabilește o măsură a variației lor în timp. Astfel se poate concluziona:

- Față de masa curentă de combustibil, vaporizarea se accelerează pe măsură ce diametrul picăturilor scade și aria lor relativă crește.
- Degajarea de căldură este mai mare la începutul arderii, când cantitatea de vapori degajată în faza amestecare și ardere este mai mare;
- Ratele de variație a presiunii și temperaturii sunt maxime la începutul procesului, la sfârșitul întârzierii la aprindere, când efectul termic este cel mai mare. În consecință, caracterul arderii este diferențiat: mai dur la început și mai puțin violent spre final.
- În acest caz, creșterile de temperatură și presiune sunt mari deoarece arderea a fost considerată a fi perfectă și are loc fără pierderi de căldură.
- Efecte termice diferite determină efecte mecanice (lucru mecanic) majore la începutul procesului și progresiv mai slabe spre final.

- Procesul din micro-volumul considerat se termină în aproximativ 2,22 [ms], corespunzător unui interval unghiular de rotație a arborelui cotit de 40 [°] pentru o turație a motorului de 3000 [rpm].
- Rezultatele prezentate arată că modelul de simulare numerică poate evidenția evoluțiile parametrilor uzuali (presiunea, temperatura, rata de variație a acestora) și, de asemenea, acele caracteristici și efecte ale arderii care sunt mai greu de evaluat în condițiile de funcționare reală a motorului sau chiar cu valori numerice simulări ale proceselor interne (caracteristici de pulverizare, vaporizare, viteză de ardere).

Având în vedere acel experiment simulat desfășurat în condiții perfect controlate, există premise pentru stabilirea măsurilor necesare controlului arderii reale și a evoluției sale caracteristice în condițiile date.

1.2.2. Dinamica formării produșilor de ardere în motoarele diesel rapide

Modelul de simulare a arderii și a produselor sale într-un microvolum de control, cu condiții inițiale și limită precise și evoluțiile caracterizate de exponentul politropic, a permis efectuarea unei analize numerice detaliate pentru evoluția arderii în condiții controlate, cu investigarea influențele asupra compușilor finali ai gazelor de ardere.

Modelul ia în considerare formarea de NO_x (oxizi de azot) prin mecanismul extins Zeldovich și abordează evoluția cinetică a acestora pe baza rezultatelor obținute de Merker [23], Heywood și Warnatz. Termodinamica echilibrului chimic, integrată modelului, este cea dezvoltată de Gartner [24]. Printre parametrii de modelare complementari s-au numărat constantele vitezei de reacție Urlaub și expresiile clasice ale căldurii masei izobare, entalpia masei și entropia pentru produsele de ardere. Modelul a fost dezvoltat și în cazul unei anumite imperfecțiuni a procesului de ardere, chiar și în ipoteza urmării simultane a proceselor de injecție, vaporizare, formare a amestecului și ardere. Algoritmul de calcul necesită discretizarea proceselor pe intervale de timp suficient de mici, având în vedere variabilitatea cu temperatura pentru căldura masică.

Ca rezultate, este prezentată compoziția actuală a produselor de ardere, în unități de volum, precum și compozițiile pentru finalul procesului de ardere, pentru diferiți exponenți politropici.

Concurența dintre marile companii producătoare a dus la investiții mari în îmbunătățirea motoarelor cu piston cu ardere internă. În prim plan sunt situate cercetările privind procesul de formare a amestecului și procesul de ardere la motoarele diesel. Din acest punct de vedere, un rol important revine modelării fizico-matematice pentru simulări numerice detaliate ale proceselor care au loc în camera de ardere. Aceste modele au atins un grad ridicat de complexitate. Modelarea proceselor motoarelor permite aprofundarea mecanismelor lor în desfășurare. Pornind de la această premisă, se prezintă elaborarea unui model fizico-matematic pentru simularea arderii și a produselor acesteia într-un microvolum de control, cu condiții inițiale și limită precise și evoluțiile caracterizate de exponentul politropic, pentru motoarele diesel de turație. Prin adaptări ulterioare adecvate, aplicabilitatea modelului poate fi extinsă la regimurile de funcționare tranzitorii ale motoarelor diesel aspirate sau supraalimentate cu cilindree mică.

Modelarea proceselor motoarelor oferă și posibilitatea de a efectua studii parametrice pentru analiza detaliată a factorilor de influență.

Premise și ipoteze

Modelul propus este de tip termodinamic unizonal și necesită rezolvarea numerică a unui sistem de ecuații format din:

- ecuațiile de continuitate pentru ansamblul cilindru-supape-canalizații de admisie/evacuare;
- ecuația energiei pentru evoluția încărcării cilindrilor, în condițiile de propagare a arderii specifice fiecărui tip de motor. Ecuația include efectele transferului variabil de căldură prin pereții cilindrului și camera de ardere și transferul de energie mecanică între piston și arborele cotit;
- ecuațiile de mișcare pentru supape;
- ecuațiile de curgere pentru secțiunile de intrare și ieșire.

Simularea evoluției arderii se bazează pe o lege de tip Vibe și pe modelarea Woschni pentru transferul de căldură prin pereți. Spațiul de lucru din cilindru este considerat ca un sistem termodinamic deschis, prin suprafețele sale de separare evoluând fluxuri instabile de substanță și energie termică și mecanică. Volumul de control include camera de ardere, fiind limitat de suprafața frontală a pistonului, chiulasa și suprafața interioară a cilindrului.

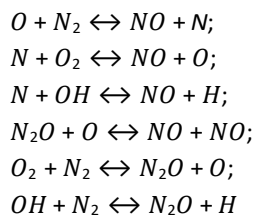
Ipotezele principale sunt cele unanim acceptate în cazul modelelor termodinamice unizonale:

- încărcătura din cilindru este un amestec omogen și uniform de gaze reale;
- presiunile și temperaturile sunt – fiecare dintre ele – identice în toate punctele camerei de ardere;
- vaporizarea jetului de combustibil injectat are loc prompt, determinând variația bruscă a energiei interne a amestecului de gaze și a excesului de aer;
- arderea combustibilului este instantanee, deoarece combustibilul injectat în camera de ardere se vaporizează și depășește timpul de întârziere la aprindere;
- întârzierea la aprindere nu este afectată de combustibilul nears la un moment dat;

În cele ce urmează ne-am referit doar la succesiunea modelului legată de dinamica formării produsului de ardere.

Termodinamica echilibrelor chimice

În ceea ce privește formarea oxizilor de azot, este unanim acceptat că acest proces se desfășoară conform mecanismului extins Zeldovich:



Din punct de vedere cinetic, viteza de formare a oxizilor de azot poate fi abordată ca rata de variație a concentrației acestora și va depinde de temperatura absolută T și de concentrațiile de echilibru chimic ale substanțelor inițiale $[N_2]$, $[O_2]$. Conform lui Gartner [24], în timpul reacțiilor de ardere, când excesul de aer este $\lambda > 1$, sunt implicate un număr de 13 substanțe cu concentrații semnificative. Constantele vitezei de reacție sunt exprimate pe baza presiunilor parțiale ale produselor inițiale și finale ale arderii.

Bilanțul atomic pentru O, H, C și N va fi:

$$\begin{aligned}
 n_O &= 2n_{CO_2} + 2n_{O_2} + n_{CO} + n_{H_2O} + n_O + n_{OH} + n_{NO} + n_{N_2O} + 2n_{O_2}; \\
 n_H &= 2n_{H_2O} + 2n_{H_2} + n_H + n_O; \\
 n_C &= n_{CO_2} + n_{CO}; \\
 n_N &= 2n_{N_2} + n_{NO} + n_N + 2n_{N_2O} + n_{NO}
 \end{aligned}$$

Combustibilul și aerul conțin cantități din cele 4 elemente, exprimate în termeni de concentrație în masă și concentrații molare ale acelor elemente și, după caz, masa de combustibil sau de aer.

Modelul experimentului simulat

Pentru monitorizarea dinamicii arderii și formării produselor de reacție în condiții similare celor din motor, dar în condiții de contur care - spre deosebire de motor - pot fi strict controlate, se utilizează un model convențional, model caracterizat prin:

- separarea unui microvolum de control din amestecul inițial, reprezentativ pentru întregul amestec dar care nu interacționează cu amestecurile din vecinătate;
- amestecul din volumul de control este determinat de parametrii săi initiali (presiunea, temperatura, volumul și masa de aer);
- la sfârșitul comprimării amestecului, în funcție de raportul volumetric și exponent politropic corespunzător, se produce pulverizarea unei doze de combustibil corespunzătoare compoziției așteptate a amestecului care intră în procesul de ardere;
- pulverizarea este perfect omogenă, iar procesul de atomizare se caracterizează prin diametrul initial al picăturii Sauter, d_{50} ;
- picăturile se vaporizează și combustibilul difuzează uniform în aerul din jur, în funcție de mediu conditii;
- arderea începe după terminarea întârzierii la aprindere. În reacția de oxidare intra întreaga cantitate de combustibil vaporizat până în acel moment;
- procesul continuă cu suprapunerea și dezvoltarea simultană a vaporizării combustibilului, amestecării vaporilor de aer și arderii amestecului proaspăt. Combustibilul reacționează pe măsură ce se vaporizează și se amestecă cu aerul;
- arderea poate fi perfectă, sau - după caz - poate admite un anumit grad de imperfecțiune ce se reflectată asupra produselor de ardere;
- Căldura generată în ardere produce efecte numai în volumul de control; pe de altă parte schimbul termic cu volumele înconjurătoare poate fi considerat ca schimb de căldură cu pereții camerei de ardere dacă volumul de control este plasat în apropierea pereților.

Algoritmul de calcul se bazează pe discretizarea procesului pe intervale de timp suficient de mici corespunzătoare unei perioade unghiulare de rotație a arborelui cotit al motorului de 1° . Variabilitatea masei termice pentru amestecul compus din aer, vapori de combustibil și produse de ardere se stabilește pas cu pas, în funcție de temperatură. La determinarea cantității de căldură pentru produsele de ardere se iau în considerare mai întâi

componentele care au cea mai mare pondere (azot, dioxid de carbon, vapori de apă și oxigen).

Concentrațiile acestora sunt approximate inițial, la începutul fiecărui interval de calcul, pe baza ecuației stoichiometrice de ardere, iar ulterior sunt verificate pe baza ecuațiilor care iau în considerare constantele vitezei de reacție ale tuturor componentelor. Interpretarea rezultatelor obținute cu ajutorul modelului prezentat este condiționată de faptul că întreaga viteză a procesului se bazează în mare măsură pe viteza de vaporizare a picăturilor de combustibil și pe amestecarea dintre aerul ambiant și vapori.

Aplicație numerică de introducere a datelor

Dinamica formării produsului de ardere necesită determinarea succesivă:

- parametrii locali pentru aerul initial;
- atomizarea prin pulverizare și numărul de picături;
- constanta de difuzie și eventual viteza de amestecare;
- masa de vapori formata și masa de combustibil care reactioneaza;
- căldura generată de ardere;
- componentele principale pentru produsele de ardere (CO_2 , H_2O , N_2 și O_2), în proporțiile furnizate de ecuațiile stoichiometrice;
- masa termica pentru produsele de ardere, in functie de temperatura;
- presiunea, temperatura și volumul amestecului;
- variațiile de presiune și temperatura;
- componente pentru produsele de ardere (CO_2 , H_2O , N_2 , O_2 , H_2 , OH , H , O , NO , N_2O , CO), în proporțiile furnizate de echilibrul de reacție.

Constantele vitezei de reacție ca mărimi complementare ale calculelor de modelare a arderii au valorile recomandate de Urlaub.

Motorul virtual este un motor diesel rapid, în 4 timpi, cu următoarele caracteristici:

raportul volumetric ($\epsilon = 17$); presiunea de injecție (200 [bar]); numărul de găuri de pulverizare (4); diametrul orificiului de pulverizare (0,25 [mm]); viteza de rotație a motorului (3000[rot/min]); viteza medie a pistonului (12[m/s]).

În ceea ce privește microvolumul de control, au fost utilizate următoarele date: volumul inițial al amestecului considerat ($V_s=2,5$ [cm³]); exponent politropic pentru compresie ($n_c=1,4[-]$); coeficient de aer ($\lambda=1,4[-]$); masa de aer conținută în volumul de control ($m_a=26,4$ [μg]);

raportată la doza de combustibil ($m_f = 1,228 \text{ } [\mu\text{g}]$); parametrii de stare inițială a aerului ($p = 1 \text{ [bar]}$; $T = 359 \text{ [K]}$); parametrii aerului în momentul declanșării injecției ($p = 52,8 \text{ [bar]}$; $T = 1087 \text{ [K]}$); debitul mediu al injecției de combustibil ($25,4 \text{ [cm}^3\text{/s]}$); coeficientul de pierdere a vitezei ($0,65[-]$); coeficient de curgere ($0,7[-]$); viteza de injectare (120 [m/s]).

Combustibilul utilizat are următoarele caracteristici: densitate ($860 \text{ [kg/m}^3\text{]}$); compoziția chimică elementară (carbon C = $0,857 \text{ [kg/kg combustibil]}$; hidrogen H = $0,153 \text{ [kg/kg combustibil]}$; oxigen O = $0,01 \text{ [kg/kg combustibil]}$); putere calorică mai mică ($42 \text{ [MJ/kg combustibil]}$); vâscozitate dinamică ($55,8 \cdot 10^{-4} \text{ [Pa}\cdot\text{s]}$); tensiune superficială ($0,029 \text{ [Pa]}$); căldură latentă de vaporizare ($400 \text{ [J/kg combustibil]}$); diametrul Sauter inițial pentru picături ($31.980 \text{ } [\mu\text{m}]$); numărul total de picături din volumul de control (82521 [picături]); aria suprafeței laterale a tuturor picăturilor în starea inițială ($265,1 \text{ [mm}^2\text{]}$); raportul dintre suprafața laterală și volumul picăturilor în starea lor inițială ($187635 \text{ [m}^{-1}\text{]}$).

Algoritmul de calcul are loc pe intervale unghiulare de 1° care corespund, la viteza de rotație a calculului, intervale de timp de $55,6 \text{ } [\mu\text{s}]$. Perioada inițială de întârziere la autoaprindere este de $5,1^\circ$ de rotație a arborelui cotit. Compoziția produselor de ardere este prezentată ca participării voluminoase [%], [ppm] sau [ppmd], după caz.

Rezultate

Având în vedere modelul fizic-matematic al arderii într-un volum de control, cu condiții inițiale și limită precise, rezultatele ilustrează dependența dintre exponentul politropic și compoziția gazelor finale. În tabelul 3 și figurile 36-41 sunt prezentate variațiile produselor de ardere, în participării în volum [%], sau în [ppm], [ppmd].

Concluzii

- Toți parametrii vizați înregistrează o dependență semnificativă de exponentul politropic. Cele mai mari variații se obțin, totuși, pentru valori pozitive, relativ scăzute ale acestuia.
- Prin creșterea valorii absolute a exponentului politropic parametrii considerați variază din ce în ce mai puțin, unii dintre ei atingând valori constante.
- La motor, când pistonul se deplasează în jurul PMS în faza de ardere rapidă, se observă că $n \rightarrow \pm\infty$. Din acest motiv, există unele inexactități în determinarea acestuia pe baza diagramei indicate.

Tabelul3 - compoziția finală a produselor de ardere, în funcție de exponentul politropic n

n	$\pm\infty$	-10	-1	-0,5	0	0,5	1	2	5
O ₂ [%]	3,46	3,54	3,91	4,03	4,24	4,69	5,42	2,22	3,19
H ₂ [ppm]	19,99	16,93	8,27	6,27	3,7	0,9	0	151,5	32,08
N ₂ [%]	73,61	73,7	74	74,1	74,3	74,64	75,22	72,75	73,38
H ₂ O [%]	9,38	9,39	9,43	9,44	9,47	9,5	9,56	9,2	9,35
OH [ppm]	1094,5	995,7	657,5	558,1	405,9	169	0,01	3206,1	1424,4
H [ppmd]	596,1	477,4	182,5	125,56	61,2	8,82	0	8497	1117,1
O [ppm]	20,44	17,71	9,45	7,37	4,54	1,2	0	102,09	30,42
NO [%]	3,11	2,97	2,43	2,23	1,9	1,2	0	4,93	3,51
N ₂ O [%]	0,659	0,622	0,483	0,437	0,36	0,211	0,001	1,25	0,77
N [ppmd]	35,41	26,2	7,05	4,23	1,58	0,11	0	12,59	82,93
CO [ppm]	1,7	1,4	0,665	0,494	0,28	0,06	0	14,12	2,81
CO ₂ [%]	9,65	9,66	9,68	9,69	9,71	9,74	9,79	9,46	9,62

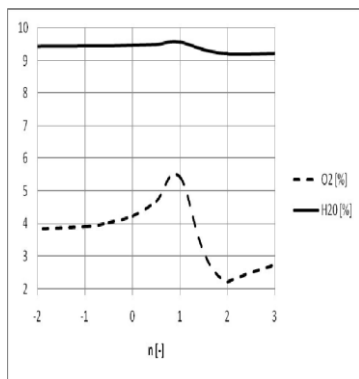
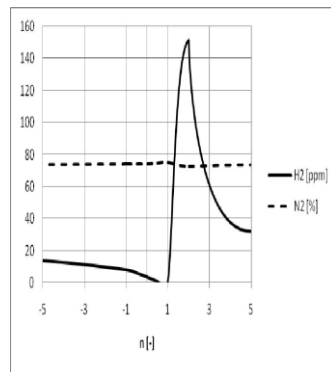
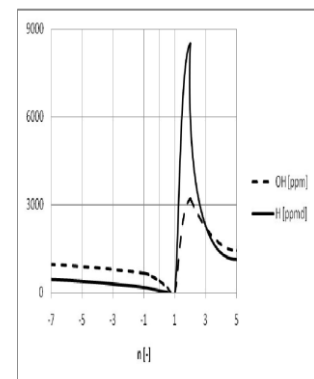
Fig.36– Variația H₂O și O₂ cu exponentul politropicFig.37 Variația H₂ și N₂ cu exponentul politropic

Fig.38 Variația OH și H cu exponentul politropic

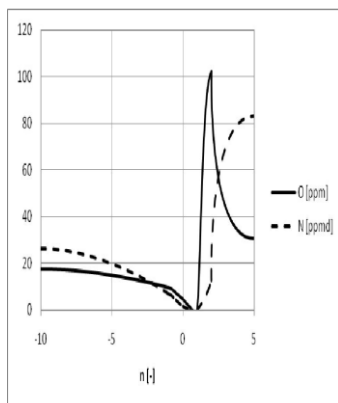
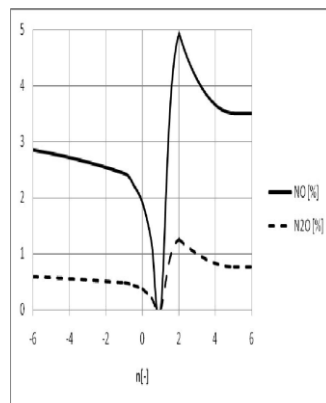
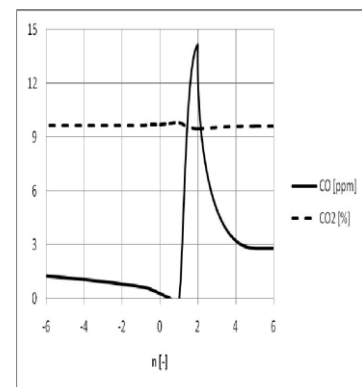


Fig.39 Variația O și N cu exponentul politropic

Fig.40 Variația NO și N₂O cu exponentul politropicFig.41 variația CO și CO₂ cu exponentul politropic

- Concentrațiile tuturor produselor de ardere variază mai mult sau mai puțin semnificativ. Aceste variații sunt mai vizibile la produsele care apar în concentrații mai mici (O_2 , H_2 , H , OH , N , O , CO , NO , N_2O). Prin urmare, exponentul politropic poate fi admis ca criteriu de evaluare pentru perfecțiunea nivelurilor de ardere și emisii de poluanți.

Aprofundarea corelațiilor dintre caracteristicile de ardere și concentrațiile componentelor produsului de ardere pe de o parte și exponentul politropic pe de altă parte poate fi o modalitate de monitorizare a proceselor motorului.

1.3. Creșterea performanțelor energetice și reducerea poluării motoarelor cu ardere internă

1.3.1. Contribuții la reducerea emisiilor de oxid de azot de la motoarele cu ardere internă

În mod tradițional, motoarele pe benzină în patru timpi funcționează pe baza unui amestec aer-combustibil care pătrunde în camera de ardere în timpul cursei de compresie, astfel încât să rezultă un amestec omogen de aer și combustibil care este aprins de bujie la un moment bine stabilit la sfârșitul cursei de comprimare. Într-un amestec omogen, raportul aer-combustibil rămâne foarte apropiat de raportul stoichiometric. Un amestec stoichiometric conține cantitatea precisă de aer necesară pentru arderea completă a combustibilului. Acest lucru permite arderea stabilă, dar limitează eficiența motorului: orice încercare de a îmbunătăți consumul de combustibil prin utilizarea unui amestec sărac și a unui amestec omogen va avea ca rezultat arderea instabilă, ceea ce afectează puterea și emisiile, în special oxizi de azot. Oxizii de azot sunt considerați poluanți semnificativi datorită efectelor lor asupra ecosistemelor și asupra sănătății umane. Cantitatea de NO_x emisă de motoarele cu ardere internă poate fi redusă, mai ales prin acționarea asupra condițiilor în care are loc arderea, respectiv prin scăderea temperaturii flăcării, reducerea excesului de oxigen etc. Motorul cu aprindere prin compresie cu sarcină omogenă (HCCI) reprezintă o nouă tehnologie care poate reduce simultan emisiile de NO_x și consumul de combustibil.

Combustia HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition) este o metodă complet diferită față de aprinderea convențională prin scânteie și aprinderea prin compresie. Conceptul HCCI combină

randamentul mare al motoarelor cu aprindere prin comprimare cu emisiile resuse ale motoarelor cu tradiționale cu aprindere prin scânteie.

Un amestec aer-combustibil diluat și preamestecat, combinat cu mai mulți centri de aprindere în camera de ardere, elimină zonele cu temperaturi ridicate de ardere și previne producerea de funingine, rezultând în emisii poluante extrem de mici de NO_x și particule. Utilizarea unui amestec aer-combustibil mai sărac sau mai diluat prin recirculare a gazelor de eșapament permite ca motoarele pe benzină HCCI să funcționeze fără clapetă de accelerare, rezultând o eficiență mai mare a motorului și un consum mai mic de combustibil decât arderea clasică în MAS. Prin urmare, arderea HCCI este o tehnologie care poate reduce simultan emisiile de NO_x și particule solide.

În continuare se prezintă aceste beneficii ale motorului HCCI prin compararea emisiilor și consumului de combustibil al unui motor monocilindric atunci când acesta este funcționat în mod convențional, cu aprindere prin scânteie, cu cele obținute atunci când motorul funcționează în modul HCCI. De asemenea, întrucât simularea motorului a devenit un instrument important pentru investigarea procesului HCCI și pentru dezvoltarea de noi strategii de control pentru acesta, aceasta a fost folosită în acest studiu pentru a determina efectele recirculării gazelor de eșapament asupra calității arderii, respectiv asupra emisiilor.

Poluarea aerului este considerată acum cea mai mare amenințare pentru sănătatea mediului din lume, generând 7 milioane de decese în întreaga lume în fiecare an. Poluarea aerului cauzează și exacerbează o serie de boli, variind de la astm la cancer, boli pulmonare și boli de inimă. Poluarea aerului exterior și particulele, una dintre componentele sale majore, au fost clasificate drept cancerigene pentru oameni de către Agenția Internațională pentru Cercetare a Cancerului (Organizația Mondială a Sănătății). În conformitate cu estimările recente ale Organizației Mondiale a Sănătății, expunerea la poluarea aerului este, prin urmare, un factor de risc mai important pentru bolile majore netransmisibile decât se credea anterior. Poluarea aerului este cel mai mare contributor la povara bolilor din mediu. Principalele substanțe care afectează sănătatea sunt oxizii de azot (NO_x), oxizii de sulf (SO_x), ozonul și particulele, acestea din urmă – în special particulele sub 2,5 microni (PM 2,5) – fiind de cea mai mare îngrijorare, deoarece aceste particule minuscule pătrund adânc în plămâni, afectând atât sistemul respirator, cât și sistemul vascular. Atât amploarea cât și durata expunerii influențează rezultatele asupra sănătății.

Oxizii de azot sunt considerați poluanți semnificativi datorită efectelor lor asupra ecosistemelor și asupra sănătății umane. Pentru a îmbunătăți sănătatea umană afectată de poluarea cu NO_x, cercetările au arătat că magneziul este un element esențial în organismul uman, studii privind corelațiile dintre magneziu, depresie și toxicitate în acest context [25]. NO_x-ul este eliberat în atmosferă în timpul arderii care are loc în echipamentele de încălzire (cuptoare, cazane etc.) și în mașinile termice (turbine cu gaz, motoare etc.). În zonele cu trafic intens de autovehicule, cum ar fi orașele mari, cantitatea de NO_x emisă în atmosferă ca poluare a aerului poate fi semnificativă.

Cantitatea de NO_x formată în timpul arderii poate fi redusă, în mare parte, acționând asupra condițiilor în care are loc arderea, respectiv prin scăderea temperaturii de vârf a flăcării, reducerea excesului de aer etc. [26, 27]. Studii recente arată că emisiile de NO_x afectează sănătatea umană (în special pentru persoanele cu deficiență de magneziu), cum ar fi boli cardiovasculare, disfuncții pulmonare și respiratorii și neurologie, cum ar fi cercetătorii din domeniul medical, caută corelații între boli și mediu [28-29].

Se consideră că oxizii de azot au un impact semnificativ asupra mediului: reacționează cu amoniacul, umiditatea și alți compuși pentru a forma vapori de acid azotic și particule aferente, care afectează ecosistemele; Reacționează cu compușii organici volatili în prezența luminii solare pentru a forma ozon; Distrug ozonul din stratosferă; Promovează bolile pulmonare.

Așa-numitul motor cu aprindere cu aprindere omogenă (HCCI) reprezintă un nou tip de motor care combină performanța ridicată a motorului cu aprindere prin comprimare cu emisiile foarte scăzute ale motorului cu aprindere prin scânteie echipat cu catalizator cu trei căi [30].

Arderea HCCI este o metodă radical diferită de aprinderea convențională prin scânteie și arderea cu aprindere prin compresie. Combinația unui amestec combustibil-aer diluat și preamestec, cu mai multe zone de aprindere în camera de ardere,, ceea ce face ca amestecul aer combustibil să ardă foarte rapid și astfel se elimină zonele cu temperaturi ridicate de ardere și previne formarea funinginei, obținând astfel emisii foarte scăzute de NO_x și particule [31].

Utilizarea unui amestec sărac, sau mai des diluat, aer-combustibil cu recirculare a gazelor de eșapament (EGR) permite funcționarea a motorului HCCI pe benzină, rezultând o eficiență mai mare a motorului și un consum mai mic de combustibil decât arderea cu aprindere prin scânteie. Prin urmare, arderea HCCI este o tehnologie care poate reduce simultan emisiile de NOx și particule ale unui motor diesel și are capacitatea de a realiza o reducere a consumului de combustibil și a emisiilor de NOx ale unui motor pe benzină [32]. Deoarece motoarele HCCI funcționează cu amestecuri sărace, temperaturile maxime de ardere sunt mai mici decât cele ale unui motor cu aprindere prin scânteie și ale unui motor cu aprindere prin compresie. Temperaturile de vârf mai scăzute împiedică formarea de NOx. Cu toate acestea, temperaturile scăzute duc la arderea incompletă mai ales în apropierea pereților camerei.

Acest lucru duce la emisii mari de monoxid de carbon și hidrocarburi. Aceste emisii nu sunt atât de importante, deoarece pot fi îndepărtate eficient de un catalizator de oxidare, deoarece gazele de eșapament sunt încă bogate în oxigen [33].

În plus, deoarece simularea numerică a devenit un instrument important pentru investigarea procesului de ardere și pentru dezvoltarea de noi strategii de control, datorită variabilității mai mari și a costurilor mai mici în comparație cu experimentele cu motoare, acest instrument a fost utilizat în studiul actual.

Materiale și metode

Experimentele au fost efectuate pe un motor monocilindric în patru timpi ce echipază o instalație experimentale IT 9-2 [34] folosind benzină drept combustibil. Caracteristicile motorului sunt enumerate în Tabelul 4. Alimentarea cu combustibil a motorului este realizată de un carburator [35].

După mai multe încercări, am stabilit că pentru a obține un amestec mai omogen, trebuie ca mai întâi să fie amestecat aerul proaspăt cu gazele de evacuare. În etapa următoare, compoziția rezultată a fost amestecată cu benzină. Pentru a demonstra capacitatea motorului HCCI de a reduce oxizii de azot, am determinat emisiile produse de motor în ambele variante, respectiv atunci când acesta a fost utilizat ca un motor convențional cu aprindere prin scânteie și când a fost utilizat în regimul de funcționare conform principiului HCCI.

Tabelul 4. Caracteristicile motorului experimental.

Tip	Patru timpi, un cilindru
Diametrul cilindrului	85 mm
Cursa pistonului	115 mm
Lungimea bielei	300 mm
Cilindreea unitară	0,652 l
Raportul de compresie	10
Turația	constant, 900 rpm
Numărul de supape pe cilindru	2
Combustibil	benzina (95 RON)
Aprindere	aprindere prin scanteie
Admisia aerului în motor	aspirat natural
Răcire	cu apă
Pornirea motorului	cu un motor electric de 7 KW

Parametrii motorului în modul de funcționare cu aprindere prin scânteie

Motorul cu aprindere prin scânteie se bazează pe scânteia dată de bujie pentru aprinderea amestecului aer-combustibil rezultând un singur front de flacără care se răspândește în camera de ardere, cu o zonă arsă distinctă și cu prezența zonelor nearse. În timp ce flacăra se răspândește în interiorul cilindrului, amestecul care se aprinde mai devreme este comprimat la temperaturi mai ridicate, în timp ce presiunea cilindrului continuă să crească.

În timpul experimentelor am încercat să determinăm procesul optim de ardere prin variarea consumului de combustibil și a timpului scânteii. Efectele acestor parametri asupra procesului de ardere au fost monitorizate pe diagrama indicată. După mai multe încercări am ajuns la concluzia că procesul de ardere optim are loc atunci când avansul la producerea scânteii este setat la 20° înainte de PMS și cu un consum de combustibil de 1,2 l/h. Diagrama indicată rezultată este prezentată în Figura 42.



Fig.42 Diagrama indicată pentru modul de funcționare cu aprindere prin scânteie.

Deoarece motorul aspiră aer direct din atmosferă și funcționează la o turație constantă, debitul de aer admis este constant. După măsurarea cantității de aer admis a rezultat un debit de aer de 12,9 m³/h.

Știind că pentru arderea unui kilogram de benzină avem nevoie de o cantitate de 14,7 kg de aer, putem calcula coeficientul de exces de aer. Pentru a determina coeficientul de exces de aer, a trebuit să transformăm debitele în kg/h folosind următoarea ecuație:

$$m = \rho \times V \quad (14)$$

unde: m – masa; ρ – densitate; V – volum.

Știind că densitatea aerului este de 1,1893 kg/m³ și densitatea benzinei este de 0,73 kg/l rezultă:

$$m_{\text{air}} = 1.1893 \times 12.9 \rightarrow m_{\text{air}} = 15.271 \text{ kg/h} \quad (15)$$

$$m_{\text{fuel}} = 0.73 \times 1.2 \rightarrow m_{\text{fuel}} = 0.876 \text{ kg/h} \quad (16)$$

Coeficientul de exces de aer este calculat folosind Eq.16

$$\lambda = \frac{AFR}{AFR_{\text{stoich}}} = \frac{\frac{15,272}{0,876}}{\frac{14,7}{1}} \rightarrow \lambda = 1,18 \quad (18)$$

Din ecuația (16) rezultă că motorul funcționează cu un amestec sărac.

După măsurarea emisiilor de evacuare ale motorului cu aprindere prin scânteie a rezultat o cantitate de 52 ppm NO₂ și 480 ppm CO.

Parametrii motorului în modul de funcționare HCCI

Pentru a realiza arderea HCCI în motorul experimental a trebuit mai întâi să obținem autoaprinderea anestecluicarburant. Autoaprinderea reprezintă procesul prin care combustibilul începe să ardă independent, fără un declanșator extern precum bujia [36].

La fel ca în motorul cu aprindere prin scânteie, aerul și combustibilul din motorul HCCI sunt amestecate în galeria de admisie. Amestecul rezultat este apoi comprimat. Autoaprinderea amestecului este inițiată până la sfârșitul cursei de compresie, similar cu motorul convențional cu aprindere prin compresie [37]. Temperatura de la începutul cursei de compresie trebuie crescută pentru a obține condiții de autoaprindere la sfârșitul cursei de compresie. Acest lucru se realizează prin utilizarea recirculării gazelor de eșapament [38]. Această strategie de control duce la o temperatură mai mare a gazului de-a lungul cursei de compresie, care la rândul său accelerează reacțiile chimice care conduc la începerea arderii încărcăturii omogene amestec aer-combustibil [39].

Arderea HCCI se realizează prin controlul temperaturii, presiunii și amestecului aer-combustibil, astfel încât procesul de autoaprindere să aibă loc la momentul potrivit, fără a provoca o eliberare timpurie de căldură [40]. Ca urmare a faptului că nu există un control direct al timpului de aprindere, condițiile inițiale, precum și debitul intern vor avea un impact mult mai mare asupra acestui tip de ardere decât în cazul procesului de ardere convențional (aprindere prin scânteie și aprindere prin compresie).

Pentru a realiza arderea HCCI în motorul experimental am încercat să obținem un amestec mai omogen prin utilizarea unei camere de preamestec, iar pentru creșterea temperaturii de încărcare și pentru controlul procesului de ardere în interiorul cilindrului am folosit recircularea externă a gazelor de eșapament [41]. În experimentele prezentate în această lucrare, am încercat să obținem un grad EGR maxim pentru a reduce emisiile de NO_x și consumul de combustibil.

Deoarece motorul HCCI folosește căldura ciclului anterior pentru a realiza procesul de ardere, motorul a fost pornit în mod convențional ca motor cu aprindere prin scânteie, iar

după atingerea condițiilor de funcționare am făcut trecerea la modul HCCI. Pentru a realiza funcționarea HCCI am crescut temperatura de sarcină de admisie utilizând EGR [42].

Am încercat să determinăm procesul optim de ardere HCCI prin variarea consumului de combustibil și a raportului EGR. După mai multe teste am stabilit condițiile necesare pentru obținerea arderii HCCI cu raportul EGR maxim (supapa EGR a fost deschisă complet):

-Debitul initial de aer si debitul de combustibil la pornirea motorului in regim de aprindere prin scanteie sunt cele determinate mai sus: $m_{\text{air}} = 12,9 \text{ m}^3/\text{h}$, $m_{\text{fuel}} = 1,2 \text{ l/h}$;

-Temperatura EGR este de $220 \text{ }^\circ\text{C}$;

-Temperatura încărcăturii de admisie (aer-EGR-combustibil) este de $180 \text{ }^\circ\text{C}$;

-Debitul aerului de admisie = $6,6 \text{ m}^3/\text{h}$;

-Consumul de combustibil = $1,04 \text{ l/h}$.

Diagrama indicată rezultată care ne-a ajutat să determinăm procesul optim de ardere HCCI este prezentată în Figura 43.



Fig.43 Diagrama indicată pentru modul de ardere HCCI

După măsurarea emisiilor de evacuare obținute în funcționarea în modul HCCI a rezultat o cantitate de 21 ppm NO_2 și 1050 ppm CO .

Simularea numerică a motorului HCCI

Deoarece procesul de ardere HCCI este controlat de cinetică chimică, acest tip de ardere poate fi studiat foarte bine folosind simularea numerică. Dezvoltarea unor modele

precise pentru a studia efectele diferiților parametri de funcționare și performanța motorului reprezintă un mare interes pentru cercetarea experimentală. Analiza acestor factori exclusiv în laborator este costisitoare, ineficientă și nepractică, deoarece multe variabile (de exemplu, temperatura din interiorul cilindrului) sunt fie greu de măsurat, fie imposibil de izolat din cauza interacțiunilor complexe cu alte variabile.

Ca program de simulare, am ales CHEMKIN-PRO, un program dezvoltat de Reaction Design (www.reactiondesign.com).

Întrucât carburanții reali, în acest caz benzina, sunt formați din câteva sute de compuși, compoziție prea complexă pentru a fi simulată, pentru a simula caracteristicile benzinei, am folosit un surogat al benzinei format din 17% n-heptan (C₇H₁₆), 63% isooctan (C₈H₁₈) și 20% toluen (C₆H₅CH₃) [36]. Mecanismul de cinetică chimică selectat pentru a simula procesul de ardere al surogatului de benzină este dezvoltat de „Lawrence Livermore National Laboratory” (www-pls.llnl.gov).

Pentru a simula modul de funcționare HCCI al motorului experimental am folosit, pe lângă specificațiile motorului prezentate în Tabelul 4, specificațiile motorului din Tabelul 5 și modelul de motor cu ardere internă din programul CHEMKIN-PRO [39].

Table 5. Caracteristicile motorului experimental

Țimp de deschidere a supapei de admisie	10° RAC după PMS
Țimpul de închidere a supapei de admisie	215° RAC după PMS
Țimp de deschidere a supapei de evacuare	50° RAC după PMS
Țimpul de închidere a supapei de evacuare	10° RAC după PMS

După procesarea datelor mecanismelor, am introdus parametrii de intrare ale motorului. Se poate observa că temperatura ambiantă la care am efectuat experimentele a fost de 300 K.

În Tabelul 6 sunt enumerate toate datele de intrare care au fost introduse pentru simularea motorului HCCI.

Tabel 6. Date de intrare pentru simularea motorului HCCI.

	Parametru	Valoare	Unitate de măsură	Observații
Ae der admisie	Temperatura	300	K	
	Debitul	3.818	g/s	Diferă în funcție de raportul EGR.
	Compoziție	O ₂ =21 N ₂ =79	%	
Combustibil	Temperatura	300	K	
	Debitul	0,211	g/s	
	Compoziție	C ₇ H ₁₆ =17 C ₆ H ₅ CH ₃ =20 C ₈ H ₁₈ =63	%	
Reactor Aer+EGR	Timp de rezidență	0.0055	s	Variază în funcție de viteză.
	Temperatura	460	K	
	Presiune	1	atm	
Reactor aer+EGR+ combustibil	Timp de rezidență	0.0083	s	Diferă în funcție de viteză.
	Temperatura	450	K	
	Presiune	1	atm	
motor HCCI	Timp de simulare	280	CAD	
	Rportul de comprimare	10	-	
	Capacitatea motorului	0.652	cm ³	
	Raportul dintre biele și raza manivelei	2.608	-	

	Turația	900	rpm	
	Unghiul de pornire al manivelei (ATDC)	- 145	CAD	
	Coeficientul a	0.035	-	
	Coeficientul b	0.71	-	
	Coeficientul c	0	-	
	Diametrul cilindrului	8.5	cm	
	Numărul Prandtl	0.7	-	
	Coeficientul c2	3.24	-	
	Coeficientul c11	2.28	-	
	Coeficientul c12	0.308	-	
Reactor de pierderi de căldură	Timp de staționareq	0.0426	s	Variază în funcție de viteză.
	Temperatura	500	K	
	Presiune	1	atm	
	Volum	1013.41	cm ³	
	Suprafata interioara	922.73	cm ²	
	Coeficient de transfer termic	0.00009	cal/cm ² ·K·s	
	Temperatura ambientala	300	K	
	Debitul gazelor de evacuare	4.544	g/s	Variază în funcție de debitul de aer și combustibil și de raportul EGR.
Splitter Reactor	Cantitatea de EGR	10	%	

Cantitatea de gaze de evacuare	90	%	Suma acestor cantități trebuie să fie egală cu 1.
--------------------------------	----	---	---

Pentru a determina influența raportului EGR asupra arderii și emisiilor am simulat trei rapoarte EGR (10 %, 30 % și, respectiv, 50 %). În acest caz am menținut constant consumul de combustibil (1,04 l/h) determinat experimental. Știind că debitul de aer admis (fără EGR) este de 12,9 m³/h, putem calcula debitul de aer admis și debitul masic al gazelor de evacuare atunci când se utilizează EGR cu următoarea relație:

$$\dot{m} = m * (1 - EGR) \quad (19)$$

Unde: \dot{m} : debit masic cu EGR; m: debit de masă fără EGR.

Parametrii de intrare care se modifică în același timp cu variația raportului EGR sunt prezentați în Tabelul 7.

Tabel 7. Parametrii de intrare ai motorului HCCI influențați de raportul EGR.

EGR ratio [%]	Masa debitului de aer admis [g/s]	Masa debitului gazelor de evacuare [g/s]
10	3.818	4.476
30	2.9696	4.544
50	2.1211	4.762

Rezultate și discuții

După cum era de așteptat, am reușit să realizăm procesul de ardere HCCI cu EGR în motorul experimental. Din experimentele efectuate se pot trage următoarele concluzii:

Intervalul de funcționare al HCCI, are trei factori limitatori principali: factorul de rată de aprindere, în această zonă concentrațiile sunt suficient de mari pentru a întârzia aprinderea și pentru a crește timpul de ardere; factor parțial de ardere, în această zonă temperatura de ardere nu este suficient de ridicată pentru a permite arderea completă a amestecurilor sărace aer-combustibil; factor de apariție a detonării, în această zonă ratele de eliberare a căldurii sunt suficient de mari pentru a provoca oscilații de presiune în cilindru [43].

Temperatura amestecului din interiorul cilindrului și raportul EGR sunt factori importanți care afectează caracteristicile de ardere și momentul de autoaprindere. Presiunea

din interiorul cilindrului atunci când motorul funcționează în modul HCCI este mai mică decât atunci când motorul este funcționat în modul de aprindere prin scânteie. În HCCI, consumul de combustibil și emisiile de eșapament ale motorului pot fi reduse în comparație cu motoarele convenționale datorită faptului că multe activități desfășurate de activități umane cum ar fi industria, producția de energie [44-46].

Pentru că atunci când motorul a fost operat în modul de aprindere prin scânteie am obținut un consum de combustibil de 1,2 l/h și când a fost operat în modul HCCI, am obținut un consum de combustibil de 1,04 l/h, putem calcula economia de combustibil. realizat prin procesul HCCI după cum urmează:

$$\eta_{\text{fuel}}=(m_{\text{fuel}}-m'_{\text{fuel}})/m_{\text{fuel}} *100 \quad (20)$$

$$\eta_{\text{combustibil}}=(1,2-1,04)/1,2*100 \Rightarrow \eta_{\text{combustibil}}=13,3 \% \quad (21)$$

Raportul de reducere a NO₂ atunci când motorul funcționează în modul HCCI în comparație cu modul de funcționare cu aprindere prin scânteie poate fi calculat utilizând:

$$[\text{NU}]_{\text{2}}=([\text{NU}]_{\text{2 SI}}- [\text{NU}]_{\text{2 HCCI}})/ [\text{NU}]_{\text{2 SI}} *100 \quad (22)$$

$$[\text{NU}]_{\text{2}}=(52-21)/52*100 \Rightarrow [\text{NU}]_{\text{2}}=60 \% \quad (23)$$

Deoarece motorul a funcționat la o turație constantă, temperatura, presiunea și debitul de aer admis atunci când motorul funcționează fără și cu EGR sunt cunoscute, putem calcula raportul EGR folosind următoarea ecuație:

$$\text{EGR}=(m_{\text{air}}-m'_{\text{air}})/m_{\text{air}} \quad (24)$$

$$\text{EGR}=(12,9-6,6)/12,9*100 \Rightarrow \text{EGR}=49 \% \quad (25)$$

Se presupune că emisiile mari de CO obținute în modul de ardere sunt cauzate în principal de arderea incompletă în zona limită, care este situată în apropierea peretelui camerei de ardere [46]. Acolo se formează emisii de CO din cauza stingerii flăcării, ceea ce determină o temperatură mai scăzută. Din cauza temperaturii mai scăzute, timpul necesar pentru finalizarea procesului de ardere crește și, prin urmare, nu este suficient timp pentru a finaliza ultima etapă de oxidare a CO în CO₂ [33].

Rezultatele obținute în urma testelor experimentale au arătat că am realizat, în modul de funcționare HCCI față de modul de funcționare cu aprindere prin scânteie, o economie de combustibil de 13,3% și o reducere a emisiilor de NO₂ de aproximativ 60% la un raport EGR de 49%.

Din graficele de mai jos , figurile 44-48, obținute în urma simulării motorului HCCI, am observat că temperatura și presiunea din interiorul cilindrului au scăzut concomitent cu creșterea raportului EGR, cele mai vizibile modificări obținându-se atunci când am crescut EGR. raport de la 30% la 50%. O explicație pentru această variație ar putea fi faptul că excesul de coeficient de aer nu este constant. La fel s-a întâmplat și cu emisiile de N₂.

Nu putem spune același lucru despre emisiile de hidrocarburi nearchive (UHC), cantitatea acestora a crescut o dată cu creșterea raportului EGR deoarece cantitatea de aer proaspăt a scăzut în timp ce debitul de combustibil a rămas constant.

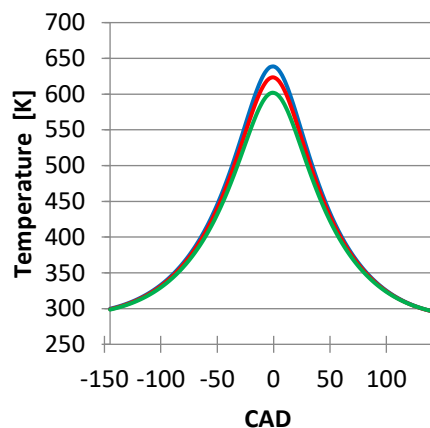


Fig.44 Influența raportului EGR asupra temperaturii din interiorul cilindrului.

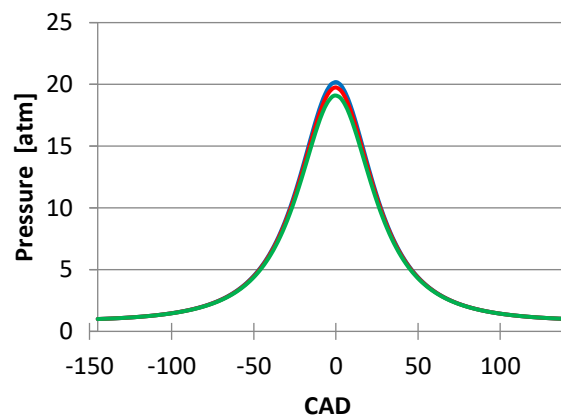


Fig.45 Influența raportului EGR asupra presiunii din interiorul cilindrului.

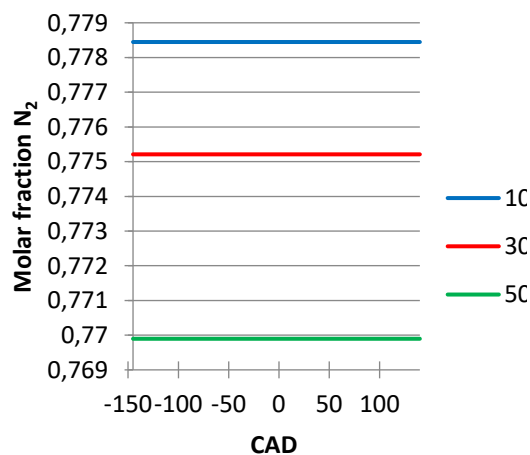


Fig.46 Influența raportului EGR asupra emisiilor de N₂.

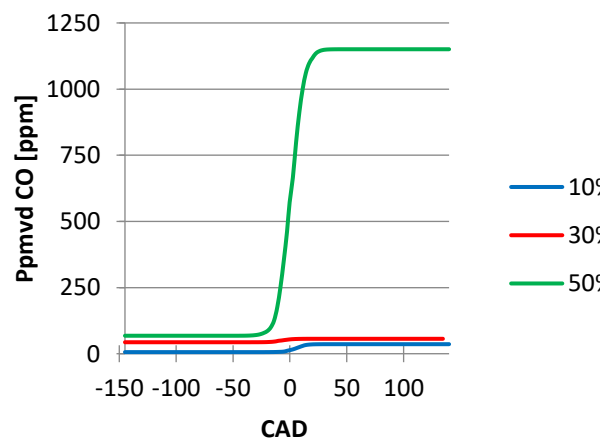


Fig.47 Influența raportului EGR asupra emisiilor de CO.

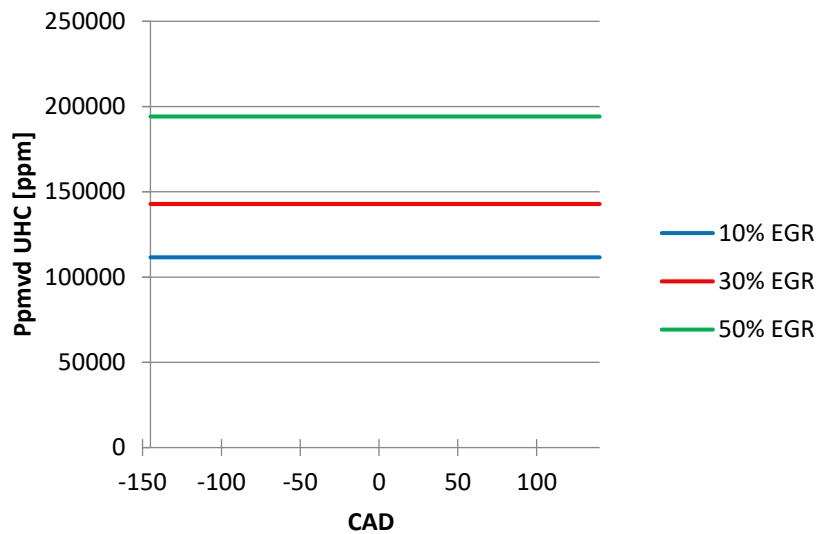


Fig.48 Influența raportului EGR asupra emisiilor UHC.

Pentru emisiile de CO, am observat că acestea au crescut o dată cu creșterea raportului EGR, o creștere semnificativă a avut loc când am variat raportul EGR de la 30% la 50%. După compararea emisiilor de CO obținute cu ajutorul programului de simulare (1150 ppm) cu cele obținute în testele experimentale (1050 ppm) când am folosit aceiași parametri de intrare, putem concluziona că programul de simulare este un instrument bun pentru determinarea Caracteristicile de ardere HCCI.

O explicație pentru diferența obținută este că în programul de simulare am folosit un surrogat de benzină, deoarece benzina are o compoziție prea complexă pentru a fi simulată.

Concluzii

Este clar că tehnologia HCCI oferă o eficiență superioară în ceea ce privește consumul de combustibil și emisiile de NOx în comparație cu motoarele convenționale cu aprindere prin scânteie. Nu este încă atât de sigură capacitatea acestor motoare de a oferi aceste caracteristici ieftine și, poate mai important, de a fi fiabile pe toată durata de viață a vehiculului. Progresul continuu în controlul electronic a adus conceptul HCCI la stadiul de realitate funcțională, dar mai are nevoie de unele ajustări pentru a realiza producția de vehicule.

Capitolul 2. Traficul, siguranța rutieră și dinamica producerii accidentelor de circulație

2.1. Trafic rutier și siguranța circulației

Asistăm în prezent, datorită creșterii continue a parcului de autovehicule de toate tipurile, la atingerea limitei de saturație a gradului de motorizare global, respectiv la aproximativ 2,6-3 persoane la una autoturism convențional, ceea ce a implicat dezvoltarea rețelei rutiere și modernizarea celei existente [46-50].

Dacă analizăm, majoritatea activităților economice și sociale sunt legate de infrastructura rutieră. Pornind de la materia primă și/sau produsele finite și terminând cu transportul de persoane la și de la serviciu, la marile centre comerciale specifice actualelor aglomerări urbane, etc., toate au o componentă care să implice transportul pe roți. De aici putem spune că există două obiective principale care stau la baza unui transport eficient, și anume existența unui traseu rutier cu un grad de serviciu ridicat, adică cu timpi de transport și de întârziere minimi și, respectiv, un grad ridicat de siguranță rutieră [51-54]. De obicei realizarea acestor două obiective, care de altfel au efecte contradictorii (creșterea vitezei de transport, în scopul micșorării duratei călătoriei are efecte negative asupra siguranței deplasării) sunt supuse unor limitări de ordin economic (costul ridicat al proiectului) și de ordin ambiental (impactul cu mediul natural, zgomotul, deteriorarea calității mediului etc.) [55,56].

Pe de altă parte trebuie să ținem cont și de evoluția foarte rapidă a parcului de automobile, care impune găsirea unor soluții optime, pe termen lung privind proiectarea și semnalizarea infrastructurii rutiere, eventuala dezvoltare a acesteia, pentru a face față caracteristicilor economice, sociale și regionale [57-62].

Mai trebuie analizați separat, cei trei factori de bază care concură la obținerea unui trafic rutier civilizată, fluent și în siguranță, respectiv omul, autovehiculul și drumul, în scopul cunoașterii modului în care se poate acționa asupra lor pentru optimizarea acestei coeziuni, cu scopul final de a obține un transport eficient și în condiții de maximă siguranță a persoanelor și a mărfurilor [63-67].

Funcția principală a drumurilor publice este de a asigura serviciile de transport persoane și marfă. Primii care au realizat importanța unei rețele de drumuri au fost romanii. În timpul Imperiului Roman, la apogeu existau 300.000 km de drumuri dintre care 90.000 km

pavate cu blocuri grele de piatră cu suprafața de 1 m^2 , șanțuri de scurgere a apei și borduri de întărire, Fig. 49 (The History of Engineering and Technology) [68-72].

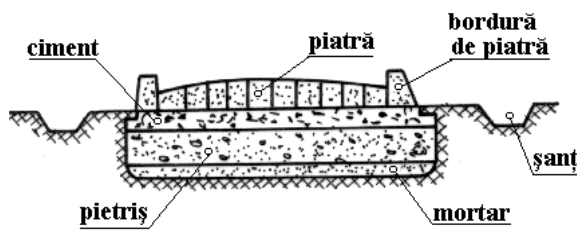


Fig. 49 Drum roman

Acest tip de drumuri erau destinate mai puțin vehiculelor pe roți cât mai mult deplasării „per pedes” a legiunilor. Întreținerea unor astfel de drumuri costa foarte mult și de aceea erau construite foarte solid, pentru a mări intervalul dintre perioadele de reparații. Lățimea drumurilor era variabilă, între 1,2 m (actus) cu un singur fir și 2,5 m (via) cu două fire de circulație [73-76]. În ultimele secole ale existenței imperiului, „via” putea ajunge la o lățime de 7 m. După această perioadă primele rețele de drumuri pavate cu piatră apar concomitent în Franța și Marea Britanie în sec. 17. Din acest moment se poate vorbi de începutul unei ere în domeniul vehiculelor rutiere [77].

În prezent proiectarea, construcția, întreținerea și realizarea infrastructurilor rețelei de drumuri a devenit una din cele mai importante domenii de activitate în construcții. Statisticile arată că în fiecare zi, 1 km^2 de uscat este acoperit cu beton sau asfalt în procesul construcției de drumuri, sau altfel spus, zilnic se construiesc cca. 140 km de drumuri cu lățimea convențională de 7 m.

Proiectarea drumurilor presupune cunoașterea dinamicii traficului de vehicule, punctele critice ale rețelei și perioadele critice în timp ale traficului. Toate aceste date sunt obținute din analizele efectuate asupra traficului și definirii legilor care guvernează acest fenomen.

Mărimi caracteristice traficului

- a) Debitul traficului „q” este definit ca raportul dintre numărul „n_v” al autovehiculelor care trec printr-un punct al drumului în intervalul de timp „t”:

$$q = \frac{n_v}{t} \quad [\text{veh}/\text{min}] ; \quad (26)$$

b) Intervalul de timp dintre trecerea a două bare față succesive (a două autovehicule succesive) , h_i numit și „frecvența de trecere”, sau „lungime de undă a traficului”:

$$t = \sum_{i=1}^{n_v} h_i , \quad \text{iar} \quad (27)$$

$$q = \frac{n_v}{\sum_{i=1}^{n_v} h_i} ; \quad q = \frac{1}{\bar{h}} , \quad (28)$$

$$\bar{h} = \frac{1}{n_v} \cdot \sum h_i , \quad (29)$$

unde \bar{h} este lungimea de undă medie;

c) Viteza medie a fluxului traficului se poate defini:

$$I. \quad \bar{u}_t = \frac{1}{n_v} \sum_{i=1}^{n_v} u_i \quad \text{ca fiind:} \quad (30)$$

$$II. \quad u = \frac{1}{n_v \cdot \bar{t}} \cdot \sum_{i=1}^{n_v} l_i , \quad (31)$$

unde u reprezintă viteza unui vehicul pentru a parcurge lungimea l_i a drumului (pe o anumită porțiune) în timpul t .

$$\bar{t} = \frac{1}{n_v} [t_1(l_1) + t_2(l_2) + \dots + t_{n_v}(l_{n_v})] , \quad (32)$$

unde $t_{n_v}(l_{n_v})$ reprezintă timpul necesar pentru vehiculul n_v de a parcurge secțiunea de drum cu lungimea l_{n_v} .

Dacă toate vitezele vehiculelor din trafic sunt măsurate pe același tronson, rezultă

$L = l_1 = l_2 = \dots = l_{n_v}$, atunci:

$$u = \frac{1}{(1/n_v) \sum_{i=1}^{n_v} \left[\frac{1}{L/t_i} \right]} = \frac{n_v}{\sum_{i=1}^{n_v} \frac{t_i}{L}} = \frac{L \cdot n_v}{\sum_{i=1}^{n_v} t_i} ; \quad (33)$$

c) Densitatea traficului „ k_t ”, reprezintă numărul „ n_v ” de vehicule care se află pe o anumită lungime „ l ” a drumului, într-o perioadă de timp bine determinată:

$$k_t = \frac{n_v}{l} \text{ [veh/km]} . \quad (34)$$

Modelarea curenților în traficul rutier

Relația de bază pentru modelarea traficului o reprezintă legătura dintre debit, viteză (ca spațiu) și densitate:

$$q = u \cdot k , \quad (35)$$

unde: q = [veh/h]; u = [km/h]; k_t = [veh/km].

a) Relația dintre viteză și densitate.

Pentru a putea discuta această relație, în primul rând trebuie făcute câteva convenții după cum urmează: se definește u_f ca fiind viteza unui vehicul când debitul este 0, sau altfel spus, viteza cu care poate circula un vehicul când este singur pe șosea; se definește u_0 ca fiind viteza $u = 0$, când densitatea este așa de mare pe tronsonul respectiv încât traficul încetează; densitatea pentru care traficul încetează se numește „densitatea congestiei” se notează cu „ k_j ” și este o mărime specifică fiecărei situații în parte.

Relația dintre viteză și densitate este prezentată în Fig. 54, ca fiind o relație liniară tipică între cele două mărimi.

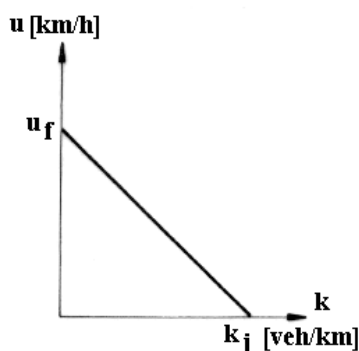


Fig. 50 Relația viteză – densitate trafic

Matematic relația se poate exprima prin ecuația unei drepte:

$$u = u_f \left(1 - \frac{k_t}{k_j} \right) \quad (36)$$

Acest model matematic descrie fenomenul ideal.

În realitate în apropierea punctelor u_f și k_j fenomenul real nu mai este chiar liniar, cum se întâmplă cu multe fenomene în jurul punctelor de limită. În continuare se va considera numai variația liniară a fenomenului;

b) Relația dintre trafic și densitate.

Plecând de la ipoteza liniarității relației viteză – densitate, înlocuind ecuația 65 în ecuația 66, rezultă:

$$q = u_f \left(k_t - \frac{k_t^2}{k_j} \right). \quad (37)$$

Această ecuație reprezintă o parabolă. Forma generală a unei astfel de ecuații apare în Fig. 51.

Punctul q_m reprezintă fluxul maxim (debitul maxim) al traficului, pe care-l poate asigura un tronson de drum. Al doilea punct important este k_m , adică punctul de densitate a traficului corespunzător fluxului maxim de vehicule. Acestor mărimi le corespunde u_m , o viteză medie de trafic pentru flux maxim, Fig. 52.

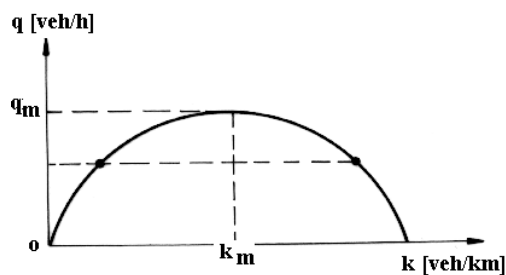


Fig. 51 Relația debit – densitate trafic

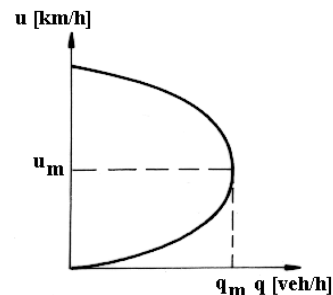


Fig. 52 Relația viteză de circulație – debit trafic

Diferențiind ecuația 37, se obține:

$$\frac{dq}{dk_t} = u_f \left(1 - \frac{2k_t}{k_j} \right) = 0 \quad (38)$$

$$\text{și atâta timp cât } u_f \neq 0 \quad k_m = \frac{k_j}{2}. \quad (39)$$

Substituind ecuația 39 în ecuația 38 rezultă:

$$u_m = u_f \left(1 - \frac{k_j}{2 \cdot k_j} \right) = \frac{u_f}{2}. \quad (40)$$

iar din ultimele două ecuații se poate obține:

$$q_m = u_m \cdot k_m = \frac{u_f \cdot k_f}{4}; \quad (41)$$

a) Relația dintre viteză și debit

Plecând de la relația 37, se poate obține:

$$k_t = k_j \left(1 - \frac{u}{u_f} \right) \quad (42)$$

și înlocuind în relația de bază 37 se obține:

$$q = k_j \left(u - \frac{u^2}{u_f} \right) \quad (43)$$

Această ultimă ecuație descrie tot o parabolă a cărei alură este prezentată în Fig. 53

Relația grafică dintre flux, viteză și densitate este prezentată în Fig.54

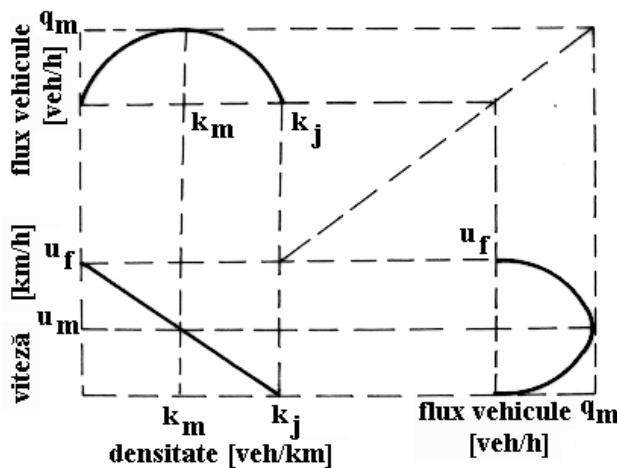


Fig. 54 Relația flux – viteză – densitate

Exemplu: Pe o secțiune de șosea, viteza maximă în cazul fluxului noul este de 90 km/h, iar $k_j = 230$ veh/km. Adoptând o variație liniară viteză – densitate, să se calculeze densitatea la flux maxim, fluxul maxim și viteza la flux maxim.

Folosind relația (39) rezultă densitatea la flux maxim:

$$k_m = \frac{k_f}{2} = \frac{230}{2} = 115 \text{ veh/km.}$$

Folosind relația (41) se determină fluxul maxim:

$$q_m = \frac{u_f \cdot k_f}{4} = \frac{90 \cdot 230}{4} = 5175 \text{ veh/h.}$$

Ipotezele de trafic și teoria firelor de așteptare

Modelarea procesului de formare a cozilor în trafic are ca scop principal estimarea performanțelor traficului pe un anumit sector de drum în condiții diverse. Astfel se pot determina cu acuratețe lungimea firelor de așteptare, timpul pierdut, numărul de vehicule implicate în acest proces și măsurile care se impun pentru reducerea până la dispariție, dacă este posibil, a acestora [78]. Modelarea matematică a firelor de așteptare trebuie să țină cont de frecvența și intervalul sosirilor, caracteristicile plecărilor și disciplina în respectarea ordinii în firul de așteptare. După cum s-a arătat în paragraful anterior, s-au impus două ipoteze privind modul de sosire în firul de așteptare:

- intervale egale de timp între două sosiri succesive;
- distribuție exponențială a timpilor de sosire de tip Poisson.

Stabilirea legii de dezvoltare a firului de așteptare, presupune cunoașterea caracteristicilor plecărilor din fir. Astfel trebuie cunoscută distribuția timpilor de plecare, de exemplu timpul de traversare a unei intersecții din momentul apariției culorii verzi a semaforului. Fiind dată o valoare medie a numărului de vehicule ce părăsesc intersecția, se poate folosi ipoteza unei distribuții liniare a intervalelor de timp sau o distribuție de tip Poisson. O altă mărime care trebuie considerată este cea a numărului de benzi pe care se pleacă din firul de așteptare [79-82]. În cele mai multe cazuri plecările se fac pe o singură direcție, cu una sau mai multe benzi, formarea firului și plecarea din fir făcându-se pe același număr de benzi de circulație (una, două, trei, etc.) Liniile multiple de plecare se întâlnesc frecvent în intersecții, treceri pe poduri, ieșiri sau intrări pe autostrăzi, în circulația din incinta parcarilor de mare capacitate [83-87]. Modelarea corectă a fenomenului de așteptare presupune cunoașterea gradului de disciplină în respectarea locului în fir. Se întâlnesc două cazuri frecvente:

- a) Coadă este respectată de toți cei ce o formează sau altfel spus „ultimul venit, ultimul plecat”;
- b) Firul de așteptare nu este respectat când se poate spune „ultimul venit, primul plecat”.

În situații teoretice de modelare se va considera cazul a) ca fiind cel mai frecvent. Pentru simplificarea notării se va conveni ca sosirile și plecările considerate ca respectând o lege de distribuție uniformă să fie notate cu „U”, iar cele considerate ca urmând o distribuție exponențială de tip Poisson cu „P”. De exemplu o problemă de trafic notată $U - P - 1$ înseamnă sosiri după o lege de distribuție uniformă, plecări după o lege de distribuție exponențială, firul de așteptare se formează pe o singură bandă.

Analiza traficului pe șosele în cazul dopurilor în circulație

Capacitatea de transport a unei artere rutiere este determinată de viteza de circulație a vehiculelor în fluxul de pe arteră [89-91]. Dacă viteza de circulație scade din diferite motive, apar zonele congestionate în care viteza de circulație este foarte mică, iar debitul mult sub capacitatea de transport. În amonte zonei congestionate se formează un șir de vehicule, care de obicei este în mișcare, cu o viteză mică, dar în mișcare [86-88]. Mișcarea poate fi întreruptă de mici perioade de staționare datorită propagării de-a lungul fluxului spre amonte a unor valuri, zone cu viteză foarte mică de circulație sau opriri [92,93]. Dopurile în circulație sunt de două feluri:

- a) Congestii ale fluxului care apar regulat în anumite perioade ale zilei sau ale unei săptămâni din cauza supraîncărcării arterei (orele de vârf în circulație);
- b) Congestii datorate unor incidente neprevăzute de felul accidentelor, reparații la șosea sau infrastructură, condiții deosebite (ceață, ploaie, polei, vânt, etc.).

Analiza unor astfel de cazuri se poate face folosind aceleași ipoteze ca în paragrafele precedente. Astfel în cazul dopurilor în circulație se poate folosi de exemplu un regim de așteptare în fir de tip $U - U - 1$ sau $U - U - 2$ dacă plecările și sosirile se fac pe două benzi, caz des întâlnit pe arterele principale cu mai mult de două benzi de circulație pe sens.

Modelare intersecție semnalizată după o lege $U - U - 1$

În cazul în care se folosește o lege a sosirilor cu o distribuție uniformă, la fel și pentru plecări, se desprind două cazuri:

- cazul în care capacitatea de trecere prin intersecție este mai mare decât rata sosirilor, ilustrat în Fig. 55. Simbolurile λ_s și μ_p au aceeași semnificație ca în paragrafele precedente, dar reprezentând veh/sec. La fel t este dat în secunde și

reprezintă timpul de la un moment de bază, iar t_0 este timpul după aprinderea luminii verzi, până la dispariția șirului de așteptare.

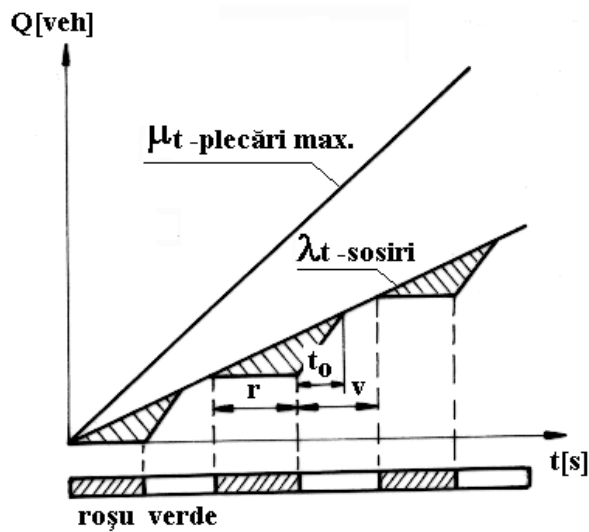


Fig. 55 Diagramă circulație prin intersecție
în cazul U – U – 1.

În continuare vor fi definite mărimile ce caracterizează șirul de așteptare pentru acest caz specific:

- timpul, din momentul aprinderii culorii verzi până la dispariția șirului:

$$\lambda_s \cdot (t_R + t_0) = \mu_p \cdot t_0, \text{ știind că intensitatea traficului este } \rho = \frac{\lambda_s}{\mu_p} \text{ rezultă:}$$

$$t_0 = \frac{\rho r}{(1-\rho)} ; \quad (45)$$

- proporția din ciclu cu șir de așteptare, P_s :

$$P_s = \frac{(t_R + t_0)}{c} ; \quad (46)$$

- proporția de vehicule oprite P_v , în timpul t :

$$P_v = \frac{\lambda_s \cdot (t_R + t_0)}{\lambda_s \cdot (t_R + t)} = \frac{t_0}{\rho c} ; \quad (47)$$

- numărul maxim de vehicule în șir, S_{\max} :

$$S_{\max} = \lambda_s \cdot t_R ; \quad (48)$$

- întârzierea totală a vehiculelor pe ciclu, I_v :

$$I_v = \frac{\lambda_s \cdot t_R^2}{2(1-\rho)} ; \quad (49)$$

- întârzierea medie pe vehicul /ciclu, i_v :

$$i_v = \frac{\lambda_s \cdot t_R^2}{2 \cdot (1-\rho)} \cdot \frac{1}{\lambda_s \cdot c} , \text{ deci}$$

$$i_v = \frac{t_R^2}{2 \cdot c \cdot (1-\rho)} . \quad (50)$$

2.2. Dinamica accidentelor rutiere

2.2. 1. *Investigarea accidentului pietonilor în funcție de locul în care sunt aruncați*

Locul în care un pieton a fost aruncat după ce a fost lovit în lateralul unui vehicul este relativ ușor de evidențiat datorită urmelor de substanțe organice rămase pe calea de rulare sau a informațiilor date de persoanele care au văzut accidentul sau au fost primele care au ajuns la locul producerii evenimentului rutier [94-99]. Lucrarea își propune să se ia în considerare și aspectele legate de comportamentul și conduita pe care a avut-o șoferul, respective dacă un șofer implicat într-un astfel de accident a fost sau nu vinovat, dacă a luat cele mai bune decizii în timp util în funcție de situația concretă de la locul faptei, față de comportamentul altuia aflat într-o situație similară dar care a reacționat în mod normal timp, a acordat atenția corespunzătoare riscului de accident, a adaptat viteza în funcție de particularitățile traficului și a luat măsuri pentru evitarea sau minimizarea consecințelor în astfel de situații [100 - 104]. În evaluarea comparativă a comportamentului conducătorului auto este necesar să se cunoască nu doar distanța dintre locul unde victima a fost lăsată pe drum și partea frontală a vehiculului oprit ci și alte aspecte precum: locul unde se află pietonul situat atunci când conducătorul auto are capacitatea de a identifica pericolul unui accident

[105-109]t; zona în care sunt situate amenajările rutiere pietonale; distanța parcursă de pieton din momentul declanșării stării de pericolul pentru conducătorul auto și până când pietonul este lovit de vehicul; vârsta și starea de oboseală a șoferului [110-115]. Problematika propusă a fi dezvoltată în lucrare se referă la coliziuni frontale între autoturism și pietoni în traversarea drumului, în cazurile în care, pentru a evita accidentul, conducătorul auto recurge la o manevră de frânare de urgență [115 - 124].

Se pot define acele date de intrare (dimensiuni, constante, parametri, coeficienți) care sunt necesari pentru a putea realiza analiza propusă, astfel: distanța de aruncare a pietonului din momentul impactului până la oprirea pe carosabil; distanța efectivă de frânare a vehiculului; coeficientul de frecare aderent la frânare; viteza mașinii înainte de frânare; viteza mașinii când pietonul este lovit; accelerație gravitațională; timpul scurs de când șoferul a fost obligat să identifice pericolul de accident și până când pietonul a fost lovit; timpul de percepție - reacția unui șofer obișnuit [124 - 129].

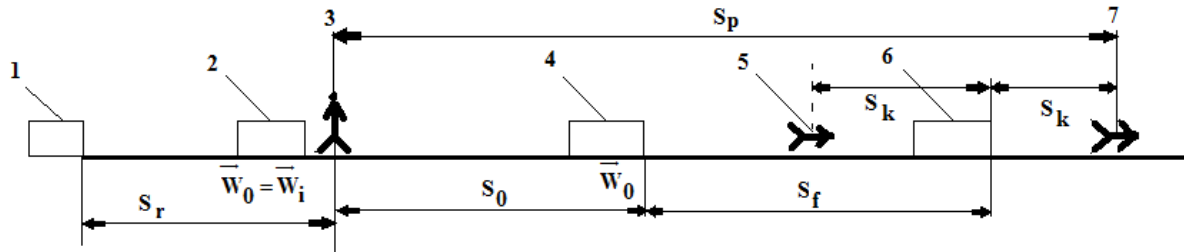
Modelul matematic propus în lucrare permite determinarea principalelor dimensiuni comparative, în funcție de care se poate aprecia vinovăția șoferului, precum: vitezele mașinii din momentele imediat anterioare și după lovirea pietonului; distanța dintre pieton și vehicul din momentul producerii pericolului de accident; dacă conducătorul auto a evaluat corect momentul în care a apărut pericolul de accident [130 - 138]; dacă conducătorul auto a luat măsurile de evitare necesare în astfel de situații; cea mai rapidă viteză cu care s-ar putea deplasa mașina pentru a evita un accident prin manevra de frânare de urgență [139 - 141].

Material și metodă

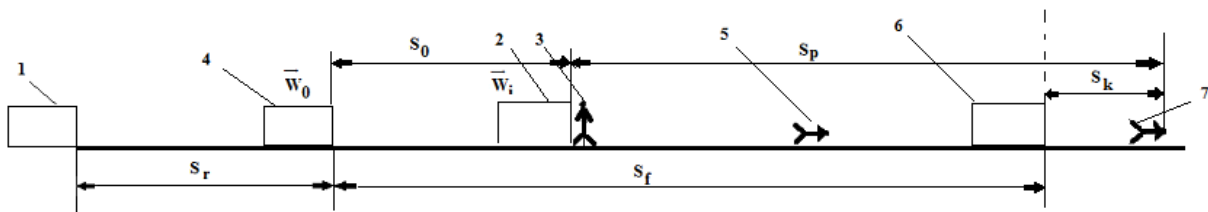
În evaluarea comparativă a comportamentului de conducere este necesar ca urmărirea penală să cunoască nu doar distanța S_k (figura 60) dintre locul unde a rămas victima și partea din față a vehiculului oprit, ci și alte aspecte precum [94 - 98]:

- Locul în care se află pietonul în momentul în care conducătorul auto are capacitatea de a detecta pericolul de accident;
- Zona în care s-au situat vitezele pietonale;
- Distanța parcursă de pieton din momentul declanșării pericolului până în momentul lovirii;
- Vârsta și oboseala șoferului.

Următorul raționament se referă la coliziunile frontale dintre mașini și pietoni care traversează drumul, în cazurile în care se folosește o frânare de urgență pentru a evita accidentul [141 - 149]].



a - Lovirea pietonului înainte de frânare



b - Lovirea pietonului în timpul procesului de frânare

Fig. 56 Lovirea pietonului înainte și în timpul procesului de frânare

Unde:

1. viteza vehiculului în momentul în care conducătorul auto avea capacitatea de a detecta pericolul de accident;
2. poziția vehiculului în momentul lovirii pietonului;
3. poziția pietonului în momentul lovirii;
4. poziția vehiculului la începutul frânării;
5. poziția victimei căzute în spatele mașinii;
6. poziția vehiculului oprit după frânare;
7. poziția victimei căzute în fața vehiculului oprit;

În continuare, se definesc relațiile și dimensiunile implicate în analiza propusă:

- s_p (m) - distanța de proiectare a pietonului din momentul lovirii și până la oprirea acestuia pe drum;

- S_f (m) - distanța de frânare a vehiculului;
- ϕ - coeficientul de frecare aderent la frânare;
- W_0 (m/s) - viteza vehiculului înainte de frânare;
- W_i (m/s) - viteza vehiculului când pietonul este lovit;
- g - accelerația gravitațională = 9,81m / s²;
- t_v (s) - timpul scurs din momentul în care conducatorul auto avea obligația de a anunța pericolul de accidente până în momentul în care pietonul a fost lovit;
- t_r - timpul de percepție - reacția unui șofer obișnuit.

După cum se arată în Fig.56, distanța S_k poate fi exprimată prin relația:

$$S_k = S_p - [S_f - S_0] = S_p - [S_f - (t_r - t_v)W_i] \quad (51)$$

Pentru $t_r > t_v$ și

$$S_k = S_p - S_f, \text{ if } t_r < t_v \quad (52)$$

După cum s-a menționat, o valoare pozitivă a lui S_k caracterizează aruncarea pietonului în fața mașinii oprite, iar una negativă, în spatele mașinii.

Relațiile (51) și (52) descriu două posibilități de producere a accidentelor, respectiv asupra comportamentului obișnuit al unui șofer:

- pietonul este lovit înainte ca șoferul să poată efectua orice manevră de evitare (relația 51), când $W_0 = W_i$;
- pietonul fiind lovit în timpul frânării vehiculului când:

$$W_0 = W_i - (t_v - t_r) \cdot g \cdot \phi \quad (53)$$

Cele mai bune rezultate se obțin prin aplicarea relației Rau-Otte (80), (81) care stabilește relația dintre S_p și W_i :

$$S_p = 0,06739W_i^2 + 0,2018W_i \quad (54)$$

Distanța de frânare S_f se bazează pe W_i :

$$S_f = \frac{W_i^2}{2 \cdot g \cdot \phi} \quad (55)$$

După înlocuirea la (51) și (52) se obțin relațiile (56) și (58):

$$S_k = \frac{0,06739 \cdot g - 0,5096}{\phi} \cdot W_i^2 + [0,2818 + (t_v - t_r)] \cdot W_i \quad (56)$$

Pentru $t_r > t_v$

și

$$S_k = \frac{0,06739 \cdot g - 0,5096}{\phi} \cdot W_i^2 + 0,2818 \cdot W_i \quad (57)$$

Pentru $t_r < t_v$

Relatiile anterioare permit aprecierea pozitiei victimei in ceea ce priveste modul in care a fost lovita, adica inainte sau dupa franare, din care se pot trage concluzii cu privire la atentia manifestata de sofer. Pe de altă parte, în funcție de S_k , viteza lui W_i poate fi determinată prin rezolvarea ecuatiilor (56) și (57):

Pentru $t_r > t_v$

$$W_i = W_0 = \frac{1}{2} \left\{ -[0,2818 + (t_v - t_r)] \cdot A + \sqrt{[0,2818 + (t_v - t_r)]^2 \cdot A^2 + 4 \cdot S_k \cdot A} \right\} \quad (58)$$

Și pentru $t_r < t_v$

$$W_i = \frac{1}{2} \left[-0,2818 \cdot A + \sqrt{(0,2818 \cdot A)^2 + 4 \cdot S_k \cdot A} \right] \quad (59)$$

$$\text{unde } A = \frac{\varphi}{0,06739 \cdot \varphi - 0,05096} \quad (60)$$

Distanța S_e dintre autoturisme și pieton când conducătorul auto avea obligația de a detecta pericolul de accident, este determinată de relația:

- pentru $t_r > t_v$ ($W_i = W_0$)

$$S_e = S_r - (t_v - t_r) \cdot W_i \quad (61)$$

- pentru $t_r > t_v$ ($W_0 > W_i$)

$$S_e = W_i \cdot t_v + \frac{g \cdot \varphi}{2} (t_v^2 - t_r^2) \quad (62)$$

Se găsește cel mai mare W_e pe care accidentul a putut fi evitat prin frânare energetică, adică pentru care oprirea vehiculului a fost posibilă chiar și în locul în care se afla pietonul când a fost lovit:

$$\frac{W_e^2}{2 \cdot g \cdot \varphi} + t_r \cdot W_e = S_e \quad (63)$$

$$W_e = \left[-\frac{t_r}{2 \cdot g \cdot \varphi} + \sqrt{\left(\frac{t_r}{2 \cdot g \cdot \varphi}\right)^2 + 8 \cdot S_e \cdot g \cdot \varphi} \right] \quad (64)$$

Prin posibile valori ale dimensiunilor de care depinde S_e se pot face unele concluzii și aprecieri cu privire la comportamentul conducătorului auto utile pentru analiza accidentului.

Au fost considerate:

- viteza de impact $W_i = 5; 10; 15; 20; 25$ și 30m/s ;
- un timp de reacție $t_r = 0,8$ secunde și diferențe $t_v - t_r$ de: $-0,6; 0,3; 0; 0,2; 0,6$ și $1,2$ sec;

- coeficient de frecare aderent la frânare $\phi = 0,4; 0,6; 0,8$.

Rezultate

Rezultatele calculelor efectuate cu valorile menționate ale dimensiunilor considerate sunt prezentate sintetic prin reprezentările grafice din figurile 57, 58 și 59. Din analiza acestor relații se pot trage câteva concluzii, cele mai importante fiind precizate mai jos [150 - 157].

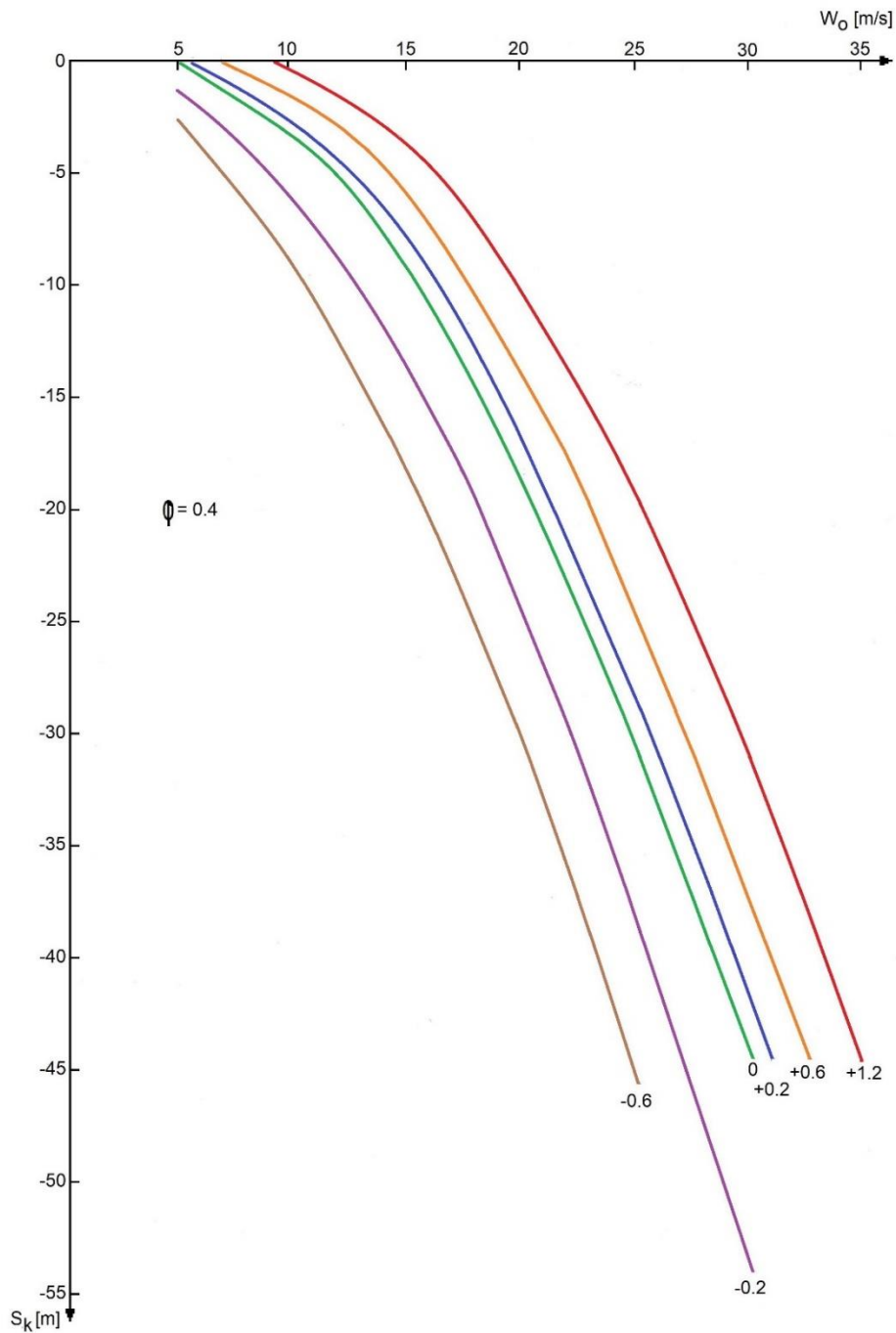
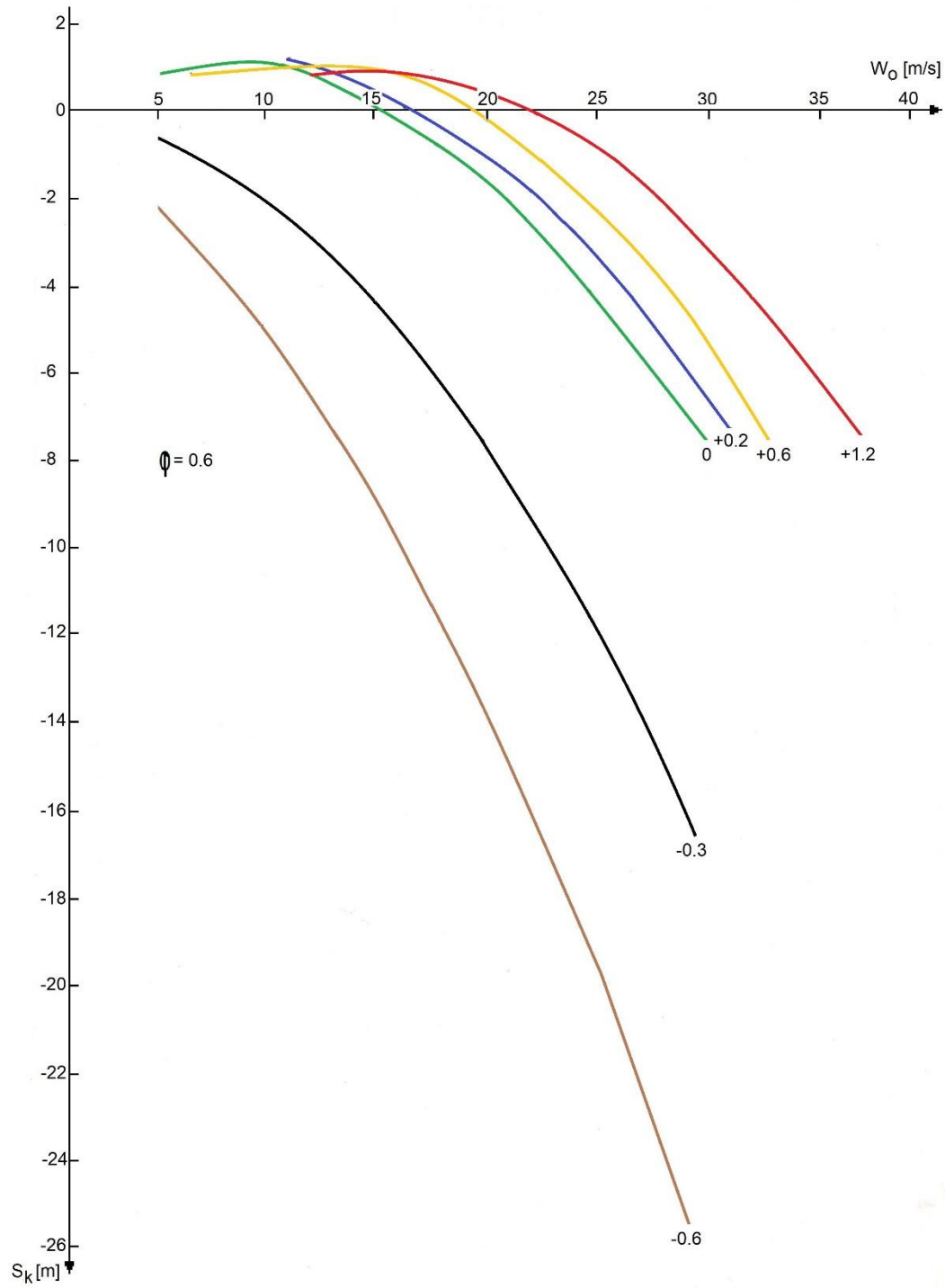


Fig. 57. Dependența dintre W_0 și S_k , pentru $\phi = 0,4$

Fig. 58. Dependența dintre W_o și S_k , pentru $\phi = 0,6$

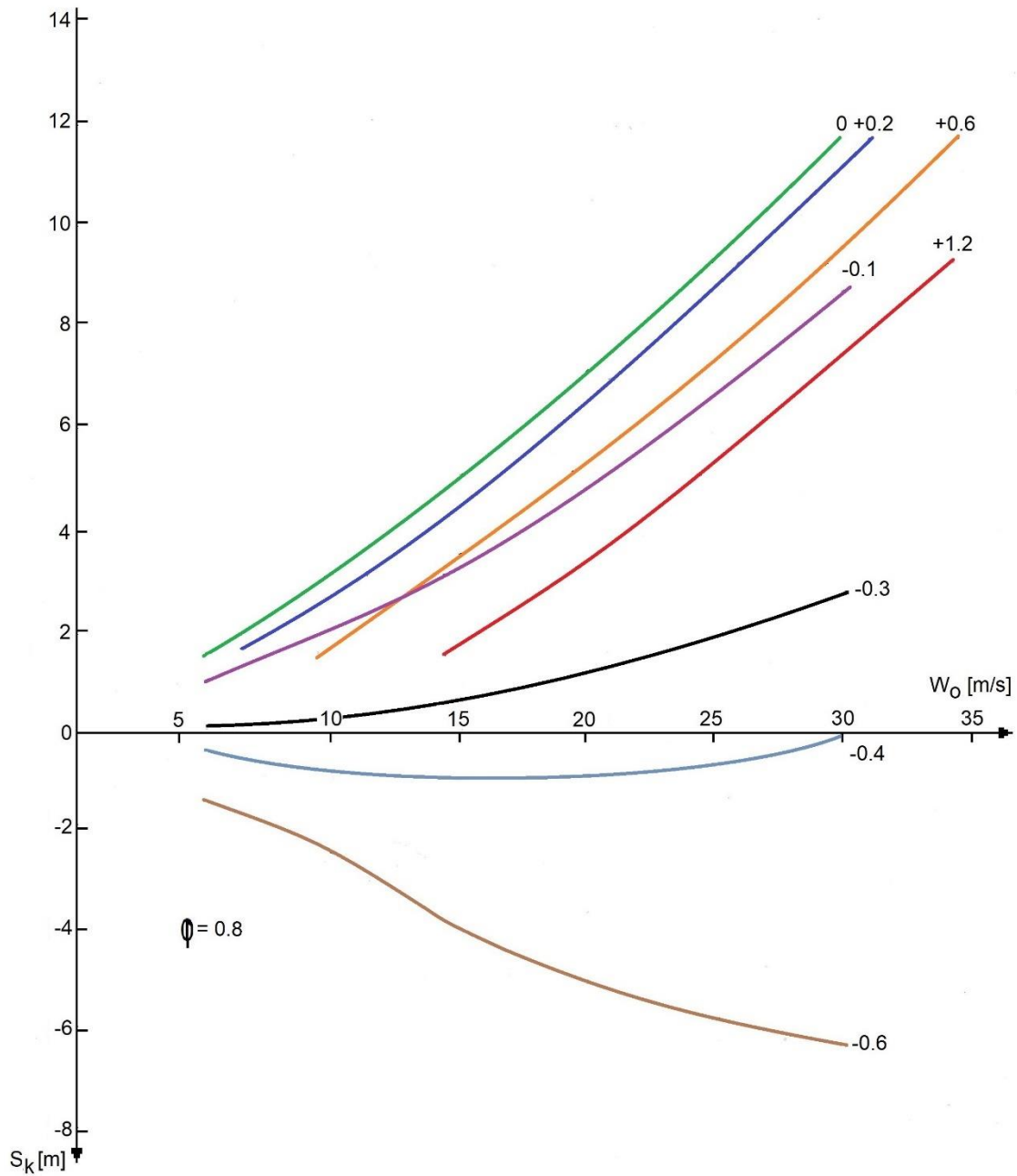


Fig. 59. Dependența dintre W_o și S_k , pentru $\phi = 0,8$

Cunoașterea distanței S_k permite determinarea principalelor dimensiuni comparative după care se poate aprecia vinovăția șoferului și anume:

- Viteza mașinii din momentele anterioare și momentul efectiv al lovirii pietonului;
- Distanța dintre pieton și vehicul din momentul apariției pericolului de accident;
- Dacă conducătorul auto a apreciat corect momentul pericolului de accident;

- Dacă șoferul a luat măsuri de evitare care ar putea fi făcute în astfel de situații;
- Care a fost cea mai mare viteză cu care se putea deplasa mașina în cazul evitării accidentului prin frânare cu energie.

Când pietonul este lovit înainte de frânare ($t_r > t_v$) și este proiectat în spatele vehiculului, când $t_v \leq 0,5$ secunde chiar dacă frânarea este foarte energetică. Totuși, la astfel de frânări, (de obicei cu ABS, care poate oferi un $\phi = 0,8$), dacă lovirea are loc în timpul frânării, locul aruncării victimei este în fața mașinii, dacă $t_v > 0,5$ secunde.

Pentru aruncarea înainte la aceeași distanță S_k viteza mașinii trebuie să crească pe măsură ce t_v -ul crește peste 0,5 secunde. În cazul aruncării înainte, distanța S_k crește cu viteza inițială W_0 dar scade odată cu creșterea t_v .

Dacă frânarea este moderată cu $\phi = 0,6$ locul aruncării este situat în spatele mașinii oprite, la distanțe care cresc pe măsură ce t_v -ul scade. Rareori, la viteze de până la 22m/s victima este aruncată la o distanță mică, până la 1m, doar dacă $t_v \geq t_r$.

Când frânarea este mai puțin eficientă, de exemplu cu $\phi = 0,4$ indiferent de viteza sau valoarea t_v -ului, pietonul este aruncat în spatele mașinii la o distanță care crește pe măsură ce televizorul scade.

Concluzii

De cele mai multe ori, la viteze mari, atunci când pietonul este lovit înainte de frânarea efectivă, acesta este aruncat în spatele mașinii, deși manevra de frânare care are loc după impact în sine este foarte energetică [175-161].

Dacă timpul din momentul în care șoferul avea obligația de a detecta pericolul de accident și până la lovirea pietonului este mai mare de 0,5 secunde, impactul are loc în timpul frânării autovehiculelor, iar pietonul este aruncat în fața autoturismului.

Dacă frânarea vehiculului este moderată, sau mai puțin eficientă, locul în care sunt aruncați pietonii este situat în spatele vehiculului oprit.

Tabelele ar trebui să aibă doar reguli orizontale și nu verticale. În general, ar trebui folosite doar trei reguli: una în partea de sus a tabelului, una în partea de jos și una pentru a separa intrările de titlurile coloanelor. Regulile de masă ar trebui să aibă o lățime de 0,5 puncte.

Siguranța circulației rutiere implică accidentologia, care studiază riscurile și modurile de producere a accidentelor până în momentele de după coliziune, respectiv când vitezele

vehiculelor și victimelor devin egale cu 0 km/h precum și traumatologia de urgență, care începe cu modificarea stării de sănătate a victimelor, continuă cu primul ajutor medical acordat la locul faptei pentru o primă stabilizare și se încheie cu tratamentul medical de urgență din spitale [162-169]. O importanță deosebită s-a dovedit a fi pregătirea în acordarea primului ajutor a fiecărui conducător auto, care este apreciată prin examene asociate celui de obținere a permisului de conducere și este pe cale de extindere în multe state din lume [170-172].

Capitolul 3. Sistemele autovehiculelor

3.1. Sistemul de condiționare a aerului

O componentă deosebit de importantă a automobilelor din zilele noastre, este sistemul ventilatie și aer conditionat. Sistemul are implicații majore, din mai multe puncte de vedere. Astfel un autoturism este cu atât mai atractiv pentru un consumator, cu cât oferă un confort termic ridicat, clientul obișnuit preferând un automobil cu sistem HVAC performant în detrimentul unuia mai slab calitativ. Un sistem de ventilație și aer condiționat performant poate fii mai economic dacă ne referim strict din punct de vedere al consumului energetic, rezultând astfel o reducere a consumului de combustibil folosit și emisii mai scăzute. Un sistem de aer conditionat poate avea implicații importante și din punct de vedere a siguranței circulației, dacă vorbim prin prisma funcției de dezaburire și degivrare. Se impune astfel ca metode cât mai diverse prin care să se măsoare și să se studieze interacțiunea curenților de aer cu suprafețele din interiorul habitaculului și cu corpul pasagerilor.

3.1.1. Studiu privind măsurarea temperaturilor fluxului de aer la autovehiculele rutiere

În cazul acestui studiu vom analiza modul în care interacționează cu corpul uman și interiorul habitaculului cu curenții de aer produși de un sistem HVAC cu perdele cu jeturi de aer conditionat circulare turbulente. Sistemul a fost proiectat și realizat în urma unui studiu în care se arată că în peste 80% din situații, în autoturism nu se află decât șoferul, iar ideea este de a obține senzația de confort termic numai pentru zona ocupată de acesta și nu tot volumul interior al autoturismului [174].

Pentru acest lucru am împărțit interiorul autoturismului în patru zone distincte: față stânga, față dreapta, spate stânga și spate dreapta care vor fi separate cu ajutorul unor perdele (cortine) de aer rece. Sistemul de aer condiționat condiționat care va fi conceput trebuie să detecteze ce locuri sunt ocupate în autoturism, să declanșeze perdelele de aer și să fie capabil să producă senzația de confort termic în funcție de reglajul dorit de ocupant ca în figura următoare:

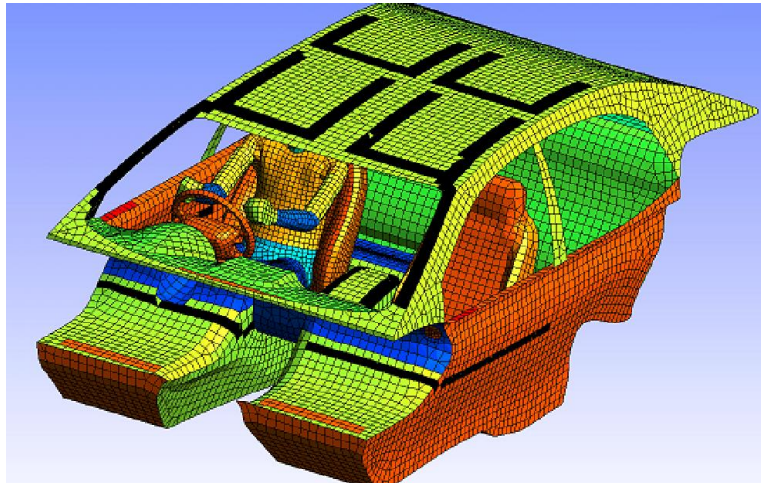


Fig.60 Poziționarea perdelelor cu jeturi de aer condiționat circulare turbulente

Astfel s-a determinat ca:

- Fluxul de căldură necesar răcirii unui sfert din volumul mașinii este mult mai mic decât cel necesar răcirii întregului volum;
- Fluxul de căldură necesar răcirii unei jumătăți din volumul mașinii este mult mai mic decât cel necesar răcirii întregului volum;
- Fluxul de căldură necesar răcirii a trei sferturi din volumul mașinii este mai mic decât cel necesar răcirii întregului volum.

Pentru proiect s-a folosit un autoturism Mercedes Benz model E-Klasse 300D căruia i-am adaptat și modificat sistemul de ventilație și aer condiționat, conform cu tema studiului. Astfel pentru locul șoferului și a pasagerului am adaptat sistemul de perdele de aer condiționat cu jeturi circulare turbulente.

Disponerea perdelelor de aer este următoarea: pentru locul șoferului și al pasagerului am montat o tubulatura de aer care urcă pe stâlpul A și, pe plafon este dispusă în formă de U deasupra fiecărui ocupant [fig.60]; pentru climatizarea zonei picioarelor s-a montat o tubulatură în forma de U la nivelul scaunului și deasupra zonei picioarelor ca în [fig.61].



Fig. 60 Tubulatura perdelei cu jeturi de aer circulare turbulente montata pe plafon



Fig. 61 Tubulatura perdelei cu jeturi de aer circulare turbulente montata la nivelul scaunului

Până în prezent nu s-a implementat acest sistem pe nici un autoturism iar în această lucrare am realizat un studiu comparativ între un sistem clasic HVAC și unul cu perdele de aer condiționat implementate pe aceeași mașină.

În acest studiu am comparat avantajele și dezavantajele unui sistem de climatizare cu perdele de aer condiționat care activează selectiv pe unul sau mai multe locuri din interiorul unui autoturism, față de unul clasic cu duze aflat pe mașina utilizată la testare.

Pentru cât mai multă acuratețe în măsurarea și evaluarea proiectului am folosit neschimbate:

- ansamblul original al sistemului de aer condiționat;
- ventilatorul pentru suflantă;
- unitatea electronică de comandă și control a sistemului de aer condiționat;
- senzorii originali ai autoturismului.

Obiectivele studiului au fost următoarele:

- Realizarea unei comparații între sistemul HVAC montat pe mașina și cel adaptat din punct de vedere a dispersiei jeturilor
- Verificare modului în care suprafețele din interior inclusiv al unui manechin uman se răcesc
- Verificarea vitezei jeturilor de aer condiționat ale perdelei pentru a vedea dacă valorile se încadrează în intervalul de confort termic uman.

Verificarea dispersiei jeturilor pentru cele 2 sisteme de aer condiționat

Pentru punerea în evidență a jeturilor de aer atât cele generate de duzele sistemului original al autoturismului cât și pe cele ale perdelelor (cortinelor) de aer condiționat s-a utilizat un generator de fum Hurricane 1011 poziționat la priza de aer a sistemului de ventilație și aer condiționat, figura 62.



Fig. 62 Generatorul de fum Hurricane 1011 poziționat la priza de admisie a sistemului de ventilație și aer condiționat.

Prin injectarea de vapori de lichid suprasaturați putem pune în evidență forma jeturilor de aer de la duzele din bord pentru sistemul original climatizare cât și pentru cel cu

perdele cu jeturi de aer circulare turbulente astfel pentru sistemul clasic observam ca jetul de aer este de forma din figura 63, configurația incipienta marindu-se treptat figura 64 .



Fig. 63 Jetul de aer al sistemului de aer condiționat clasic, stadiu incipient



Fig. 64 Jetul de aer condiționat al sistemului clasic

Se observa cum jetul este de dimensiuni considerabile iar zona pe care o atinge este aceea a pieptului si a capului. La viteze mai mari de 0.4 m/s poate genera disconfort termic, senzatie de ochi uscat, sau senzatie de "curent".

Pentru sisteme cu perdele de aer conditionat cu jeturi circulare turbulente avem urmatoarea interactiune.



Fig. 65 Perdeaua cu jeturi circulare turbulente

Se observă cum jeturile circulare turbulente figura 65 se unesc în perdea figura 66 , apoi aceasta curge uniform pe linga sofer, cu o viteza mică. Avantajul este ca perdeaua cu jeturi de aer condiționat circulare turbulente, interacționează cu corpul manechinului într-un mod prietenos, lipsind senzațiile de "curent", de zona prea rece sau ochi uscat care diminuează confortul termic.



Fig. 66 Perdeaua cu jeturi circulare turbulente

Verificare modului în care suprafețele din interior, inclusiv al unui manechin uman se răcesc, și verificarea funcționării sistemului și distribuția temperaturilor în interiorul autoturismului s-au făcut camere cu termoviziune performante, FLIR T660 și FLUKE TIS10 figura 67.

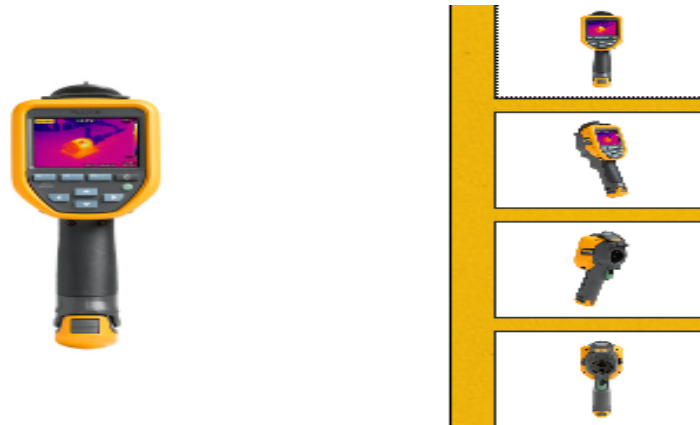


Fig. 67 Camera termoviziune Fluke TIS 10

Cu ajutorul celor două sisteme de termoviziune, s-a putut vizualiza interacțiunea dintre perdeaua cu jeturi circulare turbulente de aer condiționat și suprafețele din interiorul mașinii, inclusiv manechinul de test, figura 68.

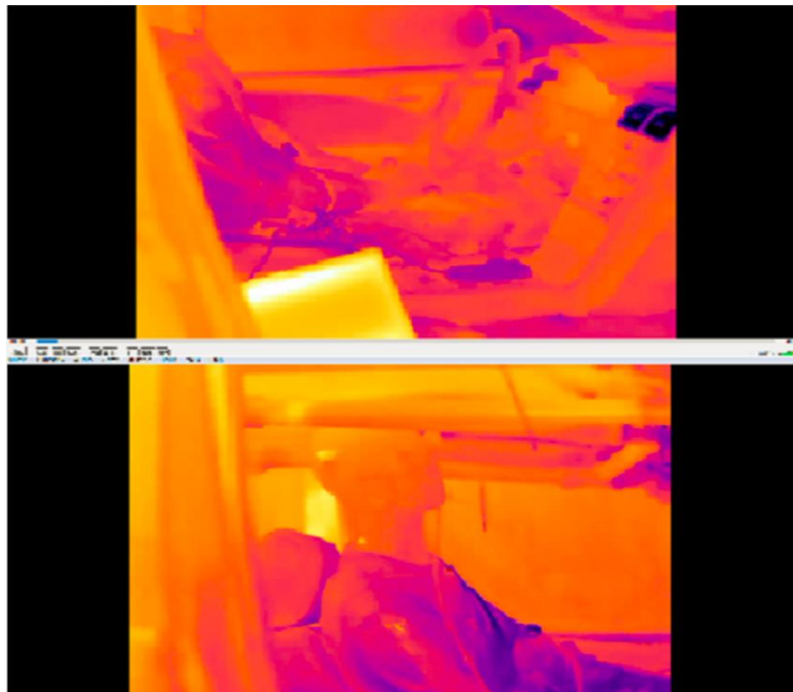


Fig.68 Filmare FLIR la 5 secunde

S-au folosit două sisteme de termoviziune Fluke și Flir, deoarece oferă instrumente software cu funcții și facilități diferite, dar deosebit de utile în cazul studiului:

Se observa în figura 69 în cadrul de sus sistemul clasic de HVAC iar în cadrul de jos sistemul de aer condiționat cu jeturi circulare turbulente

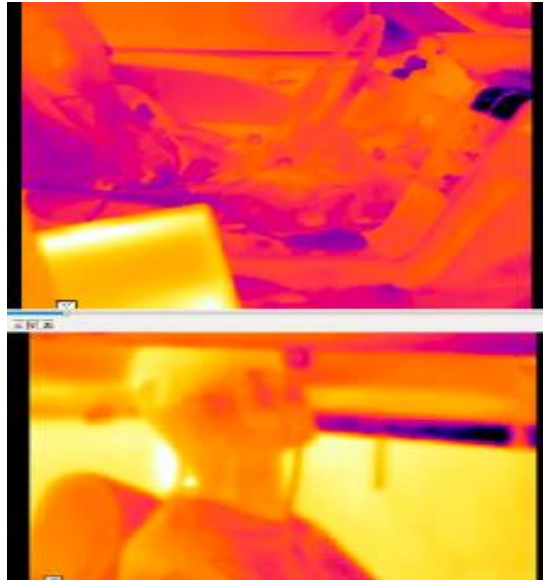


Fig. 69 Filmare cu camera de termoviziune FLIR la 35 sec

În cadrele din figura 70 se observă cum sistemul HVAC clasic răcește neuniform corpul manechinului de teste iar sistemul cu perdele cu jeturi de aer condiționat începe să răcească în mod uniform.

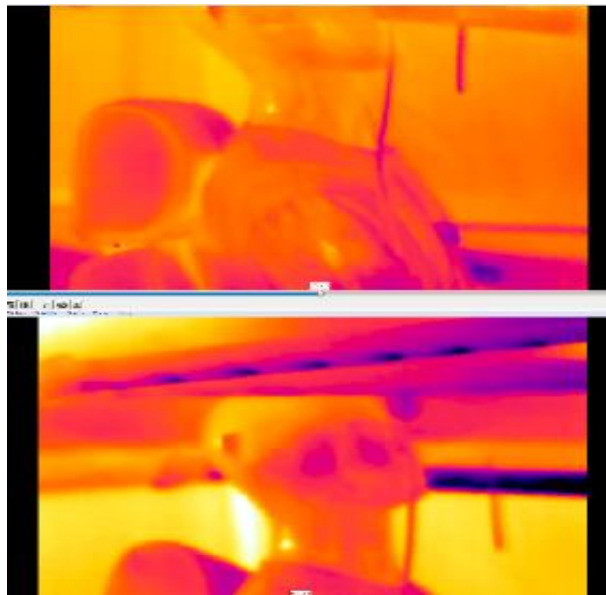


Fig.70 Înregistrare camera cu termoviziune FLIR 1min.35 sec

În imaginea din figura 71 sistemul HVAC clasic răcește în continuare în mod neuniform suprafețele interioare și corpul manechinului față de sistemul cu perdele cu jeturi circulare turbulente care le răcește uniform.

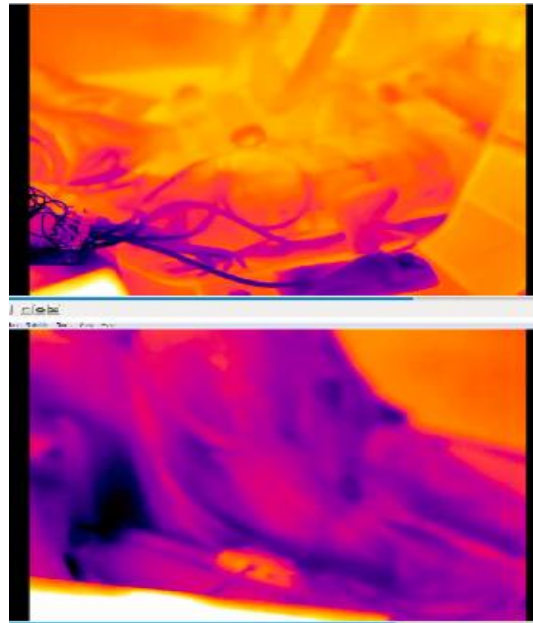


Fig. 71 Filmare cu camera de termoviziune FLIR la 2min.05 sec

În figurile 71, 72 și 73 se observă evoluțiile celor două sisteme, evidențiind clar avantajul sistemului de aer condiționat cu perdele de aer circulare turbulente față de un sistem HVAC clasic, original, existent pe mașină. Astfel, sistemul clasic nu reușește răcirea uniformă a manechinului de testare și a suprafețelor interioare, iar cel cu perdele de aer condiționat asigură o temperatură uniformă în toate zonele.

Un alt aspect interesant al funcționării sistemului cu perdele de aer condiționat cu jeturi circulare turbulente este situația în care un ocupant își dorește o temperatură rece, iar celălalt una caldă. Sistemul clasic de aer condiționat nu poate asigura o zonă clară de separare a temperaturii în zona centrală, deoarece duzele de evacuare sunt una lângă cealaltă iar temperaturile se amestecă rezultând o valoare medie [174,175]. Putem concluziona că ocupantul unui scaun va primi o temperatură dorită de la duza laterală și o altă temperatură de la duza centrală de evacuare a aerului.

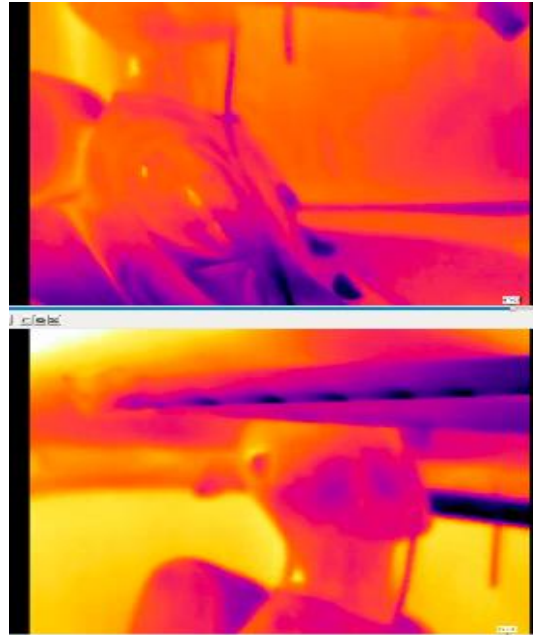


Fig.72 Înregistrare cu camera cu termoviziune FLIR 2min.30 sec

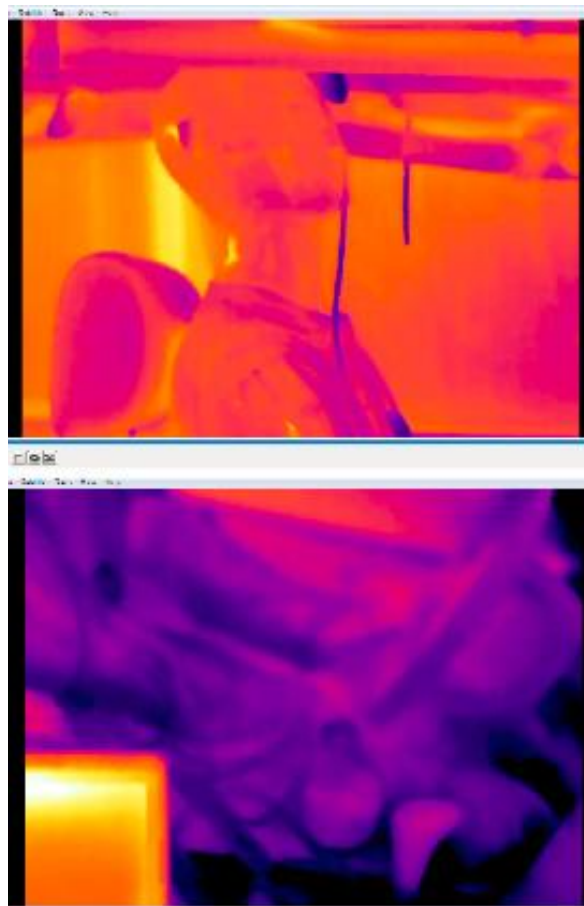


Fig. 73 Filmare cu camera de termoviziune FLIR 2min.59 sec

Din testarea sistemului de perdele de aer cu jeturi circulare turbulente se poate observa în figura 74 că zona de încrucișare este bine diferențiată și astfel pe o distanță medie de 0,15 m avem o diferență de 16,7 grade, zonele adiacente fiind bine delimitate de perdelele de aer condiționat fiecare ocupant obținând o temperatură apropiată de temperatura dorită. Acest lucru a fost evidențiat cu ajutorul camerei de termoviziune în infraroșu Fluke TIS 10 și cu ajutorul software-ului aferent SmartView. Aceste instrumente ne-au permis să evidențiem funcționarea sistemului cu perdele de aer condiționat circulare turbulente și să analizăm în mod obiectiv evoluția temperaturilor din interiorul cabinei.

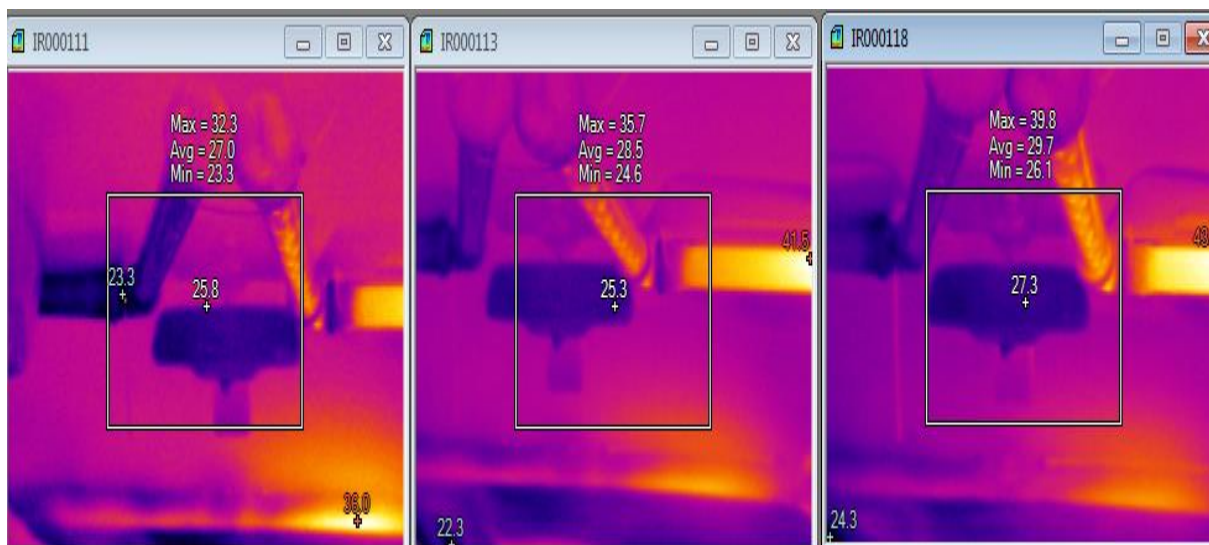


Fig. 74 Fotografii ale zonei de cross-over cu ajutorul camerei Fluke TIS10

Un alt aspect interesant pus în evidență cu cele două instrumente produse de FLUKE este acela că orice îmbinare apărută pe traseul tubulaturilor se comportă ca un acumulator de căldură sau frig. Acest lucru se observă în figura 75 unde în momentul comutării funcționării perdelei cu jeturi de aer condiționat circulare turbulente de la cald la rece fiecare zonă de îmbinare s-a comportat ca un acumulator de căldură.

Apare ca o necesitate în proiectarea oricărui sistem HVAC ca tubulatura să fie concepută cu cât mai puține îmbinări deoarece acestea afectează în mod direct performanțele sistemului.

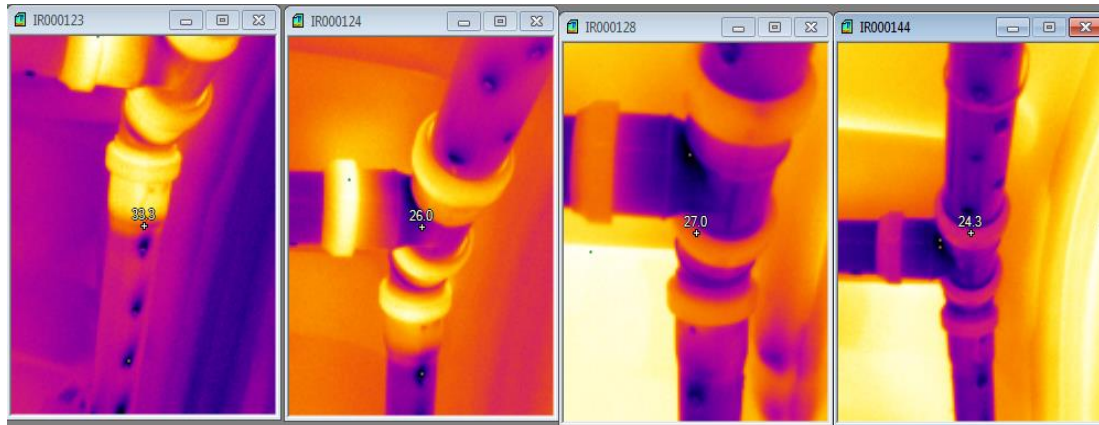


Fig. 75 Zonele de îmbinare și modul în care căldura se acumulează atunci când aerul rece trece prin conducte în loc de aerul cald

Un alt punct la care sa ajuns în acest studiu a fost verificarea vitezei și temperaturilor de-a lungul jetului generat de perdea. Acest lucru s-a realizat cu ajutorul unui anemometru cu fir fierbinte tip DT 8880 și al software-ului aferent la distanțe de 0,1 m, 0,2 m, 0,3 și 0,4 m de-a lungul unuia dintre jeturile cortină, figura 76.

Scopul acestei achiziții de date a fost acela de a verifica dacă pentru perdeaua superioară și inferioară viteza jeturilor se încadrează în intervalul 0,1 m/s și 0,4 m/s (vitezele pentru aer condiționat în zona de confort termic maxim) [175-103].



Fig. 76 Anemometrul poziționat la perdeaua cu jeturi circulare turbulente la 0,4 m

Din figura 77 si 78 se observa ca variatia vitezelor si a temperaturilor este in intervalul dorit iar pentru o analiza mai detaliata avem posibilitatea achizitiei de date sub forma unui fisier text figura 79.

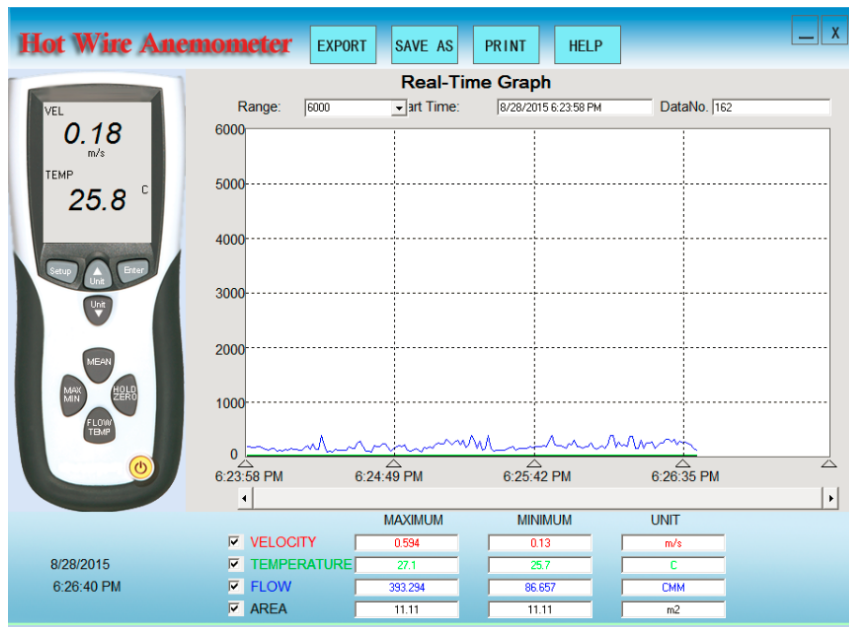


Fig. 77 Variația vitezelor pentru perdeaua superioară

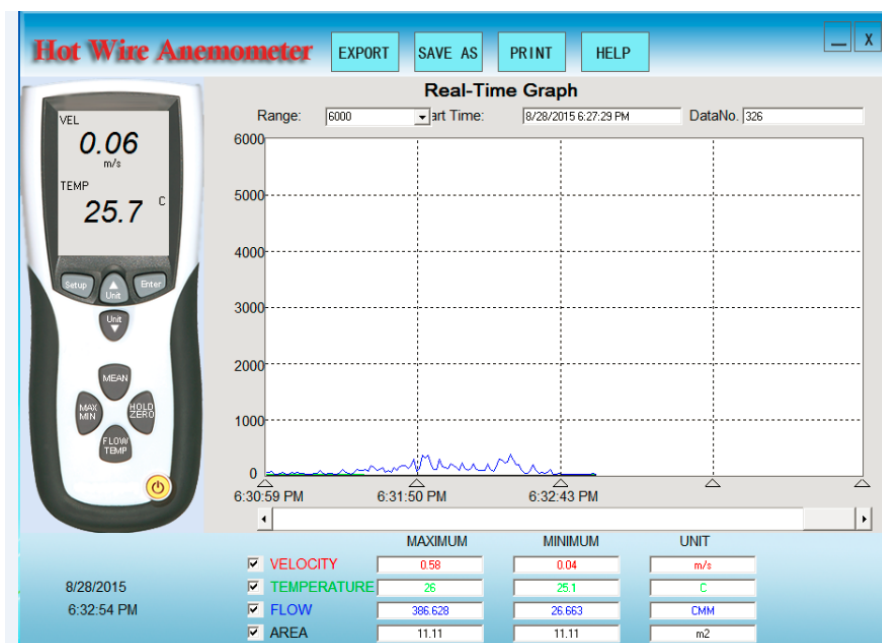


Fig.78 Variația vitezelor pentru perdeaua inferioara

"NO."	"DATE"	"TIME"	"VELOCITY(m/s)"	"TEMPERATURE(C)"	"FLOW(CMM)"	"AREA(m2)"
1	"8/28/2015"	"6:27:29 PM"	.184,25.8,119.987,11.11			
2	"8/28/2015"	"6:27:30 PM"	.187,25.8,119.987,11.11			
3	"8/28/2015"	"6:27:31 PM"	.212,25.8,139.986,11.11			
4	"8/28/2015"	"6:27:32 PM"	.27,25.8,179.982,11.11			
5	"8/28/2015"	"6:27:33 PM"	.225,25.8,146.652,11.11			
6	"8/28/2015"	"6:27:34 PM"	.199,25.8,126.653,11.11			
7	"8/28/2015"	"6:27:35 PM"	.189,25.8,119.987,11.11			
8	"8/28/2015"	"6:27:36 PM"	.184,25.8,119.987,11.11			
9	"8/28/2015"	"6:27:37 PM"	.163,25.8,106.655,11.11			
10	"8/28/2015"	"6:27:38 PM"	.061,25.8,39.995,11.11			
11	"8/28/2015"	"6:27:39 PM"	.05,25.8,33.33,11.11			
12	"8/28/2015"	"6:27:40 PM"	.066,25.8,39.995,11.11			
13	"8/28/2015"	"6:27:41 PM"	.083,25.8,53.327,11.11			
14	"8/28/2015"	"6:27:42 PM"	.188,25.7,119.987,11.11			
15	"8/28/2015"	"6:27:43 PM"	.143,25.7,93.323,11.11			
16	"8/28/2015"	"6:27:44 PM"	.198,25.7,126.653,11.11			
17	"8/28/2015"	"6:27:45 PM"	.134,25.7,86.657,11.11			
18	"8/28/2015"	"6:27:46 PM"	.139,25.8,86.657,11.11			
19	"8/28/2015"	"6:27:47 PM"	.175,25.8,113.321,11.11			
20	"8/28/2015"	"6:27:48 PM"	.126,25.8,79.991,11.11			
21	"8/28/2015"	"6:27:49 PM"	.204,25.8,133.32,11.11			
22	"8/28/2015"	"6:27:50 PM"	.23,25.8,153.318,11.11			
23	"8/28/2015"	"6:27:51 PM"	.147,25.8,93.323,11.11			
24	"8/28/2015"	"6:27:52 PM"	.16,25.8,106.655,11.11			
25	"8/28/2015"	"6:27:53 PM"	.14,25.7,93.323,11.11			
26	"8/28/2015"	"6:27:54 PM"	.185,25.7,119.987,11.11			
27	"8/28/2015"	"6:27:55 PM"	.107,25.7,66.66,11.11			
28	"8/28/2015"	"6:27:56 PM"	.222,25.7,146.652,11.11			
29	"8/28/2015"	"6:27:57 PM"	.159,25.7,99.989,11.11			
30	"8/28/2015"	"6:27:58 PM"	.223,25.7,146.652,11.11			
31	"8/28/2015"	"6:27:59 PM"	.185,25.7,119.987,11.11			
32	"8/28/2015"	"6:28:00 PM"	.28,25.7,186.647,11.11			
33	"8/28/2015"	"6:28:01 PM"	.211,25.7,139.986,11.11			
34	"8/28/2015"	"6:28:02 PM"	.197,25.7,126.653,11.11			
35	"8/28/2015"	"6:28:03 PM"	.185,25.7,119.987,11.11			
36	"8/28/2015"	"6:28:04 PM"	.321,25.7,213.311,11.11			
37	"8/28/2015"	"6:28:05 PM"	.355,25.7,233.309,11.11			
38	"8/28/2015"	"6:28:06 PM"	.312,25.7,206.646,11.11			
39	"8/28/2015"	"6:28:07 PM"	.227,25.7,146.652,11.11			
40	"8/28/2015"	"6:28:08 PM"	.234,25.7,153.318,11.11			
41	"8/28/2015"	"6:28:09 PM"	.215,25.7,139.986,11.11			
42	"8/28/2015"	"6:28:10 PM"	.17,25.6,113.321,11.11			
43	"8/28/2015"	"6:28:11 PM"	.191,25.6,126.653,11.11			
44	"8/28/2015"	"6:28:12 PM"	.257,25.6,166.65,11.11			
45	"8/28/2015"	"6:28:13 PM"	.396,25.6,259.973,11.11			
46	"8/28/2015"	"6:28:14 PM"	.244,25.6,159.983,11.11			
47	"8/28/2015"	"6:28:15 PM"	.189,25.6,119.987,11.11			
48	"8/28/2015"	"6:28:16 PM"	.314,25.6,206.646,11.11			
49	"8/28/2015"	"6:28:17 PM"	.359,25.6,233.309,11.11			
50	"8/28/2015"	"6:28:18 PM"	.348,25.6,226.643,11.11			
51	"8/28/2015"	"6:28:19 PM"	.277,25.5,179.982,11.11			
52	"8/28/2015"	"6:28:20 PM"	.219,25.5,139.986,11.11			

Fig. 79 Măsurarea vitezei jetului între intervalul 0,1m – 0,3m la perdeaua superioară

Concluzii:

În urma studiului, reiese că sistemul HVAC cu perdele de aer condiționat cu jeturi circulare turbulente oferă performanțe foarte bune în ceea ce privește:

- Distribuția uniformă a temperaturilor pe suprafața manechinului de testare;
- Viteza aerului situată în zona de confort termic maxim;
- Răcirea uniformă a suprafețelor interioare ale spațiului ocupat;
- Separarea temperaturilor în funcție de dorințele ocupantului nu mai este un obiectiv nedefinit și plin de compromisuri în ceea ce privește confortul termic, și este ușor de implementat cu ajutorul cortinelor de aer;
- Sistemul de perdele cu jeturi de aer condiționat circulare turbulente simplifică tubulatura sistemului oferind spațiu suplimentar deoarece duzele de pe consola centrală și cele de pe bord nu mai sunt necesare;

□ Tehnologiile utilizate în acest studiu facilitează testarea sistemului HVAC indiferent de configurație, oferind o viziune mai clară asupra performanței;

3.1.2. Considerații privind vibrațiile și zgomotul sistemului HVAC auto

Anul 1930 marchează începutul studiului compresiei vaporilor cu ajutorul unui agent frigorific. În 1939, primele mașini erau deja echipate cu sistemul de aer condiționat Weather Eye, dezvoltat de Nash Motors. În 1964, Cadillac a introdus controlul automat al sistemului de ventilație și aer condiționat. Deși tehnologia a evoluat, conceptul de pornire folosit de producători a fost îmbunătățirea sistemelor existente pe piață [176]. Acest pas este un pas major către o călătorie sigură și confortabilă. Concentrația optimă a șoferului în timpul unei călătorii este între 20 și 22 ° C. Studiile arată că creșterea temperaturii de la 25 la 35 ° C reduce concentrația și rata de reacție a unei persoane cu aproximativ 20 la sută [177].

Dacă în trecut sistemul ocupa mult spațiu și nu oferea multe funcții, acum producătorii au reușit să dezvolte sisteme compacte care să ofere control asupra temperaturii, fluxului de aer, funcției de recirculare și diverse opțiuni pentru eliminarea mirosurilor neplăcute. Sistemul de aer condiționat a devenit o opțiune standard pentru majoritatea producătorilor deoarece nu implică costuri mari.

Indiferent de producătorul autovehiculului, componentele sistemului de ventilație și aer condiționat sunt aproximativ aceleași. În figura 80 este prezentată o construcție simplă a sistemului HVAC, unde putem identifica: A - compresor cu ambreiaj magnetic; B - condensator (disipează căldura în mediu); C - dezumidificator; D - senzor de presiune; E - orificiu de întreținere (presiune mare); F - supapa de expansiune; G - evaporator (preia căldura din interior); H - orificiu de întreținere (presiune joasă); I - ventilator habitacul.

Un sistem de aer condiționat are nevoie de un agent frigorific pentru a funcționa. Compresorul este cel care transformă prin intermediul presiunii în stare lichidă agentul frigorific numit freon (gaz).

Defecțiuni ale compresorului

Compresorul (A), acționat de un motor termic sau electric, preia agentul frigorific (freonul) sub formă gazoasă, îl comprimă și îl trimite la condensator. Ca orice alt sistem din dotarea mașinii, sistemul HVAC (încălzire, Ventilație și Aer condiționat) poate crea diverse probleme de funcționare.

Compressorul aparatului de aer condiționat este, de asemenea, una dintre părțile componente ale sistemului de aer condiționat care cauzează probleme (figura 81). Semnele care indică o defecțiune sunt zgomotul anormal al compresorului, urmele de ulei și, uneori, nepornirea motorului. Cauzele defectelor pot fi: defecte de fabricație, nivel scăzut de ulei sau uzura. Rezolvarea acestor probleme presupune înlocuirea piesei [178].

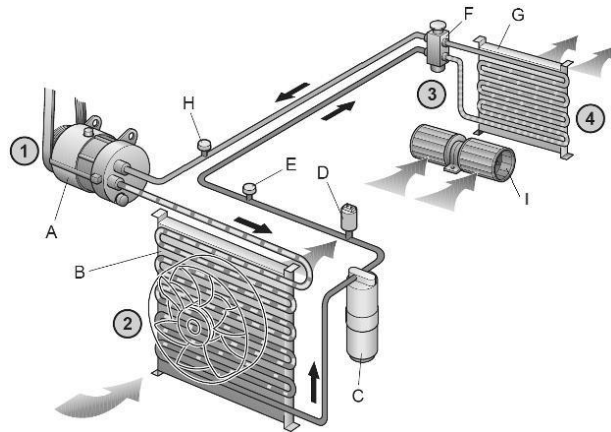


Fig. 80 Construcția HVAC [2].

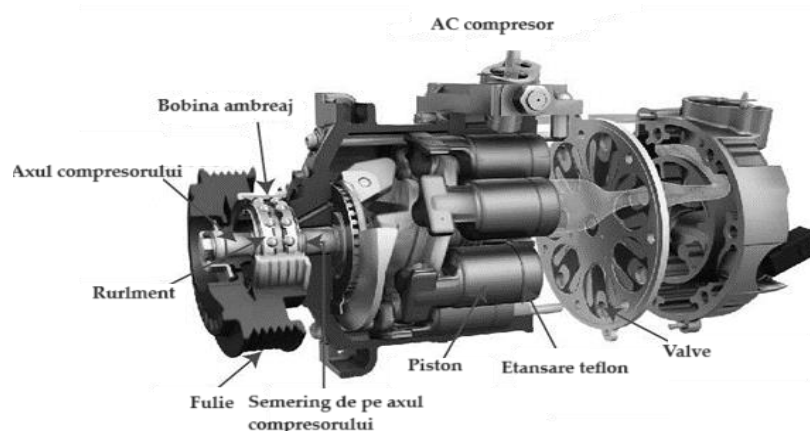


Fig. 81 Secțiune compresor [179]

Confortul acustic este capacitatea omului de a face diferența între sunet și zgomot. Fără o analiză adecvată, confortul acustic este un parametru subiectiv.

Definiția sunetului poate fi făcută din trei perspective:

- fenomenul fizic - vibrație elementară a materialului elastic sub formă de undă;
- excitația externă a organului auditiv cu influență directă asupra reacțiilor;

- informații decodificate de creierul uman care pot influența reacțiile oamenilor.

Sunetele percepute negativ de oameni se numesc zgomote. În funcție de interpretare, omul face diferența între sunet și zgomot [180].

Sistemul de aer condiționat trebuie să răspundă nevoilor de confort uman, atât termic, cât și acustic. Pe de altă parte, producătorii de componente pentru sistemul de aer condiționat trebuie să îndeplinească o serie de caracteristici de calitate pentru producția de piese și alte cerințe care vin de la producătorul auto.

În spatele panoului de control al sistemului de climatizare se află numeroase componente, care, doar printr-o funcționare corectă, ne asigură un aer de calitate în habitacul, deci confort și siguranță în timpul călătoriei. Odată cu apariția mașinilor hibride sau electrice, cerințele pentru sistemele de ventilație și aer condiționat devin din ce în ce mai stricte.

Compania Valeo spune că una dintre cele mai multe reclamații sunt înregistrate pentru un nivel ridicat de zgomot. Recomandările autorităților competente sunt luate în considerare încă din faza de proiectare. Toate companiile trebuie să cunoască foarte bine atât reglementările legale, cât și cerințele utilizatorului final. În linia de producție, Valeo folosește un vibrometru fără contact pentru a monitoriza nivelul vibrațiilor. Colaborările dintre producător și mediul academic oferă clasificări ale sistemelor HVAC de la utilizatori [181].

Figura 82 prezintă o metodă testată de Valeo pentru reducerea zgomotului în interiorul mașinii. Pentru a rezolva o problemă comună în rândul utilizatorului, compania a testat materiale de izolare fonică, capabile să reducă zgomotul care ar fi în cazul contactului direct între diferite componente.

Vibrații și zgomote ale sistemului HVAC

Vibrațiile se referă de obicei la mișcări nedorite care produc zgomot mecanic sau solicitări relativ mari. Conform „Dicționarului explicativ al limbii române” (DEX-1998), vibrația este o „mișcare periodică a unui corp sau a particulelor unui mediu, efectuată în jurul unei poziții de echilibru”. Oscilația reprezintă „variația periodică în timp a valorilor, de o dimensiune care caracterizează un sistem fizic, însoțită de o transformare a energiei dintr-o formă în alta”. Oscilațiile mecanice sunt evenimente dinamice caracterizate prin variația în

timp a mărimii unei stări a sistemului, de obicei în vecinătatea valorii corespunzătoare unei stări de echilibru.



Figura 82 Metoda de reducere a zgomotelor în habitacul [181].

Orice corp cu masă și elasticitate poate vibra. Un sistem vibrant are atât energie cinetică, cât și energie potențială. În timpul vibrațiilor, o transformare a energiei potențiale se face în energie cinetică și inversă. Într-un sistem fără disipare a energiei, energia mecanică totală este constantă. La poziția de amplitudine maximă a deplasării, viteza instantanee este zero și putem spune că sistemul are doar energie potențială. În poziția de echilibru static, energia de deformare este zero, ceea ce înseamnă că sistemul are doar energie cinetică. Energia cinetică maximă este egală cu energia maximă de deformare. Dacă considerăm cele două energii egale putem calcula frecvența fundamentală a vibrației. Acesta este principiul metodei lui Rayleigh [182].

Trebuie să avem în vedere că vibrația este unul dintre primele semne ale unei probleme într-un sistem sau mașină. Nivelul de vibrație al unui sistem ne poate ajuta să identificăm starea de funcționare a acestuia. Cauzele comune care dau naștere la vibrații sunt toleranța execuției pieselor și contactul dintre părțile mobile.

De cele mai multe ori apariția vibrațiilor ne duce la gândul la reducerea duratei de viață a unui sistem, în cazul nostru compresor de aer condiționat [183].

Zgomotul care apare atunci când sistemul de aer condiționat este în funcțiune contribuie la zgomotul produs de traficul rutier. Știm cu toții că încercăm să reducem toate tipurile de poluare. Zgomotul produs de sistemul HVAC în timpul vibrațiilor poate fi de mai multe tipuri: zumzet, șuierat, clic și zgomot. Studiul acestor zgomote se face pentru a le determina cauzele. În studiul lui Satar și colab. se studiază tipul de zgomot [184]. Am luat în considerare doar măsurătorile de zgomot și vibrații de la compresorul de aer condiționat (AC).

Pentru achiziția și analiza datelor experimentale s-a folosit turometrul, accelerometrul, microfonul și camera audio. Au fost folosite atât în regimul de mers în gol al motorului (850 rpm), cât și în funcționare, la sarcini mici (850-1400 rpm). În ambele situații viteza suflantei a fost aceeași. Rezultatele ne arată că tipul de zumzet apare atât în stare de repaus, cât și în funcționare în intervalul 150–250 Hz și 300-350 Hz.

Zgomotul de la sistemul AC reduce nivelul de confort al ocupanților și pune probleme majore producătorilor de automobile. Compresorul, suflantele, șuruburile și conductele de aer sunt doar câteva componente care pot produce vibrații și zgomote în funcționare. Suflanta este o piesă atent verificată pentru că se află în spatele bordului, atât de aproape de habitacul.

Mavuri et al. [185] identifică metodologia de măsurare a zgomotului din vehicul, instrumentele care vor fi utilizate, parametrii de testare implicați și procedurile de configurare. Măsurarea zgomotului se face în 4 condiții: modul neutru - HVAC oprit, modul neutru - HVAC în modul FFRC (Full Race-Full Cold-Re-Circulation), modul de conducere - HVAC oprit și modul de conducere - HVAC FFRC. Identificarea surselor de zgomot a început subiectiv.

După stabilirea algoritmului instrumentării, și respective a metodologiei de lucru, datele ce se obțin sunt preluate și interpretate figura 83.

Procesul este unul foarte important pentru producători deoarece astfel pot stabili metodele de reducere a zgomotului în interiorul mașinii.

Senzorii utilizați în experiment au fost: accelerometru tri-axial (direcții x-y-z) pentru măsurarea vibrațiilor; microfon pentru măsurarea zgomotului și turometru pentru măsurarea urmării vitezei.

Microfonul montat în zona compresorului ajută la colectarea datelor. În pasul următor datele sunt preluate, analizate și interpretate. Cu ajutorul microfonului se poate înregistra intervalul de frecvență al zgomotului.

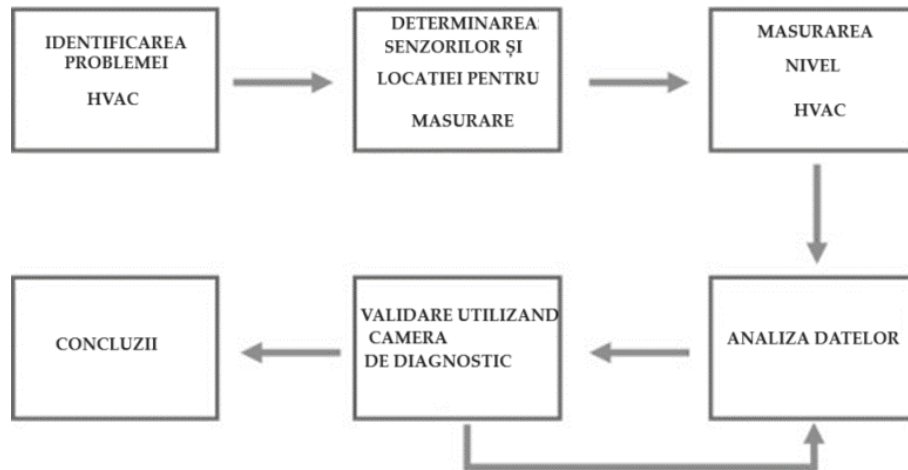


Figura 83. Metodologia pentru analiză [185].

Folosind analiza de frecvență, în figura 84 este prezentat răspunsul la vibrații în direcția x-y-z pentru compresorul sistemului de ventilație și aer condiționat în stare de repaus. Maximul înregistrat este în intervalul 300-350 Hz, iar amplitudinea vârfului de vibrație este de aproximativ 8 ms^{-2} . Liniile negre, verzi și roșii reprezintă direcția x-y-z.

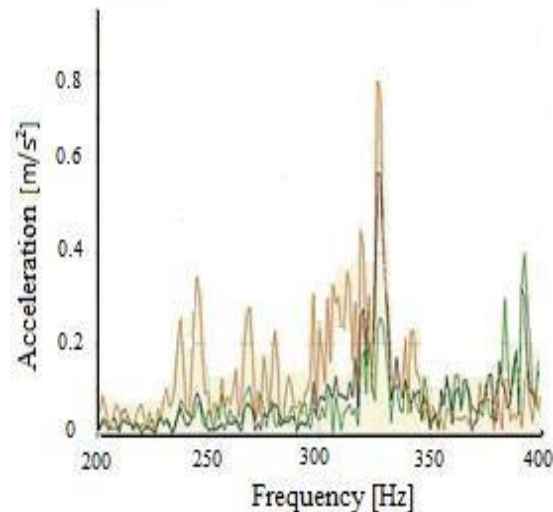


Figura 84 Spectrul de frecvență al vibrațiilor la compresorul HVAC [185].

Figura 85 prezintă zgomotul produs de compresor în cele trei direcții x-y-z în condiții de funcționare, dar cu sistemul HVAC oprit. În acest caz, intervalul de frecvență ajunge la 400-500 Hz. Figura 86 prezintă răspunsurile la vibrații ale compresorului în stare de funcționare și

ale sistemului de aer condiționat pornit. În acest caz, vibrația dominantă de-a lungul direcției x și y în intervalul de frecvență 300-350 Hz.

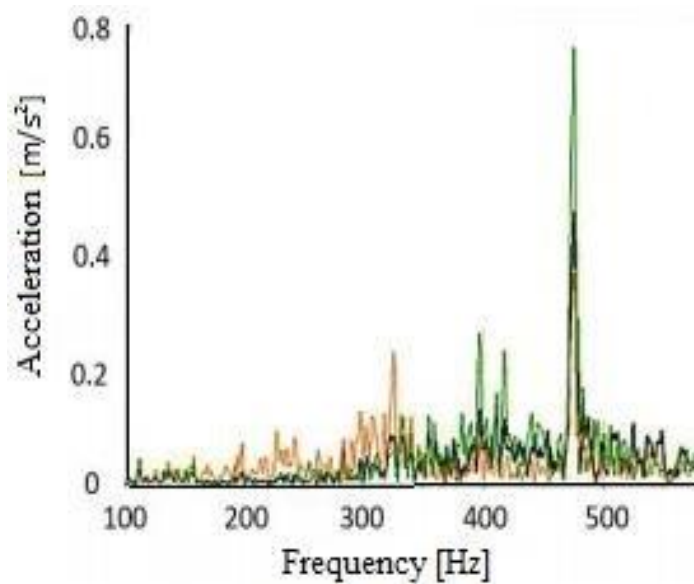


Figura 85 Spectrul de frecvență al vibrațiilor la compresor, starea de urmărire și AC OFF [185].

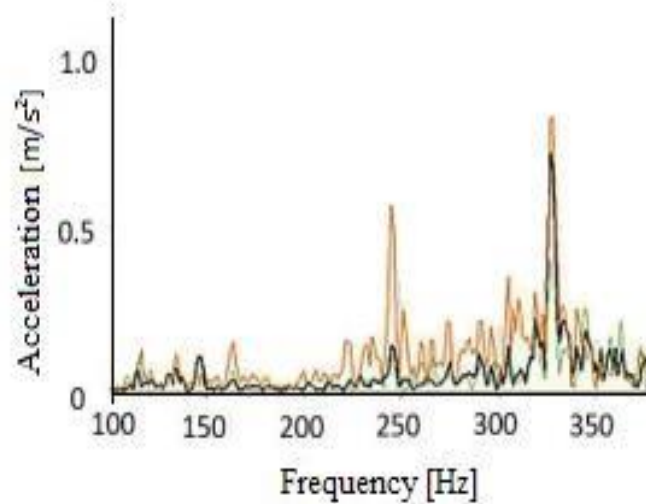


Figura 86 Spectrul de frecvență al vibrațiilor la compresor, condiția de urmărire și AC ON [185].

Spectrograma este o reprezentare vizuală a spectrului de frecvențe ale semnalului sonor care variază în timp.

Figura 87 prezintă spectrograma nivelului de presiune a sunetului (SPL) dobândită de microfoanele amplasate pe compresor. Există o intensitate mare a petelor roșii în intervalul de frecvență de 300-350 Hz atunci când sistemul HVAC este pornit, indicând un nivel ridicat de presiune acustică [184].

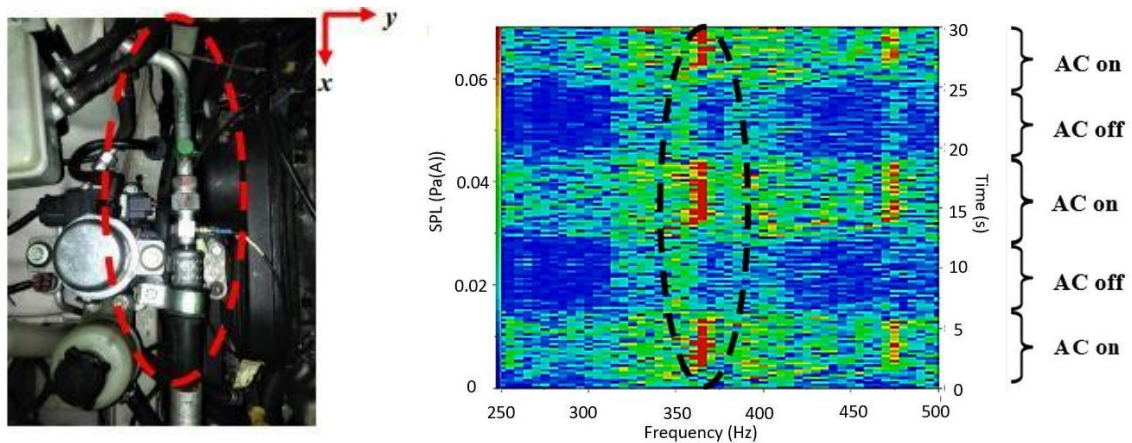


Figura 87. Nivelul de presiune acustică (SPL) pentru compresor [185].

Concluzii

Calitatea aerului din interior împreună cu siguranța și confortul în timpul călătoriei sunt elemente care fac diferența în alegerea unei mașini. Toți producătorii depun eforturi uriașe pentru a dezvolta diverse sisteme capabile să maximizeze nivelul de confort tehnic al pasagerilor. Sistemul de aer condiționat în configurațiile actuale este un sistem energofag deoarece compresorul de aer condiționat împreună cu ventilatoarele sistemului de răcire și sistemul de distribuție a aerului consumă destul de multă putere a motorului, ceea ce în cazul mașinilor cu motoare de putere redusă reprezintă o dezavantaj real. În cazul unei defecțiuni, compresorul de aer condiționat devine un generator de vibrații. Crearea unui sistem mai eficient va reduce zgomotul și vibrațiile din habitacul prin creșterea nivelului de confort al pasagerilor. O lucrare viitoare își propune să studieze sistemele de distribuție a aerului cu mai multe ventilatoare, studiind impactul pe care acestea îl au din punct de vedere energetic, zgomotul și gradul de confort interior. Funcționarea corectă a sistemului de aer condiționat are ca rezultat un consum mai mic de combustibil și, în cele din urmă, niveluri mai scăzute de poluare.

(B-ii) Planuri de evoluție și dezvoltare a carierei

II. PERSPECTIVE PENTRU DEZVOLTAREA CARIEREI ȘI EVOLUȚIE

Planul ce include perspectivele pentru dezvoltarea carierei viitoare și evoluție din punct de vedere științific, academic și profesional are în vedere contextul economic actual, de utilizare eficientă a resurselor prin folosirea de tehnologii performante în vederea obținerii unor rezultate cu nivel tehnic și de calitate ridicat, la costuri cât mai reduse.

Evoluția carierei se manifestă pe arii, cu efecte sinergice reciproce, una dintre ele acoperind activitățile academice, iar celălalt fiind dedicat activităților de cercetare, ambele în domeniul ingineriei autovehiculelor.

Referitor la planul de evoluție și de dezvoltare în domeniul didactic, obiectivul principal este îmbunătățirea activităților și tehnicilor de predare prin actualizarea continuă a informațiilor oferite la curs și prin perfecționarea metodelor și a stilului de predare a disciplinelor susținute. În această idee, pentru creșterea calității actului didactic se are în vedere, printre altele, realizarea unor suporturi de prezentare video precum și actualizarea celor existente, utilizarea acestora dovedindu-se a fi deosebit de eficientă atât la orele de curs cât și la orele de laborator și de proiect.

II.1. Dezvoltarea carierei științifice

Principalele activități de cercetare pe care intenționez să le desfășor în continuare urmează direcțiile principale sintetizate în actuala teză de abilitare, care au fost parțial investigate și necesită o aprofundare mai detaliată în vederea obținerii unor rezultate noi, respectiv identificarea unor direcții de actualitate și dezvoltarea unor noi direcții de cercetare. În acest sens mă voi axa pe studii și cercetări în următoarele direcții:

- motoare cu ardere internă / motoare cu aprindere prin comprimare;
- poluarea mediului / poluarea aerului / poluarea produsă de transporturi;
- emisii poluante produse de motoarele cu ardere internă/metode de măsură/indici de toxicitate;
- metode de reducere a consumului de combustibil și de creștere a performanțelor motoarelor;
- zgomotul vehiculelor / zgomotul global al motorului/metode de atenuare /

- traficul și securitatea rutieră
- domeniul accidentologiei,
- componente auto / proiectare, execuție și testare ;
- vehicule/echipamente cu destinație specială.

Îmi propun pe de-o parte extinderea domeniului de competențe al echipei de cercetare – dezvoltare cu care colaborez și de ce nu cu viitori tineri doctoranzi, prin: realizarea de cercetări inter-disciplinare; documentarea permanentă pentru identificare de noi direcții de cercetare; dezvoltarea schimburilor de experiență cu colegi din țară și străinătate; atragerea de cercetători tineri, în echipa de cercetare, etc. Pe de altă partemun obiectiv foarte important care vizează consolidarea carierei de cercetător, este creșterea vizibilității naționale și internaționale a rezultatelor activității de cercetare prin: participarea la conferințe științifice de prestigiu ale căror lucrări să fie indexate WOS, sau SCOPUS; publicarea de lucrări în reviste internaționale de prestigiu indexate în baze de date cum ar fi *SAE Technical Paper Series*, *Journal of Automobile Engineering*, *Transactions of the ASAE*, *Environmental Engineering and Management Journal*, etc. Propunerea, realizarea și finalizarea însoțită de valorificarea prin aplicarea rezultatelor unor noi proiecte de cercetare științifică care să poată să contribuie la dezvoltarea cunoștinelor în domeniu, reprezintă un alt obiectiv importante pe care mi-l propun.

În prezent îmi continui activitatea de cercetare alături de colegi din mediul academic, din industrie, cu ajutorul masteranzilor, dorind să dezvolt aceste arii de activitate cu aportul doctoranzilor, pe o treaptă superioară de management al echipelor științifice în care să pot valorifica o serie de calități organizaționale dobândite în experiența de la Universitatea Tehnică "Gheorghe Asachi" din Iași.

II.2 Dezvoltarea carierei profesionale și academice

Dezvoltarea activității academice se bazează pe îmbunătățirea continua a metodologiei de predare, implicarea studenților, de la toate cele trei categorii de învățământ: licență, master, doctorat, în procesul de învățare și de cercetare teoretică și aplicativă.

Experiența dobândită în coordonarea unor echipe de cercetare granturi și proiecte de cercetare cu parteneri industriali, respectiv ca membru în echipe de cercetare, demonstrează

abilitățile de conducere a echipelor de cercetare și vor fi de mare ajutor în coordonarea activității de cercetare a viitorilor doctoranzi. De asemenea, o importanță deosebită o are și experiența dobândită de-a lungul timpului în coordonarea studenților la susținerea lucrărilor de licență și disertație, respectiv cea de îndrumare a doctoranzilor, în calitate de membru al unor comisii de îndrumare.

Procesul de învățământ universitar trebuie să fie axat pe student, pe nevoile acestuia, pe nivelul său de percepție, pe feedback-ul continuu al acestuia, cu privire la participarea activă a studenților la procesul de predare prin strategii participative active, precum și pe orientarea tehnicilor de evaluare pe cele ale performanțelor elevului și aptitudinilor dobândite.

Obiectivele educaționale urmăresc:

- Implicarea activă a studenților în desfășurarea seminariilor folosind metode didactice centrate pe învățarea prin descoperire, învățarea în echipă și învățarea în grup;
- Dezvoltarea competențelor și cunoștințelor teoretice fundamentale pe parcursul specializării acestora;
- Dezvoltarea capacităților de aplicare a cunoștințelor, transferul de cunoștințe și capacitatea de a rezolva probleme specifice prin stimularea motivațională a studenților;
- Crearea deprinderilor și competențelor necesare prin cunoașterea, înțelegerea și utilizarea conceptelor de specialitate și a limbajului specific, prin participarea studenților, în grup, la elaborarea de proiecte, lucrări și studii;

Scopul principal al activității didactice constă în orientarea către educația continuă, fiind pe deplin ancorată în procesul de formare a viitorilor specialiști, prin acumularea de noi cunoștințe sau dobândirea de noi competențe.

Mă voi implica și în acțiunile necesare pentru acreditarea programelor de studii și diversificarea curriculei, în cadrul universității în care îmi desfășoară activitatea didactică.

În același timp, mă voi concentra pe procesul de formare a studenților prin școala doctorală.

Voi desfășura activități cu scopul de a crește vizibilitatea națională și internațională a instituției în care lucrez.

Recunoașterea activității profesionale și de cercetare: preocupare pentru modelarea personalității studenților prin motivarea acestora pentru abordarea centrată pe învățare

bazată pe descoperirea personală menită să asigure capacitatea de utilizare a informațiilor; implicând toate resursele intelectuale pentru îndeplinirea obiectivului preconizat și atingerea performanțelor în domeniul ingineriei autovehiculelor. Și nu în ultimul rând, mă voi concentra pe încheierea de parteneriate cu universități din țară și străinătate, sprijinirea schimburilor colegiale de studenți și cadre didactice în contextul dezvoltării domeniului de autovehicule rutiere.

Acțiunea mea planificată pentru implementarea acestor direcții urmărește să realizeze cât mai multe dintre imperativele profesiei, prin menținerea și ridicarea standardelor de excelență profesională, prin colaborarea directă cu colegii, profesorii și studenții.

Teoria planificării definește planificarea strategică ca un proces organizat și sistematic prin care o organizație sau un individ își planifică viitorul. Un plan strategic bine elaborat și implementat face o organizație proactivă, mai degrabă decât reactivă față de un mediu în continuă schimbare.

Principalele instrumente pentru atingerea scopurilor mele constau în menținerea și îmbunătățirea standardelor de excelență academică și profesională și colaborarea permanentă cu colegii din universitatea mea, precum și cu studenții. Alte obiective avute în vedere sunt coordonarea și obținerea de noi competențe în domeniu, organizarea interactivă. cursuri postuniversitare, ateliere de lucru atractive și stagii practice, toate orientate către ingineria autovehiculelor bazată pe protocoale de monitorizare ale acesteia.

Obținerea abilitării pentru domeniul Ingineria Autovehiculelor, este un ultim pas pe direcția conducerii de doctorat. Calitatea de conducător de doctorat impune implicare totală atât din punct de vedere a pregătirii superioare a absolvenților ciclului de masterat care doresc să dobândească titlul științific de doctor dar și pentru a asigura menținerea unui nivel corespunzător de pregătire academică a celor care doresc să împărtășească cariera didactică pentru unitățile de învățământ superior.

Temele de studiu și cercetare propuse doctoranzilor vor fi orientate atât pe ariile de competență dezvoltate deja, cum ar fi spre sistemele și echipamentele de propulsie pentru autovehicule punând accent pe creșterea performanțelor energetice și de poluare ale acestora, pe sistemele de propulsie hibride, pe sistemele auxiliare ale autovehiculelor clasice

sau utilizate în competițiile sportive, pe elemente de dinamica producerii accidentelor de trafic, dar și pe arii noi de cercetare care se conturează în urma aprofundării continue și a analizării temeinice a a tendințelor actuale de dezvoltare a cunoștințelor științifice de specialitate în domeniu. Alte domenii de interes în viitoarea activitate de conducere de doctorat o constituie sursele de energie pentru motopropulsoarele autovehiculelor, plecând de la combustibilii clasici sau amestecuri de bio-combustibili și respectiv de la combustibili sintetici și continuând cu sursele neconvenționale de alimentare motoarelor auto.

Îmi doresc ca activitatea de cercetare cu doctoranzii, să contribuie semnificativ la creșterea vizibilității rezultatelor cercetării atât prin publicarea de articole în reviste de specialitate recunoscute pe plan international, indexate WOS cu factored impact, dar și prin prezentarea la conferințe științifice internaționale cu vizibilitate crescută în mediile academice și de cercetare.

Deasemenea doresc ca activitatea de cercetare și rezultatele obținute în urma dezvoltării viitoarelor teme științifice propuse doctoranzilor să fie diseminate și în cadrul conferinței bianuale, desfășurate la Facultatea de Mecanică din Iași, ACME - "International Conference Advanced Concepts in Mechanical Engineering", în a cărei comitet științific candidatul este implicat.

Cel mai important obiectiv propus în activitatea de lucru cu viitorii doctoranzi, consider că este *realizarea și derularea până la final unor noi proiecte de cercetare științifică*, însoțită de valorificarea rezultatelor care să contribuie la dezvoltarea cunoașterii în domeniu.

Nu exclud posibilitatea dezvoltării unui centru de excelență care bazându-se pe baza materială existentă în cadrul laboratoarelor, să ofere posibilități de cercetare viitorilor doctoranzi atât pe direcțiile consacrate cum ar fi sisteme de propulsie și combaterea poluării, surse de energie, componente pentru autovehicule, etc., să dezvolte și studii și cercetări asupra cauzelor și posibilităților de evitare/micșorare a accidentelor rutiere. Includem aici și partea de cercetare multidisciplinară, unde sunt vizate tehnologiile și materialele noi care intră în componența subansamblurilor autovehiculelor rutiere, cu scopul declarat de a oferi performanțe de siguranță, confort și fiabilitate.

Nu în ultimul rând se are în vedere extinderea colaborării cu firmele de prestigiu din domeniu, cum ar fi Continental Automotive România SRL atât prin contracte de cercetare-

dezvoltare, dar mai ales, prin atragerea de doctoranzi și efectuarea cercetărilor în laboratoare comune, în condițiile în care avem mulți absolvenți care sunt angajați la aceasta firmă.

Această teză de abilitare prezintă realizările mele profesionale, academice și științifice obținute de la finalizarea studiilor universitare și până în prezent. Șansa de a coordona doctoranzi m-ar motiva foarte mult să-mi continui activitatea didactică și de cercetare.

Consider că planul de dezvoltare educațională și cel de cercetare și dezvoltare academică sunt corelate cu scopurile universității. Astfel, scopul este să ating cât mai multe obiective și în limitele responsabilității mele la nivel didactic, științific și administrativ.

Pentru a concluziona, pot spune că, de la mentorii pe care am avut de-a lungul studenției și ulterior de-a lungul dezvoltării parcursului universitar, am învățat și înțeles că sârguința, răbdarea și munca asiduă și nu în ultimul rând dorința de a constitui o ierarhie autentică de valori, așa cum au fost și sunt profesorii mei, vor oferi mereu satisfacții nemărginite. Doresc ca această teză să fie un semn de recunoștință pentru cei care m-au format ca specialist și nu în ultimul rând ca o promisiune pentru generațiile viitoare.

(B-iii) BIBLIOGRAFIE

1. Brandstetter, W.R. : Experimental results from Volkswagen's prechamber stratified charge engines, I. Mech. E. Conference Publications, pp. 71-80 (1976)
2. Gaiginschi, R., Rakosi, E. : Au sujet d'un moteur a jet de flamme", Bulletin of the Technical University Iasi, torn XLII (XLVI), fasc. 1-2, sect. V, pp. 57-61 (1996)
3. Grunwald, B. : Theory, design and construction of automotives engines", Didactical and Pedagogical Publishing Hhouse, Bucharest, (1980).
4. Hensinger, D.M., Maxon, I.A., Horn, K., Oppenheim, A.K. : Jet plume Injection and combustion, SAE Paper 920414, (1992).
5. Meurer, S.J. : Present experience with stratified charge engines working with initial separation of mixture components, I. Mech. E. Conference Publications, pp. 81 - 88 (1976)
6. Oblander, K. : Stratified charge engines with open and subdivided combustion chamber, I. Mech. E. Conference Publications, pp. 89-94. (1976)
7. Overington, M.T. : A new stratified charge engine based on the Ricardo Cornet design, I. Mech. E. Conference Publications, pp. 103-108 (1976)

8. Pischinger, F. : Experimental and theoretical investigation on a stratified charge engine with prechamber injection, I. Mech. E. Conference Publications, pp. 1-6 (1976)
9. Stan, C. : Directeinspritzsysteme fur Ott- and Dieselmotoren. Springer-Verlag, Berlin. (1999)
10. Aleiferis, P.G., Taylor, A.M.K.P., Ishii K., Urata, Y. : The relative effects of fuel concentration, residual-gas fraction, gas motion, spark energy and heat losses to the electrodes on flame-kernel development in a lean-burn spark ignition engine, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering July 1, vol. 221 no. 7, pp. 845-857 (2007)
11. ***, 1987- BOSCH : Electronische Zundsysteme EZ, Technische Kurzinformation, (1987).
12. Gaiginschi, R., Rakoși, E., Sachelarie, A., Agape, I., Au sujet d'un moteur a jet de flamme, Buletinul Institutului Politehnic din Iași, Tomul XLII (XLVI), fasc 1-2, secția V, construcții de mașini 1996.
13. Rakoși, E., Sachelarie, A., Agape-Comsa, I., Conversion possibilities related to spark-ignition engine for operating by inhomogeneous lean mixtures, The 6-th International Conference ESFA '98, Bucharest 1998.
14. Rakoși, E., Gaiginschi, R., șa., Procedure for improvement of the spark-engines operating by mixture stratification as effect of centrifugal movement. Buletinul Institutului Politehnic din Iași, Tomul XLIV (XLVIII), fasc 3-4, secția V, construcții de mașini 1998.
15. Sachelarie, A., Rakosi, E., Roșca, R. , The importance of fractionate composition of injected fuel in a stratified charge engine, The 6-th International Conference ESFA '98, Bucharest 1998.
16. Sachelarie, A., Rakosi, E., Roșca, R. Agape-Comșa, I, Gaiginschi, R., Câteva aspecte privind compoziția fracționată a jetului de combustibil, A VIII-a Conferință Internațională de Autovehiculutie Rutiere CAR 2000, Pitești.
17. Zugrăvel, M., Gaiginschi, R., ș.a. Realizări ale colectivului Catedrei de Motoare și Autovehicule rutiere în domeniul formării amestecului la M.A.S., Termotehnica Românească – '96, vol I, Ed. "Gh.Asachi" Iași 1996.
18. xxx Multi-Purpose internal combustion engine. Pat. USA., cl.123., Nr. 312507

19. Stiesch G., Eiglmeier C., Merker G.P., Wirbeleit F., *Möglichkeiten und Anwendung der phänomenologischen Modellbildung im Dieselmotor*, *Motortechnische Zeitschrift* 60/4, S274-284, 1999
20. Merker G.P., Stiesch G., *Technische Verbrennung: Motorische Verbrennung*, B.G.Teubner Verlag, Stuttgart, Leipzig, 1999
21. Gaiginschi L, Agape I., Sachelarie A - *Upon the dynamics of combustion product formation in high speed diesel engines – 2nd Central and Eastern European Conference on Thermal Analysis and Calorimetry*, 27-30 august 2013, Vilnius, Lithuania
22. Stiesch G., Eiglmeier C., Merker G.P., Wirbeleit F. – *Möglichkeiten und Anwendung der phänomenologischen Modellbildung im Dieselmotor*, *MTZ* 60/4, S274-284, 1999
23. Merker, G.P., Hohlbaum B., Rauscher M. – *Two zone Model for Calculation of nitrogen – oxide and Soot in DI Diesel Engines – SAE Paper 932454*
24. U.Gartner, U - *Die Simulation der Stickoxid-Bildung in Nutzfahrzeug-Dieselmotoren – Dissertation*, TU Darmstadt, 2001
25. 1. Statescu, C.; Honceriu, C.; Jurcau, R.N.; Trus, C. *An Original Study on the Correlations Between Magnesium and Depression and their Cardiovascular Relevance*. *Rev. Chim.* 2019, 70(11), 4102-4104.
26. Peel, J.L.; Richard, H.; Valerie, G.; Armistead, G.R.; Lucas, N. *Impact of Nitrogen and Climate Change Interactions on Ambient Air Pollution and Human Health*. *Biogeochemistry* 2013, 114, 121-123.
27. World Bank Group, *Pollution Prevention and Abatement Handbook*. New York, 1998.
28. Statescu, C.; Honceriu, C.; Trus, C.; *Does Magnesium Deficient Diet and its Associated Metabolic Dysfunctions Induces Anxi-ety-like Symptoms Further cardiovascular relevance*. *Rev. Chim.* 2019, 70(10), 3579-3581.
29. Mavroudis, I.; Petrides, F.; Karantali, E.; Chatzikonstantinou, S.; McKenna, J.; Ciobica, A.; Iordache, A.-C.; Dobrin, R.; Trus, C.; Kazis, D. *A voxel-wise meta-analysis on the cerebellum in essential tremor*. *Medicina (Lithuania)* 2021, 57 (3), art. no. 264.
30. Yao, M.; Zheng, Z.; Liu, H. *Progress and Recent Trends in Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines*. *Prog. Energy Combust. Sci.* 2009, 35(5), 398-437.

31. Canakci, M. An Experimental Study for the Effects of Boost Pressure on the Performance and Exhaust Emissions of a DI-HCCI Gasoline Engine. *Fuel* 2008, 87, 1503-1514.
32. Ehleskog, R.; Ochoterena, R.; Andersson, S. Effects of Multiple Injections on Engine-Out Emission Levels Including Particulate Mass from an HSDI Diesel Engine. *SAE Technical Paper* 2007, 2007-01-0910, 2-5.
33. Baumgarten, C. *Mixture Formation in Internal Combustion Engines*, Springer, New York, 2006, pp. 211-223.
34. Alshwawra, A.; Pasligh, H.; Hansen, H.; Dinkelacker, F. Increasing the roundness of deformed cylinder liner in internal combustion engines by using a non-circular liner profile. *Int. J. Engine Res.* 2021, 22(4), 1214-1221.
35. Huang, H.; Liu, Q.; Yang, R.; Zhu, T.; Zhao, R.; Wang, Y. Investigation on the Effects of Pilot Injection on Low Temperature Combustion in High-Speed Diesel Engine Fueled with n-Butanol–Diesel Blends. *Energy Convers. Manag.* 2015, 106, 748-758.
36. Gauthier, B.M.; Davidson, D.F.; Hanson, R.K. Shock Tube Determination of Ignition Delay Times in Full-Blend and Surrogate Fuel Mixtures, *Combust. Flame* 2004, 139(4), 300-311.
37. Gan, S.; NG, H.K.; Pang, K.M. Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Combustion: Implementation and Effects on Pollutants in Direct Injection Diesel Engines, *Appl. Energy* 2011, 88(3), 559-567.
38. Kook S.; Bae C.; Miles P.C.; Choi D.; Pickett L.M. The Influence of Charge Dilution and Injection Timing on Low-temperature Diesel Combustion and Emissions. *SAE Technical Paper* 2005, 2005-01-3837.
39. 14. CHEMKIN-PRO, Reaction Design Inc., San Diego, CA, 2008. www.reactiondesign.com. Version 15101 (13-Sep-2010).
40. Neely, G.D.; Sasaki, S.; Leet, J.A. Experimental Investigation of PCCI-di Combustion on Emissions in a Light-duty Diesel Engine. *SAE Transactions* 2004, 113, 197-207.
41. Mobasheri, R.; Peng, Z.; Mirsalim, S.M.; CFD Evaluation of Effects of Split Injection on Combustion and Emissions in a Di Diesel Engine. *SAE Technical Paper* 2011, 2011-01-0822, 4-12.
42. Serrano, J.; Arnau, F.; Dolz, V.; Tiseira, A.; Cervelló, C. A Model of Turbocharger Radial Turbines Appropriate to be used in Zero-and one-Dimensional Gas Dynamics Codes For

- Internal Combustion Engines Modelling. *Energy Convers. Manag.* 2008, 49(12), 3729-3745.
43. Zhao, H. *HCCI and CAI Engines for the Automotive Industry*, Woodhead Publishing Limited, Abington Hall, Abington, 2007, pp. 544.
44. Muresan, A.C.; Buruiana, D.L.; Carp, G.B; Berbece, S.; Trus, C. Evaluation of Corrosion Resistance in 3.5% NaCl Solution of Hybrid Coatings Obtained from Plastics Materials, *Mat. Plast.* 2021, 58 (1), 201-209.
45. Bodor, M.; Balta, S.; Pintilie, S.C.; Lazar, A.L.; Buruiana, D. Studies regarding the distribution and composition of particulate matters in the air of an industrialized city. *SGEM2016* 2016, 2, 587-592.
46. Buruiana, D.L.; Lefter, D.; Tiron, G.L.; Balta, S.; Bordei, M. The influence on the environment factors of waste disposal in un-developed areas. *Ecology, Economics, Educat. Legislation-SGEM2015* 2015, 2, 573-579.
22. Helmantel, A.; Denbratt, I. HCCI Operation of a Passenger Car Common Rail Diesel Engine with Early Injection of Con-ventional Diesel Fuel. *SAE Technical Paper* 2004, 2004-01-0935.
47. Ben-Akiva, M., Lerman S.: *Discrete Choice Analysis. Theory and Application to Travel Demand*, MIT Press, Cambridge, Mass, 1985.
48. Blosserville, J.M., et al.: *Traitement d'image applique a la mesure du trafic: le systeme TITAN*, revue RTS no. 18-19., Paris France, 1988.
49. Brilon, W.: *Intersections without traffic signals, Parts I et II*, Springer-Verlag KG, Berlin, Germany ,1991.
50. Brockenbrough, R.L.: Boedecker J.K., *Highway Engineering Handbook*, McGraw-Hill Book Company, New York, 1996.
51. Coehen, S.: *Ingenierie du Trafic Routier-Elements de theorie du trafic et applications*, Presses de l'ecole nationale des ponts et chaussees, Paris, France, 1990.
52. Crişan, V.: *Trafic rutier*, Editura Facla, Timișoara, 1983.
53. Daganzo, C.F.: *Transportation and Traffiv Theory*, American Elsevier Publishing Co, New York, U.S.A., 1993.

54. Durlut, C., Ionescu N.: Îndrumar pentru expertize tehnice auto, O.I.D.A.T.M.C.G.F.F, București, 1986.
55. Florea, D., Cofaru, C., Șoica, A.: Managementul traficului rutier, Editura Universității Transilvania din Brașov, 2000.
56. Gelenbe, E., Pujolle, G.: Introduction to Queuing Networks, John Wiley&Sons, New York, 1987.
57. Griffiths, J.D.- Mathematics in transport planning and control, Univ. of Walls, College of Cardiff, Ed. Clarendon Press, Oxford, 1992.
58. Haefner, L.: Introduction to Transportation Systems, Holt Rinehart and Winston, New York, 1986.
59. 13. Hay, W.W.: Railroad engineering, 2nd Ed., John Wiley&Sons, Inc. New York, USA, 1982.
60. Hamed, M.M., Easa, S.M., Batayneh, R.R.: Disaggregate Gap-Acceptance model for Unsaturated T-Intersections, Journal of Transportation Engineering, Jan-Febr. 1997.
61. Ioanid, V.: Circulația orașului modern, Editura Tehnică, București, 1973.
62. Ionescu, T.: Grafuri., Aplicații, Vol. I și II, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1974.
63. Iliescu, M.: Trafic și autostrăzi, Litografia Universității Tehnice Cluj-Napoca, 1992.
64. Jaurdain, S.- Urban intersection control, The Book Guild Ltd., U.K., 1992.
65. Jessop, A.: Decision and forecasting models with transport applications, Durham Univ., Ed. Ellis Horwood, 1980
66. Jireghie, C., Donici, V.: Semaforizarea intersecțiilor stradale, Editura Tehnică, București, 1977.
67. Johansson, G., Rumar, K.: Driver's Brake reaction Times, Human Factors, vol. 13. No.1,1971.
68. Lindley, J.A.: Urban Freeway Congestion: Quantification of the Problem and Effectiveness of Potential Solutions, ITE Journal, vol. 57, no. 1, 1987.
69. Makridakis, S.: Forecasting: Methods and Applications , USA, 1983.
70. Mannering, F.L., Kilareski, W.P.: Principles of highway engineering and traffic analysis, John Wiley&Sons, New York, 1990.
71. Mannering, F.L.: Poisson Analysis of Commuter Flexibility in Changing Routes and Departure Times, Transportation Research vol.22B, No.2, 1989.

72. Meyer, M., Miller, E.: Urban Transportation Planning: A Decision-Oriented Approach, McGraw-Hill Book Company, New York, 1984.
73. Neculăiasa, V.: Mișcarea autovehiculelor, Editura Polirom, Iași, 1996.
74. Newell, G.F.- Theory of highway traffic flow, Univ. of Berkley, Inst. Of nTransportation Studies, USA, 1970
75. Nistor, N., Stoleru, M.: Expertiza tehnică a accidentului de circulație, Editura Militară, București, 1987.
76. Nistor, N., Vasiliu, Ch.: Teoria traficului rutier și siguranța circulației, Editura Universității, București, 1977.
77. Papacostas, C.S.: Fundamentals of Transportation Engineering, Prentice-Hall Inc., Englewood Cliffs N.J., 1987.
78. Paul, C.B., Oppenlander J.C.: Manual of Traffic Enggineering Studies, 4-th Edition, Institute Of Transportation Engineering, Arlington, USA, 1991.
79. Pereș, Gh., Untaru, M., Seitz N., Popa G.: Teoria traficului rutier și siguranța circulației, Universitatea din Brașov, 1982.
80. Popa, D., Malcoci, S.- Optimizarea transportului urban, Editura Tehnică, București, 1976.
81. Rothengatter, J.A., de Bruin, R.A.- Road user behaviour, Eds. Univ. of Groningen, Ed. Van Gorcum, 1988.
82. Rowell, J.M., Gritt, P.S.: Anti-Lock Braking Systems for Passenger Cars and Light Trucks- A Review, Society of Automotive Engineers. PT-27, Warrendale, Pa., 1982.
83. Sancez, E.- A 3-dimensional analysis of sight distance on interchange connectors, Transp. Res. Rec. 1445, 101-108, 1994.
84. Scarpete, D.- Trafic rutier, Editura Matrix rom, București, 2001.
85. Shadle, S.G., Emery, L.H., Brewer, H.K.- Vehicle Braking, Stability and Control, SAE Transactions, Vol. 92, paper 830562, 1983.
86. Stannard, B.- Estimating Stopping Distance and Time for Motor Vehicles, Trafic Institute, Northwestern University, USA, 1997.
87. Strark, R.E.- Roadway Lighting, IES Rp-19, 1983, New York, USA, 1983.
88. Urdăreanu, T., Chiriac, V., ș.a. - Proplsia și circulația autovehiculelor cu roți, Editura Științifică și Enciclopedică, București, 1987.

89. Untaru, M., Pereş, Gh., ş.a.- Dinamica autovehiculelor pe roţi, Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1981.
90. Vasiliu, Ch., Hedeşiu, L., ş.a.- Cu privire la timpul de reacţie a conducătorului auto în procesul de frânare, Revista Transporturi, Bucureşti, nr.1, 1972.
91. Vasiliu, Ch., Nistor, N., Anton, Gh.- Aplicaţii ale teoriei sistemelor de aşteptare în problemele de trafic, Buletinul Institutului Politehnic Bucureşti, nr.2, 1976.
92. Vasiliu, Ch., Canţă, Tr.- Mişcarea şi înscrierea în curbă a automobilului, Revista de Studii şi Cercetări de Mecanică Aplicată a Academiei R.S.R, nr.4, 1981.
93. Vuchic, V.R.- Urban public transportation system and technology, Prentice-Hall, Inc, Engelwood Cliffs, USA, 1981.
94. Otte D 2004 Use of Throw Distances of Pedestrians and Bicyclists as Part of Scientific Accident Reconstruction Method, SAE Accident Reconstruction, , Warrendale, USA, pp185-193
95. Brach N, Brach R 2005 Vehicle Accident Analysis and Reconstruction Methods, SAE International, (Warrendale, USA)
96. Gaighinschi R, Reconstrucţia şi expertiza accidentelor ruiere, Ed. Thnică, Bucureşti,2009
97. Burg H, and Moser A 2014 Handbook of accident reconstruction Viewg&Teubner (Kippenheim, Germany)
98. Huston L R 2009 Principles of biomechanics CRC Press Taylor & Francis Group (Boca Raton,USA)
99. Moser A, Steffan H, Hoschopf, H., and Kasanicky, G 2000Validation of the PC-Crash Pedestrian Model SAE Tehnical Paper No 2000-01-0847 pp1316-1339
100. Toor A , Araszewski M, Johal R, Overgaard R, and Happe A 2002 Revision and validation of vehicle/pedestrian collision analysis method In Society of Automotive Engineers Conference, SAE Paper No. 2002-01-0550
101. Sohrabi, S.; Khreis, H.; Lord, D. Impacts of autonomous vehicles on public health: A conceptual model and policy recommendations. Sustain. Cities Soc. 2020, 63, 102457.
102. Lagarde, E. Road traffic injuries. In Encyclopedia of Environmental Health; Elsevier: Amsterdam, The Netherlands, 2019; pp. 572–580.

103. Cunningham, R.M.; Walton, M.A.; Carter, P.M. The major causes of death in children and adolescents in the United States. *N. Engl. J. Med.* 2018, 379, 2468–2475. .
104. Minio, A. Mortality among teenagers aged 12–19 years: United States, 1999–2006. *NCHS Data Brief.* 2010, 37, 1–8.
105. Safe Kids Worldwide. Global Road Safety Facts for Children. 2022. Available online: <https://www.safekids.org/global-road-safety-facts-children-safe-kids-worldwide> (accessed on 27 June 2023).
106. World Health Organization. Road Traffic Injuries: Children. 2022. Available online: <https://www.who.int/publications/i/item/world-report-on-road-traffic-injury-prevention> (accessed on 27 June 2023).
107. Tranter, P.J. Speed Kills: The Complex Links Between Transport, Lack of Time and Urban Health. *J. Urban Health* 2010, 87, 155–166.
108. Casado-Sanz, N.; Guirao, B.; Attard, M. Analysis of the Risk Factors Affecting the Severity of Traffic Accidents on Spanish Crosstown Roads: The Driver’s Perspective. *Sustainability* 2020, 12, 2237. .[Green Version]
109. Casado-Sanz, N.; Guirao, B.; Lara Galera, A.; Attard, M. Investigating the Risk Factors Associated with the Severity of the Pedestrians Injured on Spanish Crosstown Roads. *Sustainability* 2019, 11, 5194.
110. Naghavi, M.; Shahrzad, S.; Bhalla, K.; Jafari, N.; Pourmalek, F.; Bartels, D.; Puthenpurakal, J.A.; Motlagh, M.E. Adverse health outcomes of road traffic injuries in Iran after rapid motorization. *Arch. Iran. Med.* 2009, 12, 284–294.
111. Jamali-Dolatabad, M.; Sarbakhsh, P.; Sadeghi-Bazargani, H. Hidden patterns among the fatally injured pedestrians in an Iranian population: Application of categorical principal component analysis (CATPCA). *BMC Public Health* 2021, 21, 1149. [PubMed]
112. Ghiasvand, H.; Roshanfekr, P.; Ali, D.; Ardakani, H.M.; Stephens, A.N.; Armoon, B. Determinants of road traffic injuries in Iranian children; results from a National Representative Demographic Health Survey 2010. *BMC Pediatr.* 2020, 20, 231. [PubMed]
113. Hwang, J.; Joh, K.; Woo, A. Social inequalities in child pedestrian traffic injuries: Differences in neighborhood built environments near schools in Austin, TX, USA. *J. Transp. Health* 2017, 6, 40–49.

114. Toran Pour, A.; Moridpour, S.; Tay, R.; Rajabifard, A. Neighborhood Influences on Vehicle-Pedestrian Crash Severity. *J. Urban Health* 2017, 94, 855–868.
115. Rietveld, P. Biking and walking: The position of non-motorized transport modes in transport systems. In *Handbook of Transport Systems and Traffic Control*; Emerald Group Publishing Limited: Bingley, UK, 2001. [Google Scholar]
116. Briz-Redón, Á.; Martínez-Ruiz, F.; Montes, F. Estimating the occurrence of traffic accidents near school locations: A case study from Valencia (Spain) including several approaches. *Accid. Anal. Prev.* 2019, 132, 105237.
117. Barreno, F.; Romana, M.G.; Santos, M. Fuzzy expert system for road type identification and risk assessment of conventional two-lane roads. *Expert. Syst.* 2021, 39, e12837.
118. Gitelman, V.; Doveh, E.; Carmel, R.; Hakkert, S. The influence of shoulder characteristics on the safety level of two-lane roads: A case-study. *Accid. Anal. Prev.* 2019, 122, 108–118. [PubMed]
119. Sultan, B.; Katar, I.M.; Al-Atroush, M.E. Towards sustainable pedestrian mobility in Riyadh city, Saudi Arabia: A case study. *Sustain. Cities Soc.* 2021, 69, 102831. .
120. Asare, I.O.; Mensah, A.C. Crash severity modelling using ordinal logistic regression approach. *Int. J. Inj. Contr. Saf. Promot.* 2020, 27, 412–419.
121. Muazir, S.; Hsieh, H.C. Urban Network in Strategic Areas in Indonesia Case Study: Sambas Regency, West Kalimantan. *J. Des. Built Environ.* 2019, 19, 14–29.
122. Congiu, T.; Sotgiu, G.; Castiglia, P.; Azara, A.; Piana, A.; Saderi, L.; Dettori, M. Built environment features and pedestrian accidents: An Italian retrospective study. *Sustainability* 2019, 11, 1064. .[Green Version]
123. Rothman, L.; Howard, A.; Buliung, R.; Macarthur, C.; Richmond, S.A.; Macpherson, A. School environments and social risk factors for child pedestrian-motor vehicle collisions: A case-control study. *Accid. Anal. Prev.* 2017, 98, 252–258. .[Green Version]
124. Shoari, N.; Heydari, S.; Blangiardo, M. A decade of child pedestrian safety in England: A Bayesian spatio-temporal analysis. *BMC Public Health* 2023, 23, 215.
125. Feizizadeh, B.; Omarzadeh, D.; Sharifi, A.; Rahmani, A.; Lakes, T.; Blaschke, T. A GIS-Based Spatiotemporal Modelling of Urban Traffic Accidents in Tabriz City during the COVID-19 Pandemic. *Sustainability* 2022, 14, 7468.

126. Soroori, E.; Kiani, B.; Ghasemi, S.; Mohammadi, A.; Shabanikiya, H.; Bergquist, R.; Kiani, F.; Tabatabaei-Jafari, H. Spatial Association Between Urban Neighbourhood Characteristics and Child Pedestrian–Motor Vehicle Collisions. *Appl. Spat. Anal. Policy*. 2023, 1–20.
127. Yigit Katanalp, B.; Eren, E.; Alver, Y. An integrated solution to identify pedestrian-vehicle accident prone locations: GIS-based multicriteria decision approach. *J. Transp. Saf. Secur.* 2023, 15, 137–176.
128. Ghasedi, M.; Sarfjoo, M.; Bargegol, I. Prediction and Analysis of the Severity and Number of Suburban Accidents Using Logit Model, Factor Analysis and Machine Learning: A case study in a developing country. *SN Appl. Sci.* 2021, 3, 13. .
129. Pulugurtha, S.S.; Krishnakumar, V.K.; Nambisan, S.S. New methods to identify and rank high pedestrian crash zones: An illustration. *Accid. Anal. Prev.* 2007, 39, 800–811. [PubMed]
130. Cottrill, C.D.; Thakuria, P. Evaluating pedestrian crashes in areas with high low-income or minority populations. *Accid. Anal. Prev.* 2010, 42, 1718–1728.
131. Al-Mistarehi, B.; Alomari, A.H.; Imam, R.; Mashaqba, M. Using machine learning models to forecast severity level of traffic crashes by R Studio and ArcGIS. *Front. Built Environ.* 2022, 8, 860805. .
132. Dai, D.; Jaworski, D. Influence of built environment on pedestrian crashes: A network-based GIS analysis. *Appl. Geogr.* 2016, 73, 53–61. Rahman, M.T.; Jamal, A.; Al-Ahmadi, H.M. Examining Hotspots of Traffic Collisions and their Spatial Relationships with Land Use: A GIS-Based Geographically Weighted Regression Approach for Dammam, Saudi Arabia. *ISPRS Int. J. Geo-Inf.* 2020, 9, 540.
133. Kang, Y. Data and Algorithmic Modeling Approaches in Crash Analysis. Ph.D. Thesis, The University of Nebraska-Lincoln, Lincoln, NE, USA, 2021.
134. Katanalp, B.Y.; Eren, E. GIS-based assessment of pedestrian-vehicle accidents in terms of safety with four different ML models. *J. Transp. Saf. Secur.* 2021, 14, 1598–1632. .
135. Kumar, A.; Pant, S. Analytical hierarchy process for sustainable agriculture: An overview. *MethodsX* 2022, 10, 101954.

136. Rawat, S.S.; Pant, S.; Kumar, A.; Ram, M.; Sharma, H.K.; Kumar, A. A State-of-the-Art Survey on Analytical Hierarchy Process Applications in Sustainable Development. *Int. J. Math. Eng. Manag. Serv.* 2022, 7, 883–917.
137. Kumar, A.; Garg, P.; Pant, S.; Ram, M.; Kumar, A. Multi-Criteria Decision-Making Techniques for Complex Decision Making Problems. *Math. Eng. Sci. Aerosp.* 2022, 13, 791–803.
138. Gogoi, B.B.; Kumari, A.; Nirmala, S.; Kartik, A. Meta-heuristic optimization techniques in navigation constellation design. *Meta-Heuristic Optim. Tech. Appl. Eng.* 2022, 10, 93.
139. Zafri, N.M.; Prithul, A.A.; Baral, I.; Rahman, M. Exploring the factors influencing pedestrian-vehicle crash severity in Dhaka, Bangladesh. *Int. J. Inj. Contr. Saf. Promot.* 2020, 27, 300–307. . [PubMed]
140. Hu, L.; Wu, X.; Huang, J.; Peng, Y.; Liu, W. Investigation of clusters and injuries in pedestrian crashes using GIS in Changsha, China. *Saf. Sci.* 2020, 127, 104710. .
141. Xu, X.; Luo, X.; Ma, C.; Xiao, D. Spatial-temporal analysis of pedestrian injury severity with geographically and temporally weighted regression model in Hong Kong. *Transp. Res. Traffic Psychol. Behav.* 2020, 69, 286–300. .
142. James, E. Analyzing Factors Affecting Pedestrian Crash Frequency & Severity Considering Demographic, Land Use, & Roadway Characteristics. Ph.D. Thesis, Northern Arizona University, Flagstaff, AZ, USA, 2021.
143. Monsere, C.; Wang, H.; Wang, Y.; Chen, C. Risk Factors for Pedestrian and Bicycle Crashes; Oregon Department of Transportation. Research Section: Salem, OR, USA, 2017.
144. Guo, M.; Yuan, Z.; Janson, B.; Yang, Y. A Two-Level Random Intercept Logit Model for Predicting Pedestrian-Vehicle Crash. In *International Conference on Transportation and Development 2020*; American Society of Civil Engineers: Reston, VA, USA, 2020; pp. 68–81.
145. Jin, X.; Zheng, J.; Geng, X. Prediction of road traffic accidents based on grey system theory and grey Markov model. *Strategies* 2020, 12, 13. .
146. Ma, X.; Zhang, J.; Huang, P.; Sang, H.; Sun, G.; Chen, J. Traffic accident prediction based on Markov chain cloud model. In *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*; IOP Publishing: Bristol, UK, 2020; Volume 526, p. 12188.

147. Su, J.; Sze, N.N.; Bai, L. A joint probability model for pedestrian crashes at macroscopic level: Roles of environment, traffic, and population characteristics. *Accid. Anal. Prev.* 2021, 150, 105898.
148. vom Dorff, S.; Cheng, C.H.; Esen, H.; Fränzle, M. Mixed-Neighborhood, Multi-speed Cellular Automata for Safety-Aware Pedestrian Prediction. In *International Conference on Software Engineering and Formal Methods*; Springer: Berlin/Heidelberg, Germany, 2021; pp. 501–520.
149. Li, C.; Liu, S.; Cen, X. Safety and efficiency impact of pedestrian–vehicle conflicts at non signalized midblock crosswalks based on fuzzy cellular automata. *Phys. A Stat. Mech. Appl.* 2021, 572, 125871.
150. Tang, T.Q.; Xie, C.Z.; Chen, L. Modeling and simulating the pedestrian flow in a training school classroom during the pickup period. *Phys. A Stat. Mech. Appl.* 2019, 528, 121281.
151. Macioszek, E.; Granà, A. The Analysis of the Factors Influencing the Severity of Bicyclist Injury in Bicyclist-Vehicle Crashes. *Sustainability* 2022, 14, 215.
152. Forrest, M.; Heydari, S.; Cherrett, T. Examining the impact of exposure, built environment and socio-demographics on pedestrian safety: A case study of Greater London. *Saf. Sci.* 2023, 159, 106015.
153. Moudon, A.V.; Lin, L.; Jiao, J.; Hurvitz, P.; Reeves, P. The risk of pedestrian injury and fatality in collisions with motor vehicles, a social ecological study of state routes and city streets in King County, Washington. *Accid. Anal. Prev.* 2011, 43, 11–24.
154. Shour, A.R.; Holmes, B.; Ameh, E.A.; Olaomi, O.O.; Anguzu, R.; Cassidy, L.D. Motor vehicle accident is a risk factor for traumatic head injury among children in Abuja: Analysis of the first trauma registry in Nigeria. *Pan Afr. Med. J.* 2019, 33, 215.
155. Wu, W.; Guo, J.; Ma, Z.; Zhao, K. Data-Driven Approach to Assess Street Safety: Large-Scale Analysis of the Microscopic Design. *ISPRS Int. J. Geo-Inf.* 2022, 11, 537. .
156. Bustos, C.; Rhoads, D.; Solé-Ribalta, A.; Masip, D.; Arenas, A.; Lapedriza, A.; Borge-Holthoefer, J. Explainable, automated urban interventions to improve pedestrian and vehicle safety. *Transp. Res. Part C Emerg. Technol.* 2021, 125, 103018.

157. Kang, Y.; Cho, N.; Son, S. Spatiotemporal characteristics of elderly population's traffic accidents in Seoul using space-time cube and space-time kernel density estimation. *PLoS ONE* 2018, 13, e0196845.
158. Mehrnews. The Average Speed of Vehicles in Iran's Metropolises. 2020. Available online: <https://www.mehrnews.com/news/4939280> (accessed on 4 June 2023).
159. Bazzaz, M.M.; Zarifian, A.; Emadzadeh, M.; Vakili, V. Driving behaviors in Iran: A descriptive study among drivers of Mashhad City in 2014. *Glob. J. Health Sci.* 2015, 7, 39.
160. Environmental Systems Research Institute (ESRI). ArcGIS Professional GIS. 2023. Available online: <https://pro.arcgis.com/en/pro-app/latest/help> (accessed on 26 June 2023).
161. QGIS Development Team. QGIS Geographic Information System. Open Source Geospatial Found Project 2016. Available online: <https://qgis.org/en/site/> (accessed on 3 July 2023).
162. ESRI. ArcGIS Desktop 10.8 Tutorial. 2020. Available online: <https://support.esri.com/en-us/products/arcmap> (accessed on 20 June 2023).
163. Schuurman, N.; Walker, B.B.; Swanlund, D.; Amram, O.; Yanchar, N.L. Qualitative field observation of pedestrian injury hotspots: A mixed-methods approach for developing built-and socioeconomic-environmental risk signatures. *Int. J. Environ. Res. Public Health* 2020, 17, 2066. [Green Version]
164. Juozevičiūtė, D.; Grigonis, V. Evaluation of Exclusive Pedestrian Phase Safety Performance at One-Level Signalized Intersections in Vilnius. *Sustainability* 2022, 14, 7894. .
165. Vanderschuren, M.; Zuidgeest, M. Road safety and non-motorized transport in African Cities. In *Non-Motorized Transport Integration into Urban Transport Planning in Africa*; Routledge: Abingdon-on-Thames, UK, 2017; pp. 57–72. [Google Scholar]
166. Litman, T. *Evaluating Non-Motorized Transportation Benefits and Costs*; Victoria Transport Policy Institute: Victoria, BC, Canada, 2012. [Google Scholar]
167. Clifton, K.J.; Burnier, C.V.; Akar, G. Severity of injury resulting from pedestrian–vehicle crashes: What can we learn from examining the built environment? *Transp. Res. Part D Transp. Environ.* 2009, 14, 425–436. .
168. Jamshidi, E.; Moradi, A.; Majdzadeh, R. Environmental risk factors contributing to traffic accidents in children: A case-control study. *Int. J. Inj. Contr Saf. Promot.* 2017, 24, 338–344. . [PubMed]

169. Moradi, A.; Soori, H.; Kavousi, A.; Eshghabadi, F.; Nematollahi, S.; Zeini, S. Effective environmental factors on geographical distribution of traffic accidents on pedestrians, downtown Tehran city. *Int. J. Crit. Illn. Inj. Sci.* 2017, 7, 101–106. . [PubMed]
170. Im, H.N.; Choi, C.G. The hidden side of the entropy-based land-use mix index: Clarifying the relationship between pedestrian volume and land-use mix. *Urban. Stud.* 2019, 56, 1865–1881. .
171. World Health Organization. *Urban Green Spaces and Health A Review of Evidence*; WHO: Copenhagen, Denmark, 2016. [Google Scholar]
172. Shabanikiya, H.; Hashtarkhani, S.; Bergquist, R.; Bagheri, N.; VafaeiNejad, R.; Amiri-Gholanlou, M.; Akbari, T.; Kiani, B. Multiple-scale spatial analysis of paediatric, pedestrian road traffic injuries in a major city in North-Eastern Iran 2015–2019. *BMC Public Health* 2020, 20, 722. .
173. <http://en-us.fluke.com/products/infrared-cameras/fluke-tis10-infrared-camera.html>
174. <http://www.flir.com/instruments/display/?id=62960>
175. Grossmann H. - "Pkw-Klimatisierung Physikalische Grundlagen und technische Umsetzung", Springer, Berlin, 1st edition, September 2010;
176. Bhatti M S 2008 The evolution of automotive air conditioning – Riding in comfort part II
177. ASHRAE journal (HVAC&R Nation) pp 44-50
178. E-automobile, Sistemul de aer conditionat auto, 2015 <http://www.e-automobile.ro/categorie-motor/20-general/154-sistem-aer-conditionat-auto-ac.html>
179. Autodoc 24, Pentru un interior mereu confortabil, 2017, <https://www.autodoc24.ro/info/pentru-un-interior-mereu-confortabil-totul-despre-defeciunile-sistemului-de-aer-condiionat-sac>
180. Orange Country Mobile Auto Repair, AC Compressor Parts, 2019 <https://orangecountymobileautorepair.com/troubleshoot-an-air-conditioning-problem-in-your-car/ac-compressor-parts/>
181. Dinu R C, 2017 Notiuni de termofiziologie, Confortul cladirilor, <http://retele.elth.ucv.ro/Dinu%20Radu%20Cristian/Instalatii%20in%20constructii/Curs%201%20-%20Confortul%20cladirilor.pdf> ,
182. Naji S, Goude S and Kurniawan D 2018 Automotive HVAC NVH quality: from design to vehicle integration, 10th International Styrian Noise, Vibration & Harshness Congress: The European Automotive Noise Conference
183. Rades M, *Vibratii mecanice*, 2008, Editura PRINTECH, pp 1-2
184. Bujoreanu C 2016 *Vibratii mecanice*, note de curs
185. M. H. A. Satar , A. Z. A. Mazlan et al. 2019 Characterisation of the Humming-Type Noise and Vibration of the Automotive HVAC System, *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering* ISSN: 2229-8649 (Print); ISSN: 2180-1606 (Online) Volume 16,

186. Issue 2 pp. 6634-6648
187. St. Hill S, Watkins S, Mavuri SP, et al. 2008 An investigation of vehicle HVAC cabin noise. In: Proceedings of SAE World Congress, pp. 1–12